

Kajian Kelayakan Penambahan Fuel Gas Heatergas Turbin Tipe M701D Untuk Meningkatkan Effisiensi PLTGU Grati

Vendy Antono

Jurusan D3 Teknik Mesin, Sekolah Tinggi Teknik – PLN

Email : vendyantono@gmail.com

Retno Aita Diantari

Jurusan Teknik Elektro, Sekolah Tinggi Teknik – PLN

Email : retno_aita@yahoo.co.id

Yudi Kriswanto

Jurusan D3 Teknik Mesin, Sekolah Tinggi Teknik – PLN

Abstract

PT Indonesia Power UBP Perak RoW have six gas turbines with a capacity of 100 MW each in which the fuel used is natural gas. One of the things that is very considered in the generation of electricity is the efficiency of an equipment, the observation that we encounter in the gas turbine efficiency is still relatively low, wasting fuel and have high production costs. To overcome this, the existing power plant should need to improve the efficiency of the total system that will reduce fuel consumption and production costs. In this case, one way to improve the efficiency of gas turbine type M701 D by adding a fuel gas heater (FGH) to absorb most of the heat in the exhaust (waste heat) through the Rotor Cooling Water (RCA) utilized to heat the fuel before entering into the gas turbine, without reducing the functionality of the cooling system of the gas turbine is even improve the functioning of the RCA itself, it aims to minimize waste heat are dumped into the atmosphere is not too large so that the efficiency of the system at the Gas Turbine increased overall, lower fuel consumption so that the production cost becomes less. Having done a comparison of calculation before and after FGH fitted with a variety of load Gas Turbine in getting power output increase by 1.11% - 1.37% and the efficiency of gas turbines rose by 0.25% - 0.39% and a decrease in heat rate ranging between 0.8% - 1.47%.

Keyword: efficiency, power output, heat rate, Rotor Cooling Water, Fuel Gas Heater.

1. PENDAHULUAN

Di Indonesia masih terjadi krisis energi berupa keterbatasan pasokan energi listrik ke masyarakat, serta mahalnya harga bahan bakar untuk pembangkitan listrik. PLTG banyak terdapat di Indonesia walaupun efisiensinya relatif rendah, memboroskan bahan bakar dan memiliki biaya produksi yang tinggi. Untuk mengatasi hal tersebut, maka PLTG yang ada sebaiknya perlu meningkatkan efisiensi total sistem yang nantinya akan mengurangi pemakaian bahan bakar dan biaya produksi.

Dalam hal ini, salah satu cara untuk meningkatkan efisiensi Gas turbin type M701 D dengan cara menambahkan Fuel gas heater (FGH) untuk menyerap sebagian kalor yang di buang (waste heat) melalui Rotor Cooling Air (RCA) di manfaatkan untuk memanaskan bahan bakar sebelum masuk ke dalam gas turbin, hal ini bertujuan untuk meminimalisir waste heat yang di buang ke atmosfir tidak terlalu besar sehingga efisiensi system pada Gas Turbin meningkat secara keseluruhan.

Penelitian ini dilakukan sebagai bahan analisis maupun modifikasi pada Rotor Cooling Air Turbin Gas di PLTGU Grati sehingga menjadikan turbin gas yang handal dalam beroperasi, serta mempunyai nilai efisiensi yang tinggi.

2. KAJIAN LITERATUR

2.1. Pengertian Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG)

Turbin gas adalah sebuah mesin kalor yang diklasifikasikan sebagai mesin pembakaran dalam (internal combustion engine). Disebut mesin pembakaran dalam karena energi kinetik dari fluida bertekanan hasil pembakaran langsung digunakan untuk dikonversi menjadi energi mekanik untuk memutar turbin sehingga menghasilkan daya. Sistem turbin gas yang paling sederhana terdiri dari tiga komponen utama yaitu kompresor, ruang bakar dan turbin.

Turbin gas merupakan salah satu mesin pembangkit tenaga listrik yang dapat memproduksi sejumlah energi yang besar

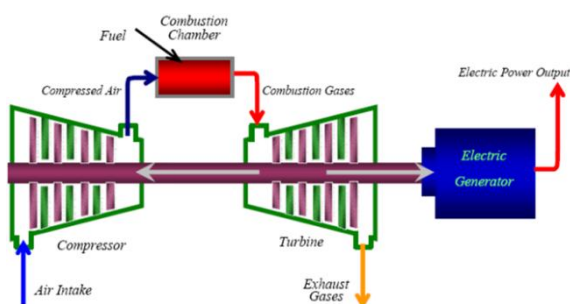
dengan ukuran yang tidak terlalu besar dan sistem yang relatif sederhana.

Turbin gas merupakan mesin dengan kapasitas daya terbaik sebagai media penggerak utama yang membutuhkan modal biaya, waktu pembangunan, biaya perbaikan dan biaya bahan bakar sebagai pertimbangannya. Mesin ini dapat dibangun dengan waktu yang relatif singkat karena komponen pendukungnya tidak terlalu rumit, start up yang relatif lebih singkat daripada turbin uap, serta biaya pemeliharaan yang lebih murah. Namun, mesin ini juga memiliki kerugian dalam energi yang dihasilkan. Gas buang turbin gas masih cukup tinggi, daya yang dihasilkan dari turbin juga harus dibagi untuk menggerakkan kompresor, nilai ini berpengaruh terhadap efisiensi termal mesin. Sehingga, dapat dikatakan bahwa turbin gas adalah mesin pembangkit dengan nilai efisiensi terendah.

Pembangkit listrik tenaga gas adalah pembangkit yang memanfaatkan gas (campuran udara dan bahan bakar) hasil dari pembakaran bahan bakarminyak (BBM) atau bahan bakar gas (BBG) untuk memutar turbin yang telah dikopel dengan generator sehingga akan dihasilkan energi listrik.

Sistem pembangkit listrik tenaga gas yang paling sederhana terdiri dari empat komponen yaitu:

1. Kompresor
2. Ruang bakar
3. Turbin
4. Generator



Gambar 1. Bagian – bagian PLTG

2.2. Prinsip kerja PLTG

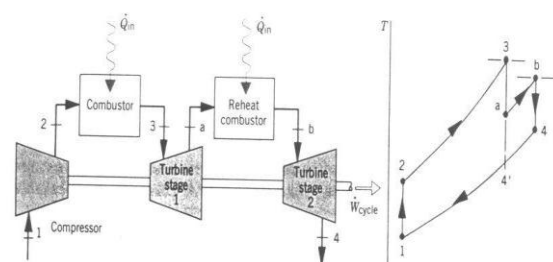
Udara dari luar masuk melalui inlet air filter, kemudian menuju kompresor adiabatik untuk dinaikkan temperature dan tekanannya. Udara terkompresi ini kemudian dialirkan masuk ke ruang bakar dan pada saat yang sama bahan bakar juga dialirkan masuk kedalam ruang bakar,

sehingga udara terkompresi dan bahan bakar bercampur. Campuran udara dan bahan bakar ini kemudian dinyalakan dengan igniter dan terbakar, sehingga pada ruang bakar terjadi proses pembakaran.

Pembakaran ini akan menaikkan temperature dari gas hasil pembakaran namun pada tekanan tetap. Gas hasil pembakaran ini dialirkan menuju turbin, untuk mendorong dan memutar sudu – sudu turbin, sehingga dihasilkan tenaga mekanik putar. Sebagian dari tenaga mekanik putar yang dihasilkan turbin ini dipergunakan untuk memutar kompresor, dan sisanya untuk memutar generator yang menghasilkan daya listrik. Sisa gas hasil pembakaran kemudian dibuang melalui saluran pembuangan ke atmosfer. Udara luar secara kontinyu dimasukkan kedalam kompresor dan sisa gas panas hasil pembakaran secara kontinyu pula dibuang ke atmosfer.

2.3. Siklus Brayton dengan Reheat

Karena alasan metalurgi, temperatur gas hasil pembakaran yang masuk turbin harus dibatasi. Temperatur ini bisa dikontrol dengan memberikan jumlah udara yang berlebih untuk membakar bahan bakar di dalam ruang bakar. Sebagai hasilnya gas yang keluar dari ruang bakar mengandung cukup udara untuk mendukung pembakaran bahan bakar tambahan. Beberapa pembangkit turbin gas melakukan ini dengan cara turbin banyak tingkat dengan pembakar reheat diantara tingkatnya. Pada gambar 2. diperlihatkan turbin gas dua tingkat.



Gambar 2. Siklus Brayton Reheat

2.4. Mekanisme perpindahan energi dalam bentuk panas

Energi adalah kemampuan untuk melakukan kerja atau usaha. Energi merupakan besaran yang kekal artinya bahwa energi tidak dapat diciptakan dan dimusnahkan. Tetapi energi dapat berubah dan dapat dipindahkan.

Energi dapat berpindah dalam bentuk panas dari suatu zat ke zat lain atau ke lingkungannya apabila diantara keduanya mempunyai perbedaan temperatur. Temperatur merupakan petunjuk bagi arah perpindahan energi sebagai panas. Energi cenderung berpindah dari zat bertemperatur tinggi ke zat yang bertemperatur rendah. Jumlah kalor yang diserap atau dilepaskan adalah sebanding dengan perubahan temperatur dan massa benda tersebut. Secara matematis dirumuskan sebagai berikut :

$$q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Ket :

q = Laju perpindahan panas (Watt)

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

C_p = Kalor spesifik (Kj/Kg.K)

ΔT = Selisih temperatur (K)

3. METODE PENELITIAN

Pengolahan data pada penelitian ini menggunakan data dari lapangan, data tersebut dilengkapi dengan penjelasan langsung dari teknisi atau operator dari PT. UP PERAK GRATI. Untuk data yang telah didapat, langkah awal penulis melakukan pengkajian terhadap data tersebut, lalu melakukan perhitungan-perhitungan dan mendesign ulang yang sesuai dengan apa yang akan kita teliti.

3.1. Teknik Pengumpulan Data

Pada proses pengumpulan data untuk Proyekakhir ini, penulis melakukan beberapa cara yang bertujuan untuk mendapatkan data yang berhubungan dengan masalah yang dibahas.

Cara-cara pengumpulan data itu sebagai berikut:

1. Studi Literatur

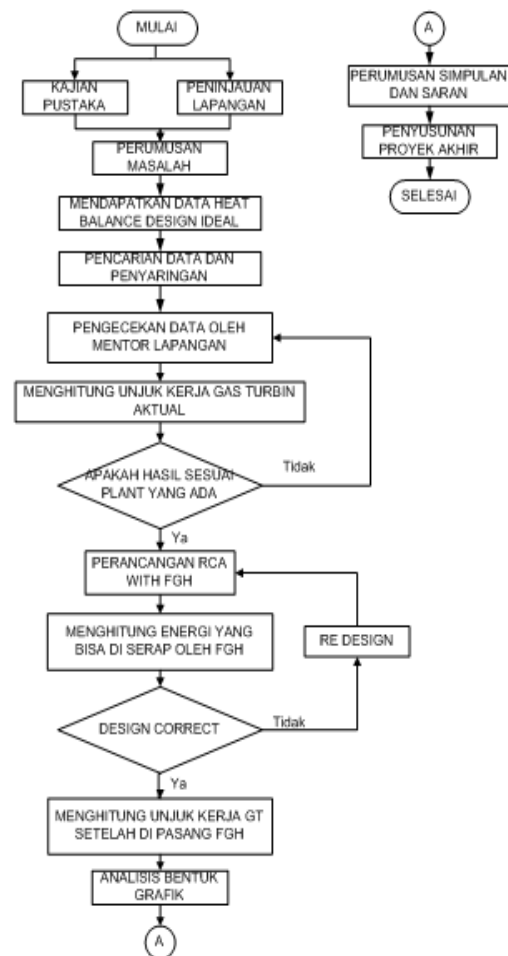
Dalam proses ini, penulis melakukan pencarian data dan mengumpulkandari buku-buku, lampiran-lampiran, *hand book* dan internet yang berhubungan dengan masalah penelitian.

2. Wawancara

Proses wawancara dilakukan oleh penulis dengan bertanya langsung kepada operator / teknisi di PT. UP PERAK GRATI.

3.2. Kerangka Pemecahan Masalah

Dalam kerangka pemecahan masalah penulis menjelaskan tahap yang harus dilakukan untuk memecahkan suatu masalah yang timbul dalam proses penelitian sebagai berikut:



Gambar 3. Diagram Alir Penelitian

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Perhitungan dan Analisis

Panas pada RCA ini dapat kita hitung menggunakan :

$$\dot{m} = 18,23 \text{ kg/s}$$

$$C_{p\text{udara}} = 1.005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\Delta T = (400 - 173) ^\circ\text{C} = (673 - 446) ^\circ\text{K} = 227 ^\circ\text{K}$$

$$q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$= 18,23 \times 1,005 \times 227$$

$$= 4158,9 \text{ kJ/s} = 4,1 \text{ MW}$$

$$\rightarrow q_{\text{lepas}} = q_{\text{terima}}$$

q yang dilepas fluida panas = q yang diterima cooling water. Jadi, energy yang dibuang keatmosfir untuk pendinginan rotor melalui ACWC adalah sebesar 4,1 MW.

4.2. Data Perancangan Fuel Gas Heater

Untuk perancangan Fuel Gas Heater dengan data-data sebagai berikut :

Tabel 1. perancangan Fuel Gas Heater

Parameter	Fluida	
	Udara	Fuel gas
Temp in	400 °C	30 °C
Temp out	173 °C	90 °C
Debit	18,23 kg/s	6,661 kg/s

4.3. Perhitungan Perancangan FGH

Perancangan fuel gas heater di hitung dengan menggunakan perpindahan panas setelah mendinginkan rotor cooling air, dimana :

A. Turbin Cooling Air Cooler :

1. Design Condition

Turbin Cooling Air

Quantity, Qw (kg/s) = 18,23 kg/s

Inlet temperature, Ti (°C) = 407 °C

Outlet temperature, To (°C) = 220 °C

Total heat transferred, H (Kcal/h)

$$H = Q_w \times C_p \times (T_i - T_o) = 18,23 \times 3600 \times 0,252 \times (407 - 220)$$

$$= 3092653,87 = 3,09 \times 10^6 \text{ Kcal/h}$$

Cp : Specific heat, (Kcal/kg°C) = 0,252

Cooling air (ambient air)

Quantity, Qa (kg/s) = 36,46 kg/s

Inlet temperature, ti (°C) = 35 °C

Outlet temperature, to (°C) = °C

dimana :

$$t_o = t_i + \frac{H}{Q_a \times 3600 \times C_p} = 35 + \frac{3092653,87}{36,46 \times 3600 \times 0,246} = 35 + 96 = 131^\circ\text{C}$$

2. Logarithmic Temperatur Difference, LMTD (°C)

$$\begin{aligned} \text{LMTD} &= \frac{(T_i - t_o) - (T_o - t_i)}{\ln \frac{T_i - t_o}{T_o - t_i}} \\ &= \frac{(407 - 131) - (220 - 35)}{\ln \frac{407 - 131}{220 - 35}} \\ &= 227,47 \end{aligned}$$

3. Required Cooling Surface Area, Areq (m²)

$$A_{\text{req}} = \frac{H}{U \times \text{LTD}} = \frac{3092653,87}{6,87 \times 227,47} = 1979 \text{ m}^2$$

U : Overall Heat Transfer Rate, (Kcal/m²h°C) = 6,87

B. Fuel Gas Heater :

1. Design Condition

Fuel gas

$$\text{Quantity, } Q_w \text{ (kg/s)} = 32 \text{ KN m}^3/\text{h} = \frac{32000 \times 0,75}{3600} = 6,661 \text{ kg/s}$$

Inlet temperature, Ti (°C) = 30 °C

Outlet temperature, To (°C) = 90 °C

Total heat transferred, H (Kcal/h)

$$\begin{aligned} H &= Q_w \times C_p \times (T_i - T_o) \\ &= 6,661 \times 3600 \times 0,5681 \times (90 - 30) \\ &= 817368,65 \text{ Kcal/h} \end{aligned}$$

Cp : Specific heat, (Kcal/kg°C) = 0,5681

Heating air (ambient air)

Quantity, Qa (kg/s) = 36,46 kg/s

Inlet temperature, ti (°C) = 131 °C

Outlet temperature, to (°C) = °C

dimana :

$$\begin{aligned} t_o &= t_i - \frac{H}{Q_a \times 3600 \times C_p} = 131 - \frac{817368,65}{36,46 \times 3600 \times 0,246} \\ &= 131 - 25,3 = 105,7^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Cp : Specific heat, (Kcal/kg°C) = 0,246

2. Logarithmic Temperatur Difference, LTD (°C)

$$\begin{aligned} \text{LTD} &= \frac{(T_i - t_o) - (T_o - t_i)}{\ln \frac{T_i - t_o}{T_o - t_i}} \\ &= \frac{(131 - 90) - (105,7 - 30)}{\ln \frac{131 - 90}{105,7 - 30}} \\ &= 56,58 \end{aligned}$$

3. Required Cooling Surface Area, Areq (m²)

$$A_{\text{req}} = \frac{H}{U \times \text{LTD}} = \frac{817368,65}{12,89 \times 56,58} = 1120,7 \text{ m}^2$$

U : Overall Heat Transfer Rate, (Kcal/m²h°C) = 12,89

4.4. Perhitungan Properties

Pada tahap ini akan dilakukan perhitungan *properties* sistem turbin gas untuk perhitungan unjuk kerja daripada sistem turbin gas tersebut.

Asumsi :

1. Perubahan energi kinetik antara *inlet* dengan *outlet* dianggap tidak ada, dikarenakan kecepatan fluida kerja dalam *turbomachinery* sangat tinggi.
2. Proses kompresi dan ekspansi adalah *irreversible adiabatic* dengan mengabaikan kenaikan *entropy*.
3. Tidak ada gesekan (fluida *incompressible*)

4. Laju aliran massa masuk sama dengan laju aliran massa keluar ($\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$).
5. *Specific heat at constant pressure* untuk udara adalah $Cp_{udara} = 1.005 \frac{kJ}{kg.K}$
6. *Specific heat at constant pressure* untuk *natural gas* adalah
7. $Cp_{gas} = 1.174 \frac{kJ}{kg.K}$
8. Harga konstanta untuk udara ialah $k = 1.4$
9. Harga konstanta untuk *natural gas* ialah $k = 1.264$

4.5. Perhitungan Data Operasi Instalasi Turbin Gas dan konversinya berdasarkan Heat Balance

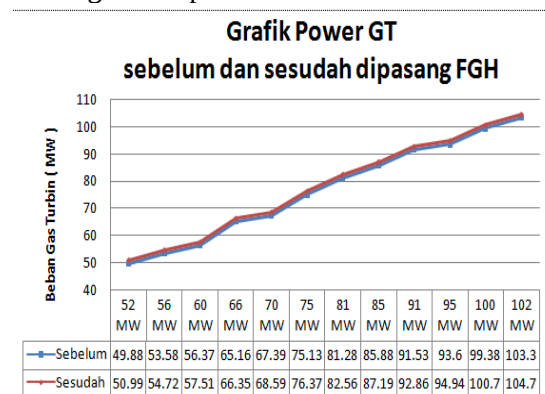
Pada perhitungan kali ini, akan digunakan contoh perhitungan data operasi di bulan April 2015 dengan beban ± 100 MW.

Tabel 2. Data Operasi Instalasi Turbin Gas Setelah Konversi *Metric Units*

No	Properties	Satuan	Nilai	Satuan	Nilai
1	Laju aliran bahan bakar ($\dot{Q}_{bb}$)	Nm ³ /hr	30193.13981	Nm ³ /s	8.3869
2	Tekanan Bahan Bakar (P_{bb})	kg/cm ²	26.020	kPa	2.551
3	Density bahan bakar (ρ)	lb/ft ³	0.0469	kg/m ³	0.7514
4	Tekanan masuk kompresor (P_1)	atm	1	kPa	101.325
5	Temperatur masuk kompresor (T_1)	°C	27.648	K	300.649
6	Tekanan keluar kompresor (P_2)	kg/cm ²	12.201	kPa	1196.58
7	Temperatur keluar ruang bakar (T_2)	°C	408.572	K	681.572
8	Tekanan keluar turbin (P_4)	kg/cm ²	1.049	kPa	102.969
9	Temperatur keluar turbin (T_4)	°C	493.793	K	766.793
10	Gross Heating Value	BTU/lb	1081.116	MJ/kg	51.846

4.6. Grafik Unjuk Kerja sebelum dan sesudah di pasang FGH pada berbagai variasi beban

Dengan rumus yang sama dapat kita hitung berbagai perhitungan diatas dengan berbagai variasi beban gas turbin di dalam formula excel kemudian saya sajikan dalam bentuk grafik supaya lebih bisa menjelaskan mengenai perubahan performance gas turbin sebelum dan sesudah di pasang fuel gas heater serta perlu juga dilakukan analisis mengenai penyebab perubahan performance tersebut. Semua itu akan di bahas dalam grafik seperti dibawah ini :



Gambar 4. Grafik Power GT sebelum dan sesudah dipasang FGH

Berdasarkan grafik power gas turbin dengan berbagai variasi beban diatas, dapat diketahui bahwa, secara umum power gas turbin naik setelah dipasang FGH. Secara keseluruhan, output power mengalami kenaikan meskipun tidak besaryaitu antara 1,11% sampai 1,37%. Hal ini dikarenakan energy yang di buang ke atmosfer (*waste heat*) di manfaatkan untuk memanaskan bahan bakar sebelum masuk ke dalam gas turbin kemudian dikonversi secara efektif menjadi energi mekanik oleh turbin gas sehingga effisiensinya naik.

Kesimpulan

Dari hasil perhitungan dan analisis dapat diambil beberapa simpulan antara lain :

1. Energi yang terbuang / losses panas pada RCA untuk pendinginan rotor melalui ACWC adalah 4,1 MW setelah pemasangan FGH energi yang terbuang menjadi 3,19 MW.
2. PLTG Unit 3 PT. Indonesia Power UBP Grati setelah dilakukan penambahan fuel gas heater (FGH) memiliki unjuk kerja yang lebih baik daripada sebelum dilakukan

dilakukan penambahan fuel gas heater (FGH). Hal tersebut dapat terlihat dari grafik unjuk kerja turbin gas seperti grafik power gas turbin dengan berbagai variasi beban, grafik perbandingan antara efisiensi siklus dengan power, dan grafik heat rate sebelum dan sesudah dipasang FGH.

3. Power output gas turbin mengalami kenaikan sebesar antara 1,11% sampai 1,37% dari kondisi sebelum dipasang FGH.
4. Efisiensi siklus mengalami kenaikan antara 0,25% sampai 0,39% dari kondisi sebelum dipasang FGH.
5. *Heat rate* sebagai indikator penggunaan energi kalor bahan bakar dalam memproduksi satu besaran energi listrik ternyata mengalami penurunan sebesar 0,8% sampai 1,47% setelah dilakukan penambahan fuel gas heater (FGH), hal tersebut terlihat dari pola garis *heat rate* yang turun terhadap penambahan beban generator.
6. Berdasarkan kajian di atas penggantian Rotor Cooling Air dengan Rotor Cooling Air with Fuel Gas Heater layak untuk diterapkan pada PLTGU Grati, sehingga segera diperoleh manfaat yang nyata dari kajian ini.

Daftar Pustaka

Archie W Culp. Jr, 1996, '*Prinsip-prinsip Konversi Energi*', hal 51, Bab 2: Bahan Bakar, seksi 2.2.6, persamaan (2.8), Erlangga.

Bathi, William W. 1984. "*Fundamental of Gas Turbin*". Wiley. New York, United State of America.

Encyclopædia Britannica. 2008. "*Gas-turbine Engine*", *Encyclopædia Britannica Ultimate Reference Suite*. Chicago, United State of America.

Marsudi, Djiteng, 2005, "*Pembangkitan Energi Listrik*", Erlangga, Jakarta

Modernization and upgrade programs for Mitsubishi heavy – duty gas turbine, 2003. Tokyo

Ruseno Tulus, 2013, "*Turbin Gas, Analisa Performa & Efisiensi Thermal Turbin Gas Untuk Pembangkit Tenaga Listrik*".