

ANALISIS PERBANDINGAN PERFORMANSI PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA GAS TM 2500 JAKABARING UNIT 2 DAN UNIT 3 PADA WAKTU BEBAN PUNCAK

***Hendra Dwipayana, M Alf Akbar Baraf**

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Tamansiswa Palembang

*) hrd_dwipayana@yahoo.co.id

ABSTRACT

The need for electricity supply in the city of Palembang is currently increasing, this is due to the rapid economic growth in Palembang city after the ASIAN GAMES 2018 event. One of them is the presence of new LRT transportation modes, and also the Jakabaring sport City integrated sports complex. PLTG Jakabaring itself was built to meet the community's demand for electricity supply at the peak load time between 17.00 WIB - 23.00 WIB. By relying on Compressed Natural Gas (CNG) of 3000 MMBTU per day PLTG Jakabaring is unable to operate 24 hours continuously, and is only operated to meet electricity needs at peak load times. Before calculating Jakabaring unit 2 and unit 3 gas turbine performance, data collection was carried out for 2 weeks at each point in the gas turbine cycle. Next, Jakabaring unit 2 and unit 3 gas turbine performance will be calculated. The performance that will be calculated include the compressor power, turbine power, net power, specific fuel consumption (SFC), back work ratio, compressor efficiency, turbine efficiency, and cycle efficiency. After calculation, it can be concluded that unit 2 is the most efficient unit and the use of specific fuel is lower than unit 3

Keywords: Gas turbine, peak load time, gas turbine performance, gas turbine efficiency

ABSTRAK

Kebutuhan pasokan listrik di kota Palembang saat ini semakin meningkat, hal ini disebabkan oleh pesatnya pertumbuhan ekonomi di kota Palembang pasca perhelatan ASIAN GAMES 2018. Salah satunya dengan kehadiran moda transportasi baru LRT, dan juga kompleks olahraga terpadu Jakabaring sport City. PLTG Jakabaring sendiri dibangun untuk memenuhi kebutuhan masyarakat akan pasokan listrik di Waktu Beban Puncak antara pukul 17.00 WIB - 23.00 WIB. Dengan mengandalkan Compressed Natural Gas (CNG) sebesar 3000 MMBTU perharinya PLTG Jakabaring tidak mampu beroperasi kontinyu 24 jam, dan hanya dioperasikan untuk memenuhi kebutuhan listrik di Waktu beban puncak. Sebelum menghitung performansi turbin gas Jakabaring unit 2 dan unit 3, terlebih dahulu dilakukan pengumpulan data selama 2 minggu pada masing - masing titik di siklus turbin gas. Selanjutnya akan dihitung performansi turbin gas Jakabaring unit 2 dan unit 3. performansi yang akan dihitung meliputi adalah daya kompressor, daya turbin, daya bersih, konsumsi bahan bakar spesifik (SFC), back work ratio, Efisiensi kompressor, efisiensi turbin, dan efisiensi siklus. Setelah dilakukan perhitungan dapat disimpulkan bahwa unit 2 adalah unit yang paling efisien dan pemakaian bahan bakar spesifik lebih rendah dibandingkan dengan unit 3

Kata Kunci : Turbin gas, Waktu Beban puncak, Performansi Turbin gas, Efisiensi Turbin gas

1. LATAR BELAKANG

Kebutuhan pasokan listrik di kota Palembang saat ini semakin meningkat, hal ini disebabkan oleh pesatnya pertumbuhan ekonomi di kota Palembang. Salah satunya dengan kehadiran moda transportasi baru LRT (*Light Rail Transit*), dan juga Komplek Olahraga Terpadu Jakabaring Sport City. Selain itu juga bertambahnya jumlah pembangunan hotel, restoran, cafe,

dan pertokoan pasca perhelatan Asian Games 2018 membuat pemakaian listrik di kota Palembang meningkat. Kebutuhan listrik disaat Waktu Beban puncak untuk kota Palembang sendiri berkisar antara 450MW-500MW, dan beban puncak kebutuhan listrik di provinsi Sumatera Selatan berkisar anantara 1000MW-1200MW.

Di provinsi Sumatera Selatan sendiri terdapat banyak sumur-sumur gas alam, akan tetapi karena banyaknya perusahaan yang mengelola maupun memerlukan pasokan gas tersebut maka untuk PLTG Jakabaring sendiri hanya menggunakan gas lebih (*Make up*) 3000 MMBTU perharinya. Dengan pasokan gas yang terbatas maka untuk pengoperasian PLTG Jakabaring sendiri hanya dilakukan ketika Waktu Beban Puncak sore hari antara pukul 17.00 WIB - 23.00WIB.

Waktu beban puncak adalah waktu dimana pemakaian listrik sedang berada di puncaknya. Waktu beban puncak terjadi yaitu antara pukul 17.00 WIB sampai dengan 23.00 WIB. Di antara waktu tersebut pemakaian listrik memang sedang di puncaknya dikarenakan konsumen rumah tangga sudah berada dirumah dan melakukan aktifitas yang tak terlepas dari pemakaian peralatan yang membutuhkan sumber listrik. Waktu beban puncak berakhir di jam 23.00 WIB ketika konsumen rumah tangga sudah mematikan semua lampu dan peralatan rumah tangga dan beristirahat malam hari atau tidur.

Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) merupakan pembangkit Listrik yang memanfaatkan gas yang dipanaskan untuk memutar turbin dan generator melalui energi aliran, dengan menghubungkan kompressor, turbin dan generator pada satu poros. PLTG sendiri memiliki konstruksi yang jauh lebih simpel dibandingkan dengan PLTD, PLTU, PLTGU, maupun PLTN. Selain itu keuntungannya adalah lebih mudah dalam pemasangannya, proses kerjanya tidak ruwet, dan juga memiliki dimensi yang kecil.

2. TEORI DASAR

2.1. Pengertian turbin gas

Turbin adalah mesin penggerak mula dimana fluida kerjanya yang menghasilkan energi kinetis diarahkan langsung ke sudu turbin untuk mendapatkan energi mekanis. Fluida kerjanya dapat berupa air, udara panas, ataupun uap air

Turbin gas adalah mesin penggerak mula yang menggunakan gas bertekanan tinggi sebagai fluida kerjanya. Turbin gas bekerja dengan cara merubah energi kinetik pada gas bertekanan tinggi tersebut menjadi energi mekanik yang akan menggerakkan sudu-sudu turbin yang terdapat pada poros. Turbin gas merupakan salah satu komponen dari suatu sistem turbin gas yang paling sederhana, terdiri dari tiga komponen utama yaitu kompressor, ruang bakar, dan juga turbin gas. Oleh sebab itu didalam sistem turbin gas terjadi tiga proses pokok untuk memproduksi energi yaitu :

1. Proses kompresi udara
2. Proses pembakaran udara-bahan bakar
3. Proses eksperimen gas hasil pembakaran.

A. Klasifikasi Turbin Gas

Secara umum turbin gas dapat diklasifikasikan menjadi 2 (dua) bagian, yaitu:

1. Turbin Impuls
2. Turbin Reaksi

B. Klasifikasi Sistem Turbin Gas Berdasarkan Konstruksinya

1. Turbin gas Berporos Tunggal (*Single Shaft*)

Turbin gas ini hanya memiliki satu poros saja, tetapi pada poros tersebut terdapat beberapa komponen utama turbin gas. Seperti sudu turbin dan sudu kompresor. Jenis ini yang paling banyak digunakan di industri pembangkit listrik selain karena lebih simpel turbin jenis ini daya beban torsi konstan.

2. Turbin Gas Berporos Ganda (*Multi shaft*)

Turbin jenis ini digunakan untuk menahan beban torsi yang bervariasi. Poros pertama turbin dikopel langsung dengan poros aksial. Turbin dengan tekanan tinggi berfungsi untuk menggerakkan kompresor, mensuplai gas panas untuk masuk ke turbin tekanan rendah. Turbin tekanan rendah untuk memutar generator listrik.

C. Klasifikasi Turbin Gas Menurut Arah Alirannya

1. Turbin *Axial*

Disebut turbin axial karena arah aliran fluida kerjanya sejajar dengan poros turbin. Penggunaan turbin gas axial dapat ditemukan pada pembangkit tenaga listrik

2. Turbin *Radial*

Disebut turbin radial karena arah aliran gas tegak lurus terhadap poros turbin. Dapat ditemukan penggunaannya pada pesawat kecil.

D. Siklus - siklus pada Turbin Gas

1) **Siklus Ericson**

Merupakan siklus mesin kalor yang dapat balik (*reversible*) yang terdiri dari dua proses isoteris dapat balik (*reversible isothermic*) dan dua proses isobarik dapat balik (*reversible isobaric*). Proses perpindahan panas pada proses isobarik berlangsung di dalam komponen siklus internal (regenerator), dimana efisiensi termalnya adalah :

$$\eta_{th} = \frac{T_3 - T_1}{T_3}$$

2) **Siklus Stirling**

Merupakan siklus mesin kalor dapat balik, yang terdiri dari dua proses isoteris dapat balik (isothermal reversible) dengan volume tetap (isovolum) Efisiensi termalnya sama dengan efisiensi termal pada siklus Ericson.

3) **Siklus Bryton**

Siklus ini merupakan siklus daya termodinamika ideal untuk turbin gas, sehingga saat ini siklus ini yang sangat populer digunakan oleh pembuat mesin turbine atau manufacturer dalam analisa untuk up-grading performance. Siklus Brayton ini terdiri dari proses kompresi isentropik yang diakhiri dengan proses pelepasan panas pada tekanan konstan.

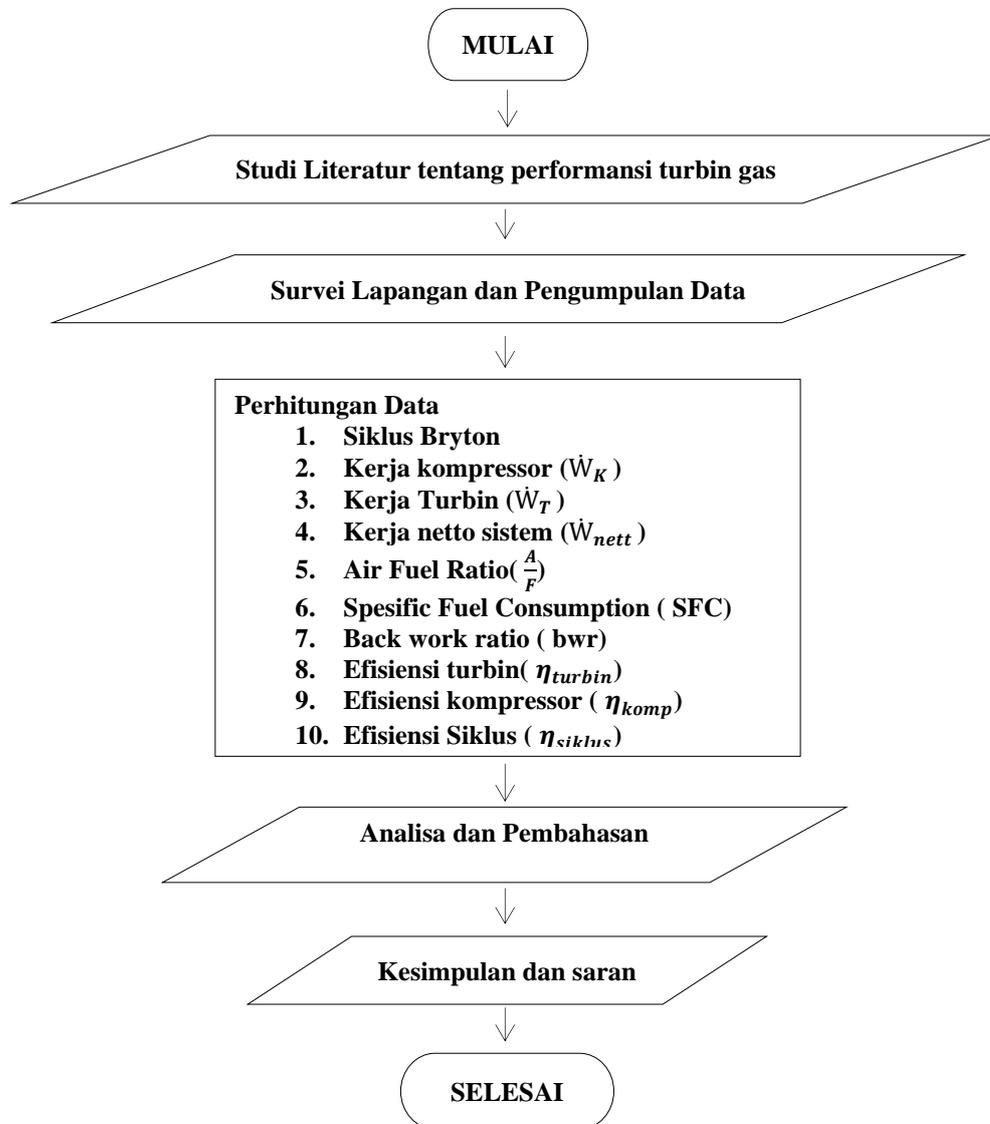
3. METODE PENELITIAN

3.1. Alat dan Bahan

Penelitian ini menggunakan alat dan bahan antara lain:

1. Manual Book PLTG Jakabaring
2. Logsheets Turbin Gas Unit 2
3. Data report Central Control Room
4. Tabel konversi satuan

3.2. Prosedur penelitian



Gambar 1. Diagram Alir Penelitian

4. ANALISA HASIL PENELITIAN

4.1. Perhitungan data PLTG Unit 2 minggu pertama

Rumus untuk mencari massa bahan bakar udara adalah sebagai berikut:

$$\dot{m}_{\text{udara}} = A/F \times \dot{m}_{\text{bb}}$$

Untuk mendapatkan harga dari \dot{m}_{bb} maka dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\dot{m}_{\text{bb}} = \text{fuel gas flow} \times r_{\text{bahanbakar}}$$

Berdasarkan data komposisi bahan bakar, didapat harga Specific gravity bahan bakar yaitu sebesar 0.6636 pada kondisi 14.7 psi. Massa jenis bahan bakar dapat dihitung dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} r_{\text{udara}} &= 1,2 \text{ kg/m}^3 \text{ dalam } 14.7 \text{ psi} \\ r_{\text{bb}} &= \text{Specific Gravity} \times r_{\text{udara}} \\ &= 0.6636 \times 1,2 \text{ kg/m}^3 \\ &= 0.79632 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan r_{bb} maka harga \dot{m}_{bb} dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Q_{\text{bb}} &= 2560 \text{ SCFM} \\ &= 4108,8 \text{ Nm}^3/\text{hr} \\ &= 4,1088 \text{ kNm}^3/\text{hr} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{bb}} &= Q_{\text{bb}} \times r_{\text{bb}} \\ &= 4,10 \text{ kNm}^3/\text{h} \times 0.79632 \text{ kg/m}^3 \times \text{h}/3600\text{s} \times 1000/\text{k} \\ &= 0,906 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Untuk mendapatkan laju aliran massa udara \dot{m}_{udara} , maka terlebih dahulu dicari Air Fuel Ratio A/F dengan perhitungan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{Gt}} &= (\dot{W}_{\text{T}} - \dot{W}_{\text{K}}) \\ &= \frac{\dot{W}_{\text{gen}}}{\eta_{\text{gen}}} \end{aligned}$$

$$\frac{\dot{W}_{\text{gen}}}{\eta_{\text{gen}}} = (\dot{m}_{\text{bb}} + \dot{m}_{\text{udara}}) (h_3 - h_4) - \dot{m}_{\text{udara}} (h_2 - h_1)$$

$$\frac{16.1 \text{ MW}}{0.983} = \left[1 + \left(\frac{A}{F} \right) \right] \dot{m}_{\text{bb}} (h_3 - h_4) - \left(\frac{A}{F} \right) \dot{m}_{\text{bb}} (h_2 - h_1)$$

$$\frac{16.1 \text{ MW}}{0.983} = \left[1 + \left(\frac{A}{F} \right) \right] 0,906 \text{ kg/s} (2259,50 \text{ kJ/kg} - 1320,78 \text{ kJ/kg}) - \left(\frac{A}{F} \right) 0,906 \text{ kg/s} (720,84 \text{ kJ/kg} - 316,86 \text{ kJ/kg})$$

$$16276,70 \text{ KW} = \left[1 + \left(\frac{A}{F} \right) \right] 0,906 \text{ kg/s} \times (938,72 \text{ kJ/kg}) - \left(\frac{A}{F} \right) 0,906 \text{ kg/s} \times (403,98 \text{ kJ/kg})$$

$$16276,70 \text{ KW} = \left[1 + \left(\frac{A}{F} \right) \right] 850,48 \text{ kJ/s} - \left(\frac{A}{F} \right) 366,00 \text{ kJ/s}$$

$$16276,70 \text{ KW} = 850,48 \text{ kJ/s} - 366,00 \text{ kJ/s} \times \left(\frac{A}{F} \right)$$

$$\left(\frac{A}{F} \right) = \frac{16276,70 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} + 850,48 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{366,00 \text{ kJ/s}}$$

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{17\,127,18 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{366,00 \text{ kJ/s}}$$

$$\left(\frac{A}{F}\right) = 46,795$$

Dari hasil perhitungan maka harga \dot{m}_{udara} dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{udara}} &= A/F \times \dot{m}_{\text{bahanbakar}} \\ &= 46,795 \times 0,906 \text{ kg/s} \\ &= 42,396 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

4.2. Perhitungan Data Entalpi PLTG Unit 2 minggu pertama

a) Entalpi h_1

Pada Temperatur 108 F atau sama dengan 315.37 K, h_1 dapat dicari dengan cara sistem interpolasi menggunakan tabel gas ideal A-22:

$$T_1 = 315.37 \text{ K}$$

$$\begin{aligned}h_1 &= \frac{h_{\text{atas}} - h_{\text{bawah}}}{T_{\text{atas}} - T_{\text{bawah}}} \times (T_1 - T_{\text{bawah}}) + h_{\text{bawah}} \\ &= \left(\frac{320.29 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 315.27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{320 \text{ K} - 315 \text{ K}} \right) \times (315.37 \text{ K} - 315 \text{ K}) + 315.27 \text{ kJ/kg} \\ &= 316.861 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

b) Entalpy h_2

Pada Temperatur 813 F atau sama dengan 707.03 K, h_2 dapat dicari dengan cara sistem interpolasi menggunakan tabel gas ideal A-22:

$$T_2 = 707.03 \text{ K}$$

$$\begin{aligned}h_2 &= \frac{h_{\text{atas}} - h_{\text{bawah}}}{T_{\text{atas}} - T_{\text{bawah}}} \times (T_2 - T_{\text{bawah}}) + h_{\text{bawah}} \\ &= \left(\frac{724.04 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 713.27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{710 \text{ K} - 700 \text{ K}} \right) \times (707.03 \text{ K} - 700 \text{ K}) + 713.27 \text{ kJ/kg} \\ &= 720.841 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Karena pada proses 2 ini berlangsung proses kompresi isentropik maka:

$$\begin{aligned}P_1 &= 14.7 \text{ Psi} \\ &= 101.3 \text{ kPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}P_2 &= 225 \text{ Psi} \\ &= 1551.3 \text{ kPa}\end{aligned}$$

Rasio Kompresi (r_p)

$$\begin{aligned} r_p &= \frac{P_2}{P_1} \\ &= \frac{1551,3 \text{ kPa}}{101,3 \text{ kPa}} \\ &= 15,3139 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{2s} &= T_1 (r_p)^{\frac{k-1}{k}} \\ &= 315,37 \text{ K} (15,3139)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \\ &= 670,79 \text{ K} \end{aligned}$$

c) **Entalpy h_3**

Dengan nilai $C_p = 2.08605 \text{ kJ/kg}$

dan nilai

$$T_3 = 1490 \text{ F atau } 1083,15 \text{ K}$$

maka h_3 dapat dicari dengan cara

$$\begin{aligned} h_3 &= C_p \times T_3 : \\ h_3 &= C_p \times T_3 \\ &= 2,08605 \text{ kJ/kg} \times 1083,15 \text{ K} \\ &= 2259,505 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

d) **Entalpy h_4**

Dengan nilai $C_p = 2.08605 \text{ kJ/kg}$

dan nilai

$$T_4 = 680 \text{ F atau } 633,15 \text{ K}$$

maka h_3 dapat dicari dengan cara

$$h_3 = C_p \times T_4 :$$

$$\begin{aligned} h_4 &= C_p \times T_4 \\ &= 2.08605 \text{ kJ/kg} \times 633,15 \text{ K} \\ &= 1320,782 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Karena pada proses 4 ini berlangsung proses kompresi isentropik maka:

$$\begin{aligned} T_{4s} &= T_3 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ &= 1083,15 \text{ K} \left(\frac{101,3 \text{ kPa}}{1551,3 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \\ &= 1083,15 \text{ K} \times 0,23 \\ &= 258,87 \text{ K} \end{aligned}$$

4.3. Perhitungan performansi Turbin gas PLTG Unit 2 Minggu pertama

a) **Kerja kompressor**

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{kompressor}} &= \dot{m}_{\text{udara}} \times (h_2 - h_1) \\ &= 42,396 \text{ kg/s} \times (720,841 \text{ kJ/kg} - 316,861 \text{ kJ/kg}) \\ &= 17127,13 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

b) **Kerja Turbin**

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{turbin}} &= (\dot{m}_{\text{udara}} + \dot{m}_{\text{bb}}) \times (h_3 - h_4) \\ &= (42,396 \text{ kg/s} + 0,906 \text{ kg/s}) \times (2259,50 \text{ kJ/kg} - 1320,78 \text{ kJ/kg}) \\ &= 40648,45 \text{ kJ/s}\end{aligned}$$

c) **Kerja Netto (\dot{W}_{netto})**

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{netto}} &= \dot{W}_{\text{turbin}} - \dot{W}_{\text{kompresor}} \\ &= 40648,45 \text{ kJ/s} - 17127,13 \text{ kJ/s} \\ &= 23521,32 \text{ kJ/s}\end{aligned}$$

d) **Specific Fuel Consumption (SFC)**

$$\begin{aligned}\text{SFC} &= \frac{\dot{m}_{\text{bb}}}{\dot{W}_{\text{netto}}} \\ &= \frac{0,906 \text{ kg/s} \times 3600 \text{ s/h}}{23521,32 \text{ kJ/s}} \\ &= 0,138 \text{ kg/kWh}\end{aligned}$$

e) **Back Work Ratio (BWR)**

$$\begin{aligned}\text{BWR} &= \frac{\dot{W}_{\text{kompresor}}}{\dot{W}_{\text{turbin}}} \\ &= \frac{17127,13 \text{ kJ/s}}{40648,45 \text{ kJ/s}} \times 100\% \\ &= 42,13 \%\end{aligned}$$

f) **Efisiensi Kompresor**

$$\begin{aligned}\eta_{\text{kompresor}} &= \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \times 100\% \\ &= \frac{670,79 \text{ K} - 315,37 \text{ K}}{707,03 \text{ K} - 315,37 \text{ K}} \times 100\% \\ &= 90,7 \%\end{aligned}$$

g) **Efisiensi Turbin**

$$\begin{aligned}\eta_{\text{turbin}} &= \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \times 100\% \\ &= \frac{1083,15 \text{ K} - 633,15 \text{ K}}{1083,15 \text{ K} - 258,87 \text{ K}} \times 100\% \\ &= 54,5 \%\end{aligned}$$

h) **Efisiensi Siklus**

Untuk perhitungan efisiensi siklus, kita terlebih dahulu harus mencari besar panas yang masuk ke dalam turbin (Q_{in}). Dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}Q_{\text{in}} &= \text{LHV} \times \dot{m}_{\text{bb}} \\ &= 46364,78 \text{ kJ/kg} \times 0,906 \text{ kg/s} \\ &= 42006,49 \text{ kJ/s}\end{aligned}$$

Selanjutnya mencari harga efisiensi siklus dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\eta_{\text{siklus}} &= \frac{W_{\text{netto}}}{Q_{\text{in}}} \times 100\% \\ &= \frac{23521,32 \text{ kJ/s}}{42006,49 \text{ kJ/s}} \times 100 \% \\ &= 55,99 \%\end{aligned}$$

4.4. Perhitungan data PLTG Unit 3 (minggu pertama)

Perhitungan mencari massa bahan bakar udara adalah sebagai berikut:

$$\dot{m}_{\text{udara}} = A/F \times \dot{m}_{\text{bb}}$$

Untuk mendapatkan harga dari \dot{m}_{bb} maka dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\dot{m}_{\text{bb}} = \text{fuel gas flow} \times \rho_{\text{bahanbakar}}$$

Berdasarkan data komposisi bahan bakar, didapat harga Specific gravity bahan bakar yaitu sebesar 0.6636 pada kondisi 14.7 psi. Massa jenis bahan bakar dapat dihitung dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\rho_{\text{udara}} &= 1,2 \text{ kg/m}^3 \text{ dalam } 14.7 \text{ psi} \\ \rho_{\text{bb}} &= \text{Specific Gravity} \times \rho_{\text{udara}} \\ &= 0.6636 \times 1,2 \text{ kg/m}^3 \\ &= 0.79632 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan ρ_{bb} maka harga \dot{m}_{bb} dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}Q_{\text{bb}} &= 2703 \text{ SCFM} \\ &= 4263 \text{ Nm}^3/\text{hr} \\ &= 4,2630 \text{ kNm}^3/\text{hr}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{bb}} &= Q_{\text{bb}} \times \rho_{\text{bb}} \\ &= 4,26 \text{ kNm}^3/\text{h} \times 0.79632 \text{ kg/m}^3 \times \text{h}/3600\text{s} \times 1000/\text{k} \\ &= 0,942 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Untuk mendapatkan laju aliran massa udara \dot{m}_{udara} , maka terlebih dahulu dicari Air Fuel Ratio A/F dengan perhitungan sebagai berikut:

$$\dot{W}_{\text{Gt}} = (\dot{W}_{\text{T}} - \dot{W}_{\text{K}}) = \frac{\dot{W}_{\text{gen}}}{\eta_{\text{gen}}}$$

$$\frac{\dot{W}_{\text{gen}}}{\eta_{\text{gen}}} = (\dot{m}_{\text{bb}} + \dot{m}_{\text{udara}}) (h_3 - h_4) - \dot{m}_{\text{udara}} (h_2 - h_1)$$

$$\frac{18,8 \text{ MW}}{0.983} = \left[1 + \left(\frac{A}{F} \right) \right] \dot{m}_{\text{bb}} (h_3 - h_4) - \left(\frac{A}{F} \right) \dot{m}_{\text{bb}} (h_2 - h_1)$$

$$\begin{aligned}\frac{18,8 \text{ MW}}{0.983} &= \left[1 + \left(\frac{A}{F} \right) \right] 0,942 \text{ kg/s} (2272,29 \text{ kJ/kg} - 1355,53 \text{ kJ/kg}) \\ &\quad - \left(\frac{A}{F} \right) 0,942 \text{ kg/s} (755,03 \text{ kJ/kg} - 310,04 \text{ kJ/kg})\end{aligned}$$

$$19125,12 \text{ KW} = \left[1 + \left(\frac{A}{F} \right) \right] 0,942 \text{ kg/s} \times (916,76 \text{ kJ/kg}) - \left(\frac{A}{F} \right) 0,906 \text{ kg/s} \times (444,99 \text{ kJ/kg})$$

$$19125,12 \text{ KW} = \left[1 + \left(\frac{A}{F} \right) \right] 863,58 \text{ kJ/s} - \left(\frac{A}{F} \right) 403,16 \text{ kJ/s}$$

$$19125,12 \text{ KW} = 863,58 \text{ kJ/s} - 403,16 \text{ kJ/s} \times \left(\frac{A}{F} \right)$$

$$\left(\frac{A}{F} \right) = \frac{19125,12 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} + 863,58 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{403,16 \text{ kJ/s}}$$

$$\left(\frac{A}{F} \right) = \frac{19988,7 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{403,16 \text{ kJ/s}} = 49,580$$

Dari hasil perhitungan $\left(\frac{A}{F} \right)$ maka harga \dot{m}_{udara} dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{udara}} &= A/F \times \dot{m}_{\text{bahanbakar}} \\ &= 49,580 \times 0,906 \text{ kg/s} \\ &= 44,919 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

4.5. Perhitungan data entalpi PLTG Unit minggu pertama

a) Entalpi h_1

Pada Temperatur 98 F atau sama dengan 309,81 K, h_1 dapat dicari dengan cara sistem interpolasi menggunakan tabel gas ideal A-22:

$$T_1 = 309,81 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} h_1 &= \frac{h_{\text{atas}} - h_{\text{bawah}}}{T_{\text{atas}} - T_{\text{bawah}}} \times (T_1 - T_{\text{bawah}}) + h_{\text{bawah}} \\ &= \left(\frac{310,24 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 305,22 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{310 \text{ K} - 305 \text{ K}} \right) \times (309,81 \text{ K} - 305 \text{ K}) + 305,22 \text{ kJ/kg} \\ &= 1,004 \times 4,81 + 305,22 \text{ kJ/kg} \\ &= 310,049 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

b) Entalpy h_2

Pada Temperatur 870 F atau sama dengan 738,70 K, h_2 dapat dicari dengan cara sistem interpolasi menggunakan tabel gas ideal A-22:

$$T_2 = 738,70 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{h_{\text{atas}} - h_{\text{bawah}}}{T_{\text{atas}} - T_{\text{bawah}}} \times (T_2 - T_{\text{bawah}}) + h_{\text{bawah}} \\ &= \left(\frac{756,44 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 745,62 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{740 \text{ K} - 730 \text{ K}} \right) \times (738,70 \text{ K} - 730 \text{ K}) + 745,62 \text{ kJ/kg} \\ &= 1,082 \times 8,7 + 745,62 \text{ kJ/kg} \\ &= 755,033 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Karena pada proses 2 ini berlangsung proses kompresi isentropik maka:

$$P_1 = 14.7 \text{ Psi} \\ = 101.3 \text{ kPa}$$

$$P_2 = 240 \text{ Psi} \\ = 1654,7 \text{ kPa}$$

Rasio Kompresi (r_p)

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \\ = \frac{1654,7 \text{ kPa}}{101,3 \text{ kPa}} \\ = 16,3346$$

$$T_{2s} = T_1 (r_p)^{\frac{k-1}{k}} \\ = 309,81 \text{ K} \times (16,3346)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \\ = 688,45 \text{ K}$$

c) **Entalpy h_3**

Dengan nilai $C_p = 2.08605 \text{ kJ/kg}$

dan nilai

$$T_3 = 1501 \text{ F atau } 1089.26 \text{ K}$$

maka h_3 dapat dicari dengan cara

$$h_3 = C_p \times T_3 \\ h_3 = C_p \times T_3 \\ = 2,08605 \text{ kJ/kg} \times 1089,28 \text{ K} \\ = 2272,292 \text{ kJ/kg}$$

d) **Entalpy h_4**

Dengan nilai $C_p = 2.08605 \text{ kJ/kg}$

dan nilai

$$T_4 = 710 \text{ F atau } 649,81 \text{ K}$$

maka h_4 dapat dicari dengan cara

$$h_4 = C_p \times T_4 \\ h_4 = C_p \times T_4 \\ = 2.08605 \text{ kJ/kg.K} \times 649,81 \text{ K} \\ = 1355,536 \text{ kJ/kg}$$

Pada proses 4 ini berlangsung proses kompresi isentropik maka:

$$T_{4s} = T_3 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ = 1089,26 \text{ K} \left(\frac{101,3 \text{ kPa}}{1654,7 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \\ = 253,79 \text{ K}$$

4.6. Perhitungan performansi Turbin gas PLTG Unit 3 Minggu pertama

a) *Kerja kompresor*

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{kompresor}} &= \dot{m}_{\text{udara}} \times (h_2 - h_1) \\ &= 44,919 \text{ kg/s} \times (755,033 \text{ kJ/kg} - 310,049 \text{ kJ/kg}) \\ &= 19988,23 \text{ kJ/s}\end{aligned}$$

b) *Kerja Turbin*

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{turbin}} &= (\dot{m}_{\text{udara}} + \dot{m}_{\text{bb}}) \times (h_3 - h_4) \\ &= (44,919 \text{ kg/s} + 0,942 \text{ kg/s}) \times (2272,292 \text{ kJ/kg} - 1355,536 \text{ kJ/kg}) \\ &= 42043,34 \text{ kJ/s}\end{aligned}$$

c) *Daya Netto (\dot{W}_{netto})*

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{netto}} &= \dot{W}_{\text{turbin}} - \dot{W}_{\text{kompresor}} \\ &= 42043,34 \text{ kJ/s} - 19988,23 \text{ kJ/s} \\ &= 22055,11 \text{ kJ/s}\end{aligned}$$

d) *Specific Fuel Consumption (SFC)*

$$\begin{aligned}\text{SFC} &= \frac{\dot{m}_{\text{bb}}}{\dot{W}_{\text{netto}}} \\ &= \frac{0,942 \text{ kg/s} \times 3600 \text{ s/h}}{22055,11 \text{ kJ/s}} \\ &= 0,153 \text{ kJ/s} \\ &= 0,153 \text{ kg/kWh}\end{aligned}$$

e) *Back Work Ratio (BWR)*

$$\begin{aligned}\text{BWR} &= \frac{\dot{W}_{\text{kompresor}}}{\dot{W}_{\text{turbin}}} \\ &= \frac{19988,23 \text{ kJ/s}}{42043,34 \text{ kJ/s}} \\ &= 47,54 \%\end{aligned}$$

f) *Efisiensi Kompresor*

$$\begin{aligned}\eta_{\text{kompresor}} &= \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \times 100\% \\ &= \frac{688,45 \text{ K} - 310,049 \text{ K}}{738,70 \text{ K} - 310,049 \text{ K}} \times 100\% \\ &= \frac{378,401 \text{ K}}{428,651 \text{ K}} \times 100\% \\ &= 88,2 \%\end{aligned}$$

g) *Efisiensi Turbin*

$$\begin{aligned}\eta_{\text{turbin}} &= \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \times 100\% \\ &= \frac{1087,26 \text{ K} - 649,81 \text{ K}}{1087,26 \text{ K} - 253,79 \text{ K}} \times 100\% \\ &= \frac{437,45 \text{ K}}{833,47 \text{ K}} \times 100\% \\ &= 52,4 \%\end{aligned}$$

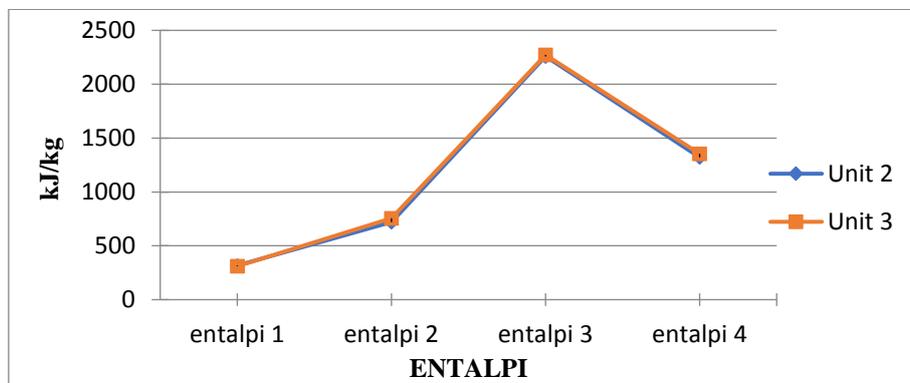
h) Efisiensi Siklus

Untuk perhitungan efisiensi siklus, kita terlebih dahulu harus mencari besar panas yang masuk ke dalam turbin (Q_{in}). Dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Q_{in} &= LHV \times \dot{m}_{bb} \\ &= 46364,78 \text{ kJ/kg} \times 0,942 \text{ kg/s} \\ &= 43675,62 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

Selanjutnya mencari harga efisiensi siklus dengan cara sebagai berikut:

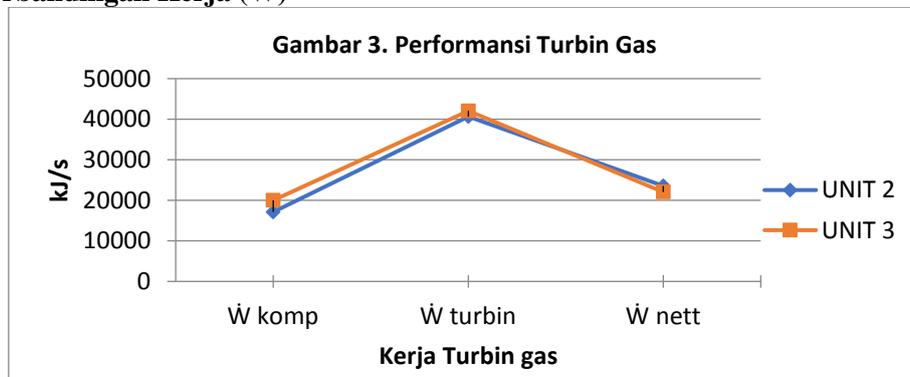
$$\begin{aligned} \eta_{siklus} &= \frac{W_{netto}}{Q_{in}} \times 100\% \\ &= \frac{22055,11 \text{ kJ/s}}{43675,62 \text{ kJ/s}} \times 100\% \\ &= 50,49\% \end{aligned}$$



Gambar 2. Perbandingan Entalpi

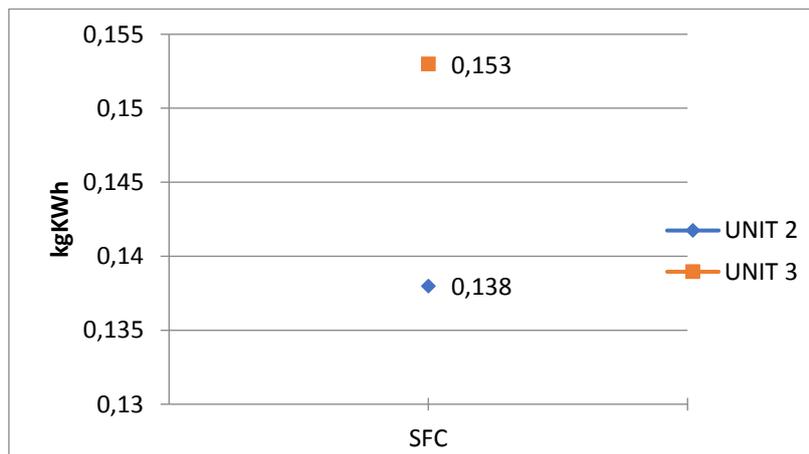
Gambar 2. diatas menunjukkan entalpi turbin gas unit 3 lebih tinggi dibandingkan turbin gas unit 2 kecuali pada entalpi h_1 , entalpi unit 3 lebih tinggi karena unjuk kerja tiap komponen unit 3 lebih tinggi sehingga menghasilkan temperatur tiap komponen lebih tinggi pula. Sehingga menghasilkan daya yang lebih besar dibandingkan unit 2 yaitu sebesar 18.8 MW. Pada titik entalpi h_1 yaitu titik pengukuran temperatur masuk kompresor, temperatur T_1 untuk unit 2 lebih besar daripada unit 3 sehingga menghasilkan entlpi yang lebih besar juga. T_1 unit 2 lebih besar karena jumlah udara yang diserap oleh kompresor lebih sedikit sehingga menghasilkan temperatur udara yang tinggi.

4.7. Perbandingan Kerja (\dot{W})



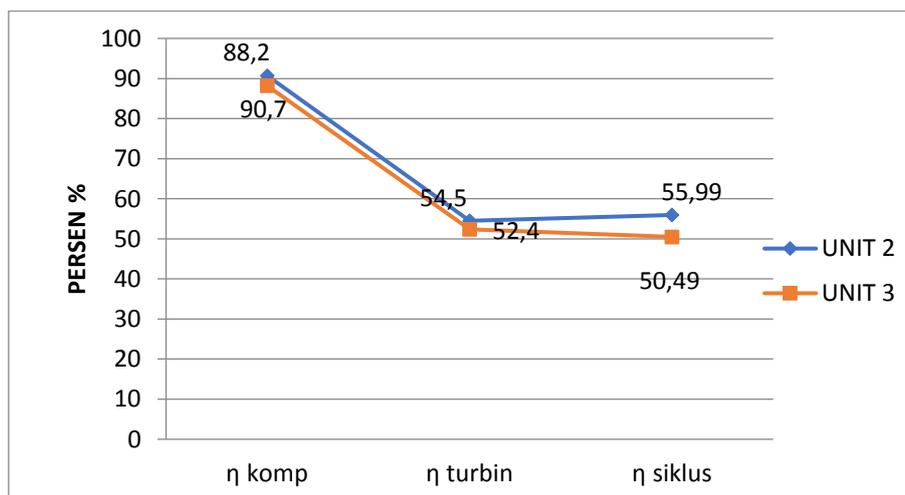
Gambar 3. Performansi Turbin Gas

Gambar 3. diatas menunjukkan kerja masing-masing komponen yaitu kompresor dan turbin unit 3 lebih besar dibandingkan kompresor dan turbin unit 2 hal tersebut disebabkan oleh perbedaan daya yang dihasilkan unit 3 lebih besar dibandingkan unit 2 yaitu sebesar 18,8 MW. Sehingga menyebabkan kerja pada tiap komponen lebih besar pula. Sedangkan pada kerja netto sistem unit 2 lebih tinggi dibandingkan unit 3, hal tersebut dikarenakan selisih kerja kompresor dan turbin unit 2 lebih besar dibandingkan unit 3 sehingga menghasilkan kerja netto sistem yang besar juga.



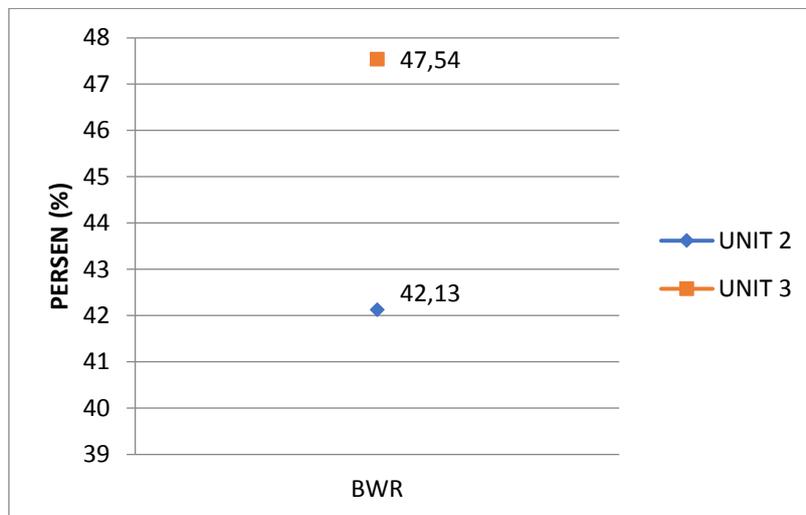
Gambar 4. . Spesification Fuel

Grafik 4 diatas menunjukkan Konsumsi bahan bakar spesifik (SFC) unit 2 lebih rendah dibandingkan dengan unit 3 hal itu terjadi karena laju aliran bahan bakar, konsumsi bahan bakar, dan juga beban yang dihasilkan oleh unit 2 lebih rendah dibandingkan dengan unit 3. Sehingga SFC unit 2 lebih rendah.



Gambar 4. Efisiensi

Grafik 5 diatas menunjukkan Efisiensi masing masing komponen unit 2 lebih tinggi dibandingkan unit 3. Hal tersebut dikarenakan daya yang dihasilkan oleh unit 2 lebih rendah, sehingga kerja (\dot{W}) kompresor dan turbin unit 2 lebih rendah, dan juga pemakaian bahan bakar yang lebih rendah sehingga menghasilkan efisiensi yang tinggi.



Gambar 5. Back Work Ratio

Grafik diatas menunjukkan perbandingan kerja spesifik yang digunakan untuk menggerakkan kompresor (BWR), dari grafik diatas BWR unit 3 lebih tinggi dibandingkan unit 2 dikarenakan kerja yang dihasilkan kompresor unit 3 lebih besar dibandingkan dengan kerja yang dihasilkan oleh unit 2. Sehingga menghasilkan nilai BWR yang besar pula.

5. KESIMPULAN

Berdasarkan data hasil perhitungan dan analisis performansi turbin gas unit 2 dan unit 3 dengan data beban 16,1 MW dan beban 18,8 MW, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

- 1) Entalpi unit 3 lebih besar dibandingkan entalpi unit 2 dikarenakan kerja (\dot{W}) masing-masing komponen, kerja kompresor dan kerja turbin unit 3 lebih besar sehingga temperatur yang lebih besar sehingga di dapat nilai entalpi (h) pada tabel gas ideal A-22 lebih besar. Sedangkan pada h_1 unit 2 entalpi nya lebih besar dibandingkan unit 3 dikarenakan temperatur masuk kompresor lebih besar, karena jumlah udara yang diserap komopressor lebih sedikit sehingga temperaturnya tinggi.
- 2) Unjuk kerja (\dot{W}) kompresor dan turbin unit 3 lebih tinggi dibandingkan unit 2, hal tersebut dikarenakan daya yang dihasilkan oleh unit 3 lebih tinggi dibanding unit 2 sehingga menghasilkan unjuk kerja yang lebih tinggi juga. *Specific Fuel Consumption* (SFC) Unit 3 lebih tinggi dibandingkan dengan unit 2, hal tersebut dikarenakan laju aliran bahan bakar (Q_{bb}), dan laju aliran massa bahan bakar (\dot{m}_{bb}) unit 3 lebih tinggi dibandingkan dengan unit 2
- 3) Efisiensi unit 2 lebih tinggi dibandingkan dengan unit 3 dikarenakan unjuk kerja yang dihasilkan unit 2 lebih rendah dibandingkan dengan unit 3 sehingga menghasilkan temperatur actual dan ideal pada sisi kompresor, turbin, ruang bakar, dan gas buang yang lebih rendah, sehingga efisiensinya lebih tinggi.

Back Work Ratio (BWR) Unit 3 lebih besar dibanding unit 2 karena untuk mendapatkan kerja spesifik yang digunakan untuk menggerakkan kompresor yang besar maka diperlukan pula kerja kompresor (\dot{W}_{komp}) yang besar juga.

DAFTAR PUSTAKA

- Boyce, P. Mehewan. 2012. *Gas Turbine Engineering Handbook 4th Edition*. The boyce Consultancy Fellow, *American Society of Mechanical Engineers (ASME)*. United Kingdom.
- Faizal, Mohamad. 2017. *Analisis Performance TM2500 Gas turbine generator package PLTG X pada factory test dan site test*. Jurnal Bina Teknik Vol 13 No.2. Institut Sains dan Teknologi Nasional. Jakarta.
- Firmansyah, Fikri Logi. 2017. *Analisa perbandingan performa turbin gas PLTGU unit 1.2 dan 1.3 pada beban 50 MW dan 100 MW*. Institut Teknologi Sepuluh November. Surabaya.
- Moran, Michael. J and Howard N. Shapiro. 2014. *Fundamental of Engineering Thermodynamic*. 8th edition .Wiley. USA.
- Sastrawan, Hendra Kurnia. 2018. *Anlasis Performansi PLTG PT. Indonesia Power Pemaron*. Jurnal ilmiah Prosiding KNEP IX. Universitas Udayana. Bali.
- Saputra, M. Rio Rizky. 2017. *Pengaruh penggantian Combustion Liner terhadap performa turbin gas PLTGU Unit 2 beban 25 MW di PT. PLN (Persero) Pembangkitan Sumatera bagian selatan sektor pengendalian pembngkitan keramasan*. Universitas Gunadarma. Jakarta.
- Senjaya, Febri Dwi. 2013. *Analisa pengaruh water wash terhadap performansi turbin gas pada PLTG unit 7 Paya Pasir PT. PLN (Persero) Sektor pembangkitan medan*. Jurnal E-Dinamis VOL. 7 No.3. Universitas Sumatera Utara. Medan.
- V. Ganesan. 2010. *Gas turbines 3rd edition*. Tata McGraw-Hill. New delhi