Perancangan Air Cooler Turbin gas Aeroderivative Lm6000 Jenis Compact Heat Exchanger Untuk Meningkatkan Performa Turbin gas

Dimas Rianto Utomo^{1*}, Belyamin¹, Sonki Prasetya¹

¹Program Studi Teknik Mesin, Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Jakarta, Jl. Prof. Dr. G.A Siwabessy, Kampus Baru UI Depok 16425

Abstrak

Temperatur udara ambient berpengaruh pada performa turbin gas. Temperatur yang tinggi mengakibatkan masa jenis udara menjadi rendah sehingga pada laju aliran udara masuk kompresor lebih sedikit. Teknologi untuk memitigasi permasalahan ini adalah penggunaan Turbine Inlet Air Cooling (TIAC) pada inlet air system turbin gas. Penelitian ini bertujuan untuk mendesain air cooler dengan tipe staggered continous finned tube compact heat exchanger pada turbin gas Lm6000 milik PT.X di Karawang. Proses perancangan air cooler dilakukan dengan menggunakan perhitungan Kern. Data yang dibutuhkan dalam penelitian ini adalah data dimensi maksimum air cooler, data temperatur air pendingin, data pengoperasi turbin gas dan data bahan bakar yang diambil sebelum dan sesudah pemasangan TIAC menggunakan beban turbin gas yang sama yaitu 22 MW. Hasil yang didapat dari proses perancangan air cooler adalah desain air cooler dengan 187 tube bundle dan nilai koefisien konveksi keseluruhan sebesar 35,4 W/m²°C. Analisis performa turbin gas menunjukkan bahwa temperatur inlet low pressure compressor mengalami penurunan rata-rata sebesar 3,5°C, sementara efisiensi siklus rata-rata meningkat sebesar 1,65%. Adapun peningkatan daya bersih rata-rata sebesar 0,496 MW karenanya dapat menghasilkan penghematan biaya bahan bakar sebesar Rp1.554.257.011 per tahun.

Kata kunci : TIAC, Compact Heat Exchanger, efisiensi siklus

Abstract

Ambient air temperature affects the performance of the gas turbine. High temperatures result in a lower the density of the air thus the compressor's air flow rate is lesser. The technology to mitigate this problems is the usage of Turbine Inlet Air Cooling (TIAC) on the gas turbine inlet air system. This study aims to design a staggered continuous finned tube compact heat exchanger on the Lm6000 gas turbine owned by PT. X in Karawang. The process of designing the air cooler is done by using the Kern calculation. The data needed in this research are maximum air cooler dimension, cooling water temperatur data, gas turbine operation data and fuel data which is taken before and after installation of TIAC using the same gas turbine load of 22 MW. The results obtained from the air cooler design process are the design of the air cooler with 187 tube bundles and the overall convection coefficient value of 35.4 W/m² °C. The analysis of gas turbine performance shows that the inlet low pressure compressor temperature has decreased by an average of 3.5 °C, while the average

* Corresponding author E-mail address: dimas.riantoutomo.tn15@mhsw.pnj.ac.id

cycle efficiency has increased by 1.65%. The increase in net power on average is 0.496 MW hence give rise to fuel cost savings in the ammount of Rp1,554,257,011 annually.

Keywords: TIAC, Compact Heat Exchanger, cycle efficiency

NOMENKLATUR

A	Luas <i>heat exchanger</i> total (m ²)	P _l	Longitudinal Pitch (m)
A _f	Luas <i>fin</i> tiap satu <i>bundle fin tube</i> (m ²)	Nu _{air}	Nusselt number air
A _{ff}	Free flow area tube (m ²)	Pr _{air}	Prandtl number air
A _o	Minimum free flow area udara (m ²)	Pr _{ud}	Prandtl number udara
A _t	Luas tube tiap satu <i>bundle fin tube</i> (m ²)	P _t	Transversal Pitch (m)
C _{p air}	Kalor spesifik air tekanan konstan (J/kg°C)	Q _{air}	Kalor serap air (Watt)
C _{p ud}	Kalor spesifik udara tekanan konstan (J/kg°C)	Q _{ud}	Kalor lepas udara (Watt)
d _h	Diameter hidrolis <i>outside</i> (m)	Re _{air}	Reynold number air
d _i	Diameter dalam tube (m)	Re _{ud}	Reynold number udara
d _o	Diameter luar tube (m)	t _{fin}	Ketebalan <i>fin</i> (m)
f	Friction factor tube	T _{i air}	Temperatur masuk air (°C)
f _c	Faktor koreksi temperatur rata-rata	T _{i ud}	Temperatur udara masuk (°C)
H _{air}	Koefisien konveksi tube side (W/m ² K)	T _{o air}	Temperatur keluar air (°C)
H _{ud}	Koefisien konveksi <i>outside</i> (W/m ² K)	T _{o ud}	Temperatur udara keluar (°C)
K	Konduktivitas material tube fin (W/mK)	T _{tube}	Ketebalan dinding tube (m)
K _{air}	Konduktivitas thermal air (W/mK)	U	Koefisien perpindahan panas total (W/m ² K)
K _{ud}	Konduktivitas thermal udara (W/mK)	V _{air}	Kecepatan linear air (m/s)
L1	Panjang <i>heat exchanger</i> (m)	V _{ud}	Kecepatan linear udara (m/s)
L2	Lebar <i>heat exchanger</i> (m)	Greek Symbol	
L3	Tinggi <i>heat exchanger</i> (m)	ΔT _{lmt}	Temperatur rata-rata (°C)
L _{tube}	Panjang tube (m)	d	
m _{air}	Laju massa air (kg/s)	η _{cyc}	Efisiensi siklus
m _{ud}	Laju aliran udara (kg/s)	ρ _{air}	Massa jenis air (kg/m ³)
N _f	Jumlah <i>fin</i> per meter panjang tube (m ⁻¹)	ρ _{ud}	Massa jenis udara (kg/m ³)
N _{tube}	Jumlah <i>bundle tube</i>	μ _{air}	Viskositas dinamis air (Pa.s)
		μ _{ud}	Viskositas dinamis udara (Pa.s)

1. PENDAHULUAN

Temperatur udara *ambient* memiliki pengaruh terhadap performa turbin gas [1, 2]. Turbin gas yang terpasang di daerah dengan temperatur udara ambient tinggi seperti di kota Karawang, Indonesia, mengalami penurunan daya *output* dibandingkan dengan kemampuannya dari pabrikan, karena diuji kinerjanya pada temperatur 15°C sesuai dengan standart ISO[3]. Oleh karena itu dengan temperatur rata-rata sebesar 33,4°C di kota Karawang, menyebabkan penurunan daya *output* Turbin gas lebih dari 10 % dan menurunkan efisiensi siklus hingga 1,5%[4]. Maka apabila temperatur udara masuk kompresor dapat diturunkan, turbin gas diharapkan akan mengalami peningkatan performa mendekati performa desain. Untuk menurunkan temperatur udara masuk kompresor pada turbin gas maka diperlukan pendingin udara.

Teknologi *Turbine Inlet Air Cooling* (TIAC) merupakan teknologi yang sering digunakan untuk mendinginkan temperatur udara masuk kompresor pada turbin gas industrial[5, 6]. TIAC memiliki jenis yang bermacam macam. Tipe yang cukup populer adalah tipe *Evaporative Cooling* (*Adsorption Chiller*) dan tipe *Compact Heat Exchanger* (*Mechanical Refrigeration*)[7]. Masing-masing memiliki kelebihan dan kekurangan. Pada jenis *Compact Heat Exchanger*, keuntungan yang didapat adalah desain yang padat sehingga tidak memerlukan ruangan yang besar dan memiliki *cooling duty* yang besar[8]. Sedangkan kekurangannya adalah rentan *fouling* atau tersumbat akibat diameter hidrolis yang kecil. Sementara itu keuntungan jenis *evaporative cooling* adalah tidak memerlukan banyak material, lebih ringan dan lebih sederhana[8]. Namun kekurangannya adalah cenderung membawa partikel air bersama udara.

Turbin gas *aeroderivative* Lm6000 milik PT.X juga memiliki *Turbine Inlet Air Cooling*. *Inlet air cooling* pada Turbin gas tersebut berjenis *evaporative cooler*. Kekurangan *air cooler* jenis ini adalah partikel air cenderung membuat filter dan strainer menjadi basah sehingga *drop pressure* pada *Air Intake System* menjadi lebih cepat bertambah. Karenanya penelitian ini bertujuan merancang *Turbine Inlet Air Cooling* dari jenis *Compact Heat Exchanger* menggantikan jenis *Evaporative Cooling* agar dapat menurunkan *Inlet Air Temperature*. Kemudian menentukan karakteristik perubahan kerja bersih sistem dan efisiensi siklus turbin gas terhadap perubahan temperatur udara masuk kompresor sebelum dan sesudah pemasangan TIAC. Kemudian menghitung penghematan biaya bahan bakar yang ditimbulkan akibat pemasangan TIAC pada turbin gas.

2. METODE

Pengambilan Data

Penelitian dimulai dengan melakukan pengambilan data. Pengambilan data dilakukan untuk memperoleh gambaran kenyataan yang terjadi di lokasi penelitian, dalam hal ini Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) Karawang 2 milik PT.X. Dilakukan melalui wawancara, pengamatan dan pengukuran langsung, data operasional dari unit *control room*, serta data penunjang lainnya dari *manual book* dan literatur lain yang relevan. Data yang diperlukan meliputi data temperatur ambient udara karawang, data temperatur air pendingin pada cooling tower yang ada di plant PT.X, data operasi turbin gas PT.X pada bulan Januari 2019 dan data dimensi *filter house* tempat yang akan dipasang TIAC. Data pengoperasian yang dibutuhkan diantaranya temperatur dan tekanan udara masuk *Low Pressure Compressor*, temperatur dan tekanan udara masuk *High Pressure Compressor*, temperatur dan tekanan gas masuk *High Pressure Turbine*, temperatur dan tekanan gas masuk *Low Pressure Turbine*, temperatur dan tekanan *Flue Gas*, laju aliran udara dan laju aliran bahan bakar yang didapat dari formulir gas turbine parameter record. Selain itu data kalor spesifik gas dan *Lower Heating Value* bahan bakar juga dibutuhkan.

Perancangan Turbin *Inlet Air Cooler*

Langkah berikutnya adalah mendesain *air cooler* tipe *Compact Heat Exchanger Finned Tube* dengan menggunakan metode perhitungan teoritis yang dikembangkan oleh Kern. Proses perancangan dimulai dengan menentukan dimensi maksimum *cooler*. Dimensi maksimum *cooler* didapat dari mengukur dimensi tempat *cooler* akan dipasang. Dalam kasus ini tempat *cooler* akan berada didalam *Clean Air Plenum* pada *filter house* turbin gas di PT.X.

Kemudian menentukan geometri *fin-tube*. *Fin-tube* yang digunakan adalah tipe *staggered* dengan *continuous plain fin*. Pada *compact heat exchanger* dengan fluida yang tidak banyak mengandung partikel padat seperti udara, susunan *Staggered* lebih dipilih karena lebih ringkas dan menghasilkan perpindahan panas yang lebih baik namun rentan terhadap erosi karena cenderung memiliki aliran yang sangat turbulen dibandingkan susunan *In Line* [9]. Jenis *fin Continuous plain fin* dipilih karena menghasilkan luas perpindahan panas paling besar dibandingkan *bare tube* atau *circular fin*[9].

Langkah berikutnya adalah menentukan desain *thermal heat exchanger* dimulai dari menentukan *heat transfer duty*. Menghitung *heat transfer duty* dengan rumus[10]:

$$Q_{udara} = \dot{m}_{ud} \times C_{pud} \times (T_{iud} - T_{oud}) \quad (1)$$

Berdasarkan prinsip kesetimbangan energi maka kalor yang diserap oleh udara sama dengan kalor yang dilepas oleh air. Maka *cooling duty* juga berlaku untuk proses pemanasan air oleh udara. Maka dari laju aliran air dapat dihitung dengan menggunakan persamaan[10]:

$$Q_{udara} = Q_{air} \quad (2)$$

Sehingga nilai laju aliran air dapat dihitung dengan rumus[10]:

$$Q_{udara} = \dot{m}_{air} \times C_{pair} \times (T_{oair} - T_{iair}) \quad (3)$$

Kemudian menghitung nilai ΔT_{lmt} dari hasil persamaan 2 dan persamaan 3 dengan rumus[11]:

$$\Delta T_{lmt} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)} \quad (4)$$

Setelah mendapatkan nilai temperatur rata-rata logaritmik, kemudian langkah berikutnya adalah mencari faktor koreksi (f) dengan menggunakan grafik faktor koreksi terhadap nilai R dan P yang ada pada Gambar 2.

Gambar 1 kurva faktor koreksi untuk penukar panas *single pass crossflow, one fluid mixed and other unmixed*[11]

Setelah mendapatkan nilai f maka selanjutnya adalah mencari luas perpindahan panas total dengan memisalkan nilai koefisien keseluruhan (U) dengan menggunakan Tabel 1:

Tabel 1. Estimasi nilai U berdasarkan kondisi fisik *heat exchanger*[11]

Physical situation	U	
	Btu/h · ft ² · °F	W/m ² · °C
Brick exterior wall, plaster interior, uninsulated	0.45	2.55
Frame exterior wall, plaster interior: uninsulated	0.25	1.42
with rock-wool insulation	0.07	0.4
Plate-glass window	1.10	6.2
Double plate-glass window	0.40	2.3
Steam condenser	200–1000	1100–5600
Feedwater heater	200–1500	1100–8500
Freon-12 condenser with water coolant	50–150	280–850
Water-to-water heat exchanger	150–300	850–1700
Finned-tube heat exchanger, water in tubes, air across tubes	5–10	25–55
Water-to-oil heat exchanger	20–60	110–350
Steam to light fuel oil	30–60	170–340
Steam to heavy fuel oil	10–30	56–170
Steam to kerosene or gasoline	50–200	280–1140
Finned-tube heat exchanger, steam in tubes, air over tubes	5–50	28–280
Ammonia condenser, water in tubes	150–250	850–1400
Alcohol condenser, water in tubes	45–120	255–680
Gas-to-gas heat exchanger	2–8	10–40

Physical situation yang paling cocok dengan penelitian ini adalah *Finned-tube heat exchanger, water in tubes, air across tubes*. Maka Berdasarkan Tabel 1 maka range nilai U adalah 25-55 W/m²K. selanjutnya dapat menentukan nilai A dengan rumus[11]:

$$A = \frac{Q}{U \times \Delta T_{lmt d} \times f} \quad (5)$$

Kemudian mencari desain mekanikal pada *heat exchanger* dimulai dari mencai jumlah *tube* pada *heat exchanger*, sebelum itu harus mengetahui luas keseluruhan 1 *fin tube array* dengan menambahkan luas *fin* dan luas *tube*. Menghitung luas *fin* (A_f) tanpa *tube* (A_t) untuk jenis *fin continuous* dengan rumus[9]:

$$A_f = 2 \times N_f \times l_{tube} \times \left((P_t \times P_l) - \frac{\pi \times d_o^2}{4} \right) \quad (6)$$

Luas *tube* tanpa *fin* (A_t) dapat dihitung dengan rumus[9]:

$$A_t = \pi \times d_o \times (l_{tube} - (l_{tube} \times N_f \times t_f)) \quad (7)$$

Karena luas *fin-tube* sudah diketahui, selanjutnya menentukan jumlah *tube* dengan rumus[9]:

$$n_{tube} = \frac{A}{A_T} \quad (8)$$

Kemudian mencari nilai *Nusselt number*. Tetapi sebelum itu harus menentukan nilai *Reynold number*, *Prandtl number*. Setelah mendapatkan nilai *Nusselt number* air dan konduktifitas air sudah diketahui. Maka koefisien konveksi pada *tube side* dapat ditentukan dengan rumus[9]:

$$h_{air} = \frac{Nu_{air} \times k_{air}}{d_i} \quad (9)$$

Kemudian mencari nilai koefisien konveksi di luar pipa (*outside*). Dimulai dengan mencari *minimum free flow area* khusus untuk *Compact Heat Exchanger* dengan *continuous fin* dan *staggered tube*. Kemudian mencari diameter hidrolis dengan menggunakan *minimum freeflow area*. Setelah mendapatkan nilai diameter hidrolis kemudian mencari nilai *Reynold Number* dan *Prandtl Number*. Barulah Koefisien konveksi *outside* dapat dihitung dengan persamaan[12]:

$$h_{ud} = \left(\frac{0,36 \times k_{ud}}{d_h} \right) \times Re_{ud}^{0,55} \times Pr_{ud}^{0,33} \quad (10)$$

Setelah mendapat nilai koefisien konveksi *tube side* dan koefisien konveksi *outside*, kemudian menghitung nilai konveksi keseluruhan aktual dengan rumus[11]:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{ud}} + \left(\frac{1}{h_{air}} \times \frac{d_o}{d_i} \right) \times \frac{r_o \times \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} \quad (11)$$

Setelah mendapatkan nilai U aktual kemudian mencari jumlah *bundle tube* aktual dengan mengulang persamaan (5) hingga persamaan (8).

Perhitungan Performa Turbin gas

Setelah kedua metode dibandingkan maka selanjutnya adalah menganalisis peningkatan performa turbin gas dengan cara menghitung efisiensi siklus dan kerja net siklus kemudian membandingkan kedua parameter antara data operasi turbin gas dengan TIAC dan data operasi turbin gas tanpa TIAC).

Gambar 2. Siklus *brayton* aktual pada turbin gas *aeroderivative* Lm6000[13]

Gambar 2 merupakan Siklus *brayton* aktual pada turbin gas *aeroderivative*. Siklus *brayton aeroderivative* terdiri dari lima komponen yaitu daya masuk *high pressure compressor*, daya masuk *low pressure compressor*, panas masuk *combustion chamber*, daya keluar *high pressure turbine*, dan daya keluar *low pressure turbine*. Sehingga nilai efisiensi siklus dapat dicari dengan rumus[13]:

$$\mu_{cyc} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (12)$$

Dimana nilai panas masuk pada *combustion chamber* dapat dihitung dengan rumus[14]:

$$Q_{in} = \dot{m}_{bb} \times LHV \quad (13)$$

Dan kerja bersih sistem dapat dihitung dengan rumus[14]:

$$W_{net} = (W_{HPT} + W_{LPT}) - (W_{HPC} + W_{LPC}) \quad (14)$$

Daya masuk *high pressure compressor*, daya masuk *low pressure compressor*, daya keluar *high pressure turbine*, dan daya keluar *low pressure turbine* dapat dihitung dengan persamaan berikut[13]:

$$W = \dot{m} \times \Delta h \quad (15)$$

Setelah mendapatkan nilai efisiensi siklus dan kerja bersih sistem maka langkah selanjutnya adalah mencari *Heat Rate* (HR) dan *specific fuel consumption* (SFC). *Heat rate* merupakan nilai kalor bahan bakar yang digunakan pada pembangkit listrik untuk membangkitkan listrik per-satuan daya. *Heat rate* merupakan bentuk lain untuk menganalisis efisiensi dari suatu pembangkit. Efisiensi dalam bentuk prosentase merupakan bilangan non-dimensional sedangkan *heat rate* merupakan bilangan dimensional dengan satuan kJ/kWh, kcal/kWh, atau BTU/kWh. Sedangkan *Specific Fuel Consumption* adalah banyaknya massa atau volume bahan bakar yang dibutuhkan untuk membangkitkan membangkitkan per-satuan daya listrik daya *output*. SFC

memiliki satuan T/kWh atau m³/kWh. Semakin besar *Heat Rate* atau SFC maka performa turbin gas semakin buruk[15]. berikut adalah rumus HR dan SFC[14]:

$$HR = \frac{3600}{\mu_{cyc}} \quad (16)$$

$$SFC = \frac{3600}{W_{net}} \quad (17)$$

Data-data hasil perhitungan performa turbin gas tersebut disajikan dalam bentuk grafik. Pengeplotan ini berguna untuk mempermudah pembacaan dan analisa performa turbin gas .

Perhitungan Cost Saving Bahan Bakar

Biaya bahan bakar Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) per tahun ditentukan dari berapa besar pembebanan turbin gas dan konsumsi bahan bakar spesifik. Selain itu perhitungan biaya bahan bakar membutuhkan data SF (*Service Factor*) pembangkit. SF adalah rasio dari jumlah jam unit pembangkit beroperasi terhadap jumlah jam dalam satu periode tertentu. Besaran ini menunjukkan persentase jumlah jam unit pembangkit beroperasi pada satu periode tertentu. Kemudian perhitungan *cost saving* juga membutuhkan data harga bahan bakar. perhitungan konsumsi bahan bakar per tahun dapat dilakukan dengan persamaan[16]:

$$Fuel\ Cost = \frac{8760 \times SF \times Load \times SCF}{\rho_{bb}} \times Fuel\ Cost \quad (18)$$

Kemudian biaya bahan bakar per tahun sebelum pemasangan TIAC dikurangi biaya ahan bakar per tahun setelah pemasangan TIAC untuk mencari penghematan biaya bahan bakar per tahun setelah penggunaan *Air Cooler*.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil Rancangan Air Cooler metode Perhitungan Teoritis

Proses perancangan *air cooler* menggunakan rumus umum perpindahan panas untuk estimasi jumlah *fin tube* bertujuan untuk mempermudah perhitungan pada program simulasi. Hasil perancangan sebagai adalah berikut:

Tabel 2. Spesifikasi *Air Cooler* hasil perhitungan teoritis

Parameter	Nilai	Satuan	Parameter	Nilai	Satuan
Temperatur air masuk	22	°C	Jumlah tube	187	-
Temperatur air keluar	30	°C	Diameter luar tube	0,021	m
Temperatur udara masuk	32	°C	Ketebalan tube	0,00124	m
Temperatur udara keluar	28	°C	Panjang tube	4,5	m
Temperatur rata-rata	3,64	°C	Jumlah fin	2250	
Laju aliran air	18,07	kg/s	Kerapatan fin	500	fin/m
Laju aliran udara	150,36	kg/s	Ketebalan fin	0,001	m
Cooling Duty	0,604	MW	Jenis fin	Continuous	-
Koefisien konveksi air	7273,003	W/m ² K	Susunan tube	Staggered	-
Koefisien konveksi udara	35,58	W/m ² K	Transfersal pitch	0,1	m
Koefisien total	35,4	W/m ² K	Longitudinal pitch	0,086	m
Panjang	4,5	m	Luas keseluruhan	6949,44	m ²
Lebar	1	m	Material tube	Copper	-
Tinggi	2,971	m	Material fin	Copper	-

Tabel 2 merupakan spesifikasi *heat exchanger* yang didapat dari hasil perhitungan teoritis. Temperatur *ambient* pada *air intake* mengalami penurunan dari 32°C sebelum perancangan *air cooler* menjadi 28°C setelah perancangan *air cooler*. Perancangan menghasilkan *air cooler* dengan *cooling duty* sebesar 0,604 MW, luas permukaan pindah panas total sebesar 6949,44 m², *fin-tube* sebanyak 187 tube dan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan aktual adalah 35,4 W/m²K. Material yang digunakan untuk *fin* dan *tube* adalah tembaga. Tembaga merupakan material yang cocok untuk proses pendinginan karena tembaga memiliki ketahanan terhadap karat dan memiliki konduktivitas yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan *carbon steel* atau *stainless steel*[9].

Gambar 3. Tube array pada Air Cooler[17]

Gambar 3 merupakan susunan *tube-tube* pada rancangan *cooler* yang dibuat menggunakan perangkat lunak HTRI. Dapat dilihat dari gambar 3 bahwa susunan *tube* merupakan susunan dengan tipe *Staggered* yang terdiri dari 8 baris *tube*. Jarak transversal (Pt) tiap *tube* sebesar 100 mm, sedangkan jarak longitudinal (Pl) tiap *tube* sebesar 86 mm. jumlah *tube* keseluruhan adalah 188 *tube* dengan *tube* pada baris ganjil berjumlah 24 *tube*, sedangkan *tube* pada baris genap berjumlah 23 *tube*.

Gambar 4. (a) Rancangan 2 dimensi Air Cooler, (b) gambar 3 dimensi tube only, (c) Rancangan 3 dimensi Air Cooler[17]

Gambar 4 merupakan gambar rancangan yang dibuat menggunakan perangkat lunak HTRI. Pada gambar 4 (a) merupakan gambar 2 dimensi keseluruhan Air Cooler. Dimensi keseluruhan akhir Air Cooler adalah 2,473m x 2,521m x 4,5m. Dimensi tersebut memenuhi dimensi maksimum yang tersedia yaitu 3m x 3,5m x 4,5m. Pada gambar 4 (c), dapat terlihat komponen-komponen utama pada air cooler, komponen tersebut adalah 3 Nozzle input, 3 Nozzle output, 188 Tube, Front Header dan Rear header. Komponen fin tidak terlihat akibat keterbatasan program HTRI.

Analisis Performa Turbin gas

Perhitungan kerja bersih siklus dan efisiensi siklus membutuhkan data pengoperasian turbin gas dengan menggunakan TIAC tanggal 1 Januari 2019 di Pembangkit PT.X pada pukul 09.00, 10.00, 11.00 dan 12.00 dan data pengoperasian turbin gas tanpa menggunakan TIAC tanggal 2 Januari 2019 yang didapatkan dari record

operator control room di PT.X. Kemudian data tersebut dimasukkan ke dalam persamaan (12) hingga persamaan (15). Kemudian hasil perbandingan kerja bersih siklus dan efisiensi siklus terhadap temperatur ditunjukkan dengan Gambar 5 dan Gambar 6.

Gambar 5 Grafik Perbandingan Kerja Bersih Sistem dengan Temperatur Air Inlet Kompresor

Gambar 5 memperlihatkan bahwa temperatur udara masuk kompresor mempengaruhi kerja bersih yang dihasilkan oleh siklus turbin gas dan terjadi peningkatan temperatur udara masuk kompresor. Semakin rendah temperatur udara *ambient* maka kerja bersih turbin yang dihasilkan semakin tinggi. Hal ini disebabkan oleh daya turbin yang dihasilkan lebih banyak pada siklus dengan temperatur udara *inlet* rendah dari pada siklus dengan temperatur udara *inlet* tinggi. Temperatur udara yang rendah menyebabkan massa jenis udara yang tinggi sehingga untuk beban kompresor yang sama, massa udara yang dikompresi semakin banyak. Jika dilihat dari persamaan (18) maka, massa udara yang lebih banyak menyebabkan daya yang dihasilkan oleh turbin meningkat. Maka dari itu daya bersih yang dihasilkan oleh siklus juga meningkat. Dari gambar tersebut juga terlihat pada pukul 09.00, turbin gas dengan TIAC menghasilkan kerja bersih tertinggi yaitu 19,37 MW dibandingkan pengamatan pada waktu yang lain kemudian semakin menurun seiring dengan kenaikan temperatur udara *inlet* kompresor tiap jam. Hasil pengamatan yang sama juga berlaku pada turbin gas tanpa TIAC.

Kesimpulan dari gambar 6 adalah kerja bersih siklus bertambah 62 MW setiap 1°C penurunan temperatur *inlet* kompresor. Dengan memasang *air cooler* pada *air inlet system* pada turbin gas terbukti dapat meningkatkan rata-rata kerja bersih siklus turbin gas sebesar 496 MW. Kesimpulan serupa didapatkan dari penelitian yang dilakukan oleh M. Saghafifar dan M. Gadalla pada tahun 2015. M. Saghafifar dan M. Gadalla mendapatkan bahwa semakin tinggi temperatur udara *ambient* pada suatu turbin gas maka besar *net power output* dan efisiensi siklus semakin besar [18]. Kesimpulan serupa juga didapat dari penelitian yang dilakukan oleh Budiharjo et.al pada tahun 2015 yaitu semakin rendah temperatur udara masuk turbin gas maka semakin tinggi daya luaran turbin [19].

Gambar 6. Grafik Perbandingan Kerja Bersih Sistem dengan Temperatur Air Inlet Kompresor

Gambar 6 memperlihatkan bahwa temperatur udara masuk kompresor berpengaruh terhadap efisiensi siklus turbin gas. Dapat dilihat bahwa *Inlet Air Temperature* sebelum dipasang TIAC lebih tinggi dari *Inlet Air Temperature* setelah dipasang TIAC dan dapat dilihat pula bahwa semakin tinggi temperatur maka nilai efisiensi siklus turbin gas semakin kecil. Maka nilai efisiensi siklus tanpa TIAC akan lebih rendah dari efisiensi siklus dengan TIAC. Nilai efisiensi siklus tanpa TIAC pada pukul 12.00 mencapai nilai terendah, hal ini

diakibatkan temperatur *air inlet* mencapai titik paling tinggi dari empat waktu pengamatan, sehingga menyebabkan laju aliran udara menjadi lebih rendah dibandingkan waktu pengamatan yang lain. Efisiensi rata-rata pada siklus turbin gas dengan menggunakan TIAC dan siklus turbin gas tanpa TIAC sebesar 35,29% dan 33,67%. Perbedaan nilai efisiensi siklus disebabkan karena untuk jumlah bahan bakar yang sama, daya bersih siklus yang dibangkitkan oleh turbin gas dengan TIAC lebih besar dibandingkan turbin gas tanpa TIAC sehingga efisiensi juga lebih tinggi.

Kesimpulan dari gambar 6 adalah dengan memasang *air cooler* pada *air inlet system* pada turbin gas terbukti dapat meningkatkan efisiensi siklus turbin gas sebesar 1,62%. Kesimpulan serupa juga didapatkan dari percobaan oleh A.M. Bassily tahun 2004 yaitu semakin tinggi temperatur udara ambient maka efisiensi siklus turbin gas *reheat recuperated* semakin rendah[20]. Kesimpulan lain juga didapat oleh A. K. Mohapatra dan Sanjay tahun 2014. A. K. Mohapatra dan Sanjay mendapat kesimpulan berupa turbin gas dengan temperatur *ambient* 288 K memiliki efisiensi siklus sebesar 37,9% dibandingkan dengan temperatur *ambient* 313 K yang hanya sebesar 35,8%[21].

Analisis Cost Saving

Berdasarkan perhitungan menggunakan persamaan (16) dan persamaan (17) maka didapat nilai *Heat Rate* dan *Specific Fuel Consumption* dari data pengoperasian turbin gas pada beban 22 MW pukul 09.00 hingga 12.00. Kemudian nilai *Service Factor* PT.X diasumsikan sebesar 0,8. Harga *Liquid Natural Gas* (LNG) berdasarkan penetapan harga gas bumi wilayah Karawang (Surat Keputusan No. 110/RTPK/BPH/Migas/Kom/2007) untuk kategori PK-2 (Hotel, Restoran, Rumah Sakit Swasta, Perkantoran Swasta, Pertokoan dan kegiatan komersial sejenisnya) adalah sebesar Rp3.127/m³.

Tabel 3. Perbandingan konsumsi bahan bakar per tahun dan penghematan biaya bahan bakar

Parameter	Satuan	Dengan Air Cooler	Tanpa Air Cooler
Load	MW	22	
SF		0,80	
ρ gas	kg/m ³	1,59	
Average HR	kJ/kWh	10206,64934	10696,0431
Average SFC	kg/kWh	0,19157	0,19670
Fuel Consumption	m ³ /tahun	18575939	19072983
Fuel Saving	m ³ /tahun	497044	
Harga LNG	Rp/m ³	Rp3.127	
Fuel Cost Saving	Rp/tahun	Rp1.554.257.011	

Tabel 3 memaparkan rata-rata HR dan SFC turbin gas sebelum dan sesudah pemasangan TIAC. Kemudian penggunaan bahan bakar per tahun dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (18). Penggunaan bahan bakar turbin gas sebelum pemasangan TIAC sebesar 18575929 m³/tahun sedangkan Penggunaan bahan bakar turbin gas setelah pemasangan TIAC sebesar 19072983 m³/tahun dengan selisih sebesar 497044 m³/tahun. Apabila selisih penggunaan bahan bakar dikalikan dengan harga bahan bakar maka penghematan biaya bahan bakar yang didapat adalah sebesar Rp1.554.257.011 per tahun. Kesimpulan yang didapat dari Tabel 3 adalah *Fuel consumption* turbin gas tanpa TIAC lebih tinggi dibanding *Fuel consumption* turbin gas dengan TIAC pada beban yang sama. Berdasarkan fenomena tersebut maka terlihat bahwa dapat dilakukan penghematan biaya bahan bakar per tahunnya apabila turbin gas dipasang TIAC. Berdasarkan kesimpulan tersebut maka peneliti memberikan rekomendasi untuk menggunakan pada saat pengoperasian turbin gas terutama saat dimana temperatur ambient mencapai titik tertinggi yaitu pukul 09.00 hingga 12.00.

4. KESIMPULAN

Kesimpulan berdasarkan penelitian mengenai pengaruh temperatur *ambient* terhadap performa turbin gas adalah:

1. Perancangan menghasilkan *air cooler* tipe *staggered tube continuous plain fin compact heat exchanger* dengan *cooling duty* sebesar 0,604 MW, luas permukaan pindah panas total sebesar 6949,44 m², *fin-tube* sebanyak 187 *tube*, nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan aktual adalah 35,4 W/m²K dan berhasil menurunkan temperatur udara *inlet* kompresor sebanyak dari 32°C menjadi 28°C.
2. Kerja bersih siklus bertambah 62 KW setiap 1°C penurunan temperatur *inlet* kompresor. Dengan memasang TIAC pada *air inlet system* pada turbin gas terbukti dapat meningkatkan rata-rata kerja bersih siklus turbin gas sebesar 0,496 MW.

3. Efisiensi siklus turbin gas dengan TIAC pada *air inlet system* terbukti dapat meningkatkan rata-rata efisiensi siklus turbin gas sebesar 1,62% dibanding turbin gas tanpa TIAC. Efisiensi siklus turbin gas bertambah 0,51% setiap 1°C penurunan temperatur *inlet* kompresor
4. *Fuel consumption* turbin gas tanpa TIAC lebih tinggi dibanding *Fuel consumption* turbin gas dengan TIAC pada beban yang sama. Penghematan biaya bahan bakar hingga Rp1.554.257.011 per tahunnya apabila turbin gas dipasang TIAC.

REFERENSI

1. Moon, S.W., et al., *A novel coolant cooling method for enhancing the performance of the gas turbine combined cycle*. Energy, 2018. **160**.
2. Shams, M.B., et al., *Gas turbine inlet air cooling system for enhancing propane recovery in a gas plant: Theoretical and cost analyses*. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2017. **43**: p. 34.
3. Subagio, A. and R.G. Budihardjo, *Perencanaan Sistem Pendingin Udaramasuk Gas Turbin 15 °C Menggunakan Absorption Chiller Di Pltgu Ubp Priok*. Proceeding Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin, 2015. **14**.
4. Najjar, Y.S.H. and A.M. Abubaker, *Thermoeconomic analysis and optimization of a novel inlet air cooling system with gas turbine engines using cascaded waste-heat recovery*. Energy, 2017. **128**: p. 32.
5. Jaber, Q.M., J.O. Jaber, and M.A. Khawaldah, *Assessment Of Power Augmentation From Gas Turbine Power Plants Using Different Inlet Air Cooling Systems*. Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, 2007. **1**: p. 7-15.
6. S.Baakeem, S., J. Orfi, and HanyAl-Ansary, *Performance Improvement Of Gas Turbine Power Plants By Utilizing Turbine Inlet Air-Cooling (Tiac) Technologies In Riyadh, Saudi Arabia*. Applied Thermal Engineering, 2018. **138**: p. 417-432.
7. Kays, W.M., London, *Compact Heat Exchanger*. Second Edition. 1964, New York: McGraw Hill Book Company.
8. Alhazmy, M.M. and Y.S.H. Najjar, *Augmentation of gas turbine performance using air coolers*. Applied Thermal Engineering, 2004. **24**.
9. Thulukkanam, K., *Heat Exchanger Design Handbook* Second Edition. 2013, Florida: Taylor & Francis Group.
10. Kinsky, R., *Heat Engineering: An Introduction to Thermodynamics*. 3 ed. 1989, Roseville: McGraw-Hill.
11. Holman, J.P., *Heat Transfer*. 10 ed. 2002, New York: McGraw-Hill.
12. Shah, R.K. and D.a.P. Sekulic, *Fundamentals Of Heat Exchanger Design*. 2003, New Jersey: JOHN WILEY & SONS, INC.
13. Boyce, M.P., *GAS TURBINE ENGINEERING HANDBOOK*. 2 ed. 2002, Texas: Gulf Professional.
14. El-Shazly, A.A., et al., *Gas turbine performance enhancement via utilizing different integrated turbine inlet cooling techniques*. Alexandria Engineering Journal, 2016. **1**: p. 12.
15. Partogi, M.A., I.G.B.W. Kusuma, and K. Astawa, *Analisa Unjuk Kerja Sistem PLTG di PT Indonesia Power Unit Pembangkitan Bali*. Jurnal METTEK, 2018. **4**(1): p. 8.
16. Syukran and D. Suryadi, *Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Universitas Kristen Petra Estimasi Penghematan Biaya Operasi PLTU dengan Cara Penggantian Bahan Bakar*. JURNAL TEKNIK MESIN 2007. **9**: p. 7.
17. Xchanger Suite®, Xace-Heat Transfer Research, Inc. 2016. p. Available at <https://www.htri.net/htri-xchanger-suite>.
18. Saghafifar, M. and M. Gadalla, *Innovative inlet air cooling technology for gas turbine power plants using integrated solid desiccant and Maisotsenko cooler*. Energy, 2015. **87**.
19. Budihardjo, A. Subagio, and M. Hizbullah, *Kajian Sistem Pendinginan Udara Masuk Turbin Gas Untuk Meningkatkan Daya Luaran Pembangkit Listrik Tenaga Gas Yang Beroperasi Pada Beban Puncak*. Proceeding Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin, 2015. **14**.
20. Bassily*, A.M., *Performance improvements of the intercooled reheat recuperated gas-turbine cycle using absorption inlet-cooling and evaporative after-cooling*. Applied Energy, 2004. **77**.
21. Mohapatra, A.K. and Sanjay, *Comparative analysis of inlet air cooling techniques integrated to cooled gas turbine plant*. Journal of the Energy Institute, 2014. **30**: p. 15.