

ANALISA EFISIENSI TURBIN GAS UNIT 1 SEBELUM DAN SETELAH OVERHAUL COMBUSTOR INSPECTION DI PT PLN (PERSERO) SEKTOR PEMBANGKITAN PLTGU CILEGON

Sunarwo, Teguh Harijono M

Program Studi Teknik Konversi Energi, Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Semarang
Jl. Prof. H. Soedarto, S.H. Tembalang, Semarang 50275, PO BOX 6199/SMS
Telp. (024) 7473417, 7499585, 7499586, Faks. (024) 7472396
Web: <http://www.nolines.ac.id>, E-mail: sekretariat@nolines.ac.id

ABSTRAK

“Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh *overhaul combustor inspection* terhadap efisiensi turbin gas unit 1 di PLTGU Cilegon. Untuk mengetahui pengaruh *overhaul* terhadap efisiensi turbin gas maka digunakan metode perhitungan efisiensi berdasarkan input dan output komponen turbin gas. Pengaruh *overhaul combustor inspection* dilihat dari efisiensi kompresor, efisiensi ruang bakar, efisiensi turbin, efisiensi thermal siklus brayton, efisiensi thermal efektif, heat rate turbin, dan konsumsi bahan bakar. Hasil perhitungan setelah dilakukan *overhaul* efisiensi kompresor mengalami peningkatan tertinggi 1,44 %, efisiensi ruang bakar mengalami penurunan tertinggi 1,74 %, efisiensi turbin mengalami peningkatan tertinggi 0,23 %, efisiensi thermal siklus brayton mengalami peningkatan tertinggi 0,47 %, efisiensi thermal efektif mengalami peningkatan tertinggi 0,27 %, heat rate mengalami penurunan tertinggi 114,83 kJ/kWh, dan konsumsi bahan bakar mengalami penurunan tertinggi 697,42 Nm³/h.”

Kata Kunci : Turbin gas, *overhaul combustor inspection*, efisiensi turbin gas

I. PENDAHULUAN

Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) merupakan pembangkit listrik yang cukup handal. Pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap (PLTGU) Cilegon menggunakan 2 buah turbin gas M710F dengan kapasitas daya yang mampu dibangkitkan masing - masing sebesar 240 MW. Turbin gas bekerja dengan temperatur yang cukup tinggi dalam waktu yang cukup lama. Dengan kondisi tersebut, maka seiring waktu performa turbin gas akan terus menurun. Untuk menjaga keandalan, keamanan dan umur pakai peralatan turbin gas agar tetap pada performa yang maksimal maka perlu dilakukan perawatan *preventive maintenance*, *predictive maintenance* dan *overhaul*.

Tiga faktor yang menjadi tuntutan kerja pembangkit listrik adalah keamanan, kehandalan dan efisiensi. Nilai dari tiga hal tersebut dapat didekati dan dihitung melalui

tes unjuk kerja dan histori dari proses perawatan yang telah dan akan dikerjakan. Untuk menjaga nilai keamanan, kehandalan dan efisiensi pembangkit listrik, maka tes unjuk kerja dan perawatan harus dilakukan secara berkala atau preventif, prediktif dan lengkap agar mengetahui kondisi mesin yang sebenarnya. Secara umum proses produksi listrik di PLTGU adalah menggabungkan dua siklus yaitu brayton untuk PLTG dan siklus rankine untuk PLTU.

Berdasarkan observasi ketika magang di Sektor Pembangkitan PLTGU Cilegon, maka penulis mendapatkan topik “Analisa Efisiensi Turbin Gas Unit 1 Sebelum dan Setelah *Overhaul Combustor Inspection* di PT PLN (PERSERO) Sektor Pembangkitan PLTGU Cilegon”. Alasan dipilihnya judul tersebut yaitu untuk mengetahui efisiensi turbin gas pada PLTGU Cilegon sebelum

dilaksanakan overhaul dan setelah dilaksanakan overhaul.

Proses *overhaul* merupakan bagian dari perawatan yang dilakukan untuk menjaga performa turbin agar tetap stabil atau pada performa maksimal. Untuk itu penulisan tugas akhir ini menganalisa efisiensi turbin gas unit 1 sebelum dan setelah overhaul *combustor inspection*.

II. LANDASAN TEORI

Turbin gas adalah turbin dengan gas sebagai fluida kerjanya. Sebenarnya turbin gas hanyalah merupakan salah satu komponen dari suatu sistem turbin gas. Sistem turbin gas yang paling sederhana terdiri dari tiga komponen utama, yaitu: kompresor, ruang bakar dan turbin. Prinsip sistem turbin gas yang terdiri dari kompresor, ruang bakar (pembakaran kontinu pada tekanan konstan) dan turbin (impuls) yang banyak digunakan sekarang ditemukan oleh John Barber [Nuneaton, Inggris] pada tahun 1791. Usaha pengembangan sistem turbin gas diteruskan terutama dengan terlebih dahulu meningkatkan efisiensi kompresor. Penggunaan turbin gas dalam motor populsi dirintis oleh Frank Whittle (Inggris). Ciri utama dari turbin gas adalah kompak, ringan, dan mampu menghasilkan daya tinggi serta bebas getaran. (Wiranto Arismunandar, 2002)

Turbin gas berfungsi untuk mengkonversi energi panas dan *preassure drop* menjadi energi mekanik. Proses konversi energi berlangsung dalam dua tahap. Pada bagian nosel, gas panas mengalami proses ekspansi.

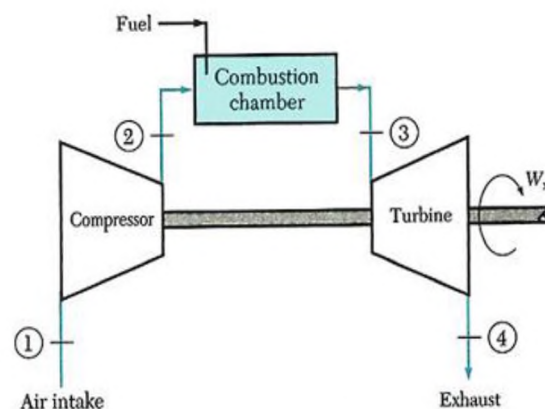
Sedangkan energi panas diubah menjadi energi kinetik. Hampir 2/3 energi mekanik yang dihasilkan oleh putaran rotor turbin digunakan untuk menggerakkan kompresor,

dan 1/3 digunakan untuk memutar generator dan menghasilkan listrik.

Prinsip Kerja

Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) adalah sebuah pembangkit listrik yang menggunakan bahan bakar gas sebagai energi penggerak turbin. Turbin gas merupakan sebuah mesin konversi energi yang mengkonversikan energi kimia yang terkandung dalam gas menjadi energi kalor dan kemudian diubah menjadi energi kinetik dengan putaran poros turbin gas, dari putaran poros dikonversikan menjadi energi listrik oleh generator.

(Moreira , J. R. Simoes. 2012. *Fundamentals of Thermodynamics Aplied to Thermal Power plant*. London: G.F.M. de Souza. Hal 18)



Gambar 2.1 Skema Turbin Gas

Pembangkit listrik tenaga gas memiliki tiga komponen penting yaitu kompresor, ruang bakar, dan turbin gas yang terletak dalam satu poros. Turbin gas berfungsi menghasilkan energi mekanik yang digunakan untuk memutar kompresor dan rotor generator yang dipasang satu poros. Pada saat pertama kali start, turbin gas memerlukan energi mekanik untuk memutar kompresor dan rotor generator yang terpasang pada satu poros, pada saat start awal untuk menggerakkan turbin gas menggunakan penggerak mula (*prime over*). Pengerak mula pada PLTGU Cilegon ini

menggunakan penggerak mula berupa motor listrik.

Komponen Pada PLTG

- Turbin Gas Mitsubishi M710F
- Kompresor
- Ruang Bakar

Perawatan Turbin Gas

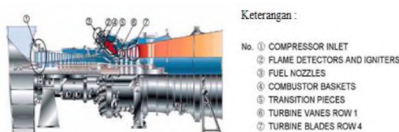
Perawatan turbin gas berfungsi untuk menjaga performa turbin gas agar selalu dalam kondisi optimal dan mencegah hal – hal yang tidak diinginkan seperti kerusakan terlalu cepat terhadap peralatan turbin gas.

Perawatan turbin gas dibagi menjadi beberapa bagian, antara lain :

1. Preventive Maintenance
2. Predictive Maintenance
3. Corrective Maintenance
4. Break Down Maintenance
5. Shut Down Maintenance

Combustor Inspection

Combustor inspection merupakan overhaul jangka pendek yang dibutuhkan untuk memeriksa kompresor inlet, flame detector, ignitor, nosel tingkat pertama, combustion basket, transition piece, turbine vane row 1 dan turbine blade raw 4. Komponen ini membutuhkan pemeriksaan secara berkala, karena turbin gas bekerja secara terus menerus, sehingga sistem pembakaran harus dijaga karena apabila sistem pembakaran buruk maka akan menyebabkan umur komponen pendek. (Mitsubishi Heavy Industries. 2004. Mechanical Gas Turbine Maintenance Vol 1)

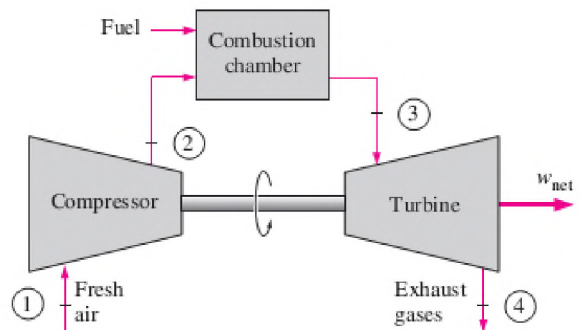


Gambar 2.11 Combustor Inspection

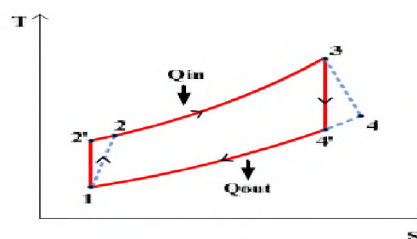
Siklus Brayton

Siklus Brayton merupakan siklus daya gas yang ditemukan oleh George Brayton pada tahun 1870 untuk mesin pembakaran minyak bolak-balik. Pada saat ini banyak digunakan pada mesin turbin gas dimana proses kompresi dan ekspansi berlangsung dengan putaran mesin. Udara lingkungan dihisap oleh kompresor, kemudian suhu dan tekanannya dinaikkan. Udara bertekanan tinggi hasil kompresi di masukkan kedalam ruang pembakaran sebagai campuran bahan bakar, di mana bahan bakar dibakar pada tekanan konstan. Gas hasil pembakaran dengan temperature tinggi kemudian di masukkan ke turbin gas, untuk menghasilkan putaran. (Yunus A. Cengel, Michael A. Boles)

(Cengel, Yunus A. dan Michael A. Boles. 2006. Thermodynamics an Engineering Approach 5th edition. New York: McGraw Hill. Hal 508)

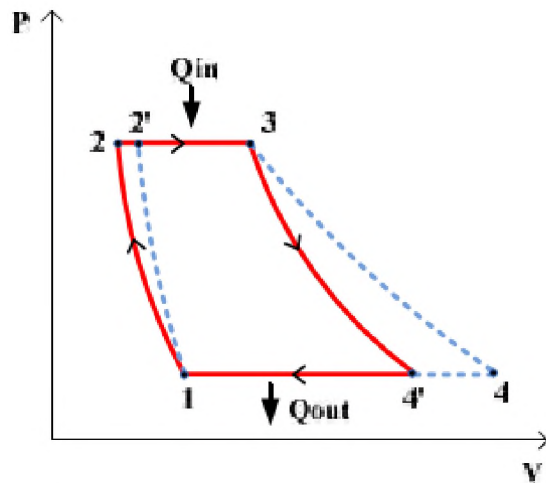


Gambar 2.12 Urutan Siklus Brayton



Gambar 2.13 T-S Diagram dan P-V Diagram Keterangan:

1 – 2' – 3 – 4' = Proses turbin gas ideal



1 – 2 – 3 – 4 = Proses turbin gas aktual

Penjelasan Siklus Brayton Ideal:

1 – 2 Proses Kompresi Isentropik pada kompresor

$$\frac{T_2'}{T_1} = \left(\frac{P_2'}{P_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}$$

(Yunus A Cengel, Michael A Boles, 2006)

Persamaan untuk menghitung kerja kompresor (W_k)

$$W_k = \dot{m}_u(h_2 - h_1)$$

(Meherwan P. Boyce, 1995)

2 – 3 Proses Pembakaran

$$P_{r3} = P_{r4} \left(\frac{P_3}{P_4}\right)$$

Persamaan untuk menghitung panas masuk ruang bakar (Q_{in})

$$Q_{in} = \dot{m}_g(h_3 - h_2)$$

Dimana : $\dot{m}_g = \dot{m}_u + \dot{m}_{bb}$

3 – 4 Proses Ekspansi

Persamaan untuk menghitung temperatur keluar turbin teoritis (T_4')

$$T_4' = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{(K-1)}{K}}$$

Persamaan untuk menghitung kerja turbin (W_t)

Untuk spesifik konstan

$$W_t = \dot{m}_g C_{p_g}(T_3 - T_4)$$

Untuk variasi spesifik heat

$$W_t = \dot{m}_g(h_3 - h_4)$$

4 – 1 Proses Pembuangan

Untuk menghitung efisiensi thermal siklus brayton (η_{th}) dari daya mekaniknya

$$\eta_{th} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} \times 100 \%$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}_g C_{p_g}(T_3 - T_2) - \dot{m}_g C_{p_g}(T_4 - T_1)}{\dot{m}_g C_{p_g}(T_3 - T_2)} \times 100 \%$$

$$\eta_{th} = \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \times 100 \%$$

(Wiranto Arismunandar, 1988)

Untuk menghitung efisiensi thermal efektif (η_{te}) dari daya listriknya

$$\eta_{te} = \frac{P_{out}}{Nkbb \times \dot{m}_{bb}} \times 100 \%$$

Untuk menghitung efisiensi kompresor (η_c)

$$\eta_c = \frac{T_1 + 273,15}{(T_2 - T_1)} \times \left[\left(\frac{PCS + P_a}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

× 100 %

(Mitsubishi Heavy Industries, 2004)

Keterangan : PCS = P_2

$P_a = P_1$

Untuk menghitung efisiensi pembakaran ($\eta_{pembakaran}$)

$$\eta_{pembakaran} = \frac{\dot{m}_g h_3}{(\dot{m}_{bb} \times HHV) + (\dot{m}_u \times h_2)} \times 100 \%$$

Keterangan : $\dot{m}_g = \dot{m}_u + \dot{m}_{bb}$

Untuk menghitung efisiensi turbin (η_t)

$$\eta_t = \frac{\text{Kerja Turbin Ideal}}{\text{Kerja Turbin Aktual}} \times 100 \%$$

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_4'} \times 100 \%$$

(Yunus A Cengel, Michael A Boles, 2006)

Untuk menghitung *Heat Rate Gas Turbine* (HR_{GT})

Heat rate adalah energi yang dibutuhkan oleh suatu unit pembangkit dalam memproduksi energi listrik 1 kWh.

$$HR_{GT} = \frac{GF_{GAS} \times LHV_{GAS}}{GTKW \times 1000}$$

Keterangan : $GF_{GAS} = \dot{m}_{bb} \times \rho$

(Mitsubishi Heavy Industries, 2004)

III. DATA PENELITIAN

Pengambilan data dilakukan pada saat magang di PT. PLN (PERSERO) Sektor Pembangkitan PLTGU Cilegon tanggal 26 Januari – 26 April 2015. Data yang digunakan pada tugas akhir ini merupakan data turbin gas unit 1 pada bulan April 2014 sebelum overhaul dan Mei 2014 setelah overhaul *combustor inspection* yang ada pada *Central Control Room* (CCR), serta data *performance test* yang dilakukan oleh bidang Enjinerig PLTGU Cilegon.

Tabel 3.1 Data Operasi Turbin Gas Sebelum Overhaul

Tanggal	Beban (MW)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₄ (°C)	P ₂ (kg/cm ²)	\dot{m}_{bb} (Nm ³ /h)	k
4/10/2014 17:35	220	30	444,57	600,01	15,29	62558,21	1,4
4/10/2014 12:32	225	30	446,08	607,47	15,46	64021,56	1,4
4/10/2014 11:42	230	30	448,49	616,78	15,68	65120,04	1,4

Tabel 3.2 Data Operasi Turbin Gas Setelah Overhaul

Tanggal	Beban (MW)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₄ (°C)	P ₂ (kg/cm ²)	\dot{m}_{bb} (Nm ³ /h)	k
5/20/2014 10:43	220	30	439,5	584,48	15,34	62252,36	1,4
5/26/2014 8:53	225	30	441,97	589,76	15,62	63324,14	1,4
5/26/2014 0:00	230	30	442,33	597,1	15,72	64626,64	1,4

Tabel 3.3 Komposisi Bahan Bakar

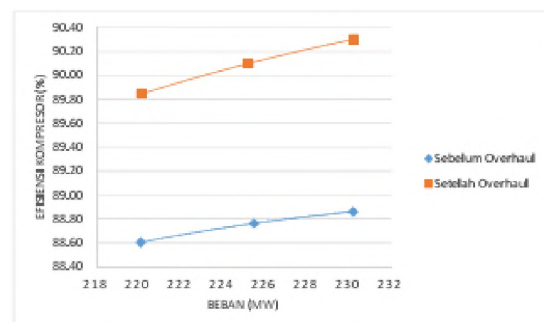
Komposisi	Rumus Kimia	Mol %
Carbon Dioxide	CO ₂	3,339257
Nitrogen	N ₂	0,691325
Methane	CH ₄	88,266808
Ethane	C ₂ H ₆	3,747530
Propane	C ₃ H ₈	2,427617
n-Butane	C ₄ H ₁₀	0,457566
i-Butane	C ₄ H ₁₀	0,7219
i-Pentane	C ₅ H ₁₂	0,237758
n-Pentane	C ₅ H ₁₂	0,024690
n-Hexane	C ₆ H ₁₄	0,085529

Tabel 3.4 Data Air Fuel Ratio

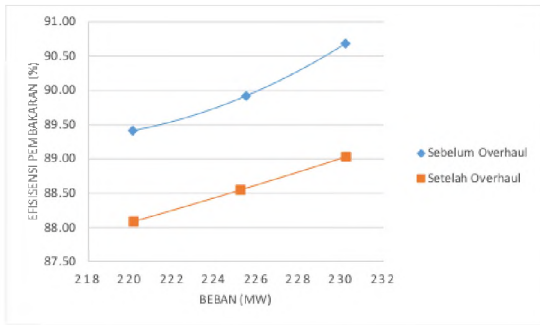
Beban (MW)	AFR
220	1 : 41,3
225	1 : 41
230	1 : 40,7

IV. ANALISA DATA

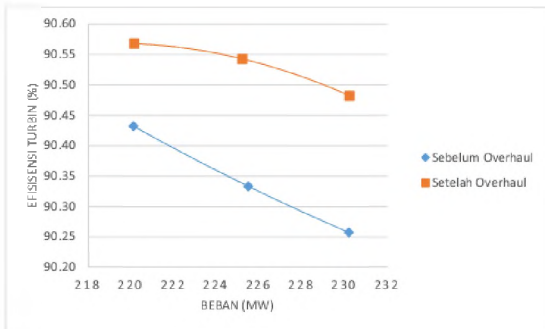
Dari hasil table hasil perhitungan diatas dapat dibuat grafik sebagai berikut:



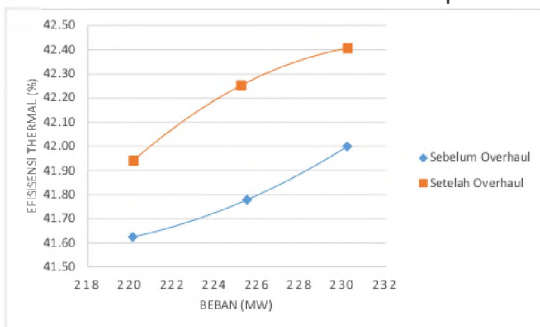
Gambar 4.2 Grafik Efisiensi Kompresor Terhadap Beban



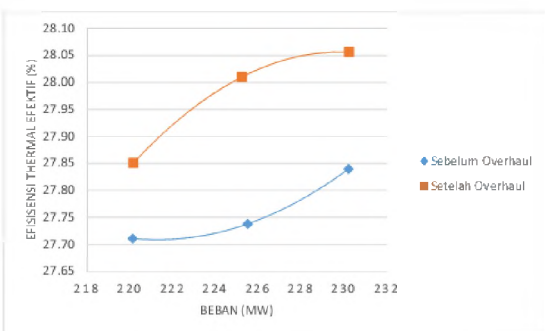
Gambar 4.5 Grafik Efisiensi Pembakaran Terhadap Beban



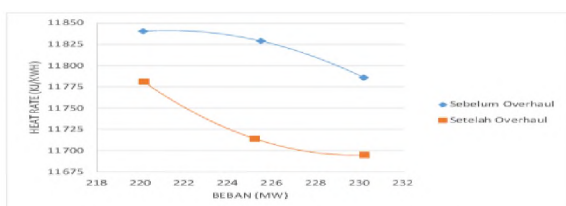
Gambar 4.6 Grafik Efisiensi Turbin Gas Terhadap Beban



Gambar 4.8 Grafik Efisiensi Thermal Siklus Brayton Terhadap Beban



Gambar 4.9 Grafik Efisiensi Thermal Efektif Terhadap Beban



Gambar 4.10 Grafik Heat Rate Terhadap Beban

V. PEMBAHASAN

Kompresor

Berdasarkan grafik 4.2 terlihat efisiensi kompresor setelah overhaul mengalami kenaikan dibandingkan dengan sebelum overhaul. Kenaikan efisiensi kompresor setelah overhaul dipengaruhi oleh menurunnya temperatur keluar kompresor (T_2) dan naiknya tekanan udara keluar kompresor (P_2).

Ruang Bakar

Berdasarkan grafik 4.5 terlihat bahwa untuk beban yang sama nilai efisiensi pembakaran setelah overhaul menurun dibandingkan dengan sebelum dilakukan overhaul. Hal tersebut dipengaruhi oleh nilai enthalpi (h_3) yang menurun karena temperatur masuk turbin (T_3) lebih kecil, dan jumlah pemakaian bahan bakar untuk beban yang sama setelah overhaul lebih sedikit dibandingkan dengan sebelum dilakukan overhaul atau bisa dikatakan setelah overhaul menjadi hemat bahan bakar. Dari *trendline* grafik terlihat bahwa seiring dengan meningkatnya beban turbin gas maka efisiensi pembakarannya akan semakin besar pula.

Turbin

Berdasarkan grafik 4.6 terlihat bahwa setelah dilakukan overhaul efisiensi turbin meningkat dibandingkan dengan sebelum overhaul. Hal tersebut dipengaruhi entalpi *outlet* turbin (h_4) yang semakin kecil setelah overhaul.

Efisiensi Thermal Siklus Brayton

Berdasarkan grafik 4.8 terlihat bahwa efisiensi thermal siklus brayton setelah overhaul meningkat dibandingkan dengan sebelum dilakukan overhaul. Besarnya nilai

PERBANDINGAN HASIL PERHITUNGAN SEBELUM DAN SETELAH OVERHAUL COMBUSTOR INCEPTION							
PARAMETER	UNIT	SEBELUM OVERHAUL			SETELAH OVERHAUL		
		220 MW	225 MW	230 MW	220 MW	225 MW	230 MW
Efisiensi Kompresor (η_c)	%	88,61	88,76	88,86	89,85	90,10	90,30
Kerja Kompresor (W_k)	MW	241,162	245,940	249,830	236,926	240,759	244,135
Panas Masuk RB (Q_m)	MW	656,704	678,510	699,840	637,970	654,719	674,499
Efisiensi Pembakaran (η_{pemb})	%	89,42	89,92	90,69	88,09	88,55	89,03
Efisiensi Turbin (η_t)	%	90,43	90,33	90,26	90,57	90,54	90,48
Kerja Turbin (W_t)	MW	558,495	574,803	590,492	547,027	561,001	574,967
Efisiensi Thermal Siklus Brayton (η_{tb})	%	41,63	41,78	42,00	41,94	42,25	42,41
Efisiensi Thermal Efektif (η_{te})	%	27,71	27,74	27,84	27,85	28,01	28,06
Heat Rate (HR_{GT})	kJ/kWh	11840,55	11828,94	11785,71	11781,06	11714,1	11694,89
Konsumsi Bahan Bakar (m_{bb})	Nm ³ /h	62558,21	64021,56	65120,04	62252,36	63324,14	64626,64

efisiensi thermal dipengaruhi oleh panas masuk dan panas keluar yang dilihat pada T-S diagram siklus brayton. Pada *trendline* gambar 4.7 semakin besar beban turbin gas maka akan semakin besar pula efisiensi siklus brayton.

Efisiensi Thermal Efektif

Berdasarkan grafik 4.9 terlihat efisiensi thermal efektif setelah overhaul meningkat dibandingkan sebelum overhaul. Hal tersebut dipengaruhi oleh laju aliran massa bahan bakar yang digunakan untuk beban sama setelah overhaul lebih sedikit dibandingkan dengan sebelum overhaul. *Trendline* grafik juga menunjukkan bahwa semakin besar beban yang dibangkitkan maka nilai efisiensi thermal efektif akan semakin besar pula.

Heat Rate

Berdasarkan grafik 4.10 terlihat setelah overhaul heat rate turbin lebih bagus ditunjukkan dengan menurunnya *heat rate* dibandingkan sebelum overhaul. Hal tersebut dipengaruhi oleh pemakaian bahan bakar untuk beban sama lebih sedikit setelah overhaul, pemakaian bahan bakar lebih sedikit dipengaruhi oleh hilangnya pengotor (*fouling*) yang menghambat putaran pada kompresor dan turbin setelah dilakukan overhaul. Sehingga kerja turbin dan

kompresor menjadi lebih ringan dan pemakaian bahan bakar lebih sedikit.

Konsumsi Bahan Bakar

Berdasarkan grafik 4.11 terlihat bahwa konsumsi bahan bakar untuk beban yang sama setelah overhaul lebih sedikit dibandingkan sebelum overhaul. Dalam *trendline* grafik menunjukkan bahwa semakin besar beban suatu turbin gas maka bahan bakar yang digunakan akan semakin banyak pula.

VI. PENUTUP

1. Efisiensi kompresor setelah overhaul mengalami kenaikan dibandingkan dengan sebelum dilakukan overhaul. Semakin besar beban maka efisiensi kompresor naik. Kenaikan efisiensi kompresor tertinggi sebesar 1,44 % pada beban 230 MW. Kerja kompresor setelah dilakukan overhaul lebih baik karena untuk beban sama kerja yang diperlukan kompresor lebih ringan. Kerja kompresor paling efisien menghemat 5,695 MW saat beban 230 MW.
2. Efisiensi pembakaran setelah overhaul mengalami penurunan dibandingkan sebelum overhaul. Hal tersebut dipengaruhi oleh temperatur *inlet* turbin (T_3) lebih kecil dibandingkan sebelum overhaul yang mempengaruhi nilai entalpi (h_3), dan lebih hemat bahan bakar. Selisih efisiensi pembakaran tertinggi sebesar

- 1,74 % pada beban 230 MW. Panas masuk ruang bakar setelah overhaul mengalami penurunan dibandingkan sebelum overhaul. Hal tersebut dipengaruhi oleh laju aliran massa gas untuk beban yang sama setelah overhaul lebih sedikit.
3. Efisiensi turbin setelah overhaul mengalami kenaikan dibandingkan dengan sebelum overhaul. Hal tersebut dipengaruhi oleh entalpi *outlet* turbin (h_4) yang semakin kecil. Selisih peningkatan efisiensi turbin tertinggi sebesar 0,23 % pada beban 230 MW. Kerja turbin untuk beban sama setelah overhaul lebih baik dibandingkan sebelum overhaul, karena untuk membangkitkan daya yang sama tidak memerlukan kerja turbin yang terlalu besar. Hal tersebut dipengaruhi menurunnya enthalpi *outlet* turbin (h_4), dan dipengaruhi oleh laju aliran massa gas yang lebih sedikit setelah overhaul. Kerja turbin paling efisien menghemat 15,524 MW pada beban 230 MW.
 4. Efisiensi thermal siklus brayton setelah overhaul mengalami kenaikan dibandingkan dengan sebelum dilakukan overhaul. Selisih kenaikan efisiensi thermal tertinggi sebesar 0,47 % pada beban 225 MW.
 5. Efisiensi thermal efektif setelah overhaul mengalami kenaikan dibandingkan sebelum overhaul. Hal tersebut dipengaruhi oleh jumlah massa bahan bakar. Selisih efisiensi thermal efektif tertinggi sebesar 0,27 % pada beban 225 MW.
 6. *Heat rate* turbin gas setelah overhaul lebih bagus dibandingkan sebelum overhaul ditandai dengan menurunnya *heat rate*. Sehingga energi yang dibutuhkan untuk menghasilkan 1 kWh lebih kecil. Selisih *heat rate* terbesar 114,83 kJ/kWh pada beban 225 MW.
 7. Konsumsi bahan bakar yang diperlukan untuk beban sama setelah overhaul lebih sedikit atau lebih hemat bahan bakar. Penghematan bahan bakar terbesar 697,42 Nm³/h pada beban 225 MW.

DAFTAR PUSTAKA

- 2004. *Gas Turbine M701 F Construction Features Volume 3*. Mitsubishi Heavy Industries
- 2004. *GT Training M701F3pdf*. Mitsubishi Heavy Industries
- 2004. *Plant Description and design Data Volume 1*. Mitsubishi Heavy Industries
- Arismunandar, Wiranto. 1988. *Penggerak Mula Turbin*. Bandung: ITB.
- Arya. 2010. *Gas Turbine Maintenances*. <https://arya1984.wordpress.com/> (10 April 2015)
- Boyce, Meherwan P. 1995. *Gas Turbine Engineering Handbook*. Melbourne: Gulf Proffesional Publishing
- Cengel, Yunus A. dan Michael A. boles. 2006. *Thermodynamics an Engineering Approach, 5th*, New York: MC. Graw-Hill
- Cohen, H, GFC Rogers dan HIH Saravanamutto. 1996. *Gas Turbine Theory*. London: British Library
- Moran, J. R. Simoes. 2012. *Fundamental of Thermodynamics Aplied to Thermal Power Plant*. London: G.F.M. de Souza
- Moran, Michael J. dan Howard N. Shapiro. 1988. *Fundamental of Engineering Thermodynamics*. New York: John Wiley & Sons, Inc.