

ANALISIS PERFORMA TURBIN GAS DENGAN VARIASI BEBAN DI PT PUPUK KALTIM

- 1) Staf pengajar, Prodi Teknik Mesin Institut Teknologi Kalimantan, Jl Soekarno Hatta km.15, Kota Balikpapan, Indonesia 76127
- 2) Staf pengajar, Prodi Teknik Mesin Institut Teknologi Kalimantan, Jl Soekarno Hatta km.15, Kota Balikpapan, Indonesia 76127
- 3) Mahasiswa Prodi Teknik Mesin Institut Teknologi Kalimantan, Jl Soekarno Hatta km.15, Kota Balikpapan, Indonesia 76127

Corresponding email ¹⁾ :
faisal86@lecturer.itk.ac.id

Received: 23-11-2021
Accepted: 04-12-2021
Published: 28-12-2021

©2021 Politala Press.
All Rights Reserved.

Faisal Manta ¹⁾, Andre Amba Matarru ²⁾, Alip Suhada ³⁾

Abstrak. Turbin gas area utilitas pabrik -2 PT. Pupuk Kaltim merupakan unit pembangkit listrik yang juga terintegrasi dengan PT Kaltim Daya Mandiri. Dalam sistem kerjanya pembangkit ini tidak sepenuhnya dioperasikan dengan pembebanan yang maksimal setiap saat. Sehingga perlu mengetahui pada beban berapakah performa dari GTG dapat maksimal. Penelitian ini bertujuan mengkaji pengaruh beban operasi terhadap efisiensi dan performa turbin gas 2010U MS6001 dengan variasi yaitu 14.7 MW dan 19.6 MW. Perbandingan specific fuel consumption dan heat rate juga menjadi kajian penelitian ini. Hasil penelitian menunjukkan efisiensi kompresor dengan nilai tertinggi adalah 81.58 % pada beban 19.6 MW. Efisiensi thermal terbesar juga pada beban 19.6 MW yaitu mencapai 29.12%. SFC dan heat rate mengalami penurunan dengan bertambahnya beban yaitu terjadi penuruna hingga 0.237 kg/kWh pada SFC dan 0.015 MMBTU/kWh pada heat rate. Juga nilai kerja kompresor, turbin, dan netto mengalami performa terbaik pada beban 19,6 MW

Kata Kunci: efisiensi, heat rate, specific fuel consumption, turbin gas, variasi beban,

Abstract. Gas turbine area utility -2 PT. Pupuk Kaltim is a power generation unit that is also integrated with PT Kaltim Daya Mandiri. In this generation system, it is not fully operated with maximum loading at all times. So it is necessary to know what load the performance of GTG can be maximized. This study aims to examine the effect of operating load on the efficiency and performance of the 2010U MS6001 gas turbine with variations of 14.7 MW and 19.6 MW. Comparison of specific fuel consumption and heat rate is also a study of this research. The results showed that the compressor efficiency with the highest value was 81.58% at a load of 19.6 MW. The greatest thermal efficiency is also at a load of 19.6 MW, reaching 29.12%. SFC and heat rate decreased with increasing load, which decreased to 0.237 kg/kWh at SFC and 0.015 MMBTU/kWh at heat rate. Also, the compressor, turbine and networking values experienced the best performance at a load of 19.6 MW.

Keywords: efficiency, heat rate, specific fuel consumption, gas turbine, load variation,

To cite this article: <https://doi.org/10.34128/je.v8i2.175>

1. Pendahuluan

Turbin gas adalah teknologi pembangkit listrik dan panas yang sangat fleksibel dalam restrukturisasi sektor energi menuju pembangkit rendah emisi[1]. Pembangkit listrik yang mampu bekerja secara mandiri atau berpasangan dengan pembangkit listrik tenaga uap sehingga turbin gas sebagai pembangkit stasioner[2]. Berdasarkan pengaplikasiannya, jenis gas yang digunakan dapat beragam seperti bahan bakar minyak sulingan, propana, hasil gas dari TPA, instalasi pengolahan limbah, kotoran hewan, syngas (gas sintesis) yang diperoleh dengan gasifikasi batubara[3]. Maka yang menjadi parameter performa turbin gas ialah nilai efisiensinya.

Pengkajian efisiensi terhadap beban operasi seperti mengadopsi teknologi pemanas udara masuk, yang menggunakan panas buang dari sumber panas bermutu rendah dan penyesuaian saluran masuk sudu pemandu awal / Inlet Guide Vane (IGV)[4]. Upaya lainnya untuk meningkatkan efisiensi seperti penelusuran berbagai teknologi

turbin pada siklus lanjutan yang melibatkan pengkondisian panas dari buangan turbin gas[5], dimana kinerja turbin secara pasti dipengaruhi oleh kondisi lingkungan khususnya temperatur dan kelembapan udara[6]. Upaya lainnya berkonsentrasi pada meningkatkan efisiensi kompresor, efektivitas pemulihan panas, menggunakan bahan untuk suhu yang lebih tinggi di siklus, dan sistem pembakaran (yaitu membuat siklus bahan bakar lebih fleksibel)[7].

PT. Pupuk Kalimantan Timur memiliki 2 jenis pembangkit yaitu *steam turbine generator* (STG) dan *gas turbine generator* (GTG). GTG cenderung memiliki efisiensi yang lebih rendah dibandingkan STG karena tidak sepenuhnya dioperasikan dengan pembebanan maksimal setiap saat, dimana turbin gas memiliki instrumentasi minimal standar[8]. Perubahan air menjadi *superheated steam* dengan memanfaatkan kalor pada *waste heat boiler*, merupakan kalor gas buang turbin *gas turbine generator* (GTG) yang masuk ke *waste heat boiler* sebagai performa siklus gabungan GTG-*waste heat boiler*.

Proses kompresi isentropic, dimana melalui inlet kompresor udara masuk kedalam sistem turbin gas. Kualitas udara harus sangat terjaga di tahap ini seperti menggunakan sistem penyaringan udara yang sesuai[9]. Pada kompresor tekanan udara meningkat karena proses kompresi dan terjadi perubahan nilai entropi sehingga disebut isentropic. Maka persamaan 1 adalah rumus kerja kompresor.

$$\dot{W}_{\text{kompresor}} = \dot{m}_{\text{udara}} \times (h_2 - h_1) \quad (1)$$

Keterangan:

$W_{\text{kompresor}}$ = Kerja compressor (kJ)

\dot{m} = kecepatan massa aliran (kg/s)

h = spesifik Entalpi (kJ/kg)

Proses pembakaran isobarik, udara terkompresi dalam ruang pembakaran dalam. Pada ruang pembakaran dalam terjadi perubahan energi dengan proses pembakaran bahan bakar. Temperature dan volume udara meningkat karena proses pembakaran di ruang pembakaran. Udara secara bebas melakukan ekspansi pada sisi turbin sehingga tekanan tidak berubah. Proses tanpa perubahan tekanan disebut isobarik. Diketahui energi panas hasil pembakaran diserap oleh udara (Q_{in}) sesuai pada persamaan 2.

$$\dot{m}_{\text{bahan bakar}} = \frac{Q_{in}}{LHV_{\text{bahan bakar}}} \quad (2)$$

$$Q_{in} = \dot{m}_f - LHV \quad (3)$$

Keterangan:

\dot{m} = kecepatan massa aliran bahan bakar (kg/s)

Q_{in} = Kalor masuk (kJ)

Lower heating value (LHV) = Energi masuk turbin (kJ/kg atau Btu/lbm) [10]

Proses ekspansi isentropik, energi yang dihasilkan melalui proses pembakaran bahan bakar diserap oleh udara, udara tersebut akan melalui turbin dan berekspansi. Energi panas udara dikonversi menjadi energi kinetik pada sudu turbin untuk memutar kompresor. Genertor listrik pada pembangkit listrik turbin gas diputar oleh tenaga kinetik tersebut. Pada persamaan 4 merupakan kerja kompresor.

$$\dot{W}_{\text{turbin}} = (\dot{m}_{\text{udara}} + \dot{m}_{\text{bahan bakar}}) \times (h_3 - h_4) \quad (4)$$

Keterangan:

W_{turbin} = Kerja Turbin (kJ)

\dot{m} = kecepatan massa aliran (kg/s)

h = spesifik Entalpi (kJ/kg)

Proses pembuangan panas, udara panas dibuang ke lingkungan atmosfer. Sejumlah energi panas masih dimiliki oleh udara yang dibuang tersebut. Udara panas tersebut siap untuk kembali ke siklus awal setelah panas yang dimiliki terserap oleh atmosfer. Kalor di lepaskan dengan tekanan tidak berubah, sehingga ditulis dengan persamaan 5.

$$Q_{out} = (\dot{m}_{\text{udara}} + \dot{m}_{\text{bahan bakar}}) \times (h_4 - h_1) \quad (5)$$

Keterangan:

Q_{out} = Kalor keluar (kJ)

\dot{m} = kecepatan massa aliran (kg/s)

h = spesifik Entalpi (kJ/kg)

Untuk mendapatkan nilai kerja netto, ditulis dengan persamaan 6.

$$\dot{W}_{\text{Nett}} = \dot{W}_{\text{turbin}} - \dot{W}_{\text{kompresor}} \quad (6)$$

Keterangan:

W_{net} = Kerja Netto (kJ)

W_{turbin} = Kerja Turbin (kJ)

$W_{kompresor}$ = Kerja Kompresor (kJ)

Efisiensi isentropik turbin dan kompresor ditunjukkan sebagai berikut

$$\eta_{kompresor} = \frac{\left(\frac{W_c}{\dot{m}}\right)}{\left(\frac{W_c}{\dot{m}}\right)_s} = \frac{(h_{2s}-h_1)}{(h_2-h_1)} \times 100\% \quad (7)$$

$$\eta_{turbin} = \frac{\left(\frac{W_t}{\dot{m}}\right)}{\left(\frac{W_t}{\dot{m}}\right)_s} = \frac{(h_3-h_4)}{(h_3-h_{4s})} \times 100\% \quad (8)$$

Keterangan:

$\eta_{kompresor}$ = Efisiensi Kompresor (%)

η_{turbin} = Efisiensi Turbin (%)

W_t = Kerja Turbin (kJ)

W_c = Kerja Kompresor (kJ)

\dot{m} = laju aliran massa (kg/s)

h = Entalpi spesifik (kJ/kg)

Untuk mendapatkan besar *back work ration* (BWR) menggunakan persamaan

$$BWR = \frac{\left(\frac{W_c}{\dot{m}}\right)}{\left(\frac{W_t}{\dot{m}}\right)} = \frac{W_c}{W_t} \quad (9)$$

Keterangan:

BWR= Back Work Ratio (%)

W_t = Kerja Turbin (kJ)

W_c = Kerja Kompresor (kJ)

\dot{m} = laju aliran massa (kg/s)

2. Metodologi

Penelitian dilakukan pada Juli - September 2019 di PT. Pupuk Kalimantan Timur. Pengumpulan literatur dari berbagai sumber berupa jurnal atau prosiding terkait tema performa turbin gas. Menentukan parameter pengukuran yang dibutuhkan dan menyesuaikan terhadap ketersediaan data di lapangan. Menentukan asumsi yang dibutuhkan untuk proses analisa. Pengambilan data dilakukan berdasarkan data empiris dari turbin saat itu, sehingga diharapkan dapat memberikan hasil analisa yang mampu menggambarkan performa turbin secara akurat. Maka spesifikasi operasi gas turbin terhadap variasi beban 14.7 MW dan 19.6 MW seperti pada Tabel 1 dan Tabel 2. Dalam melengkapi data-data yang diperlukan dalam menentukan efisiensi *gas turbin generator*, digunakan Tabel A-22 *ideal gas properties* dari buku Moran, 2016.

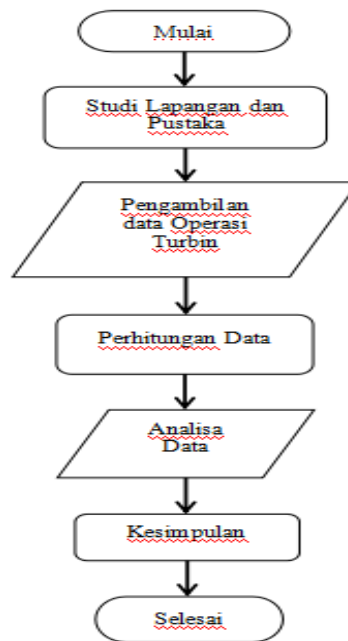
Tabel 1 Data operasi gas turbin generator pembebanan 14.7 MW (konveksi)

Pengambilan Data			
Variabel yang diukur	Notasi	Nilai	Satuan
Daya	Wgt	14.7	MW
Temperatur masuk kompresor	T1	30	°C
Tekanan kompresor masuk	P1	1	Atm
Temperatur kompresor keluar	T2	307	°C
Tekanan kompresor keluar	P2	7.21	Kg/cm ²
Temperatur keluar turbin	T4	449	°C
Lower Heating Value (LHV)	-	1065	BTU/SCF
Energi bahan bakar	-	5644,8	MMBTU
Aliran udara	-	105	Kg/s
Aliran bahan bakar	-	5280	Nm ³ /h

Tabel 2 Data operasi gas turbin generator pembebanan 19.6 MW (konveksi)

Pengambilan Data			
Variabel yang diukur	Notasi	Nilai	Satuan
Daya	Wgt	19.6	MW
Temperatur masuk kompresor	T1	33	°C
Tekanan kompresor keluar	P1	1	Atm
Temperatur kompresor keluar	T2	320	°C
Tekanan kompresor keluar	P2	7.55	Kg/cm ²
Temperatur keluar turbon	T4	524	°C
LHV	-	1079	BTU/SCF
Energi bahan bakar	-	7029.56	MMBTU
Aliran udara	-	105	Kg/s
Aliran bahan bakar	-	6480	Nm ³ /h

Diagram alir penelitian sesuai Gambar 1 dimana dimulai dengan indentikasi masalah yang terjadi dilapangan, kemudian mencari solusi dengan mengumpulkan berbagai refensi terkait tema tersebut. Penentuan parameter yang digunakan dalam penelitian dan serta data yang dibutuhkan dalam analisa.



Gambar 1. Diagram alir penelitian

Perhitungan Data

Pada proses perhitungan dibutuhkan beberapa asumsi yaitu setiap komponen dalam keadaan *steady state*, sistem yang terjadi adalah *open cycle*, proses adiabatik pada turbin dan kompresor, data berdasarkan *performance test sheet* yang dimiliki, *pressure drop* pada *combustion* dan *turbine exhaust* diasumsikan 2% mengacu pada data operasi.

Pada tahap 1, udara lingkungan masuk ke dalam kompresor sehingga didapatkan nilai

$$T_1 = 303 K$$

$$P_1 = 101.325 kPa$$

$$h_1 = \frac{(T_1 - T_{min})}{(T_{max} - T_{min})} \times (h_{max} - h_{min}) + h_{min}$$

$$h_1 = 306.224 kJ/kg, \text{ merupakan interpolasi Tabel A-22}$$

Pada tahap 2, udara masuk ke dalam kompresor dan dikompresi kemudian menuju ruang bakar dengan tekanan dan temperatur meningkat.

$$T_2 = 593 \text{ K}$$

$$P_2 = 740.4 \text{ kPa}$$

$$h_2 = \frac{(T_2 - T_{min})}{(T_{max} - T_{min})} \times (h_{max} - h_{min}) + h_{min}$$

$$h_2 = 599.67 \text{ kJ/kg, merupakan interpolasi Tabel A-22}$$

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

$$T_{2s} = 540.14 \text{ K merupakan kompresi isentropik}$$

Pada tahap 3, pada ruang pembakaran dalam terjadi proses pembakaran yang merupakan udara terkompresi dengan bahan bakar. *Fuel gas* yang sudah terbentuk bergerak menuju turbin untuk mengekspansi dan menggerakkan sudu turbin. Asumsi *pressure drop* sebesar 2% digunakan untuk mendapatkan nilai temperatur inlet turbin.

$$P_3 = P_2 - (P_2 \times 2\%)$$

$$P_3 = 725.592 \text{ kPa}$$

$$P_4 = P_1 - (P_1 \times 2\%)$$

$$P_4 = 103.392 \text{ kPa}$$

Menghitung nilai entalpi dan *pressure relative* pada *turbine exhaust*.

$$h_4 = \frac{(T_4 - T_{min})}{(T_{max} - T_{min})} \times (h_{max} - h_{min}) + h_{min}$$

$$h_4 = 818.662 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r4} = \frac{(T_4 - T_{min})}{(T_{max} - T_{min})} \times (P_{rmax} - P_{rmin}) + P_{rmin}$$

$$P_{r4} = 47.09 \text{ kPa}$$

Menghitung *pressure relative*, temperatur dan entalpi pada *turbine inlet*

$$P_{r3} = 330.47 \text{ kPa}$$

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

$$T_3 = \frac{(P_{r3} - P_{rmin})}{(P_{rmax} - P_{rmin})} \times (T_{max} - T_{min}) + T_{rmin}$$

$$T_3 = 1299.6 \text{ K, interpolasi}$$

$$h_3 = \frac{(P_{r3} - P_{rmin})}{(P_{rmax} - P_{rmin})} \times (h_{max} - h_{min}) + h_{rmin}$$

$$h_3 = 1395.5 \text{ kJ/kg}$$

Pada tahap 4, terjadi ekspansi pada hasil pembakaran udara di dalam turbin berupa gas buang. Temperatur gas buang meningkat dikarenakan gesekan dengan sudu turbin.

$$T_{4s} = T_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{K-1}{K}}$$

$$T_{4s} = 744.78 \text{ K}$$

Perhitungan performa turbin gas dengan beban 19.6 MW

Perhitungan kerja yang dibutuhkan kompresor (\dot{W}_C), membutuhkan nilai \dot{m}_{udara} yang diperoleh dari persamaan nilai

$\frac{A}{F}$ ratio, maka

$$\frac{A}{F} \text{ ratio} = \frac{w_{efisiensi\ generator} - \dot{m}_f(h_3 - h_4)}{(\dot{m}_f(h_3 - h_4) - (\dot{m}_f(h_2 - h_1)))}$$

$\frac{A}{F}$ ratio = 51.66, sehingga

$$\dot{m}_{udara} = \frac{A}{F} \text{ ratio} \times \dot{m}_f$$

$$\dot{m}_{udara} = 66.55 \text{ kg/s, maka}$$

$$\dot{W}_{kompresor} = \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_{kompresor} = 19527.9 \text{ kJ/s}$$

Perhitungan kerja yang dibutuhkan turbin (\dot{W}_t)

$$\dot{W}_{turbin} = (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bahan\ bakar}) \times (h_3 - h_4)$$



$$\dot{W}_{turbin} = 39127.9 \text{ kJ/s}$$

Perhitungan kerja netto yang dibutuhkan turbin (\dot{W}_t) adalah selisih kerja yang dihasilkan turbin terhadap kerja kompresor. Kerja netto digunakan untuk mendapatkan nilai efisiensi termal

$$\dot{W}_{netto} = \dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{kompresor}$$

$$\dot{W}_{netto} = 19600 \text{ kW}$$

Back Work Ratio (BWR) adalah energi untuk menggerakkan kompresor berdasarkan nilai spesifik

$$BWR = \frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_t}$$

$$BWR = 0.5$$

Efisiensi isentropik kompresor

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

$$\eta_{kompresor} = 81.58\%$$

Efisiensi isentropik turbin

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

$$\eta_{turbin} = 90.58\%$$

Efisiensi termal turbin, dibutuhkan nilai kalor yang masuk ke dalam turbin (Q_{in})

$$Q_{in} = \dot{m}_f - LHV$$

$$Q_{in} = 67310.91 \text{ kJ/s}$$

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

$$\eta_{termal} = 19.12\%$$

Heat rate merupakan nilai untuk menyatakan 1kWh energi listrik maka dibutuhkan sejumlah bahan bakar

$$\text{Heat rate} = \frac{\text{Energi fuel}}{W_{gt}}$$

$$\text{Heat rate} = \frac{7029.56 \text{ MMBTU}}{19600 \text{ kW} \times 24 \text{ hr}}$$

$$\text{Heat rate} = 0.015 \text{ MMBTU/kWh}$$

Dengan cara yang sama didapatkan data dengan pembebanan 14,7 MW. Hasil perhitungan kedua variasi beban tersebut kemudian di plot kan dalam Tabel. Nilai kerja kompresor, turbin, netto dan SFC terhadap beban dapat dilihat pada Tabel 3 dan nilai efisiensi kompresor, turbin, termal dan heat rate pada Tabel 4.

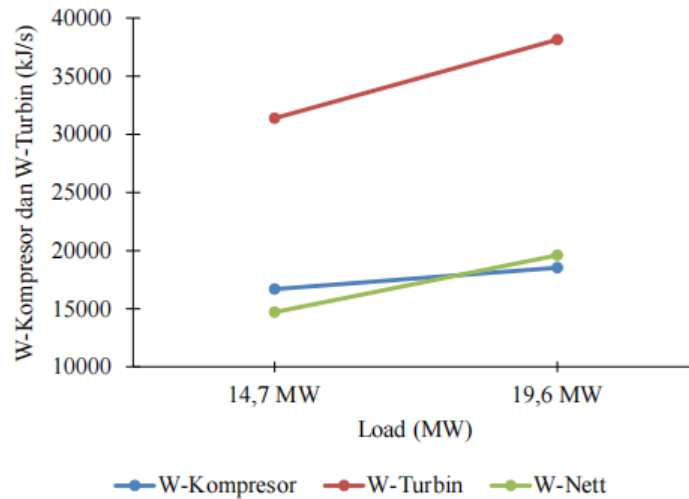
Tabel 3 Nilai kerja kompresor, turbin, netto dan SFC terhadap beban

Beban (MW)	W komp (kJ/s)	W turbin (kJ/s)	W nett (Kw)	SFC (kg/KWh)
14.7	17711,71	32411.71	14700	0.257
19.6	19527.9	39127.9	19600	0.237

Tabel 4 Efisiensi kompresor, turbin, termal dan heat rate terhadap beban

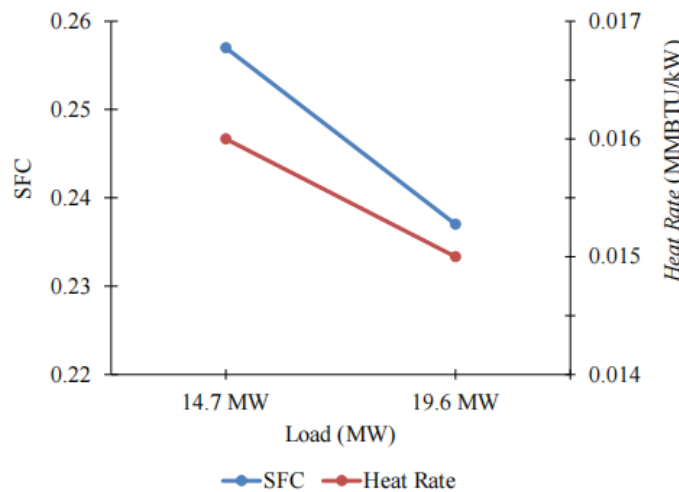
Beban (MW)	BWR	Efisiensi (%)			Heat Rate (MMBTU/kW)
		kompresor	turbin	termal	
14.7	0.55	81.17	91.68	27.15	0.016
19.6	0.50	81.58	90.58	29.12	0.015

3. Hasil dan Pembahasan



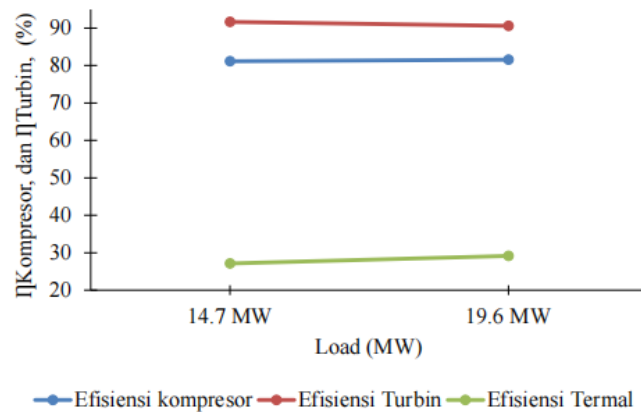
Gambar 2. Grafik perbandingan kerja turbin, kerja kompresor dan kerja netto

Gambar 2 ditemukan bahwa kerja kompresor semakin besar dengan naiknya beban dan nilai terbesar adalah 19527.9 kJ/s. Kerja turbin semakin besar dengan naiknya beban yaitu sebesar 39127.9 kJ/s dan kerja bersih meningkat dengan bertambahnya beban yaitu sebesar 19600 kJ/s.



Gambar 3. Grafik perbandingan SFC dan *heat rate*

Pada Gambar 3 didapatkan bahwa SFC menurun dengan bertambahnya beban dan nilai terkecil adalah 0.237 kg/kWh pada beban 19.6 MW. Nilai heat rate diperoleh semakin kecil dengan meningkatnya beban yaitu 0.015 MMBTU/kW pada beban 19.6 kW.



Gambar 4. Grafik perbandingan efisiensi kompresor, efisiensi turbin dan efisiensi termal

Pada Gambar 4 ditemukan bahwa efisiensi kompresor relatif bertambah dengan meningkatnya beban dengan nilai efisiensi kompresor tertinggi adalah 81.58 % pada beban 14.7 MW. Efisiensi turbin didapatkan nilai tertinggi adalah 91.68% pada beban awal dan turun hingga 90.58% saat terjadi peningkatan beban. Efisiensi siklus bertambah besar dengan naiknya beban yaitu mencapai 29.12%.

4. Kesimpulan

Efisiensi yang diperoleh pada pembebanan 19.6 MW didapat 29.12 % dan pada beban 14.7 MW didapat 27.15 %. Performa turbin gas yang dikatakan baik terletak pada pembebanan yang mendekati daya maksimal yaitu 19.6 MW. SFC dan heat rate mengalami penurunan dengan bertambahnya beban yaitu terjadi penurunan hingga 0.237 kg/kWh pada SFC dan 0.015 MMBTU/kWh pada *heat rate*.

Daftar Pustaka

- [1] S. Dybe, M. Bartlett, J. Pålsson, P. S.- Sustainability, and undefined 2021, "TopCycle: A Novel High Performance and Fuel Flexible Gas Turbine Cycle," *mdpi.com*, 2020, doi: 10.3390/su13020651.
- [2] Y. Cengel, M. Boles, and M. Kanoglu, *Thermodynamics: an engineering approach*. 2011.
- [3] Bailey, M. B., D. D. Boettner, H. N. Shapiro, and M. J. Moran, "Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 9th Edition EPUB Reg Card Loose... - Google Books." https://www.google.co.id/books/edition/Fundamentals_of_Engineering_Thermodynami/JhJzQEACAAJ?hl=en (accessed Dec. 06, 2021).
- [4] W. Zhu *et al.*, "Improvement of part-load performance of gas turbine by adjusting compressor inlet air temperature and IGV opening," *Front. Energy*, 2021, doi: 10.1007/S11708-021-0746-Z.
- [5] M. Almajali, O. A. Quran, M. R. Almajali, and O. A. S. Quran, "Parametric Study on the Performance of Combined Power Plant of Steam and Gas Turbines," *asmedigitalcollection.asme.org*, 2021, doi: 10.1115/1.4049753.
- [6] A. S.- THESIS-2020 and undefined 2021, "Peningkatan kinerja sistem turbin gas PT. X dengan pendinginan udara masuk kompresor menggunakan teknik chilling; pendekatan analisis termodinamika," *repository.trisakti.ac.id*, Accessed: Dec. 06, 2021. [Online]. Available: http://repository.trisakti.ac.id/usaktiana/index.php/home/detail/detail_koleksi/8/THE/th_terbit/00000000000000103289/2020.
- [7] W. De Paeppe, M. M. Carrero, S. Bram, A. Parente, and F. Contino, "Towards Higher Micro Gas Turbine Efficiency and Flexibility: Humidified MGTS — A Review," *Proc. ASME Turbo Expo*, vol. 3, Aug. 2017, doi: 10.1115/GT2017-64857.
- [8] R. Catană, G. Dediu, C. Tărăbîc, H. Şerbescu-A. Sciences, and undefined 2021, "Performance Calculations of Gas Turbine Engine Components Based on Particular Instrumentation Methods," *mdpi.com*, Accessed: Dec. 06, 2021. [Online]. Available: <https://www.mdpi.com/2076-3417/11/10/4492>.
- [9] D. Burnes, R. K.-P. of Zurich, and undefined 2018, "Performance degradation effects in modern industrial gas turbines," *gpps.global*, vol. 10, 2018, Accessed: Dec. 06, 2021. [Online]. Available: <https://gpps.global/wp-content/uploads/2021/01/GPPS-Zurich18-0019.pdf>.
- [10] D. Burnes, A. C.-J. of E. for, and undefined 2019, "Impact of fuel composition on gas turbine engine performance," *asmedigitalcollection.asme.org*, Accessed: Dec. 06, 2021. [Online]. Available: <https://asmedigitalcollection.asme.org/gasturbinespower/article/141/10/101006/955792>.