



## BAB IX

### URAIAN TUGAS KHUSUS

#### IX.1 Judul Uraian Tugas Khusus

Judul: Evakuasi Kinerja Heat Exchanger Refrigerant Condenser (127-C) Di Departemen Produksi 1-A PT.PETROKIMIA GRESIK

#### IX.2 Latar Belakang

Alat Penukar panas atau Heat Exchanger (HE) adalah alat yang digunakan untuk memindahkan panas dari system ke system lain tanpa perpindahan masa dan bisa berfungsi sebagai pemanas maupun pendingin. Heat exchanger merupakan pendukung proses yang mempunyai peranan penting dalam usaha penghematan atau efisiensi energi atau panas dalam suatu proses kimia. Untuk memperoleh temperature yang diinginkan dari suatu proses, maka zat yang direaksikan harus dipanaskan atau didinginkan terlebih dahulu. Penukar panas sangat banyak dipakai dalam industry seperti kilang minyak, pabrik kimia, indusrri gas alam, dan lain-lain.

Pada Proses produksi pabrik Amonia Petrokimia Gresik adalah salah satu contoh penggunaan heat exchanger yaitu Heat Exchanger Refrigerant Condenser 127-C yang digunakan untuk mendinginkan ammonia vapor menjadi ammonia liquid yang selanjutnya akan digunakan sebagai bahan baku pembuatan urea. Bila alat penukar kalor dalam keadaan bersih setelah alat digunakan dalam waktu yang lama maka akan da endapan atau deposit didalam dan diluar pipa yang akan menambah tahanan transfer panas. Hal ini menyebabkan pengurangan nilai koefisien perpindahan panas HE karena luas permukaan berkurang.

Alat penukar panas sangat dibutuhkan pada proses pabrikamonia, oleh sebab itu diperlukan evaluasi kinerja heat exchanger untuk mengetahui performance dari HE. Parameter-parameter yang digunakan dalam menganalisa heat exchanger yaitu besarnya efisiensi, besarnya Rd (fouling factor), dan nilai pressure drop ( $\Delta P$ ).



Untuk kelayakan operasi alat Heat Exchanger 127-C ini diperlukan evaluasi kondisi operasi dan kinerjanya karena flow dan temperature inlet shell and tube 127-C sudah tidak sesuai design.

### **IX.3 Tujuan**

Adapun tujuan dari tugas khusus ini adalah sebagai berikut:

- 1.Mengevaluasi kinerja dari alat heat exchanger 127-C di unit produksi Amonia Departemen Produksi 1 A
- 2.Mengetahui besarnya fouling factor dan pressure drop yang ada pada alat heat exchanger 127-C
- 3.Membandingkan antara data desain dan data actual di lapangan

### **IX.3 Manfaat**

Dari analisis kuantitatif terhadap heat exchanger 127-C pada pabrik Amonia, diharapkan dapat diketahui performa dari heat exchanger tersebut dan dapat dijadikan referensi untuk mengoptimalkan operasi pada heat exchanger.

### **IX.4 Perumusan Masalah**

Heat exchanger 127-C yang terdapat pada unit produksi ammonia Departemen produksi 1 A PT. Petrokimia Gresik merupakan salah satu komponen penting dalam suatu proses karena berfungsi untuk mendinginkan ammonia vapor menjadi ammonia liquid yang selanjutnya akan digunakan sebagai bahan baku pembuatan urea. Oleh karena itu diperlukan adanya evaluasi terhadap heat exchanger untuk ,engetahui fouling factor dan pressure drop.

### **IX.5 Tinjauan Pustaka**

#### **A.Heat Exchanger**

Alat penukar panas heat exchanger adalah alat yang digunakan untuk memindahkan panas dari sistem ke sistem lain tanpa perpindahan masa dan bisa



berfungsi sebagai pemanas maupun sebagai pendingin. Biasanya, medium pemanas yang dipakai adalah air yang dipanaskan sebagai fluida panas dan air biasa sebagai pendingin (cooling water). Penukar panas dirancang sebisa mungkin agar perpindahan panas antar fluida dapat berlangsung secara efisien. Perpindahan panas tersebut baik secara langsung maupun tidak langsung. Pada kebanyakan sistem, kedua fluida ini tidak mengalami kontak langsung. Kontak langsung alat penukar panas kalor terjadi sebagai contoh pada gas kalor yang terfluidisasi dalam cairan dingin untuk meningkatkan temperature cairan atau mendinginkan gas.

Proses perpindahan panas tersebut dapat terjadi secara langsung maupun tidak langsung. Maksudnya adalah, pada alat penukar kalor yang langsung, fluida yang panas akan bercampur secara langsung dengan fluida dingin. (tanpa adanya pemisah) dalam suatu bejana atau ruangan tertentu. Contohnya adalah cooling tower untuk mendinginkan air pendingin condenser pada instalasi mesin pendingin condenser pada instalasi mesin pendingin sentral atau PLTU, Dimana antara air hangat dan yang didinginkan oleh udara sekitar saling berkontak seperti layaknya air mancur. Pada alat penukar kalor yang tidak langsung, fluida panas tidak berhubungan langsung dengan fluida dingin. Jadi proses perpindahan panas itu mempunyai media perantara, seperti pipa, pelat atau peralatan jenis lainnya. Untuk meningkatkan efektivitas pertukaran energi biasanya bahan permukaan pemisah dipilih dari bahan-bahan yang memiliki konduktivitas termal yang tinggi seperti tembaga dan aluminium. Contoh dari penukar kalor seperti ini sering kita jumpai antara lain radiator mobil, evaporator AC. Pertukaran panas secara tidak langsung terdapat dalam beberapa tipe diantaranya tipe plat, shell and tube, spiral. Pada kebanyakan kasus penukar kalor tipe plat mempunyai efektivitas perpindahan panas yang bagus.

Performa HE ditinjau dari beberapa parameter. Parameter yang ditinjau dalam hal ini berupa koefisien perpindahan panas kotor ( $U_d$ ), luasan area ( $A$ ), persentase drop ( $\Delta P$ ) dan jumlah tube ( $N_t$ ). Semakin tinggi nilai koefisien perpindahan panas



kesesluruhan, rendahnya luasan area, dan rendahnya pressure drop maka membuat performa heat exchanger (HE) dikatakan baik.

## **B. Analisa kinerja Heat Exchanger**

### 1. Overall Coefficient Heat Transfer ( $U$ )

Adalah koefisien panas yang menunjukkan kemampuan seluruh sistem untuk memindahkan panas sehingga mempengaruhi total laju perpindahan panas. Situasi yang cukup berperan dalam perpindahan panas adalah turbulensi aliran.

### 2. Fouling factor ( $R_d$ )

peristiwa terakumulasinya padatan yang tidakdikehendaki dipermukaan penukar panas yang terkontak dengan fluida kerja, termasuk permukaan perpindahan panas. Peristiwa tersebut adalah pengendapan, pegerakan, korosi, polimerisasi dan proses-proses biologi.

Fouling mengakibatkan kenaikan tahanan perpindahan panas, sehingga meningkatkan biaya, baik investasi maupun perawatan. Akibatnya terjadinya fouling, ukuran penukar panas menjadi lebih besar, kehilangan energi meningkat, waktu shut down dapat lebih panjang, dan biaya perawatan meningkat. Antisipasi terhadap dalam perancangan, dengan memiliki variable operasi dan konfigurasi yang tepat, dapat menekan terjadinya fouling dan kerugian diatas.

### 3. Penurunan tekanan (Pressure Drop)

istilah yang digunakan untuk mengidentifikasi pengurangan tekanan udara dari pelepasan kompresor ke titik penggunaan yang sebenarnya. Penurunan tekanan terjadi saat udara terkompresi bergerak melalui sistem pengolahan dan distribusi. Sistem yang dirancang dengan baik harus memiliki pressure loss kurang dari 10 persen dari tekanan pelepasan kompresor, diukur dari keluaran tangki penerima hingga titik penggunaan.

### 4. Efektivitas Panas



LAPORAN PRAKTEK KERJA LAPANG  
PT . PETROKIMIA GRESIK  
PERIODE JANUARI – FEBRUARI 2021

---

Konsep efektivitas perpindahan panas merupakan salah satu pendekatan yang banyak dipergunakan dalam kegiatan analisis atau perancangan sebuah APK, di samping metode beda temperatur rata-rata logaritmik. Perancangan sebuah APK menggunakan metode beda temperatur rata-rata logaritmik memerlukan tersedianya data tentang keempat temperatur terminal dari kedua fluida yang bekerja di dalam APK.



### C. Spesifikasi Heat Exchanger Refrigerant Condenser (127-C)

Tabel 9.1 Spesifikasi desain heat exchanger 127-C

Spesifikasi Heat Exchanger Refrigerant Condenser 127-C	Ukuran	Satuan	Ukuran	Satuan
Inside diameter shell (ID shell)	2400	mm	94,488	in
Inside diameter tube (ID tube)	22,098	mm	0,870	in
Outside diameter tube (OD tube)	25,4	mm	1	in
Shell Pitch	31,75	mm	1,25	in
Panjang Tube	7999,8	mm	26,246	in
BWG	16			
Jarak antar tube ( $C''=Pt-OD$ )	6,35	mm	0,25	in
Jarak antar sumbu tube (Pt)	31,75	mm	1,25	in
Jumlah tube (Nt)	4836			
Jarak Baffle	740	mm	29,1338	in
Shell	1	mm	11	in
Tube	1	mm	1	in
Susunan Tube	Triangular			
Unit Data	Shell		Tube	
Fluida	Amonia Vapor		Cooling Water	
Suhu Masuk ( $^{\circ}C$ )	107,2		32	
Suhu Keluar ( $^{\circ}C$ )	36,7		34,4	
Laju alir massa fluida	65,539		8.625.655	
Tekanan Operasi ( $kg/cm^2$ )	16,7		12,3	
Pressure Drop Allowable ( $kg/cm^2$ )	0,21		0,6	



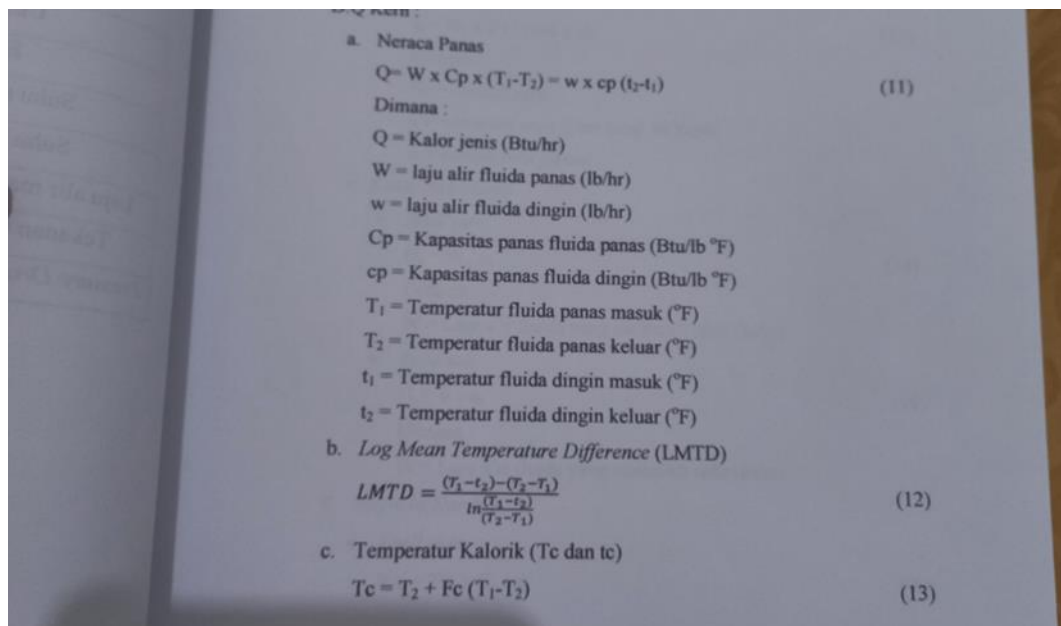
**Tabel 9.2 Spesifikasi actual heat exchanger 127-C**

Spesikasi Heat Exchanger	Ukuran	Satuan	Ukuran	Satuan
Refrigerant Condenser 127-C				
Inside diameter shell (ID shell)	2400	mm	94,488	in
Inside diameter tube (ID tube)	22,098	mm	0,870	in
Outside diameter tube (OD tube)	25,4	mm	1	in
Shell Pitch	31,75	mm	1,25	in
Panjang Tube	7999,8	mm	26,246	in
BWG	16			
Jarak antar tube ( $C''=Pt-OD$ )	6,35	mm	0,25	in
Jarak antar sumbu tube (Pt)	31,75	mm	1,25	in
Jumlah tube (Nt)	4836			
Jarak Baffle	740	mm	29,1338	in
Shell	1	mm	11	in
Tube	1	mm	1	in
Susunan Tube	Triangular			
Unit Data	Shell		Tube	
Fluida	Amonia Vapor		Cooling Water	
Suhu Masuk (°C)	43		31,5	
Suhu Keluar (°C)	38		33,8	
Laju alir massa fluida	36000		9.550.000	
Tekanan Operasi (kg/cm <sup>2</sup> )	16,7		12,3	
Pressure Drop Allowable (kg/cm <sup>2</sup> )	0,21		0,6	

### C.Cara Mengolah Data

Perhitungan untuk efisiensi dan mengevaluasi kinerja HE Refrigerant Condenser 127-C didapatkan berdasarkan pengolahan data yang telah didapat. Dari data yang diperoleh kemudian dilakukan pengolahan melalui perhitungan sesuai dengan metode yang terdapat dalam buku literatur Process Heat Transfer D.Q Kern. Langkah-langkah Process Heat Transfer D.Q Kern :

#### a. Neraca Panas



a. Neraca Panas

$$Q = W \times C_p \times (T_1 - T_2) = w \times c_p (t_2 - t_1) \quad (11)$$

Dimana :

Q = Kalor jenis (Btu/hr)  
W = laju alir fluida panas (lb/hr)  
w = laju alir fluida dingin (lb/hr)  
C<sub>p</sub> = Kapasitas panas fluida panas (Btu/lb °F)  
c<sub>p</sub> = Kapasitas panas fluida dingin (Btu/lb °F)  
T<sub>1</sub> = Temperatur fluida panas masuk (°F)  
T<sub>2</sub> = Temperatur fluida panas keluar (°F)  
t<sub>1</sub> = Temperatur fluida dingin masuk (°F)  
t<sub>2</sub> = Temperatur fluida dingin keluar (°F)

b. Log Mean Temperature Difference (LMTD)

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - T_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - T_1)}} \quad (12)$$

c. Temperatur Kalorik (T<sub>c</sub> dan t<sub>c</sub>)

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) \quad (13)$$





LAPORAN PRAKTEK KERJA LAPANG  
PT . PETROKIMIA GRESIK  
PERIODE JANUARI – FEBRUARI 2021

$t_c = T_1 + F_c (t_2 - t_1)$  (14)  
dari Fig.17 (Kern, 1965) didapat harga  $K_c$  dan  $F_c$  dengan perbandingan

$$\frac{\Delta t_c}{\Delta T_c} = \frac{(T_2 - t_2)}{(T_1 - t_2)}$$
 (15)

d. Flow Area

- Shell side

$$a_s = ID \times C'' \times B / (144 \times P_T)$$
 (16)  
Dimana :  
ID = Inside Diameter (in)  
 $C''$  = Jarak antara tube (in)  
B = Jarak Baffle (in)  
 $P_T$  = Tube Pitch (in)- Tube side
$$a_t = N_T \times a't / (144 \times n)$$
 (17)  
Dimana :  
 $N_T$  = Jumlah tube  
 $a't$  = Internal area (Dari tabel 10 Kern)  
n = Jumlah tube passes

e. Kecepatan Massa

- Shell side

$$G_s = W / a_s$$
 (18)  
Dimana :  
W = Laju alir fluida yang melewati shell (lb/hr)- Tube side
$$G_t = w / a_t$$
 (19)  
Dimana :  
W = Laju alir fluida yang melewati tube (lb/hr)

f. Reynold Number

- Shell side

$$Re_s = D_e \times G_s / \mu$$
 (20)



Dimana:

$D_e$  = Equivalent diameter (ft) (Fig.28 Kern)

$G_s$  = Kecepatan massa (lb/hr.ft<sup>2</sup>)

$\mu$  = Viskositas fluida pada suhu  $t_c$

- Tube side

$$Re_t = D \times G_t / \mu \quad (21)$$

Dimana:

$D$  = Inside diameter (ft) (dari tabel 10 Kern)

$G_t$  = Kecepatan massa (lb/hr.ft<sup>2</sup>)

$\mu$  = Viskositas fluida pada suhu  $t_c$

- g. Heat Transfer Factor

- Shell side

Nilai ( $J_H$ ) untuk sisi shell dapat diketahui dari Fig.28 Kern

- Tube side

Nilai ( $J_H$ ) untuk sisi tube dapat diketahui dari Fig.24 Kern

- h. Thermal Function

Pada tiap suhu, yaitu  $T_c$  dan  $t_c$  diperoleh masing-masing  $c$  (fig.4 Kern),  $\mu$  (viskositas) dan  $k$  (konduktivitas thermal) (fig.1 Kern)

$$(c \times \mu/k)^{1/3} \quad (22)$$

- i. Outside film Coefficient ( $h_o$ ) dan Inside film coefficient ( $h_i$ )

- Shell side

$$h_o = jH \frac{k}{D_e} \left( \frac{c\mu}{k} \right)^{1/3} \Phi_s \quad (23)$$

- Tube side

$$h_{io} = jH \frac{k}{D} \left( \frac{c\mu}{k} \right)^{1/3} \Phi_t \quad (24)$$

$$\frac{h_{io}}{\Phi_t} = \frac{h_i}{\Phi_t} \times \frac{ID}{OD} \quad (25)$$

Dimana :

$h_o$  = Outside film coefficient (Btu/hr.ft °F)

$h_{io}$  = Inside film coefficient (Btu/hr.ft °F)



j. *Tube Wall Temperature* ( $t_w$ )

Temperatur dinding rata-rata *tube* dapat dihitung dengan temperature kalorik, jika diketahui nilai koefisien perpindahan panas fluida *shell* dan *tube* pada kondisi operasi sedang berlangsung.

$$t_w = t_c + \frac{h_o/\phi_s}{h_{io}/\phi_t + h_o/\phi_s} \quad (26)$$

Dimana :  $t_w$  = temperature dinding *tube* ( $^{\circ}\text{F}$ )

k. *Clean Overall Coefficient* ( $U_c$ )

$$U_c = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} \quad (27)$$

Dimana :  $U_c$  = *Overall heat transfer coefficient* ( $\text{Btu/hr.ft}^2\text{ }^{\circ}\text{F}$ )

l. *Dirty Overall Coefficient* ( $U_D$ )

$$A = N_T \times a'' \times L \quad (28)$$

Dimana :

$A$  = *Heat Transfer surface* ( $\text{ft}^2$ )

$N_T$  = Jumlah *tube*

$a''$  = luas area ( $\text{ft}^2/\text{linft}^2$ ), (dari tabel 10 Kern)

$L$  = Panjang *tube*

Dan

$$U_D = \frac{Q}{A \times \Delta t} \quad (29)$$

Dimana :  $U_D$  = *Overall heat transfer coefficient* ( $\text{Btu/hr.ft}^2\text{ }^{\circ}\text{F}$ )

m. *Dirt Factor* ( $R_d$ )

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c \times U_D} \quad (30)$$

Dimana :  $R_d$  = *Fouling Factor* ( $\text{hr.ft}^2\text{ }^{\circ}\text{F}/\text{Btu}$ )

n. *Pressure Drop*

• *Shell side*

$$\Delta P_s = \frac{f \times G_s^2 \times D_s \times N+1}{5,22 \times 10^{10} \times D_e \times s \times \phi_s} \quad (31)$$

Dimana :

$\Delta P_s$  = *Total Pressure Drop* pada *shell* (psi)

$F$  = *Friction factor shell* ( $\text{ft}^2/\text{in}^2$ ) (Fig.26 Kern)



$G_s$  = Kecepatan massa (lb/hr.ft<sup>2</sup>)

$s$  = *Spec. gravity*

$N+1$  = jumlah lintasan aliran melalui *baffle*

- *Tube side*

$$\Delta P_t = \frac{f \times G_t^2 \times L \times n}{5,22 \times 10^{10} \times D \times s \times \Phi_t} \quad (32)$$

Dimana :

$\Delta P_t$  = *Total Pressure Drop* pada *tube* (psi)

$F$  = *Friction factor tube* (ft<sup>2</sup>/in<sup>2</sup>) (Fig.26 Kern)

$G_s$  = Kecepatan massa (lb/hr.ft<sup>2</sup>)

$s$  = *Spec. gravity*

$n$  = jumlah *pass tube*

$$\Delta P_r = \frac{4 \times n}{s} \times \frac{v^2}{2g} \quad (33)$$

Dimana :

$\Delta P_r$  = *Return Pressure Drop* pada *tube* (psi)

$\frac{v^2}{2g}$  = *Velocity head* (psi)

$s$  = *Spec. gravity*

Maka :

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (34)$$



### IX.1.6 Hasil Perhitungan

Dari data kondisi operasi desain HE Refrigerant Condenser 127-C diperoleh hasil perhitungan:

**Tabel 2.3 Hasil perhitungan data desain HE refrigerant condenser 127-C**

Unit data	Satuan	Shell side	Tube side
Kecepatan masuk fluida	lb/jam	144.513,495	2.627.601,48
Penurunan tekanan ( $\Delta P$ )	Kg/cm <sup>2</sup>	0,389	0,0248
Suhu masuk	°F	225	93,92
Suhu keluar	°F	98,1	89,6
Luas Perpindahan panas (A)	Ft <sup>2</sup>	33230,8381	
Beban panas (Q)	Kg/cm <sup>2</sup>	10.086.319,38	11.351.238,39
Tekanan operasi	Btu/hr ft <sup>2</sup> F	16,7	12,3
Ud	Btu/hr ft <sup>2</sup> F	6,82	
Uc	°F	33,25	
$\Delta TLMTD$	Hr.ft <sup>2</sup> .°F/Btu	4.449	
Rd	Hr.ft <sup>2</sup> F/Btu	0,11650	



**Tabal 2.4 Hasil Perhitungan dan data actual HE refrigerant condenser 127-C**

Unit data	Satuan	Shell side	Tube side
Kecepatan masuk fluida	lb/jam	79,380	21.057.750
Penurunan tekanan ( $\Delta P$ )	Kg/cm <sup>2</sup>	0,225	0,184
Suhu masuk	°F	109,4	92,84
Suhu keluar	°F	100,4	88,7
Luas Perpindahan panas (A)	Ft <sup>2</sup>	30.921,99573	
Beban panas (Q)	Kg/cm <sup>2</sup>	371.498,40	87.179.085
Tekanan operasi	Btu/hr ft <sup>2</sup> F	16,7	12,3
Ud	Btu/hr ft <sup>2</sup> F	0,89	
Uc	°F	15,50	
$\Delta T_{LMTD}$	hr.ft <sup>2</sup> .°F/Btu	13,43	
Rd	Hr.ft <sup>2</sup> .F/Btu	1,05333	



### IX..7 Pembahasan

Berdasarkan perhitungan HE Refrigerant Condenser 127-C pada unit ammonia. Diperoleh nilai pressure drop dengan data desain pada sisi shell heat exchanger sebesar  $0,389 \text{ kg/cm}^2$  dan data actual dari lapangan menunjukkan nilai pressure drop pada shell heat exchanger sebesar  $0,225 \text{ kg/cm}^2$ . Pressure drop pada shell ini lebih kecil daripada pressure drop yang diijinkan yaitu sebesar  $16,7 \text{ kg/cm}^2$ . Pressure drop yang diperoleh dari tube heat exchanger sebesar dengan data desain sebesar  $0,0248 \text{ kg/cm}^2$  dan data actual dari lapangan memperoleh nilai pressure drop sebesar  $0,184 \text{ kg/cm}^2$ . Perhitungan dengan data desain diperoleh nilai fouling factor atau dirt factor sebesar  $0,11650 \text{ hr ft}^2 \text{ F/Btu}$  dan fouling factor yang didapatkan dengan data actual sebesar  $1,0533 \text{ hr ft}^2 \text{ F/Btu}$ .

Fouling factor atau dirt factor merupakan hambatan perpindahan panas yang disebabkan karena adanya endapan-endapan (scaling) yang terbentuk disebabkan dalam heat exchanger ketika pemanasan berlangsung. Ketika fluida mengalir disepanjang heat exchanger. Sebagian pengotor dan fluida lainnya akan menempel pada dinding-dinding shell and tube yang dalam jangka waktu yang lama akan membentuk kerak dan menyebabkan terhambatnya laju perpindahan panas serta penyumbatan pada aliran fluida dalam heat exchanger. Transfer panas yang terhambat akan memuat proses perpindahan panas terhalang dan membuat suhu yang diinginkan tidak sesuai. Dalam perhitungan didapatkan  $R_d$  design sebesar  $0,11650 \text{ hr ft}^2 \text{ F/Btu}$  dan  $R_d$  actual sebesar  $1,0533 \text{ hr ft}^2 \text{ F/Btu}$ . Hal ini menunjukkan bahwa beban pengotor (scaling) pada kondisi actual melebihi batas kemampuan alat, sehingga pertukaran panas masih tidak efisien untuk dioperasikan.

Menurut (Kern,1983) nilai pressure drop akan semakin besar dengan bertambahnya fouling factor atau dirt factor ( $R_d$ ). Nilai pressure drop allowable menunjukkan penurunan tekanan maksimal yang diperbolehkan dalam heat exchanger apabila suatu fluida melaluinya. Pressure drop yang diizinkan pada tube sebesar  $12,3 \text{ kg/cm}^2$  dan pada shell sebesar  $16,7 \text{ kg/cm}^2$ . Hasil perhitungan nilai



pressure drop dari data design shell sebesar  $0,389 \text{ kg/cm}^2$ . Terhitung masih memenuhi standart dari nilai pressure drop yang diizinkan. Hal ini menunjukkan bahwa alat heat exchanger 127-C tersebut memenuhi untuk dioperasikan karena tidak melebihi batas pressure drop yang diizinkan.

Design overall coefficient ( $U_d$ ) merupakan koefisien perpindahan panas menyuruh setelah terjadinya pengotoran (scalling) pada heat exchanger. Nilai penurunan kinerja dari heat exchanger dapat dilihat dari besarnya nilai  $U_d$  pada heat exchanger 127-C. Menurut (Wasis, 2017) semakin besar nilai  $U_d$  maka semakin kecil nilai penurunan kinerja dari suatu heat exchanger. Penurunan nilai  $U_d$  ini dapat diakibatkan karena naiknya fouling factor atau dirt factor ( $R_d$ ) sehingga proses perpindahan panas fluida berlangsung kurang maksimal, hal ini dapat dilakukan tindakan proses cleaning. Dari hasil perhitungan pada data desain dengan  $R_d$  sebesar  $0,11650 \text{ hr ft}^2 \text{ F/Btu}$  menunjukkan nilai koefisien perpindahan panas  $U_d$  sebesar  $6,82 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ F}$ . Pada data actual dengan  $R_d$  sebesar  $1,05333 \text{ hr ft}^2 \text{ F/Btu}$  menunjukkan nilai koefisien perpindahan panas  $U_d$  sebesar  $0,89 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ F}$ . Hal tersebut sesuai dengan teori dimana fouling factor atau dirt factor ( $R_d$ ) dapat menghambat proses perpindahan panas (heat transfer) pada heat exchanger dimana semakin kecil terjadinya fouling maka perpindahan panas akan semakin besar dan optimal. Oleh karena itu, dengan adanya pembersihan (cleaning) pada unit heat exchanger secara periodic dapat lebih mengoptimalkan kerja alat khususnya unit heat exchanger 127-C. Terjadinya perbedaan nilai pressure drop antara data desain dan actual ini dapat dipengaruhi oleh beberapa factor. Dalam hal ini, factor yang mempengaruhi adalah temperature, viskositas, dan fouling factor pada heat exchanger.

Faktor pertama yaitu temperature fluida pada shell dan tube. Perbedaan temperature masuk dan keluar antara fluida ammonia dan cooling water menyebabkan perbedaan terhadap viskositas atau kekentalan fluida yang didapatkan. Temperatur juga berpengaruh terhadap neraca panas ammonia dan cooling water, Log Mean Temperature Difference (LMTD) dan TC.





Faktor kedua yaitu fouling factor atau dirt factor ( $R_d$ ). Fouling factor atau dirt factor ( $R_d$ ) merupakan suatu parameter yang menunjukkan besarnya factor pengotor dalam alat penukar panas yang disebabkan karena terbentuknya lapisan yang memberikan tahanan terhadap aliran panas. Lapisan pengotor ini dimungkinkan berasal dari korosi atau endapan yang terdapat pada alat setelah lama dipakai (Putir,2017). Fouling factor menyatakan nilai hambatan perpindahan panas karena adanya endapan-endapan didalam heat exchanger.(Setyoko,2008).