

OPTIMISASI PERFORMA GAS TURBINE GENERATOR (GTG) UNIT PLTGU CILEGON PGU MELALUI ANALISIS PERFORMA PADA VARIABEL BEBAN BERBEDA DAN STRATEGI PENINGKATAN EFISIENSI PT. PLN INDONESIA POWER CILEGON PGU

Aulia Alva Antariksa¹, Dr. Ir. Nazaruddin Sinaga²

¹Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

²Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

Jl. Prof. Sudharto, SH., Tembalang-Semarang 50275, Telp. +62247460059

*E-mail: Alvaaulia02@gmail.com

Abstrak

Pada era modernisasi ini, tidak dapat dipungkiri kebutuhan listrik akan terus bertambah seiring berkembangnya zaman. Maka dari itu suatu pembangkit listrik bekerja tanpa henti. Efisiensi performa gas turbin sangat penting dalam industri pembangkit listrik karena berhubungan langsung dengan biaya produksi energi listrik. Diperlukan analisis performa gas turbine generator pada variasi beban berbeda unit PLTGU Cilegon PGU dalam upaya untuk meningkatkan efisiensinya. Dengan membandingkan performa turbin dengan beban 120 MW, 135 MW, 150 MW, 175 MW, dan 198 MW. Performa turbin yang akan dihitung antara lain adalah daya kompresor, daya turbin, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi kompresor, efisiensi turbin dan efisiensi termal. Efisiensi termal tertinggi diperoleh saat beban 135 MW, sedangkan efisiensi terendah diperoleh saat beban 198 MW, sedangkan nilai SFC turun dengan bertambahnya beban. SFC tertinggi diperoleh saat beban 120 MW sedangkan efisiensi terendah diperoleh saat beban 198 MW. Penurunan suhu masuk kompresor pada gas turbine generator dapat meningkatkan efisiensi termal, rasio kerja optimal, dan menangani tantangan lingkungan.

Kata Kunci: efisiensi; gas turbin generator; optimalisasi

Abstract

In this modernization era, it is undeniable that the need for electricity will continue to increase along with the times. Therefore a power plant works non-stop. The efficiency of gas turbine performance is very important in the power generation industry because it is directly related to the cost of producing electricity. It is necessary to analyze the performance of the gas turbine generator at different load variations in the Cilegon PGU PLTGU unit in an effort to increase its efficiency. by comparing the turbine performance with a load of 120 MW, 135 MW, 150 MW, 175 MW, and 198 MW. Turbine performance that will be calculated includes compressor power, turbine power, specific fuel consumption, compressor efficiency, turbine efficiency and thermal efficiency. The highest thermal efficiency is obtained when the load is 135 MW, while the lowest efficiency is obtained when the load is 198 MW, while the SFC value decreases with increasing load. The highest SFC is obtained when the load is 120 MW while the lowest efficiency is obtained when the load is 198 MW. Reducing the compressor inlet temperature in a gas turbine generator can improve thermal efficiency, optimize work ratios, and handle environmental challenges.

Keywords: efficiency; gas turbine generator; optimization

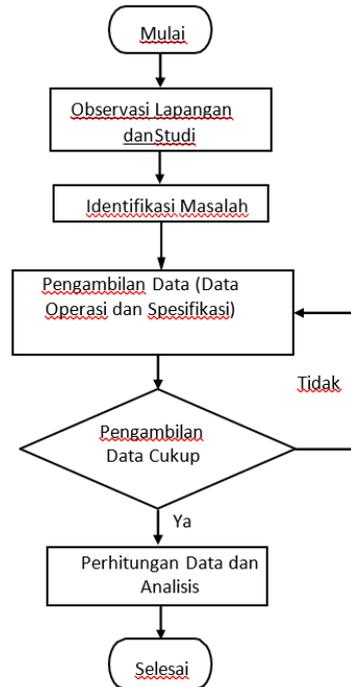
1. Pendahuluan

Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap atau PLTGU merupakan suatu pembangkit listrik yang memiliki fungsi untuk mengubah energi panas (hasil pembakaran bahan bakar dan udara) menjadi energi. Pada dasarnya, sistem PLTGU merupakan kombinasi antara Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTGU) dan Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU), dimana panas dari gas buang pada PLTG dimanfaatkan untuk menghasilkan uap yang dimanfaatkan sebagai fluida kerja pada PLTU. Sistem kerja PLTGU merupakan gabungan antara Gas Turbine generator (GTG) dan Steam Turbin Generator (STG). STG itu sendiri memanfaatkan energi panas yang berasal dari gas buang turbin pada GTG dengan pemanasan air pada Heat Recovery Steam Generator (HRSG).

Heat Recovery Steam Generator (HRSG) menggantikan peran boiler pada PLTGU sebagai pengubah air menjadi uap pada siklus kombinasi. Suatu pembangkit listrik yang bekerja tanpa henti sangat berpengaruh pada efisiensi pembangkit.

Efisiensi performa gas turbin sangat penting dalam industri pembangkit listrik karena berhubungan langsung dengan biaya produksi energi listrik, karena itu dibutuhkan sebuah analisa peforma dalam upaya peningkatkan efisiensi secara efektif GTG Unit PLTGU Cilegon PGU.

2. Bahan dan Metode Penelitian



Gambar 1. Diagram Alir

Pengambilan data dilakukan di PT. PLN INDONESIA POWER CILEGON PGU, Banten, Jawa Barat. PLTGU berbahan bakar Gas alam ini memiliki Maximum Capacity Rate 198 MW. Pengambilan data dilaksanakan sejak tanggal 02 s.d 31 Januari 2023

3. Hasil dan Pembahasan

3.1 Data Operasional Gas Turbine Generator

Data operasional *Gas Turbine Generator* dengan beban 120 MW, 135 MW, 150 MW dan 198 MW diperoleh dari tanggal 16 Januari 2023 sampai 22 Januari 2023. Tabel 1, Tabel 2, Tabel 3 dan Tabel 4 merupakan data operasional dengan variasi beban 120 MW, 150 MW, 175 MW dan 198 MW dan Tabel 5 merupakan komposisi bahan bakar *Gas Turbine Generator* PT. PLN Indonesia Power Cilegon.

Tabel 1. Data Operasional Dengan Beban 120 MW

Beban Turbin 120 MW			
Parameter	Simbol	Value	Unit
Suhu Udara Lingkungan Masuk	T1	301,21	k
Suhu Keluar Turbin	T2	660,11	k
Suhu Ruang Bakar	T3	1358,54	k
Suhu Turbin Gas Buang	T4	801,79	k
Tekanan Masuk Kompresor	P1	1,01	bar
Tekanan Keluar Kompresor	P2	11,817013	bar
Tekanan Ruang Bakar	P3	10,483309	bar
Tekanan Keluar Turbin	P4	1,7	bar
Bahan Bakar Gas Alam	LHV	10932,45439	Kcal/Kg
Laju Aliran Bahan Bakar Gas Alam	mf	9,2786111	Kg/s

Tabel 2. Data Operasional Dengan Beban 150 MW

Beban Turbin 150 MW			
Parameter	Simbol	Value	Unit
Suhu Udara Lingkungan Masuk	T1	301,44	k
Suhu Keluar Turbin	T2	680,1	k
Suhu Ruang Bakar	T3	1454,96	k
Suhu Turbin Gas Buang	T4	850,21	k
Tekanan Masuk Kompresor	P1	1,01	bar
Tekanan Keluar Kompresor	P2	13,46453	bar
Tekanan Ruang Bakar	P3	11,5032	bar
Tekanan Keluar Turbin	P4	1,8	bar
Bahan Bakar Gas Alam	LHV	10932,45439	Kcal/Kg
Laju Aliran Bahan Bakar Gas Alam	mf	9,37686	Kg/s

Tabel 3. Data Operasional Dengan Beban 175 MW

Beban Turbin 175 MW			
Parameter	Simbol	Value	Unit
Suhu Udara Lingkungan Masuk	T1	301,12	k
Suhu Keluar Turbin	T2	694,05	k
Suhu Ruang Bakar	T3	1525,35	k
Suhu Turbin Gas Buang	T4	904,87	k
Tekanan Masuk Kompresor	P1	1,01	bar
Tekanan Keluar Kompresor	P2	15,1806	bar
Tekanan Ruang Bakar	P3	12,6898	bar
Tekanan Keluar Turbin	P4	1,8	bar
Bahan Bakar Gas Alam	LHV	10932,45439	Kcal/Kg
Laju Aliran Bahan Bakar Gas Alam	mf	9,50145	Kg/s

Tabel 4. Data Operasional Dengan Beban 198 MW

Beban Turbin 198 MW			
Parameter	Simbol	Value	Unit
Suhu Udara Lingkungan Masuk	T1	301,62	k
Suhu Keluar Turbin	T2	700,56	k
Suhu Ruang Bakar	T3	1598,78	k
Suhu Turbin Gas Buang	T4	932,1	k
Tekanan Masuk Kompresor	P1	1,01	bar
Tekanan Keluar Kompresor	P2	16,808598	bar
Tekanan Ruang Bakar	P3	13,797957	bar
Tekanan Keluar Turbin	P4	1,9	bar
Bahan Bakar Gas Alam	LHV	10932,45439	Kcal/Kg
Laju Aliran Bahan Bakar Gas Alam	mf	9,55634	Kg/s

Tabel 5. Komposisi Bahan Bakar

Komposisi	Rumusan Kimia	Mol %
Carbon Dioxide	CO ₂	5.10
Nitrogen	N ₂	0.42
Methane	CH ₄	88.76

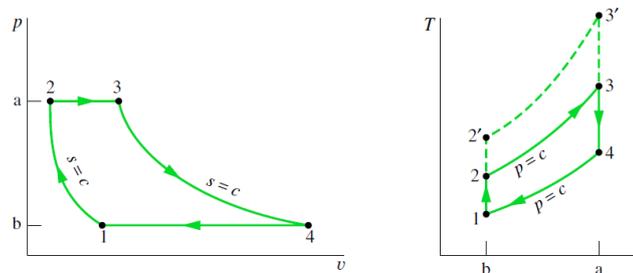
Ethane	C ₂ H ₆	3.78
Propane	C ₃ H ₈	1.09
n-Butane	C ₄ H ₁₀	0.27
i-Butane	C ₄ H ₁₀	0.27
i-Pentane	C ₅ H ₁₂	0.12
n-Pentane	C ₅ H ₁₂	0.07
n-Hexane	C ₆ H ₁₄	0.08

3.2 Pengolahan Data

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

- 1) Setiap komponen yang dianalisa dalam keadaan *steady state*
- 2) Proses yang terjadi pada turbin dan kompresor merupakan proses isentropik
- 3) Proses yang terjadi di dalam turbin gas tidak dijabarkan secara detail karena mengacu pada data operasi atau *performance test sheet* yang ada

3.2.1 Analisis Termodinamika Gas Turbine Generator (GTG)



Gambar 2. Diagram p-v dan Diagram T-s

1-2, Proses Kompresi

Pada proses ini udara atmosfer masuk sistem turbin gas melalui inlet kompresor. Kompresor mengompresikan udara sampai tekanan tertentu disertai penyempitan volume. Untuk menentukan temperatur isentropik pada kompresor dapat di hitung dengan persamaan berikut:

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Dimana:

T_1 = Suhu Udara Lingkungan Masuk

P_1 = Tekanan Masuk Kompresor

P_2 = Tekanan Keluar Kompresor

K = Konstanta Rasio

Untuk menentukan kerja kompresor dapat di hitung dengan persamaan berikut:

$$W_{ca} = \frac{m_a (h_2 - h_1)}{\eta_C}$$

Dimana:

m_a = Laju Aliran Udara

h_1 = Enthalpi Masuk Kompresor

h_2 = Enthalpi Keluar Kompresor

η_C = Efisiensi Kompresor

Untuk menentukan efisiensi kompresor dapat di hitung dengan persamaan berikut:

$$\eta_{kompresor} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)}$$

Dimana:

h_1 = Enthalpi Masuk Kompresor

h_2 = Enthalpi Keluar Kompresor

h_{2s} = Entalphi Isentropik Keluar Kompresor

2-3, Proses Pembakaran

Pada proses ini udara terkompresi masuk ke ruang bakar. Kemudian bahan bakar diinjeksikan ke dalam ruang bakar dan terjadi proses pembakaran bahan bakar. Proses pembakaran terjadi menghasilkan energi panas, energi panas tersebut diserap oleh udara bertekanan dalam kompresor. Proses ini terjadi penambahan volume tetapi tidak terjadi pertambahan bertekanan. Untuk menentukan kalor masuk dapat di hitung dengan persamaan berikut:

$$Q_{in} = m_f \cdot LHV$$

Dimana:

m_f = Laju Aliran Bahan Bakar Gas Alam

LHV = Bahan Bakar Gas Alam

Untuk menentukan laju aliran dapat di hitung dengan persamaan berikut:

$$m_a = \frac{(Q_{in} - m_f \cdot h_3)}{(h_3 - h_2)}$$

Dimana:

Q_{in} = Kalor Masuk

h_2 = Entalphi keluar Kompresor

h_3 = Entalphi Ruang Bakar

m_f = Laju Aliran Bahan Bakar Gas Alam

3-4, Proses Ekspansi

Pada proses ini udara bertekanan yang memiliki energi panas dari hasil pembakaran berekspansi secara *isentropic* ke dalam turbin. Ketika terjadi proses ini udara bertekanan mengalami pertambahan volume. Untuk menentukan temperatur *isentropic* turbin dapat di hitung dengan persamaan berikut:

$$T_{4s} = T_3 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{(k-1)}{k}}$$

Dimana:

T_3 = Suhu Ruang Bakar

P_1 = Tekanan Masuk Kompresor

P_2 = Tekanan Keluar Kompresor

K = Konstanta Rasio

Untuk menentukan kerja turbin dapat di hitung dengan persamaan berikut:

$$W_{ta} = (m_a + m_f) \cdot (H_3 - H_4) \cdot \eta_{turbin}$$

Dimana:

m_a = Laju Aliran Udara

m_f = Laju Aliran Bahan Bakar Gas Alam

h_3 = Entalphi Ruang Bakar

h_4 = Entalphi Keluar Turbin

Untuk menentukan efisiensi turbin dapat di hitung dengan persamaan berikut:

$$\eta_{turbin} = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_{4s})}$$

Dimana:

h_3 = Entalphi Ruang Bakar

h_4 = Entalphi Keluar Turbin

h_{4s} = Entalphi Isentropik Keluar Turbin

4-1, Proses Pembuangan Panas

Pada proses ini gas hasil pembakaran keluar dengan tekanan konstan dan udara sisa dibuang ke atmosfer. Energi yang terbuang pada proses ini tergantung dengan beda temperature antara gas buang dengan temperature udara lingkungan. Untuk menentukan kalor yang dibuang dapat di hitung dengan persamaan berikut:

$$Q_{out} = (m_a + m_f) \cdot (H_4 - H_1)$$

Dimana:

h_1 = Enthalpi Masuk Kompresor

h_4 = Entalphi Keluar Turbin

m_a = Laju Aliran Udara

m_f = Laju Aliran Bahan Bakar Gas Alam

3.2.1 Perhitungan Efisiensi dan Peforma Gas Turbin Generator (GTG)

Persamaan untuk menghitung Efisiensi *Thermal*

$$\eta_{thermal} = \frac{(W_{ta} - W_{ca})}{(m_f \cdot LHV)}$$

Persamaan untuk menghitung *Shaft Work* (W_{nett})

$$W_{nett} = W_{ta} - W_{ca}$$

Persamaan untuk menghitung *Specific Fuel Consumption* (SFC)

$$SFC = \frac{3600 \cdot m_f}{W_{nett}}$$

Dimana:

m_f = Laju Aliran Bahan Bakar Gas Alam

LHV = Bahan Bakar Gas Alam

W_{ta} = Kerja Turbin

W_{ca} = Kerja Kompresor

W_{nett} = Shaft Work

3.3 Analisa Hasil Perhitungan Gas Turbine Generator

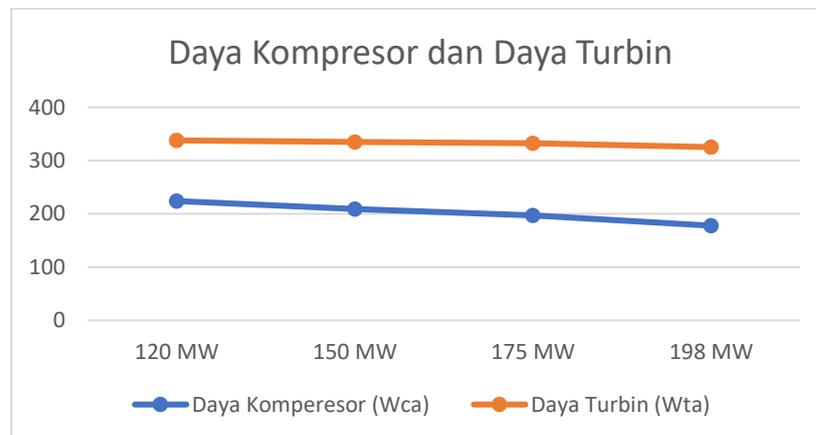
Berdasarkan data-data yang didapat dan yang sudah di olah, maka didapatkan perbandingan data peforma GTG pada beban 120 MW, 150 MW, 175 MW dan 198 MW yang disajikan pada Tabel 3.6

Tabel 3.6 Hasil Perhitungan

Parameter	Unit	Beban			
		120 MW	150 MW	175 MW	198 MW
Efisiensi Kompresor ($\eta_{kompresor}$)	%	85,245	86,964	89,634	93,457
Kalor Masuk (Q_{in})	kcal/s	101437,993	102512,094	103874,169	104474,3
Laju Aliran Udara (ma)	kg/s	517,004	465,778	436,592	403,596
Daya Komperesor (W_{ca})	MW	223,904	209,037	197,295	177,6846
Daya Turbin (W_{ta})	MW	337,781	334,577	332,452	325,1779
Efisiensi Turbin (η_{turbin})	%	82,06	80,463	78,4	76,692
Efisiensi thermal Turbin ($\eta_{thermal}$)	%	26,813	29,25	31,077	33,719
Specific Fuel Consumption (SFC)	kg/kwh	0,2933	0,2688	0,253	0,2332
Kalor Keluar (Q_{out})	kcal/s	65680,339	66040,22	66022,747	65779,3

3.3.1 Perbandingan Daya Kompresor dan Daya Turbin

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



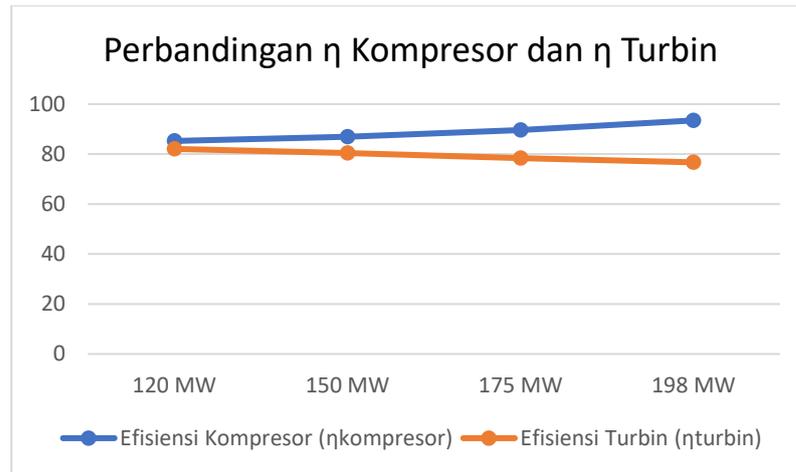
Gambar 3. Perbandingan Daya Kompresor dan Daya Turbin

Pada Gambar 5.1 menunjukkan bahwa nilai Daya Kompresor dan Daya Turbin pada beban 120 MW, 150 MW, 175 MW, 198 MW sebagai berikut:

- Daya kompresor mengalami penurunan dengan bertambahnya beban dan daya kompresor paling kecil pada beban 198 MW sebesar 177,6846 KW
- Daya turbin mengalami kenaikan dengan bertambahnya beban dan daya turbin paling besar pada beban 198 MW sebesar 325,1779 KW

3.3.2 Perbandingan Efisiensi Kompresor dan Efisiensi Turbin

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



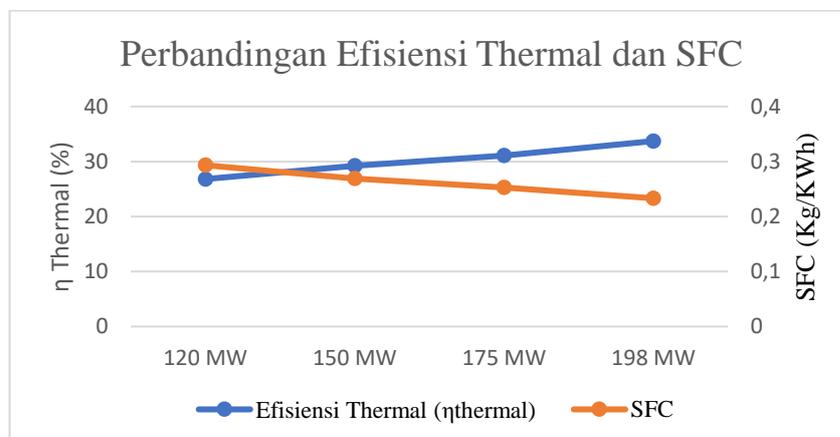
Gambar 4. Perbandingan Efisiensi Kompresor dan Efisiensi Turbin

Pada Gambar 3.3 menunjukkan bahwa nilai Efisiensi Kompresor dan Efisiensi Turbin pada beban 120 MW, 150 MW, 175 MW, 198 MW sebagai berikut:

- Efisiensi kompresor mengalami kenaikan dengan bertambahnya beban dan efisiensi kompresor paling besar pada beban 198 MW sebesar 93,457 %
- Efisiensi turbin mengalami penurunan dengan bertambahnya beban dan efisiensi turbin paling kecil sebesar 76,692 % pada beban 198 MW

3.3.3 Perbandingan Efisiensi Thermal dan SFC

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



Gambar 5. Perbandingan Efisiensi Thermal dan SFC

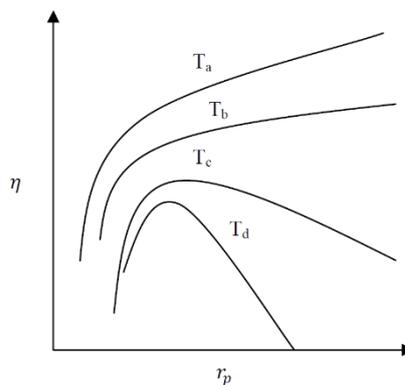
Pada Gambar 3.4 menunjukkan bahwa nilai efisiensi Thermal dan SFC pada beban 120 MW, 150 MW, 175 MW, 198 MW sebagai berikut:

- Efisiensi Thermal mengalami kenaikan dengan bertambahnya beban dan efisiensi thermal paling besar sebesar 33,719 % pada beban 198 MW
- *Specific Fuel Consumption* (SFC) mengalami penurunan dengan bertambahnya beban dan SFC paling kecil sebesar 0,2332 Kg/KWh pada beban 198 MW

3.5 Upaya Meningkatkan Performa Gas Turbine Generator

Gas turbine generator memiliki potensi untuk meningkatkan efisiensi dan performa dengan mengimplementasikan strategi penurunan suhu masuk kompresor. Pemilihan dan penerapan perlakuan masuk udara menjadi faktor penting dalam mencapai hasil yang diharapkan. Lingkungan di PT. PLN Indonesia Power Cilegon di Bojonegara, Banten, ditandai dengan suhu dan kelembaban tinggi serta kondisi hujan tropis dan matahari yang menjadi batasan. Dalam konteks ini, pendinginan udara masuk menjadi solusi yang efektif dan ekonomis untuk meningkatkan efisiensi dan kapasitas turbin. Kinerja gas turbine sangat dipengaruhi oleh suhu udara lingkungan. Saat suhu udara meningkat, densitas udara menurun, menyebabkan aliran massa melalui kompresor dan turbin berkurang, dan berakibat pada penurunan output turbin.

Penurunan suhu masuk kompresor memiliki dampak signifikan dalam meningkatkan efisiensi gas turbine. Dengan suhu masuk udara yang lebih rendah, beban pada kompresor dapat berkurang karena udara yang masuk memiliki kepadatan yang lebih tinggi. Hal ini mengurangi kerja yang diperlukan untuk kompresi udara dan pada akhirnya meningkatkan efisiensi kompresor. Penurunan suhu masuk kompresor juga berpengaruh terhadap efisiensi siklus termal gas turbine secara keseluruhan. Dengan suhu masuk yang lebih rendah, suhu gas buang yang keluar dari turbin juga akan lebih rendah. Ini menghasilkan peningkatan efisiensi termal dan peningkatan performa gas turbin secara keseluruhan. Oleh karena itu, penurunan suhu masuk kompresor menjadi strategi yang penting untuk mencapai efisiensi yang lebih tinggi dan performa yang optimal dalam pembangkit listrik gas turbine generator.



Gambar 6. Grafik Temperatur Inlet Kompresor (Das,2013)

Efisiensi termal gas turbine dapat ditingkatkan dengan penurunan suhu masuk kompresor. Dalam Gambar 3.5 menjelaskan bahwa T_a , T_b , T_c , & T_d adalah nilai suhu masuk kompresor yang berbeda, di mana $T_a < T_b < T_c < T_d$ (Das, 2013). Pada gambar diatas juga terlihat bahwa efisiensi meningkat seiring penurunan suhu masuk kompresor. Pada suhu masuk yang lebih tinggi, efisiensi awalnya meningkat tetapi kemudian menurun dengan cepat. Namun, pada suhu masuk yang lebih rendah, kurva efisiensi menjadi lebih datar pada nilai tekanan rasio yang optimal. Hal ini menunjukkan bahwa penurunan suhu masuk kompresor dapat menghasilkan efisiensi termal yang lebih baik.

Selain itu, penurunan suhu masuk kompresor juga dapat meningkatkan rasio kerja gas turbine. Dengan penurunan suhu masuk, kerja kompresor berkurang, sementara kerja turbin tetap. Akibatnya, rasio kerja menjadi lebih tinggi. Dengan meningkatnya rasio kerja, efisiensi gas turbine dapat ditingkatkan. Oleh karena itu, dalam upaya meningkatkan kinerja gas turbine generator, perhatian terhadap penurunan suhu masuk kompresor menjadi penting untuk mencapai efisiensi termal yang lebih tinggi dan rasio kerja yang optimal.

4. Kesimpulan

Adapun kesimpulan dari hasil simulasi dan analisis yang dilakukan adalah sebagai berikut:

1. *Gas Turbine Generator* (GTG) bekerja dengan mengompresi udara masuk menggunakan kompresor, kemudian udara dikombinasikan dengan bahan bakar dan dibakar dalam ruang pembakaran untuk menghasilkan gas panas bertekanan tinggi. Gas panas ini kemudian melewati turbin yang menggerakkan rotor turbin. Gerakan rotor turbin digunakan untuk menggerakkan generator yang menghasilkan energi listrik.
2. Berdasarkan data dan hasil analisis yang telah dilakukan, nilai efisiensi *thermal* naik dengan bertambahnya beban. Efisiensi *thermal* tertinggi diperoleh saat beban 198 MW sedangkan efisiensi terendah diperoleh saat beban 120 MW.
3. Berdasarkan data dan hasil analisis yang telah dilakukan, nilai SFC turun dengan bertambahnya beban. SFC tertinggi diperoleh saat beban 120 MW sedangkan efisiensi terendah diperoleh saat beban 198 MW.
4. *Gas Turbine Generator* memiliki potensi untuk meningkatkan efisiensi dan performa dengan mengimplementasikan strategi penurunan suhu masuk kompresor. Dalam upaya meningkatkan kinerja *gas turbine generator*, penurunan suhu masuk kompresor menjadi strategi yang penting untuk mencapai efisiensi *thermal* yang lebih tinggi, rasio kerja yang optimal, dan mengatasi tantangan lingkungan yang ada.

4.1 Saran

1. Diperlukan pemasangan perangkat pengukur pada setiap peralatan dalam turbin gas yang dapat diakses secara langsung dari pusat kontrol (CCR). Hal ini bertujuan untuk memperoleh informasi yang lebih spesifik tentang kinerja masing-masing peralatan dan menghasilkan data yang lebih akurat.
2. Apabila terjadi penurunan yang signifikan pada performa *gas turbine generator*, segera lakukan pemeriksaan dan perbaikan. Bahkan jika diperlukan, lakukan *maintenance outage* guna memastikan bahwa turbin gas beroperasi secara optimal.

5. Daftar Pustaka

- [1] Das, S. (2013). *A Cooling Unit to Increase the Efficiency of Gas Turbine Plant*. 4(July), 1–5.
- [2] I Gusti Ketut Sukadana. (2015). TEORI TURBIN GAS DAN JET PROPULSI. *PS. Teknik Mesin Universitas Udayana*.
- [3] Li, Y., Lin, Y., He, Y., Zhang, G., Zhang, L., Yang, J., & Sun, E. (2023). Part-load performance analysis of a dual-recuperated gas turbine combined cycle system. *Energy*, 269(January), 126744. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.126744>
- [4] Naryono, I. (2013). *ANALISIS EFISIENSI TURBIN GAS TERHADAP BEBAN OPERASI PLTGU MUARA TAWAR BLOK 1*. 7(2), 78–94.
- [5] Sharma, A. K., Singhanian, A., Kumar, A., Mandal, B. K., & Roy, R. (2017). *Improvement of Gas Turbine Power Plant Performance* : 3, 658–663.
- [6] Wibowo, B. A. (2022). *Analisis kinerja turbin gas (GT 3 . 1) PLTGU Muarakarang setelah masa konstruksi sesuai ISO 2314 : 2009*. 1(1), 8–19.
- [7] Ilyu, M., AlQudaihi, A. B., Said, S. A. M., & Habib, M. A. (2020). Energy, exergy and parametric analysis of a combined cycle power plant. *Thermal Science and Engineering Progress*, 15, 100450. <https://doi.org/10.1016/J.TSEP.2019.100450>
- [8] Almajali, M. R., & Quran, O. A. S. (2021). *Parametric Study on the Performance of Combined Power Plant of Steam and Gas Turbines*. *March*. <https://doi.org/10.1115/1.4049753>.
- [9] Yunus, A. C., & Michael, A. B. (2002). *Thermodynamics : An Engineering Approach*. 4th ed. McGraw-Hill.
- [10] Moran, M. J., & Howard, N. S. (2006). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics 5th Edition* (5th Editio)
- [11] Boyce, M. P. (2006). *Gas Turbine Engineering Handbook Third Edition*.