

ANALISIS PERFORMA *TURBINE OIL COOLER* DI PLTU ASAM ASAM UNIT 1

Akhmad Syarief dan Rangga Mahesa

*Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Lambung Mangkurat
E-mail: ranggamahesa7@gmail.com*

ABSTRACT

Performance analysis of a heat exchanger is a method used to determine the performance of a heat exchanger. The purpose of this study is to determine the heat balance value, heat transfer coefficient, pressure drop, and calculate efficiency. In this study discussed about shell and tube heat exchanger type which serves to cooling Turbine Generator shaft bearing oil with Cooling Tower water. The data studied for 1 month in September and 2 data point were taken in 1 day, namely at 3:00 a.m. (WITA) and 12.00 WITA (daytime) and not describe the system as a whole. The method in this study using the principles of heat transfer and the LMTD approach (logarithmic Mean Temperature Difference) and the kern method. The results of this study indicate that the average heat balance (Q) is 159,798.9 Btu/dhr with the heat transfer area (A) of 580,172 ft² and the average heat transfer coefficient equal to 10,965 Btu/hr.ft².°F. For the reduction of heat exchanger is still within the allowable limit, namely with an average of 0.01 kg/cm². As for the efficiency of the heat exchanger observed it has an average which is quite low at 51.95% but still recommended to operate.

Keywords: TOC, Heat Exchanger, Efficiency

1. PENDAHULUAN

PLTU Asam Asam memiliki 4 unit pembangkit dengan bahan bakar utama batubara berkapasitas masing-masing unit 65 MW (total 260 MW). Dengan daya sebesar itu tentu saja PLTU Asam Asam menjadi primadona dan memegang peranan penting dalam sistem kelistrikan Pembangkitan dan Penyaluran Kalimantan untuk terus dapat mensuplai kebutuhan listrik bagi masyarakat.

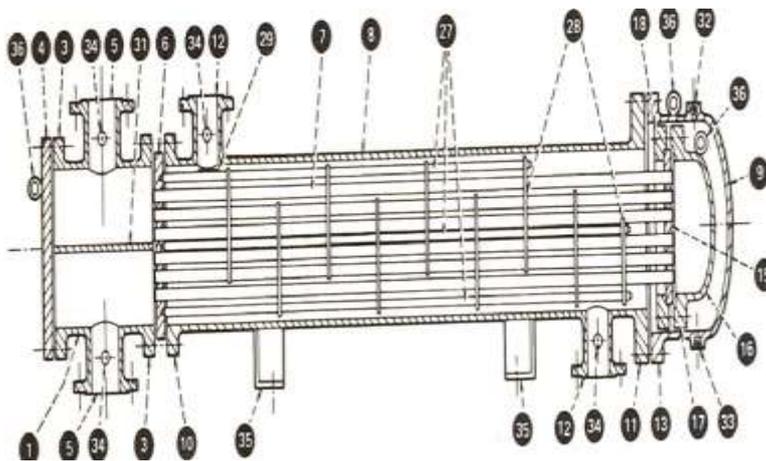
Analisis performa *Turbine Oil Cooler* ini disusun untuk mengetahui seberapa baik dan layak alat penukar kalor untuk dioperasikan. Karena untuk membangkitkan daya listrik maksimal, tentu diperlukan juga sistem pendinginan yang baik agar peralatan yang beroperasi selalu berada pada temperatur yang sesuai dengan batasan operasinya. Karena apabila sistem pendinginan peralatan tersebut kurang baik dan temperatur peralatan sudah mencapai batas tinggi (*High 1*), operator pembangkit harus menurunkan beban (daya listrik) sampai temperatur kembali ke *range* normal karena selain untuk menjaga *lifetime* peralatan tersebut, hal ini juga untuk menghindari agar temperatur terus naik dan mencapai batasan sangat tinggi (*High 2*) yang dapat menyebabkan unit *trip*.

2. TINJAUAN PUSTAKA

Alat Penukar Kalor (*Heat Exchanger*)

Alat penukar kalor merupakan suatu peralatan dimana terjadi perpindahan panas dari suatu fluida yang temperaturnya lebih tinggi kepada fluida lain yang temperaturnya lebih rendah.

Saat ini sangat banyak jenis alat penukar kalor yang dikembangkan pada industri-industri. Namun alat penukar kalor jenis *shell and tube* masih jauh lebih banyak digunakan dibanding dengan jenis lainnya. Alat ini terdiri dari sebuah *shell* (tabung/slinder besar) dimana di dalamnya terdapat suatu *bundle* (berkas) pipa dengan diameter yang relatif kecil. Satu jenis fluida mengalir di dalam pipa-pipa sedangkan fluida lainnya mengalir di bagian luar pipa tetapi masih di dalam *shell*. Gambar 1 menunjukkan konstruksi alat penukar kalor jenis *shell and tube*.



Gambar 1. Konstruksi Alat Penukar Kalor Jenis *Shell Dan Tube*

Komponen Alat Penukar Kalor

Seperti telah dibahas sebelumnya, alat penukar kalor jenis *shell and tube* ini adalah jenis yang paling banyak digunakan sampai saat ini. Berikut adalah uraian dari komponen-komponen yang terdapat pada alat penukar kalor jenis *shell and tube*, antara lain:

1. *Shell* adalah bagian tengah alat penukar kalor dan merupakan rumah untuk *tube* bundel. Antara *shell* dan *tube* bundel terdapat fluida yang menerima atau melepaskan panas, sesuai dengan proses yang terjadi.
2. *Tube* dapat dikatakan sebagai urat nadi dalam alat penukar kalor. Di dalam dan di luar *tube* mengalir fluida yang memiliki kapasitas, temperatur, tekanan, *density*, serta jenis yang berbeda. *Tube* merupakan bidang pemisah antara kedua jenis fluida yang mengalir didalamnya dan sekaligus sebagai bidang perpindahan panas.

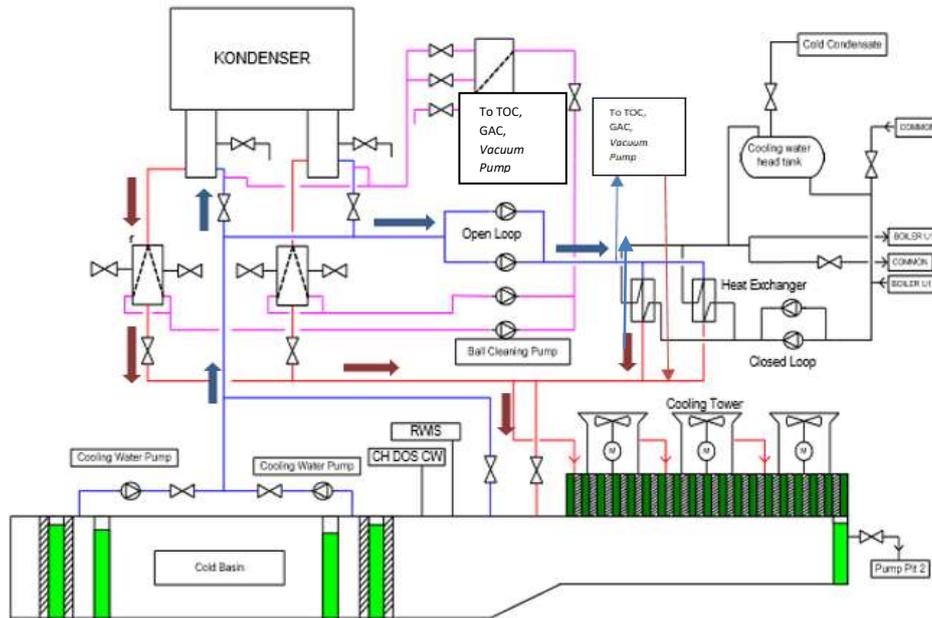
3. *Baffle* atau sekat-sekat yang dipasang pada alat penukar kalor memiliki beberapa fungsi, antara lain:
 - a. Sebagai penahan dari *tube-bundle*.
 - b. Untuk mengurangi atau mencegah terjadinya getaran pada *tubes*.
 - c. Sebagai alat untuk mengontrol dan mengarahkan aliran fluida yang mengalir diluar *tubes (shell side)*.

Sistem Air Pendingin Di PLTU Asam Asam

Di PLTU Asam Asam, selain alat penukar kalor, sistem pendingin juga memegang peranan penting karena sistem ini sangat diperlukan untuk mengatur perpindahan panas dan menjaga kestabilan temperatur dan tekanan vakum unit. Sistem air pendingin harus dirancang mampu memenuhi kebutuhan operasi unit pembangkit secara konitinyu, ekonomis dan handal. Sistem air pendingin PLTU dibedakan menjadi dua yaitu sistem air pendingin utama dan sistem air pendingin bantu (*auxiliary cooling water*). Sistem pendingin terdiri dari 4 alat utama yaitu CWP atau *Circulating Water Pump*, Kondensor, *Heat Exchanger*, dan *Auxiliary Cooling Water Pump*.

Sistem Pendingin Utama Siklus Tertutup

PLTU Asam Asam menggunakan sistem pendingin utama dengan siklus tertutup. Secara umum, pada sistem pendingin utama siklus tertutup mekanismenya adalah air pendingin dipompakan ke Kondensor oleh pompa air pendingin utama (CWP) untuk mengkondensasikan uap bekas dengan cara menyerap panas laten dari uap bekas tersebut. Akibat proses di Kondensor, temperatur air pendingin keluar Kondensor akan mengalami kenaikan. Sebelum dialirkan ke Kondensor, air pendingin juga dicabang menuju *Open Loop Pump* yang kemudian dialirkan ke *Turbine oil cooler*, *Generator air cooler*, *Vacuum Pump* dan *Heat Exchanger*. Setelah melalui itu semua dan air akan disirkulasikan kembali, maka air pendingin ini harus didinginkan terlebih dahulu. Proses pendinginan air dilaksanakan di menara pendingin (*Cooling tower*). Di dalam menara pendingin air pendingin didinginkan oleh udara sehingga temperaturnya kembali turun dan siap disirkulasikan kembali ke dalam Kondensor. Untuk visualnya, Gambar 2 menunjukkan diagram alir siklus menyeluruh sistem pendingin utama tertutup di PLTU Asam Asam.



Gambar 2. Diagram Alir Sistem Pendingin Utama Tertutup

Sistem Pendingin *Turbine Oil Cooler* PLTU Asam Asam

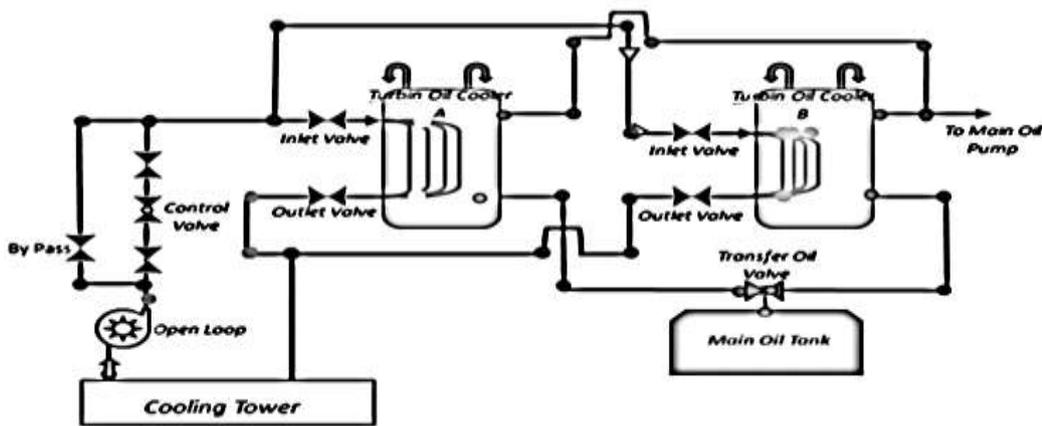
Turbine oil cooler adalah salah satu alat penukar kalor yang terdapat di PLTU Asam Asam. Fungsinya adalah mendinginkan oli pelumas yang bersirkulasi pada sistem pelumasan Turbin. Temperatur minyak pelumas ini memiliki batasan operasi yaitu $Low\ 1 = 32^{\circ}C$ dan $High\ 1 = 48^{\circ}C$, sedangkan batasan yang direkomendasikan untuk *trip* adalah $Low\ 2 = 30^{\circ}C$ dan $High\ 2 = 50^{\circ}C$. Hal ini berkaitan dengan kekentalan atau viskositas dari oli pelumas tersebut. Seperti diketahui bahwa temperatur dapat mempengaruhi kekentalan fluida kerja (oli). Semakin tinggi temperatur maka semakin rendah kekentalannya (encer), begitu juga sebaliknya semakin rendah temperatur akan membuat kekentalannya semakin rendah. Dengan adanya batasan tersebut, maka sangat penting untuk menjaga performa *Turbine oil cooler* agar tidak sampai menjadi pembatas dalam beroperasinya unit pembangkit.

Dari uraian diatas maka diperlukan sistem pendingin oli (*oil cooler*) yang baik agar temperaturnya dapat mempertahankan tingkat viskositas yang aman bagi *bearing* pada unit Turbin-Generator dan sistem proteksi lainnya. Selain itu dapat pula terjadi *carburizing* pada oli sehingga menimbulkan partikel karbon pada pelumas yang menyebabkan gesekan dengan *bearing* sehingga mengakibatkan temperatur *bearing* panas mencapai $70^{\circ}C$ untuk *bearing* 1 dan 2, serta $90^{\circ}C$ untuk *Bearing* 3 dan 4.

Di bawah ini adalah beberapa kemungkinan yang dapat mempengaruhi kerja *Turbine Oil Cooler*:

1. *Fouling*
2. Tekanan dan *Flow* air pendingin kurang
3. Temperatur *Outlate Cooling Tower* tinggi

Jenis *Turbine oil cooler* di PLTU Asam Asam adalah tipe *shell and tube*. Dimana sisi *shell* adalah oli (minyak pelumas) dan sisi *tube* adalah air pendingin. Gambar 3 menunjukkan siklus kerja *Turbine oil cooler* di PLTU Asam Asam unit 1.



Gambar 3. Diagram Alir Siklus *Turbine Oil Cooler* Di PLTU Asam Asam Unit 1

3. METODOLOGI PENELITIAN

Pengambilan data dilakukan pada bulan September 2018 selama 1 bulan penuh pukul 03.00 WITA (dini hari) dan 12.00 WITA (siang hari) setiap harinya. Penulis berharap 2 waktu tersebut dapat mewakili data dari temperatur *ambient* terendah dan tertinggi sebagai perbandingan hasil analisa yang didapat. Data parameter diambil di PT. PLN (Persero) Unit Pelaksana Pembangunan Asam-Asam Unit 1. Data tersebut merupakan data hasil *record trend* di *Main Control Room* PLTU Asam-Asam Unit 1. Selain itu, pengambilan data *tube* diperoleh menggunakan jangka sorong dan dari *manual book*.

Dalam penelitian ini variabel yang akan diamati/diukur yaitu temperatur air yang masuk (t_1) dan keluar (t_2) dalam *tube*, dan temperatur oli yang masuk (T_1) dan keluar (T_2) dalam *shell Turbine oil cooler*. Data yang telah diperoleh kemudian dikumpulkan dan dihitung. Setelah itu disusun dalam bentuk tabel dan grafik agar mudah untuk dianalisa.

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

Data pada Tabel 1 merupakan data pengamatan temperatur oli masuk (T_1) dan oli keluar (T_2) serta temperatur air masuk (t_1) dan air keluar (t_2) pada *Turbine oil cooler* Unit 1 PLTU Asam Asam di Bulan September 2018. Dimana pengambilan data dilakukan selama 30 Hari pada pukul 03.00 WITA (dini hari) dan 12.00 WITA (siang hari) setiap harinya dan data diambil langsung dari monitor *Main Control Room* PLTU Asam-Asam Unit 1.

Tabel 1. Data pengamatan *turbine oil cooler* selama 30 hari (September 2018)

Tanggal	Jam 03.00				Jam 12.00			
	Temperatur Air (°C)		Temperatur Oli (°C)		Temperatur Air (°C)		Temperatur Oli (°C)	
	In (t_1)	Out (t_2)	In (T_1)	Out (T_2)	In (t_1)	Out (t_2)	In (T_1)	Out (T_2)
1	35.7	36.3	55.7	45.4	36.4	36.7	55.9	45.6
2	35.1	35.6	55.35	44.5	36.5	36.9	56.55	45.7
3	35.8	36.1	56.12	45.2	36.2	36.7	56.32	45.4
4	35.3	35.6	54.84	45	36.2	36.7	55.24	45.4
5	35.1	35.6	55.68	44.8	35.6	35.9	55.88	45
6	35.1	35.4	54.9	44.7	34.9	35.1	55	44.8
7	34.4	34.9	54.6	45	36.9	37.2	55.7	46.1
8	35.1	35.4	55.32	45	36.7	37.2	56.42	46.1
9	35.1	35.6	56.3	45.2	35.1	35.6	56.3	45.2
10	35.8	36	55.98	45.7	36.5	36.7	56.58	46.3
11	35.1	35.6	55.74	45.4	36.7	37.2	56.64	46.3
12	34.4	34.9	54.62	44.5	35.8	36.4	56.02	45.9
13	34.7	35.1	55.34	45	35.8	36.3	56.24	45.9
14	34.2	34.6	54.42	44.5	35.8	36.4	55.82	45.9
15	34.6	34.9	55.58	44.8	36.5	36.9	56.88	46.1
16	34.9	35.4	55.3	45	36.9	37.2	56.9	46.6
17	34.9	35.4	55.85	45	36.7	37.2	56.25	45.4
18	36	36.4	55.82	44.9	33.2	33.8	54.22	43.3
19	35.8	36.3	54.54	44.7	36.5	37	55.24	45.4
20	35.3	35.8	55.78	44.9	35.8	36.3	55.98	45.1
21	34.6	34.9	54.7	44.5	35.8	36.4	55.3	45.1
22	34.7	35.1	54.3	44.7	35.8	36.5	54.7	45.1
23	34.9	35.4	54.52	44.2	36.7	37.2	55.92	45.6
24	35.1	35.6	55.6	44.5	36.7	37.2	56.9	45.8
25	35.1	35.6	54.78	44.5	36.7	37.2	56.08	45.8
26	34.9	35.4	54.84	44.5	37.2	37.7	56.64	46.3
27	34.9	35.4	54.62	44.5	36.7	37.2	56.02	45.9
28	34.4	34.9	54.64	44.3	36.7	37.2	56.24	45.9
29	34	34.6	53.92	44	36.4	36.8	55.52	45.6
30	35.3	35.7	55.68	44.9	37	37.5	57.08	46.3

Data Pada Sisi Tube

Tabel 2 merupakan data spesifikasi alat penukar kalor sisi *tube* yang diambil dengan menggunakan jangka sorong dan dari *manual book*.

Tabel 2. Data spesifikasi alat penukar kalor sisi *tube*

Parameter Yang Diamati	Hasil Pengamatan
OD (diameter luar <i>tube</i>)	15.88 mm
ID (diameter dalam <i>tube</i>)	14.1 mm
Pt (jarak antar <i>tube</i>)	21.94 mm
Nt (jumlah <i>tube</i>)	312 buah
C' (daerah bebas antar <i>tube</i>)	6.10 mm
N (aliran pass <i>tube</i>)	2 pass
L (panjang <i>tube</i>)	1456 mm
Surface area	53.9 m ²
Kapasitas air pendingin	1500 L/menit
Bahan	Tembaga (<i>cooper</i>)
Fluida yang digunakan	Air Sungai (<i>Cooling Tower</i>)

Data Pada Sisi Shell

Tabel 3 merupakan spesifikasi alat penukar kalor sisi *shell* yang diambil dengan menggunakan jangka sorong dan *manual book* serta data oli *shell turbo* T 32 yang diambil dari *properties of shell turbo*. Spesifikasinya adalah sebagai berikut.

Tabel 3. Data Spesifikasi Alat Penukar Kalor Sisi *Shell*

Parameter Yang Diamati	Hasil Pengamatan
ID (diameter dalam <i>shell</i>)	508 mm
B (jarak <i>baffle</i>)	121.33 mm
Fluida yang digunakan	Oli <i>Shell Turbo</i> T32
API @ 60 oF (lampiran)	31
Viscosity @ 40°C (lampiran 2)	32 cSt (1 cSt = 1 mm ² /s)
Viscosity @ 100°C (lampiran 2)	5,7 cSt (1 cSt = 1 mm ² /s)

Neraca Panas dan LMTD

Perhitungan di bawah ini merupakan contoh perhitungan dari pengambilan data pukul 03.00 WITA tanggal 1 September 2018).

1. Sisi *Tube*

Diameter luar (ODt)	= 15,88 mm	= 0,625 In	= 0,052 ft
Diameter dalam (ODt)	= 14.1 mm	= 0,555 In	= 0,0462 ft
Jarak antar <i>tube</i> (Pt)	= 21,94 mm		
Daerah bebas antar <i>tube</i>	= 6,10 mm		
Panjang <i>tube</i> (L)	= 1456 mm	= 4,777 ft	
Tebal	= 0,89 mm	= 0,0029 ft	
Surface area	= 53,9 m ²	= 580,172 ft ²	
Temperatur masuk (t ₁)	= 35,4°C	= 95.72°F	
Temperatur keluar (t ₂)	= 36°C	= 96.8°F	
Jumlah <i>tube</i> (Nt)	= 312 buah		
Jumlah pass	= 2 pass		
Kapasitas air pendingin	= 1500 liter/menit	= 90 m ³ /hr	x 35,314
	= 3178,26 ft ³ /hr		
Fluida yang digunakan	= Air		

a. Temperatur rata-rata

$$Tr = \frac{(t_1 + t_2)}{2} = \frac{(96,8 + 95,72)}{2} = 96,26^\circ F$$

Dari tabel A-9 J. P. Holman sifat-sifat air (zat cair jenuh) secara interpolasi didapat:

$$\rho_{\text{air}} = 993,7106 \text{ kg/m}^3 \times 0,06243 = 62,037 \text{ lb/ft}^3$$

$$Cp_{\text{air}} = 4,174 \text{ KJ/kg}^\circ\text{C} : 4,1869 = 0,9969 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$$

b. Menentukan laju aliran massa air yang melewati *tube*, W_{air} (lb/hr)

$$W_{\text{air}} = \text{Kapasitas air} \times \rho_{\text{air}}$$

$$W_{\text{air}} = 3178,26 \text{ ft}^3/\text{hr} \times 62,037 \text{ lb/ft}^3 = 197.170,84 \text{ lb/hr}$$

c. Panas yang diserap oleh air, Q_a (Btu/hr)

$$Q_{\text{air}} = W_{\text{air}} \times Cp_{\text{air}} \times (t_2 - t_1)$$

$$Q_{\text{air}} = 197.169,7156 \text{ lb/hr} \times 0,9969 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F} \times (96.8^\circ\text{F} - 95.72^\circ\text{F})$$

$$Q_{\text{air}} = 212.288,4 \text{ Btu/hr}$$

2. Sisi *Shell*

Diameter dalam (IDs)	= 508 mm = 1,667 ft
Jarak <i>Baffle</i> (B)	= 121,33 mm = 0,398 ft
Temperatur masuk (T_1)	= 55,7°C = 132,26°F
Temperatur keluar (T_2)	= 45,4°C = 113,72°F
Fluida yang digunakan	= Oli <i>shell turbo</i> T32
°API	= 31

a. Temperatur rata-rata

$$Tr = \frac{(T_1 + T_2)}{2} = \frac{(132,26 + 113,72)}{2} = 122,99^\circ F$$

Diketahui bahwa °API oli adalah 31, dengan menggunakan grafik *specific heats of hydrocarbon liquids* yaitu grafik hubungan antara temperatur dengan °API dari oli maka dapat diperoleh panas spesifik dari oli, $C_{p_{oli}}$ (Btu/lb°F) adalah 0,47 Btu/lb°F

b. Laju aliran massa oli yang melewati *shell*, Q_{oli} (Btu/hr)

$$Q_{dilepas} = Q_{diserap}$$

$$W_{oli} \times C_{p_{oli}} \times (T_1 - T_2) = 212.283,2 \text{ Btu/hr}$$

$$W_{oli} = \frac{212.288,4 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}}{0,47 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \times (132,26^\circ\text{F} - 113,72^\circ\text{F})}$$

$$W_{oli} = 24.362,3 \text{ lb/hr}$$

3. Menentukan Selisih Temperatur Sebenarnya

Menentukan LMTD dapat diperoleh sebagai berikut:

Tabel 4. Data Beda Temperatur Fluida

Keterangan	<i>Shell</i> (oli)	<i>Tube</i> (Air)	Beda Temperatur
Temperatur Fluida Tinggi	$T_1 = 132,26^\circ\text{F}$	$t_2 = 96,8^\circ\text{F}$	$\Delta T_1 = 35,46^\circ\text{F}$
Temperatur Fluida Rendah	$T_2 = 113,72^\circ\text{F}$	$t_1 = 95,72^\circ\text{F}$	$\Delta T_2 = 18^\circ\text{F}$
Beda Temperatur	$18,54^\circ\text{F}$	$1,08^\circ\text{F}$	$17,46^\circ\text{F}$

- a. LMTD untuk aliran yang berlawanan arah (*counter flow*)

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

Dimana:

T_1 = Temperatur oli panas masuk t_1 = Temperatur air dingin masuk

T_2 = Temperatur oli panas keluar t_2 = Temperatur air dingin keluar

Maka,

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(132,26 - 96,8) - (113,72 - 95,72)}{\ln \frac{(132,26 - 96,8)}{(113,72 - 95,72)}}$$

$$\Delta T_{LMTD} = 25,75 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- b. Temperatur Kalorik

Besarnya temperatur kalorik dari oli (*shell*) dan air (*tube*) dapat diperoleh sebagai berikut:

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) \text{ untuk oli (shell)}$$

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1) \text{ untuk air (tube)}$$

Karena nilai beda temperatur pada sisi shell tergolong kecil, sehingga nilai F_c tidak dapat dicari dengan menggunakan grafik *The Caloric Temperatur Factor*, maka T_c merupakan rata-rata temperatur *shell* dan t_c merupakan rata-rata temperatur *tube* (Kern, Ex : 7.4)

Maka:

$$T_c = 122,99 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_c = 96,26 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Perhitungan Pada Sisi Tube

1. Luas Daerah Tube

Menurut Tunggul M Sitompul (1993 : 211) luas daerah *tube* dapat diperoleh sebagai berikut:

$$a_t = \frac{N_t \times a't}{144 \times n}$$

Dimana;

$$N_t = \text{Jumlah tube}$$

$$= 312 \text{ buah}$$

$$a't = \text{Luas aliran per tube}$$

$$= \pi \times IDt \times L = \pi \times 0,0462 \text{ ft} \times 4,777 \text{ ft} = 0,693 \text{ ft}^2$$

n = Jumlah *passes*

$$= 2 \text{ passes}$$

Maka luas daerah aliran untuk *tube*:

$$a_t = \frac{312 \times 0,693}{144 \times 2} = 0,751 \text{ ft}^2$$

2. Kecepatan Aliran Massa Pada Tube

Menurut Tunggul M Sitompul (1993 : 211) kecepatan aliran massa pada *tube* dapat diperoleh sebagai berikut:

$$G_t = \frac{W_t}{a_t}$$

Dimana:

G_t = Kecepatan massa fluida yang mengalir (lb/ft².jam)

W_t = Laju aliran massa pada *tube* = 197.170,84 lb/hr

a_t = Luas daerah aliran pada *tube* = 0,751 ft²

maka besarnya kecepatan aliran massa untuk *tube* adalah:

$$G_t = \frac{197.170,84 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}}{0,751 \text{ ft}^2}$$

$$G_t = 262.544,39 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \cdot \text{hr}$$

$$V = \frac{G_t}{(3600) \cdot \rho}$$

$$V = \frac{262.544,39 \text{ lb/ft}^2 \cdot \text{hr}}{(3600) \cdot 62,037 \text{ lb/ft}^3} = 1,175 \text{ fps}$$

3. Koefisien Perpindahan Panas Pada Tube

Dari grafik *tube-side water heat-transfer curve*, untuk $t_c = 96,26$ °F dan kecepatan 1.175 fps didapat $h_i = 372,5$ Btu/hr.ft².°F. Faktor koreksi disesuaikan dengan diameter bagian dalam *tube*. Untuk *tube* dengan ID = 0,555 In maka faktor koreksi = 1,02

Maka:

$$h_i = 1,02 \times 372,5 \text{ Btu/hr.ft}^2 \cdot \text{°F} = 379,9 \text{ Btu/hr.ft}^2 \cdot \text{°F}$$

$$h_{io} = h_i \times \frac{ID}{OD}$$

$$h_{io} = 379,9 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F} \times \frac{0,555 \text{ In}}{0,625 \text{ In}}$$

$$h_{io} = 337,41 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

$$h_o = \frac{1}{\frac{1}{U_D} - r_d - \frac{1}{h_{io}}}$$

$$h_o = \frac{1}{\frac{1}{13,715 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}} - 0,005 \text{ hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{Btu} - \frac{1}{337,41 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}}$$

$$h_o = 16,022 \text{ Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

Perhitungan Menentukan Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Koefisien perpindahan panas dapat diperoleh sebagai berikut:

1. Permukaan Bersih (U_c)

$$U_c = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o}$$

$$U_c = \frac{337,41 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \times 16,022 \text{ Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}{337,41 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} + 16,022 \text{ Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$U_c = 15,296 \text{ Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

2. Permukaan Kotor (U_D)

$$U_D = \frac{q_t}{A \cdot \Delta T_{LMTD}}$$

Dimana:

q_t = Panas yang diserap oleh air = 212.288,41 Btu/hr

A = Luas permukaan pada bagian luar dari *tube*

$$= 580,172 \text{ ft}^2$$

$$\Delta T_{LMTD} = 25,75 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Maka koefisien perpindahan panas:

$$U_D = \frac{q_t}{A \cdot \Delta T_{LMTD}}$$

$$U_D = \frac{212.288,41 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}}{580,172 \text{ ft}^2 \times 25,75 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$U_D = 14,209 \text{ Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

Perhitungan *Pressure Drop* Pada *Tube*

Pressure drop pada *tube* ΔP_T merupakan penjumlahan penurunan tekanan pada *tube* ΔP_t dengan penurunan tekanan saat kembali karena terdapat *pass* aliran ΔP_r . Penurunan tekanan pada *tube* dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut:

$$\Delta P_t = \frac{f \times (G_t)^2 \times L \times n}{(5,22 \times 10^{10}) \times ID_t \times SG_t \times \Phi_t}$$

Dimana:

- ΔP_t = Beda tekanan antara fluida pada saat masuk dengan tekanan fluida saat keluar dari *heat exchanger* (psi)
- F = *Friction factor* (ft²/in²), dari grafik *Tube-side friction factors*, untuk harga Re dari *tube* = 3.132,632 diperoleh nilai 0,0004
- G_t = Kecepatan aliran massa melalui *tube* = 262.544,39 lb/ft².hr
- L = Panjang dari *tube* = 4,777 ft
- N = Jumlah *passes* = 2 *pass*
- ID_t = Diameter dalam dari *tube* = 0,0462 ft
- SG_t = *Spesifik gravity* dari air = 1
- Φ_s = Rasio *viskositas* dari air = 1

$$\Delta P_t = \frac{0,0004 \times (262.544,39)^2 \times 4,777 \times 2}{(5,22 \times 10^{10}) \times 0,0462 \times 1 \times 1}$$

$$\Delta P_t = 0,109 \text{ psi}$$

Berdasarkan persamaan, penurunan tekanan saat kembali karena terdapat *pass* aliran ΔP_r yaitu:

$$\Delta P_r = \frac{4 \cdot n}{2} \frac{V^2}{2g}$$

Dimana:

- N = Jumlah *passes* = 2 *pass*
- $V^2/2g$ = Head kecepatan (*velocity head*), dari grafik kerugian tekanan pada sisi *tube* saat terjadi arah balik aliran (*tube-side return pressure lost*) (Lampiran 8) dari nilai kecepatan aliran massa melalui *tube* = 262.544,39 lb/ft².hr didapat nilai $v^2/2g$ yaitu 0,009

$$\Delta P_r = \frac{4 \cdot 2}{2} 0,009$$

$$\Delta P_r = 0,036 \text{ psi}$$

Sehingga penurunan tekanan total pada *tube* yaitu:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$\Delta P_T = 0,109 \text{ psi} + 0,036 \text{ psi} = 0,145 \text{ psi} = 0,01 \text{ kg/cm}^2$$

Perhitungan Efisiensi Effektiv Dari Alat Penukar Kalor

1. Panas jenis fluida dingin dapat diperoleh sebagai berikut:

$$C_c = W_{air} \times cp_{air}$$

$$C_c = 197.170,84 \text{ lb.hr} \times 0,997 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F} = 196.563,35 \text{ Btu/hr}^\circ\text{F}$$

2. Panas jenis fluida panas dapat diperoleh sebagai berikut:

$$C_h = W_{oli} \times cp_{oli}$$

$$C_h = 24.362,323 \text{ lb.hr} \times 0,47 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F} = 11.450,292 \text{ Btu/hr}^\circ\text{F}$$

3. Laju perpindahan panas aktual dari *heat exchanger* dapat diperoleh sebagai berikut:

$$Q_{ac} = C_c \times (t_2 - t_1)$$

$$Q_{ac} = 196.578,207 \text{ Btu/hr}^\circ\text{F} \times (96,8^\circ\text{F} - 95,72^\circ\text{F}) = 212.288,4 \text{ Btu/hr}$$

4. Laju perpindahan panas maksimal yang mungkin dapat diperoleh sebagai berikut:

$$Q_{mak} = C_h \times (T_1 - t_1)$$

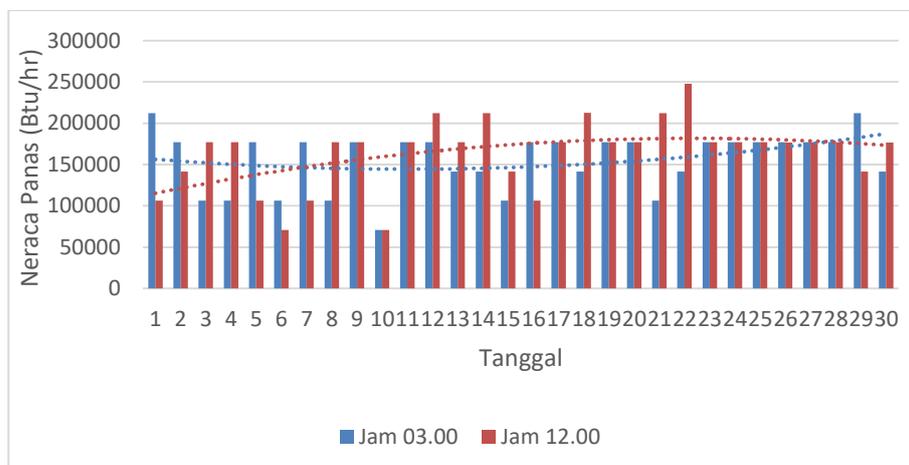
$$Q_{mak} = 11.450,292 \text{ Btu/hr}^\circ\text{F} \times (132,26^\circ\text{F} - 95,72^\circ\text{F}) = 418.393,7 \text{ Btu/hr}$$

5. Efisiensi efektif dari *heat exchanger* dapat diperoleh sebagai berikut:

$$\eta_{eff} = \frac{q_{act}}{q_{mak}} \times 100 \% = \frac{212.288,4 \text{ Btu/hr}}{418.393,7 \text{ Btu/hr}} \times 100 \% = 50,73 \%$$

Neraca Panas

Neraca panas ditunjukkan dalam Gambar 5.



Gambar 5. Grafik Neraca Panas

Gambar 5 menunjukkan nilai neraca panas selama 30 hari pada bulan September 2018, dimana dalam satu hari diambil *sample* 2 data yaitu pada pukul 03.00 WITA dan pukul 12.00 WITA.

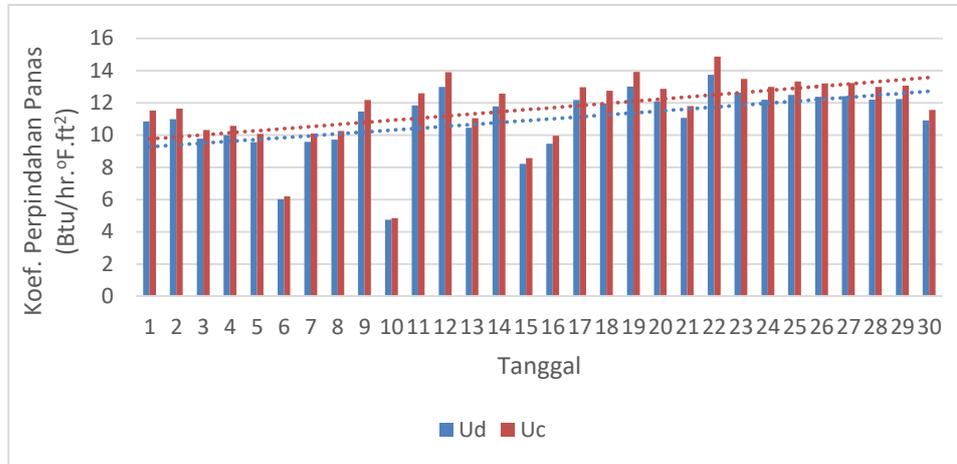
Dari perhitungan yang telah dilakukan dapat dilihat bahwa rata-rata nilai neraca panas (Q) selama 30 hari yaitu sebesar 159.798,9 Btu/hr dengan luas perpindahan panas (A) sebesar 580,172 ft² serta rata-rata koefisien perpindahan panas (U_d) sebesar 10,965 Btu/hr.ft².°F. Selama 30 hari diketahui bahwa dari hari ke-1 hingga hari ke-30 nilai neraca panas cenderung berubah ubah. Nilai neraca panas tertinggi terjadi pada pukul 12.00 WITA tanggal 22 September 2018 yaitu sebesar 247.631,45 Btu/hr dengan nilai koefisien perpindahan panas sebesar 17,888 Btu/hr.ft².°F dan LMTD sebesar 26,774°C, sedangkan neraca panas terendah terjadi pada pukul 12.00 WITA tanggal 10 September 2018 dengan nilai 70.740,88 Btu/hr serta nilai LMTD sebesar 25,65°C.

Neraca panas merupakan suatu hukum kesetimbangan panas, dimana panas yang dilepas sama dengan panas yang diterima. Untuk itu dalam perhitungannya, proses perpindahan panas ini diasumsikan pada keadaan kesetimbangan *thermal*. Seperti telah diuraikan diatas bahwa selama 30 hari neraca panas cenderung berubah-ubah. Berubah-ubahnya neraca panas ini dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas yang juga berubah-ubah.

Dengan nilai rata-rata neraca panas selama 1 bulan yaitu sebesar 159.798,9 Btu/hr yang dibandingkan dengan pada saat komisioning yaitu sebesar 177.268,3 Btu/hr, maka apabila melihat dari neraca panasnya saja, *Turbine oil cooler* ini dapat dikatakan masih layak untuk dioperasikan. Apalagi nilai neraca panas hasil perhitungan setiap harinya berubah-ubah bahkan ada yang lebih baik daripada saat komisioning.

Penurunan Koefisien Perpindahan Panas

Penurunan koefisien perpindahan panas dapat dilihat dalam Gambar 6.



Gambar 6. Grafik Penurunan Koefisien Perpindahan Panas

Gambar 6 menunjukkan penurunan koefisien perpindahan panas alat penukar kalor selama 30 hari. Dari gambar tersebut terlihat bahwa nilai koefisien perpindahan panas untuk permukaan kotor cenderung lebih rendah daripada nilai koefisien perpindahan panas permukaan bersih.

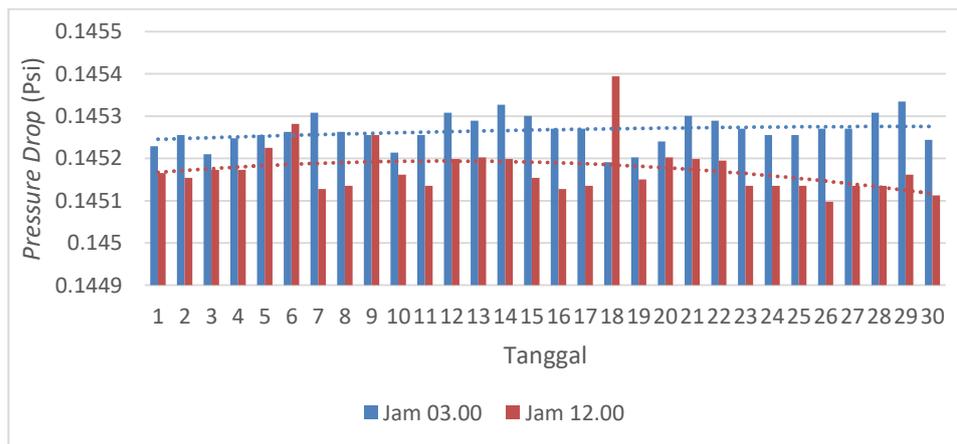
Rata-rata penurunan koefisien permukaan bersih (U_c) menurut hasil perhitungan adalah sebesar $11,645 \text{ Btu/hr.ft}^2.\text{°F}$ sedangkan permukaan kotor sebesar $10,965 \text{ Btu/hr.ft}^2.\text{°F}$. Penurunan koefisien perpindahan panas alat penukar kalor untuk permukaan kotor pada gambar di atas dapat disebabkan oleh *fouling factor*. *Fouling* merupakan pembentukan lapisan deposit pada permukaan perpindahan panas dari bahan atau senyawa yang tidak diinginkan. Karena sumber air pendingin PLTU Asam Asam Unit 1 ini berasal dari *Cooling Tower*, maka adanya *fouling* ini kemungkinan disebabkan oleh endapan lumpur yang terbawa dari air *Cooling Tower*. Maka dari itu, proses pembersihan pada *Cold Basin Cooling Tower* sebaiknya dilakukan secara berkala agar proses *fouling* dapat dicegah. Karena apabila *fouling* dibiarkan maka akan mengakibatkan kenaikan tahanan *heat transfer*, sehingga menurunkan koefisien perpindahan panas keseluruhan dan tentunya juga akan menurunkan efisiensi alat penukar kalor tersebut.

Pada tanggal 6 dan 10 September 2018 grafik menunjukkan penurunan koefisien perpindahan panas yang rendah secara signifikan lalu kemudian naik kembali, hal tersebut terjadi karena adanya jadwal pembersihan *cooler* pada *Turbine oil cooler* Unit 1. Biasanya pembersihan dilakukan apabila ada permintaan dari operator pembangkit ataupun pembersihan yang sudah terjadwal.

Menurut Tunggal. M. Sitompul ada beberapa faktor yang menimbulkan pengotoran pada alat penukar kalor yaitu: temperatur fluida, material *tubes* serta ketelitian pengerjaan, kecepatan aliran fluida dan waktu atau lamanya beroperasi sejak pembersihan yang terakhir. Salah satu faktor yang sangat berpengaruh terhadap adanya *fouling* yaitu kecepatan fluida. Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan didapat kecepatan air dalam *tube* yaitu sebesar 1,175 fps. Untuk menghambat terjadinya *fouling* disekitar dinding *tube* kecepatan fluida harus berkisar antara 10-15 fps. Mengingat bahwa aliran sistem pendingin Oli PLTU Asam-Asam menggunakan system *Open Loop*, yang berarti air pendingin yang digunakan untuk mendinginkan oli berasal dari sirkulasi *Cooling Tower*. Sehingga kecepatan air dalam alat pendingin sangat bergantung pada *Circulating Water Pump (CWP)* dan *Open Auxiliary Cooling Water Pump (OACWP)* yang tekanannya tidak lebih dari 4 bar. Untuk *OACWP* terdapat dua buah pompa yakni A dan B. untuk normal operasi pemakaian *OACWP* biasanya satu operasi dan satu *standby*. Namun walaupun pompa digunakan keduanya A dan B operasi tidak terlalu mempengaruhi kecepatan fluida mengingat rangkaian dua pompa tersebut parallel. Untuk menaikkan kecepatan fluida agar mengurangi terjadinya *fouling* dapat dilakukan dengan inovasi menaikkan kapasitas pompa karena tidak mungkin untuk merubah rangkaian pompa dari parallel menjadi rangkaian seri karena unit pembangkit harus di stop apabila pompa yang dirangkai seri tersebut mengalami kerusakan atau akan dilakukan perbaikan.

Pressure Drop

Pressure drop dapat dilihat dalam Gambar 7.



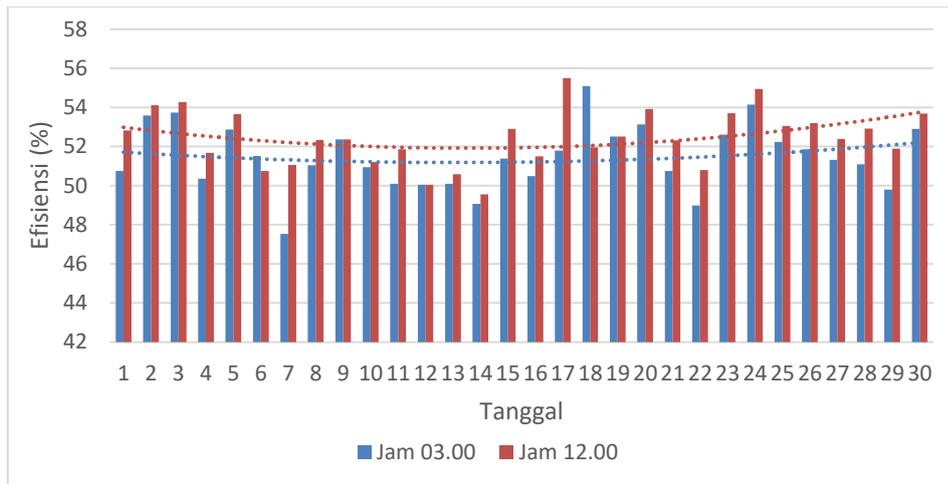
Gambar 7. Grafik *Pressure Drop* Pada *Tube*

Dari segi *pressure drop*/penurunan tekanan, Gambar 7 menunjukkan bahwa penurunan tekanan yang terjadi pada alat penukar kalor selama 30 hari masih dalam batas yang diizinkan. Karena hingga 30 hari rata-rata *pressure drop* (ΔP_T) alat penukar kalor tidak jauh berbeda yaitu sebesar $0,01 \text{ kg/cm}^2$. Berdasarkan data yang diperoleh dari *manual book* PLTU, diketahui bahwa

batas maksimal *pressure drop* APK yaitu sebesar $3,5 \text{ kg/cm}^2$. Sedangkan dari perhitungan yang telah dilakukan diketahui bahwa *pressure drop* (ΔP_T) yang didapat yaitu sebesar 0,145 Psi atau $0,01 \text{ kg/cm}^2$. Apabila melihat dari grafik, terdapat kenaikan *pressure drop* pada tanggal 18 September 2018 pukul 12.00 WITA, pada saat itu terjadi gangguan *Trip* salah satu *Cooling Tower Fan* sehingga beban Unit diturunkan dari 58 MW ke 26 MW. Dengan tidak beroperasinya 1 *Cooling Tower Fan*, biasanya operator pembangkit mengoperasikan *Turbine oil cooler* secara *duplex* agar proses pendinginan oli tetap terjaga, hal tersebut menyebabkan *pressure drop* melonjak naik. Kendati terdapat kenaikan *pressure drop* namun nilainya masih jauh dari batas maksimal *pressure drop*. Oleh karena itu, dapat dikatakan bahwa alat penukar kalor ini masih layak untuk digunakan karena nilai dari *pressure drop* alat penukar kalor masih berada dalam batas yang diijinkan.

Efisiensi Alat Penukar Kalor

Efisiensi alat penukar kalor dapat dilihat dalam Gambar 8.



Gambar 8. Grafik Efisiensi *Turbine Oil Cooler* Unit 1

Pada Gambar 8, efisiensi alat penukar kalor selama 30 hari terlihat masih dalam keadaan kurang baik yaitu dengan rata-rata 51,95%. Nilai efisiensi tertinggi terjadi pada pukul 12.00 WITA tanggal 17 September 2018 yaitu sebesar 55,49%, sedangkan yang terendah terjadi pada Tanggal 7 September 2018 yaitu sebesar 47,52%. Dengan nilai efisiensi 51,95% dapat dikatakan bahwa penyerapan panas pada oli oleh air adalah kurang baik, hal ini dapat dilihat pada data yang diperoleh. Pada nilai efisiensi tertinggi yaitu 55,49% temperatur masuk oli sebesar $56,25^{\circ}\text{C}$ dan temperatur keluar oli sebesar $45,4^{\circ}\text{C}$. Atau dengan kata lain telah terjadi penurunan temperatur sebesar $10,85^{\circ}\text{C}$. Apabila dibandingkan dengan efisiensi pada saat komisioning sebesar 60,43% (Lampiran 10) tentu nilai rata-rata efisiensi saat ini sudah menurun. Rendahnya tingkat efisiensi ini disebabkan karena sudah 2 tahun unit 1 belum pernah melakukan *Overhaul*.

PLTU Asam-Asam sendiri seharusnya melakukan *Overhaul* setiap 8000 jam (1 Tahun). Namun mengingat PLTU Asam-Asam merupakan *Base Loadnya* pasokan kelistrikan Kalimantan, maka izin melakukan *Overhaul* sulit didapatkan dilakukan karena pasokan listrik sering mengalami defisit. Oleh karena itu, tidak heran apabila performa peralatan yang menunjang sistem pendinginanpun ikut menurun. Tanpa *Overhaul* perawatan yang dilakukan pada alat pendingin hanya meliputi pembersihan bagian dalam *tube*, pembongkaran dan pembersihan bagian bawah *oil cooler*. Hal ini mungkin dapat mempengaruhi efisiensi alat pendingin tetapi tidak terlalu besar mengingat kondisi *Cooling Tower* sebagai peralatan pendingin utama sudah sangat kotor. Sehingga tidak mengherankan efisiensi rata-rata yang didapat adalah 51,95%. Namun dengan nilai rata-rata efisiensi 51,95%, *Turbine oil cooler* ini masih layak dipergunakan karena sampai saat ini, temperatur keluar *Turbine oil cooler* masih dalam range normal operasi.

5. KESIMPULAN

Setelah melakukan pengambilan dan pengolahan data serta pembahasan mengenai *Turbine Oil Cooler* di PLTU Asam Asam Unit 1 selama 1 bulan penuh di bulan September 2018, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Nilai rata-rata neraca panas selama 30 hari adalah sebesar 159.798,9 Btu/hr dengan nilai tertinggi 247.631,45 Btu/hr dan nilai terendah 70.740,88 Btu/hr. Nilai neraca panas hasil perhitungan setiap harinya berubah-ubah bahkan ada yang lebih baik daripada saat komisioning.
2. Nilai rata-rata koefisien perpindahan panas selama 30 hari adalah sebesar 11,645 Btu/hr.ft².°F. Naik turunnya koefisien dapat disebabkan oleh *fouling factor*, maka dari itu sebaiknya dilakukan penambahan kapasitas pompa agar dapat menaikkan kecepatan fluida air pendingin dan mampu mengurangi kemungkinan terjadinya *fouling*.
3. Penurunan tekanan ΔP_T (*Pressure Drop*) selama 30 hari tidak jauh berbeda yaitu berkisar pada nilai 0,01 kg/cm² atau 0,14 Psi. Nilai ini masih berada dalam batas yang diijinkan (3,5 kg/cm²) yang menandakan alat penukar kalor masih layak untuk digunakan.
4. Nilai rata-rata efisiensi *Turbine oil cooler* Unit 1 selama bulan September 2018 mengalami penurunan yaitu 51,95% jika dibandingkan dengan efisiensi pada saat komisioning sebesar 60,43%. Nilai ini dipengaruhi karena sudah 2 tahun PLTU Asam Asam Unit 1 tidak pernah di *overhaul*, sehingga peralatan pendingin utama kotor dan tidak mampu maksimal dalam proses pendinginan. Namun walau demikian, *Turbine oil cooler* masih layak dioperasikan karena sampai saat ini, temperatur keluar *Turbine oil cooler* masih dalam range normal operasi.

DAFTAR PUSTAKA

- Ahmadi, Amin Nur. Yaefani Arif Romadhon. 2016. *Kinerja system pendingin oli pada motor diesel*. Politeknik Harapan Bersama. Tegal.
- Ansori, Aris. 2017. *Pengaruh pengaplikasian oil cooler terhadap suhu oli dan performa mesin pada kendaraan sepeda motor Mega Pro Tahun 2011*. Jurnal Pendidikan Teknik Mesin 6 (02).
- Ekadewi, A. H. 2000. *Pengaruh Kecepatan Aliran Terhadap Efektivitas Shell and Tube Heat Exchanger*. Universitas Kristen Petra. Jakarta.
- Harlistyo, Yananda Radyo. 2013. *Analisis pengaruh tube plugging terhadap performansi lube oil cooler pada Gas Turbine Blok 1.1 di PLTU Gresik Efektifitas Heat Transfer*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Surabaya.
- Holman, J. P. 1997. *Perpindahan Kalor*. Erlangga. Jakarta.
- Kern, D. Q. 1965. *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill Book Company.
- Kreith, F. 1997. *Prinsip-Prinsip Perpindahan Panas*. Erlangga. Surabaya.
- Murdani. 2013. *Sistem Pelumasan. Hand Out PLN Corporate University*. Jakarta.
- Nazir, M., Amrullah, A., Subagyo, R. 2013. *Analisis efektifitas heat transfer Rotary Air Heater pada Powerplant PT. Indocement Tunggal Prakasa, Tbk*. Universitas Lambung Mangkurat. Banjarbaru.
- Seminar Nasional Teknik Mesin Politeknik Negeri Jakarta, 2018. *Analisis efektifitas heat exchanger Generator Thurst Bearing Oil Cooler Unit 7 PLTA Cirata*. Jakarta
- Sitompul, T. M. 1993. *Alat Penukar Kalor (Heat Exchanger)*. PT Raja Grafindo Persada. Jakarta Utara.
- Sugiyanto. *Analisis Alat Penukar Kalor Tipe Shell And Tube dan Aplikasi Perhitungan Dengan Microsoft Visual Basic 6.0*. Universitas Gunadarma. Jakarta.
- Syarifudin, Irfan. 2012. *Analisa Sistem Pendingin Bantalan Poros Turbin Generator di PLTA Ir. P. M. Noor*. Universitas Lambung Mangkurat. Banjarbaru.