

ANALISIS EFISIENSI *GAS TURBINE* UNIT 2 SEBELUM DAN SESUDAH *OVERHAUL* DI PLTGU TANJUNG UNCANG

Jhon Hericson Purba*, Farraz Akbar Yuwana

¹ Program Studi Teknologi Rekayasa Pembangkit Energi, Politeknik Negeri Batam

*Corresponding author: jhonhericson@polibatam.ac.id

Article history

Received:

15-01-2024

Accepted:

14-06-2024

Published:

30-06-2024

Copyright © 2024
Jurnal Teknologi dan
Riset Terapan

Open Access

Abstrak

Overhaul dilakukan untuk pemeliharaan atau *maintenance* pada *Gas Turbine* unit 2 tipe SGT 800 PLTGU Tanjung Uncang dengan tujuan pemeliharaan *preventif*. Umur dari turbin gas melebihi umur pemeliharaan sekitar 36.000 jam kerja mesin, yang seharusnya pemeliharaan dilakukan pada 20.000 hingga 30.000 jam kerja mesin. Ketidaksiharian jam kerja mesin dengan standar waktu pemeliharaan gas turbin terjadi karena pembangkit di Tanjung Uncang merupakan pembangkit dengan sistem *base load*, di mana mesin tersebut harus bekerja selama 24 jam. Penelitian ini bertujuan menganalisis *thermal efficiency*, *heat rate*, dan *specific fuel consumption* sebelum dan sesudah *overhaul*. Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah perhitungan analisis termodinamika siklus Brayton. Dengan melakukan analisis termodinamika untuk mengetahui efisiensi *gas turbine* serta menghitung *specific fuel consumption*, *heat rate*, dan *thermal efficiency* pada beban, maka dapat diketahui perbandingan nilai efisiensi *gas turbine*. Nilai *thermal efficiency* setelah dilakukan *overhaul* mengalami kenaikan sebesar 5,17%. Nilai *heat rate* sesudah *overhaul* mengalami penurunan sebesar 1867,806 kJ/kWh. Nilai *specific fuel consumption* setelah *overhaul* mengalami penurunan sebesar 0,037 kg/kWh. *Overhaul* berpengaruh pada beban maksimal yang dapat dihasilkan oleh gas turbin unit 2. Sebelum dilakukan *overhaul*, beban maksimal yang dihasilkan adalah 36 MW. Setelah dilakukan *overhaul*, beban maksimal yang dihasilkan adalah 45 MW. Kenaikan beban ini dipengaruhi oleh temperatur, laju aliran bahan bakar, dan tekanan.

Kata Kunci: PLTGU, Turbin Gas, *Overhaul*, *Specific Fuel Consumption*, *Heat Rate*, *Thermal Efficiency*

Abstract

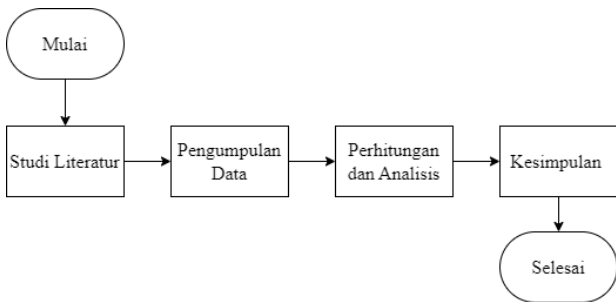
An *overhaul* was conducted for maintenance on *Gas Turbine* unit 2, type SGT 800 at PLTGU Tanjung Uncang, with the purpose of preventive maintenance. The operating hours of the gas turbine exceeded the maintenance schedule, reaching around 36,000 working hours, whereas maintenance should have occurred between 20,000 to 30,000 working hours. The discrepancy between the actual working hours and the standard maintenance schedule for the gas turbine was due to the Tanjung Uncang power plant operating on a base load system, requiring the turbine to run continuously for 24 hours. This study aims to analyze the thermal efficiency, heat rate, and specific fuel consumption before and after the overhaul. The method used in this study is the thermodynamic analysis calculation of the Brayton cycle. By performing thermodynamic analysis to determine the gas turbine's efficiency and calculating specific fuel consumption, heat rate, and thermal efficiency under load, the comparison of the gas turbine's efficiency values can be determined. The thermal efficiency after the overhaul increased by 5.17%. The heat rate after the overhaul decreased by 1867.806 kJ/kWh. The specific fuel consumption after the overhaul decreased by 0.037 kg/kWh. The overhaul impacted the maximum load that could be produced by gas turbine unit 2. Before the overhaul, the maximum load was 36 MW. After the overhaul, the maximum load increased to 45 MW. This increase in load is influenced by temperature, fuel flow rate, and pressure.

Keywords: PLTGU, Gas Turbine, *Overhaul*, *Specific fuel consumption*, *Heat rate*, *thermal efficiency*

1.0 PENDAHULUAN

Kebutuhan pemakaian listrik di Indonesia terus meningkat setiap tahunnya seiring dengan pertumbuhan ekonomi[1]. Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap (PLTGU) Tanjung Uancang memiliki dua unit turbin gas, masing-masing berkapasitas 45 MW, dan satu unit *Steam Turbine Generator* berkapasitas 30 MW, dengan kapasitas total 120 MW. Turbin gas digunakan untuk menghasilkan energi listrik melalui pembakaran gas. Menurut *manual book*, turbin gas Siemens SGT-800 memiliki waktu pemeliharaan sekitar 20.000 hingga 30.000 jam kerja mesin. Efisiensi turbin dapat dilihat dari nilai *heat rate*, apabila nilai *heat rate*-nya semakin rendah maka efisiensi yang dihasilkan akan semakin baik dan akan mengurangi biaya produksi listrik. Maka *overhaul* yang dilakukan bertujuan untuk menambah umur dari mesin dan juga mencegah kerusakan mesin yang akan terjadi di kemudian hari.

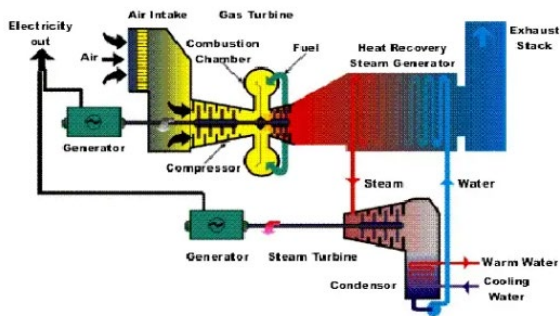
2.0 METODE PENELITIAN



Gambar 1 : Diagram Alir Penelitian

Diagram alir di atas merupakan alur penelitian yang dilakukan.

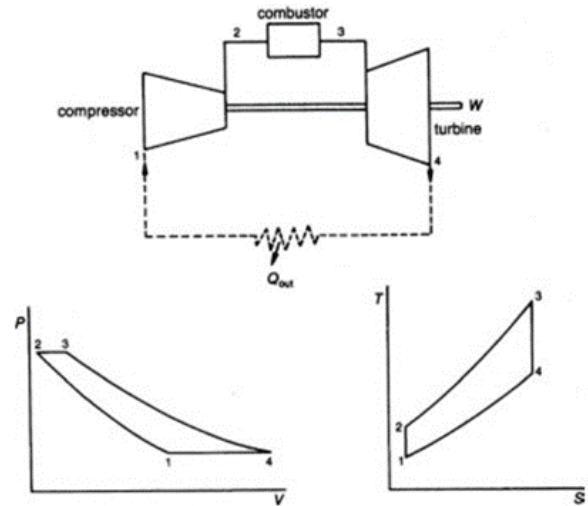
2.1 Studi Literatur



Gambar 2 : Prinsip Kerja PLTGU

Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap menghasilkan listrik dari hasil pembakaran gas dan udara yang bertekanan untuk memutar turbin gas yang telah dikopelkan dengan generator sehingga akan menghasilkan energi listrik.[3] Selanjutnya sisa gas buang yang masih panas dialirkan ke *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) guna memanaskan air yang dipompa oleh *Boiler Feed Pump* (BFP) yang sudah didemineralisasi pada *Water Treatment Plant*. Air yang mengalir melalui tubing-tubing *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) akan diubah dari fasa air menjadi *superheated vapor* oleh gas buang sisa pembakaran[4].

Air yang telah berubah menjadi *superheated vapor* dialirkan menuju *Steam Turbine Generator* (STG) untuk memutar *steam turbine* yang telah dikopel dengan generator sehingga dapat menghasilkan energi listrik. Siklus Brayton adalah siklus daya termodinamika atau sebuah konsep dasar untuk gas turbin yang ditemukan oleh George Brayton pada tahun 1870. Turbin gas secara termodinamika bekerja dengan siklus Brayton[8]. Sistem turbin gas berdasarkan siklus Brayton dapat dilihat pada P-V diagram dan T-S diagram di bawah ini.



Gambar 3 : Siklus Brayton Dasar

Berikut adalah proses siklus Brayton berdasarkan pada Gambar 3 tersebut:

- Proses 1 → 2, Proses Kompresi *Isentropic*
Udara atmosfer masuk ke dalam sistem turbin gas melalui sisi inlet kompresor. Oleh kompresor, udara dikompresikan sampai tekanan tertentu. Proses ini tidak diikuti dengan perubahan entropi, sehingga disebut proses isentropik.
- Proses 2 → 3, pembakaran *isobaric*
Bahan bakar ditambahkan / dicampurkan dengan udara bertekanan yang dialirkan melalui *diffuser* menuju ruang bakar. Fungsi *diffuser* disini adalah untuk memperlambat kecepatan (*velocity*) udara sehingga udara bercampur secara sempurna dengan bahan bakar.
- Proses 3 → 4, ekspansi *isentropic*
Gas hasil proses pembakaran diekspansikan melalui *nozzle*. Bagian turbin mengubah energi kinetik gas panas hasil pembakaran dari ruang bakar menjadi tenaga putar mekanis. Pada proses ekspansi berlangsung terjadi gesekan antara gas hasil pembakaran dengan sudu-sudu turbin, sehingga temperatur gas buang yang keluar dari turbin menjadi lebih tinggi dari pada proses ideal (isentropis).

- d. Proses 4 → 1, pembuangan panas
Tahap selanjutnya adalah pembuangan udara kembali ke atmosfer. Pada siklus Brayton ideal, udara yang keluar dari turbin ini masih menyisakan sejumlah energi panas. Panas ini diserap oleh udara bebas, sehingga secara siklus udara tersebut siap untuk kembali masuk ke tahap 1-2 lagi.

2.2 Pengumpulan Data

Pengumpulan data yang dilakukan adalah data pada saat *performance test* yang dilaksanakan sebelum dan sesudah *overhaul*. Data yang diambil dalam data operasi dan kondisi tes pada instalasi turbin gas adalah:

- Temperatur udara masuk kompresor (T1)
- Tekanan udara masuk kompresor (P1)
- Temperatur udara keluar kompresor (T2)
- Tekanan udara keluar kompresor (P2)
- Temperatur flue gas keluar turbin gas (T4)
- Tekanan flue gas keluar turbin gas (P4)
- Laju aliran bahan bakar (mF)
- Heating value (LHV)

2.3 Perhitungan dan Analisa

Langkah selanjutnya setelah pengumpulan data adalah menghitung dan menganalisis data tersebut. Perhitungan performa turbin gas akan dilakukan menggunakan metode termodinamika siklus Brayton ideal karena terjadi pada mesin turbin gas. Perhitungan performa tersebut antara lain kerja turbin, kerja kompresor, kerja bersih, konsumsi bahan bakar, efisiensi turbin gas, efisiensi kompresor, dan efisiensi siklus. Setelah data performa turbin gas didapatkan, selanjutnya data tersebut disajikan dalam tabel dan grafik dengan tujuan untuk mempermudah analisa performa turbin gas.

2.4 Penarikan Kesimpulan

Simpulan dari hasil perhitungan data penelitian yang diambil dengan tujuan untuk menjawab penelitian yang dilakukan.

3.0 HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Data Penelitian

Pengambilan data *gas turbine* unit 2 dilakukan pada saat sebelum dan sesudah *overhaul*. Data sebelum *overhaul* yang diambil merupakan nilai maksimum pada saat *performance test* pada tanggal 14 November 2023 sebesar 36 MW dan data sesudah *overhaul* didapatkan melalui *performance test* pada tanggal 14 Desember 2023 sebesar 45 MW.

Tabel 1 : Data Temperature *Gas Turbine* Unit 2 Sebelum dan Sesudah *Overhaul*

Waktu (Menit)	Beban (MW)	T1 (°K)	T2 (°K)	T4 (°K)
Sebelum Overhaul				
60	36	302,15	704,15	845,15
120	36	301,15	705,15	847,15
180	36	303,15	701,15	847,15
Sesudah Overhaul				
60	45	302,15	731,15	833,15
120	45	302,15	735,15	835,15
180	45	304,15	732,15	832,15

Tabel 2 : Data Pressure, Laju Aliran Bahan Bakar Dan LHV *Gas Turbine* Unit 2 Sebelum Dan Sesudah *Overhaul*

Waktu (Menit)	Beban (MW)	P2 (Bar)	P4 (Bar)	mF (kg/s)	LHV (kJ/kg)
Sebelum Overhaul					
60	36	16	1,00	2,520	50.005,79
120	36	16	1,00	2,510	50.005,79
180	36	16	1,01	2,540	50.005,79
Sesudah Overhaul					
60	45	19	1,01	2,610	50.005,79
120	45	19	1,01	2,630	50.005,79
180	45	19	1,00	2,610	50.005,79

3.2. Perhitungan Kinerja Turbin Gas Unit 2

Perhitungan dilakukan dengan menghitung *enthalpy* pada setiap *stage*, kemudian menghitung masuknya kalor, laju aliran massa udara, *air fuel ratio*, *specific fuel consumption*, *heat rate*, *thermal efficiency*. Selanjutnya dilakukan perhitungan untuk mencari nilai kerja turbin dan kompresor, dan terakhir menghitung nilai efisiensi dari kompresor dan turbin.

Perhitungan *enthalpy* menggunakan rumus interpolasi menggunakan persamaan gas ideal sebagai berikut.

$$h_1 = \frac{(T_1 - T_{bawah})}{T_{atas} - T_{bawah}} \times (h_{atas} - h_{bawah}) + h_{bawah} \tag{1}$$

Pada stage 2 dan 4 terjadi proses kompresi isentropis

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

Setelah melakukan perhitungan *enthalpy* pada tiap *stage* menggunakan rumus interpolasi gas ideal didapatkan hasil seperti ditampilkan pada Tabel 3 berikut.

Tabel 3 : Data Perhitungan *Enthalpy Gas Turbine* Unit 2 Sebelum dan Sesudah *Overhaul*

Waktu (Menit)	Beban (MW)	h ₁ (kJ/kg)	h ₂ (kJ/kg)	h ₃ (kJ/kg)	h ₄ (kJ/kg)	h _{2s} (kJ/kg)	h _{4s} (kJ/kg)
Sebelum Overhaul							
60	36	302,352	717,739	1840,361	871,793	667,241	772,954
120	36	301,346	718,816	1840,032	874,012	663,166	775,155
180	36	303,358	714,508	1840,032	874,012	667,547	775,155
Sesudah Overhaul							
60	45	302,352	746,864	1891,986	858,510	698,443	739,243
120	45	302,348	751,192	1901,045	860,720	716,900	740,320
180	45	304,366	747,946	1894,588	857,405	704,909	738,056

Perhitungan besarnya kalor masuk, *air fuel ratio* dan laju aliran massa udara pada turbin gas unit 2 dapat menggunakan persamaan berikut.

$$Q_{in} = mF \times LHV \tag{3}$$

$$AFR = \frac{\frac{\dot{W}_{gen}}{\eta_{gen}} - \dot{m}_f(h_3 - h_4)}{\dot{m}_f(h_3 - h_4) - \dot{m}_f(h_2 - h_1)} \tag{4}$$

$$\dot{m}_a = AFR \times \dot{m}_f \tag{5}$$

Setelah perhitungan kalor masuk dilakukan, *air fuel ratio* dan laju aliran massa udara pada turbin gas unit 2 menggunakan persamaan di atas diperoleh hasil seperti yang ditampilkan pada Tabel 4 berikut:

Tabel 4 : Data Perhitungan Kalor Masuk, AFR Dan Laju Aliran Massa Udara Sebelum Dan Sesudah *Overhaul*

Waktu (Menit)	Beban (MW)	AFR	Q _{in} (kJ/s)	m _a (kg/s)
Sebelum Overhaul				
60	36	24,559	126014,6	61,889
120	36	24,656	125514,5	61,887
180	36	24,138	127014,7	61,312
Sesudah Overhaul				
60	45	27,575	130515,1	71,971
120	45	27,354	131515,2	71,942
180	45	27,127	133015,4	72,159

Setelah mendapatkan hasil dari perhitungan kalor masuk, *air fuel ratio*, dan laju aliran masuk udara selanjutnya adalah melakukan perhitungan untuk *specific fuel consumption*, *heat rate* dan efisiensi termal. Untuk menghitung *specific fuel consumption*, *heat rate* dan efisiensi termal dapat menggunakan persamaan berikut.

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_{netto}} \tag{6}$$

$$Heat\ Rate = \frac{Q_{in}}{W_T - W_C} \tag{7}$$

$$\eta_{Thermal} = \frac{\dot{W}_{netto}}{Q_{in}} \times 100\% \tag{8}$$

Setelah melakukan perhitungan dengan rumus diatas didapatkan hasil :

Tabel 5 : Data Perhitungan SFC, *Heat Rate* Dan Efisiensi Termal Sebelum Dan Sesudah *Overhaul*

Waktu (Menit)	Beban (MW)	SFC (Kg/kWh)	Heat rate (Kj/kWh)	η _{thermal} (%)
Sebelum Overhaul				
60	36	0,247	12369,92	29,10
120	36	0,248	12422,79	28,97
180	36	0,250	12536,35	28,71
Sesudah Overhaul				
60	45	0,208	10421,27	34,54
120	45	0,209	10454,14	34,43
180	45	0,210	10502,114	34,27

Perhitungan selanjutnya adalah mencari nilai dari kerja kompresor, kerja turbin dan juga kerja netto. Untuk

mencari nilai – nilai tersebut dapat menggunakan rumus berikut.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a \times (h_2 - h_1) \tag{9}$$

$$\dot{W}_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \times (h_3 - h_4) \tag{10}$$

$$\dot{W}_{netto} = \dot{W}_t - \dot{W}_c \tag{11}$$

Setelah melakukan perhitungan kerja kompresor, kerja turbin dan juga kerja netto diperoleh hasil sebagai berikut.

Tabel 6 : Data Perhitungan Kerja Kompresor, Kerja Turbin Dan Kerja Netto Sebelum Dan Sesudah *Overhaul*

Waktu (Menit)	Beban (MW)	W _{Kompresor} (kJ/s)	W _{Turbine} (kJ/s)	W _{Netto} (kJ/s)
Sebelum Overhaul				
60	36	25708,02	62384,82	36676,80
120	36	25835,98	62208,82	36372,85
180	36	25208,63	61682,80	36474,16
Sesudah Overhaul				
60	45	31992,25	77078,37	45086,12
120	45	32291,05	77579,80	45288,75
180	45	32008,31	77601,01	45592,71

Setelah mendapat nilai dari kerja kompresor dan kerja turbin selanjutnya dilakukan perhitungan untuk mencari nilai dari efisiensi turbin dan efisiensi kompresor dengan menggunakan persamaan berikut.

$$\eta_t = \frac{(h_3 - h_4)}{h_3 - h_{4s}} \tag{12}$$

$$\eta_c = \frac{(h_{2s} - h_1)}{h_2 - h_1} \times 100\% \tag{13}$$

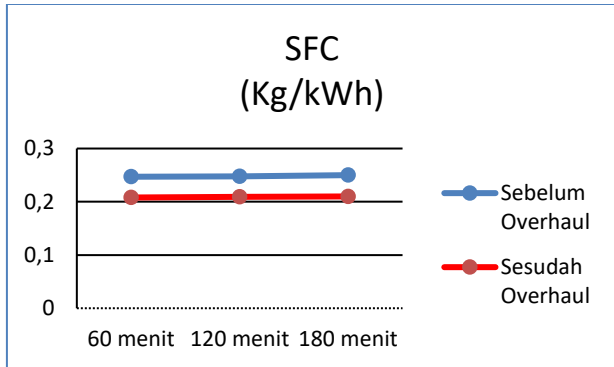
Setelah melakukan perhitungan, efisiensi turbin dan efisiensi kompresor diperoleh sebagai berikut.

Tabel 7 : Data Perhitungan Efisiensi Turbin Dan Efisiensi Kompresor Sebelum Dan Sesudah *Overhaul*

Waktu (Menit)	Beban (MW)	η _{Turbine} (%)	η _{kompresor} (%)
Sebelum Overhaul			
60	36	90,74	87,84
120	36	90,71	86,66
180	36	90,71	88,57
Sesudah Overhaul			
60	45	90,94	89,10
120	45	90,91	92,35
180	45	90,96	90,29

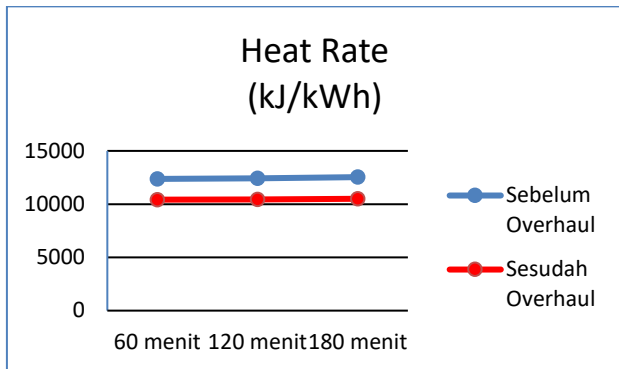
3.3 Analisa Perhitungan

Berdasarkan perhitungan *specific fuel consumption* (SFC), dapat ditampilkan data sebelum dan sesudah *overhaul* seperti ditampilkan Gambar 4 berikut.



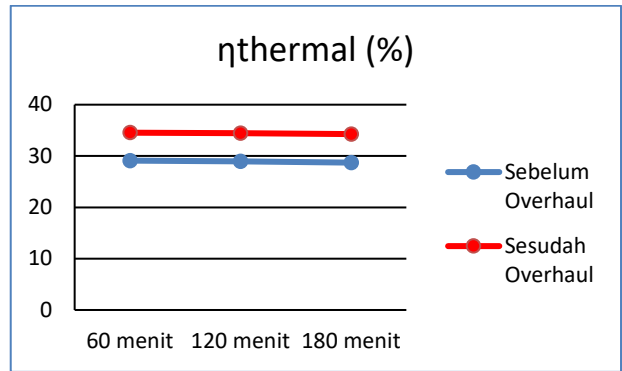
Gambar 4 : Grafik Perbandingan SFC Sebelum Dan Sesudah *Overhaul*

Gambar 4 menunjukkan tentang grafik perbandingan dari *specific fuel consumption*. Dari grafik yang terlampir diketahui bahwa pada saat sebelum dan sesudah *overhaul* nilai dari *specific fuel consumption* mengalami kenaikan namun tidak signifikan. Kenaikan ini dapat dipengaruhi oleh besarnya nilai dari laju aliran bahan bakar dan nilai dari kerja netto.



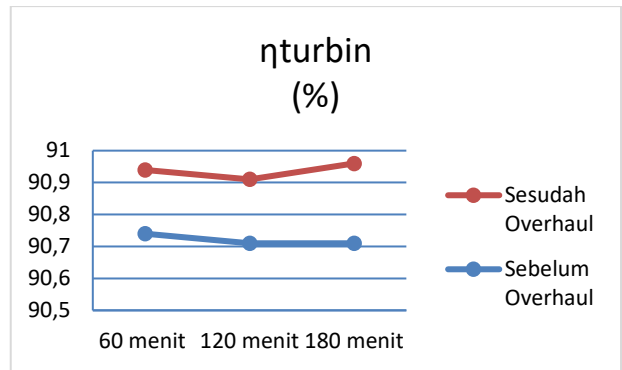
Gambar 5 : Grafik Perbandingan *Heat Rate* Sebelum Dan Sesudah *Overhaul*

Gambar 5 menunjukkan tentang grafik perbandingan dari *heat rate*. Dari grafik yang terlampir dapat diketahui bahwa pada saat sebelum dan sesudah *overhaul* nilai dari *heat rate* mengalami kenaikan yang tidak signifikan. Kenaikan dari nilai *heat rate* dapat dipengaruhi oleh berbagai faktor. Faktor yang mempengaruhi kenaikan nilai tersebut adalah besarnya jumlah kalor masuk, nilai dari kerja turbin dan nilai dari kerja kompresor.



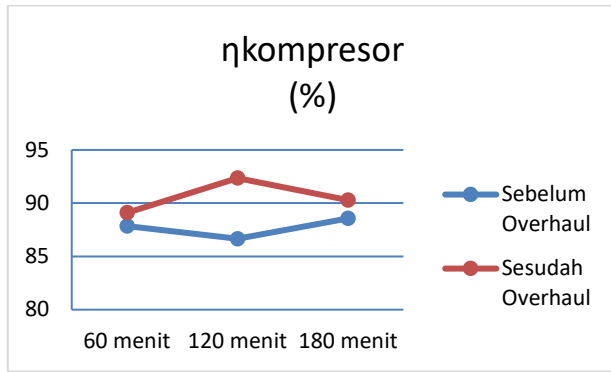
Gambar 6 : Grafik Perbandingan Efisiensi Termal Sebelum dan Sesudah *Overhaul*

Gambar 6 menunjukkan grafik tentang efisiensi termal. Dari grafik yang terlampir diketahui bahwa nilai dari efisiensi termal sebelum dan sesudah *overhaul* mengalami penurunan. Penurunan nilai dari efisiensi termal tersebut terjadi dikarenakan perbedaan nilai dari kerja netto pada masing masing waktu dan jumlah kalor yang masuk.



Gambar 7 : Grafik Perbandingan Efisiensi Turbin Sebelum Dan Sesudah *Overhaul*

Gambar 7 menunjukkan grafik tentang efisiensi turbin pada saat sebelum dan sesudah dilakukannya *overhaul*. Dari grafik yang terlampir dapat diketahui bahwa pada saat sebelum dilakukan *overhaul* nilai dari efisiensi turbin mengalami penurunan sedangkan pada saat setelah dilakukan *overhaul* nilai dari efisiensi turbin mengalami kenaikan. Kenaikan dan penurunan nilai dari efisiensi turbin dipengaruhi oleh besarnya nilai *enthalpy* h_3 , h_4 , dan h_{4s} . Data yang digunakan merupakan data yang diperoleh dari *performance test* selama tiga jam dengan selang waktu 60 menit.



Gambar 8 : Grafik Perbandingan Efisiensi Kompresor Sebelum Dan Sesudah *Overhaul*

Gambar 8 menunjukkan grafik tentang perbandingan kerja kompresor sebelum dan sesudah *overhaul*. Dari grafik yang terlampir dapat diketahui bahwa pada saat sebelum *overhaul* nilai dari kerja kompresor mengalami penurunan sedangkan pada saat setelah *overhaul* nilai dari kerja kompresor mengalami kenaikan. Penurunan dan kenaikan nilai tersebut dipengaruhi oleh besarnya nilai laju aliran angin yang masuk, nilai dari *enthalpy* h_2 dan h_1 . Data yang digunakan merupakan data yang diperoleh dari *performance test* selama tiga jam dengan selang waktu 60 menit.

4.0 KESIMPULAN

Pemeliharaan mesin turbin gas berpengaruh terhadap beban dan juga efisiensi pada komponen – komponen yang terdapat dalam mesin turbin gas. Efisiensi termal mengalami kenaikan sebesar 5,17% setelah dilakukannya *overhaul*. Semakin tinggi nilai efisiensi termal pada suatu unit pembangkit maka semakin bagus kinerja pada mesin-mesin yang menggunakan panas yang berasal dari proses pembakaran. Nilai dari *heat rate* mengalami penurunan sebesar 1867,806 Kj/kWh. Semakin rendah nilai *heat rate* menandakan bahwa semakin sedikit jumlah energi yang dibutuhkan untuk menghasilkan 1 kWh energi listrik. Nilai dari *specific fuel consumption* mengalami penurunan sebesar 0,037 Kg/kWh. Penurunan nilai konsumsi bahan bakar ini terjadi karena nilai dari laju aliran bahan bakar dan nilai dari kerja netto. Penurunan nilai dari konsumsi bahan bakar menandakan jumlah bahan bakar yang dikonsumsi untuk menghasilkan 1 kWh energi listrik semakin sedikit.

DAFTAR PUSTAKA

[1] Humas EBTKE. “Dirjen EBTKE Paparkan Pemenuhan Kebutuhan Listrik Indonesia Melalui Pemanfaatan EBT”. Internet : https://ebtke.esdm.go.id/post/2023/01/20/3405/dirjen_ebtke.paparkan.pemenuhan.kebutuhan.listrik.indonesia.melalui.pemanfaatan.ebt,20 Januari 2023 [10 Oktober 2023].

[2] Rianta, Maesha Gusti. “Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) atau Gas Power Plant”. Internet : <https://indonesiare.co.id/id/article/pembangkit-listrik-tenaga-gas-pltg-atau-gas-power-plant>, 13 Februari 2023. [10 Oktober 2023].

[3] Irwansyah, Herry. “Mesin Konversi Energi”, 2017.

[4] Wiratama, Caesar. “Siklus Brayton Pada Turbin Gas”. Internet : <https://www.aeroengineering.co.id/2022/06/siklus-brayton-pada-turbin-gas/>, 7 Juni 2022 [10 Oktober 2023].

[5] Sasmita, Rahmad. “Analisa Perbandingan Net Plant *Heat rate* Pada Saat Performance Test Dan Pada Kondisi Saat Ini PLTU Tarahan Unit 3”. 2013

[6] SIEMENS SGT-800 *Manual Book Operation* Tanjung Uncang

[7] Salim, Ardi Arif. “Analisis Efisiensi Gas Turbin Unit 1 Tipe SGT 800 Sebelum dan Sesudah *Overhaul* di PLTU Tanjung Uncang Batam”. 2023

[8] Firmansyah, Fikri Logi. “Analisa Perbandingan Performa Turbin Gas Pltgu Unit 1.2 dan 1.3 Pada Beban 50 MW Dan 100 MW”, 2017.

[9] Ikhramadani, Rahmat. “Analisis Perbandingan Performa Turbin Gas Pada Variasi Beban Yang Berbeda di Pltgu Blok GT 1.3 PT. PJB UP Gresik”, 2016

[10] Borgnakke, Claus., dan Sonntag, Richard E. “Fundamentals of Thermodynamics”. University of Michigan, 2008.