

ANALISA COOLING SISTEM GE FRAME 9 PLTG SICANANG 120MW

oleh

Yogi Sirodz Gaos¹ dan Candra Damis Widiawati²

¹Engineering and Devices for Energy Conversion Research Lab.,

Fakultas Teknik Universitas Ibn Khaldun Bogor

²Departemen Engineering PT Intan Prima Kalorindo

Corresponding author : yogisirodz@gmail.com

Abstract

Power plant is an industrial facility for the generation of electric power. Mechanical power is produced by a heat engine that transforms thermal energy, often from combustion of a fuel, into rotational energy for generator, than produces electric power. On all the power plant is operated in high temperature and high pressure, so it needed cooling system to prevent from over heating, if not the power plant system will be damaged. PLTG Sicanang produced 120MW electric power; the cooling systems consist of generator cooler and turbin cooler. Design input data was temperature inlet and outlet water, volumerate water, and ambient temperature. Design performance of generator cooler 1) capacity 2450 kW 2) water inlet 46.5°C and water outlet 40°C 3) water volume flow 330 m³/h 4) air volume flow 312m³/s. Design performance of turbin cooler 1) capacity 1570 kW 2) water inlet 56.3°C dan water outlet 46.5°C 3) water volume flow 140 m³/h 4) air volume flow 312m³/s. The actual performance for 50 MW load 1) generator cooler; water inlet 43°C, water outlet 40°C, water volumerate 330 m³/h, air volumerate 182m³/s 2) turbin cooler water inlet 47°C, water volumerate 140 m³/h, air volumerate 182m³/s. 100 MW load 1) generator cooler; water inlet 45°C, water outlet 40°C, water volumerate 330 m³/h, air volumerate 208m³/s 2) turbin cooler water inlet 49°C, water volumerate 140 m³/h, air volumerate 208m³/s. The generator cooler has been designed with reverse surface 25% which was capable to cooling heat 3066 kW, where as the turbin generator has been designed with reverse surface 17% which was capable to cooling heat 1850 kW. The reverse surface was designed to anticipate hinger ambient temperature and over load.

Key words: power plant, surface reserve, volumerate, generator cooler, turbin cooler,

PENDAHULUAN

Pembangkit listrik tenaga gas (PLTG) menghasilkan listrik dengan menggunakan bahan bakar gas, campuran gas dan udara masuk ke turbin menjadi udara bertekanan tinggi yang digunakan untuk menggerakkan generator sehingga menghasilkan listrik, atau mengubah energi panas menjadi energi gerak sehingga menjadi energi listrik. Temperatur kerja turbin dan generator tinggi, dimana

tekanan juga tinggi (hukum gas ideal) sehingga diperlukan pendingin untuk menghindari over heating. Alat penukar kalor (*Heat Exchanger*) adalah alat yang berfungsi untuk menghantarkan panas (konduksi dan konveksi) dari medium panas ke medium dingin melalui permukaan *solid*, terdiri dari tiga macam tipe, yaitu *double pipe*, *shell and tube*, dan *compact*. Masing-masing digunakan untuk aplikasi yang berbeda, double pipe sering dipakai pada skala kecil sedangkan shell and tube dan

compact lebih sering digunakan untuk skala besar. Pendingin generator dan turbin biasanya menggunakan tipe compact heat exchanger karena mampu kapasitas pendinginan tinggi dan dimensi optimal. Designing compact heat exchanger menggunakan persamaan heat transfer dengan input data temperatur inlet dan outlet media panas, volumerate media panas, dan suhu ambient. Hal yang harus diperhatikan saat mendesain compact heat exchanger adalah reverse surface untuk mengantisipasi overload pada sistem generator dan turbin serta peningkatan suhu ambient.

PENDEKATAN TEORITIS

Persamaan umum yang digunakan berdasarkan tipe Compact Heat Exchanger, dapat dilihat berikut ini:

1. Prinsip Azas Black; kalor dilepas sama dengan kalor yang diserap, kedua fluida (udara dan air) akan mengalami perubahan suhu sampai terjadi keseimbangan.

$$Q_{hot} = Q_{cold}$$

$$Q_{hot} = (mcp\Delta T)_{hot}$$

$$Q_{cold} = (mcp\Delta T)_{cold}$$

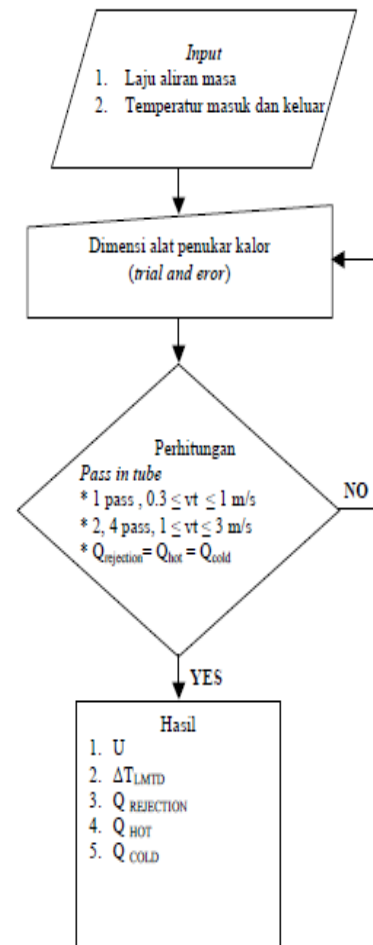
$$Q = UA\Delta Tlm$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left\{\frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})}\right\}}$$

2. Persamaan Compact Heat Exchanger

di dalam Tube	di luar tube
$Re_i = \frac{\rho_i v_i d_i}{\mu_i}$	$\sigma = \frac{A_c}{A}$
$h_i = \frac{Nu_i k_i}{d_i}$	$G = \frac{m}{A_c}$
$f = (1.58 \ln Re_i - 3.28)^2$	$\Delta P = \frac{G^2 v_1}{A_c} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{A v_m}{A_c v_1} \right]$
<i>turbulent</i>	
$Nu_i = \frac{(f/2) Re_i Pr_i}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr_i^{1/3} - 1)}$	
$\Delta P_{tube} = \left(4 \times f_i \times \frac{L \times N_p}{d_i} + 4 \times N_p \right) \frac{\rho v_i^2}{2}$	

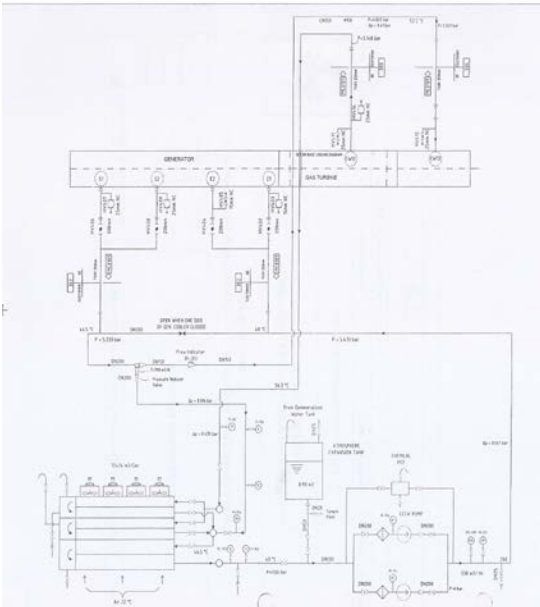
3. Diagram Alir



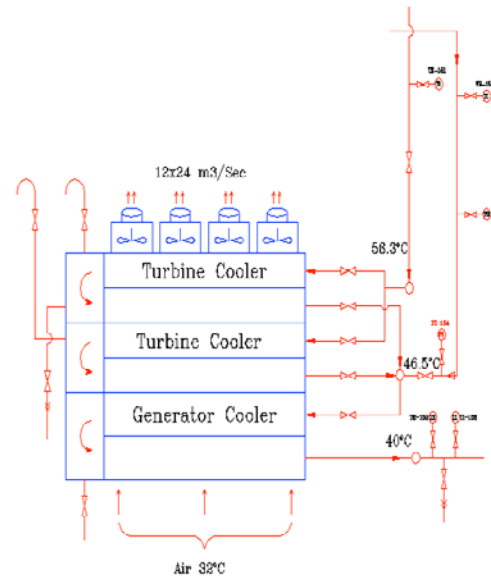
HASIL DAN PEMBAHASAN

Sistem Pendingin

Sistem pendinginan terdiri dari dua cooler yaitu: cooler generator dan cooler turbin (cooler turbin dan automating cooler). Cooler generator berkapasitas 2450 kW, berfungsi untuk menjaga temperatur sistem turbin 110°C (setting alarm) yang menggunakan media pendingin air ($T_{in\ water}=40^{\circ}\text{C}$ dan $T_{out\ water} = 46.5^{\circ}\text{C}$ dari generator). Cooler turbin berkapasitas 1570 kW, terdiri dari dua bagian yang berfungsi untuk menjaga temperatur sistem turbin 170°C (setting alarm) dan menjaga temperature ruangan turbin 115°C (setting alarm) yang menggunakan media pendingin air ($T_{in\ water}=46.5^{\circ}\text{C}$ dan $T_{out\ water} = 56.3^{\circ}\text{C}$ from turbin). Parameter desain adalah temperature air masuk cooler turbin 56.3°C , temperatur keluar cooler generator 40°C , volume rate air $330\text{m}^3/\text{h}$, dan volume rate udara $312\text{ m}^3/\text{s}$. Cooling sistem PLTG Sicanang 120MW dapat dilihat pada Gambar 1.



Gambar 1. Cooling sistem PLTG Sicanang 120MW



Gambar 2. Detail cooling sistem PLTG Sicanang 120MW

Design Cooling System Performance	
Generator Cooler	Turbin Cooler
1. Power output = 120MW	1. Heat rejection = 1570 kW
2. Heat rejection = 2450 kW	2. $T_{in\ water} = 56.3^{\circ}\text{C}$
3. $T_{in\ water} = 46.5^{\circ}\text{C}$	3. $T_{out\ water} = 46.5^{\circ}\text{C}$
4. $T_{out\ water} = 40^{\circ}\text{C}$	4. Volume rate water = $140\text{ m}^3/\text{h}$
5. Volume rate water = $330\text{m}^3/\text{h}$	

Air dari cooler masuk ke generator ($T_{in\ gen}=40^{\circ}\text{C}$) kemudian sebagian masuk ke turbin ($140\text{m}^3/\text{h}$) dan sisanya kembali ke cooler generator ($T_{out\ gen}=46.5^{\circ}\text{C}$). Air yang masuk ke turbin mendinginkan sistem turbin ($T_{in\ turbin}=46.5^{\circ}\text{C}$) dan ruangan turbin ($tin\ rgturbin= 52.2^{\circ}\text{C}$) lalu masuk ke cooler turbin ($T_{in\ cooler\ turbin} =56.3^{\circ}\text{C}$), air keluar cooler turbin ($T_{out\ cooler\ turbin} 46.5^{\circ}\text{C}$), kemudian masuk ke cooler generator sehingga temperatur air keluar cooler ($T_{out\ cooler\ gen}= 40^{\circ}\text{C}$). Temperatur yang terukur dilokasi adalah temperatur air masuk cooler generator, air masuk cooler

turbin, dan air keluar cooler generator.



Gambar 3. Cooling sistem PLTG Sicanang 120MW di Lokasi

Desain Performance

A	Design Criteria	Unit	Design 120 MW	
			Generator	Turbin
1	Heat Exchanged	kW	2450	1570
2	Total Heat Exchanged	kW	4020	
3	Water Mass Flowrates	m ³ /h	330	140
4	Water Inlet Temperature to Engine	°C	40	46.5
B Performance Calculation				
1	Heat Transfer Area	m ²	7291.8	4800.9
2	Heat Transfer Area yang Dibutuhkan	m ²	5827.5	4074.6
3	Overall Thermal Conductivity	W/m ² °C	58.0	41.1
4	Water Inlet Temperature	°C	46.5	56.3
5	Water Outlet Temperature	°C	40.0	46.5
6	Air Inlet Temperature	°C	32.0	39.4
7	Air Outlet Temperature	°C	39.4	44.2
8	Log Mean Temperature Different (LMTD)	°C	7.25	9.38
9	Cooler Capacity	kW	3066	1850
10	Water Pressure Drop	Bar	0.61	0.63
11	Air Pressure Drop	Pa	158	107
12	Total Air Pressure Drop	Pa	265	
C Pemilihan Fan dan Motor				
1	Diameter Impeller	mmOD	1400	1400
2	Static Pressure Drop	Pa	265	325
3	Volume Flow per Fanblade	m ³ /s	24	26
4	Number Fanblade	Pcs	12	12

Desain VS Commisioning (Aktual).

A	Description	Unit	Design		
			120MW	50 MW	100MW
1	Water Mass Flowrates Generator	m ³ /h	330	330	330
2	Water Mass Flowrates Turbin	m ³ /h	140	140	140
3	On Fanblade	pcs	12	7	8
4	Air Mass Flowrate	m ³ /s	312	182	208
5	Water Inlet Cooler Generator	°C	46.5	43	45
6	Water Inlet Cooler Turbin	°C	56.3	47	49
7	Water Outlet Cooler Generator	°C	40	40	40
8	Ambient temp	°C	32	28-37	28-37
9	Heat Rejection Generator	kW	2450	1155	1925
	Presentase	%	100	47	79

Berdasarkan data di atas, beban 50MW, temperatur air masuk cooler generator 43°C, masuk cooler turbin 47°C, laju masa air pendingin generator 330m³/h, laju masa air pendingin turbin 140m³/h, jumlah kipas yang dinyalakan

hanya 7 unit, heat transfer cooler generator hanya 47% (1155kW), sedangkan heat

transfer cooler turbin tidak dapat dihitung karena temperatur air keluar cooler turbin tidak terukur. Sementara dengan beban 100MW, temperatur air masuk cooler generator 45°C, masuk cooler turbin 49°C, laju masa air pendingin generator 330m³/h, laju masa air pendingin turbin 140m³/h, jumlah kipas yang dinyalakan hanya 8 unit, heat transfer cooler generator hanya 79% (1925kW).

Cooler generator didesain dengan surface reverse 25% sehingga kapasitas pendinginan sebesar 3066 kW, sedangkan cooler turbin didesain dengan surface reverse 17% sehingga kapasitas pendinginan sebesar 1850 kW. Peningkatan kapasitas pendinginan bertujuan untuk mengatasi peningkatan temperatur ambient dan kelebihan beban pendinginan dari generator dan turbin.

KESIMPULAN

Sistem pendinginan terdiri dari dua cooler yaitu: cooler generator dan cooler turbin (cooler turbin dan automazing cooler). Cooler generator berkapasitas 2450 kW, berfungsi untuk menjaga temperatur sistem turbin 110°C (setting alarm) yang menggunakan media pendingin air (Tin water=40°C dan Tout water = 46.5°C dari generator). Cooler turbin berkapasitas 1570 kW, terdiri dari dua bagian yang berfungsi untuk menjaga temperatur sistem turbin 170°C (setting alarm) dan menjaga temperature ruangan turbin 115°C (setting alarm) yang menggunakan media pendingin air (Tin water=46.5°C dan Tout water = 56.3°C from turbin). Parameter desain adalah temperature air masuk cooler turbin 56.3°C, temperatur keluar cooler generator 40°C, volume rate air 330m³/h, dan volume rate udara 312 m³/s.

Pada beban 50MW, temperatur air masuk cooler generator 43°C, masuk cooler turbin 47°C, laju masa air pendingin generator 330m³/h, laju masa air pendingin turbin 140m³/h, jumlah kipas yang dinyalakan hanya 7 unit, heat transfer cooler generator hanya 47% (1155kW), sedangkan heat transfer cooler turbin tidak dapat dihitung karena temperatur air keluar cooler turbin tidak terukur. Sementara dengan beban 100MW, temperatur air masuk cooler generator 45°C, masuk cooler turbin 49°C, laju masa air pendingin generator 330m³/h, laju masa air pendingin turbin 140m³/h, jumlah kipas yang dinyalakan hanya 8 unit, heat transfer cooler generator hanya 79% (1925kW).

Cooler generator didesain dengan surface reverse 25% sehingga kapasitas pendinginan sebesar 3066 kW, sedangkan cooler turbin didesain dengan surface reverse 17% sehingga kapasitas pendinginan sebesar 1850 kW. Peningkatan kapasitas pendinginan bertujuan untuk mengatasi peningkatan temperatur ambient dan kelebihan beban pendinginan dari generator dan turbin.

DAFTAR NOTASI

ΔP	: Headloss (Bar)
ΔT	: Perubahan temperatur (°C)
ΔT_{LMTD}	: Log perubahan temperatur (°C)
μ_b	: Viscositas pada temperatur rata-rata oli (kg/m s)
μ_w	: Viscositas pada temperatur film (kg/m s)
A	: Luas permukaan sentuh (m ²)
cp	: Kalor jenis (J/kg°C)
De	: Diameter equivalent (m)
di	: Diameter dalam pipa (m)
do	: Diameter luar pipa (m)

f	: Friction factor
G _s	: Laju masa per luas (kg/m ² s)
h _i	: Koefisien pindah panas di sisi pipa (W/m ² °C)
h _o	: Koefisien pindah panas di sisi cangkang (W/m ² °C)
k	: Konduktivitas pipa (W/m °C)
m	: laju masa (kg/s)
Q	: Heat rejection (kW)
r _i	: Jari-jari dalam pipa (m)
r _o	: Jari-jari luar pipa (m)
T _{c,i}	: Temperatur air masuk (°C)
T _{c,o}	: Temperatur air keluar (°C)
T _{h,i}	: Temperatur oli masuk (°C)
T _{h,o}	: Temperatur oli keluar (°C)
U	: Pindah panas total (W/m ² °C)
ρ	: massa jenis (kg/m ³)

Perry Robert H. & Chilton Cecil H. 1973. *Chemical Engineers Handbooks*. McGraw-Hill Kogakusha, Ltd, Tokyo.

Stocker WF. 1989. *Design of thermal system*. New York. McGraw-Hill, Inc.

Suresh MVJJ, Reddy KS, Ajit Komar Kolar. 2006. *Energy and Exergy based Thermodynamics Analysis of 62.5 MW Coal-Based Thermal Power Plants – A Case Study*. Indian Institut of Technology Madras Chennai, India.

Suryanarayana NV, Arici Oner. 2003. *Design and simulation of thermal system*. New Ork: Mc Graw-Hill Higher Education

DAFTAR PUSTAKA

- Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. 1996. *Thermal design and Optimazation*. New York: John Willey & Son, Inc.
- Boehm, R.F. 1987. *Design of Analysis of Thermal System*. New York: John Wiley & Sons.
- Bird RB, Stewart WE, Lightfoot EN. 1994. *Transport phenomena*. Singapore: John Willey & Son Inc.
- Cengel YA. 2003. *Heat transfer a practical approach*. Second Edition. Singapore: Mc Graw Hill.
- Cengel YA, Boles MA. 2006. *Thermodynamics an engineering approach*. Fifth Edition in SI Unit. Singapore: Mc Graw Hill.
- Moran JM, Shapiro NH. 1988. *Fundamental of Engineering Thermodynamics*. New York: John Willey & Son, Inc.