



INSTITUT TEKNOLOGI PLN

TUGAS AKHIR

ANALISIS PENGARUH VARIASI KOMPOSISI BAHAN BAKAR GAS TERHADAP EFISIENSI TERMAL TURBIN GAS PLTG UNIT 1.2 MUARA KARANG

Disusun Oleh:

NUR KOMALA SARI

NIM : 202212024

**PROGRAM STUDI STRATA SATU TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI DAN BISNIS ENERGI
INSTITUT TEKNOLOGI PLN
JAKARTA 2026**

**ANALISIS PENGARUH VARIASI KOMPOSISI BAHAN BAKAR
GAS TERHADAP EFISIENSI TERMAL TURBIN GAS PLTG UNIT
1.2 MUARA KARANG**

TUGAS AKHIR



INSTITUT TEKNOLOGI PLN

Diajukan untuk Memenuhi Sebagian Persyaratan
Guna Memperoleh Gelar Sarjana

Disusun Oleh:

NUR KOMALA SARI

NIM: 202212014

**PROGRAM STUDI S1 TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI DAN BISNIS ENERGI
INSTITUT TEKNOLOGI PLN
JAKARTA 2026**

PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS AKHIR

Nama Mahasiswa : Nur Komala Sari
NIM : 202212014
Program Studi : S1 Teknik Mesin
Fakultas : Fakultas Teknologi dan Bisnis Energi
Judul Tugas Akhir : Analisis Pengaruh Variasi Komposisi Bahan Bakar
Gas Terhadap Efisiensi Termal Turbin Gas PLTG
Unit 1.2 Muara Karang

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam Tugas Akhir ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar Sarjana baik di lingkungan Institut Teknologi PLN maupun di suatu Perguruan Tinggi, dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang secara tertulis diacu dalam naskah ini dan disebutkan dalam daftar pustaka. Pernyataan ini dibuat dengan penuh kesadaran dan rasa tanggung jawab serta bersedia bertanggung jawab segala resiko jika ternyata pernyataan ini tidak benar.

Jakarta, 31 Januari 2026



Nur Komala Sari

LEMBAR PENGESAHAN TUGAS AKHIR

Judul Tugas Akhir : Analisis Pengaruh Variasi Komposisi Bahan Bakar Gas Terhadap Efisiensi Termal Turbin Gas PLTG Unit 1.2 Muara Karang

Nama Mahasiswa : Nur Komala Sari

NIM : 202212014

Program Studi : S1 Teknik Mesin

Fakultas : Fakultas Teknologi dan Bisnis Energi

Disetujui Oleh

Pembimbing 1

Nama : Dr. Drs. Prayudi, M. M., M. T.
NIDN : 0322056401



Diketahui Oleh

Kepala Program Studi

Nama : Muhammad Ridwan, S. T., M. T.
NIDN : 0315049103



Dekan

Nama : Dr. Eri Prabowo, S. T., M. Kom., IPU
NIDN : 0308126604



Tanggal Ujian:

Tanggal Lulus:

LEMBAR PENGESAHAN PENGUJI

Judul Tugas Akhir : Analisis Pengaruh Variasi Komposisi Bahan Bakar Gas Terhadap Efisiensi Termal Turbin Gas PLTG Unit 1.2 Muara Karang
Nama Mahasiswa : Nur Komala Sari
NIM : 202212014
Program Studi : S1 Teknik Mesin
Fakultas : Fakultas Teknologi dan Bisnis Energi

Disetujui Oleh

Ketua Penguji

Nama : Hendri, S. T., M. T.
NIDN : 03055058207



Anggota Penguji I

Nama : Ir. Roswati Nurhasanah, S. T., M. T.
NIDN : 0302018806



Anggota Penguji II/Pembimbing

Nama : Dr. Drs. Prayudi, M. M., M. T.
NIDN : 0322056401



Diketahui Oleh,

Kepala Program Studi

Nama : Muhammad Ridwan, S. T., M. T.
NIDN : 0315049103



UCAPAN TERIMA KASIH

Puji syukur penulis panjatkan ke hadirat Allah SWT atas rahmat dan karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul *“Optimasi Efisiensi Termal Turbin Gas PLTG Unit 1.2 Muara Karang Melalui Analisis Persentase Pembakaran Gas NR dan Campuran PHE-NR”* dengan baik.

Dengan penuh rasa hormat dan terima kasih, penulis menyampaikan apresiasi yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Dr. Drs. Prayudi, M.M., M.T. selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir yang telah dengan sabar membimbing, mengarahkan, dan memberikan masukan berharga selama proses penyusunan skripsi ini.
2. Bapak Muhammad Ridwan, S.T., M.T. selaku Kepala Program Studi S1 Teknik Mesin, yang senantiasa memberikan dukungan, dan arahan kepada penulis.
3. Bapak/Ibu dosen penguji serta seluruh dosen dan staf Fakultas Teknologi dan Bisnis Energi ITPLN, khususnya Program Studi S1 Teknik Mesin, atas ilmu, bimbingan, dan dukungan yang sangat berarti selama masa perkuliahan.
4. Keluarga besar S1 Teknik Mesin, khususnya angkatan 2022, yang telah menjadi teman seperjalanan penulis sejak awal perkuliahan hingga tahap akhir. Terima kasih atas kebersamaan, dukungan, dan tawa yang selalu menguatkan di setiap prosesnya, sehingga perjalanan perkuliahan terasa lebih ringan dan penuh makna.
5. Rekan-rekan satu bimbingan, Foezy Imroatul Awaliyah dan Farros Fadhlillah, terima kasih telah membersamai penulis sejak awal penyusunan skripsi. Terima kasih atas bantuan dalam proses diskusi, serta dukungan yang tulus tanpa pamrih. Kebersamaan dari pagi hingga malam dengan saling suport dan saling membantu menjadi bagian yang sangat berarti hingga skripsi ini dapat terselesaikan.
6. Kepada kedua orang tua tercinta, Bapak Ali Sadikin dan Ibu Kasiani Saragih. Skripsi ini penulis dedikasikan untuk kedua orang tua yang selalu mengusahakan anak perempuan pertama ini dapat menempuh pendidikan setinggi-tingginya. Untuk Bapak, terima kasih atas setiap cucuran keringat, kerja keras, dan perjuangan yang Bapak tukarkan menjadi nafkah demi mengantarkan penulis

sampai pada titik ini. Untuk Ibu tercinta, terima kasih atas kasih sayang yang tidak pernah habis, atas doa yang tak putus, motivasi, pesan, dan harapan yang selalu menguatkan setiap langkah penulis, dan pengorbanan yang tidak akan mampu penulis balas dengan apa pun.

7. Kepada seseorang yang tidak kalah penting kehadirannya, Mulyadi Wijaksana, S.T., penulis mengucapkan terima kasih telah menjadi bagian dari perjalanan hidup penulis sejak tahun 2018, sejak masih menempuh pendidikan di bangku SMA hingga proses penyelesaian skripsi ini. Terima kasih atas kesabaran dalam menemani, membantu, serta meluangkan waktu, tenaga, dan pikiran, serta dukungan dan motivasi yang selalu diberikan selama tujuh tahun ini hingga penulis dapat menyelesaikan skripsi di perguruan tinggi. Semoga segala harapan baik yang telah direncanakan dapat terwujud di kemudian hari.
8. Terakhir, penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada diri sendiri, sosok perempuan kuat yang telah berjuang sampai di tahap ini. Terima kasih, “Ody” karena sudah memilih untuk bertahan, terus belajar, dan terus tumbuh meskipun tidak selalu mudah. Terima kasih karena tetap melangkah meski lelah, tetap semangat, raih mimpimu yang besar, dan tumbuh menjadi versi terbaik dari dirimu. Jika suatu saat lelah, tidak apa-apa untuk beristirahat sejenak, lalu bangkit kembali. Jangan lupa untuk selalu menyayangi dan merayakan dirimu sendiri, karena kamu sudah sejauh ini dan itu sangat layak dibanggakan.

Akhir kata, penulis menyadari bahwa skripsi ini masih jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun. Semoga skripsi ini dapat bermanfaat bagi pembaca dan menjadi langkah awal penulis untuk terus belajar dan berkembang.

Jakarta, 31 Januari 2026



Nur Komala Sari

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIK

Sebagai sivitas akademika Institut Teknologi PLN, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa : Nur Komala Sari

Nim : 202212014

Program studi : S1 Teknik Mesin

Fakultas/Sekolah : Teknologi Dan Bisnis Energi

Judul Tugas Akhir : Analisis Pengaruh Variasi Komposisi Bahan Bakar Gas Terhadap Efisiensi Termal Turbin Gas PLTG Unit 1.2 Muara Karang

Demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Institut Teknologi PLN Hak Bebas Royalti Non eksklusif (*Non- exclusive Royalty Free Right*) atas karya ilmiah saya. Beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Non eksklusif ini Institut Teknologi PLN berhak menyimpan, mengalih media/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan mempublikasikan Tugas Akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Jakarta

Pada tanggal : 31 Januari 2026

Yang menyatakan



(Nur Komala Sari)

ABSTRAK

Nur Komala Sari. Analisis Efisiensi Termal Turbin Gas PLTG Unit 1.2 Muara Karang
Berdasarkan Variasi Komposisi Bahan Bakar Gas
Dibimbing oleh Dr. Prayudi, Drs., M.M.

Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis pengaruh variasi komposisi bahan bakar gas terhadap efisiensi termal turbin gas GT 1.2 di PLTG Muara Karang pada beban desain 80 MW. Analisis dilakukan menggunakan data operasi riil (*performance test*) periode Desember 2024 sebagai kondisi eksisting awal, dan data pembandingan pada Juli 2025. Variasi komposisi bahan bakar yang dianalisis meliputi 100% NR, campuran PHE 5% + NR 95%, dan campuran PHE 20% + NR 80%. Parameter evaluasi meliputi efisiensi termal, *heat rate*, *specific fuel consumption* (SFC), efisiensi kompresor, efisiensi combustor, serta distribusi energi melalui *Sankey Diagram*. Selain itu, perangkat lunak DWSIM digunakan untuk mendukung analisis karakteristik pembakaran dan keseimbangan energi dalam siklus turbin gas. Hasil penelitian menunjukkan bahwa efisiensi termal tertinggi diperoleh pada penggunaan 100% NR sebesar 32,75%, sedangkan peningkatan fraksi PHE hingga 20% menyebabkan efisiensi termal menurun menjadi 29,81%. Penurunan ini sejalan dengan turunnya efisiensi kompresor dari 89,57% menjadi 81,50%, sementara efisiensi combustor relatif stabil pada kisaran 95,95%–96,87%. *Heat rate* menunjukkan kecenderungan berbanding terbalik dengan efisiensi termal, di mana nilai tertinggi tercatat pada campuran PHE 20% + NR 80%. Secara keseluruhan, variasi komposisi bahan bakar berpengaruh terhadap keseimbangan energi dalam siklus turbin gas, dan penggunaan bahan bakar dengan dominasi NR menghasilkan kinerja termal yang lebih baik dibandingkan campuran dengan fraksi PHE lebih besar.

Kata kunci: Turbin gas, PLTG Muara Karang, variasi komposisi bahan bakar, efisiensi termal, *heat rate*, SFC, DWSIM.

ABSTRACT

Nur Komala Sari. Thermal Efficiency Analysis of Gas Turbine Unit 1.2 at Muara Karang Gas Power Plant Based on Fuel Gas Composition Variation
Supervised by Dr. Prayudi, Drs., M.M.

This study aims to analyze the effect of fuel gas composition variation on the thermal efficiency of Gas Turbine GT 1.2 at Muara Karang Gas Power Plant under the design load condition of 80 MW. The analysis was conducted using real operating data (performance test) from December 2024 as the initial existing condition, with comparative data from July 2025. The fuel composition variations analyzed include 100% NR, 5% PHE + 95% NR, and 20% PHE + 80% NR. The evaluation parameters consist of thermal efficiency, heat rate, specific fuel consumption (SFC), Compressor efficiency, combustor efficiency, and energy distribution through Sankey Diagram analysis. In addition, DWSIM software was utilized to support the analysis of combustion characteristics and energy balance within the gas turbine cycle. The results indicate that the highest thermal efficiency was achieved using 100% NR at 32.75%, while increasing the PHE fraction to 20% reduced the thermal efficiency to 29.81%. This decrease is consistent with the reduction in Compressor efficiency from 89.57% to 81.50%, whereas combustor efficiency remained relatively stable in the range of 95.95%–96.87%. The heat rate shows an inverse trend relative to thermal efficiency, with the highest value recorded in the 20% PHE + 80% NR mixture. Overall, fuel gas composition variation affects the energy balance within the gas turbine cycle, and fuel dominated by NR demonstrates better thermal performance compared to mixtures with a higher PHE fraction.

Keywords: *Gas turbine, Muara Karang Gas Power Plant, fuel gas composition variation, thermal efficiency, heat rate, SFC, DWSIM.*

DAFTAR ISI

PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS AKHIR.....	iii
LEMBAR PENGESAHAN TUGAS AKHIR	iv
LEMBAR PENGESAHAN PENGUJI.....	v
UCAPAN TERIMA KASIH	vi
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIK.....	viii
ABSTRAK	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xiv
DAFTAR LAMPIRAN	xv
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Manfaat Penelitian	3
1.5 Ruang Lingkup Masalah	4
1.6 Kabaharuan	4
1.7 Hipotesis.....	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	6
2.1 Penelitian Yang Relevan.....	6
2.2 Landasan Teori	9
2.2.1 Teori Dasar PLTG dan Turbin Gas	9
2.2.2 Hukum Termodinamika.....	21
2.2.3 Bahan Bakar dan Pembakaran	22
2.2.4 Simulasi dan Optimasi.....	28
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	30
3.1 Tempat dan Waktu Penelitian.....	30
3.1.1 Tempat Penelitian	30

3.1.2	Waktu Penelitian	30
3.2	Desain Penelitian.....	31
3.3	Metode Pengumpulan Data	32
3.4	Metode Pengolahan Data	34
3.5	Metode Analisis Data	37
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....		38
4.1	Pengolahan Data Sekunder	38
4.2	Pengolahan Data Primer.....	40
4.2.1	Perhitungan Mencari Rasio Tekanan, Nilai Tekanan Relatif, Gas Hasil	40
4.2.2	Efisiensi Termal dan SFC.....	47
4.3	Analisa dan Pembahasan.....	58
4.3.1	Analisa Efisiensi Kompresor.....	58
4.3.2	Analisis Efisiensi <i>Combustor</i>	59
4.3.3	Analisis Efisiensi Turbin Gas	60
4.3.4	Analisis Efisiensi Termal	61
4.3.5	Analisis <i>Heat rate</i>	62
4.3.6	Analisis <i>Specific fuel consumption</i>	63
4.4	Analisis <i>Sankey Diagram</i>	64
4.4	Evaluasi Pola Operasi terhadap Efisiensi Termal	67
4.5	Analisis Fishbone	68
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		72
5.1	Kesimpulan	72
5.2	Saran.....	73
DAFTAR PUSTAKA.....		74
DAFTAR RIWAYAT HIDUP		76
LAMPIRAN.....		77

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Turbin Gas GE MS9001	10
Gambar 2. 2 Kompresor	11
Gambar 2. 3 Combustion Chamber Bentuk Annular	12
Gambar 2. 4 Burner Pada Combustion Chamber	13
Gambar 2. 5 Sudu – Sudu Turbin Gas	14
Gambar 2. 6 Prinsip Kerja PLTG	14
Gambar 2. 7 Siklus Brayton Ideal pada PLTG	16
Gambar 2. 8 Siklus Brayton Aktual	19
Gambar 2. 9 Software Simulasi	29
Gambar 3. 1 Tempat Penelitian	30
Gambar 3. 2 Flowchart Penelitian	31
Gambar 4. 2 Diagram T-S 80MW Full NR	51
Gambar 4. 3 Diagram P-V 80MW Full NR	51
Gambar 4. 4 Diagram T-S 80MW PHE 20% + NR 80%	52
Gambar 4. 5 Diagram P-V 80MW PHE 20% + NR 80%	53
Gambar 4. 6 Diagram T-S 80MW PHE 5% + NR 95%	54
Gambar 4. 7 Diagram P-V 80MW PHE 5% + NR 95%	54
Gambar 4. 8 <i>Flow</i> Simulasi DWSIM Beban 80MW NR100% (2024)	55
Gambar 4. 9 <i>Flow</i> Simulasi DWSIM Beban 80 MW PHE 20% + NR 80% (2024)	56
Gambar 4. 10 <i>Flow</i> Simulasi DWSIM Beban 80MW PHE 5% + NR 95% (2025)	57
Gambar 4. 11 Graik Perbandingan Efisiensi Kompresor	58
Gambar 4. 12 Grafik Perbandingan Efisiensi Combustor	59
Gambar 4. 13 Graik Perbandingan Efisiensi Turbin Gas	60
Gambar 4. 14 Grafik Perbandingan Efisiensi Termal	61
Gambar 4. 15 Grafik Perbandingan <i>Heat rate</i>	62
Gambar 4. 16 Grafik Perbandingan <i>Specific fuel consumption</i>	63
Gambar 4. 17 <i>Sankey Diagram</i> BEBAN 80MW NR100% 2024	64
Gambar 4. 18 <i>Sankey Diagram</i> BEBAN 80MW PHE 20% + NR 80% 2024	65
Gambar 4. 19 <i>Sankey Diagram</i> BEBAN 80MW PHE 5% + NR 95% 2025	66
Gambar 4. 20 Diagram Fishbone	68

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Komposisi bahan bakar PHE Gas Composition.....	23
Tabel 2. 2 Komposisi bahan bakar NR 350 Gas Composition.....	24
Tabel 4. 2 Data Sekunder Pada Beban 80 MW Full NR.....	38
Tabel 4. 3 Data Sekunder Pada Beban 80 MW PHE 20% + NR 80%.....	39
Tabel 4. 4 Data Sekunder Pada Beban 80 MW PHE + NR.....	40
Tabel 4. 5 Hasil Rasio Tekanan.....	41
Tabel 4. 6 Interpolasi Pr_4	41
Tabel 4. 7 Hasil Tekanan Relatif 4.....	42
Tabel 4. 8 Hasil Tekanan Relatif 3.....	42
Tabel 4. 9 Interpolasi T_3	42
Tabel 4. 10 Hasil Tekanan T_3	43
Tabel 4. 11 Hasil T_2'	43
Tabel 4. 12 Hasil T_4'	43
Tabel 4. 13 Interpolasi h_1	44
Tabel 4. 14 Hasil h_1	44
Tabel 4. 15 Interpolasi h_2	44
Tabel 4. 16 Hasil h_2	45
Tabel 4. 17 Interpolasi h_3	45
Tabel 4. 18 Hasil h_3	45
Tabel 4. 19 Interpolasi h_4	46
Tabel 4. 20 Hasil h_4	46
Tabel 4. 21 Interpolasi h_2'	46
Tabel 4. 22 Hasil h_2'	47
Tabel 4. 23 Interpolasi h_4'	47
Tabel 4. 24 hasil h_4'	47
Tabel 4. 25 Efisiensi Beban 80 MW (NR 100%).....	50
Tabel 4. 26 Efisiensi Beban 80 MW (PHE 20%+NR 80%).....	52
Tabel 4. 27 Efisiensi Beban 80 MW (NR, PHE 5%+NR 95%).....	53
Tabel 4. 28 Perbandingan Simulasi DWSIM dan Hasil Perhitungan Aktual Beban 80MW NR100% (2024).....	55
Tabel 4. 29 Perbandingan Simulasi DWSIM dan Hasil Perhitungan Aktual Beban 80MW PHE 20% + NR 80% (2024).....	56
Tabel 4. 30 Perbandingan Simulasi DWSIM dan Hasil Perhitungan Aktual Beban 80MW PHE 5% + NR 95% (2025).....	57
Tabel 4. 31 Analisis Diagram Fishbone.....	68

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1 Hasil Tes Plagiarisme	77
Lampiran 2 Lembar Bimbangan	78
Lampiran 3 Surat Permohonan Pengambilan Data	80
Lampiran 4 Data Sekunder.....	81
Lampiran 5 Data Komposisi Bahan Bakar.....	86
Lampiran 6 Tabel Ideal Gas Propertis.....	91
Lampiran 7 Lembaran Revisi Sidang Proposal.....	93
Lampiran 8 Lembar Revisi Ketua Penguji.....	94
Lampiran 9 Lembar Revisi Anggota Penguji.....	95
Lampiran 10 Lembar Revisi Pembimbing	96
Lampiran 11 Lembar Ringkasan Revisi.....	97
Lampiran 12 Daftar Revisi.....	98

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kemandirian energi merupakan aspek krusial bagi kedaulatan suatu negara dan menjadi bagian penting dari ketahanan nasional. Di Indonesia, sektor pembangkit listrik menjadi tulang punggung ekonomi dan kesejahteraan masyarakat, dengan energi listrik sebagai motor aktivitas sehari-hari dari pabrik hingga rumah tangga. Berdasarkan data Kementerian ESDM hingga tahun 2022, Indonesia memiliki berbagai jenis pembangkit dengan kapasitas terpasang yang signifikan, meliputi PLTU dengan kapasitas 42.343,26 MW, PLTGU dengan kapasitas 13.397,82 MW, PLTS dengan kapasitas 283,14 MW, dan PLTG dengan kapasitas 4.456,74 MW (Sansuadi, Nur Mazidah, 2022). Di antara berbagai jenis pembangkit tersebut, Pembangkit Listrik Tenaga Gas memiliki beberapa keunggulan strategis, antara lain efisiensi penggunaan lahan yang lebih baik, emisi gas rumah kaca yang lebih rendah dibandingkan pembangkit berbasis batu bara, waktu start-up yang cepat. Pembangkit listrik tenaga gas (PLTG) adalah salah satu jenis pembangkit listrik yang beroperasi di Indonesia, dengan tujuan memanfaatkan energi secara lebih efisien untuk memenuhi kebutuhan listrik yang terus meningkat. Diketahui bahwa efisiensinya akan naik seiring dengan peningkatan beban operasional (Tara Difpaa, Nabilah M, 2024).

PT PLN Nusantara Power UP Muara Karang merupakan salah satu aset pembangkitan yang menyuplai kebutuhan listrik wilayah vital seperti Jakarta dan sekitarnya dengan kapasitas 2.154 MW. Dalam konteks operasional Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) yang berbasis siklus *Brayton* yang memanfaatkan energi termal dari hasil pembakaran bahan bakar gas untuk menghasilkan energi mekanik yang kemudian menggerakkan generator listrik, khususnya pada Blok 1 Muara Karang yang menggunakan tipe gas turbin *General Electric Machine Series 9001E* diketahui bahwa efisiensi termal turbin gas menjadi parameter kunci yang menentukan kinerja keseluruhan pembangkit. Efisiensi termal yang tinggi tidak hanya mengoptimalkan produksi listrik, tetapi juga secara

signifikan mengurangi konsumsi bahan bakar spesifik, menurunkan biaya operasional, dan mengurangi emisi gas rumah kaca per kWh energi listrik yang dihasilkan.

Salah satu faktor yang mempengaruhi efisiensi termal turbin gas yaitu karakteristik bahan bakar yang digunakan. Komposisi bahan bakar memiliki pengaruh signifikan terhadap parameter-parameter kritis pembakaran seperti nilai kalor, suhu nyala api, kecepatan pembakaran, dan efisiensi pembakaran di ruang bakar turbin. Di PLTG Muara Karang Blok 1 menggunakan bahan bakar gas yang bersumber dari Pertamina Hulu Energi (PHE) dan Nusantara Regas (NR). Gas dari PHE umumnya merupakan gas yang telah melalui proses pengolahan di kilang dengan komposisi yang lebih kompleks, dan NR merupakan gas alam konvensional yang didominasi oleh metana dengan kandungan 88-94% (Marcogaz Aisbl, 2024). Secara eksisting, operasi PLTG Muara Karang Unit 1.2 pada periode penelitian menunjukkan penggunaan bahan bakar gas NR sebagai bahan bakar utama pada berbagai tingkat beban operasi. Secara teoritis, gas NR dengan kandungan metana yang lebih tinggi diasumsikan memiliki potensi menghasilkan efisiensi termal yang lebih baik karena mendukung proses pembakaran yang lebih stabil dan bersih. Namun, dalam praktik operasional, penerapan gas campuran PHE-NR juga telah dilakukan sebagai bagian dari strategi pemanfaatan pasokan bahan bakar, yang menunjukkan adanya variasi karakteristik termodinamika dan pola pembakaran pada kondisi eksisting yang belum sepenuhnya dievaluasi terhadap pengaruhnya pada kinerja turbin gas.

Berdasarkan kondisi eksisting tersebut, terdapat potensi optimasi efisiensi termal yang dapat dicapai melalui pengaturan persentase pembakaran bahan bakar gas pada berbagai tingkat beban. Meskipun asumsi teoritis menunjukkan keunggulan gas NR murni, efisiensi aktual turbin gas dipengaruhi oleh berbagai faktor lain, seperti nilai kalor, karakteristik pembakaran, temperatur gas hasil pembakaran, serta kondisi operasi turbin. Oleh karena itu, penelitian ini dilakukan dengan menganalisis data operasi riil PLTG Muara Karang dan melakukan simulasi menggunakan perangkat lunak DWSIM untuk mengevaluasi pengaruh persentase pembakaran terhadap efisiensi termal, sehingga diperoleh dasar rekomendasi optimasi operasi pembangkit yang bersifat realistis dan berbasis data.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas, maka adapun rumusan masalah dalam penelitian ini yaitu sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh variasi komposisi bahan bakar gas (100% NR, 5% PHE + 95% NR, dan 20% PHE + 80% NR) berdasarkan data operasi riil terhadap efisiensi termal turbin gas PLTG Muara Karang pada beban 80 MW?
2. Bagaimana perbandingan kinerja termal turbin gas pada masing-masing variasi komposisi bahan bakar yang diterima dari sumber pasokan eksternal?
3. Faktor-faktor apa saja yang paling dominan memengaruhi perubahan efisiensi termal turbin gas, khususnya pada komponen utama seperti kompresor, ruang bakar, dan turbin?
4. Bagaimana pengaruh perbedaan karakteristik bahan bakar gas, seperti kandungan metana dan nilai kalor (LHV), terhadap parameter pembakaran dan kinerja turbin gas?

1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan rumusan masalah yang telah di sebutkan di atas, adapun tujuan dari penelitian ini sebagai berikut :

1. Menganalisis efisiensi termal turbin gas PLTG Muara Karang pada variasi komposisi bahan bakar gas berdasarkan data operasi riil pada beban 80 MW.
2. Membandingkan kinerja termal turbin gas pada masing-masing variasi komposisi bahan bakar yang diterima dari sumber pasokan eksternal.
3. Mengidentifikasi faktor-faktor dominan yang memengaruhi efisiensi termal turbin gas, khususnya pada subsistem utama seperti kompresor, ruang bakar, dan turbin.
4. Mengevaluasi pengaruh karakteristik bahan bakar gas terhadap parameter pembakaran dan keseimbangan energi dalam siklus turbin gas.

1.4 Manfaat Penelitian

Manfaat yang diharapkan dari penelitian ini meliputi hal-hal sebagai berikut:

1. Penelitian ini diharapkan memberikan kontribusi dalam pengembangan analisis kinerja sistem pembangkit listrik tenaga gas berbasis data operasi riil, khususnya

dalam memahami dampak variasi komposisi bahan bakar terhadap efisiensi termal turbin gas.

2. Penelitian ini bermanfaat sebagai referensi teknis bagi akademisi dan praktisi industri pembangkitan dalam memahami dampak variasi persentase bahan bakar gas eksisting terhadap kinerja turbin gas.
3. Hasil penelitian ini diharapkan dapat memberikan dasar evaluasi operasional PLTG Muara Karang berdasarkan kondisi aktual pembangkit.
4. Penelitian ini juga dapat dijadikan referensi dalam pengembangan strategi pemanfaatan sumber daya gas bumi secara berkelanjutan, melalui pendekatan analisis dan simulasi berbasis perangkat lunak DWSIM.

1.5 Ruang Lingkup Masalah

Adapun ruang lingkup didalam penulisan penelitian ini yaitu:

1. Analisis dilakukan pada turbin gas tipe GE MS 9001E yang beroperasi di Blok 1 PLTG Muara Karang pada GT 1.2.
2. Data operasi yang digunakan merupakan data performance test pada periode Desember 2024 serta Juli 2025 dengan fokus analisis pada beban desain 80 MW.
3. Penelitian difokuskan pada analisis efisiensi termal turbin gas berdasarkan variasi komposisi bahan bakar gas yang diterima dari sumber pasokan eksternal, dengan bantuan simulasi DWSIM untuk memodelkan proses termodinamika dan karakteristik pembakaran.
4. Penelitian ini tidak membahas aspek keekonomian maupun perhitungan biaya bahan bakar.

1.6 Kabaharuan

Pada Penelitian ini terdapat beberapa aspek kebaharuan dibandingkan dengan penelitian sebelumnya, sebagai Berikut :

1. Penelitian ini mengkaji variasi komposisi bahan bakar gas yang diterapkan secara nyata di lapangan dan menganalisis pengaruhnya terhadap efisiensi termal pada beban desain unit.

2. Pemanfaatan perangkat lunak DWSIM sebagai alat simulasi dalam memodelkan proses pembakaran dan siklus termodinamika berbasis kondisi eksisting pembangkit memberikan pendekatan yang aplikatif dan relevan secara operasional, khususnya dalam konteks pembangkit listrik tenaga gas di Indonesia.

1.7 Hipotesis

Berdasarkan latar belakang dan tujuan penelitian yang ada, maka hipotesis yang diajukan adalah sebagai berikut:

1. Penggunaan bahan bakar dengan kandungan metana lebih tinggi (100% NR) diasumsikan menghasilkan efisiensi termal yang lebih tinggi dibandingkan campuran dengan fraksi PHE lebih besar.
2. Peningkatan fraksi PHE dalam campuran diasumsikan mempengaruhi karakteristik pembakaran dan kerja kompresor sehingga dapat menyebabkan perubahan efisiensi termal turbin gas.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Yang Relevan

Untuk memperkuat kajian ini, peneliti melaksanakan evaluasi dengan merujuk pada tinjauan pustaka dari sejumlah penelitian sebelumnya yang relevan dengan subjek yang sedang dibahas:

1. Analisis Pengaruh Bahan Bakar HSD dan LNG terhadap Efisiensi Termal PLTG dengan Variasi Beban Menggunakan Software Cycle Tempo

Penelitian ini membahas bagaimana perbedaan jenis bahan bakar HSD dan LNG yang bisa memengaruhi efisiensi kerja turbin gas di PLTG Muara Karang. Fokus utamanya untuk melihat perubahan kinerja turbin saat beban operasinya berbeda, serta bagaimana karakteristik masing-masing bahan bakar berpengaruh terhadap proses pembakaran dan siklus *Brayton* secara keseluruhan. Dari hasil penelitian ini diketahui bahwa LNG mampu memberikan efisiensi termal yang lebih baik dibandingkan HSD, pada beban 80 MW, efisiensi termal LNG tercatat 32,65%, sedikit lebih tinggi dibandingkan HSD yang sebesar 32,57%. Pada beban 90 MW, perbedaan ini semakin jelas: LNG mencapai 34,66%, sedangkan HSD hanya 33,91%. Kondisi ini timbul akibat kandungan kalor LNG yang lebih tinggi, yang pada akhirnya meningkatkan jumlah energi termal yang memasuki area pembakaran. Selain itu, pada penggunaan HSD, kerja kompresor dan kerja turbin cenderung lebih rendah, sehingga output akhirnya juga tidak setinggi LNG. Penelitian ini juga menunjukkan bahwa semakin tinggi pembebanannya, semakin baik efisiensi termalnya. Baik pada HSD maupun LNG, beban 90 MW selalu menghasilkan kinerja lebih baik dibandingkan 80 MW. Hal ini terjadi karena pada saat beban naik, kerja kompresor, kerja turbin, dan pembakaran ikut meningkat sehingga efisiensinya ikut naik. Penelitian ini menjadi relevan dengan penelitian saya tentang gas PHE, NR, dan campurannya, karena juga membahas tentang efisiensi bahan bakar pada gas turbin dengan variasi beban (Edy Susanto, Noel, 2025).

2. Analisa Variasi Beban terhadap Efisiensi Turbin Gas PLTGU Grati Blok 2 Unit 1

Penelitian ini membahas bagaimana perubahan beban operasi memengaruhi performa turbin gas, khususnya terhadap parameter seperti efisiensi termal, efisiensi kompresor, efisiensi turbin, konsumsi bahan bakar spesifik (SFC), dan *heat rate*. Penelitian ini menggunakan data operasi riil pada beban 50 MW, 75 MW, dan beban 100 MW untuk melihat bagaimana respon turbin gas Mitsubishi MW-701D terhadap perubahan pembebanan. Hasil penelitian menunjukkan bahwa peningkatan beban kerja operasional berbanding lurus dengan kenaikan performa efisiensi pada turbin gas, meliputi efisiensi kompresor, efisiensi turbin, serta efisiensi termal secara menyeluruh. . Pada beban 100 MW, kinerja turbin mencapai kondisi paling optimal dengan efisiensi termal sebesar 34,84% serta nilai SFC terendah yaitu 0,21 kg/kWh. Sebaliknya pada beban lebih rendah (50 MW dan 75 MW), performa efisiensi termal mengalami penurunan, sementara penggunaan bahan bakar per unit energi lebih besar, yang mengakibatkan pembangkit listrik harus menggunakan lebih banyak bahan bakar untuk menghasilkan output listrik yang sama. Hal ini terjadi karena pada beban tinggi, kerja kompresor dan kerja turbin berada pada titik operasi yang lebih ideal sehingga energi yang dihasilkan lebih sebanding dengan jumlah bahan bakar yang masuk. Penelitian ini menjadi relevan dengan penelitian saya karena sama-sama menekankan bahwa performa turbin gas sangat bergantung pada kondisi operasi serta karakteristik energi masuk baik berupa beban maupun properties bahan bakar (Edwin Leonardo, 2021).

3. *Investigating the Effect of Natural Gas Composition on Centrifugal Gas Compressors Used in Gas Turbine Power Plants*

Penelitian ini meneliti pengaruh komposisi gas alam terhadap kinerja kompresor sentrifugal yang digunakan pada sistem turbin gas pembangkit listrik. Hasil penelitian menunjukkan bahwa variasi komposisi gas alam, terutama kandungan hidrokarbon berat (seperti etana, propana, dan butana), berpengaruh signifikan terhadap karakteristik termodinamika aliran gas di dalam kompresor. Perubahan densitas, rasio panas spesifik, dan tekanan parsial akibat perbedaan komposisi gas dapat menyebabkan fluktuasi pada efisiensi kompresor serta memengaruhi stabilitas operasi turbin gas secara keseluruhan. Penelitian tersebut juga menemukan bahwa peningkatan kandungan hidrokarbon berat

dalam campuran gas menyebabkan penurunan efisiensi isentropik kompresor hingga 2–4%, yang pada akhirnya berdampak pada penurunan efisiensi termal keseluruhan dari siklus *Brayton*. Sebaliknya, penggunaan gas alam dengan komposisi yang lebih ringan (tinggi kandungan metana) memberikan performa kompresor yang lebih stabil dan efisien, serta mengurangi beban kerja pada turbin akibat tekanan discharge yang lebih optimal. Penelitian ini menjadi relevan karena ada hubungannya antara komposisi bahan bakar gas dan efisiensi sistem turbin gas. Variasi komposisi antara gas PHE, gas NR, dan campurannya dapat memberikan efek serupa seperti yang dijelaskan dalam penelitian tersebut, yaitu juga memengaruhi kinerja kompresor dan efisiensi termal turbin (Fujita & Miyazaki, 2024).

4. Analysis of Parameters That Affect the Efficiency of Gas Power Plants

Penelitian ini membahas faktor-faktor utama yang berdampak pada performa efisiensi operasional pembangkit listrik berbasis gas (PLTG), dengan fokus utama pada komponen turbin gas. Fokus penelitian diarahkan untuk memahami bagaimana perubahan parameter operasi seperti suhu udara masuk ke kompresor, suhu bahan bakar, suhu gas buang, serta daya aktif keluaran dapat berdampak terhadap efisiensi termal keseluruhan sistem pembangkit. Variabel yang diamati meliputi temperatur inlet udara (T_1), temperatur bahan bakar (T_2), temperatur gas buang turbin (T_3), serta daya listrik yang dihasilkan (P). Adapun hasil penelitian menunjukkan bahwa setiap variabel memiliki hubungan langsung terhadap efisiensi termal. Suhu udara masuk yang lebih rendah cenderung meningkatkan efisiensi karena udara yang lebih dingin memiliki densitas lebih tinggi, sehingga proses kompresi menjadi lebih efektif. Sebaliknya, kenaikan suhu bahan bakar dan suhu gas buang menunjukkan penurunan efisiensi akibat pembakaran yang kurang optimal dan hilangnya energi panas melalui exhaust. Analisis statistik menunjukkan bahwa variabel suhu udara masuk dan daya aktif memiliki nilai korelasi paling signifikan terhadap efisiensi, dengan koefisien determinasi (R^2) mencapai 0,97, yang menandakan hubungan yang sangat kuat. Dari penelitian ini menjadi relevan dengan judul saya karena keduanya berfokus pada peningkatan efisiensi termal turbin gas melalui analisis faktor yang memengaruhi proses pembakaran dan performa energi perbedaannya penelitian saya akan memperluas cakupan dengan analisis komposisi bahan bakar gas (PHE, NR, dan campuran), (Saputra et al., 2023).

5. Analisis Pengaruh Laju Aliran Massa Bahan Bakar Gas Terhadap Efisiensi Energi dan Eksergi Sebelum dan Sesudah HGPI pada PLTG UP Muara Karang Blok 1 Unit 2

Penelitian ini membahas bagaimana perubahan laju aliran massa bahan bakar gas memengaruhi efisiensi energi dan eksergi pada turbin gas. Fokus utama penelitian ini adalah membandingkan kondisi sebelum dan sesudah Hot Gas Path Inspection (HGPI) dengan beberapa variasi beban operasi. Data yang dianalisis merupakan data operasional nyata dari pembangkit, sehingga hasil perhitungan mampu menunjukkan secara langsung respons turbin gas terhadap perubahan pasokan bahan bakar, dari hasil penelitian menunjukkan bahwa peningkatan laju aliran massa bahan bakar berpengaruh berlawanan arah terhadap efisiensi energi maupun eksergi. Sebelum pelaksanaan HGPI, aliran bahan bakar yang lebih besar justru menurunkan nilai efisiensi. Pola yang sama terlihat pada efisiensi eksergi, di mana terjadi peningkatan setelah turbin gas menjalani perawatan HGPI. Dan pada penelitian ini menegaskan bahwa kondisi komponen turbin sangat menentukan efisiensi termal, di mana HGPI terbukti meningkatkan kinerja kompresor, ruang bakar, dan turbin. Selain itu, variasi beban juga memberikan dampak signifikan, semakin tinggi beban operasi, semakin baik efisiensi energi dan eksergi, karena kerja kompresor dan turbin lebih optimal pada kondisi mendekati operasi nominal. Jurnal ini menjadi relevan dengan penelitian saya karena sama-sama menyoroti bagaimana perubahan karakteristik bahan bakar dan kondisi operasi memengaruhi efisiensi sistem turbin gas (Abimanyu, 2021).

2.2 Landasan Teori

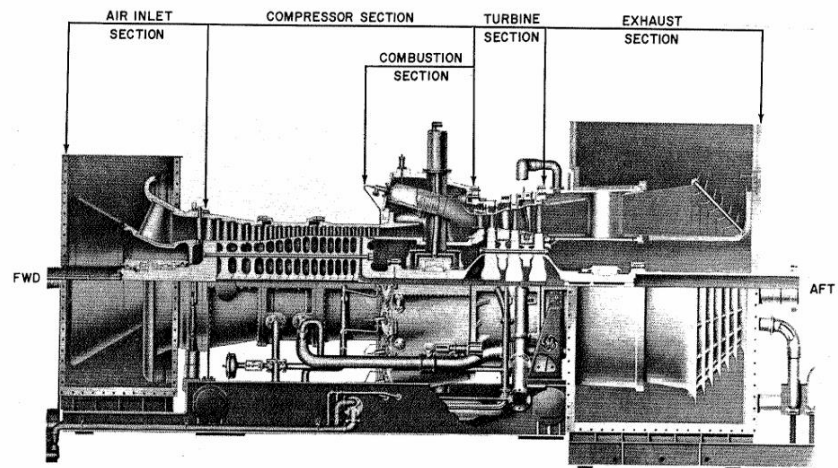
Adapun beberapa landasan teori yang mendukung analisis dalam skripsi ini serta berkaitan langsung dengan topik yang diteliti antara lain:

2.2.1 Teori Dasar PLTG dan Turbin Gas

PLTG (Pembangkit Listrik Tenaga Gas) merupakan sistem pembangkit yang memanfaatkan turbin gas sebagai penggerak utama generator. Perangkat ini dibuat dengan mekanisme kerja yang relatif sederhana, yaitu mengonversi energi panas dari proses pembakaran bahan bakar menjadi energi mekanik, yang kemudian dikonversikan kembali menjadi energi listrik (Rakha Syammary, Hendri, 2020)

2.2.1.1 Komponen - Komponen Utama Turbin Gas

Turbin gas memiliki tiga komponen utama, yaitu kompresor, ruang bakar (combustion chamber), dan turbin:



Gambar 2. 1 Turbin Gas GE MS9001

(Sumber: Manual Book *GE*, 1992)

a. Kompresor

Kompresor berperan meningkatkan tekanan serta suhu udara sebelum dialirkan ke ruang bakar. Udara bertekanan ini kemudian digunakan untuk mendukung proses pembakaran, membantu pengabutan bahan bakar, mendinginkan sudu serta ruang bakar, dan berfungsi sebagai udara perapat pada sistem pelumasan bantalan (Rakha Syammary, Hendri, 2020).

Kompresor yang paling sering diterapkan pada turbin gas adalah kompresor aksial, karena mampu memberikan efisiensi tinggi dalam proses pemampatan udara. Pada tipe ini, tekanan udara meningkat secara bertahap di setiap tahap (stage), di mana masing-masing tahap menghasilkan kenaikan tekanan tertentu. Setiap deret sudu menerima aliran udara dari tahap sebelumnya dan mengatur percepatan ataupun perlambatan aliran sesuai karakteristik aerodinamiknya. Udara yang keluar dari setiap tingkat memiliki kecepatan yang relatif sama dengan udara masuk, namun tekanannya terus meningkat. Pada tahap awal, kenaikan tekanan masih kecil, tetapi semakin ke tahap akhir tekanan meningkat secara signifikan dan volume udara menjadi lebih kecil. Peningkatan tekanan ini

menyebabkan densitas udara bertambah, sehingga untuk menjaga kestabilan tekanan dan kecepatan aliran, bentuk rumah kompresor dibuat semakin menyempit pada bagian keluarannya. Meskipun demikian, selalu ada kemungkinan terjadinya kerugian tekanan (*pressure losses*) akibat gesekan antara udara dengan permukaan sudu yang kasar atau kotor. Secara umum, kompresor aksial dapat dirancang berdasarkan dua prinsip kerja, yaitu jenis impuls dan jenis reaksi. Pada kompresor impuls, proses difusi hanya terjadi di bagian stator, sedangkan pada kompresor reaksi, difusi terjadi baik di bagian stator maupun rotor (Gusnita & Said, 2017).

Perhitungan efisiensi terhadap kompresor dengan menggunakan persamaan :

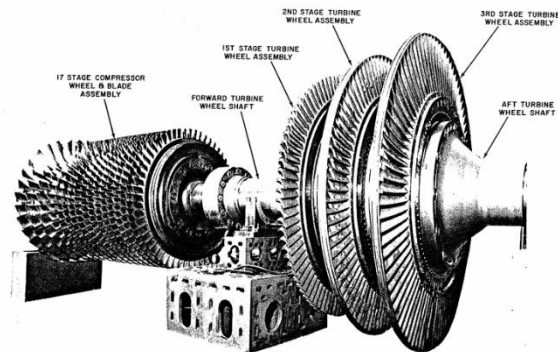
$$\eta_c = \frac{W_c}{W_{cs}} \dots\dots\dots (2.27)$$

Dimana :

η_c :Efisiensi kompresor

W_c :Kerja kompresor aktual

W_{cs} :Kerja kompresor ideal

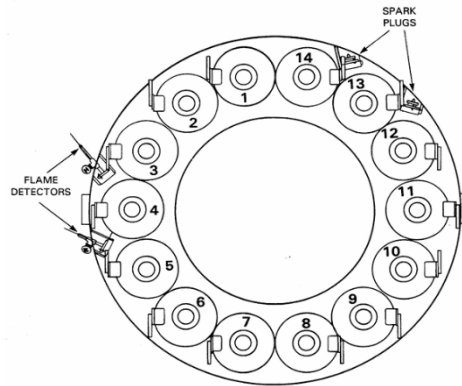


Gambar 2. 2 Kompresor
(Sumber: Manual Book GE, 1992)

b. Ruang Bakar (*combustion chamber*)

Ruang bakar berfungsi sebagai tempat berlangsungnya reaksi kimia antara bahan bakar dan udara bertekanan yang disuplai dari kompresor. Proses ini menghasilkan energi panas yang selanjutnya diekspansikan di turbin untuk menghasilkan kerja mekanik pada sistem pembangkit. Secara konstruktif, ruang bakar tersusun atas dua pipa konsentris yang tertutup di bagian depan dan dirancang sedemikian rupa agar mampu menyalurkan

gas hasil pembakaran menuju turbin dengan arah dan kecepatan yang tepat. Jenis *combustion chamber* pada Siemens GT V94.2 yaitu berbentuk Annular.

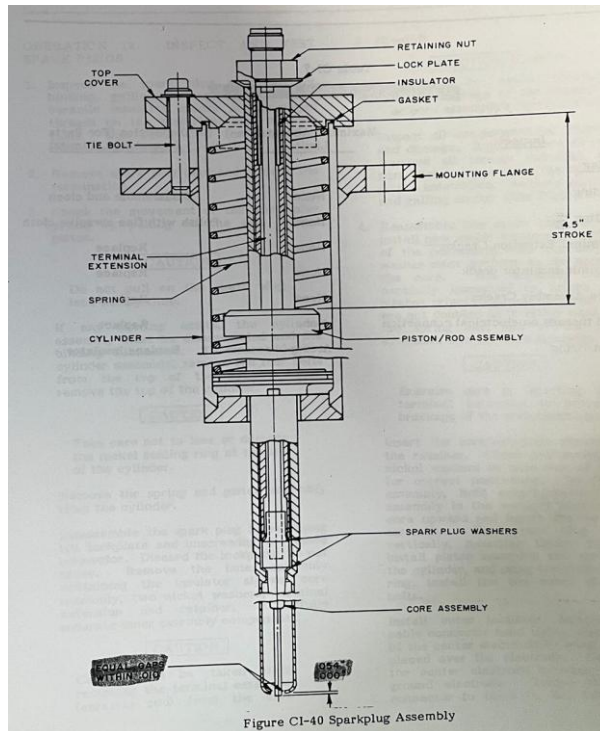


Gambar 2. 3 Combustion Chamber Bentuk Annular

(Sumber: Manual Book *GE*, 1992)

Bentuk bagian belakang ruang bakar dibuat untuk mengatur aliran gas panas agar distribusinya merata sebelum memasuki sudu-sudu turbin, sehingga performa ekspansi gas dapat berlangsung optimal. Pada sistem turbin gas, tidak semua udara yang masuk ke ruang bakar dimanfaatkan untuk proses pembakaran, berbeda dengan mesin torak. Hanya sekitar 20–30% udara yang berperan sebagai udara primer untuk mendukung pembakaran pada kondisi beban penuh, sedangkan bagian terbesar digunakan sebagai udara pendingin serta sebagai media pengencer gas panas sebelum diarahkan ke tahap turbin. Jumlah udara primer ini diatur melalui ukuran dan jumlah lubang udara yang terdapat pada dinding ruang bakar (Gusnita & Said, 2017).

Aliran bahan bakar ke ruang bakar dikendalikan oleh nosel pada burner. Burner di ruang bakar yang berbentuk annular terdiri dari delapan unit. Di dalam setiap burner terdapat ignitor dan spark plug yang berfungsi saat proses penyalaan awal. Ruang bakar memiliki dua jenis aliran bahan bakar, yakni *premix* dan *diffusion*. Pada metode *premix*, bahan bakar dicampurkan terlebih dahulu dengan udara sebelum dilepaskan melalui nosel. Sementara itu, pada metode *diffusion*, proses pencampuran bahan bakar dan udara berlangsung langsung di area reaksi pembakaran.



Gambar 2. 4 Burner Pada Combustion Chamber
(Sumber: *Manual Book GE*, 1992)

c. Turbin Gas

Turbin gas merupakan salah satu pembangkit listrik yang semakin populer karena memiliki efisiensi yang tinggi, keandalan dan fleksibilitasnya. Untuk menilai kinerja turbin gas, maka diperlukan pemantauan pada berbagai parameter diantaranya output daya, efisiensi, laju aliran gas buang, temperatur gas buang, temperatur udara, rasio kompresi hingga laju aliran udara (Roswati Nurhasanah et al, 2024).

Sistem turbin gas paling dasar terdiri dari tiga elemen pokok, yaitu kompresor, ruang bakar, dan turbin. Turbin gas sendiri merupakan salah satu bagian dari rangkaian tersebut. Konsep awal turbin gas modern dikembangkan oleh John Barber dari Nuneaton, Inggris. Rancangan tersebut mencakup kompresor, ruang bakar dengan proses pembakaran bertekanan konstan, serta turbin yang bekerja menghasilkan gaya impuls. (Sunarwo, 2016).

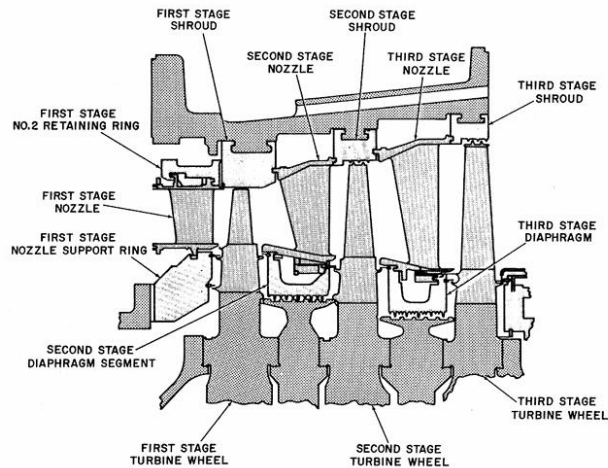
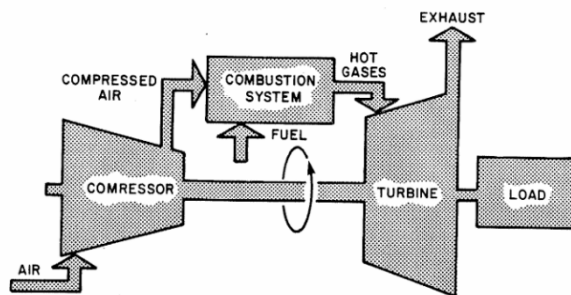


Figure 3-17 Turbine Section-Cutaway View

Gambar 2. 5 Sudu – Sudu Turbin Gas

(Sumber: *Manual Book GE*, 1992)

2.2.1.2 Prinsip Kerja PLTG



Gambar 2. 6 Prinsip Kerja PLTG

(Sumber: *Manual Book GE*, 1992)

Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) Muara Karang Blok 1 memiliki kapasitas sekitar 500 MW dengan konfigurasi turbin gas dan turbin uap yang saling terintegrasi, type turbin gas yang digunakan adalah GE MS 9001E dengan kapasitas satu turbin gas yaitu 90 MW. PLTG beroperasi dengan menggunakan turbin gas sebagai penggerak utama, yang bertugas mengonversi energi kimia dari bahan bakar gas menjadi energi listrik. Secara prinsip, udara dari lingkungan dengan suhu sekitar 29°C dihisap oleh kompresor, lalu tekanannya dinaikkan sehingga suhu udaranya juga meningkat menjadi sekitar 300°C, dengan tujuan untuk memenuhi syarat udara bertekanan tinggi untuk

proses pembakaran. Setelah itu, udara diarahkan menuju ruang bakar (*combustion chamber*) dan kemudian dicampur dengan bahan bakar gas. Campuran tersebut dinyalakan oleh sistem pengapian hingga terjadi proses pembakaran. Pembakaran ini menghasilkan gas panas bersuhu tinggi yang dialirkan ke sudu-sudu turbin untuk memutar poros (*shaft*) yang tersambung langsung dengan generator. Putaran poros turbin menyebabkan rotor generator berputar terhadap statornya, sehingga menghasilkan energi listrik dan gas panas sisa hasil pembakaran akan dibuang ke atmosfer melalui cerobong buang (*Stack*).

2.2.1.3 Efisiensi Termal

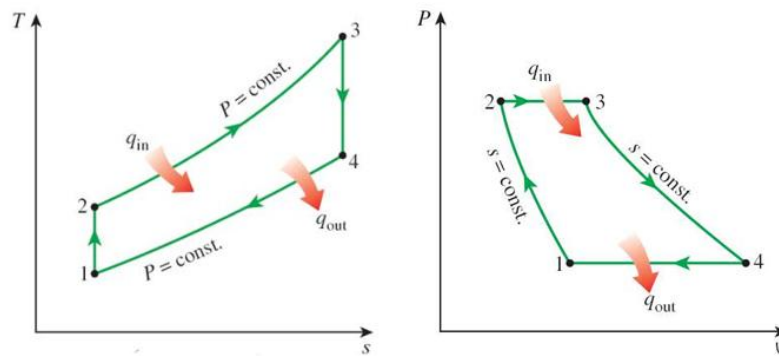
Efisiensi termal adalah ukuran seberapa efisien mesin kalor mengubah kalor yang diterimanya menjadi kerja (Yunus A. Cengel, 2015). Dari penelitian lain juga menambahkan bahwa efisiensi termal PLTG sangat dipengaruhi oleh jenis bahan bakar yang digunakan. Gas dengan nilai kalor lebih tinggi seperti gas PHE menghasilkan temperatur pembakaran yang lebih tinggi sehingga efisiensi sistem meningkat (Alifa et al., 2024). Berikut ini merupakan beberapa teori perhitungan yang digunakan untuk mengetahui efisiensi PLTG

2.2.1.4 Siklus *Brayton*

Siklus *Brayton* menjelaskan tahapan perubahan energi pada udara yang terlebih dahulu dimampatkan oleh kompresor, kemudian dicampur dengan bahan bakar dan dibakar di ruang bakar sehingga menghasilkan gas panas bertekanan tinggi. Gas panas ini selanjutnya dimanfaatkan untuk menggerakkan turbin. Pada siklus *Brayton* ideal, setiap proses dianggap berjalan secara reversibel tanpa adanya gesekan, kehilangan panas, atau penurunan tekanan, sehingga efisiensi termalnya dianggap maksimum. Sedangkan pada siklus *Brayton* aktual, kondisi di lapangan tidak sempurna teori, selalu terdapat kerugian energi akibat gesekan, kebocoran, penurunan tekanan di ruang bakar, serta efisiensi kompresor dan turbin yang tidak mencapai 100%. Hal-hal tersebut menyebabkan efisiensi termal aktual lebih rendah dibandingkan kondisi ideal. Oleh karena itu, perbandingan antara siklus ideal dan aktual penting dilakukan untuk mengetahui sejauh mana performa turbin gas dapat ditingkatkan.

2.2.1.5 Siklus Brayton Ideal

Jika irreversibilitas diabaikan, maka udara akan mengalir melalui setiap komponen dalam siklus *Brayton* tanpa mengalami penurunan tekanan, sehingga udara dapat melewati ruang bakar dengan tekanan yang tetap konstan. Selain itu, apabila perpindahan panas ke lingkungan diabaikan, proses yang terjadi pada komponen tersebut menjadi isentropik. Hal ini mengacu pada siklus *Brayton* ideal, yang diilustrasikan dalam diagram tekanan (P) dan temperatur (T) pada gambar di bawah ini (Boyce, 2002).



Gambar 2. 7 Siklus *Brayton* Ideal pada PLTG
(Yunus A. Cengel, 2015)

Dalam analisis siklus *Brayton*, irreversibilitas yang terjadi diabaikan sehingga udara dianggap mengalir melalui setiap komponen utama tanpa adanya penurunan tekanan akibat gesekan. Aliran udara diasumsikan memiliki tekanan konstan di dalam alat penukar kalor. Oleh karena itu, proses yang terjadi pada kompresor dan turbin dapat dianggap sebagai proses isentropik. Pada kondisi ini, analisis dapat dilakukan menggunakan tabel data udara, di mana proses isentropik (1–2) menggambarkan tahap kompresi pada kompresor, sedangkan proses (3–4) merepresentasikan tahap ekspansi pada turbin.

$$\frac{P_{r2}}{P_{r1}} = \frac{P_2}{P_1} \dots \dots \dots (2.1)$$

$$\frac{P_{r3}}{P_{r4}} = \frac{P_3}{P_4} \dots \dots \dots (2.2)$$

Rasio kompresi dalam siklus *Brayton* terjadi dalam tekanan yang konstan pada proses isentropik dimana menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$r_p = r_{pc} = r_{pt} \dots\dots\dots (2.3)$$

Dimana, r_p adalah rasio tekanan, persamaan efisiensi *thermis Brayton* dengan pengamsunsian standard udara dingin. Efisiensi *thermis* dari siklus *Brayton* tergantung pada rasio tekanan dari turbin. Efisiensi *thermis* bertambah dengan kedua parameter, dimana juga kasus untuk turbin gas aktual.

Sehingga didapat,

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} \dots\dots\dots (2.4)$$

$$r_p = \frac{Pr_2}{Pr_1} = \frac{Pr_3}{Pr_4} \dots\dots\dots (2.5)$$

Rasio suhu Absolut :

$$\frac{T_2}{T_1} = r_p^{\frac{K-1}{K}} \dots\dots\dots (2.6)$$

$$\frac{T_3}{T_4} = r_p^{\frac{K-1}{K}} \dots\dots\dots (2.7)$$

Proses Kompresi Isentropik (1-2) : Udara yang memasuki sistem turbin gas terlebih dahulu melewati bagian inlet kompresor. Di dalam kompresor, udara ditekan hingga mencapai level tekanan tertentu. Pada tahap ini, tidak terjadi perubahan entropi. Karena proses (1-2) berlangsung secara isentropik, maka berlaku bahwa:

$$w_c = \dot{m}_{air} \times (h_2 - h_1) \dots\dots\dots (2.8)$$

Proses Pembakaran Isobarik (2-3) : Udara yang telah dimampatkan kemudian dialirkan ke ruang bakar. Pada tahap ini, bahan bakar disuntikkan dan proses pembakaran berlangsung. Panas hasil pembakaran (q_{in}) diserap oleh udara sehingga temperatur meningkat dan volumenya bertambah. Tekanan tetap konstan karena gas hasil pembakaran dapat mengembang bebas menuju turbin. Dengan asumsi tidak ada panas yang terbuang, seluruh energi panas dianggap terserap sempurna, dan pada turbin gas tidak terdapat tambahan energi lain yang dibangkitkan. Dari proses pembakaran tersebut diperoleh persamaan sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{fuel} \times LHV \dots\dots\dots (2.9)$$

Proses Ekspansi Isentropik (3-4) : Pada tahap ini, udara bersuhu dan bertekanan tinggi yang telah menerima energi panas dari proses pembakaran mengalami ekspansi ketika melewati turbin. Rangkaian sudu pada turbin bekerja layaknya nosel kecil yang mengubah energi termal menjadi energi kinetik. Sebagian energi kinetik tersebut digunakan untuk menggerakkan kompresor, sedangkan sisanya dalam sistem pembangkit listrik dimanfaatkan untuk memutar generator.

$$W_t = \dot{m}_{flue\ bb} \times (h_3 - h_4) \dots\dots\dots (2.10)$$

Proses Pelepasan Kalor (4-1) : Pelepasan kalor merupakan tahap ketika gas buang dikeluarkan kembali ke lingkungan. Dalam siklus *Brayton* tertutup yang ideal, aliran udara yang meninggalkan turbin masih mengandung energi panas tersisa. Gas hasil ekspansi tersebut kemudian dialirkan melewati penukar panas untuk menurunkan temperatur sebelum akhirnya kembali memasuki siklus awal pada tahapan yang setara dengan proses 1-2.

$$\dot{Q}_{out} = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel}) \times (h_4 - h_1) \dots\dots\dots (2.11)$$

Kerja *Netto* Ideal:

$$W_{nett} = W_{turbin} - W_{kompresor} \dots\dots\dots (2.12)$$

Mencari laju aliran gas hasil pembakaran:

$$\dot{m}_{flue\ bb} = \dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel} \dots\dots\dots (2.13)$$

Mencari laju aliran udara :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{in} &= (\dot{m}_{flue\ bb} \times h_3) - (\dot{m}_{air} \times h_2) \\ \dot{Q}_{in} &= ((\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel}) \times h_3) - (\dot{m}_{air} \times h_2) \\ \dot{m}_{air} &= \frac{(\dot{Q}_{in} - (\dot{m}_{fuel} \times h_3))}{(h_3 - h_2)} \dots\dots\dots (2.14) \end{aligned}$$

BackWork Ratio ideal :

$$BWR_{aktual} = \frac{W_{kompresor}}{W_{turbin}} \times 100\% \dots\dots\dots (2.15)$$

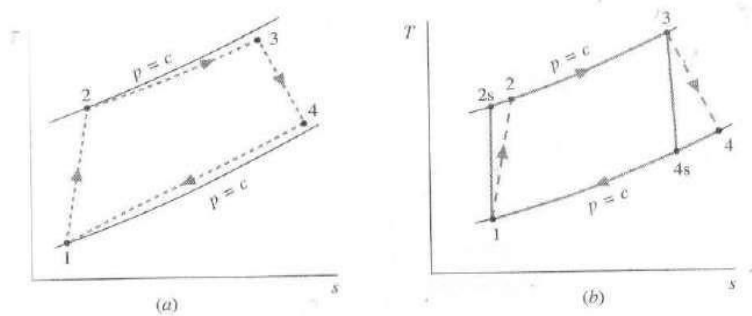
Efisiensi Termal Turbin Gas Ideal :

$$\eta_{tg} = \frac{(w_t - w_c)}{q_{in}} \times 100\% \dots\dots\dots (2.16)$$

Heat rate turbin gas Ideal :

$$Heat\ rate\ GT = \frac{q_{in}}{W_{nett}} \dots\dots\dots (2.17)$$

2.2.1.6 Siklus *Brayton* Aktual



Gambar 2. 8 Siklus *Brayton* Aktual

(Sumber: Boles, 2006)

Meningkatnya tingkat irreversibilitas pada komponen turbin maupun kompresor mengakibatkan berkurangnya output kerja yang dapat dihasilkan turbin, sekaligus membuat kebutuhan kerja pada kompresor menjadi lebih besar. Kondisi ini mengakibatkan daya bersih (*netto*) sistem mengalami penurunan. Agar mesin pembangkit dapat menghasilkan daya *netto* yang optimal, diperlukan efisiensi turbin dan kompresor yang relatif tinggi sehingga kerugian energi akibat irreversibilitas dapat diminimalkan.

Setelah diperoleh nilai entalpi udara pada sisi masuk dan keluar kompresor, efisiensi kompresor dapat dihitung menggunakan persamaan yang sesuai. Langkah ini bertujuan untuk menentukan besarnya efisiensi kompresor aktual.

$$\eta_c = \frac{(h_{2'} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \times 100\% \quad (2.18)$$

Kompresor dan generator digerakkan oleh turbin gas. Untuk mengetahui efisiensi turbin gas, maka harus membandingkan daya yang dibutuhkan oleh generator dengan daya *netto* yang dihasilkan. Ini ditunjukkan dalam suatu persamaan. Mencari nilai efisiensi Turbin aktual:

$$\eta_t = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_{4'})} \times 100\% \quad (2.19)$$

Pada langkah 1-2, perhitungan proses kompresi dilakukan ketika udara atmosfer masuk ke dalam sistem turbin gas melalui sisi *inlet* kompresor. Ketika udara dikompresi oleh kompresor, suhu udara keluar dari kompresor menjadi lebih tinggi dan efisiensi kompresor menjadi lebih rendah, yang menghasilkan peningkatan kerja yang diperlukan.

Oleh karena itu, rumus berikut dapat digunakan untuk menemukan jumlah kerja yang dibutuhkan.

$$W_{ca} = \frac{\dot{m}_{air} \times (h_2 - h_1)}{\eta_c} \dots\dots\dots (2.20)$$

Mencari Efisiensi *Combustor* :

$$\eta_{comb} = \frac{T_2 - T_3}{T_2' - T_3} \times 100 \% \dots\dots\dots (2.21)$$

Turbin gas digunakan untuk menggerakkan kompresor serta memutar generator. Efisiensi turbin gas dihitung dengan membandingkan daya yang diperlukan oleh generator dengan daya *netto* yang dihasilkan, dinyatakan dalam suatu persamaan.

$$W_{ta} = \dot{m}_{flue\ bb} \times (h_3 - h_4) \times \eta_t \dots\dots\dots (2.22)$$

Menghitung kerja *netto* aktual:

$$W_{netto\ actual} = W_{ta} - W_{ca} \dots\dots\dots (2.23)$$

Back Work Rasio:

$$Bwt_{aktual} = \frac{w_{ca}}{w_{ta}} \times 100\% \dots\dots\dots (2.24)$$

Mencari efisiensi termal turbin gas aktual:

$$\eta_{ttg} = \frac{(w_{ta} - w_{ca})}{\dot{Q}_{in}} \times 100\% \dots\dots\dots (2.25)$$

Heat rate netto aktual:

Besar energi yang digunakan oleh unit pembangkitan dalam memproduksi satu unit output atau per kWh –nya dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut:

$$Heat\ rate\ netto_{actual} = \frac{\dot{Q}_{in}}{w_{netto\ actual}} \dots\dots\dots (2.26)$$

2.2.1.7 Sankey Diagram

Sankey Diagram merupakan metode visualisasi yang digunakan untuk menggambarkan aliran energi, massa, atau sumber daya dalam suatu sistem secara kuantitatif, di mana ketebalan garis aliran berbanding lurus dengan besaran energi atau kuantitas yang mengalir. Diagram ini disusun berdasarkan hasil perhitungan neraca energi

atau massa, sehingga mampu merepresentasikan distribusi energi dari sisi input hingga output secara sistematis. Dalam kajian teknik, *Sankey Diagram* banyak digunakan untuk memvisualisasikan hubungan antarproses dalam sistem yang kompleks, karena mampu memberikan gambaran menyeluruh mengenai perpindahan dan pemanfaatan energi. Dalam sistem pembangkit listrik, *Sankey Diagram* digunakan untuk menganalisis distribusi energi dan mengidentifikasi kerugian energi (*energy losses*) pada setiap komponen utama sistem. Visualisasi ini mempermudah evaluasi efisiensi termal dengan menunjukkan proporsi energi yang dikonversi menjadi energi berguna serta energi yang hilang selama proses konversi.

2.2.2 Hukum Termodinamika

2.2.2.1 Hukum Termodinamika Pertama

Hukum pertama termodinamika, yang sering disebut sebagai hukum kekekalan energi, menegaskan bahwa energi tidak dapat dibuat atau dihilangkan, tetapi hanya mengalami perubahan bentuk. Pada sistem turbin gas beroperasi dalam kondisi terbuka, prinsip ini digunakan sebagai dasar untuk menghitung keseimbangan energi, yakni hubungan antara panas yang diterima, kerja yang dikeluarkan turbin, serta perubahan entalpi pada fluida kerjanya. Secara matematis, hubungan tersebut ditulis sebagai:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_{out} - h_{in}) \dots\dots\dots (2.28)$$

Artinya, selisih antara panas yang disuplai dan kerja yang dihasilkan setara dengan perubahan energi internal fluida (Yunus A. Cengel, 2015).

Hukum termodinamika pertama digunakan untuk menghitung efisiensi termal dengan membandingkan energi keluaran dengan energi masukan. Efisiensi thermal dapat mendeskripsikan bagaimana sebuah sistem atau perangkat dapat menggunakan energi dengan cara yang paling efisien. Sehingga dengan kerja yang minimal dapat diperoleh hasil yang maksimal, sehingga dapat mengurangi pemborosan energi (Muhammad Ridwan, 2024)

Dalam konteks PLTG Muara Karang, hukum ini sangat relevan karena perubahan komposisi bahan bakar seperti gas PHE (Pertamina Hulu Energi), NR (Natural Gas-LNG), dan campurannya akan memengaruhi nilai kalor pembakaran (*heating value*) serta

entalpi keluaran hasil pembakaran. Variasi tersebut berdampak langsung pada jumlah energi panas yang tersedia untuk dikonversi menjadi kerja mekanik turbin, sehingga memengaruhi efisiensi termal sistem secara keseluruhan (Yunus A. Cengel, 2015).

2.2.3 Bahan Bakar dan Pembakaran

Berikut merupakan karakteristik masing-masing jenis bahan bakar yang digunakan, berdasarkan data yang tersedia dari *Performance Test* :

2.2.3.1 Karakteristik Bahan Bakar PHE

Bahan bakar gas PHE (Pertamina Hulu Energi) merupakan bagian penting dalam produksi migas nasional Indonesia. PHE berkontribusi besar dalam pengelolaan blok minyak dan gas dengan fokus pada transisi energi bersih melalui inovasi dalam penggunaan bahan bakar gas yang ramah lingkungan. PHE berkontribusi sebesar sekitar 37 % terhadap produksi gas nasional, sambil terus mengejar proyek eksplorasi dan monetisasi lapangan baru sebagai bagian dari strategi transisi energi. Komposisi gas PHE didominasi oleh metana (CH_4) dengan kandungan hidrokarbon lainnya dalam jumlah yang lebih kecil, sehingga memiliki nilai kalor yang tinggi dan efisiensi pembakaran yang baik (Pertamina, 2024).

Gas dari PHE ini disalurkan melalui pipa khusus yang mengalirkan gas alam bumi hasil eksplorasi dan produksi PHE ke pembangkit listrik tersebut. Gas ini memiliki karakteristik yang cukup stabil dan memiliki kandungan energi yang sesuai untuk mendukung pembangkitan listrik secara efisien di Muara Karang. Selain itu, pasokan dari PHE membantu menjaga kontinuitas operasi pembangkit, sehingga suplai listrik dapat memenuhi kebutuhan wilayah Jabodetabek dengan handal. Dengan adanya pipa gas PHE yang terintegrasi, PLTG Muara Karang dapat memanfaatkan bahan bakar gas berkualitas tanpa ketergantungan pada sumber lain secara penuh, yang membuat pengelolaan pasokan energi menjadi lebih fleksibel dan efisien.

Berikut ini adalah indikator kualitas bahan bakar PHE dari hasil Performance Test PLTGU Muara Karang Blok 1, diketahui bahwa persentase metana sangat mempengaruhi kualitas pembakaran, dimana semakin tinggi kandungan metana dari suatu bahan bakar maka efisiensinya akan lebih tinggi.

a. PHE Gas Composition

Tabel 2. 1 Komposisi bahan bakar PHE Gas Composition

Komposisi	Rumus	% Mol	Units	Ratio % Mol
Propane	C ₃ H ₈	8,833	% Mol	0,42135504
i-Butane	C ₄ H ₁₀	1,8388	% Mol	0,08771512
n-Butane	C ₄ H ₁₀	2,2225	% Mol	0,10601852
i-Pentane	C ₅ H ₁₂	0,7973	% Mol	0,0380331
n-Pentane	C ₅ H ₁₂	0,572	% Mol	0,02728576
Carbon Dioxide	CO ₂	10,6565	% Mol	0,50834032
Ethane	C ₂ H ₆	6,9115	% Mol	0,32969494
Nitrogen	N ₂	1,1727	% Mol	0,05594057
Methane	CH ₄	66,5334	% Mol	3,17380094
C ₆ +		0,4622	% Mol	0,022048036
N-Hexane	C ₆ H ₁₄	0	% Mol	0
N-Heptane	C ₇ H ₁₆	0	% Mol	0
N-Octane	C ₈ H ₁₈	0	% Mol	0
TOTAL		100,00	% Mol	4,77

Sumber: Form *Performance Test* PLTGU Muara karang Blok 1

2.2.3.2 Karakteristik Bahan Bakar NR

Gas alam, atau yang sering disebut sebagai Natural Gas (NR), merupakan sumber energi yang sangat penting dalam industri energi global. Gas ini terdiri dari campuran hidrokarbon, terutama metana, dan dapat ditemukan dalam bentuk gas atau cair (LNG). LNG merupakan gas alam yang didinginkan hingga mencapai suhu kriogenik sehingga berubah fase menjadi cair. Pada kondisi ini, volumenya menyusut sekitar 600 kali,

membuat proses penyimpanan dan pengangkutannya jauh lebih efisien. LNG menjadi opsi yang menarik karena dapat dikirim menggunakan kapal tanker ke wilayah yang belum memiliki jaringan pipa, sehingga distribusi energi dapat menjangkau area yang lebih luas. Secara global, kebutuhan terhadap LNG diprediksi terus meningkat, terutama di negara-negara yang berupaya mengurangi penggunaan batu bara dan mendorong pemanfaatan sumber energi yang lebih bersih (Pereira et al., 2023).

Gas NR (Nusantara Regas) atau LNG berperan besar dalam suplai bahan bakar PLTG Muara Karang melalui proses regasifikasi yang dilakukan oleh fasilitas FSRU Nusantara Regas. LNG yang sebelumnya disimpan dalam bentuk cair kemudian diubah menjadi gas dan disalurkan ke pembangkit untuk memenuhi kebutuhan energi yang tinggi.

b. NR 350 Gas Composition

Tabel 2. 2 Komposisi bahan bakar NR 350 Gas Composition

Komposisi	Rumus	% Mol	Units	Ratio % Mol
Propane	C ₃ H ₈	0,4522	% Mol	0,430628988
i-Butane	C ₄ H ₁₀	0,0832	% Mol	0.079231163
n-Butane	C ₄ H ₁₀	0,1035	% Mol	0,098562805
i-Pentane	C ₅ H ₁₂	0,0208	% Mol	0,019807791
n-Pentane	C ₅ H ₁₂	0,0073	% Mol	0,006951773
Carbon Dioxide	CO ₂	0	% Mol	0
Ethane	C ₂ H ₆	2,1171	% Mol	2,01610931
Nitrogen	N ₂	0,1891	% Mol	0,180079482
Methane	CH ₄	97,0268	% Mol	92,39839057
C ₆ +		0	% Mol	0
N-Hexane	C ₆ H ₁₄	0	% Mol	0
N-Heptane	C ₇ H ₁₆	0	% Mol	0
N-Octane	C ₈ H ₁₈	0	% Mol	0
TOTAL		100,00	% Mol	95,23

Sumber: Form *Performance Test* PLTGU Blok 1

2.2.3.3 Karakteristik Bahan Bakar PHE + NR

Di PLTGU Muara Karang Blok 1, penggunaan campuran bahan bakar antara gas PHE dan gas NR (LNG) telah menjadi strategi yang efektif untuk meningkatkan efisiensi operasional, menjaga stabilitas pasokan dan mengurangi emisi. Kombinasi kedua jenis gas ini memungkinkan pembangkit untuk memanfaatkan keunggulan masing-masing, di mana gas PHE memberikan pasokan yang stabil dan terjangkau, sementara LNG menawarkan fleksibilitas dalam hal penyimpanan dan transportasi. Dengan memanfaatkan kedua sumber ini, PLTGU Muara Karang dapat beroperasi dengan lebih efisien, mengoptimalkan biaya operasional, dan memenuhi permintaan energi yang terus meningkat.

Selain itu, pemanfaatan campuran bahan bakar tersebut sejalan dengan program transisi menuju energi yang lebih ramah lingkungan. Dengan menekan penggunaan bahan bakar fosil yang memiliki tingkat polusi lebih tinggi, PLTGU Muara Karang turut membantu menurunkan emisi gas rumah kaca serta mengurangi pencemaran udara. Implementasi teknologi pemantauan emisi yang ketat juga memastikan bahwa pembangkit ini beroperasi dalam batasan yang ditetapkan oleh regulasi lingkungan. Dengan demikian, campuran bahan bakar PHE dan NR di PLTGU Muara Karang Blok 1 tidak hanya meningkatkan efisiensi operasional, tetapi juga berperan penting dalam mencapai tujuan keberlanjutan energi di Indonesia (Sukendar et al., 2024).

2.2.3.4 Reaksi Pembakaran

Proses pembakaran merupakan tahapan yang sangat penting dalam sistem Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) karena pada tahap ini energi kimia yang terkandung dalam bahan bakar gas seperti PHE maupun NR akan dikonversi menjadi energi panas yang digunakan untuk menghasilkan energi mekanik pada turbin. Efisiensi dan kestabilan proses pembakaran secara langsung memengaruhi kemampuan sistem dalam mengubah energi panas menjadi kerja serta menentukan tingkat efisiensi termal dan performa keseluruhan pembangkit listrik. Gas PHE NR terdiri dari metana (CH_4) sebagai komponen utama (sekitar 85-95%), dengan sedikit etana, propana, dan nitrogen, yang memberikan nilai kalor tinggi sekitar 50 MJ/kg. Dalam turbin gas, pembakaran terjadi di ruang bakar (*combustor*) pada suhu tinggi (1.200–1.500°C), di mana gas LNG

dicampur dengan udara terkompresi untuk menghasilkan gas panas yang mendorong turbin. Proses ini mengikuti reaksi eksotermik: $\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + \text{panas}$, yang efisien karena LNG memiliki pembakaran yang bersih dengan emisi rendah jika dibandingkan bahan bakar fosil lainnya (Yunus A. Cengel, 2015).

Proses pembakaran gas PHE NR di PLTG melibatkan beberapa tahap, mulai dari injeksi bahan bakar, pencampuran dengan udara, dan pembakaran yang stabil untuk menghindari fluktuasi api atau pembentukan NO_x . Salah satu karakteristik utama adalah temperatur aliran gas keluar dari ruang bakar yang dalam banyak kasus dapat mencapai lebih dari 1 500 °C (tergantung desain) sebelum memasuki turbin. Selain itu, rasio udara terhadap bahan bakar (air-fuel ratio), kondisi pencampuran udara-bahan bakar, serta tekanan dan kondisi termodinamik lainnya sangat menentukan terjadinya pembakaran yang sempurna dan meminimalkan pembentukan polutan seperti NO_x . Keunggulan pemanfaatan gas alam (NR) untuk pembangkit listrik tenaga gas terletak pada efisiensi termal yang lebih tinggi dan emisi yang lebih rendah dibandingkan pembakaran batu bara atau minyak. Untuk optimasi, pembakaran gas PHE NR dapat ditingkatkan melalui campuran dengan hidrogen atau penyesuaian persentase, untuk mengurangi emisi dan meningkatkan efisiensi.

2.2.3.5 Parameter Pembakaran

Proses pembakaran di ruang bakar turbin gas sangat dipengaruhi oleh berbagai parameter operasional, di antaranya suhu udara masuk, tekanan ruang bakar, rasio udara terhadap bahan bakar (air-fuel ratio), serta pola distribusi udara ke zona pembakaran, recirculation, dan dilusi. Peningkatan suhu udara masuk terbukti meningkatkan suhu di ruang bakar yang berakibat pada naiknya konsentrasi emisi nitrogen oksida (NO_x). Hal ini disebabkan oleh meningkatnya energi kinetik partikel sehingga reaksi oksidasi nitrogen berlangsung lebih intensif pada temperatur tinggi. Variasi tekanan inlet dan suhu inlet memiliki pengaruh signifikan terhadap efisiensi pembakaran dan karakteristik emisi. Ketika suhu udara masuk mencapai sekitar 600 K dan tekanan sekitar 3,5 bar, efisiensi pembakaran cenderung meningkat, tetapi di sisi lain emisi gas NO_x juga naik akibat peningkatan temperatur lokal di ruang bakar. Oleh karena itu, pengendalian parameter inlet menjadi aspek penting dalam perancangan dan pengoperasian sistem

pembakaran agar diperoleh keseimbangan antara efisiensi termal dan batas emisi (Mohsen , Hamidreza, 2019).

Selain parameter termodinamika, karakteristik geometrik dan dinamika aliran dalam ruang bakar juga memiliki pengaruh yang besar terhadap hasil pembakaran. kecepatan referensi aliran udara dan waktu tinggal (residence time) memengaruhi bentuk nyala api, zona pencampuran, serta tingkat kesempurnaan reaksi kimia. Nilai rasio kelebihan udara yang optimal akan memastikan proses pembakaran berlangsung mendekati sempurna, sehingga menekan pembentukan karbon monoksida (CO) dan hidrokarbon tak terbakar, sekaligus mengurangi kerugian energi akibat gas buang yang masih mengandung bahan bakar. (Shufan et al., 2023).

2.2.3.6 Penggunaan Bahan Bakar Spesifik (SFC)

Bahan Bakar Spesifik (*Specific fuel consumption* atau SFC) adalah salah satu parameter utama untuk menilai tingkat efisiensi proses pembakaran pada turbin gas di PLTG. Nilai ini menunjukkan seberapa banyak bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan satu satuan daya keluaran, sehingga dapat menggambarkan kemampuan mesin dalam mengubah energi kimia bahan bakar menjadi energi mekanik maupun energi listrik. Mesin pembangkit dikatakan hemat ketika nilai efisiensi SFC rendah, karena lebih sedikit bahan bakar yang dibutuhkan untuk daya yang sama (Edy Susanto, Noel, 2025).

Dalam konteks PLTGU seperti Muara Karang Blok 1, SFC digunakan untuk mengevaluasi performa operasional, membandingkan jenis bahan bakar (misalnya gas PHE vs. LNG), dan mengoptimalkan konsumsi energi.

$$SFC = m/P \dots\dots\dots (2.29)$$

Keterangan:

SFC : Pemakaian bahan bakar per daya yang dihasilkan (gr/Kwh)

m : Tingkat pemakaian bahan bakar (gr/h)

P : Daya yang diekluarkan dalam (kW)

Pada rumus diatas menunjukan bahwa mencari *SFC* terdapat dua paramater yaitu besarnya bahan bakar dan daya yang dikeluarkan oleh pembangkit. Dalam praktik, SFC

diukur melalui sensor aliran bahan bakar dan meter daya (*Flowmeter*) selama uji coba atau operasi rutin, dan sering kali disesuaikan dengan kondisi lingkungan seperti suhu dan tekanan.

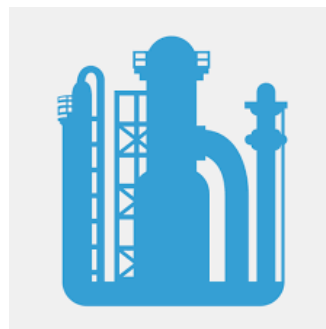
2.2.3.7 Hukum Campuran Gas

Landasan utama dalam konsep pencampuran gas adalah Hukum Tekanan Parsial Dalton. Prinsip ini menjelaskan bahwa tekanan total dari suatu campuran gas ideal merupakan penjumlahan tekanan parsial setiap komponen, di mana masing-masing gas dianggap memberikan tekanannya sendiri seakan-akan menempati seluruh volume campuran pada suhu yang sama. Hukum campuran gas menjelaskan hubungan antara sifat-sifat termodinamika campuran gas ideal, seperti tekanan, temperatur, dan volume, yang berlaku ketika dua atau lebih gas dicampurkan tanpa terjadi reaksi kimia. Setiap komponen gas di dalam campuran ideal dianggap menempati seluruh volume sistem dan memberikan kontribusi tekanan parsial sesuai dengan hukum Dalton, yaitu $P_{total} = \sum P_i$. Tekanan parsial masing-masing komponen gas ditentukan oleh fraksi mol dan tekanan totalnya, dengan rumus $P_i = y_i \cdot P_{total}$, di mana y_i adalah fraksi mol komponen ke- i . Prinsip ini digunakan dalam analisis pembakaran turbin gas untuk menghitung komposisi campuran bahan bakar dan udara, yang kemudian memengaruhi rasio stoikiometri serta temperatur pembakaran yang dihasilkan (Moran, Shapiro, 2020).

2.2.4 Simulasi dan Optimasi

Seperti yang telah ditetapkan pada judul, adapun metode simulasi uji feforma persentase bahan bakar yang akan disumulasikan menggunakan *Software* dibawah ini yaitu :

2.2.4.1 *Software* Yang Digunakan



Gambar 2. 9 *Software* Simulasi

Gambar 2.9 menunjukkan tampilan antarmuka awal perangkat lunak simulasi DWSIM yang digunakan dalam penelitian ini sebagai alat pemodelan sistem termodinamika. DWSIM merupakan perangkat lunak simulasi proses kimia yang bersifat open-source, dikembangkan oleh tim pengembang independen di bawah lisensi GPL (General Public License). Perangkat lunak ini pertama kali dirilis pada tahun 2007 oleh Daniel Wagner, seorang insinyur kimia dari Brasil, dan telah berkembang menjadi alat yang handal untuk simulasi termodinamika, aliran fluida, dan proses energi. Dalam konteks skripsi teknik mesin atau energi, DWSIM sering digunakan untuk memodelkan siklus termodinamika seperti siklus *Brayton*, yang merupakan dasar operasi turbin gas di PLTG. Dalam literatur akademik, DWSIM telah digunakan dalam berbagai penelitian, termasuk simulasi pembangkit listrik berbasis gas, yang menunjukkan akurasi dalam memprediksi efisiensi dan performa sistem (Wagner, 2018).

Salah satu kekuatan DWSIM adalah kemampuannya untuk mensimulasikan proses termodinamika secara rinci, termasuk kompresi, ekspansi, dan pertukaran panas, yang sangat relevan dengan siklus *Brayton* ideal dan aktual. Pengguna dapat memodelkan komponen seperti kompresor, turbin, ruang bakar, dan heat exchanger dengan mudah. Selain itu, DWSIM dilengkapi dengan alat analisis sensitivitas dan optimasi, yang memungkinkan pengguna untuk menjalankan simulasi variasi parameter seperti perubahan suhu atau tekanan untuk melihat dampaknya terhadap efisiensi termal. Dengan fitur analisis sensitivitas, pengguna dapat mengeksplorasi bagaimana variasi komposisi bahan bakar (misalnya, persentase metana dalam campuran) mempengaruhi emisi CO₂ dan efisiensi, yang relevan dengan data PHE dan NR (Hassan & Manji, 2023).

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Tempat dan Waktu Penelitian

3.1.1 Tempat Penelitian

Penelitian “Optimasi Efisiensi Termal Turbin Gas Pltg Muara Karang Melalui Analisis Persentase Pembakaran Gas Phe Nr Dan Campuran Phe-Nr Menggunakan Dwsim” akan dilakukan di PT.PLN Nusantara Power UP Muara Karang Blok 1 Unit 1 yang berlokasi di Jl. Pluit Karang Ayu Barat no.1, RT.12/RW.3, Pluit, Kec. Penjaringan, Jakarta Utara, Daerah Khusus Ibukota Jakarta 14450.

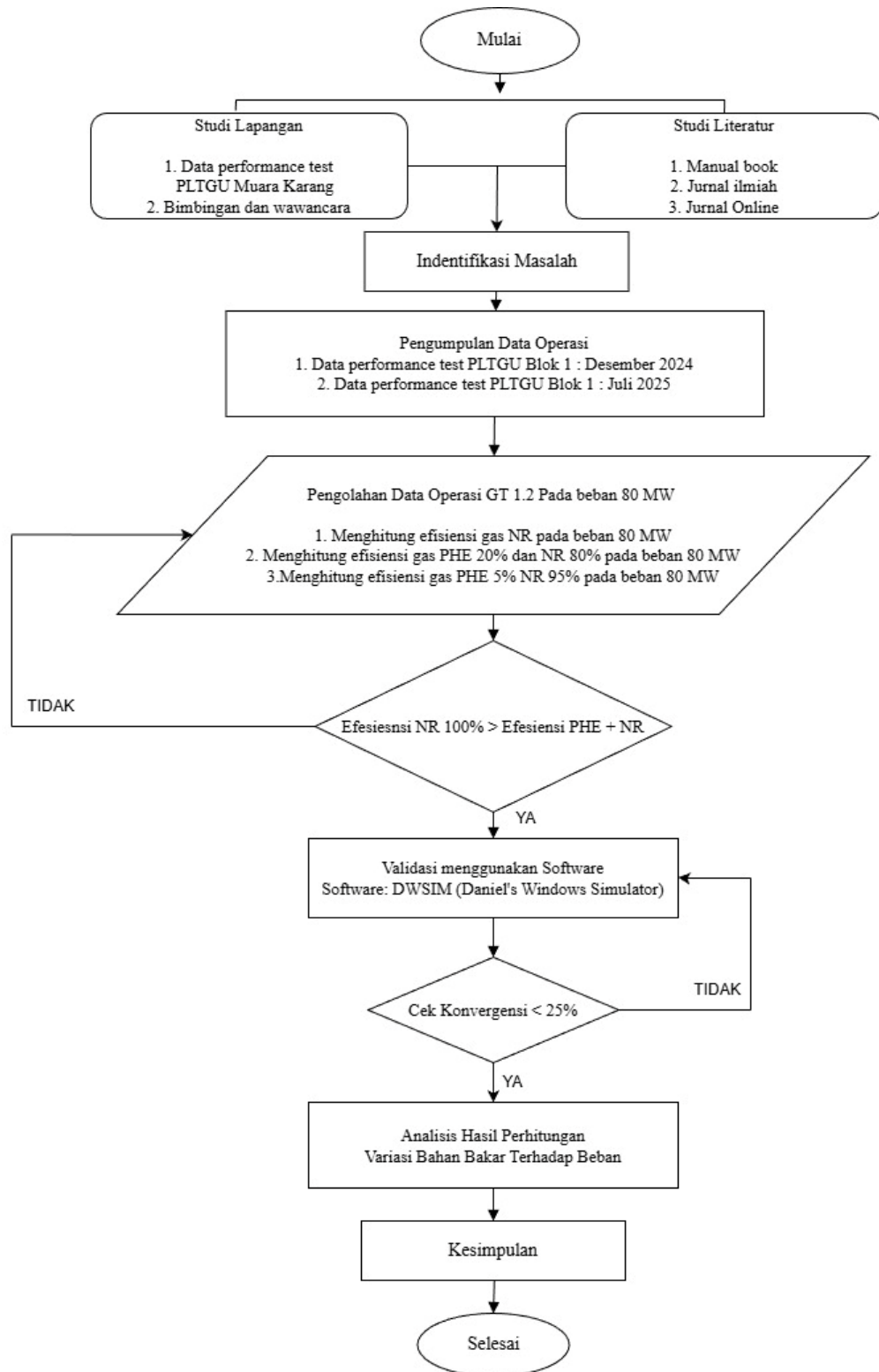


Gambar 3. 1 Tempat Penelitian
(Sumber : Google Earth Pro)

3.1.2 Waktu Penelitian

Penelitian “Optimasi Efisiensi Termal Turbin Gas Pltg Muara Karang Melalui Analisis Persentase Pembakaran Gas Phe Nr Dan Campuran Phe-Nr menggunakan Dwsim” ini berlangsung selama satu bulan yaitu pada bulan September 2025 s/d Desember 2025

3.2 Desain Penelitian



Gambar 3. 2 *Flowchart* Penelitian

3.3 Metode Pengumpulan Data

Dalam penyusunan penelitian ini, penulis memperoleh data dari PT PLN Nusantara Power UP PLTGU Muara Karang. Informasi yang dikumpulkan tersebut digunakan sebagai acuan utama dalam pelaksanaan penelitian. Proses pengambilan data dilakukan melalui beberapa langkah berikut:

3.4.1 Studi Literatur

Pada tahap ini, penulis menelusuri berbagai literatur untuk memperoleh data teoritis maupun empiris dari sumber yang kredibel, seperti jurnal ilmiah, buku, laporan teknis, basis data daring, serta catatan yang diperoleh selama perkuliahan dan kegiatan magang. Seluruh informasi yang terkumpul kemudian digunakan sebagai rujukan dalam penyusunan skripsi ini.

Adapun data yang dikumpulkan meliputi, prinsip kerja turbin gas, efisiensi termal, dan faktor-faktor yang mempengaruhinya, karakteristik bahan bakar PHE NR, studi kasus optimasi turbin gas menggunakan simulasi perangkat lunak seperti DWSIM, dan data historis efisiensi PLTG Muara Karang dari laporan operasional atau studi sebelumnya. Yang nantinya akan digunakan sebagai dasar untuk membangun model simulasi dan membandingkan hasil penelitian.

3.3.1 Pengumpulan Data Secara Langsung

Penulis melakukan pengamatan langsung di PLTG Blok 3 Muara Karang PT PLN Nusantara Power untuk memperoleh data yang diperlukan dalam penelitian ini. Informasi yang dikumpulkan mencakup data operasi turbin gas saat menggunakan bahan bakar PHE NR (Pertamina Hulu Energi – Nusantara Regas) maupun campuran PHE–NR, serta data pendukung lainnya. Pengambilan data dilakukan pada kondisi operasi yang stabil dan tanpa perubahan parameter, sehingga hasil evaluasi turbin gas dapat mencerminkan kondisi lapangan secara lebih akurat.

Pengambilan data dibatasi hanya pada parameter-parameter yang digunakan untuk perhitungan performa turbin gas dan analisis pembakaran. Parameter yang digunakan berdasarkan siklus kerja turbin gas mulai dari proses kompresi tahap kompresi udara (1–2), proses pembakaran di ruang bakar (2–3), tahap ekspansi di turbin (3–4), serta proses pembuangan kalor (4–1). Parameter spesifik meliputi suhu inlet dan outlet,

tekanan, laju alir bahan bakar, persentase pembakaran PHE NR dan campuran PHE-NR, serta efisiensi termal.

a) Parameter data *Performance Test* pengoperasian turbin gas

Tabel 3. 1 Parameter Data Performance Test

No	Parameter	Simbol	Satuan
1	Temperatur masuk kompresor	T1	°C, K
2	Tekanan masuk kompresor	P1	Bar, Mbar
3	Temperatur keluar kompresor	T2	°C, K
4	Tekanan keluar kompresor	P2	bar
5	Temperatur keluar turbin	T4	°C, K
6	Low Heating Value	LHV	kJ/kg, mmbtu/scf
7	Tekanan Bahan bakar	pbb	bar
8	Temperatur bahan bakar	-	°C, K
9	Laju Aliran Massa Bahan Bakar	mbb	kg/s

Sumber: Perhitungan, 2025

3.3.2 Pengumpulan Data Secara Tidak Langsung

Pengumpulan data tidak langsung dilakukan penulis melalui berbagai sumber sekunder tanpa melakukan kunjungan ke lokasi peralatan GT 3.3 di PT PLN Nusantara Power PLTGU UP Muara Karang Blok 1. Informasi tersebut diperoleh dari buku manual, laporan operasi, serta data historis yang dimiliki PT PLN atau database internal PLTG Muara Karang, seperti log operasi harian, laporan efisiensi bulanan, data pemakaian bahan bakar, dan spesifikasi turbin gas yang digunakan.

Tabel 3. 2 Spesifikasi Gas Turbin

Merk	General Electric
<i>Model</i>	MS9001
<i>Type</i>	PG9161E
<i>Speed</i>	3000 RPM

<i>Active power</i>	116900 Kw
<i>Air Condition</i>	30°C, 1,013 Bar
<i>Current</i>	7129 A
<i>Voltage</i>	11.50 Kv
Frekuensi	50 Hz
Power faktor	0.80
Turbin	3 tingkat
Kompresor	17 tingkat
Ruang bakar	Ruang bakar Horizontal
Bahan Bakar	- <i>Natural Gas</i>

3.3.3 Wawancara

Dalam metode ini, penulis melakukan wawancara dengan pembimbing magang serta staf divisi operasi dan divisi niaga dan bahan bakar di PLTGU Muara Karang. Pertanyaan yang diajukan berkaitan dengan bahan bakar PHE NR, cara kerja sistem PLTG, serta berbagai data yang dibutuhkan untuk mendukung penelitian ini.

3.4 Metode Pengolahan Data

Dalam bab pengolahan data, penulis akan menjelaskan proses pemrosesan data yang telah dikumpulkan dari berbagai sumber sebagai dasar referensi untuk dianalisis dan dibandingkan, guna mendukung optimasi efisiensi termal turbin gas PLTG Muara Karang. Pada tahap ini, penulis menerapkan dua pendekatan perhitungan utama, yaitu menggunakan Ms. Excel untuk analisis manual dan perangkat lunak DWSIM untuk simulasi numerik. Kedua perhitungan tersebut didasarkan pada model siklus *Brayton*, baik secara ideal maupun aktual, dengan fokus khusus pada analisis persentase pembakaran gas PHE NR dan campuran PHE-NR guna mengevaluasi dampaknya terhadap performa turbin gas.

1. Pengolahan data dengan *Ms. Excel*
 - Mencari nilai enthalpi (h) dengan metode interpolasi berdasarkan pada tabel *ideal gas Properties of air* yang digunakan untuk siklus kerja turbin gas.
 - h_1 (enthalpi masuk ke kompresor)
 - h_2 (enthalpi keluar ke kompresor)
 - h_3 (enthalpi masuk ke turbin)
 - h_4 (enthalpi keluar ke turbin).
2. Mencari ratio tekanan keluar kompresor (p_{r2}) dan keluar turbin (p_{r4}) yang digunakan untuk menentukan besarnya temperatur dan enthalpi ideal dimana menggunakan persamaan 2.1. Adapun untuk rasio kompresi pada siklus *Brayton* dimana terjadi tekanan konstan pada proses isentropic dengan menggunakan persamaan 2.3 pada persamaan efisiensi termis *Brayton* dengan asumsi secara standar udara dingin. Efisiensi termal pada *Brayton* berdasarkan pada rasio tekanan dari turbin. Efisiensi termal dapat menggunakan persamaan 2.4 dan 2.5.
3. Menghitung siklus turbin aktual yaitu dengan cara sebagai berikut:
 - Menghitung panas pada hasil pembakaran (T_3) dengan (p_{r3}) persamaan (2.3) dengan menggunakan cara interpolasi dalam tabel gas ideal properti udara.
 - Menghitung panas keluar kompresor ideal (T_2) dengan menggunakan persamaan (2.6).
 - Menghitung panas yang keluar dari turbin ideal (T_4) dengan persamaan (2.7)
4. Menentukan enthalpi (h_2 dan h_4) ideal dengan metode interpolasi dalam tabel ideal gas properties of air yang digunakan dalam sistem kerja turbin gas yaitu ketika udara keluar kompresor dan keluar turbin gas.
5. Menghitung kalor masuk dengan rumus (2.9)
6. Menghitung kecepatan aliran udara dengan persamaan (2.14)
7. Mencari laju aliran hasil pembakaran dengan persamaan (2.13)
8. Menghitung efisiensi kompresor dengan persamaan (2.17)
9. Menghitung daya kompresor aktual dengan persamaan (2.19)
10. Menghitung efisiensi pada *Combustor* dengan persamaan (2.20)
11. Menghitung efisiensi turbin dengan persamaan (2.20)
12. Menghitung efisiensi daya turbin aktual dengan persamaan (2.20)

13. Menghitung daya bersih aktual dengan persamaan (2.21)
14. Menghitung efisiensi termal turbin gas aktual dengan persamaan (2.23)
15. Menghitung *heat rate* netto aktual dengan persamaan (2.24)
16. Menghitung Back Work Ratio dengan persamaan (2.22)
17. Menghitung penggunaan bahan bakar PHE NR dan campuran PHE-NR dengan untuk membandingkan efisiensi berdasarkan persentase pembakaran dengan persamaan (2.26)
18. Pengolahan Data dengan DWSIM

- Pembuatan Simulasi Software DWSIM

Setelah semua data yang dibutuhkan tersedia, proses selanjutnya dilakukan dengan pembuatan simulasi pada software DWSIM. Pembuatan simulasi dapat dilihat pada proses di bawah ini sebagai berikut:

- Pemodelan sistem PLTG Muara Karang dengan Software DWSIM berdasarkan data heat balance dan parameter operasional turbin gas.

Pembuatan pemodelan pada software DWSIM dilakukan untuk mendapatkan hasil dari simulasi yang diinginkan. Pemodelan tersebut berupa penyusunan apparatus (seperti kompresor, *combustor*, turbin) dan medium (seperti udara, bahan bakar PHE NR, campuran PHE-NR) pada sistem berdasarkan data heat balance, dengan fokus pada variasi persentase pembakaran untuk optimasi efisiensi termal.

- Penyusunan Data Properties.

Setelah penyusunan pemodelan selesai, data dimasukkan ke dalam semua apparatus dan medium. Setiap apparatus membutuhkan data yang berbeda, seperti komposisi bahan bakar, suhu, tekanan, dan laju alir. Penyusunan apparatus sangat penting untuk simulasi DWSIM karena kegagalan simulasi akan terjadi jika data properti tidak dimasukkan dengan benar. Terlalu banyak atau sedikit properti akan menyebabkan peringatan atau pesan error yang menghalangi perhitungan. Di bawah ini terdapat contoh penyusunan data properties sebagai berikut:

- Untuk *combustor*: Input komposisi PHE NR (misalnya, persentase hidrogen dan gas alam), campuran PHE-NR (variasi rasio), suhu pembakaran, dan efisiensi pembakaran.
- Untuk turbin: Parameter ekspansi, entalpi, dan efisiensi termal berdasarkan siklus *Brayton* aktual.

- Simulasi dilakukan dengan variasi persentase pembakaran (misalnya, 0-100% PHE NR dalam campuran) untuk menganalisis dampaknya terhadap efisiensi termal, daya bersih, dan emisi.
- Output simulasi dibandingkan dengan data aktual dari PLTG untuk validasi dan optimasi, seperti menentukan persentase campuran yang maksimalkan efisiensi.

3.5 Metode Analisis Data

Setelah memperoleh hasil perhitungan dari pengolahan data, analisis dilakukan dengan cara menggambarkan hipotesis-hipotesis kemungkinan dalam analisis tersebut, yang bertujuan untuk mengoptimalkan efisiensi termal turbin gas PLTG Muara Karang melalui variasi persentase pembakaran gas PHE NR dan campuran PHE-NR. Pembahasan analisis tersebut akan penulis jabarkan pada penjelasan di bawah ini sebagai berikut:

1. Analisis efisiensi kompresor dengan variasi persentase pembakaran gas PHE NR dan campuran PHE-NR, untuk mengevaluasi dampak bahan bakar terhadap performa kompresi dalam siklus *Brayton* aktual dan potensi peningkatan efisiensi termal.
2. Analisis efisiensi *combustor* dengan variasi persentase pembakaran gas PHE NR dan campuran PHE-NR, guna mengidentifikasi efisiensi pembakaran, emisi, dan kontribusinya pada optimasi keseluruhan turbin gas.
3. Analisis efisiensi turbin dengan variasi persentase pembakaran gas PHE NR dan campuran PHE-NR, untuk mengukur pengaruh bahan bakar terhadap proses ekspansi, output daya, dan efisiensi termal.
4. Analisis efisiensi termal keseluruhan PLTG dengan variasi persentase pembakaran gas PHE NR dan campuran PHE-NR, sebagai indikator utama optimasi berdasarkan siklus *Brayton* ideal dan aktual, termasuk rekomendasi persentase optimal.
5. Analisis Back Work Ratio dengan variasi persentase pembakaran gas PHE NR dan campuran PHE-NR, untuk menilai rasio kerja kompresor terhadap turbin dan implikasinya pada efisiensi serta konsumsi bahan bakar.
6. Analisis perbandingan hasil perhitungan antara Ms. Excel dan software DWSIM untuk memvalidasi akurasi model, mengidentifikasi kesenjangan, dan menentukan persentase pembakaran yang paling efektif untuk meningkatkan efisiensi termal PLTG Muara Karang.

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Pengolahan Data Sekunder

Data parameter dalam penelitian ini diperoleh dari data operasi PT PLN Nusantara Power UP Muara Karang Blok 1, yaitu data Performance Test bulan Desember 2024 serta data pengamatan bulan Juli 2025. Data tersebut merupakan hasil pengoperasian turbin gas pada beban 80 MW dengan variasi komposisi bahan bakar, meliputi 100% NR dan campuran PHE–NR dengan beberapa persentase berbeda, sebagaimana ditampilkan pada tabel berikut:

Tabel 4. 1 Data Sekunder Pada Beban 80 MW *Full* NR

NO	Parameter	Simbol	Satuan	Bahan Bakar
				NR 100%
1	Temperatur masuk	T1	°C	30,827
	kompresor		°K	303,827
2	Tekanan masuk	P1	Bar	1,013
	kompresor			
3	Temperatur keluar	T2	°C	351,625
	kompresor		°K	624,625
4	Tekanan keluar	P2	bar	9,438
	kompresor			
5	Temperatur keluar	T4	°C	554,745
	turbin		°K	827,745
6	Low Heating Value	LHV	kJ/kg	43768,47
			BTU/FT3	941,4
7	Tekanan Bahan Bakar	Pbb	bar	22,51
8	Temperatur Bahan	Tbb	°C	33,706
	Bakar		°K	306,706

NO	Parameter	Simbol	Satuan	Bahan Bakar	
				NR 100%	
9	Laju Aliran Massa Bahan Bakar	mbb	kg/s	5,89	

Sumber: Form *Performance test* PLTGU Muara Karang Blok 1

Tabel 4. 2 Data Sekunder Pada Beban 80 MW PHE 20% + NR 80%

NO	Parameter	Simbol	Satuan	Bahan Bakar	
				NR 100%	PHE 20% + NR 80%
1	Temperatur masuk kompresor	T1	°C	30,827	30,523
			°K	303,827	303,523
2	Tekanan masuk kompresor	P1	Bar	1,013	1,013
3	Temperatur keluar kompresor	T2	°C	351,625	349,627
			°K	624,625	622,627
4	Tekanan keluar kompresor	P2	bar	9,438	9,657
5	Temperatur keluar turbin	T4	°C	554,745	550,748
			°K	827,745	823,743
6	<i>Low Heating Value</i>	LHV	kJ/kg	43768,47	45579,74
			BTU/FT3	941,4	980,358
7	Tekanan Bahan Bakar	Pbb	bar	22,51	22,5
8	Temperatur Bahan Bakar	Tbb	°C	33,706	33,706
			°K	306,706	306,706
9	Laju Aliran Massa Bahan Bakar	mbb	kg/s	5,89	5,88

Sumber: Form *Performance test* PLTGU Muara Karang Blok 1

Tabel 4. 3 Data Sekunder Pada Beban 80 MW PHE 5% + NR 95%

NO	Parameter	Simbol	Satuan	Bahan Bakar	
				NR 100%	PHE 5% + NR 95%
1	Temperatur masuk	T1	°C	33,747	28,623
	kompressor		°K	306,747	28,623
2	Tekanan masuk	P1	Bar	1,013	1,013
	kompressor				
3	Temperatur keluar	T2	°C	355,269	349,974
	kompressor		°K	628,269	627,974
4	Tekanan keluar	P2	bar	9,388	9,689
	kompressor				
5	Temperatur keluar	T4	°C	508,487	554,871
	turbin		°K	781,487	827,871
6	Low Heating Value	LHV	kJ/kg	43768,47	45579,74
			BTU/FT3	941,4	980,358
7	Tekanan Bahan Bakar	Pbb	bar	22,229	22,243
8	Temperatur Bahan	Tbb	°C	33,843	32,843
	Bakar		°K	306,843	303,116
9	Laju Aliran Massa	mbb	kg/s	5,78	5,55
	Bahan Bakar				

Sumber: Form *Performance test* PLTGU Muara Karang Blok 1

4.2 Pengolahan Data Primer

4.2.1 Perhitungan Mencari Rasio Tekanan, Nilai Tekanan Relatif, Gas Hasil Proses Pembakaran dan Entalpi

1. Menghitung Rasio Tekanan:

Nilai rasio tekanan kompressor ditentukan dari hasil perhitungan yang mengacu pada data operasi untuk masing-masing variasi beban.

$$r_p = \frac{P_1 + P_2}{P_1}$$

$$r_p = \frac{1,013 + 9,438}{1,013}$$

$$r_p = 10,329$$

Tabel 4. 4 Hasil Rasio Tekanan

NO	Beban (MW)	Rasio Tekanan		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	10,329	10,546	10,577

2. Tekanan Relatif

Perhitungan tekanan relatif keluar turbin (Pr_4) dilakukan menggunakan data sekunder $T_4 = 827.75 \text{ K}^\circ$ dengan menggunakan interpolasi menggunakan data *Ideal Gas Properties* udara, sebagai berikut :

Tabel 4. 5 Interpolasi Pr_4

T (°K)	Pr_4
820,00	52,59
827,75	54,53
840,00	57,60

$$Pr_4 = \frac{(T_4 - T_{atas})}{(T_{bawah} - T_{atas})} \times (Pr_{bawah} - Pr_{atas}) + Pr_{atas}$$

$$Pr_4 = \frac{(827,75 - 820)}{(840 - 820)} \times (57,60 - 52,59) + 52,59$$

$$Pr_4 = 54,53$$

Tabel 4. 6 Hasil Tekanan Relatif 4

NO	Beban (MW)	Tekanan Relatif 4		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	54,53	53,53	54,56

Menghitung tekanan relatif 3 (Pr_3)

$$Pr_3 = Pr_4 \times r_p$$

$$Pr_3 = 54,53 \times 10,329$$

$$Pr_3 = 563,29$$

Tabel 4. 7 Hasil Tekanan Relatif 3

NO	Beban (MW)	Tekanan Relatif 3		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	563,29	564,51	577,13

3. Gas Hasil Pembakaran

Penentuan temperatur gas hasil pembakaran saat masuk ke turbin (T_3) dilakukan menggunakan metode interpolasi berdasarkan nilai tekanan relatif (Pr) sebesar 563,29.

Tabel 4. 8 Interpolasi T_3

Pr	T_3
537,10	1460,00
563,29	1476,52
568,80	1480,00

$$T_3 = \frac{(Pr - Pr_{atas})}{(Pr_{bawah} - Pr_{atas})} \times (T_{bawah} - T_{atas}) + T_{atas}$$

$$T_3 = \frac{(463,29 - 537,10)}{(568,80 - 537,10)} \times (1480,00 - 1460,00) + 1460,00$$

$$T_3 = 1476,52$$

Tabel 4. 9 Hasil Tekanan T_3

NO	Beban (MW)	T ₃ (°K)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	1476,52	1477,29	1485,04

Menghitung Suhu Ideal Udara Keluar Kompresor (T_2')

$$T_2' = T_1 \times rp^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_2' = 303,287 \times 10,329^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_2' = 592,062$$

Tabel 4. 10 Hasil T_2'

NO	Beban (MW)	T ₂ ' (°K)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	592,062	594,981	591,762

Menghitung Suhu Ideal Gas Hasil Pembakaran Keluar Turbin (T_4')

$$T_4' = \frac{T_3}{rp^{\frac{k-1}{k}}}$$

$$T_4' = \frac{1476,52}{10,329^{\frac{1,4-1}{1,4}}}$$

$$T_4' = 757,7027$$

Tabel 4. 11 Hasil T_4'

NO	Beban (MW)	T ₄ ' (°K)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	757,702	753,623	756,927

4. Entalpi

Penentuan entalpi udara masuk kompresor (h_1) dilakukan dengan interpolasi berdasarkan data pada Tabel Properti Gas Ideal Udara.

Tabel 4. 12 Interpolasi h_1

T (°K)	h_1
300,00	300,19
303,83	304,04
305,00	305,22

$$h_1 = \frac{(T_1 - T_{atas})}{(T_{bawah} - T_{atas})} \times (h_{bawah} - h_{atas}) + h_{atas}$$

$$h_1 = \frac{(303,83 - 300,00)}{(305,00 - 300,00)} \times (305,22 - 300,19) + 300,19$$

$$h_1 = 304,04$$

Tabel 4. 13 Hasil h_1

NO	Beban (MW)	h_1 (kJ/kg)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	304,04	303,73	301,83

Nilai entalpi udara keluar kompresor (h_2) ditentukan melalui interpolasi pada Tabel Properti Gas Ideal Udara.

Tabel 4. 14 Interpolasi h_2

T (°K)	h_2
610,00	617,53
624,63	632,94
620,00	628,07

$$h_2 = \frac{(T_2 - T_{atas})}{(T_{bawah} - T_{atas})} \times (h_{bawah} - h_{atas}) + h_{atas}$$

$$h_2 = \frac{(624,63 - 610,00)}{(620,00 - 610,00)} \times (628,07 - 617,53) + 617,53$$

$$h_2 = 632,94$$

Tabel 4. 15 Hasil h_2

NO	Beban (MW)	h_2 (kJ/kg)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	632,94	630,84	636,47

Nilai entalpi udara keluar turbin (h_3) ditentukan melalui interpolasi pada Tabel Properti Gas Ideal Udara.

Tabel 4. 16 Interpolasi h_3

T (°K)	h_3
1460,00	1587,63
1477,29	1608,52
1480,00	1611,79

$$h_3 = \frac{(T_3 - T_{atas})}{(T_{bawah} - T_{atas})} \times (h_{bawah} - h_{atas}) + h_{atas}$$

$$h_3 = \frac{(1477,29 - 1460,00)}{(1480,00 - 1460,00)} \times (1611,79 - 1587,63) + 1587,63$$

$$h_3 = 1608,52$$

Tabel 4. 17 Hasil h_3

NO	Beban (MW)	h_3 (kJ/kg)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	1607,59	1608,52	1617,88

Nilai entalpi udara masuk turbin (h_4) ditentukan melalui interpolasi pada Tabel Properti Gas Ideal Udara.

Tabel 4. 18 Interpolasi h_4

T (°K)	h_4
820,00	843,98
827,75	852,54
840,00	866,08

$$h_4 = \frac{(T_4 - T_{atas})}{(T_{bawah} - T_{atas})} \times (h_{bawah} - h_{atas}) + h_{atas}$$

$$h_4 = \frac{(827,75 - 820,00)}{(840,00 - 820,00)} \times (866,08 - 843,98) + 843,98$$

$$h_4 = 852,54$$
Tabel 4. 19 Hasil h_4

NO	Beban (MW)	h_4 (kJ/kg)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	852.54	848.12	852,68

Nilai entalpi ideal udara keluar kompresor (h_2') ditentukan melalui interpolasi pada Tabel Properti Gas Ideal Udara.

Tabel 4. 20 Interpolasi h_2'

T (°K)	h_2'
570,00	575,59
592,06	598,65
580,00	586,04

$$h_2' = \frac{(T_2' - T_{atas})}{(T_{bawah} - T_{atas})} \times (h_{bawah} - h_{atas}) + h_{atas}$$

$$h_2' = \frac{(592,06 - 570,00)}{(580,00 - 570,00)} \times (586,04 - 575,59) + 575,59$$

$$h_2' = 598,65$$

Tabel 4. 21 Hasil h_2'

NO	Beban (MW)	h_2' (kJ/kg)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	598.65	570.34	598,37

Nilai entalpi ideal udara keluar turbin (h_4') ditentukan melalui interpolasi pada Tabel Properti Gas Ideal Udara.

Tabel 4. 22 Interpolasi h_4'

T (°K)	h_4'
590,00	596,52
757,70	772,61
600,00	607,02

$$h_4' = \frac{(T_4' - T_{atas})}{(T_{bawah} - T_{atas})} \times (h_{bawah} - h_{atas}) + h_{atas}$$

$$h_4' = \frac{(757,70 - 590,00)}{(600,00 - 590,00)} \times (607,02 - 596,52) + 596,52$$

$$h_4' = 772,61$$

Tabel 4. 23 hasil h_4'

NO	Beban (MW)	h_4' (kJ/kg)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	772,61	768,32	771,95

4.2.2 Efisiensi Termal dan SFC

1. Kalor Masuk

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{fuel} \times LHV$$

$$\dot{Q}_{in} = 5,89 \text{ kg/s} \times 43768,47 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{in} = 257796,288 \text{ kJ/s}$$

2. Laju Aliran Udara

$$\dot{m}_{air} = \frac{(\dot{Q}_{in} - (\dot{m}_{fuel} \times h_3))}{(h_3 - h_2)}$$

$$\dot{m}_{air} = \frac{(257796,288 \text{ kJ/s} - (5,89 \text{ kg/s} \times 1607,59 \text{ kJ/kg}))}{(1607,59 \text{ kJ/kg} - 632,94 \text{ kJ/kg})}$$

$$\dot{m}_{air} = 254,79 \text{ kg/s}$$

3. Laju Aliran Gas Hasil Pembakaran

$$\dot{m}_{fluegass} = \dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel}$$

$$\dot{m}_{fluegass} = 254,79 \text{ kg/s} + 5,89 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{fluegass} = 260,68 \text{ kg/s}$$

4. Kalor Keluar

$$\dot{Q}_{out} = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel}) \times (h_2 - h_1)$$

$$\dot{Q}_{out} = (254,79 \text{ kg/s} + 5,89 \text{ kg/s}) \times (852,54 \text{ kJ/kg} - 304,04 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q}_{out} = 142981,197 \text{ kJ/s}$$

5. Efisiensi Kalor Aktual

$$\eta_{compresor} = \frac{(h_{2'} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \times 100\%$$

$$\eta_{compresor} = \frac{(598,65 \text{ kJ/kg} - 304,04 \text{ kJ/kg})}{(632,94 \text{ kJ/kg} - 304,04 \text{ kJ/kg})} \times 100\%$$

$$\eta_{compresor} = 89,57\%$$

6. Daya Kompresor Aktual

$$W_{ca} = \frac{\dot{m}_{air}(h_2 - h_1)}{\eta_c}$$

$$W_{ca} = \frac{254,79 \text{ kg/s}(632,94 \text{ kJ/kg} - 304,04 \text{ kJ/kg})}{0,90}$$

$$W_{ca} = 93557,22 \text{ kJ/s}$$

7. Efisiensi Ruang Bakar

$$\eta_{combustor} = \frac{(T_2 - T_3)}{(T_{2'} - T_3)} \times 100\%$$

$$\eta_{combustor} = \frac{(624,626 \text{ °K} - 1485,04 \text{ °K})}{(591,762 \text{ °K} - 1485,04 \text{ °K})} \times 100\%$$

$$\eta_{combustor} = 95,95\%$$

8. Efisiensi Turbin Aktual

$$\eta_{turbin} = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_{4'})} \times 100\%$$

$$\eta_{turbin} = \frac{(1607,59 \text{ kJ/kg} - 852,54 \text{ kJ/kg})}{(1607,59 \text{ kJ/kg} - 772,61 \text{ kJ/kg})} \times 100\%$$

$$\eta_{turbin} = 90,43\%$$

9. Daya Turbin Aktual

$$W_{turbin} = \dot{m}_{fluegass} \times (h_3 - h_4) \times \eta_{turbin}$$

$$W_{turbin} = 260,68 \text{ kg/s} \times \left(1607,59 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 852,54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \times 0,904$$

$$W_{turbin} = 177983,66 \text{ kJ/s}$$

10. Daya Bersih Aktual

$$W_{nett} = W_{turbin} - W_{compressor}$$

$$W_{nett} = 177983,66 \text{ kJ/s} - 93557,22 \text{ kJ/s}$$

$$W_{nett} = 84426,44 \text{ kJ/s}$$

11. Efisiensi Termal Turbin Gas

$$\eta_{termal} = \frac{W_{nett}}{Q_{in}} \times 100\%$$

$$\eta_{termal} = \frac{84426,44 \text{ kJ/s}}{257796,288 \text{ kJ/s}} \times 100\%$$

$$\eta_{termal} = 32,749\%$$

12. Heat rate Turbin Gas

$$HR = \frac{Q_{in} \times 3600}{W_{nett}}$$

$$HR = \frac{257796,288 \text{ kJ/s} \times 3600 \text{ kJ/s}}{84426,44 \text{ kJ/s}}$$

$$HR = 10992,61 \text{ kJ/kWh}$$

13. Back Work Ratio

$$BWR = \frac{W_{compresor}}{W_{turbin}} \times 100\%$$

$$BWR = \frac{93557,22 \text{ kJ/s}}{177983,66 \text{ kJ/s}} \times 100\%$$

$$BWR = 52,57 \%$$

14. Volume gas dan SFC

$$V_g = \frac{W_{output}}{HR \times LHV}$$

$$V_g = \frac{80000 \text{ kW}}{10424.860 \frac{\text{Btu}}{\text{kWh}} \times 3.968 \text{ Btu/Ft}^3}$$

$$V_g = 996640,604 \text{ scf}$$

$$V_g = \frac{996640,604 \text{ scf}}{35,315} = 28221,452 \text{ M}^3$$

$$V_g = 28221,452 \text{ M}^3 \times 0,03546 = 1000,732 \text{ mmBtu}$$

$$SFC = \frac{V_g}{W_{output}}$$

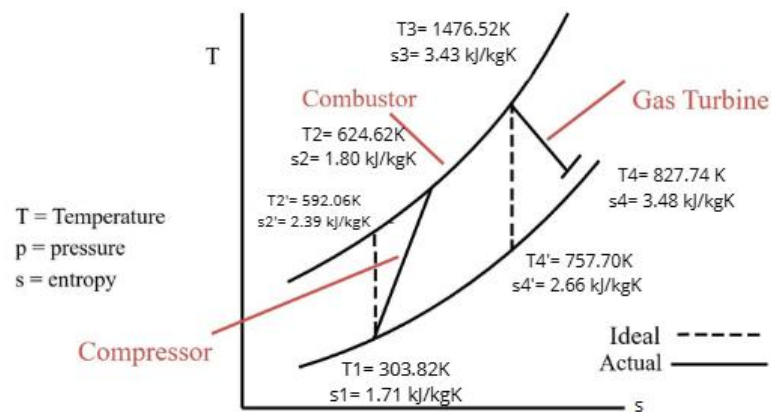
$$SFC = \frac{1000,732 \text{ mmBtu}}{80000 \text{ kW}}$$

$$SFC = 0,01250916 \frac{\text{mmbtu}}{\text{kWh}}$$

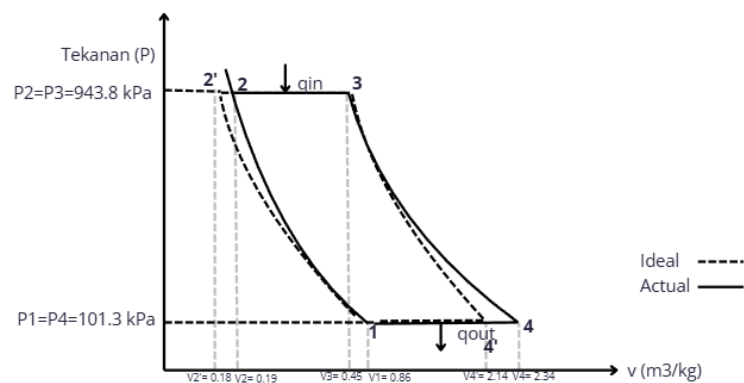
Tabel 4. 24 Efisiensi Beban 80 MW (NR 100%)

EFISIENSI BEBAN 80 MW			
PATAMETER	SIMBOL	SATUAN	NILAI NR 100% (2024)
Kalor Masuk Kedalam Ruang Bakar	Qin	kJ/s	257796,2883
Laju Aliran Udara Aktual	mudara	kg/s	254,79
Kerja Kompresor	Wcom	kJ/s	93557,22
Kerja Turbin	Wt	kJ/s	177983,66
Kerja Keluar Turbin	Qout	kJ/s	142981,1978
Wnetto	Wnett	kJ/s	84426,44
Back Work Ratio	BWR	%	52,57
Heat rate Gas Turbin	HR	kJ/kWh	10992,61
Spesific Fuel Gas	SFC	gr/kWh	0,01250916
Concumcion			
Efisiensi Kompresor	ηc	%	89,57

EFISIENSI BEBAN 80 MW			
PATAMETER	SIMBOL	SATUAN	NILAI NR 100% (2024)
Efisiensi Ruang Bakar	η_{comb}	%	96,32
Efisiensi Turbin	η_t	%	90,43
Efisiensi Thermal	$\eta_{thermal}$	%	32,74928357



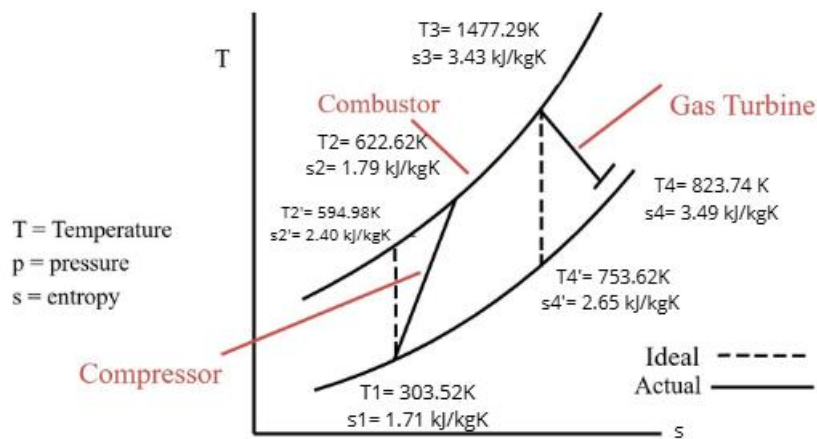
Gambar 4. 1 Diagram T-S 80MW Full NR



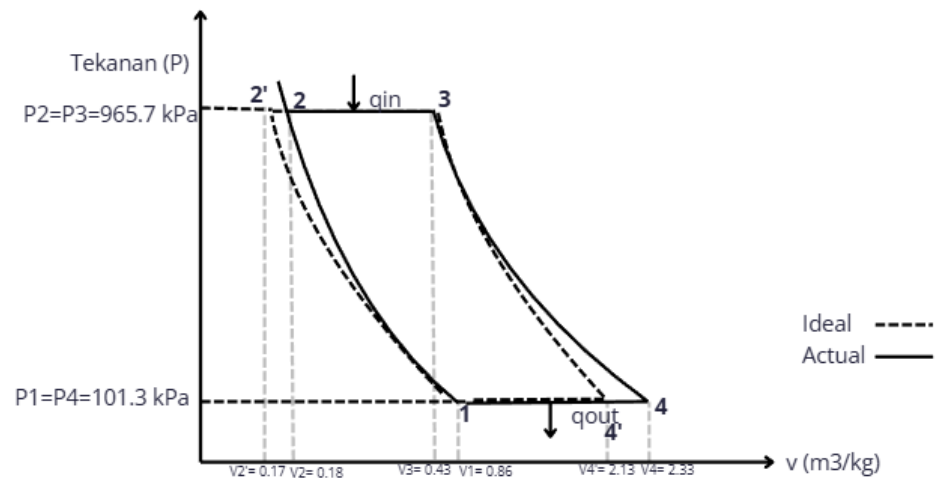
Gambar 4. 2 Diagram P-V 80MW Full NR

Tabel 4. 25 Efisiensi Beban 80 MW (PHE 20%+NR 80%)

EFISIENSI BEBAN 80 MW			
PATAMETER	SIMBOL	SATUAN	NILAI
			PHE 20% + NR 80% (2024)
Kalor Masuk Kedalam Ruang Bakar	Q_{in}	kJ/s	268008,8712
Laju Aliran Udara Aktual	$\dot{m}_{udara}$	kg/s	264,45
Kerja Kompresor	W_{com}	kJ/s	106133,91
Kerja Turbin	W_t	kJ/s	186040,36
Kerja Keluar Turbin	Q_{out}	kJ/s	147164,8143
W_{netto}	W_{nett}	kJ/s	79906,45
<i>Back Work Ratio</i>	BWR	%	57,05
<i>Heat rate</i> Gas Turbin	HR	kJ/kWh	12074,52
<i>Spesific Fuel Gas</i> Concumcion	SFC	gr/kWh	0,0131943
Efesiensi Kompresor	η_c	%	81,50
Efesiensi Ruang Bakar	η_{comb}	%	96,87
Efesiensi Turbin	η_t	%	90,50
Efesiensi Thermal	$\eta_{thermal}$	%	29,81485394



Gambar 4. 3 Diagram T-S 80MW PHE 20% + NR 80%

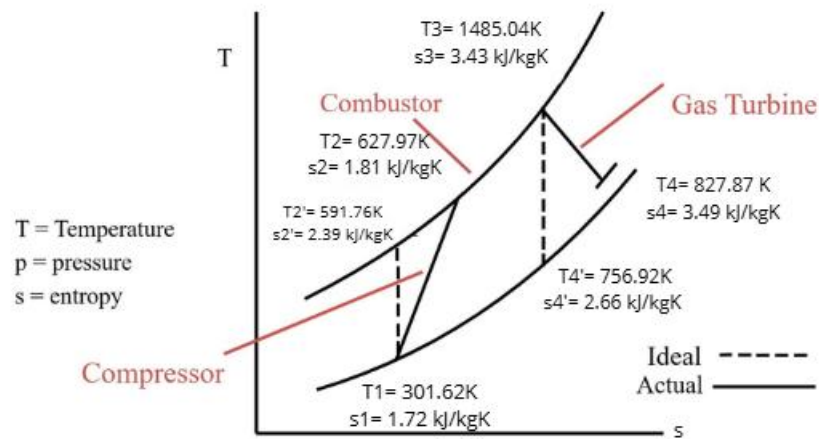


Gambar 4. 4 Diagram P-V 80MW PHE 20% + NR 80%

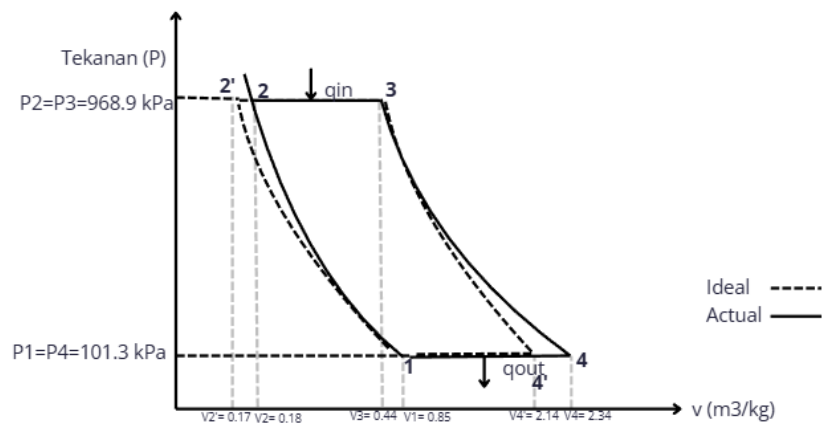
Tabel 4. 26 Efisiensi Beban 80 MW (NR, PHE 5%+NR 95%)

EFISIENSI BEBAN 80 MW			
PATAMETER	SIMBOL	SATUAN	NILAI
			PHE 5% + NR 95% (2025)
Kalor Masuk Kedalam Ruang Bakar	Q_{in}	kJ/s	252967,557
Laju Aliran Udara Aktual	$\dot{m}_{udara}$	kg/s	248,61
Kerja Kompresor	W_{comp}	kJ/s	93888,16
Kerja Turbin	W_t	kJ/s	175925,08
Kerja Keluar Turbin	Q_{out}	kJ/s	140004,3244
W_{netto}	W_{nett}	kJ/s	82036,92
Back Work Ratio	BWR	%	53,37
Heat rate Gas Turbin	HR	kJ/kWh	11100,89
Spesific Fuel Gas Consumcion	SFC	gr/kWh	0,012130
Efisiensi Kompresor	η_c	%	88,61
Efisiensi Ruang Bakar	η_{comb}	%	95,95
Efisiensi Turbin	η_t	%	90,46

EFISIENSI BEBAN 80 MW			
PATAMETER	SIMBOL	SATUAN	NILAI
			PHE 5% + NR 95% (2025)
Efesiensi Thermal	η_{thermal}	%	32,42981806



Gambar 4. 5 Diagram T-S 80MW PHE 5% + NR 95%



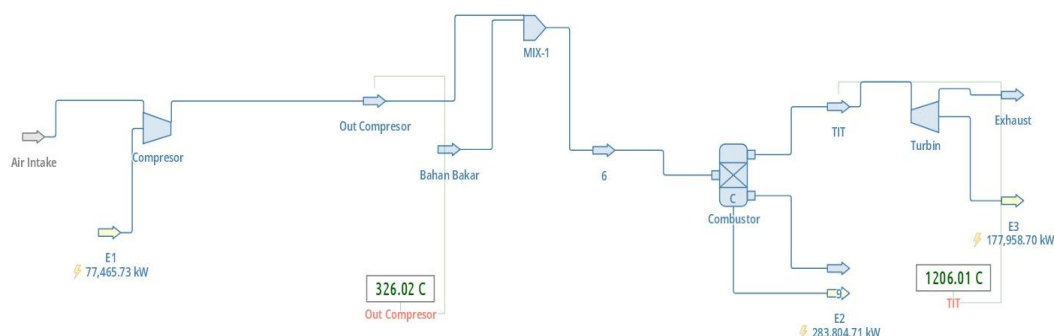
Gambar 4. 6 Diagram P-V 80MW PHE 5% + NR 95%

4.2.3 Perbandingan Dan Validasi Perhitungan Menggunakan Software DWSIM (Peng-Robinson)

Validasi perhitungan dilakukan untuk menilai kesesuaian dan keandalan hasil perhitungan manual yang diperoleh menggunakan Microsoft Excel terhadap hasil simulasi perangkat lunak DWSIM. Perhitungan manual menggunakan pendekatan gas

ideal dengan asumsi panas jenis konstan, sedangkan simulasi DWSIM menerapkan model persamaan keadaan Peng–Robinson yang mempertimbangkan sifat gas non-ideal. Perbedaan hasil dianalisis berdasarkan kesesuaian tren dan orde besaran, di mana deviasi hingga sekitar 25% masih berada dalam batas toleransi yang dapat diterima pada sistem turbin gas. Oleh karena itu, hasil perhitungan manual dinyatakan valid dan dapat digunakan sebagai dasar analisis lebih lanjut.

a) Hasil Perhitungan beban 80MW NR100% (2024) menggunakan DWSIM

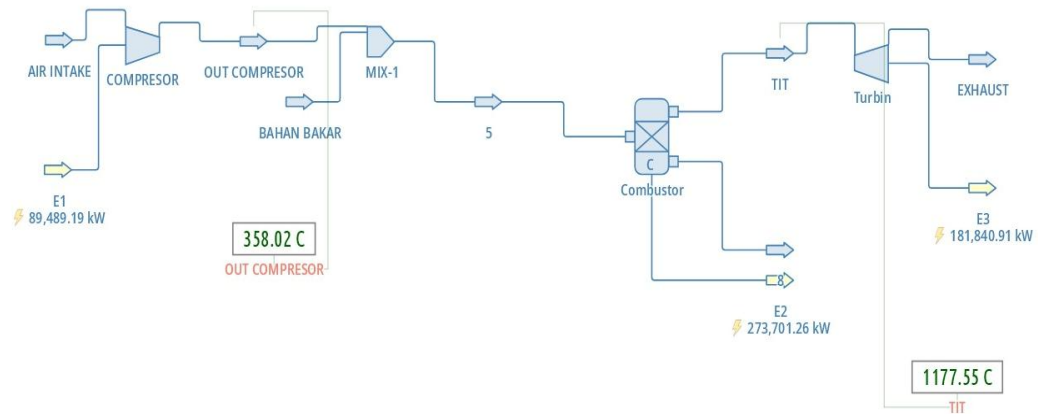


Gambar 4. 7 *Flow* Simulai DWSIM Beban 80MW NR100% (2024)

Tabel 4. 27 Perbandingan Simulasi DWSIM dan Hasil Perhitungan Aktual Beban 80MW NR100% (2024)

BEBAN 80MW NR100% 2024			
Parameter	Aktual	Simulasi DWSIM	Error
Kerja Kompresor	93557,22	77465,70	17%
Kalor Masuk Ruang Bakar	257796,29	283804,71	10%
Kerja Turbin	177983,66	177958,70	0%
Efisiensi Termal	32,75	35,41	8%
Efisiensi Kompresor	89,57	89,57	0%
Efisiensi <i>Combustor</i>	96,32	96,32	0%
Efisiensi Turbin	90,43	90,43	0%

b) Hasil Perhitungan beban 80MW PHE 20% + NR 80% (2024) menggunakan DWSIM

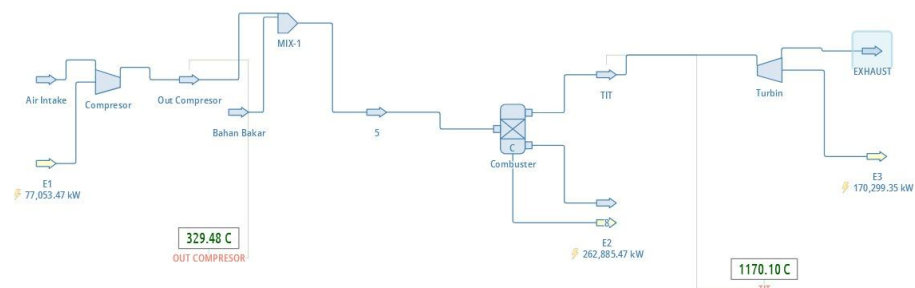


Gambar 4. 8 *Flow* Simulasi DWSIM Beban 80 MW PHE 20% + NR 80% (2024)

Tabel 4. 28 Perbandingan Simulasi DWSIM dan Hasil Perhitungan Aktual Beban 80MW PHE 20% + NR 80% (2024)

BEBAN 80MW PHE 20% + NR 80% (2024)			
Parameter	Aktual	Simulasi DWSIM	Eror
Kerja Kompresor	106133,91	89489,20	16%
Kalor Masuk Ruang Bakar	268008,87	273701,26	2%
Kerja Turbin	186040,36	181840,91	2%
Efisiensi Termal	29,81	33,74	13%
Efisiensi Kompresor	81,50	81,50	0%
Efisiensi <i>Combustor</i>	96,87	96,87	0%
Efisiensi Turbin	90,50	90,50	0%

c) Hasil Perhitungan beban 80MW PHE 5% + NR 95% (2025) menggunakan DWSIM



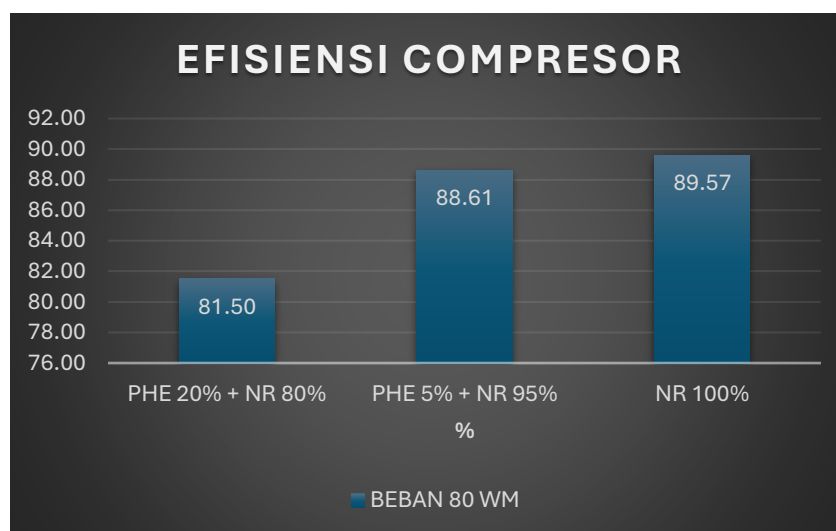
Gambar 4. 9 *Flow* Simulasi DWSIM Beban 80MW PHE 5% + NR 95% (2025)

Tabel 4. 29 Perbandingan Simulasi DWSIM dan Hasil Perhitungan Aktual Beban 80MW PHE 5% + NR 95% (2025)

BEBAN 80MW PHE 5% + NR 95% (2025)			
Parameter	Aktual	Simulasi DWSIM	Error
Kerja Kompresor	93888,16	77053,50	18%
Kalor Masuk Ruang Bakar	252967,56	262885,47	4%
Kerja Turbin	175925,08	170299,35	3%
Efisiensi Termal	32,43	35,47	9%
Efisiensi Kompresor	88,61	88,61	0%
Efisiensi <i>Combustor</i>	95,95	95,95	0%
Efisiensi Turbin	90,46	90,46	0%

4.3 Analisa dan Pembahasan

4.3.1 Analisa Efisiensi Kompresor



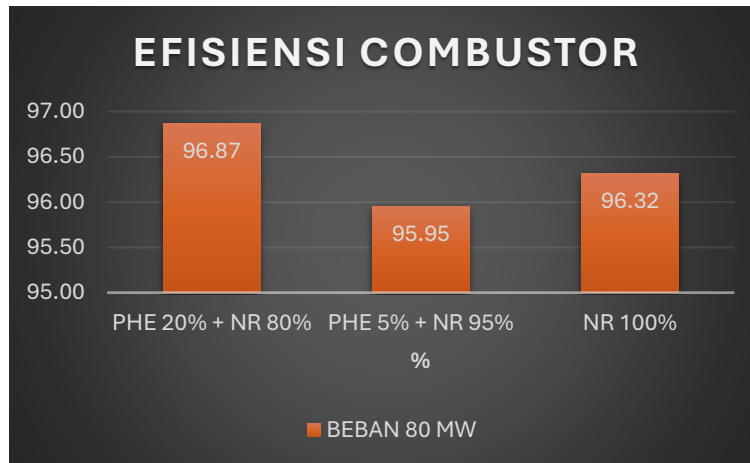
Gambar 4. 10 Graik Perbandingan Efisiensi Kompresor

Dari grafik efisiensi kompresor, terlihat bahwa variasi nilai efisiensi dipengaruhi oleh perbedaan persentase bahan bakar. Pada komposisi 100% NR, efisiensi kompresor mencapai 89,57%. Ketika dicampur 5% PHE dan 95% NR, efisiensi sedikit menurun menjadi 88,61%, sedangkan pada campuran 20% PHE dan 80% NR efisiensi turun lebih signifikan hingga 81,50%. Hal ini menunjukkan kecenderungan bahwa semakin besar persentase PHE dalam campuran, efisiensi kompresor semakin menurun.

Dari sisi selisih penurunan, perubahan dari 100% NR ke campuran 5% PHE hanya sekitar 0,96% sehingga pengaruhnya relatif kecil. Namun, pada campuran 20% PHE penurunan mencapai sekitar 8,07%, yang menunjukkan dampak cukup besar terhadap kinerja kompresor. Penurunan ini dapat dikaitkan dengan perbedaan karakteristik bahan bakar, terutama nilai kalor dan stabilitas pembakaran, yang memengaruhi temperatur dan tekanan dalam siklus turbin gas.

Penurunan efisiensi yang signifikan pada campuran 20% PHE mengindikasikan bahwa peningkatan fraksi PHE memengaruhi titik kerja kompresor. Kondisi ini berpotensi meningkatkan kerja kompresor dan menurunkan kerja bersih sistem, sehingga berdampak pada efisiensi termal turbin gas secara keseluruhan. Selain itu, perubahan komposisi bahan bakar juga memengaruhi rasio udara–bahan bakar, sehingga operasi kompresor tidak lagi berada pada kondisi yang paling optimal.

4.3.2 Analisis Efisiensi *Combustor*



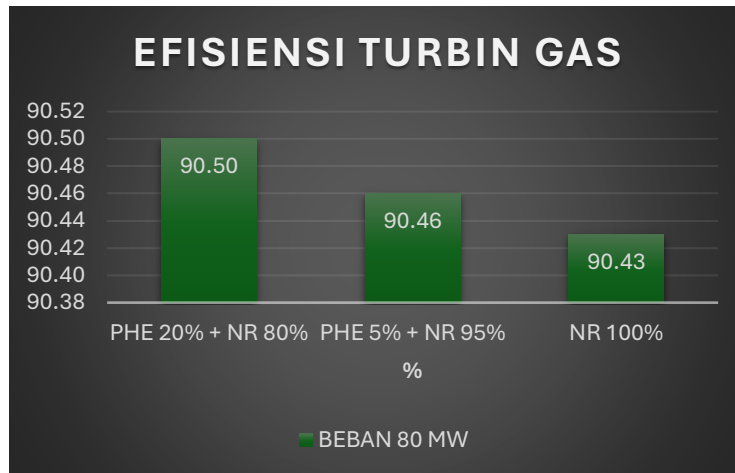
Gambar 4. 11 Grafik Perbandingan Efisiensi Combustor

Berdasarkan grafik efisiensi combustor, terlihat bahwa variasi komposisi bahan bakar memberikan pengaruh terhadap kinerja ruang bakar. Pada penggunaan 100% NR, efisiensi combustor tercatat sebesar 96,32%. Ketika dilakukan pencampuran 5% PHE dan 95% NR, efisiensi sedikit menurun menjadi 95,95%. Namun pada campuran 20% PHE dan 80% NR, efisiensi justru meningkat menjadi 96,87%, yang merupakan nilai tertinggi di antara ketiga variasi tersebut.

Peningkatan efisiensi pada campuran 20% PHE menunjukkan bahwa penambahan fraksi PHE tidak selalu berdampak negatif terhadap proses pembakaran. Perubahan komposisi bahan bakar dapat memengaruhi karakteristik nyala api, kestabilan pembakaran, serta rasio udara–bahan bakar di dalam ruang bakar. Pada kondisi tertentu, campuran ini mampu menghasilkan proses pembakaran yang lebih stabil dan lebih mendekati kondisi stoikiometri, sehingga reaksi berlangsung lebih sempurna dan kerugian akibat bahan bakar yang tidak terbakar dapat diminimalkan.

Meskipun pada variasi 20% PHE efisiensi kompresor mengalami penurunan, peningkatan efisiensi combustor menunjukkan bahwa proses pembakaran berlangsung lebih efektif pada komposisi tersebut. Hal ini menegaskan bahwa karakteristik bahan bakar dapat memberikan pengaruh yang berbeda pada setiap komponen sistem turbin gas. Dengan demikian, variasi komposisi 100% NR, 5% PHE + 95% NR, dan 20% PHE + 80% NR menunjukkan adanya hubungan yang kompleks antara komposisi bahan bakar dan performa keseluruhan sistem.

4.3.3 Analisis Efisiensi Turbin Gas



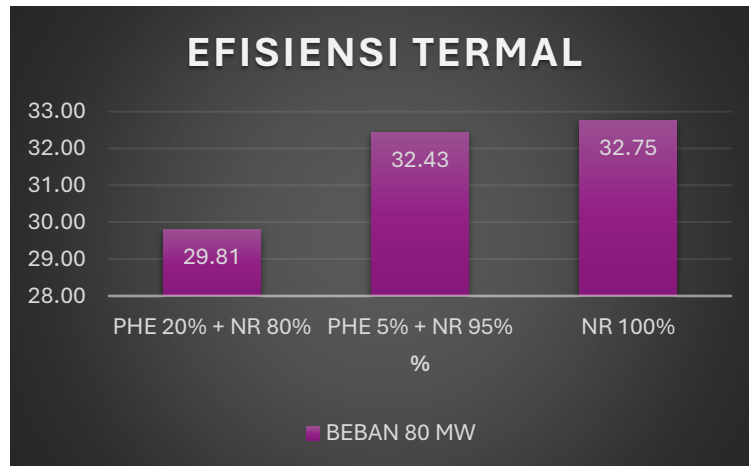
Gambar 4. 12 Grafik Perbandingan Efisiensi Turbin Gas

Berdasarkan grafik efisiensi turbin gas, variasi komposisi bahan bakar memberikan pengaruh terhadap kinerja turbin meskipun selisih nilainya relatif kecil. Pada penggunaan 100% NR, efisiensi turbin sebesar 90,43%. Saat dicampur 5% PHE dan 95% NR, efisiensi sedikit meningkat menjadi 90,46%, dan kembali naik pada campuran 20% PHE dan 80% NR menjadi 90,50%, yang merupakan nilai tertinggi dari ketiga variasi. Secara umum, tren ini menunjukkan bahwa peningkatan persentase PHE tidak menurunkan performa turbin, bahkan cenderung memberikan peningkatan meskipun dalam skala terbatas.

Meskipun kenaikannya hanya berkisar antara 0,03–0,07%, perubahan ini tetap mencerminkan adanya respons sistem terhadap variasi bahan bakar. Peningkatan efisiensi turbin dapat dikaitkan dengan kondisi temperatur dan tekanan gas hasil pembakaran yang masuk ke turbin. Proses pembakaran yang lebih stabil dan distribusi temperatur yang lebih merata memungkinkan energi panas dimanfaatkan lebih optimal selama proses ekspansi, sehingga kerja sudu turbin menjadi sedikit lebih efektif.

Kenaikan efisiensi turbin pada campuran 20% PHE juga selaras dengan peningkatan efisiensi combustor pada komposisi yang sama. Hal ini menunjukkan adanya hubungan antara kualitas pembakaran dan performa turbin dalam siklus Brayton. Walaupun peningkatannya tidak signifikan, tren positif ini mengindikasikan bahwa variasi komposisi bahan bakar turut berkontribusi terhadap keseimbangan dan kinerja keseluruhan sistem turbin gas.

4.3.4 Analisis Efisiensi Termal



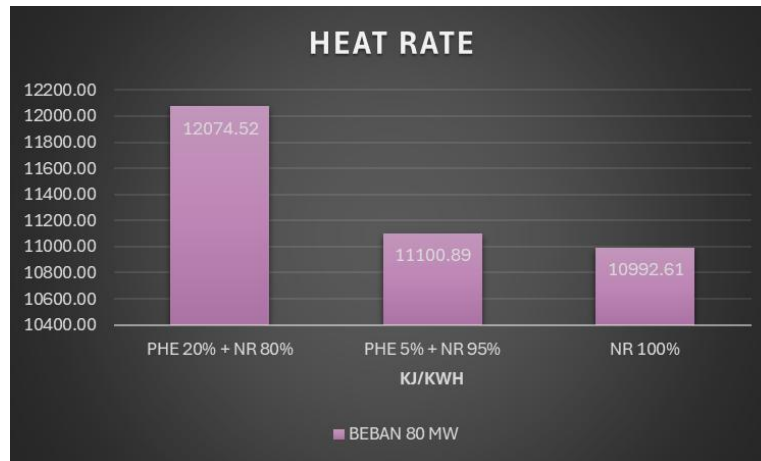
Gambar 4. 13 Grafik Perbandingan Efisiensi Termal

Berdasarkan grafik efisiensi termal pada beban 80 MW, terlihat bahwa penggunaan 100% NR menghasilkan efisiensi termal tertinggi sebesar 32,75%. Pada campuran 5% PHE dan 95% NR, efisiensi sedikit menurun menjadi 32,43%. Penurunan yang lebih nyata terjadi pada campuran 20% PHE dan 80% NR, di mana efisiensi termal turun hingga 29,81%. Selisih penurunan dari 100% NR ke 20% PHE mencapai sekitar 2,94%, yang menunjukkan bahwa peningkatan fraksi PHE memberikan dampak terhadap performa keseluruhan sistem turbin gas.

Walaupun pada analisis sebelumnya efisiensi turbin dan combustor pada campuran 20% PHE menunjukkan peningkatan, efisiensi termal tetap lebih rendah dibandingkan 100% NR. Hal ini disebabkan karena efisiensi termal sangat dipengaruhi oleh kerja bersih sistem, yaitu selisih antara kerja turbin dan kerja kompresor. Pada variasi 20% PHE, efisiensi kompresor mengalami penurunan yang cukup signifikan sehingga kerja kompresor meningkat dan mengurangi kerja bersih yang dihasilkan. Peningkatan kecil pada efisiensi turbin tidak mampu mengimbangi penurunan kinerja kompresor tersebut.

Selain itu, kandungan metana yang lebih tinggi pada 100% NR memberikan nilai kalor lebih besar dan pembakaran yang lebih stabil. Kombinasi kinerja kompresor yang lebih baik dan karakteristik bahan bakar yang lebih unggul inilah yang menyebabkan efisiensi termal tertinggi tetap diperoleh pada penggunaan 100% NR.

4.3.5 Analisis *Heat rate*



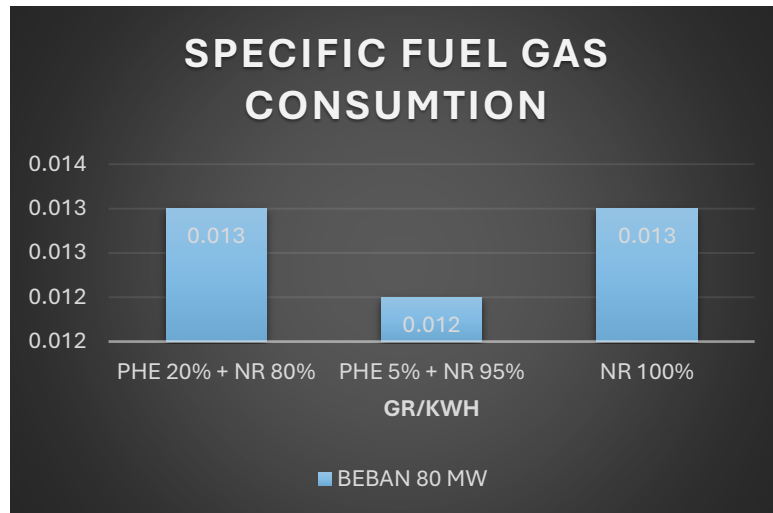
Gambar 4. 14 Grafik Perbandingan *Heat rate*

Berdasarkan grafik *heat rate* pada beban 80 MW, terlihat bahwa nilai *heat rate* terendah diperoleh pada penggunaan 100% NR sebesar 10.992,61 kJ/kWh. Pada campuran 5% PHE dan 95% NR, *heat rate* meningkat menjadi 11.100,89 kJ/kWh. Peningkatan yang lebih signifikan terjadi pada campuran 20% PHE dan 80% NR, di mana *heat rate* mencapai 12.074,52 kJ/kWh. Tren ini menunjukkan bahwa semakin besar persentase PHE dalam campuran, nilai *heat rate* cenderung meningkat.

Peningkatan *heat rate* ini berbanding terbalik dengan efisiensi termal yang telah dianalisis sebelumnya. Secara konsep, *heat rate* menunjukkan jumlah energi panas yang dibutuhkan untuk menghasilkan satu satuan energi listrik. Semakin besar *heat rate*, berarti sistem membutuhkan energi bahan bakar yang lebih banyak untuk menghasilkan daya yang sama, sehingga efisiensinya lebih rendah. Hal ini sejalan dengan hasil efisiensi termal, di mana pada campuran 20% PHE efisiensi mengalami penurunan dan *heat rate* justru meningkat paling tinggi.

Kondisi ini dapat dijelaskan dari penurunan efisiensi kompresor yang cukup signifikan pada campuran 20% PHE, sehingga kerja kompresor meningkat dan kerja bersih sistem menurun. Akibatnya, energi panas yang dibutuhkan untuk menghasilkan daya 80 MW menjadi lebih besar. Dengan demikian, hubungan terbalik antara efisiensi termal dan *heat rate* dalam grafik ini menunjukkan konsistensi antara hasil perhitungan dan teori siklus Brayton, di mana sistem dengan efisiensi lebih tinggi akan memiliki nilai *heat rate* yang lebih rendah.

4.3.6 Analisis *Specific fuel consumption*



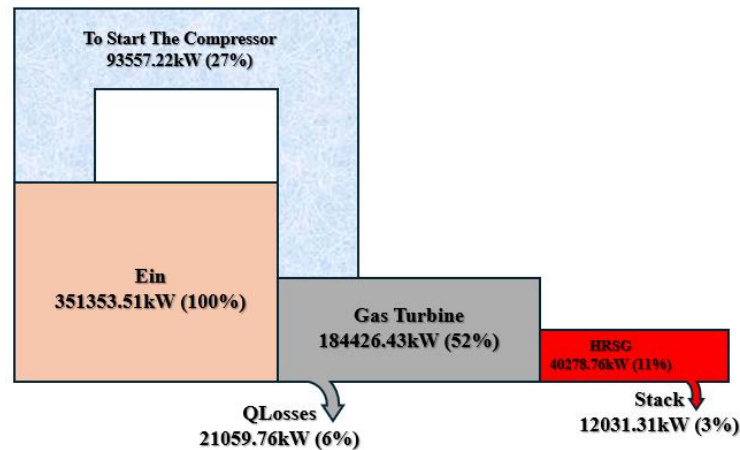
Gambar 4. 15 Grafik Perbandingan *Specific fuel consumption*

Berdasarkan grafik specific fuel gas consumption, nilai konsumsi bahan bakar spesifik pada penggunaan 100% NR sebesar 0,013, sedangkan pada campuran 5% PHE dan 95% NR sedikit lebih rendah yaitu 0,012. Pada campuran 20% PHE dan 80% NR, nilainya kembali berada di angka 0,013. Secara umum, perbedaannya tidak terlalu besar, namun tetap menunjukkan adanya pengaruh komposisi bahan bakar terhadap jumlah bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan 1 kWh energi listrik.

Specific fuel gas consumption menunjukkan banyaknya bahan bakar yang digunakan untuk menghasilkan daya tertentu; semakin kecil nilainya, semakin efisien pemanfaatan bahan bakar. Hal ini terlihat pada campuran 5% PHE yang memiliki konsumsi sedikit lebih rendah. Namun pada campuran 20% PHE, meskipun efisiensi turbin dan combustor meningkat, konsumsi bahan bakar tidak ikut menurun, menandakan kerja bersih sistem tidak bertambah signifikan.

Jika dikaitkan dengan efisiensi termal dan *heat rate*, nilai yang hampir sama antara 100% NR dan 20% PHE menunjukkan kebutuhan bahan bakar yang relatif setara untuk menghasilkan daya 80 MW. Namun karena efisiensi termal pada 20% PHE lebih rendah dan *heat rate* lebih tinggi, pemanfaatan energi bahan bakar menjadi kurang optimal dibandingkan penggunaan 100% NR.

4.4 Analisis Sankey Diagram

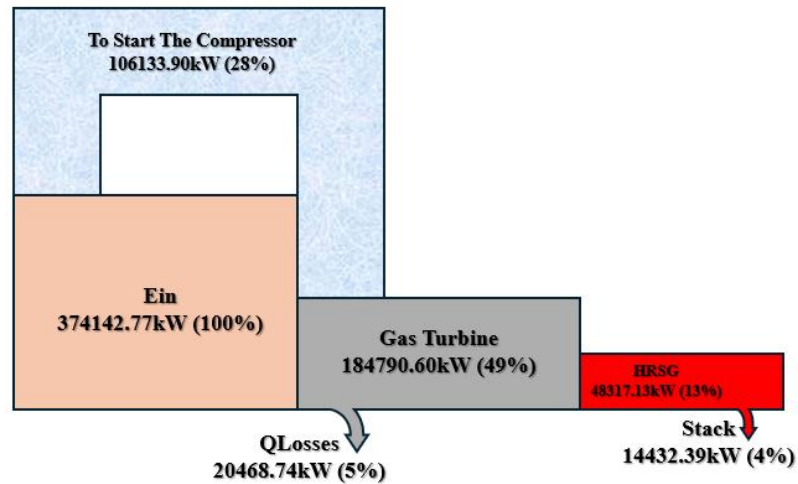


Gambar 4. 16 Sankey Diagram BEBAN 80MW NR100% 2024

Diagram Sankey beban 80 MW dengan bahan bakar NR 100% ini menunjukkan distribusi energi pada turbin gas GT 1.2 dari total energi masuk sebesar 351.353,51 kW (100%). Dari jumlah tersebut, 184.426,43 kW (52%) berhasil dikonversi menjadi kerja turbin. Namun, sebagian besar energi ini digunakan kembali untuk menggerakkan kompresor sebesar 93.557,22 kW (27%), sehingga daya bersih yang dihasilkan menjadi lebih kecil. Hal ini menunjukkan bahwa kebutuhan kerja kompresor merupakan komponen konsumsi energi internal terbesar dalam siklus.

Selain itu, terdapat rugi-rugi panas (Q_{Losses}) sebesar 21.059,76 kW (6%) dan *losses* melalui *Stack* sebesar 12.031,31 kW (3%). Energi panas yang masih tersisa dan dimanfaatkan menuju HRSG sebesar 40.278,76 kW (11%). Besarnya energi yang dialirkan ke HRSG menunjukkan potensi pemanfaatan panas buang, namun juga menandakan bahwa tidak seluruh energi hasil pembakaran dapat dikonversi menjadi kerja mekanik pada turbin gas.

Secara keseluruhan, meskipun pembakaran NR 100% menghasilkan distribusi energi yang relatif baik, efisiensi sistem tetap sangat dipengaruhi oleh besarnya kerja kompresor dan rugi-rugi panas. Diagram ini menegaskan bahwa keseimbangan energi dalam siklus Brayton tidak hanya ditentukan oleh kualitas bahan bakar, tetapi juga oleh performa komponen utama, terutama kompresor.

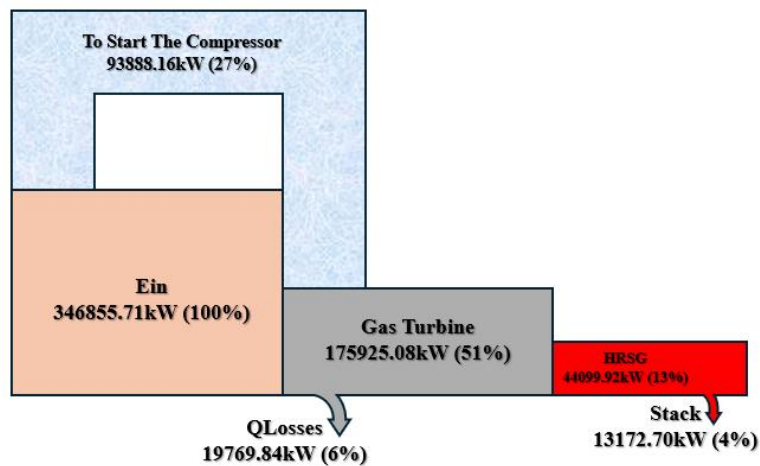


Gambar 4. 17 Sankey Diagram BEBAN 80MW PHE 20% + NR 80% 2024

Dari Diagram Sankey pada kondisi beban 80 MW dengan komposisi bahan bakar PHE 20% + NR 80% tahun 2024, total energi masuk (E_{in}) sebesar 374.142,77 kW atau 100%. Dari energi tersebut, 184.790,60 kW (49%) berhasil dikonversi menjadi kerja turbin. Namun, tidak seluruh energi turbin menjadi daya bersih karena sebagian digunakan untuk menggerakkan kompresor sebesar 106.133,90 kW (28%), yang menunjukkan kebutuhan energi kompresor pada campuran ini sedikit lebih besar dibandingkan kondisi NR 100%.

Selain itu, rugi-rugi panas ($QLosses$) tercatat sebesar 20.468,74 kW (5%) dan *losses* melalui *Stack* sebesar 14.432,39 kW (4%). Energi yang terbawa sebagai panas buang menuju HRSG sebesar 48.317,13 kW (13%), yang menunjukkan porsi panas buang lebih besar dibandingkan kondisi NR murni. Besarnya energi yang menuju HRSG ini mengindikasikan bahwa sebagian energi hasil pembakaran tidak dimanfaatkan sebagai kerja mekanik.

Jika dibandingkan dengan kondisi NR 100%, kerja turbin pada campuran ini menurun dari 52% menjadi 49%, sementara kebutuhan energi kompresor meningkat dari 27% menjadi 28% dan energi ke HRSG naik dari 11% menjadi 13%. Hal ini menunjukkan bahwa peningkatan fraksi PHE menyebabkan distribusi energi menjadi kurang optimal dan berdampak pada penurunan efisiensi termal dibandingkan penggunaan NR 100%.



Gambar 4. 18 Sankey Diagram BEBAN 80MW PHE 5% + NR 95% 2025

Bedasarkan Diagram Sankey pada kondisi beban 80 MW dengan komposisi PHE 5% + NR 95% tahun 2025 menunjukkan total energi masuk (Ein) sebesar 346.855,71 kW atau 100%. Dari energi tersebut, sebesar 175.925,08 kW (51%) berhasil dikonversi menjadi kerja turbin, sementara 93.888,16 kW (27%) digunakan untuk menggerakkan kompresor. Nilai ini menunjukkan bahwa distribusi energi pada campuran 5% PHE masih cukup baik, karena kerja turbin tetap tinggi dan kebutuhan energi kompresor tidak mengalami peningkatan yang signifikan.

Rugi-rugi panas ($QLosses$) tercatat sebesar 19.769,84 kW (6%) dan *losses* tambahan sebesar 13.172,70 kW (4%), sedangkan energi yang terbawa menuju HRSG sebesar 44.099,92 kW (13%). Meskipun panas buang menuju HRSG masih relatif besar, konversi energi menjadi kerja turbin lebih optimal dibandingkan campuran dengan fraksi PHE yang lebih tinggi. Hal ini menunjukkan bahwa pada komposisi 5% PHE, keseimbangan energi dalam siklus turbin gas masih cukup terjaga.

Jika dibandingkan dengan kondisi PHE 20% + NR 80% tahun 2024, terlihat bahwa kerja turbin pada campuran 20% PHE hanya sebesar 49% dan kebutuhan energi kompresor meningkat menjadi 28%. Selain itu, distribusi energi menuju HRSG juga cenderung lebih besar. Perbedaan ini menunjukkan bahwa semakin besar fraksi PHE dalam campuran, distribusi energi menjadi kurang optimal, terutama karena peningkatan kebutuhan kerja kompresor dan penurunan kerja turbin. Kondisi ini sejalan dengan hasil analisis efisiensi termal, di mana campuran 5% PHE memiliki kinerja yang lebih baik dibandingkan campuran 20% PHE.

4.4 Evaluasi Pola Operasi terhadap Efisiensi Termal

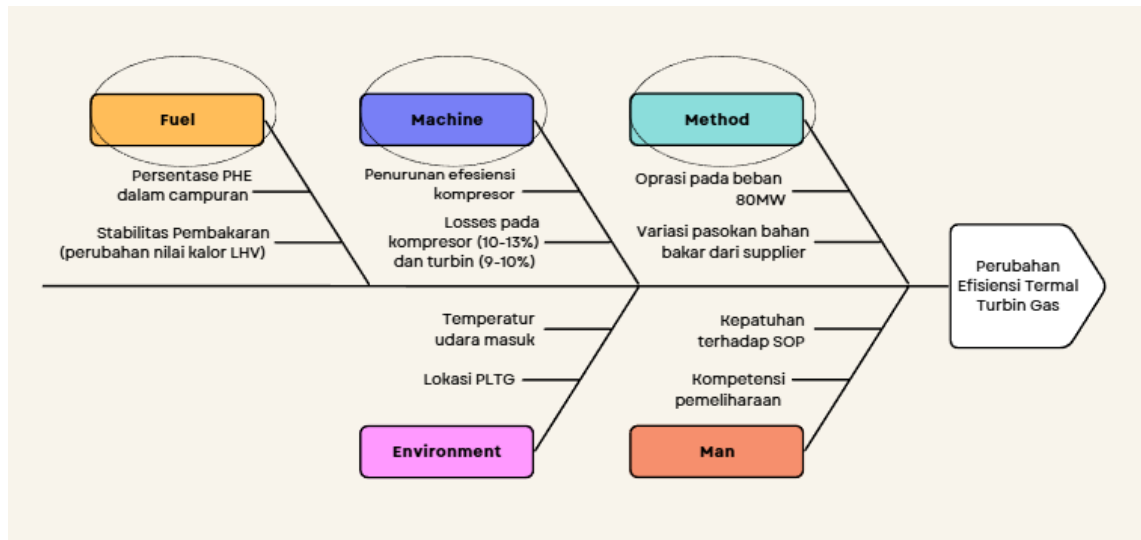
Pada penelitian ini, seluruh data dianalisis pada beban 80 MW yang merupakan beban desain turbin gas PLTG Unit 1.2 Muara Karang. Pada kondisi ini, sistem dirancang untuk bekerja pada titik operasi optimal sehingga parameter seperti rasio kompresi dan temperatur masuk turbin berada pada kondisi stabil. Dengan demikian, perubahan efisiensi termal yang terjadi pada variasi 100% NR, 5% PHE + 95% NR, dan 20% PHE + 80% NR tidak dipengaruhi oleh perubahan beban, melainkan oleh faktor lain yang mempengaruhi kondisi operasi sistem.

Variasi komposisi bahan bakar tersebut bukan merupakan hasil pengaturan operasional unit, melainkan bergantung pada ketersediaan pasokan dari supplier. Pembangkit tidak dapat menentukan persentase campuran yang masuk, sehingga unit harus beroperasi dengan menyesuaikan karakteristik bahan bakar yang diterima. Perubahan komposisi dari 100% NR hingga campuran 20% PHE + 80% NR mempengaruhi nilai kalor, kandungan metana, serta karakteristik pembakaran, yang kemudian berdampak pada kerja kompresor dan keseimbangan kerja sistem secara keseluruhan.

Hasil analisis menunjukkan bahwa pada komposisi 100% NR efisiensi termal mencapai 32,75%, sedangkan pada campuran 5% PHE + 95% NR sedikit menurun menjadi 32,43%, dan pada 20% PHE + 80% NR turun menjadi 29,81%. Meskipun efisiensi turbin dan combustor pada campuran 20% PHE menunjukkan peningkatan, penurunan signifikan pada efisiensi kompresor menyebabkan kerja bersih sistem menurun. Hal ini menunjukkan bahwa dalam kondisi operasi pada beban desain, variasi kualitas bahan bakar dari pemasok tetap menjadi faktor eksternal yang berpengaruh terhadap performa unit.

Dengan demikian, evaluasi pola operasi menegaskan bahwa meskipun unit beroperasi pada beban desain yang stabil, perubahan komposisi bahan bakar sebesar 5% hingga 20% tetap dapat mempengaruhi efisiensi termal sistem. Artinya, dalam kondisi operasi nyata, kestabilan beban tidak sepenuhnya menjamin kestabilan efisiensi apabila kualitas bahan bakar yang diterima mengalami variasi.

4.5 Analisis Fishbone



Gambar 4. 19 Diagram *Fishbone*

Tabel 4. 30 Analisis Diagram *Fishbone*

FAKTOR	ANALISA	KETERANGAN
<i>Fuel (Bahan Bakar)</i>		
Persentase PHE dalam campuran	Pada komposisi 100% NR, efisiensi kompresor mencapai 89,57% dan efisiensi termal sebesar 32,75%. Saat fraksi PHE meningkat menjadi 20%, efisiensi kompresor turun menjadi 81,50% dan efisiensi termal ikut turun menjadi 29,81%. Meskipun efisiensi turbin sedikit meningkat (90,50%), penurunan kompresor lebih dominan sehingga mempengaruhi efisiensi total.	Faktor Penyebab Utama
Stabilitas pembakaran (perubahan LHV & kandungan metana)	Kandungan metana pada NR yang lebih tinggi membuat pembakaran lebih stabil. Hal ini terlihat dari efisiensi combustor	Faktor Penyebab Pendukung

FAKTOR	ANALISA	KETERANGAN
	yang tetap tinggi (95–96%) pada semua variasi. Pembakaran yang stabil membantu menjaga energi masuk sistem, namun bukan faktor yang paling menentukan penurunan efisiensi.	
Machine (Mesin)		
Penurunan efisiensi kompresor	Efisiensi kompresor turun signifikan dari 89,57% menjadi 81,50% pada campuran 20% PHE. Karena kerja kompresor mengurangi kerja bersih (W_{net}), peningkatan kerja kompresor menyebabkan efisiensi termal menurun meskipun turbin dan combustor relatif stabil.	Faktor Penyebab Utama
<i>Losses</i> energi pada kompresor dan turbin	Dari analisis energi, <i>losses</i> terbesar berasal dari kompresor ($\pm 10\text{--}13\%$) dan turbin ($\pm 9\text{--}10\%$). <i>Losses</i> ini secara langsung mempengaruhi keseimbangan energi sistem. Namun pengaruh paling besar tetap berasal dari perubahan performa kompresor.	Faktor Penyebab Utama
Method (Metode)		
Operasi pada beban desain 80 MW	Unit beroperasi pada beban desain sehingga kompresor dan turbin bekerja pada titik optimal. Karena beban konstan, perubahan efisiensi tidak dipengaruhi	Faktor Penyebab Pendukung

FAKTOR	ANALISA	KETERANGAN
	variasi beban melainkan komposisi bahan bakar.	
Variasi pasokan bahan bakar dari sumber eksternal	Komposisi bahan bakar ditentukan oleh pasokan eksternal. Perubahan kualitas gas mempengaruhi nilai kalor dan respon kompresor terhadap pembakaran. Dampaknya terlihat pada perubahan efisiensi kompresor dan efisiensi termal.	Faktor Penyebab Utama
<i>Environment (Lingkungan)</i>		
Temperatur udara masuk	Temperatur udara mempengaruhi densitas udara dan kerja kompresor. Namun pada periode pengambilan data tidak terdapat perubahan signifikan temperatur yang menyebabkan deviasi besar pada efisiensi.	Faktor Penyebab Pendukung
Lokasi PLTG (potensi fouling)	Lingkungan pesisir dapat mempercepat fouling kompresor yang meningkatkan losses. Namun dalam penelitian ini tidak ditemukan indikasi fouling sebagai faktor dominan perbedaan efisiensi antar variasi bahan bakar.	Faktor Penyebab Pendukung
<i>Man (Sumber Daya Manusia)</i>		
Kepatuhan terhadap SOP	Parameter operasi tetap stabil dan sesuai SOP selama pengambilan data. Tidak ada indikasi gangguan operasional yang mempengaruhi efisiensi.	Faktor Penyebab Pendukung

FAKTOR	ANALISA	KETERANGAN
Kompetensi pemeliharaan	Pemeliharaan rutin menjaga performa komponen tetap dalam kondisi baik. Namun berdasarkan hasil analisis, variasi efisiensi lebih dipengaruhi oleh komposisi bahan bakar dan penurunan efisiensi kompresor.	Faktor Penyebab Pendukung

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian “Optimasi Efisiensi Termal Turbin Gas PLTG Unit 1.2 Muara Karang melalui Analisis Persentase Pembakaran Gas NR dan Campuran PHE–NR” menggunakan data operasi riil performance test (Desember 2024, Juli 2025, dan Oktober 2025) serta analisis perhitungan kinerja termal, maka dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Variasi komposisi bahan bakar gas pada beban desain 80 MW berpengaruh terhadap efisiensi termal turbin gas. Penggunaan 100% NR menghasilkan efisiensi termal tertinggi sebesar 32,75%, sedangkan peningkatan fraksi PHE hingga 20% menyebabkan efisiensi menurun menjadi 29,81%.
2. Perbandingan kinerja komponen menunjukkan bahwa penurunan efisiensi termal terutama disebabkan oleh turunnya efisiensi kompresor, dari 89,57% menjadi 81,50% pada campuran 20% PHE. Meskipun efisiensi turbin dan combustor relatif stabil atau sedikit meningkat, penurunan pada kompresor lebih dominan mempengaruhi kerja bersih sistem.
3. Faktor penyebab utama perubahan efisiensi termal adalah variasi komposisi bahan bakar dari sumber pasokan eksternal serta peningkatan *losses* pada kompresor dan turbin. Sementara itu, faktor lingkungan dan sumber daya manusia dalam penelitian ini bersifat pendukung dan tidak menunjukkan pengaruh dominan.
4. Perbedaan karakteristik bahan bakar, khususnya kandungan metana dan nilai kalor (LHV), mempengaruhi stabilitas pembakaran dan keseimbangan energi dalam siklus turbin gas. Bahan bakar dengan kandungan metana lebih tinggi pada 100% NR menghasilkan pembakaran yang lebih stabil dan efisiensi termal yang lebih baik dibandingkan campuran dengan fraksi PHE lebih besar.

5.2 Saran

Berdasarkan hasil penelitian, saran yang dapat diberikan adalah sebagai berikut:

1. Untuk Pembangkit

Disarankan agar hasil penelitian ini dapat dijadikan acuan teknis dalam mengevaluasi performa unit ketika terjadi perubahan komposisi bahan bakar. Hubungan antara peningkatan fraksi PHE dan penurunan efisiensi kompresor dapat menjadi indikator awal dalam menilai dampak variasi kualitas gas terhadap efisiensi termal turbin gas.

2. Untuk Pemeliharaan Komponen Utama

Hasil penelitian menunjukkan bahwa penurunan efisiensi kompresor menjadi faktor dominan yang mempengaruhi efisiensi termal. Oleh karena itu, pemeliharaan rutin seperti pembersihan kompresor, inspeksi sistem inlet, dan pengecekan performa turbin perlu dilakukan secara konsisten untuk menekan *losses* dan menjaga kerja bersih sistem tetap optimal.

3. Untuk Penelitian Selanjutnya

Penelitian selanjutnya disarankan mempertimbangkan faktor lingkungan seperti temperatur dan kelembaban udara masuk, serta melakukan analisis komposisi gas yang lebih detail agar pengaruh masing-masing komponen bahan bakar terhadap kinerja turbin dapat dipahami secara lebih komprehensif.

DAFTAR PUSTAKA

- Abimanyu, and P. (2021). Analisis Pengaruh Laju Aliran Massa Bahan Bakar Gas Terhadap Efisiensi Energi Dan Eksergi Sebelum Dan Sesudah Hpgi Pada PLTG UP Muara Karang Blok 1 Unit 2. *Teknik Mesin S-1*.
- Alifa, N., Putri, Z., Yuliani, I., & Widarti, S. (2024). *Pengaruh Pemakaian Jenis Bahan Bakar Terhadap Kinerja Boiler dengan Metode Langsung dan Tidak Langsung*. 11(1), 349–356.
- Boyce. (2002). *GasTurbine Engineering Handbook*.
- Edwin Leonardo, and A. F. (2021). Analisis Variasi Beban Terhadap Efisiensi Turbin Gas PLTGU Grati Blok 2 Unit 1. *Teknik Mesin S-1*.
- Edy Susanto, Noel, N. (2025). *Analisis pengaruh bahan bakar HSD dan LNG terhadap efisiensi termal PLTG dengan variasi beban menggunakan software cycle tempo*. xx(x), 1–6.
- Fujita, D., & Miyazaki, T. (2024). *International Journal of Energy Production and Management Investigating the Effect of Natural Gas Composition on Centrifugal Gas Compressors Used in Gas Turbine Power Plants*. 9(3), 181–186.
- Gusnita, N., & Said, K. S. (2017). Analisa Efisiensi dan Pemanfaatan Gas Buang Turbin Gas Alstom Pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas Kapasitas 20 Mw. *Sains, Teknologi Dan Industri*, 14(2), 209–218.
- Hassan, T. N., & Manji, S. T. (2023). Simulating Combined Cycle and Gas Turbine Power Plant under Design Condition using Open-Source Software DWSIM: A Comparative Study. *Chemical Engineering*, 2008, 60–71. <https://doi.org/10.14500/aro.11098>
- Marcogaz Aisbl. (2024). *Liquefied Natural Gas (LNG) quality database*. December.
- Mohsen , Hamidreza, B. S. (2019). *Effect of Operational Parameters on Combustion and Emissions in an Industrial Gas Turbine Combustor Available to Purchase*. The American Society of Mechanical Engineers. <https://asmedigitalcollection.asme.org/energyresources/article/141/1/012202>
- Moran, Shapiro, B. (2020). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*.

- Muhammad Ridwan, F. W. (2024). Analysis of *Brayton* Cycle Efficiency at 100 MW Load Before and After Overhaul of Unit 1 Block 1 at PLTGU PT. PLN Nusantara Power Up Gresik. *Asian Journal of Social and Humanities*, 2 No.
- Pereira, R., Katarina, H., & Costa, D. M. (2023). Global Gas and LNG Markets : Demand , Supply Dynamics , and. *Energies*, 16, 1–14.
- Pertamina. (2024). Energi Security For Sustainable Growth. *Pertamina Hulu Energi*.
- Rakha Syammary, Hendri, and L. (2020). Analisis Efisiensi Turbin Gas Tipe V94 . 2 Sebelum dan Sesudah Minor Inspection Pada Blok 4 Unit 3 Pltgu Muara Tawar. *SI Teknik Mesin*, 8(2), 71–81.
- Roswati Nurhasanah, Ahmad Abdul Qodir, Widayat, S. (2024). Analisis Pengaruh Major Inspection terhadap Kinerja Gas Turbine. *Snekti*, 5, 905–916.
- Sansuadi, Nur Mazidah, and R. C. N. (2022). Statistik Ketenagalistrikan. *ESDM*, 36, 114.
- Saputra, D. D., Fauzie, M. A., Kohar, R., Akbar, I., King, M. L., & Lazim, M. (2023). *Analysis of Parameters That Affect the Efficiency of Gas Power Plants*. 3(1), 26–31.
- Shufan, Chen, W., Li, W., Zhou, Y., & Qiu, M. (2023). Numerical study on the combustion process in a gas turbine *combustor* with different reference velocities. *Advances in Aerodynamics*. <https://doi.org/10.1186/s42774-023-00154-0>
- Sukendar, T., Lisapaly, L., & Manik, M. (2024). *Analisis Energi Indonesia Sebagai Bahan Studi Ketahanan Energi Nasional*. 05(02), 32–41.
- Sunarwo, T. H. (2016). *Analisis efisiensi turbin gas unit 1 sebelum dan sesudah overhaul combustor inspection di PT PLN sektor pembangkit PLTGU Cilegon*. 12(2), 50–57.
- Tara Difpaa, Nabilah M, and S. S. (2024). Efisiensi TurbinGas Terhadap Variasi Beban Operasi Di Pembangkit Listrik Tenaga Gas. *Sinergi Polmed*, 05(01), 11–20.
- Wagner, D. (2018). *Open Source Process Simulator Documentation*. DWSIM. https://dwsim.org/?utm_source
- Yunus A. Cengel, M. A. B. (2015). *Thermodynamics An Engineering Approach*.