

ANALISIS KINERJA HEAT EXCHANGER SHELL & TUBE PADA SISTEM COG BOOSTER DI INTEGRATED STEEL MILL KRAKATAU

Jajat Sudrajat

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Mercu Buana
E-mail: jjt.sudrajat22@gmail.com

Abstrak -- Penggunaan heat exchanger pada sistem COG booster bertujuan untuk mendinginkan temperatur oli yang akan digunakan sebagai pelumasan dan pendinginan bearing. Semakin lama heat exchanger digunakan akan menyebabkan terjadinya fouling (pengotoran) di bagian dalam heat exchanger. Semakin besar fouling yang terjadi akan menyebabkan terjadi penurunan kinerja heat exchanger seperti besarnya laju perpindahan panas aktual dan efektivitas. Oleh karena itu dilakukan analisis heat exchanger untuk mengetahui pengaruh fouling terhadap laju perpindahan panas aktual dan efektivitas heat exchanger dengan rentang waktu 1 tahun setelah booster beroperasi yang dibagi menjadi 2 periode. Analisis dilakukan dengan membuat perhitungan parameter-parameter yang dibutuhkan. Dari hasil perhitungan dan analisis, ditunjukkan bahwa terjadi penurunan pada laju perpindahan panasnya hingga sebesar 0,411 kW atau 19,45%, setara dengan energi yang dihasilkan dari penggunaan solar sejumlah 0,036 liter selama satu jam. Fouling yang terjadi mengalami kenaikan hingga sebesar 0,561 m²K/kW. Sedangkan efektivitasnya mengalami penurunan sebesar 3,7%.

Kata kunci : biodegradabel, bioplastik, pelt intercalation, pati, pemlastis

1. PENDAHULUAN

Integrated Steel Mill (ISM) adalah pabrik berskala besar yang menyatuakan peleburan besi (*iron smelting*) dan fasilitas pembuatan baja (*steel making*), biasanya berbasis *Basic Oxygen Furnace* [1]. Proses pembuatan baja pada ISM meliputi 3 tahap dasar [2], salah satunya adalah *Coke Making*. Coke adalah bahan bakar karbon padat dan sumber karbon yang digunakan untuk meleburkan bijih besi [2], yang didapatkan dengan memanaskan *coal* dengan temperatur tinggi di dalam *Coke Oven*. Proses pemanasan tersebut akan menghasilkan produk sampingan gas, yang dinamakan *Coke Oven Gas* (COG) yang juga merupakan salah satu emisi [2]. Meskipun demikian, COG adalah bahan bakar gas yang memiliki nilai kalori yang sedang [3], sehingga dapat dimanfaatkan kembali untuk bahan bakar di ISM setelah dilakukan *treatment* terlebih dahulu.

Di ISM Krakatau sendiri, COG digunakan untuk beberapa *plant* yang dibedakan berdasarkan tekanan kerjanya, yaitu *low pressure plant* dan *high pressure plant*. Pada *low pressure plant*, COG yang telah di *treatment* dapat langsung digunakan. Sedangkan pada *high pressure plant* tekanan COG harus dinaikkan terlebih dahulu untuk dapat sampai ke *plant* yang dituju dan dapat digunakan. Untuk kebutuhan tersebut digunakanlah COG booster, yang termasuk jenis *fan*. Fungsi dari *fan* itu sendiri adalah untuk mengalirkan gas dalam jumlah besar dengan sedikit kenaikan pada tekanannya [4].

Terdapat dua unit *booster* yang terpasang, dimana pada kondisi normal satu *booster* beroperasi, sedangkan *booster* yang lain dalam posisi *stand by*. Dengan fungsinya tersebut, maka COG booster merupakan salah satu komponen

yang penting dan harus beroperasi dengan normal.

Salah satu faktor yang mempengaruhi kinerja COG booster adalah temperatur komponen-komponen booster tersebut, dimana harus tetap berada pada batas normalnya. Sehingga untuk memastikan hal tersebut, dipasang suatu penukar panas atau *heat exchanger*. Definisi dari *heat exchanger* adalah suatu alat yang dimana terjadi aliran perpindahan panas diantara dua fluida atau lebih pada temperatur yang berbeda [5]. Perbedaan temperatur harus terjadi karena berdasarkan hukum termodinamika ke-2, panas mengalir secara spontan dari benda dengan temperatur tinggi ke benda lain dengan temperatur lebih rendah, dan tidak mengalir secara spontan dalam arah kebalikannya [6].

Pada COG booster dipasang sebuah *heat exchanger* dengan tipe *shell and tube* untuk menurunkan temperatur oli, yang digunakan untuk pelumasan dan pendinginan *bearing*. Oli yang disirkulasikan dengan pompa dari reservoir mengalir menuju *bearing housing*, untuk melumasi dan menyerap panas dari *bearing* tersebut, setelah itu kembali ke reservoir. Karena oli tersebut disirkulasikan kembali, maka pemasangan *heat exchanger* sangat penting agar oli tersebut dapat terus digunakan untuk menyerap panas dari *bearing* dan mencegah terjadinya *overheat* pada *bearing* tersebut. Kerugian yang terjadi ketika terjadi *overheat* pada *bearing* adalah *booster* akan mengalami *trip* [7], dan kemungkinan terjadi kerusakan pada *bearing* dan komponen lain.

Seperti komponen atau mesin yang lain pada umumnya yang memiliki umur pakai, berlaku pula pada *heat exchanger*. Semakin lama *heat exchanger* digunakan akan menyebabkan pengotoran (*fouling*) pada bagian dalam *heat*

exchanger tersebut. Lapisan pengotoran ini menyebabkan penambahan tahanan termal dan menyebabkan laju perpindahan panas pada *heat exchanger* berkurang [8], yang pada akhirnya akan berpengaruh pada kinerja dari *heat exchanger* secara khususnya, dan unit *booster* pada umumnya.

Karena komponen *heat exchanger* tersebut memegang peranan penting pada operasi *booster*, maka kinerja dari *heat exchanger* tersebut harus terus dijaga agar tetap optimal dan berfungsi dengan baik. Oleh karena itu perlu dilakukan analisis terhadap kinerja dan efektivitas *heat exchanger*, terutama akibat pengaruh pengotoran yang terjadi didalamnya, untuk selanjutnya dilakukan evaluasi akibat pengaruh dari pengotoran tersebut.

2. TINJAUAN PUSTAKA

Bizzy & Setiadi melakukan penelitian untuk merancang dimensi *shell and tube* dengan menggunakan metode analisis komputerisasi *Heat Transfer Research Inc.* (HTRI) dan metode analisis perhitungan manual [9]. Handoyo & Ahsan melakukan penelitian untuk menganalisis kinerja *heat exchanger* jenis *shell and tube* yang digunakan sebagai pendingin aliran air pada PLTA Jatiluhur [10]. Lebo et al melakukan penelitian pada *heat exchanger* dengan tipe *shell and tube* di Pabrik Semen Kupang II - PT. Sarana Agra Gemilang, KSO PT. Semen Kupang (Persero) [11]. Soekardi melakukan penelitian untuk menganalisis pengaruh rata-rata faktor efektivitas perpindahan panas dan faktor koefisien perpindahan panas global terhadap dimensi utama hasil perancangan *heat exchanger shell and tube* dengan metode efektivitas-NTU [12]. Zainuddin et al melakukan penelitian pada suatu *heat exchanger* dengan tujuan untuk mengetahui kemampuan *shell and multi tube helical coil HE* sebagai pemanas udara dengan memanfaatkan gas buang dari mesin diesel [13].

2.1 Perpindahan Panas

Perpindahan panas adalah ilmu yang berupaya untuk memprediksi perpindahan energi yang mungkin terjadi antara material sebagai akibat dari adanya perbedaan temperatur [14]. Sesuai dengan hukum termodinamika ke-2 (dua), aliran energi panas akan selalu mengalir ke bagian yang memiliki temperatur lebih rendah [6]. Secara umum terdapat 3 (tiga) jenis perpindahan panas yaitu konduksi, konveksi, dan radiasi.

2.2 Heat Exchanger

Heat exchanger adalah suatu alat yang dimana terjadi aliran perpindahan panas diantara dua fluida atau lebih pada temperatur yang berbeda [5], dimana fluida tersebut keduanya mengalir didalam sistem. Di dalam *heat exchanger*

tersebut, kedua fluida yang mengalir terpisah satu sama lain, biasanya oleh pipa silindris. Fluida dengan temperatur yang lebih tinggi akan mengalirkan panas ke fluida yang bertemperatur lebih rendah.

Heat exchanger dapat dibagi menjadi beberapa tipe berdasarkan fungsional dan jenis permukaan perpindahan panasnya. Pembagian tipe *heat exchanger* secara fungsional diantaranya *recuperative type*, *regenerative/storage type*, dan *direct mixing type* [6]. Sementara itu, pembagian tipe *heat exchanger* berdasarkan permukaan perpindahan panasnya dapat diatur dalam beberapa bentuk diantaranya *single tube arrangement*, *shell and tube arrangement*, dan *cross flow heat exchanger* [6].

2.3 Shell and Tube

Shell and tube merupakan jenis *heat exchanger* yang populer dan lebih banyak digunakan. *Shell and tube* terdiri dari sejumlah *tube* yang terpasang didalam *shell* yang berbentuk silindris [15]. Terdapat dua fluida yang mengalir, dimana satu fluida mengalir di dalam *tube*, dan yang lainnya mengalir diluar *tube* [14].

2.3.1 Standardisasi TEMA

Karena *shell and tube* merupakan tipe yang paling banyak digunakan, sehingga perlu dilakukan standardisasi dalam pembuatannya. Pembuatan standardisasi tersebut dilakukan oleh *Tubular Exchanger Manufactures Association* (TEMA) dengan dilakukan sistem penomeran. Sistem penomeran dibuat dengan 3 (tiga) huruf alphabet. Masing masing huruf mewakili bagian dari *shell and tube* dimana huruf pertama menunjukkan *front header type*, huruf kedua menunjukkan *shell type*, dan huruf ketiga menunjukkan *end header type* [15].

Dari standardisasi tersebut, dapat diciptakan beberapa jenis kombinasi dari *shell and tube*. Namun terdapat 3 (tiga) kombinasi utama yang sering digunakan [15], diantaranya *fixed tubesheet heat exchanger*, *U-tube heat exchanger*, dan *floating header heat exchanger*.

2.3.2 Perhitungan Shell and Tube

Beberapa perhitungan yang dilakukan dalam menganalisis kinerja dari *heat exchanger* atau *shell and tube* diantaranya sebagai berikut:

a. Koefisien perpindahan panas global dan *fouling factor*

Koefisien perpindahan panas global merupakan keseluruhan nilai koefisien perpindahan panas yang terdapat pada suatu *heat exchanger*, yang dinotasikan dengan U. Besarnya nilai U dapat dihitung dengan persamaan [8]:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R \quad (1)$$

$$= \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L}$$

$$+ \frac{1}{h_o A_o}$$

dimana:

- U = koefisien perpindahan panas global ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
- U_i = koefisien perpindahan panas bagian dalam ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
- U_o = koefisien perpindahan panas bagian luar ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
- A_s = luas permukaan perpindahan panas total (m^2)
- A_i = luas permukaan perpindahan panas bagian dalam (m^2)
- A_o = luas permukaan perpindahan panas bagian luar (m^2)
- h_i = koef perpindahan panas konveksi bagian dalam ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$)
- h_o = koef perpindahan panas konveksi bagian luar ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$)
- D_o = diameter luar tube (m)
- D_i = diameter dalam tube (m)
- k = konduktivitas termal bahan tube ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$)
- L = panjang tube (m)

Sedangkan *fouling factor* adalah besarnya pengotoran yang terjadi pada *heat exchanger* yang mengakibatkan bertambahnya besaran tahanan termalnya. *Fouling factor* dinotasikan dengan R_f . Besarnya nilai R_f akan mempengaruhi besarnya nilai U , sehingga persamaannya menjadi [8]:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R \quad (2)$$

$$= \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i}$$

$$+ \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{R_{fo}}{A_o}$$

$$+ \frac{1}{h_o A_o}$$

dimana:

- R_{fi} = *fouling factor* di bagian dalam ($\text{m}^2\text{·K}/\text{W}$)
- R_{fo} = *fouling factor* di bagian luar ($\text{m}^2\text{·K}/\text{W}$)

Besarnya *fouling factor* dapat juga dihitung dengan persamaan berikut [14]:

$$R_f = \frac{1}{U_{dirty}} - \frac{1}{U_{clean}} \quad (3)$$

dimana:

- R_f = *fouling factor* ($\text{m}^2\text{·K}/\text{W}$)
- U_{dirty} = koefisien perpindahan panas global setelah terjadi pengotoran ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)

U_{clean} = koefisien perpindahan panas global sebelum terjadi pengotoran ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)

b. Perhitungan laju perpindahan panas aktual

Laju perpindahan panas aktual merupakan panas yang dilepaskan oleh fluida panas atau yang diserap oleh fluida dingin, yang dapat dihitung dengan persamaan berikut [8]:

$$Q_{act} = C_h \cdot (T_{h1} - T_{h2}) \quad (4)$$

atau

$$Q_{act} = C_c \cdot (T_{c2} - T_{c1}) \quad (5)$$

dimana:

- Q_{act} = laju perpindahan panas aktual (W)
- C_h = laju kapasitas panas fluida panas (W/K)
- C_c = laju kapasitas panas fluida dingin (W/K)
- T_{h1} = temperatur fluida panas masuk *heat exchanger* (K)
- T_{h2} = temperatur fluida panas keluar *heat exchanger* (K)
- T_{c1} = temperatur fluida dingin masuk *heat exchanger* (K)
- T_{c2} = temperatur fluida dingin keluar *heat exchanger* (K)

Selain itu perhitungan laju perpindahan panas aktual dapat dicari dengan menggunakan persamaan [8]:

$$Q_{act} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{lm} \quad (6)$$

dimana:

- U = koefisien perpindahan panas global ($\text{W}/\text{m}^2\text{·K}$)
- A_s = luas permukaan perpindahan panas total (m^2)
- ΔT_{lm} = perbedaan temperatur rata rata logaritma / LMTD (K)

c. Perhitungan laju kapasitas panas

Untuk mempermudah menghitung laju perpindahan panas dibutuhkan laju kapasitas panas yang dapat dihitung dengan persamaan berikut [8]:

$$C_h = \dot{m}_h \cdot c p_h \quad (7)$$

atau

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c p_c \quad (8)$$

dimana:

- C_h = laju kapasitas panas fluida panas (W/K)
- C_c = laju kapasitas panas fluida dingin (W/K)
- \dot{m}_h = laju aliran massa fluida panas (kg/s)
- \dot{m}_c = laju aliran massa fluida dingin (kg/s)

d. Perhitungan laju perpindahan panas maksimal

Laju perpindahan panas maksimal merupakan nilai perpindahan panas terbesar yang mungkin

terjadi pada heat exchanger yang dapat dihitung dengan persamaan berikut [8]:

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{h1} - T_{c1}) \quad (9)$$

dimana:

Q_{max} = laju perpindahan panas maksimal (W)
 C_{min} = nilai terkecil di antara nilai C_h dan C_c (W/K)

T_{h1} = temperatur fluida panas masuk *heat exchanger* (K)

T_{c1} = temperatur fluida dingin masuk *heat exchanger* (K)

e. Perhitungan LMTD

Besarnya nilai LMTD atau perbedaan temperatur rata rata logaritma bergantung pada jenis heat exchanger yang digunakan, dimana pada dasarnya dibagi menjadi 3 (tiga) jenis *heat exchanger* berdasarkan arah alirannya yaitu *parallel flow* (searah), *counterflow* (berlawanan), dan *multi pass and cross flow* (i.e *shell and tube*). Persamaan untuk menghitung nilai LMTD dari masing masing jenis *heat exchanger* yaitu [8]:

1) Parallel flow dan counter flow

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2})} \quad (10)$$

dimana untuk *parallel flow*:

$$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c1} \quad (11)$$

$$\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c2} \quad (12)$$

Sedangkan untuk *counter flow*:

$$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2} \quad (13)$$

$$\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1} \quad (14)$$

2) Multi pass dan cross flow

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm,cf} \quad (15)$$

dimana:

F = faktor koreksi, $F < 1$

$\Delta T_{lm,cf}$ = LMTD *counterflow* (K)

f. Perhitungan efektivitas

Efektivitas *shell and tube* dapat dihitung dengan persamaan berikut [8]:

$$\epsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} \quad (16)$$

dimana:

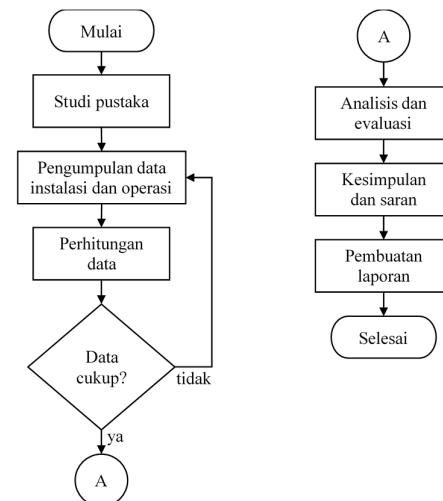
ϵ = efektivitas (%)

Q_{act} = laju perpindahan panas aktual (W)

Q_{max} = laju perpindahan maksimal (W)

3. METODE PENELITIAN

Proses penyelesaian penelitian ditunjukkan dan akan dilakukan seperti diagram alir yang ditunjukkan pada Gambar 1 sebagai berikut:



Gambar 1. Diagram alir penelitian

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Pengumpulan Data

Tahap awal yang dilakukan adalah mengumpulkan data-data yang telah diketahui atau data instalasi, yang bersumber dari *manual book*, katalog produk, dan data operasi HMI. Data instalasi tersebut diantaranya spesifikasi *shell and tube* dan karakteristik fluida. Sedangkan data operasi yaitu temperatur kerja fluida yang masuk dan keluar *shell and tube*.

a. Spesifikasi *Shell and Tube*

- a. Manufacturer : Universal Hydraulik
- b. Tipe : EKM-500-T-CN
- c. Jumlah aliran : Two pass
- d. Luas permukaan (A_s) : 0,94 m²



Gambar 2. *Shell and tube* EKM-500-T-CN

b. Karakteristik Fluida yang digunakan

1) Karakteristik oli

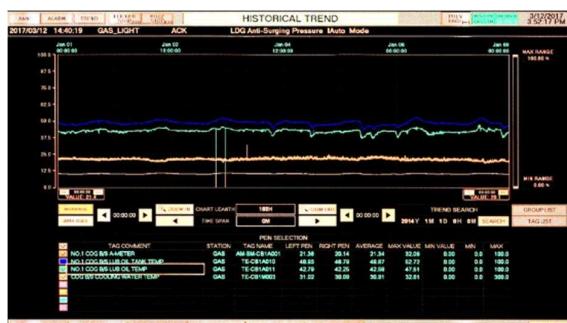
- ISO grade : VG 46
- Manufacturer : Shell
- Massa jenis (ph) : 885,8 kg/m³
- Panas jenis (cph) : 2,001 kJ/kg.K
- Debit aliran (qh) : 0,000167 m³/s

2) Karakteristik air

- Massa jenis (pc) : 994,1 kg/m³
- Panas jenis (cpc) : 4,187 kJ/kg.K
- Debit aliran (qc) : 0,0000833 m³/s

c. Temperatur Kerja Fluida

Diambil 1 sample data per harinya dari hasil pembacaan sensor di HMI.



Gambar 3. Tampilan HMI pengambilan data

Beberapa sample data yang telah dikumpulkan dicantumkan pada Tabel 1 dan Tabel 2.

Tabel 1. Pengukuran Temperatur periode 1

Bulan	Tanggal	Data Pengukuran		
		T _{h1} (°C)	T _{h2} (°C)	T _{c1} (°C)
Maret	21	53,15	46,01	34,04
	22	49,8	43,57	33,03
	23	50,49	44,29	32,86
	24	49,27	42,87	31,59
	25	50,09	43,84	32,72
April	1	52,35	45,99	34,43
	2	51,47	45,18	34,15
	3	49,98	44,02	32,59
	4	51,5	45,06	33,75
	5	51,58	45,15	32,82

Tabel 2. Pengukuran temperatur periode 2

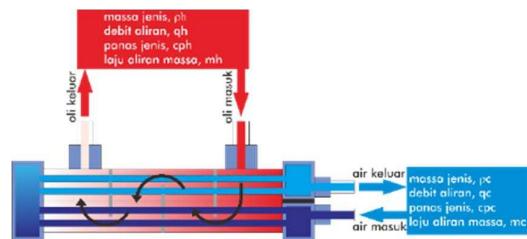
Bulan	Tanggal	Data Pengukuran		
		T _{h1} (°C)	T _{h2} (°C)	T _{c1} (°C)
Oktober	1	49,05	43,66	34,07
	2	51,06	44,92	33,38
	3	50,98	45,26	33,61
	4	50,73	45,08	34,31
	5	50,5	44,99	33,45
November	1	51,34	45,48	34,57
	2	51,05	45,31	34,46
	3	50,85	45,54	34,5
	4	50,99	45,52	34,24
	5	50,07	44,64	34,05

4.2 Perhitungan Kinerja

a. Perhitungan Data Instalasi

Parameter yang diketahui diantaranya:

- Massa jenis oli, $\rho_h = 885,8 \text{ kg/m}^3$
- Massa jenis air, $\rho_c = 994,1 \text{ kg/m}^3$
- Debit aliran oli, $q_h = 0,000167 \text{ m}^3/\text{s}$
- Debit aliran air, $q_c = 0,0000833 \text{ m}^3/\text{s}$
- Panas jenis oli, $cp_h = 2,001 \text{ kJ/kg.K}$
- Panas jenis air, $cp_c = 4,187 \text{ kJ/kg.K}$



Gambar 4. Perhitungan data instalasi

Selanjutnya dilakukan perhitungan sebagai berikut:

- 1) Perhitungan laju aliran massa oli, \dot{m}_h

$$\dot{m}_h = \rho_h \cdot q_h$$

$$\dot{m}_h = 0,148 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- 2) Perhitungan laju aliran massa air, \dot{m}_c

$$\dot{m}_c = \rho_c \cdot q_c$$

$$\dot{m}_c = 0,083 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- 3) Perhitungan laju kapasitas panas oli, C_h

$$C_h = \dot{m}_h \cdot cp_h$$

$$C_h = 0,296 \frac{\text{kW}}{\text{s.K}} = 0,296 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

- 4) Perhitungan laju kapasitas panas air, C_c

$$C_c = \dot{m}_c \cdot cp_c$$

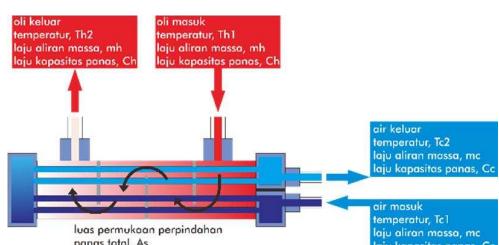
$$C_c = 0,347 \frac{\text{kW}}{\text{s.K}} = 0,347 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

- 5) Laju kapasitas panas minimum, C_{\min}

Karena nilai $C_h < C_c$ maka:

$$C_{\min} = C_h = 0,296 \text{ kW/K}$$

b. Perhitungan Data Operasi dan Kinerja



Gambar 5. Perhitungan data operasi & kinerja

Perhitungan akan dibagi menjadi beberapa kondisi sebagai berikut

- 1) Kondisi awal pengoperasian

Parameter yang diketahui diantaranya:

- $T_{h1} = 53,15^\circ\text{C} = 326,15 \text{ K}$
- $T_{h2} = 46,01^\circ\text{C} = 319,01 \text{ K}$
- $T_{c1} = 34,04^\circ\text{C} = 307,04 \text{ K}$
- $\dot{m}_h = 0,148 \text{ kg/s}$
- $\dot{m}_c = 0,083 \text{ kg/s}$
- $C_h = 0,296 \text{ kW/K}$
- $C_c = 0,348 \text{ kW/K}$
- $A_s = 0,94 \text{ m}^2$

Selanjutnya dilakukan perhitungan sebagai berikut:

- a. Perhitungan Q_{\max}

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{h1} - T_{c1})$$

$$Q_{max} = 5,657 \text{ kW}$$

b. Perhitungan Q_{act}

$$Q_{act} = C_h \cdot (T_{h1} - T_{h2})$$

$$Q_{act} = 2,113 \text{ kW}$$

c. Perhitungan ϵ

$$\epsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} \times 100\%$$

$$\epsilon = 37,35\%$$

d. Perhitungan T_{c2}

$$T_{c2} = T_{c1} + \frac{Q_{act}}{c_c}$$

$$T_{c2} = 313,13 \text{ K} = 40,13^\circ\text{C}$$

e. Perhitungan $\Delta T_{lm,st}$

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{(T_{h1}-T_{c2})-(T_{h2}-T_{c1})}{\ln\left(\frac{(T_{h1}-T_{c2})}{(T_{h2}-T_{c1})}\right)}$$

$$\Delta T_{lm,cf} = 12,5 \text{ K}$$

$$\Delta T_{lm,st} = 12,5 [K] \cdot 0,95$$

$$\Delta T_{lm,st} = 11,87 \text{ K}$$

f. Perhitungan U_1

$$U_1 = \frac{Q_{act}}{A_s \Delta T_{lm,st}}$$

$$U_1 = 0,189 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

2) Kondisi setelah pengotoran ke-1
Parameter yang diketahui diantaranya:

- $T_{h1} = 49,8^\circ\text{C} = 322,8 \text{ K}$
- $T_{h2} = 43,57^\circ\text{C} = 316,57 \text{ K}$
- $T_{c1} = 33,03^\circ\text{C} = 306,03 \text{ K}$
- $\dot{m}_h = 0,148 \text{ kg/s}$
- $\dot{m}_c = 0,083 \text{ kg/s}$
- $C_h = 0,296 \text{ kW/K}$
- $C_c = 0,347 \text{ kW/K}$
- $A_s = 0,94 \text{ m}^2$
- $F = 0,95$
- $U_1 = 0,189 \text{ kW/m}^2 \text{K}$

Selanjutnya dilakukan perhitungan sebagai berikut:

a. Perhitungan Q_{max}

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{h1} - T_{c1})$$

$$Q_{max} = 4,964 \text{ kW}$$

b. Perhitungan Q_{act}

$$Q_{act} = C_h \cdot (T_{h1} - T_{h2})$$

$$Q_{act} = 1,844 \text{ kW}$$

c. Perhitungan ϵ

$$\epsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} \times 100\%$$

$$\epsilon = 37,15\%$$

d. Perhitungan T_{c2}

$$T_{c2} = T_{c1} + \frac{Q_{act}}{c_c}$$

$$T_{c2} = 311,34 \text{ K} = 38,34^\circ\text{C}$$

e. Perhitungan $\Delta T_{lm,st}$

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{(T_{h1}-T_{c2})-(T_{h2}-T_{c1})}{\ln\left(\frac{(T_{h1}-T_{c2})}{(T_{h2}-T_{c1})}\right)}$$

$$\Delta T_{lm,cf} = 11,08 \text{ K}$$

$$\Delta T_{lm,st} = \Delta T_{lm,cf} \cdot F$$

$$\Delta T_{lm,st} = 10,53 \text{ K}$$

f. Perhitungan U_2

$$U_2 = \frac{Q_{act}}{A_s \Delta T_{lm,st}}$$

$$U_2 = 0,186 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

g. Perhitungan R_{f1}

$$R_{f1} = \frac{1}{U_2} - \frac{1}{U_1}$$

$$R_{f1} = 0,085 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{kW}}$$

3) Kondisi setelah pengotoran ke-2

Pengotoran ke-2 dan selanjutnya akan menghasilkan nilai koefisien perpindahan panas global *fouled* U_4 , U_5 , U_6 , dst. Juga akan menghasilkan nilai *fouling factor* R_{f3} , R_{f4} , R_{f5} , dst. Proses perhitungannya sendiri sama seperti pada pengotoran pertama.

4.3 Analisis dan Evaluasi

a. Analisis Q_{act}

Berdasarkan spesifikasi, *shell and tube* EKM-510-T-CN memiliki nilai *cooling performance* sekitar 2,25 kW.

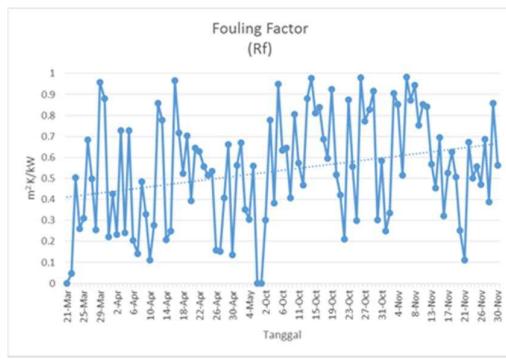


Gambar 6. Grafik laju perpindahan panas

Hasil perhitungan di awal periode pertama menghasilkan nilai laju perpindahan panas aktual sebesar 2,113 kW. Sementara itu dari hasil perhitungan yang dilakukan pada akhir periode pertama, laju perpindahan panas aktual yang terjadi sekitar 1,880 kW. Dengan kata lain selama periode pertama terjadi penurunan perpindahan panas sebesar 0,233 kW atau 11,03%. Penurunan kemampuan untuk mentransfer panas sebesar 0,233 kW tersebut apabila dibandingkan dengan penggunaan solar (*diesel fuel*) yang memiliki *Low Heating Value* (LHV) sebesar 43400 kJ/kg dan massa jenis (ρ_{bb}) sebesar 950 kg/m³, energinya setara dengan penggunaan solar sebanyak 0,02 liter selama satu jam.

Sementara itu dari hasil perhitungan pada akhir periode kedua, laju perpindahan panas yang terjadi sekitar 1,702 kW. Nilai tersebut kembali turun dari nilai sebelumnya, sehingga dapat disimpulkan secara total kemampuan *shell and tube* dalam memindahkan panas pada akhir periode kedua kembali mengalami penurunan hingga sebesar 0,411 kW atau sebesar 19,45%. Apabila energi sebesar 0,411 kW tersebut kembali dibandingkan dengan penggunaan solar sesuai dengan perhitungan sebelumnya, maka jumlah solar yang digunakan adalah sebanyak 0,036 liter selama satu jam.

b. Analisis R_f



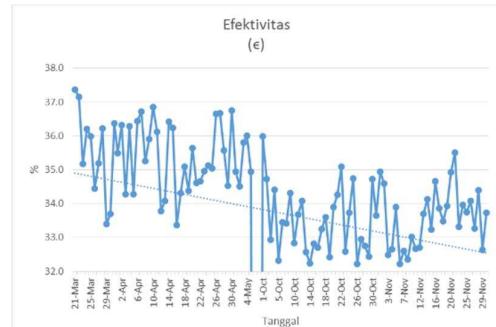
Gambar 7. Grafik pengotoran

Berdasarkan hasil perhitungan, besarnya pengotoran yang terjadi pada awal periode pertama adalah sebesar $0,046 \text{ } m^2 K/kW$. Sedangkan hasil perhitungan pada akhir periode pertama menghasilkan pengotoran sebesar $0,558 \text{ } m^2 K/kW$. Dari hasil perhitungan tersebut disimpulkan bahwa selama periode pertama, terjadi pengotoran pada *shell and tube* hingga sebesar $0,558 \text{ } m^2 K/kW$.

Sementara itu perhitungan pada awal periode kedua menghasilkan pengotoran sebesar $0,303 \text{ } m^2 K/kW$ dan perhitungan di akhir periode kedua menghasilkan nilai pengotoran sebesar $0,561 \text{ } m^2 K/kW$. Dengan kata lain, selama periode pertama hingga periode kedua, terjadi pengotoran pada *shell and tube* hingga sebesar $0,561 \text{ } m^2 K/kW$. Besarnya pengotoran ini menyebabkan terjadinya penurunan kemampuan *shell and tube* dalam memindahkan panas hingga sebesar 24,36%.

c. Analisis ϵ

Dari hasil perhitungan pada awal periode pertama, efektivitas *shell and tube* terhitung sebesar 37,4%. Sedangkan pada akhir periode pertama, efektivitas yang dihasilkan turun menjadi sekitar 34,9%. Sehingga selama periode pertama terjadi penurunan efektivitas pada *shell and tube* sebesar 2,5%.



Gambar 8. Grafik efektivitas

Sementara itu untuk perhitungan pada awal periode kedua, efektivitas yang dihasilkan adalah sekitar 36,0%. Sedangkan pada akhir periode kedua, efektivitas yang dihasilkan mengalami penurunan menjadi sekitar 33,7%. Dengan kata lain, secara total dari periode pertama hingga periode kedua terjadi penurunan efektivitas pada *shell and tube* sebesar 3,7%.

5. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisis dihasilkan beberapa kesimpulan diantaranya:

1. *Shell and tube* yang dianalisis memiliki nilai *cooling performance* sebesar 2,25 kW. Hasil perhitungan yang dilakukan dari tahap pertama dan tahap kedua menunjukkan terjadi penurunan kemampuan *shell and tube* tersebut dalam mentransfer panas yang ditunjukan dengan penurunan laju perpindahan panas aktual (Q_{act}) yang terjadi, di mana terjadi penurunan sebesar 0,411 kW atau 19,45%. Besarnya nilai tersebut setara dengan penggunaan solar sejumlah 0,036 liter selama 1 jam.
2. Besarnya nilai pengotoran bergantung kepada besarnya nilai koefisien perpindahan panas global dalam kondisi *fouled* (U_2, U_3, U_4, dst) yang dikurangi dengan nilai koefisien perpindahan panas global dalam kondisi *clean* (U_1). Selama periode analisis telah terjadi pengotoran (R_f) pada *shell and tube*, di mana nilainya mengalami kenaikan dari awal periode pertama sebesar 0,085 $m^2 K/kW$, menjadi 0,561 $m^2 K/kW$ pada akhir periode kedua. Besarnya pengotoran tersebut mengakibatkan penurunan Q_{act} hingga 19,45% selama periode analisis.
3. Efektivitas dari *shell and tube* bergantung kepada perbandingan Q_{act} dan Q_{max} yang dihasilkan, sehingga ketika Q_{act} nya mengalami penurunan maka efektivitasnya juga akan mengalami penurunan. Dari hasil analisis pada awal periode pertama menghasilkan nilai efektivitas sebesar 37,4%. Sedangkan di akhir periode kedua efektivitas yang dihasilkan mengalami penurunan menjadi 33,7%. Dengan kata lain dari awal

periode pertama hingga akhir periode kedua terjadi penurunan evektivitas sebesar 3,7%.

DAFTAR PUSTAKA

- [1]. World Steel Asociation. (2012). *The White Book of Steel*. Diambil dari: www.worldsteel.org/steelstory. Diakses pada 15 April 2017.
- [2]. Primary Metal. (2017). *The Steel Making Industry*. Diambil dari: http://www.istc.illinois.edu/info/library_docs/manuals/primmetals/chapter2.htm. Diakses pada 15 April 2017.
- [3]. Lacey, J.A. (2011). *Coke-Oven Gas*. Diambil dari: <http://www.thermopedia.com/content/641/>. Diakses pada 15 April 2017.
- [4]. The Engineering ToolBox. (2017). *Pumps, Compressors, Blowers and Fans*. Diambil dari: http://www.engineeringtoolbox.com/pumps-compressors-fans-blowers-d_675.html. Diakses pada 15 Maret 2017.
- [5]. Kakac, S., Liu, H. (2002). *Heat exchanger: Selection, Rating, and Thermal Design (2nd Ed)*. Florida: CRC Press.
- [6]. Kothandaraman, C.P. (2006). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer (3rd Ed)*. New Delhi: New Age International (P) Ltd.
- [7]. Chmiel. (2012). *Erection, Operation, and Maintenance Manual for COG Booster Fan*. Wippershainer: TLT-Turbo GmbH.
- [8]. Cengel, Y.A. (2006). *Heat Transfer: A Practical Approach (2nd Ed)*. Ohio: McGraw-Hill Higher Education.
- [9]. Bizzy, I., Setiadi, R. (2013). Studi Perhitungan Alat Penukar Kalor Tipe Shell and Tube dengan Program Heat Transfer Research Inc. (HTRI). *Jurnal Rekayasa Mesin*, 3(1).
- [10]. Handoyo, Y., Ahsan. (2012). Analisis Kinerja Alat Penukar Kalor Jenis Shell and Tube Pendingin Aliran Air Pada PLTA Jatiluhur. *Jurnal Energi dan Manufaktur*, 5(1).
- [11]. Lebo, Y.M.V., Gusnawati., Jasron, J. (2015). Analisa Unjuk Kerja Alat Penukar Kalor Tipe Shell and Tube Untuk Pendinginan Minyak Pelumas Pasa Sistem Penggerak Induced Draft Fan. *Lontar Jurnal Teknik Mesin Undana*, 2(2).
- [12]. Soekardi, C. (2015). Analisis Pengaruh Efektivitas Perpindahan Panas dan Tahanan Termal Terhadap Rancangan Termal Alat Penukar Kalor Shell & Tube. *Jurnal Sinergi*, 19(1).
- [13]. Zainuddin., Nurdin, J., Is, E. (2016). The Heat Exchanger Performance of Shell and Multi Tube Helical Coil as a Heater through the Utilization of a Diesel Machine's Exhaust Gas. *Aceh International Journal of Science and Technology*. 5(1), 21-29.
- [14]. Holman, J.P. (2010). *Heat Transfer (10th Ed)*. New York: McGraw-Hill
- [15]. Brogan, R.J. (2011). *Shell and Tube Heat Exchangers*. Diambil dari: <http://www.thermopedia.com/content/1121/>. Diakses pada 15 April 2017.