

**STUDI ANALISA PERFORMANSI HEAT EXCHANGER  
TIPE 2 PASS - SHELL AND TUBE DENGAN  
METODE ANALISIS ENERGI**

**Firmansyah Burlian<sup>1</sup>, Hamdani<sup>2</sup>**

Jurusan Teknik Mesin-Fakultas Teknik Universitas Sriwijaya  
Jl. Raya Prabumulih KM. 32 Inderalaya  
Palembang, Sumatera Selatan - 30662  
firmansyahburlian@rocketmail.com

### Abstrak

Penelitian bertujuan untuk menghitung efektifitas pada alat penukar kalor berupa *cooler* yang nilainya ditentukan dengan menggunakan *Metoda Analisa Energi*. Selain itu juga dilakukan perhitungan beban kalor, koefisien perpindahan panas pada *tube* dan *shell*, koefisien perpindahan panas total, penurunan tekanan yang terjadi di *tube* dan *shell*, luas perpindahan panas total, LMTD pada beberapa kondisi operasi. Data kondisi operasi diambil di Lab Konversi Energi FT UNSRI. Dari hasil perhitungan dapat disimpulkan bahwa nilai LMTD berbanding lurus dengan efektifitas dari alat penukar kalor. Alat penukar kalor yang dikaji adalah alat penukar kalor tipe *shell and tube* (*Methanator Effluent Cooler*) dengan fluida kerja *cooling water* (air pendingin) pada sisi *shell* dan fluida kerja *methane* pada bagian *tube*. Dengan LMTD = 32,977 °C (Kondisi A), diperoleh nilai efektifitas sebesar 0,961 dan cleanliness factor 0,79. Dengan LMTD = 32,7222 °C (Kondisi B), diperoleh nilai efektifitas sebesar 0,96 dan cleanliness factor 0,79. Dengan LMTD = 32,26 °C (Kondisi C), diperoleh nilai efektifitas sebesar 0,958 dan cleanliness factor 0,79. Nilai cleanliness factor yang baik adalah 0,85 maka disarankan agar heat exchanger tersebut dilakukan pembersihan ataupun retubing, agar performansi alat dapat meningkat.

**Keywords:** Analisa energi, shell dan tube, *cooler*, efektifitas, LMTD

### 1. Pendahuluan

Penelitian ini mencoba untuk mengkaji performansi dari alat penukar kalor. Dalam hal ini peneliti mengambil beberapa kondisi operasi pada hari – hari yang berbeda untuk mengetahui hubungan antara LMTD dan Efektifitas dari alat penukar kalor. Industri Pupuk khususnya PT. PUSRI, Palembang menggunakan alat penukar kalor (*heat exchanger*) jenis *cooler*. *Cooler* ini termasuk tipe cangkang dan pipa (*shell and tube*). Pada alat penukar kalor ini, *methane* mengalir dalam *tube* dengan media pendinginnya adalah *cooling water* (air dingin) yang mengalir dalam *shell*.

Disini peneliti juga mencari hubungan antara LMTD dengan efektifitas dari alat penukar kalor tersebut Serta nilai cleanliness factor dari alat penukar kalor tersebut.

Tujuan dari penulisan ini adalah untuk mengetahui performansi dari cooler ini yang ditinjau dengan beberapa kondisi operasi kerja alat dengan menggunakan metode analisis energi yang kemudian akan dicari grafik hubungan antara LMTD dan efektifitas dari alat penukar kalor tersebut serta menganalisa apakah alat tersebut perlu dilakukan pembersihan.

### 2. Tinjauan Pustaka

#### 2.1 Klasifikasi Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor adalah alat yang mempunyai aliran energi kalor antara 2 fluida atau lebih temperatur yang berbeda.

Berdasarkan proses perpindahan panasnya, alat penukar kalor dapat dibedakan menjadi 2 macam :

1. Penukar kalor tipe kontak langsung
2. Penukar kalor tipe kontak tidak langsung

Berdasarkan bentuk konstruksinya, penukar kalor jenis kontak langsung secara umum dapat dibedakan menjadi 3 jenis, yaitu :

1. *Tubular Heat Exchanger*
2. *Plate Heat Exchanger*
3. *Extended surface Heat Exchanger*

#### 2.1.1 *Tubular Heat Exchanger*

*Tubular heat exchanger* dapat diklasifikasi menjadi 3 jenis :

- a. *Double pipe Heat Exchanger* (Penukar kalor pipa ganda)
- b. *Shell and Tube Heat Exchanger* (Penukar kalor cangkang dan pipa)
- c. *Spiral tube type Heat Exchanger* (Penukar kalor pipa spiral)

**2.1.1.1 Double pipe Heat Exchanger (Penukar kalor pipa ganda)**

Penukar kalor tipe ini mempunyai satu pipa atau lebih yang dipasang sejajar di dalam pipa U yang berdiameter lebih besar.

**2.1.1.2 Shell and Tube Heat Exchanger (Penukar kalor cangkang dan pipa)**

Berdasarkan konstruksi dan arah aliran fluidanya, penukar kalor jenis cangkang dan pipa ini dapat dibedakan menjadi 3 jenis :

*a. Single Pass shell & Tube*

Salah satu aliran fluida mengalir melalui pipa dan aliran fluida lainnya berada di dalam cangkang.

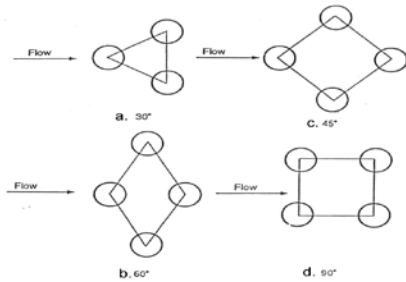
*b. Multi/Single Pass shell & Multi Pass Tube*

Alat penukar kalor ini mempunyai perbedaan pada konstruksi dari *tube baffle* (sekat pipa) dalam *shell* (cangkang) dengan tipe *single pass shell & pass tube*.

*c. Hairpin (U – Tube)*

Penukar kalor cangkang dan pipa ini mempunyai pipa berbentuk U di dalam cangkang. Fluida yang mengalir dalam pipa melakukan laluan dua kali, dan cangkang melakukan satu kali laluan, dan bisa dikategorikan dalam tipe 1 pass shell & 2 pass tube.

Berdasarkan susunan pipa dalam cangkang dapat dibedakan sebagai berikut :



Gambar 2.10 : Susunan Pipa dalam Cangkang

**2.1.1.3 Spiral – Tube Heat exchanger (Penukar kalor pipa spiral)**

Penukar kalor ini mempunyai pipa yang berbentuk spiral (seperti pegas). Penukar kalor ini dapat digunakan untuk ekspansi panas yang besar.

**2.1.2 Plate Heat Exchanger ( Penukar Kalor Pelat )**

Penukar kalor pelat ini mempunyai pelat-pelat tipis yang membentuk saluran-saluran untuk aliran fluida. Aliran fluida dipisahkan oleh pelat datar dimana permukaan pelat ini digunakan sebagai

media perpindahan kalor antara fluida panas dan fluida dingin.

**2.1.3 Extended Surface Heat Exchanger (Penukar Kalor dengan permukaan tambahan)**

Ada dua tipe umum dari permukaan tambahan penukar kalor ini :

- a. *Plate fin (fin pelat)*
- b. *Tubular fin (fin pipa)*

**2.2 Arah Aliran Fluida Alat Penukar Kalor**

Berdasarkan arah aliran fluidanya, alat penukar kalor dapat dibedakan menjadi 3 :

1. *Parallel Flow* (aliran sejajar)
2. *Counter Flow* (aliran berlawanan)
3. *Cross Flow* (aliran menyilang)

LMTD dapat dihitung dengan rumus :  $(T_{h,in} - T_{c,in}) - (T_{h,out} - T_{c,out}) \dots$

$$\ln \left( \frac{(T_{h,in} - T_{c,in})}{(T_{h,out} - T_{c,out})} \right)$$

Untuk aliran berlawanan, LMTD dapat dihitung dengan rumus :

$$\ln \left( \frac{(T_{h,in} - T_{c,out})}{(T_{h,out} - T_{c,in})} \right)$$

(LMTD = Log Mean Temperature Difference) Untuk *heat exchanger* tipe 2 *pass* ataupun *multiple pass* maka nilai LMTD sebenarnya akan didapatkan dengan mengalikannya dengan *correction factor* ( F ). Nilai F dapat dicari dengan menentukan nilai *temperature efficiency* ( P ) dan *heat capacity rate ratio* ( R ).

$$P = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}}$$

$$R = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{c,out} - T_{c,in}}$$

**2.3 Koefisien Perpindahan Panas Total dan Pressure Drop Pada Shell dan Tube**

*a. Koefisien Perpindahan Panas dan Pressure Drop Pada Shell (Cangkang)*

Koefisien Perpindahan panas pada shell secara umum dapat ditulis :

$$h_o = Nu \frac{k}{D_e}$$

Bell-Delaware membagi 2 metoda perhitungan koefisien perpindahan panas total dalam cangkang berdasarkan susunan tube dalam cangkang.

1. Untuk in-line tube (tube segaris)

- $Nu = 0,90 . Re_s^{0,4} . Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}$   
 Untuk  $1 \leq Re_s < 100$
  - $Nu = 0,52 . Re_s^{0,5} . Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}$   
 Untuk  $100 \leq Re_s < 1000$
  - $Nu = 0,27 . Re_s^{0,63} . Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}$   
 Untuk  $1000 \leq Re_s < 2 \times 10^5$
  - $Nu = 0,033 . Re_s^{0,8} . Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}$   
 Untuk  $2 \times 10^5 \leq Re_s < 2 \times 10^6$
2. Untuk staggered tube (tube zig-zag)
- $Nu = 1,04 . Re_s^{0,4} . Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}$   
 Untuk  $1 \leq Re_s < 500$
  - $Nu = 0,71 . Re_s^{0,5} . Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}$   
 Untuk  $500 \leq Re_s < 1000$
  - $Nu = 0,35 . Re_s^{0,63} . Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}$   
 Untuk  $1000 \leq Re_s < 2 \times 10^5$
  - $Nu = 0,031 . Re_s^{0,8} . Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}$   
 Untuk  $2 \times 10^5 \leq Re_s < 2 \times 10^6$

dimana :

- $h_o$  = koefisien perpindahan kalor pada shell ...  $W/m^2.K$
- $D_e$  = Diameter ekivalen ....m
- $k$  = konduktivitas termal fluida dalam shell ....  $W/m.K$

Untuk menghitung nilai Prandtl Number dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k}$$

Dimana:

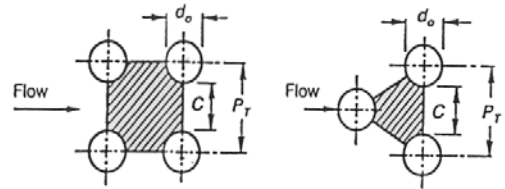
- $c_p$  = kalor jenis fluida dalam shell ...  $J/kg.K$
- $\mu$  = viskositas fluida dalam shell ... $Pa.s$
- $Pr$  = Prandtl Number pada temperatur fluida...  $Pa.s$
- $Pr_w$  = Prandtl Number pada temperatur dinding shell....  $Pa.s$
- $Re_s$  = Bilangan Reynold pada fluida shell

Nilai Bilangan Reynold pada fluida shell dapat dicari dengan menggunakan rumus :

$$Re_s = \frac{G_s \cdot D_e}{\mu}$$

Dimana :

- $G_s$  = Kecepatan aliran massa dalam shell ....  $Kg/s.m^2$
  - $D_e$  = Diameter ekivalen ....m
  - $\mu$  = viskositas fluida dalam shell ... $Pa.s$
- Diameter ekivalen (  $D_e$  ) dapat ditentukan apabila susunan pipa diketahui.



Untuk susunan pipa persegi :

$$D_e = \frac{4 \left( P_T^2 - \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \right)}{\pi \cdot d_o}$$

Untuk susunan pipa segitiga :

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \cdot d_o^2}{8} \right)}{\pi \cdot d_o}$$

Dimana :

- $d_o$  = Diameter luar tube .... m
- $P_T$  = Jarak pitch antar tube ....m
- $D_e$  = Diameter ekivalen ....m

b. Koefisien perpindahan Panas dan Pressure Drop pada tube/pipa

$$h_i = Nu \frac{k}{d_i}$$

- $h_i$  = koefisien perpindahan kalor pada tube  $W/m^2.K$
- $k$  = konduktivitas thermal fluida dalam tube ...  $W/m.K$
- $Nu$  = Nusselt Number

Bilangan Reynold dalam tube :

$$Re_i = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu}$$

atau dapat ditulis :

$$Re_i = \frac{8 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot d_i \cdot \mu}$$

Persamaan Nusselt Number yang disempurnakan oleh Gnielinski :

- \* Untuk aliran laminar ( $Re < 2300$ ),  $Nu = 4,364$
- \* Untuk  $2300 < Re < 5 \times 10^6$ ,

$$Nu = \frac{\left(\frac{f_t}{2}\right)(Re-1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f_t}{2}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

dimana :

$$Pr = Prandtl Number = \frac{c_p \cdot \mu}{k}$$

$$f_t = Fanning friction factor = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2}$$

Pressure drop pada tube dapat dihitung dengan persamaan Nikuradse:

$$\Delta p_t = 4f \frac{L}{d_i} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} N_t$$

dimana :

L = panjang tube ... m

N<sub>t</sub> = jumlah pass/laluan tube

f = Fanning friction factor

d<sub>i</sub> = diameter dalam tube .... m

ρ = massa jenis fluida dalam tube ... kg/m<sup>3</sup>

v = kecepatan alir fluida dalam tube ... m/s

Karena nilai kecepatan dapat ditulis sebagai berikut :

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_t}$$

maka persamaan sebelumnya menjadi :

$$\Delta p = 4f \frac{LN_t}{d_i} \cdot \frac{G_t^2}{2\rho}$$

Dimana:

G<sub>t</sub> = laju aliran massa per satuan luas dalam tube , kg/s.m<sup>2</sup>

Pada saat fluida dalam tube berubah arah ketika melakukan pass/laluan (bila pass tube (N<sub>t</sub> > 1), maka akan terjadi *pressure drop* tambahan yang disebabkan oleh kontraksi dan ekspansi pipa. *Pressure drop* tambahan ini dapat dihitung :

$$\Delta p_r = 4N_t \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Sehingga *total pressure drop* adalah

$$\Delta p_{total} = \left( 4f \frac{LN_t}{d_i} + 4N_t \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

## 2.4 Efek Fouling

Koefisien perpindahan panas total tanpa efek fouling :

$$U_c = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i \cdot h_i} + \frac{d_o \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k} + \frac{1}{h_o}}$$

Koefisien perpindahan panas total dengan efek fouling berubah menjadi :

$$U_f = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i \cdot h_i} + \frac{d_o}{d_i} R_{f,i} + \frac{d_o \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k} + R_{f,o} + \frac{1}{h_o}}$$

## 2.5 Luas Permukaan Perpindahan Panas total

Luas Perpindahan Panas total (A<sub>total</sub>) :

$$A_o = \pi \cdot d_o \cdot L \cdot N_t$$

Dimana :

A<sub>o</sub> = Luas permukaan perpindahan panas total

D<sub>o</sub> = Diameter Luar Tube

L = Panjang Tube

N<sub>t</sub> = Jumlah Tube

## 2.6 Perhitungan Efektivitas Heat Exchanger dengan metode Analisis Energi

Heat exchanger merupakan alat penukar kalor, dimana dalam kajian ini alat yang akan dihitung efektivitasnya adalah heat exchanger tipe Shell and Tube. Perhitungan Efektivitas Heat exchanger dapat dihitung dengan membandingkan antara kalor aktual dengan kalor maksimum yang mungkin terjadi, dimana dalam hal ini kalor aktual nilainya sebanding dengan kalor yang dilepaskan oleh fluida panas atau kalor yang diserap oleh fluida dingin. Secara umum rumus efektivitas adalah sebagai berikut :

$$\varepsilon = \frac{\text{Kalor aktual}}{\text{Kalor maksimum}} = \frac{Q_{act}}{Q_{max}}$$

Dimana :

$$\checkmark Q_{act} = m_{hot} \cdot c_{p,hot} \cdot (\Delta T_{hot}) = C_h \cdot (\Delta T_{hot}), \text{ Jika } C_c < C_h (C_c = C_{min})$$

$$\checkmark Q_{act} = m_{cold} \cdot c_{p,cold} \cdot (\Delta T_{cold}) = C_c \cdot (\Delta T_{cold}), \text{ Jika } C_h < C_c (C_h = C_{min})$$

$$\checkmark Q_{max} = m_{cold} \cdot c_{p,cold} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}) = C_c \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}), \text{ Jika } C_c < C_h (C_c = C_{min})$$

$$\checkmark Q_{max} = m_{hot} \cdot c_{p,hot} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}) = C_h \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}), \text{ Jika } C_h < C_c (C_h = C_{min})$$

## 3. Deskripsi Alat

Spesifikasi Cooler (Methanator Effluent Cooler) :

- Bagian Cangkang ( Shell ) :  
Fluida kerja : Cooling water  
Temperatur disain : 100<sup>o</sup>C (max)  
Tekanan Disain : 10,5 kg/cm<sup>2</sup>

Jarak antar baffle/sekat : 557 mm  
 Diameter dalam shell : 1,576 m  
 Panjang Shell : 6766,8 mm  
 Jumlah pass : 2  
 Pressure drop : 1,6 kg/cm<sup>2</sup> ( allowed )

- Bagian Tube :  
 Fluida Kerja : Methane ( CH<sub>4</sub> )  
 Temperatur disain : 200<sup>o</sup>C (max)  
 Tekanan Disain : 36,2 kg/cm<sup>2</sup>  
 Diameter dalam tube : 19,88 mm  
 Standard Tube : BWG 12(OD.1 inch, thickness = 0,109 inch )  
 Jumlah Tube : 800 buah  
 Layout Tube : Triangular ( 30<sup>o</sup> )  
 Jarak pitch antar Tube : 1,23 inch  
 Jumlah pass : 2  
 Pressure drop : 0,4 kg/cm<sup>2</sup> ( allowed )  
 Tube Length : 10644,4 mm (10,6444 m )

**4. Analisa Data dan Pembahasan**

**4.1 Data-data Operasi Acuan**

**Kondisi A**

Kalor yang dilepas oleh *Methane* :

$$Q = m_{met} \cdot c_{p,met} (T_{met,in} - T_{met,out})$$

$$Q = (65144/3600) \cdot (2437,423) \cdot (152,8 - 36,5)$$

$$Q = 5129,589 \text{ kW}$$

Dengan Azas Black, kalor yang diterima oleh *cooling water* = kalor yang dilepas oleh *Methane*, sehingga :

Kalor yang diterima oleh *cooling water* :

$$Q = m_{cw} \cdot c_{p,cw} (T_{cw,out} - T_{cw,in})$$

$$5129,589 \times 10^3 = (501238/3600) \cdot (4178,266) \cdot (T_{cw,out} - 32)$$

$$T_{cw,out} = 40,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dengan cara yang sama, maka temperatur masuk pada *shell side* dapat diketahui. Di bawah ini table hasil perhitungannya :

**Kondisi A**

*Tube Side (Methane)*

Temperatur (°C)		Flow Rate (kg/h)
T <sub>met,in</sub>	T <sub>met,out</sub>	
152,8	36,6	65144

*Shell Side (Cooling Water)*

Temperatur (°C)		Flow Rate (kg/h)
T <sub>cw,in</sub>	T <sub>cw,out</sub>	
32	40,8	501238

**Kondisi B**

*Tube Side (Methane)*

Temperatur (°C)		Flow Rate (kg/h)
T <sub>met,in</sub>	T <sub>met,out</sub>	
152,5	36,5	64700

*Shell Side (Cooling Water)*

Temperatur (°C)		Flow Rate (kg/h)
T <sub>cw,in</sub>	T <sub>cw,out</sub>	
32	40,7	501238

**Kondisi C**

*Tube Side (Methane)*

Temperatur (°C)		Flow Rate (kg/h)
T <sub>met,in</sub>	T <sub>met,out</sub>	
152,1	36,3	64260

*Shell Side (Cooling Water)*

Temperatur (°C)		Flow Rate (kg/h)
T <sub>cw,in</sub>	T <sub>cw,out</sub>	
32	40,6	501238

Setelah dilakukan perhitungan, maka didapat hasil sebagai berikut :

**Kondisi A**

Shell Side (Cold Fluid)	Tube Side (Hot Fluid)	
Cooling Water	<i>Fluida</i>	Methane
32	T <sub>in</sub> (°C)	152,8
40,8	T <sub>out</sub> (°C)	36,6
501238	<i>m</i> (kg/h)	65144
20544	<i>Re</i> (bilangan Reynold)	109548
9909,185	<i>h</i> (W/m <sup>2</sup> .K)	436,488
1,121	<i>Pressure Drop</i> (kg/cm <sup>2</sup> )	0,0427
LMTD (Log Mean Temperature Difference) = 32,977 °C		
Koefisien Perp. Panas total tanpa efek fouling = 323,880 W/m <sup>2</sup> .K		
Koefisien Perp. Panas total dengan efek fouling = 256,584 W/m <sup>2</sup> .K		
Luas Perpindahan Panas Total = 557,65 m <sup>2</sup>		
Cleanliness	Factor = 0,79	
Efektivitas	= 0,961	

**Kondisi B**

Shell Side (Cold Fluid)	Tube Side (Hot Fluid)	
Cooling Water	<i>Fluida</i>	Methane
32	T <sub>in</sub> (°C)	152,5
40,7	T <sub>out</sub> (°C)	36,5
501238	<i>m</i> (kg/h)	64700
20527	<i>Re</i> (bilangan Reynold)	108850
9903,309	<i>h</i> (W/m <sup>2</sup> .K)	434,402
1,121	<i>Pressure</i>	0.0422

	<b>Drop</b> (kg/cm <sup>2</sup> )	
LMTD (Log Mean Temperature Difference) = 32,7222 °C		
Koefisien Perp. Panas total tanpa efek fouling = 323,42 W/m <sup>2</sup> .K		
Koefisien Perp. Panas total dengan efek fouling = 256,193 W/m <sup>2</sup> .K		
Luas Perpindahan Panas Total = 557,65 m <sup>2</sup>		
Cleanliness		Factor
= 0,79		
Efektivitas = 0,96		

**Kondisi C**

Shell Side (Cold Fluid)		Tube Side (Hot Fluid)
Cooling Water	<i>Fluida</i>	Methane
32	<i>T<sub>in</sub> (°C)</i>	152,1
40,6	<i>T<sub>out</sub> (°C)</i>	36,3
501238	<i>m (kg/h)</i>	64260
20506	<i>Re (bilangan Reynold)</i>	108184
9888,85	<i>h (W/m<sup>2</sup>.K)</i>	431,28
1,136	<i>Pressure Drop (kg/cm<sup>2</sup>)</i>	0,0416
LMTD (Log Mean Temperature Difference) = 32,26 °C		
Koefisien Perp. Panas total tanpa efek fouling = 320,23 W/m <sup>2</sup> .K		
Koefisien Perp. Panas total dengan efek fouling = 254,81 W/m <sup>2</sup> .K		
Luas Perpindahan Panas Total = 557,65 m <sup>2</sup>		
Cleanliness		Factor
= 0,79		
Efektivitas = 0,958		

**Kondisi Rata - Rata Mingguan**

Shell Side (Cold Fluid)		Tube Side (Hot Fluid)
Cooling Water	<i>Fluida</i>	Methane
20526	<i>Re (bilangan Reynold)</i>	108861
9900,448	<i>h (W/m<sup>2</sup>.K)</i>	434,057
1,126	<i>Pressure Drop (kg/cm<sup>2</sup>)</i>	0,0422
LMTD (Log Mean Temperature Difference)		

= 32,65 °C	
Koefisien Perp. Panas total tanpa efek fouling = 322,51 W/m <sup>2</sup> .K	
Koefisien Perp. Panas total dengan efek fouling = 255,86 W/m <sup>2</sup> .K	
Luas Perpindahan Panas Total = 557,65 m <sup>2</sup>	
Cleanliness	Factor
= 0,79	
Efektivitas = 0,96	

**4.7 Perhitungan Efektivitas dengan metode analisis energi :**

➤ **Kondisi A**

$$C_{p,cold} = 4178,266 \text{ J/kg K}$$

$$m_{cold} = 501238 \text{ kg/h}$$

$$C_{p,hot} = 2437,423 \text{ J/kg K}$$

$$m_{hot} = 65144 \text{ kg/h}$$

$$C_c = C_{p,cold} \times m_{cold} = 581751,5815 \text{ W/K}$$

$$C_h = C_{p,hot} \times m_{hot} = 44106,52331 \text{ W/K}$$

$$C_h < C_c, \text{ maka } C_h = C_{min}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{C_c (T_{c2} - T_{c1})}{C_{min} (T_{h1} - T_{c1})} \\ &= \frac{581751,5815(40,8 - 32)}{44106,52331(152,8 - 32)} \\ &= \frac{5119413,917}{5328068,016} \\ &= 0,961 \end{aligned}$$

➤ **Kondisi B**

$$C_{p,cold} = 4178,266 \text{ J/kg K}$$

$$m_{cold} = 501238 \text{ kg/h}$$

$$C_{p,hot} = 2436,825 \text{ J/kg K}$$

$$m_{hot} = 64700 \text{ kg/h}$$

$$C_c = C_{p,cold} \times m_{cold} = 581751,5815 \text{ W/K}$$

$$C_h = C_{p,hot} \times m_{hot} = 43795,16042 \text{ W/K}$$

$$C_h < C_c, \text{ maka } C_h = C_{min}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{C_c (T_{c2} - T_{c1})}{C_{min} (T_{h1} - T_{c1})} \\ &= \frac{581751,5815(40,7 - 32)}{43795,16042(152,5 - 32)} \\ &= \frac{5061238,759}{5277316,831} \\ &= 0,96 \end{aligned}$$

➤ Kondisi C

$$C_{p,cold} = 4178,266 \text{ J/kg K}$$

$$m_{cold} = 501238 \text{ kg/h}$$

$$C_{p,hot} = 2435,928 \text{ J/kg K}$$

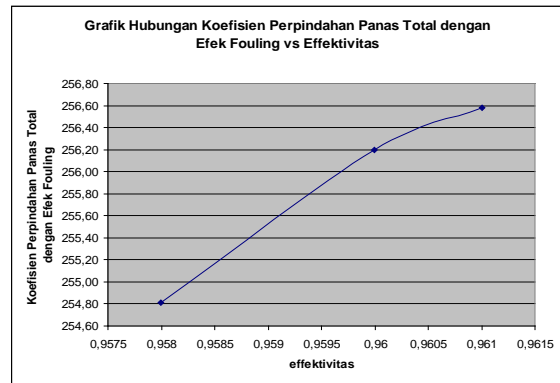
$$m_{hot} = 64260 \text{ kg/h}$$

$$C_c = C_{p,cold} \times m_{cold} = 581751,5815 \text{ W/K}$$

$$C_h = C_{p,hot} \times m_{hot} = 43481,3148 \text{ W/K}$$

$$C_h < C_c, \text{ maka } C_h = C_{min}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{C_c (T_{c2} - T_{c1})}{C_{min} (T_{h1} - T_{c1})} \\ &= \frac{581751,5815(40,6 - 32)}{43481,3148(152,1 - 32)} \\ &= \frac{5003063,601}{5222105,907} \\ &= 0,958 \end{aligned}$$

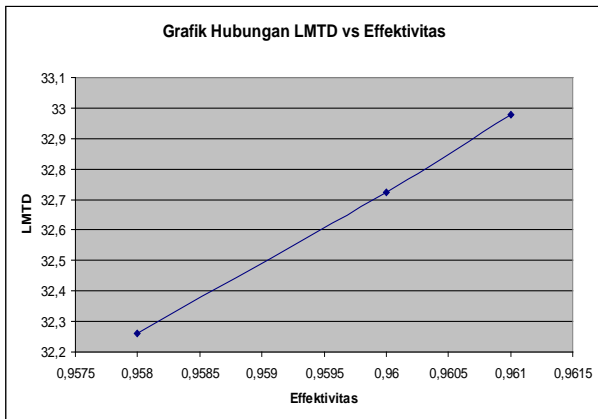


Grafik hubungan Koefisien Perpindahan Panas Total dengan Efek Fouling ( $U_f$ ) vs Efektivitas

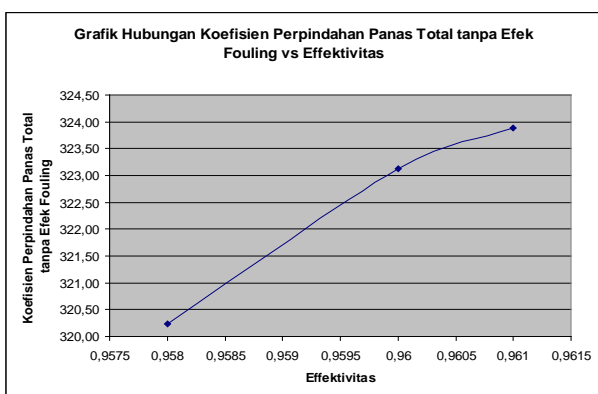
5. Kesimpulan

Berdasarkan data-data yang diperoleh dari hasil perhitungan, setelah diolah dan dianalisa maka dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Dengan metoda analisis Energi, dapat disimpulkan bahwa nilai LMTD berbanding lurus dengan efektivitas.
2. Nilai Koefisien perpindahan panas total pada kondisi A,B, dan C menurun seiring dengan menurunnya nilai efektivitas. Ini berarti semakin besar nilai koefisien perpindahan panas maka semakin besar pula nilai efektivitasnya dimana nilai efektivitas adalah antara 0 s/d 1.
3. Sebaiknya alat penukar kalor tersebut dilakukan pembersihan ataupun retubing karena nilai cleanliness factornya dibawah 0,85 untuk meningkatkan perfortmansi dari alat penukar kalor tersebut.



Grafik hubungan LMTD vs Efektivitas



Grafik hubungan Koefisien Perpindahan Panas Total tanpa Efek Fouling ( $U_c$ ) vs Efektivitas

6.Referensi

1. Sadik Kakac dan Hongtan Liu. 1998. *Heat Exchanger Selection, Rating, and Thermal Design*. Edisi Pertama. CRC Press. Florida.
2. Adrian Bejan dan Allan D. Kraus. *Heat Transfer Handbook. e-Books*. John Wiley & Sons,inc.
3. Warren M.Rohsenow. *Handbook Of Heat Transfer Fundamentals*. Second Edition. McGraw-Hill Book Company.
4. Incropera, F.P., dan Dewitt, D.P., *Fundamental Of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, 2002.
5. Kern, D.Q., *Process Heat Transfer*, Mc Graw Hill, New York, 1950.
6. McCabe, Smith dan Harriots, *Unit Operations in Chemical Engineering*, Mc Graw Hill,1985.

