

ANALISIS PERPINDAHAN PANAS *GLAND STEAM CONDENSOR* DI PT PJB UBJOM PULANG PISAU KALTENG

Muhammad Rizky Hidayat¹⁾, Aqli Mursadin²⁾

^{1,2}Program Studi Teknik Mesin,

Fakultas Teknik Universitas Lambung Mangkurat

JL. Akhmad Yani Km.35,5 Banjarbaru, Kalimantan Selatan,70714

Email: rizkyhidayat66@gmail.com

Abstract

Gland Steam Condensor (GSC) is a heat exchanger it condenses steam from a turbine shaft seal. This used steam will heat condensate water from a condensate pump which is flowed across Gland Steam condensor. Because the heat is absorbed by condensate water, used steam from the shaft seal will condense and then flow to hotwell until it mixes with hotwell water. From the results of the study the highest heat transfer coefficient on the tube is 80,491.93 btu/hr ft² on Wednesday at 2:00 p.m. It is known that the heat transfer coefficient on the lowest tube is 79,011.94 btu/hr ft² on Monday at 4:00 p.m. The highest heat transfer coefficient on the shell is 5,294,695 btu/hr ft² on Friday at 14:00, the lowest shell heat transfer coefficient is 2,762,553 btu/hr ft² on Tuesday at 11:00. The highest actual heat transfer is 1,528,694.1 btu/hr on Friday at 2:00 p.m., the lowest actual heat transfer is 713,159,522 btu/hr on Thursday at 8:00. It is known that the maximum heat transfer rate is 1,797,918 btu/hr at 2:00 p.m., the maximum heat transfer rate is 790,348 btu/hr on Thursday at 8:00. It is known that the highest efficiency is 90.25% on Thursday at 8:00. With average efficiency between the range of 86.29%

Keywords: Heat Exchanger, Efisiensi efektif

Abstrak

Gland Steam Condensor (GSC) adalah alat penukar panas yang mengembunkan uap dari segel poros turbin. Steam bekas ini akan memanaskan air kondensat dari pompa kondensat yang dialirkan melintasi kondensor Gland Steam. Karena panas diserap oleh air kondensat, maka steam bekas dari seal poros akan mengembun kemudian dialirkan ke hotwell hingga bercampur dengan air hotwell. Dari hasil penelitian koefisien perpindahan kalor tertinggi pada tabung adalah 80.491,93 btu/hr ft² pada hari Rabu jam 14.00. Diketahui bahwa koefisien perpindahan panas pada tabung terendah adalah 79.011,94 btu/hr ft² pada hari Senin jam 16.00. Koefisien perpindahan panas tertinggi pada cangkang adalah 5.294.695 btu/jam ft² pada hari Jumat pukul 14.00, koefisien perpindahan panas cangkang terendah adalah 2.762.553 btu/jam ft² pada hari Selasa pukul 11.00. Perpindahan panas aktual tertinggi adalah 1.528.694.1 btu/jam hari Jumat jam 14.00, perpindahan panas aktual terendah adalah 713.159.522 btu/jam pada hari Kamis jam 8.00. Diketahui laju perpindahan kalor maksimum sebesar 1.797.918 btu/jam pada pukul 14.00, laju perpindahan kalor maksimum sebesar 790.348 btu/jam pada hari Kamis pukul 08.00. Diketahui efisiensi tertinggi sebesar 90,25% pada hari Kamis pukul 08.00. Dengan efisiensi rata-rata antara kisaran 86,29%

Kata Kunci: Heat Exchanger, Efisiensi efektif

PENDAHULUAN

Gland Steam Condensor (GSC) adalah penukar panas (*heat exchanger*) untuk mengkondensasikan uap bekas dari perapat poros turbin. Uap bekas ini akan memanaskan air kondensat dari pompa kondensat yang dialirkan melintasi *Gland Steam condensor*. Karena panasnya diserap oleh air kondensat, uap bekas dari perapat poros akan mengembun dan selanjutnya dialirkan ke *hotwell* hingga bercampur dengan air *hotwell*.

Didalam *Gland Steam Condensor*, air kondensat mengalir dibagian dalam pipa sedang uap bekas perapat berada diluar pipa. *Gland steam condensor* dilengkapi dengan fan penghisap (*exhauster fan*) yang berfungsi untuk membuat tekanan *Gland Steam Condensor* sisi uap sedikit vacum. Dengan kevacuman ini, maka uap bekas perapat turbin akan mudah mengalir kedalam *Gland Steam Condensor*.

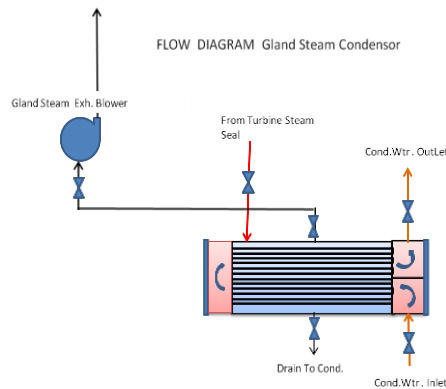
Gland Steam Condensor

Gland Steam Condensor dilengkapi dengan *exhaust blower* berfungsi untuk mengkondensasi uap bekas dari *gland steam seal* turbin (uap perapat turbin), dimana air pendinginya dari air kondensat yang mengalir di sisi dalam pipa (*tube-tube* bendel), sedangkan uap bekas bekas dari *gland steam seal* turbin mengalir di sisi luar pipa. Dengan adanya pendinginan maka uap bekas tersebut akan terjadi proses kondensasi. Selanjutnya air kondensasi tersebut melalui *drain trap* yang bekerja secara *auto* dimasukan ke *condensor* .

Untuk mempercepat laju aliran uap perapat tekanan ruang GSC dibuat vakum oleh *gland steam exhaust blower* ($> - 500$ mmHg). Didalam GSC uap bekas perapat mendapat pendinginan dari aliran air kondensat yang menuju Deaerator. Selanjutnya kondensasi uap bekas perapat didalam *shell* GSC dialirkan ke kondensor utama dengan pengaturan secara *auto* oleh *drain trap* atau diatur secara manual (PT PJB, 2015).



Gambar 1. *Gland Steam Condensor*



Gambar 2. Diagram *Gland Steam Condensor*

Analisis Kinerja *Heat Exchanger*

Berikut analisis kinerja *heat exchanger shell & tube* dengan menganalisa secara empiris dengan langkah berikut:

Laju Aliran Massa Pada *Tube*

Semakin besar *flow* fluida menyebabkan laju aliran massa semakin besar dimana laju aliran massa didapat dari laju fluida dikalikan dengan densitasnya.

$$W_{\text{air}} = \text{kapasitas} \times \rho_{\text{air}} \quad (1)$$

di mana:

W_{air} = laju aliran massa (lb/hr)

ρ_{air} = densitas pada temperatur masuk pada *tube* (°F)

Neraca Panas Pada *Tube*

Neraca panas adalah kalor yang diserap oleh *tube* dengan menggunakan persamaan berikut.

$$Q_{\text{air}} = W_{\text{air}} \times C_p (T_2 - T_1) \quad (2)$$

di mana:

Q = *Heat balance* (Btu/hr)

W = Laju Aliran Massa (lb/hr)

T_1 = Temperatur *feed water* masuk (°F)

T_2 = Temperatur *feed water* keluar (°F)

C_p = kalor Jenis (Btu/lb °F)

Menentukan LMTD dan *True Temperature Different* (Δt)

Menentukan nilai LMTD (*Log Mean Temperature Different*) untuk aliran yang berlawanan arah dengan menggunakan persamaan sebagai berikut (kern, 1950).

$$\text{LMTD} = \frac{(t_1 - T_2) - (t_2 - T_1)}{\ln \frac{(t_1 - T_2)}{(t_2 - T_1)}} \quad (3)$$

$$R = \frac{(t_1 - t_2)}{(T_2 - T_1)} \quad (4)$$

$$S = \frac{(T_2 - T_1)}{(t_1 - T_1)} \quad (5)$$

di mana:

T_1 = Temperatur *feed water* masuk (°F)

T_2 = Temperatur *feed water* keluar (°F)

- t_1 = Temperatur *steam* masuk (°F)
 t_2 = Temperatur *steam* keluar (°F)

Menentukan Nilai *Reynold*

Bilangan *reynold* dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

1. Untuk sisi *tube*

$$Re_t = \frac{ID_t \cdot G_t}{\mu} \dots \quad (6)$$

di mana:

- ID_t = Diameter dalam *tube* (ft)
 G_t = Kecepatan aliran pada *tube* (lb/ft²hr)
 μ = Viskositas fluida (lb/ft.hr)

2. Untuk sisi *shell*

$$Re_s = \frac{De \cdot G_s}{\mu} \quad (7)$$

di mana:

- De = Diameter ekuivalen (ft)
 μ = Viskositas fluida pada temperatur kalorik (lb/ft.hr)
 G_s = Kecepatan aliran massa pada *shell* (lb/ft².hr)

Menentukan Bilangan *Prandtl*

1. Untuk sisi *tube*

$$Pr_t = \frac{Cp_t \cdot \mu}{K_t} \quad (8)$$

di mana:

- Cp_t = Panas spesifik fluida pada *tube* (btu/lb °F)
 μ_t = Viskositas fluida pada *tube* (lb/ft.hr)
 k_t = Konduktivitas termal (btu/ft.hr. °F)

2. Untuk sisi *shell*

$$Pr_s = \frac{Cp_s \cdot \mu_s}{K_s} \quad (9)$$

di mana:

- Cp_t = Panas spesifik fluida pada *tube* (btu/lb °F)
 μ_s = Viskositas temperatur kalorik fluida pada *tube* (lb/ft.hr)
 k_t = Konduktivitas termal pada *shell* (btu/ft.hr. °F)

Menentukan Bilangan *Nusselt*

Untuk bilangan *Reynold* > 2300, maka termasuk aliran turbulen maka bilangan *nusselt* pada *tube* (fluida dingin) dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut (Incropera, 1996).

1. Untuk sisi *tube*

$$Nu_t = 0,023 \cdot Re_t^{0,8} \cdot Pr_t^{0,3} \quad (10)$$

di mana:

- Re_t = Bilangan *reynold* pada *tube*
 Pr_t = Bilangan *prandtl* pada *tube*
 Nu_t = Bilangan *nusselt* pada *tube*

2. Untuk sisi *shell*

$$Nu_s = 0,023 \cdot Re_s^{0,8} \cdot Pr_s^{0,4} \quad (11)$$

di mana:

Re_s = Bilangan *Reynold* pada *shell*

Pr_s = Bilangan *Prandtl* pada *shell*

Nu_s = Bilangan *Nusselt* pada *shell*

Menentukan Koefisien Perpindahan Panas

Koefisien perpindahan panas dapat ditentukan dengan persamaan berikut (Holman, 1997).

1. Untuk sisi *tube*

$$h_i = Nu_t \cdot \frac{K_t}{ID_t} \quad (12)$$

di mana:

h_i = Koefisien perpindahan panas pada *tube* (btu/ft.hr.°F)

Nu_t = Bilangan *Nusselt* pada *tube*

K_t = Konduktivitas termal pada *tube* (btu/ft.hr.°F)

ID_t = Diameter dalam *tube* (ft)

2. Untuk sisi *shell*

$$h_o = Nu_s \cdot \frac{K_s}{De} \quad (13)$$

di mana

h_o = Koefisien perpindahan panas pada *Shell* (btu/ft.hr.°F)

Nu_s = Bilangan *Nusselt* pada *shell*

K_s = Konduktivitas termal pada *shell* (btu/ft.hr.°F)

De = Diameter ekuivalen (ft)

Clean Overall Heat Transfer Coefficient

Clean Overall Heat Transfer Coefficient (U_c) adalah koefisien perpindahan panas dari *heat exchanger* pada saat bersih yang tidak terdapat endapan atau kotoran pada *heat exchanger* dapat diperoleh dari persamaan berikut (kern, 1950).

$$U_c = \frac{h_{i0} \cdot h_o}{h_{i0} + h_o} \quad (14)$$

Overall Heat Transfer Coefficient Design

Overall Heat Transfer Coefficient Design (U_d) adalah hantaran perpindahan panas dari *heat exchanger* tersebut saat dioperasikan dan sudah terdapat endapan dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut.

$$U_d = \frac{Q_t}{A \times \Delta t \text{ LMTD}} \quad (15)$$

di mana:

Q_t = Panas yang diserap oleh *feed water* (btu/jam)

A = Luas permukaan pada bagian luar *tube* (ft²)

Menentukan Faktor Pengotor (Rd)

Faktor pengotoran (R_d) adalah hambatan perpindahan panas akibat adanya kotoran pada dinding *tube* dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut (kern, 1950).

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c \cdot U_d} \quad (16)$$

Menentukan *Pressure Drop*

Pressure drop adalah kerugian tekanan pada *heat exchanger* tersebut dapat ditentukan dengan persamaan berikut (kern, 1950).

1. Untuk sisi *tube*

$$\Delta F_t = \frac{f_t \cdot (G_t)^2 \cdot L \cdot n}{2 \cdot g \cdot \rho_t \cdot ID_t \cdot \Phi_t} \quad (17)$$

$$\Delta F_r = \frac{4n}{SG_t} \frac{V^2}{2 \cdot g} \left(\frac{\rho_t}{144} \right) \quad (18)$$

$$\Delta P_T = (\Delta F_t + \Delta F_r) \quad (19)$$

di mana:

f_t = *Friction factor* pada *tube*

ΔP_T = *Pressure drop* keseluruhan (psi)

G_t = Kecepatan aliran massa pada *tube* (lb/ft² hr)

L = Panjang *tube* (ft)

ID_t = Diameter dalam *tube* (ft)

g = 4,18 x 10⁸ ft/hr²

V = *Linear velocity* pada *tube* (ft/hr)

ρ_s = Density pada *tube* (lb/ft³)

n = Jumlah *passes*

Φ_t = Rasio viskositas pada *tube*

2. Untuk sisi *shell*

$$\Delta F_s = \frac{f_s \cdot (G_s)^2 \cdot D_e \cdot (N+1)}{2g\rho_s D_e \cdot \Phi_s} \quad (20)$$

di mana:

f_s = *Friction factor* pada *shell*

ΔP_s = Beda tekanan fluida saat masuk dengan tekanan fluida saat keluar *Heat Exchanger* (psi)

G_s = Kecepatan aliran massa pada *tube* (lb/ft²hr)

D_e = Diameter ekuivalen *shell* (ft)

ρ_s = Density pada *shell* (lb/ft³)

N = Jumlah *baffles*

Laju Perpindahan Panas Pada *Heat Exchanger*

Laju perpindahan panas pada *heat exchanger* dapat diperoleh menggunakan persamaan berikut.

$$q_{act} = C_c \cdot (T_2 - T_1) \quad (21)$$

$$q_{max} = C_h \cdot (t_1 - T_1) \quad (22)$$

di mana:

q_{act} = Laju perpindahan panas aktual (btu/hr)

q_{max} = Laju perpindahan panas maksimal (btu/hr)

T_1 = Temperatur *feed water* masuk (°F)

T_2 = Temperatur *feed water* keluar (°F)

t_1 = Temperatur *steam* masuk (°F)

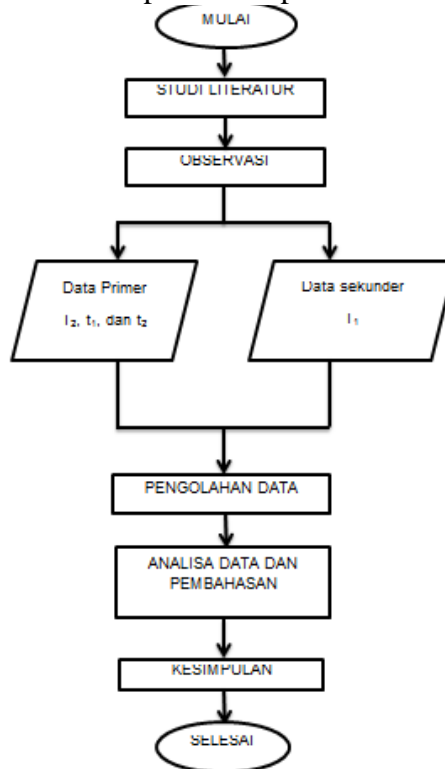
Efisiensi Efektif *Heat Exchanger*

Efisiensi efektif pada *heat exchanger* dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut.

$$\eta = \frac{q_{act}}{q_{max}} \times 100\% \tag{23}$$

METODE PENELITIAN

Metode Penelitian ini dilakukan dengan prosedur yang ada dan meneliti (mencari data-data yang dibutuhkan) sehingga bisa menganalisis hasil penelitian. Adapun diagram alir penelitian dapat dilihat pada Gambar 3.



Gambar 3. Diagram Alir Penelitian

HASIL DAN PEMBAHASAN

Data penelitian *heat exchanger* adalah data yang dikumpulkan secara langsung dilapangan.

Tabel 1. Data Pengamatan pada *Gland Steam Condensor (GSC)* Unit 2 PT PJB UBJOM Pulang Pisau Kalteng

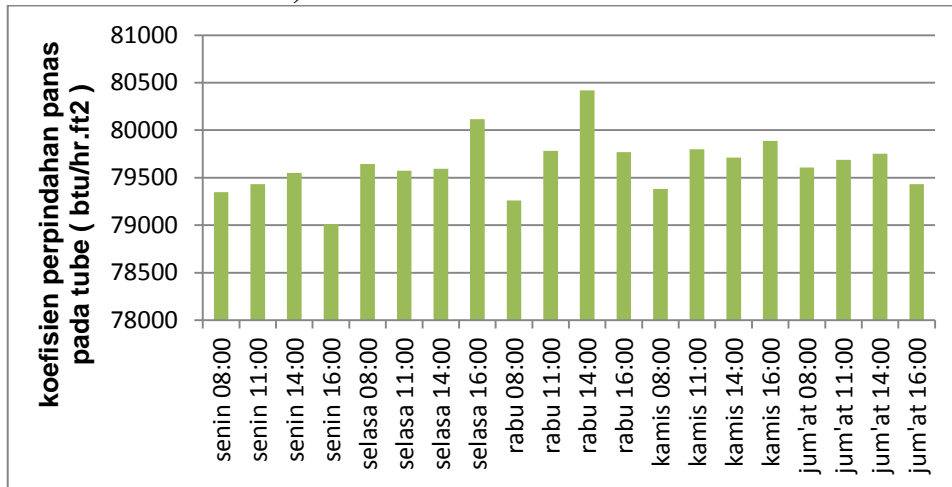
		Jam	08: 00	11: 00	14: 00	16: 00
Selasa, 30 April 2018	<i>Beban(MW)</i>		50,1	49,9	50,5	51,3
	<i>T₁(°C)</i>		47,4	47,4	47,2	46,9
	<i>T₂(°C)</i>		48,2	48,3	48,4	47,7
	<i>t₁(°C)</i>		104	103	105	106
	<i>t₂(°C)</i>		55,0	54,8	54,9	55,0
	<i>Beban(MW)</i>		54,5	55,2	55,7	56,19
	<i>T₁(°C)</i>		47,6	47,9	47,8	48,2
	<i>T₂(°C)</i>		48,6	48,6	48,6	49,3
	<i>t₁(°C)</i>		104	106	104	104

Rabu, 2 Mei 2018	$t_2(^{\circ}C)$	55,3	54,0	55,7	55,5	
	Beban(MW)	54,5	54,5	54,9	54,9	
	$T1(^{\circ}C)$	47	47,4	47,6	47,8	
	$T2(^{\circ}C)$	48	48,7	48,8	48,8	
	$t_1(^{\circ}C)$	105	104,9	105	104	
	$t_2(^{\circ}C)$	55	55,5	55,7	55,6	
	Beban(MW)	51,4	50,9	51,3	51,71	
	$T1(^{\circ}C)$	47,6	47,7	47,3	47,7	
	$T2(^{\circ}C)$	48,3	48,8	48,6	48,9	
	$t_1(^{\circ}C)$	104	107	103	106	
Kamis, 3 Mei 2018	$t_2(^{\circ}C)$	53,1	56,3	56,6	56,5	
	Beban(MW)	53	52,1	51,8	51,6	
	$T1(^{\circ}C)$	47,4	47,4	47,1	47,4	
	$T2(^{\circ}C)$	48,5	48,6	48,6	48,3	
	$t_1(^{\circ}C)$	105,3	107,3	105,2	105,5	
	$t_2(^{\circ}C)$	56,2	54,9	55,8	56,2	
	Jum'at, 4 Mei 2018	$t_2(^{\circ}C)$	55,3	54,0	55,7	55,5
		Beban(MW)	54,5	54,5	54,9	54,9
		$T1(^{\circ}C)$	47	47,4	47,6	47,8
		$T2(^{\circ}C)$	48	48,7	48,8	48,8
$t_1(^{\circ}C)$		105	104,9	105	104	
$t_2(^{\circ}C)$		55	55,5	55,7	55,6	
Beban(MW)		51,4	50,9	51,3	51,71	
$T1(^{\circ}C)$		47,6	47,7	47,3	47,7	
$T2(^{\circ}C)$		48,3	48,8	48,6	48,9	
$t_1(^{\circ}C)$		104	107	103	106	

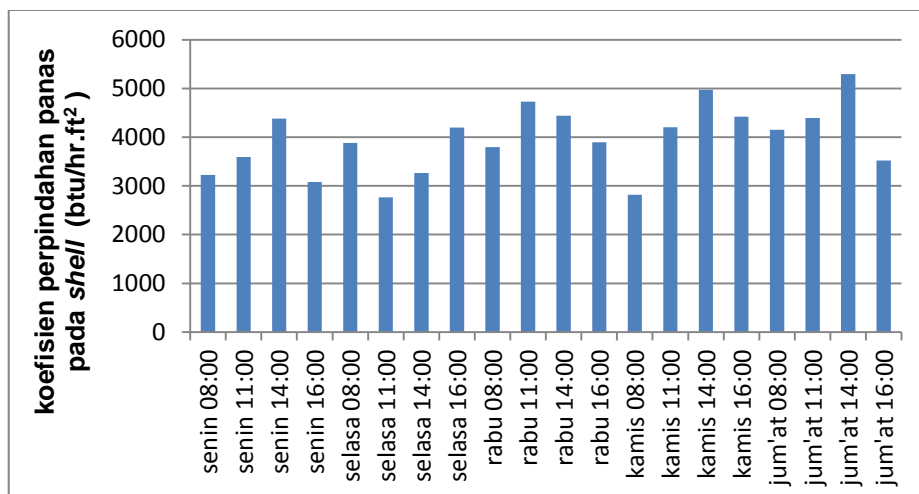
Spesifikasi Peralatan

- Tipe : *Shel dan Tube*
- Area Pendinginan (m^2) : 40
- Laju Aliran Massa Air pendingin (ton/jam) : 9181,81 ft^3 /jam
- Diameter *Tube* dan ketebalan (mm) : ϕ 16 x 1
- BWG (*Birmingham Wire Gage*) : 14
- Jumlah *tube* : 361
- Ukuran total (mm) : 3025
- Diameter *shell* (mm) : ϕ 650 x 8
- Sisi *tube* (mpa) : 2
- Sisi *shell* (mpa) : 1
- Temperature di sisi *tube* ($^{\circ}C$) (maks) : 100
- Temperature di sisi *shell* ($^{\circ}C$) (maks) : 150
- Berat (kg) : 2010
- Jarak antar *baffle* (mm) : 537
- Jumlah *baffle* (N) : 3
- *Pitch* (mm) : 18,138
- Jarak antar *tube* (mm) : 2,138
- Jumlah *passes* pada *tube* : 2
- Panjang *tube* (mm) : 1611

Analisis Koefisien Perpindahan Panas pada Bagian *Shell* dan *Tube* GSC (*Gland Steam Condensor*)



Gambar 4. Grafik Koefisien Perpindahan Panas Pada *Tube* Pada Hari Senin Jam 08:00 Sampai Jum'at 16:00



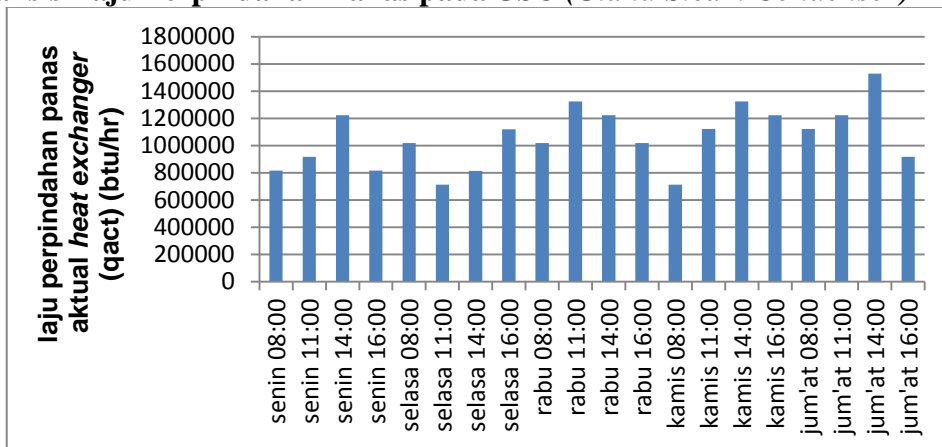
Gambar 5. Grafik Koefisien Perpindahan Panas Pada *Shell* Dari Hari Senin Jam 08:00 Sampai Jum'at 16:00

Dari Gambar 4 dapat dilihat koefisien perpindahan panas pada *tube* tertinggi sebesar 80.491,93 btu/hr ft^2 . Ini terjadi karena temperatur rata-rata pada *tube* tinggi dan juga konsumsi konsumen tinggi. Ini dibuktikan pada hari Rabu pada jam 14:00, dikarenakan pada jam itu para konsumen lebih banyak beraktifitas dan mengkonsumsi lebih banyak listrik pada jam 14:00. Artinya semakin banyak konsumsi listrik semakin tinggi temperatur rata-rata fluida *tube*, maka semakin pula nilai koefisien perpindahan panasnya,

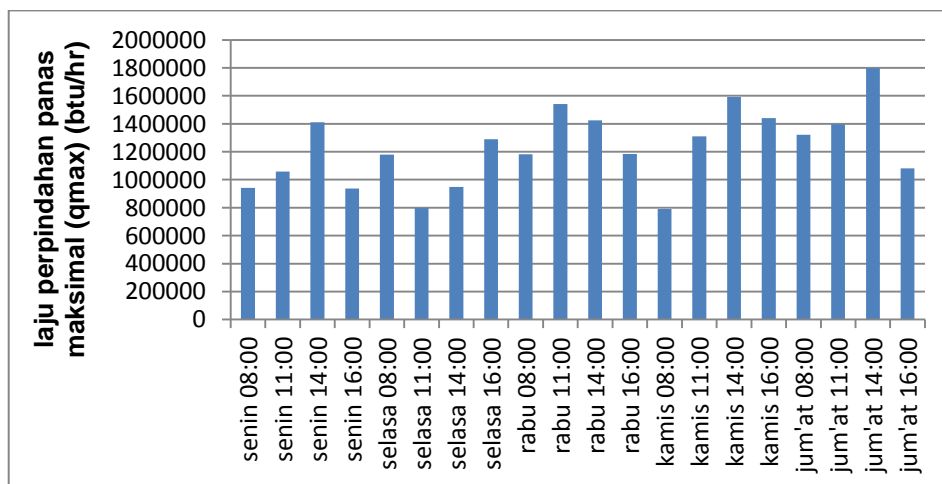
Sedangkan koefisien perpindahan panas pada *tube* terendah yaitu 79.011,94 btu/hr ft^2 . Ini terjadi karena para konsumen aktifitasnya berkurang. Maka, berpengaruh pada konsumsi listrik dan temperatur rata-rata pada *tube*. Jadi koefisien laju perpindahan panas pada *tube* rata-rata dari hari Senin jam 08:00 sampai Jum'at jam 16:00 sebesar 79.637,5 btu/hr ft^2 .

Dari Gambar 5 dapat dilihat. Koefisien perpindahan panas tertinggi yaitu 5.294,695 btu/hr ft^2 dengan temperatur rata-rata pada *shell* yaitu 176,9 °F terjadi pada hari Jum'at jam 14:00. Sedangkan koefisien perpindahan panas *shell* terendah yaitu 2.762,553 btu/hr ft^2 dengan temperatur rata-rata fluida pada *shell* 176 °F. dapat disimpulkan bahwa temperatur rata-rata fluida pada *shell* semakin tinggi maka semakin tinggi pula koefisien perpindahan panasnya hal ini dibuktikan konsumen lebih banyak konsumsi listrik pada siang hari. Koefisien perpindahan panas pada *shell* rata-rata dari hari Senin jam 08:00 sampai Jum'at jam 16:00 sebesar 3.950,77 btu/hr ft^2 .

Analisis Laju Perpindahan Panas pada GSC (*Gland Steam Condensor*)



Gambar 6. Grafik Laju Perpindahan Panas Aktual *Heat Exchanger* Dari Hari Senin Jam 08:00 Sampai Jum'at 16:00

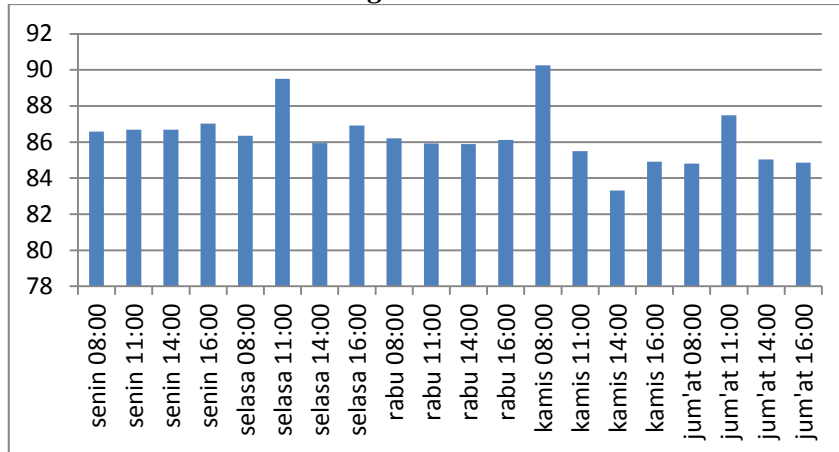


Gambar 7. Grafik Laju Perpindahan Panas Maksimal *Heat Exchanger* (q_{max}) Dari Hari Senin Jam 08:00 Sampai Jum'at Jam 16:00

Bedasarkan Gambar 6 didapat bahwa, laju perpindahan panas aktual tertinggi yaitu 1.528.694,1 btu/hr pada hari Jum'at jam 14:00. Sedangkan nilai laju perpindahan panas aktual terendah yaitu sebesar 713.159,522 btu/hr pada hari kamis jam 08:00. Hal ini dikarenakan berpengaruh pada besarnya konsumsi listrik dari konsumen dan juga berpengaruh pada temperatur rata-rata *tube*. Laju perpindahan panas aktual rata-rata sebesar 1.059.779 btu/hr .

Bedasarkan Gambar 7 didapat bahwa, nilai tertinggi laju perpindahan panas maksimal dengan nilai 1.797.918 btu/hr pada hari Jum'at pukul 14:00. sedangkan laju perpindahan panas maksimal terendah 790.348 btu/hr pada hari kamis jam 08:00. hal ini dapat disimpulkan bahwa besarnya laju perpindahan panas maksimal berpengaruh pada konsumsi listrik dan juga temperatur rata-rata pada *shell*. Laju perpindahan panas maksimal pada *heat exchanger* rata-rata dari hari Senin jam 08:00 sampai Jum'at 16:00 sebesar 1.231.174 btu/hr.

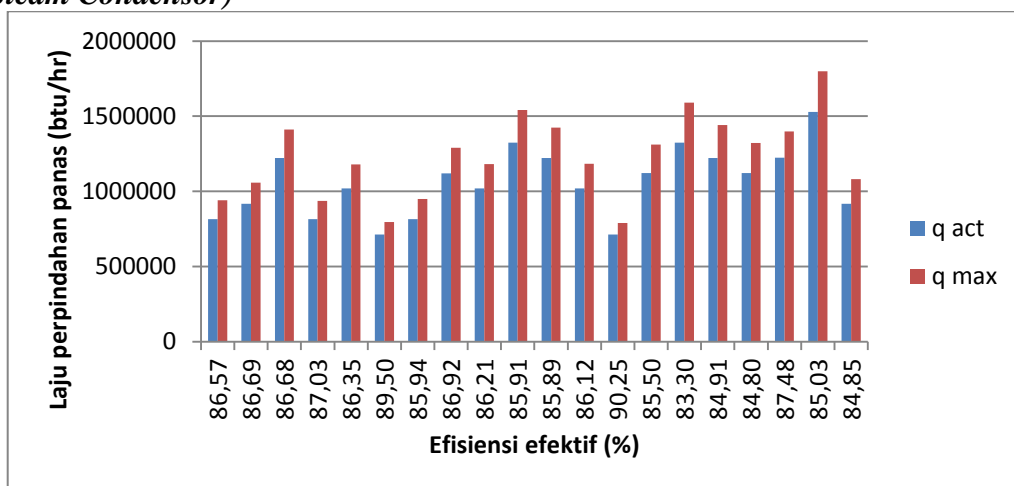
Efisiensi Efektif dari *Heat Exchanger*



Gambar 8. Grafik Efisiensi Efektif *GSC (Gland Steam Condensor)* di PT PJB UBJOM Pulang Pisau (Kalteng)

Dilihat dari Gambar 8 selama 5 hari pada tanggal 30 april 2018 - 4 mei 2018 dari jam 08:00, 11:00,14:00 dan 16:00 di PT PJB UBJOM Pulang Pisau (Kalteng), efisiensi tertinggi yaitu sebesar 90,25 % pada hari kamis jam 08:00. Dengan rata-rata efisiensi antara kisaran 86,29 %.

Analisis Laju Perpindahan Panas Terhadap Efisiensi Efektif *GSC (Gland Steam Condensor)*



Gambar 9. Grafik Fubungan Laju Perpindahan Panas Aktual (q_{act}) Dan Maksimal (q_{max}) Terhadap Efisiensi Efektif *GSC*

Dari Gambar 9 efisiensi efektif tertinggi yaitu sebesar 90,25% dengan nilai laju perpindahan panas aktual ($q_{act} = 713.275,051$ btu/hr) dan maksimal ($q_{max} = 790.348$ btu/hr) karena selisih antara ($q_{act} - q_{max}$) kecil mengakibatkan nilai efisiensi efektif tinggi.

Dan efisiensi efektif terendah yaitu 83,3 % dengan nilai laju perpindahan panas aktual ($q_{act} = 1.324.868,22$ btu/hr) dan maksimal ($q_{max} = 1.590.413$ btu/hr). karena selisih antara ($q_{act} - q_{max}$) lebih besar dari pada efisiensi efektif 90,25%.

KESIMPULAN

Dari hasil analisis dan perhitungan, didapat beberapa kesimpulan mengenai koefisien perpindahan panas, laju perpindahan panas, dan efisiensi efektif *Gland Steam Condensor* (GSC) unit 2 di PT PJB UBJOM Pulang Pisau Kalteng sebagai berikut:

1. Semakin besar temperatur rata-rata pada *tube* maka semakin besar pula nilai koefisien perpindahan panas pada *tube*, dan temperatur rata-rata fluida semakin rendah maka semakin rendah pula koefisien perpindahan panasnya. Jadi, temperatur rata-rata fluida berbanding lurus dengan koefisien perpindahan panas pada fluida. semakin besar temperatur rata-rata fluida *shell* maka, semakin besar pula koefisien perpindahan panasnya. Dan juga sebaliknya semakin rendah temperatur rata-rata fluida *shell* maka, semakin rendah pula koefisien perpindahan panasnya.
2. Semakin besar konsumsi listrik , semakin besar temperatur rata-rata pada *tube*, maka semakin besar laju perpindahan panas aktual. semakin besar konsumsi daya, semakin besar temperatur fluida pada *shell*, maka semakin besar pula laju perpindahan panas maksimalnya.
3. Berdasarkan hasil analisis data efisiensi efektif *heat exchanger* cukup bagus hal ini dibuktikan efisiensi efektif rata-rata sebesar 86,29%.
4. Semakin besar selisih laju perpindahan panas maksimal dengan aktual maka semakin rendah nilai efisiensi efektif dan begitu pula sebaliknya. Jadi selisih antara laju perpindahan panas maksimal dengan aktual berbanding terbalik terhadap efisiensi efektif.

REFERENSI

- Budiman, Ahmad. 2014. Analisis Perpindahan Panas dan Efisiensi Efektif *High Pressure Heater* (HPH) Di PLTU Asam – Asam. Fakultas Teknik Universitas Lambung Mangkurat: Banjarbaru.
- Holman, J.P. 2010. Heat Transfer (10th Ed). McGraw-Hill: New York .
- Incropera, Frank P., dan Dewitt, David P. 1996. *Fundamental of Heat and Mass Transfer*. , 4th Edition John Wiley and Sons: United States of America.
- Kern, Donald Q. 1950. *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill International: New York
- Muchammad. 2017. Analisis Penurunan Performa *Heat Exchanger Stabilizer Reboiler* 011E120 Di PT. Pertamina *Refinery* Unit IV Cilacap. Fakultas Teknik Universitas Diponegoro: Semarang.
- PT PJB UBJOM Pulang Pisau, 2015. Materi Paspor Be Pro. PT PJB UBJOM Pulang Pisau: Pulang Pisau.