

Perancangan Ulang *Heat Exchanger* 5 Kilang PPSDM MIGAS Cepu dengan Kapasitas *Crude oil* 21.082 lb/jam dan Residu 4.578 lb/jam

Agung Pradhito, Nuraini Septi Fijianti, Ratri Ninda Handayani, Singgih Bagus Suwardianto
Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya

INFORMASI NASKAH

Diterima : 24 Agustus 2023
Direvisi : 19 Oktober 2023
Disetujui : 19 Oktober 2023
Terbit : 19 Oktober 2023

Email korespondensi:
agungpradhito02@gmail.com

Laman daring:
[https://doi.org/10.37525/
sp/2023-2/485](https://doi.org/10.37525/sp/2023-2/485)

ABSTRAK

Penukar panas atau dapat disebut heat exchanger adalah alat yang digunakan untuk memindahkan panas antara dua atau lebih cairan. Salah satu jenis heat exchanger adalah STHE. STHE merupakan alat penukar panas yang terdiri dari shell yang didalamnya dipasang beberapa tube. Shell adalah silinder luar yang berisi beberapa tube dan akan dialiri suatu fluida. Shell and tube yang digunakan di kilang PPSDM Migas adalah jenis 2 phase Metode yang digunakan pada penelitian ini adalah metode kuantitatif yang kemudian diolah sehingga diharapkan hasil perhitungan yang dilakukan dapat menjawab rumusan masalah mengenai spesifikasi dan dimensi shell and tube heat exchanger 5 Kilang PPSDM MIGAS Cepu untuk dapat mengakomodasi kapasitas crude oil 21.082 lb/jam dan residu 4.578 lb/jam. Dari hasil perhitungan menunjukkan bahwa fouling factor desain berada pada angka 0,0035 dan pressure drop total bernilai 0,0044 psi. Hasil tersebut berada di bawah ambang batas fouling factor (0,05) dan pressure drop (10 psi) sehingga dimensi heat exchanger memenuhi standar-standar perancangan. Dimensi heat exchanger 5 berubah dalam hal ukuran diameter dalam (ID) shell menjadi 35 in dengan 522 buah tube dan panjang tube 16 ft. Satu pass shell dan tube pada heat exchanger masih dapat mengakomodasi kondisi operasi sehingga tidak perlu dilakukan perubahan jumlah pass.

Kata Kunci: Perancangan Ulang, Heat Exchanger, Crude oil, Residu, PPSDM Migas Cepu, Shell ,Tube



PENDAHULUAN

Alat penukar panas atau disebut *heat exchanger* adalah alat yang digunakan untuk memindahkan panas antara dua atau lebih cairan. Proses perpindahan panas di *heat exchanger* didominasi oleh konveksi dan konduksi dari fluida panas ke fluida dingin yang dipisahkan oleh dinding *tube*. Perpindahan panas konveksi sangat dipengaruhi oleh desain *heat exchanger* dan tiga bilangan tak berdimensi yaitu bilangan Reynolds, bilangan Nusselt, dan bilangan Prandtl. Harga bilangan tak berdimensi bergantung pada kecepatan aliran dan karakteristik cairan seperti densitas, viskositas absolut, panas spesifik, dan konduktivitas termal. (Cengel & Afshin J. Ghajar, 2003)

Salah satu jenis HE yang paling banyak digunakan di industri migas adalah *shell and tube* HE atau disingkat STHE. Shell and Tube HE merupakan alat penukar panas yang terdiri dari *shell* yang di dalamnya dipasang beberapa *tube*. *Shell* adalah silinder luar yang berisi beberapa *tube* dan akan dialiri suatu fluida. Diameter *shell* harus dipilih sedemikian rupa sehingga tercapai kecocokan dengan jumlah *tube*. Material STHE biasanya terbuat dari baja karbon.

Alat penukar panas utama yang terdapat di kilang PPSDM MIGAS Cepu memiliki tipe STHE. Terdapat lima buah STHE di Kilang PPSDM MIGAS Cepu yang digunakan untuk memanaskan *crude oil* sebelum masuk ke dalam furnace. Fluida panas yang digunakan untuk memanaskan *crude oil* berupa produk solar atau residu yang keluar dari kolom fraksinasi. Pemanasan awal *crude oil* dengan lima buah STHE ini bertujuan untuk meringankan beban furnace dan menurunkan konsumsi bahan bakar.

Performa *heat exchanger* di kilang PPSDM MIGAS Cepu perlu dievaluasi secara rutin untuk mengetahui kelayakan kinerja alat untuk menukar panas. Faktor utama yang mempengaruhi performa *heat exchanger* adalah kekotoran pada medium perantara akibat proses pertukaran panas atau dikenal dengan istilah *fouling resistance*.

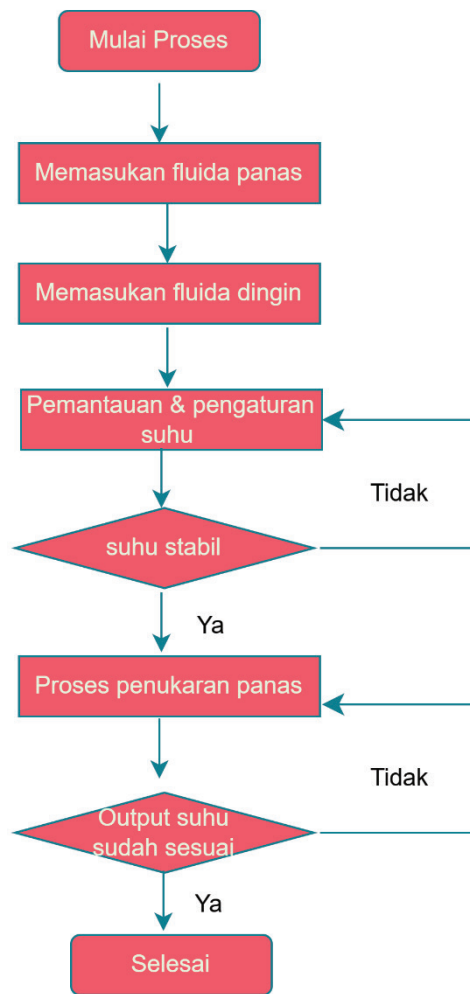
Tingkat kekotoran dapat diukur dengan meninjau besarnya nilai Rd. Apabila nilai Rd yang dihitung lebih tinggi dari nilai Rd pada desain alat, *heat exchanger* harus dibersihkan untuk meningkatkan efisiensi dan kinerja. Jenis *fouling* dapat berupa coke, sedimen, senyawa biologis, atau korosi dari partikel atau senyawa yang mengalir bersama fluida. Endapan ini dapat menyebabkan penurunan tekanan yang mengurangi efisiensi penukar panas. Untuk menghindari hal ini, pembersihan harus dilakukan dengan jadwal yang dapat diatur sesuai kegiatan operasi di lapangan (Kern, 1965)

Penelitian ini bertujuan untuk melakukan perancangan ulang pada *heat exchanger* 5 PPSDM Migas Cepu agar dapat mengakomodasi kapasitas *crude oil* 21.082 lb/jam dan residu 4.578 lb/jam. Dengan melakukan perubahan atau penyesuaian diameter dalam (ID), jarak baffle (B), diameter tube (ID/OD), panjang tube (L), dan jumlah tube (Nt) diharapkan dapat menghasilkan *heat exchanger* yang dapat beroperasi secara aman dan efisien dengan memenuhi standar -standar perancangan yang berlaku.

METODE PENELITIAN

Metode yang digunakan pada penelitian ini adalah metode kuantitatif. Data-data lapangan yang digunakan dalam kajian ini berupa data geometri HE dan data-data kondisi operasi dari kelima HE di Kilang PPSDM MIGAS Cepu untuk dapat mengakomodasi kapasitas *crude oil* 21.082 lb/jam dan residu 4.578 lb/jam.





Gambar 1. Diagram Alur Proses *Heat Exchanger*

1. Pengumpulan Data

Berikut merupakan data suhu *inlet* dan *outlet* residu dan *crude oil* pada *Heat exchanger* 5 Unit Kilang PPSDM MIGAS Cepu per tanggal 4 Agustus 2023. Data suhu pada tabel 1 didapat melalui observasi dan pengambilan langsung pada sedangkan data kapasitas dalam tabel 2 diperoleh melalui petugas kilang.

Tabel 1. Data Suhu Inlet dan Outlet *Heat Exchanger* 5

Dalam Derajat	Hot Fluid/Residu		Cold Fluid/ <i>Crude oil</i>		
	Fahrenheit	T1	T2	t1	t2
Data 1		455	311	212	284
Data 2		449,6	302	212	278,6
Data 3		455	302	212	275
Rata-Rata		453,2	35	212	279,2

Dalam Derajat	Hot Fluid/Residu		Cold Fluid/ <i>Crude oil</i>	
Fahrenheit	T1	T2	t1	t2
Standar Deviasi	3,12	5,20	0,00	4,53
Rentang Suhu	± 9,4	± 15,6	± 0	± 13,6
Suhu Koreksi	462,55	289,41	212,00	265,61

Tabel 2. Data Kapasitas Aliran *Heat Exchanger 5*

	Liter 15	Densitas 15	Massa (lb)
Data 04-08-2023	85296	0,8392	157834,8
	90950	0,8403	168517,8
<i>Crude oil</i>	97136	0,8386	179615,4
Total	273382	0,8394	505968
SG 60/60°F		0,8401	

$$\text{API} = \frac{141,5}{\text{SG } 60/60^{\circ}\text{F}} - 131,5 = 37$$

	Liter 15	Densitas 15	Massa (lb)
Data 04-08-2023	17239	0,8434	32059,3
	20153	0,9185	40815,7
Residu	18194	0,9221	36992,6
Total	55586	0,8978	109867,6
SG 60/60°F		0,8986	

$$\text{API} = \frac{141,5}{\text{SG } 60/60^{\circ}\text{F}} - 131,5 = 26$$

2. Trial T2 Untuk Mencapai Heat Balance

Berikut merupakan perhitungan trial T₂ dan neraca panas guna mendapatkan perhitungan yang seimbang antara panas yang dilepas residu pada sisi *shell* dengan panas yang diserap *crude oil* pada sisi *tube*.



Tabel 3. Perhitungan Trial T₂ dan Neraca Panas

Shell Side: Hot Fluid		Tube Side: Cold Fluid	
Residu		Crude oil	
Trial 1		Trial 1	
$W_S = 4\,578 \frac{lb}{jam}$		$W_T = 21\,081 \frac{lb}{jam}$	
$T_1 = 462,55 \text{ } ^\circ F$		$t_1 = 212,0 \text{ } ^\circ F$	
$T_2 = 289,41 \text{ } ^\circ F$ (<i>Trial</i>)		$t_2 = 265,61 \text{ } ^\circ F$	
$T_{AV} = 375,98 \text{ } ^\circ F$		$t_{AV} = 238,81 \text{ } ^\circ F$	
$C_P = 0,615 \frac{btu}{lb \cdot ^\circ F}$		$c_P = 0,555 \frac{btu}{lb \cdot ^\circ F}$	
$Q_S = W_S C_P (T_1 - T_2)$		$Q_T = W_T c_P (t_2 - t_1)$	
$Q_S = 487\,459,8 \frac{btu}{jam}$		$Q_T = 627\,267,8 \frac{btu}{jam}$	
$Q_S - Q_T = -139\,808,1 \frac{btu}{jam}$ (<i>tidak balance</i>)			
Trial 2		Trial 2	
$W_S = 4\,578 \frac{lb}{jam}$		$W_T = 21\,081 \frac{lb}{jam}$	
$T_1 = 462,55 \text{ } ^\circ F$		$t_1 = 212,0 \text{ } ^\circ F$	
$T_2 = 230,31 \text{ } ^\circ F$ (<i>Trial</i>)		$t_2 = 265,61 \text{ } ^\circ F$	
$T_{AV} = 346,43 \text{ } ^\circ F$		$t_{AV} = 238,81 \text{ } ^\circ F$	
$C_P = 0,59 \frac{btu}{lb \cdot ^\circ F}$		$c_P = 0,555 \frac{btu}{lb \cdot ^\circ F}$	
$Q_S = W_S C_P (T_1 - T_2)$		$Q_T = W_T c_P (t_2 - t_1)$	
$Q_S = 627\,267,8 \frac{btu}{jam}$		$Q_T = 627\,267,8 \frac{btu}{jam}$	
$Q_S - Q_T = 0 \frac{btu}{jam}$ (<i>balance</i>)			

HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

1. Perhitungan Rancang Ulang *Heat Exchanger* 5

Berikut ini disajikan tabel perhitungan rancang ulang *heat exchanger* 5 dengan referensi buku *Process Heat Transfer* oleh Donald Q. Kern.

Tabel 4 Perhitungan Rancang Ulang *Heat exchanger*

<i>Shell Side: Hot Fluid</i> Residu	<i>Tube Side: Cold Fluid</i> Crude oil
1. Neraca Energi	
$W_S = 4\,578 \frac{lb}{jam}$	$W_T = 21\,081 \frac{lb}{jam}$
$T_1 = 462,55 \text{ } ^\circ F$	$t_1 = 212,0 \text{ } ^\circ F$
$T_2 = 230,31 \text{ } ^\circ F$	$t_2 = 265,61 \text{ } ^\circ F$
$T_{AV} = 346,43 \text{ } ^\circ F$	$t_{AV} = 238,81 \text{ } ^\circ F$
$C_P = 0,59 \frac{btu}{lb \cdot ^\circ F}$	$c_P = 0,555 \frac{btu}{lb \cdot ^\circ F}$
$Q_S = W_S C_P (T_1 - T_2)$ $Q_S = 627\,267,8 \frac{btu}{jam}$	$Q_T = W_T c_P (t_2 - t_1)$ $Q_T = 627\,267,8 \frac{btu}{jam}$

2. ΔT_{LMTD} , Controlling Factor, dan F_C

$$\Delta T_H = T_1 - t_2 = 196,94 \text{ } ^\circ F$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_H - \Delta T_C}{\ln \left(\frac{\Delta T_H}{\Delta T_C} \right)} = 75,2 \text{ } ^\circ F$$

$$\Delta T_{Shell} = T_1 - T_2 = 232,24 \text{ } ^\circ F; API = 26$$

dari Fig.17 diperoleh $K_C = 0,68$ (Controlling)

$$\Delta t_{tube} = t_2 - t_1 = 53,61 \text{ } ^\circ F; API = 37$$

dari Fig.17 diperoleh $K_C = 0,14$

$$\frac{\Delta T_C}{\Delta T_H} = 0,093; K_C = 0,68$$

dari Fig.17 diperoleh $F_C = 0,26$



3. Temperatur Kalorik

$$T_c = T_2 + F_c(T_1 - T_2) = 290,69 \text{ } ^\circ\text{F} \quad t_c = t_1 + F_c(t_2 - t_1) = 225,94 \text{ } ^\circ\text{F}$$

4. Flow Area

$$ID_S = 35 \text{ in}$$

$$\text{penampang pipa OD 1 in BWG 14} = 0,546 \text{ in}^2$$

$$C' = 0,25 \text{ in}$$

$$N_T = 522 \text{ buah}$$

$$B = 23,632 \text{ in}$$

$$P_T = 1,25 \text{ in}$$

$$a_T = \frac{0,546 N_T}{144} = 1,979 \text{ ft}^2$$

$$a_S = \frac{ID_S C' B}{144 P_T} = 1,149 \text{ ft}^2$$

5. Mass Velocity

$$G_S = \frac{W_S}{a_S} = 3\,984,947 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2 \cdot \text{jam}}$$

$$G_T = \frac{W_T}{a_T} = 10\,651,509 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2 \cdot \text{jam}}$$

6. Reynold Number

Pada T_c ,

Pada t_c ,

$$\mu = 1,7 \text{ cp} \times 2,42 = 4,114 \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{jam}}$$

$$\mu = 1 \text{ cp} \times 2,42 = 2,42 \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{jam}}$$

$$De = 0,0825 \text{ ft}$$

$$ID_T = 0,0695 \text{ ft}$$

$$Re = \frac{De G_S}{\mu} = 79,912$$

$$Re = \frac{De G_T}{\mu} = 35,9$$

7. Perhitungan J_H

dari Fig.28 diperoleh $J_H = 5$

$$\frac{L}{ID_T} = \frac{16 \text{ ft}}{0,0695 \text{ ft}} = 230,216$$

dari Fig.24 diperoleh $J_H = 2,2$

8. Koefisien Perpindahan Panas

Pada T_C ,

$$C_P = 0,563 \frac{\text{btu}}{\text{lb.}^\circ\text{F}}$$

$$k = 0,0695 \frac{\text{btu}}{\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \left(\frac{^\circ\text{F}}{\text{ft}}\right)}$$

$$\frac{h_o}{\varphi_s} = J_H \frac{k}{De} \left(\frac{C_P \mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\frac{h_o}{\varphi_s} = 13,555 \frac{\text{btu}}{\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \cdot \text{jam}}$$

Pada t_C ,

$$c_P = 0,545 \frac{\text{btu}}{\text{lb.}^\circ\text{F}}$$

$$k = 0,076 \frac{\text{btu}}{\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \left(\frac{^\circ\text{F}}{\text{ft}}\right)}$$

$$\frac{h_i}{\varphi_T} = J_H \frac{k}{D} \left(\frac{c_P \mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\frac{h_i}{\varphi_T} = 6,229 \frac{\text{btu}}{\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \cdot \text{jam}}$$

9. Temperatur *Tube-Wall* dan Koefisien h_{io}

$$t_w = t_C + \frac{\frac{h_o}{\varphi_s}}{\frac{h_{io}}{\varphi_T} + \frac{h_o}{\varphi_s}} (T_C - t_C)$$

$$t_w = 272,75 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\frac{h_{io}}{\varphi_T} = \frac{h_i}{\varphi_T} \times \frac{ID_T}{OD_T}$$

$$\frac{h_{io}}{\varphi_T} = 5,195 \frac{\text{btu}}{\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \cdot \text{jam}}$$



10. Koreksi Koefisien Perpindahan Panas

Pada t_w ,

$$\mu_w \text{ shell} = 1,99 \times 2,42 = 4,8158$$

$$\varphi_S = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} = 0,978$$

$$h_o = \frac{h_o}{\varphi_S} \times \varphi_S = 13,259 \frac{\text{btu}}{\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \cdot \text{jam}}$$

Pada t_w ,

$$\mu_w \text{ tube} = 1,99 \times 2,42 = 1,694$$

$$\varphi_T = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} = 1,51$$

$$h_{io} = \frac{h_{io}}{\varphi_T} \times \varphi_T = 5,461 \frac{\text{btu}}{\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \cdot \text{jam}}$$

11. U_c dan U_D

$$U_c = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} = 3,868 \frac{\text{btu}}{\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \cdot \text{jam}}$$

$$a'' = 0,2618 \frac{\text{ft}^2}{\text{lin ft}}$$

$$N_T = 522 \text{ buah}$$

$$L = 16 \text{ ft}$$

$$U_D = \frac{Q}{a'' LN_T \Delta T_{LMTD}} = 3,815 \frac{\text{btu}}{\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \cdot \text{jam}}$$

12. Perhitungan fouling factor R_d

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} = 0,0035$$



13. Perhitungan Pressure Drop

$$f = 0,0069 \frac{ft^2}{in^2}$$

$$SG = 0,8986$$

$$ID_S = 2,917 ft$$

$$N + 1 = \frac{12L}{B} = 8,125$$

$$\Delta P_S = \frac{f G_S^2 \times ID_S \times (N + 1)}{5,22 \times 10^{10} De \times SG \times \varphi_S}$$

$$\Delta P_S = 0,0007 psi$$

$$f = 0,0041 \frac{ft^2}{in^2}$$

$$L = 16 ft$$

$$n = 1$$

$$SG = 0,8401$$

$$ID_T = 0,0455 ft$$

$$\frac{V^2}{2g'} \left(\frac{62,5}{144} \right) = 0,0005$$

$$\Delta P_t = \frac{f G_T^2 L n}{5,22 \times 10^{10} \times ID_T \times SG \times \varphi_T}$$

$$\Delta P_T = 0,0035 psi$$

$$\Delta P_r = \frac{4n V^2}{SG 2g' 144} = 0,0002 psi$$

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r = 0,0037 psi$$

Dari perhitungan *heat exchanger* pada **Tabel 4** didapatkan spesifikasi alat hasil perancangan ulang sebagai berikut:

Tabel 5. Spesifikasi *Heat Exchanger 5 vs Heat Exchanger* Hasil Perancangan Ulang

Spesifikasi	Satuan	Nominal	
		Desain Kilang	Desain Ulang
SHELL SIDE:			
OD	In	31,614	36
ID	In	30,784	35
N Baffle	Buah	4	4
B	In	23,623	23,632
N Passes	Buah	1	1
TUBE SIDE:			



Spesifikasi	Satuan	Nominal	
		Desain Kilang	Desain Ulang
OD	In	1	1
ID	In	0,834	0,834
L	ft	10	16
Nt	Buah	400	522
BWG	-	12	14
Pitch	In	1,25	1,25
Pt	In	0,25	0,25
N Passes	Buah	1	1

1. Pembahasan Hasil Perancangan Ulang

Spesifikasi *heat exchanger* dipengaruhi oleh banyak faktor antara lain adalah laju aliran fluida, profil suhu, hingga karakteristik fluida. Dimensi *shell* dan *tube* dilakukan trial sedemikian sehingga nilai *fouling factor* (Rd) kurang dari 0,05 serta *pressure drop* (ΔP) *tube* dan *shell* dibawah 10 psi. Proses trial dapat berupa perubahan atau penyesuaian diameter dalam (ID) *shell*, jarak *baffle* (B), diameter *tube* (ID/OD), panjang *tube* (L), dan jumlah *tube* (Nt). Hasil perhitungan perancangan ulang *heat exchanger* 5 kilang PPSDM MIGAS Cepu dengan *crude oil* sebagai *cold fluid* dan residu sebagai *hot fluid*, sebagaimana tercantum dalam tabel 4.4, menunjukkan bahwa *fouling factor* desain berada pada angka 0,0035 dan *pressure drop* total bernilai 0,0044 psi. Hasil tersebut berada di bawah ambang batas *fouling factor* (0,05) dan *pressure drop* (10 psi) sehingga dimensi *heat exchanger* memenuhi standar-standar perancangan.

Dimensi *heat exchanger* pasca *redesign* mengalami perubahan cukup signifikan dalam hal diameter *shell*, panjang *tube*, dan jumlah *tube* dibandingkan dengan spesifikasi riil *heat exchanger* yang beroperasi di kilang PPSDM MIGAS Cepu sebagaimana tercantum dalam tabel 4.5. Diameter dalam (ID) *shell* bertambah dari 30,784 in ke 35 in, jumlah *tube* (Nt) berubah di angka 522 buah dari sebelumnya 400 buah, dan panjang *tube* (L) meningkat 6 ft dari desain riil menjadi 16 ft. Perubahan dimensi *shell* diperlukan dalam rangka meningkatkan jumlah *tube* (Nt) untuk mengakomodasi *rate crude oil* (21.081 lb/jam) yang terbilang besar apabila dibandingkan dengan *rate residu* (4.578 lb/jam) yakni mencapai 4,6 kali lipatnya. Penambahan jumlah *tube* dan panjang *tube* menjadi 16 ft setidaknya dapat meningkatkan luas perpindahan panas sebesar 1.139,4 ft² dari sebelumnya 1.047,2 ft² menjadi 2.186,6 ft² sehingga memaksimalkan laju transfer panas dari residu ke *crude oil*. Berkaitan dengan jumlah *pass shell* dan *tube* hasil perancangan ulang tidak mengalami perubahan dari desain riil *heat exchanger* kilang yakni 1 *pass shell* dan 1 *pass tube*. Hal tersebut mengindikasikan bahwa model *heat exchanger* 1-1 masih dapat mengakomodasi kondisi operasi tanpa perlu meningkatkan jumlah *pass* lebih tinggi (1-2 ataupun 2-4).

KESIMPULAN

PPSDM Migas Cepu dengan tujuan untuk mengakomodasi kapasitas *crude oil* sebesar 21.082 lb/jam dan residu sebesar 4.578 lb/jam. Melalui metode kuantitatif, dilakukan perubahan pada dimensi Heat Exchanger dengan memodifikasi diameter dalam (ID) *shell*, jumlah *baffle*, diameter *tube* (ID/OD), panjang *tube* (L), dan jumlah *tube* (Nt). Hasil perhitungan menunjukkan bahwa *fouling factor* desain berada di bawah ambang batas (0,0035), dan *pressure drop* total memenuhi standar perancangan (0,0044 psi). Hasil perancangan ulang mengubah beberapa spesifikasi, seperti peningkatan diameter dalam (ID) *shell* menjadi 35 in, penambahan jumlah *tube* (Nt) menjadi 522 buah, dan panjang *tube* (L) menjadi 16 ft. Meskipun terjadi perubahan signifikan pada dimensi Heat Exchanger, jumlah *pass shell* dan *tube* tetap satu, menunjukkan bahwa Heat Exchanger masih dapat mengakomodasi kondisi operasi tanpa perlu meningkatkan jumlah *pass*. Dengan perancangan ulang ini, Heat Exchanger dapat beroperasi secara efisien dan memenuhi standar perancangan yang berlaku.

DAFTAR PUSTAKA

- Cengel, Y. A., & Afshin J. Ghajar. (2003). *Heat and Mass Transfer Fundamentals and Applications* (3rd ed.). MC. Graw Hill Book Company Inc.
- Kern, D. Q. (1965). *Process Heat Transfer*. Mc. Graw Hill.
- Mc. Cabe, W.L. (1999). *Unit Operation of Chemical engineering. Third Edition*. McGraw-Hill Book: New York.
- Setyoko, B. (2008). Evaluasi Kinerja *Heat exchanger* dengan Metode Fouling Faktor. *Jurnal Teknik*, 29(2), 148-153

