

OPTIMASI UNJUK KERJA *HEAT EXCHANGER* 332-H-01B TYPE AES DI PT X

Sujono^{1*}, Nurul Yatimah¹, Aulia Dwi Ayu Palupi¹

¹Teknik Mesin Kilang, Politeknik Energi dan Mineral Akamigas, Jalan Gajah Mada No.38, Cepu, Blora, Jawa Tengah, 58315, Indonesia

*E-mail: jono1166@gmail.com

ABSTRAK

Heat Exchanger (HE) merupakan salah satu alat yang digunakan untuk memindahkan panas dari fluida bersuhu tinggi ke fluida yang bersuhu rendah. Salah satu penggunaan HE di industri migas adalah untuk pemanas *crude oil* supaya tetap encer dan dapat mengalir dengan baik. Penurunan unjuk kerja HE dapat disebabkan karena bertambahnya pengotoran selama operasi, hal ini dapat mengakibatkan berkurangnya kemampuan pemindahan panas, efektifitas dan juga terjadinya kenaikan rugi-rugi tekanan. Untuk itu tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui unjuk kerja HE melalui tingkat pengotoran, efektifitas dan rugi-rugi tekanannya, serta untuk mengetahui sisa kemampuan optimalnya perlu dilakukan optimasi. Perhitungan dilakukan dengan Metode LMTD, sedangkan data HE diambil dari lapangan produksi migas PT X tipe AES 332-H-01B. HE ini sebagai pemanas *crude oil* 50.666,12 lb/jam dari suhu 107,6^oF menjadi 170,42^oF dengan menggunakan fluida panas Synthetic Organik dengan kapasitas 17.559 lb/jam dari suhu 405,5^oF menjadi 168,26^oF. Dari perhitungan evaluasi diperoleh hasil sebagai berikut: Kondisi desain efektifitasnya 83,8% dan kondisi operasi 64,65% (HE beroperasi di bawah desainnya). Kemampuan memindahkan panas desain 6.915.202 Btu/jam, kondisi operasi 1.623.251 Btu/jam (di bawah kondisi desain). Pressure drop pada sisi shell sebesar 0,45 psi dan sisi tube sebesar 0,818 psi (masih di bawah desain yaitu 9,94 psi). *Fouling factor* kondisi operasi 0,00729 hr.ft².^oF/Btu sudah melebihi desainnya yaitu 0,005996 hr.ft².^oF/Btu. Adanya kerugian kalor 376.287,7 Btu/jam. Hasil simulasi Optimasi dengan perbaikan isolasi untuk mengurangi rugi-rugi kalor, untuk kondisi sesuai desain, efektifitas HE tertinggi 93,6% (saat bersih) dan terendah 83,8% (sesuai desain). Sedangkan untuk simulasi Optimasi kondisi operasi dengan *crude oil* dipertahankan sesuai kebutuhan operasi, diperoleh efektivitas Optimasi sebesar 78,32% > 64,65% (operasi) dan laju aliran masa fluida panas optimasi ($m_h = 14.498,2$ lb/jam < 17.559 lb/jam (operasi)). Dengan turunnya laju aliran fluida panas maka akan mengurangi daya hidrolis yang dibutuhkan oleh pompa.

Kata kunci: heat exchanger, optimasi, *fouling factor*, efektivitas, unjuk kerja

1. PENDAHULUAN

Heat Exchanger (HE) merupakan salah satu alat yang memiliki peranan penting di industri migas (khususnya) maupun industri secara umum. Alat ini banyak digunakan untuk proses pemanasan maupun pendinginan *raw material* maupun produk hasil dari proses produksinya. *Heat Exchanger* ini berfungsi untuk memindahkan panas dari fluida satu ke fluida lainnya tanpa perpindahan massa[1]. AES merupakan salah satu tipe HE shell and tube (SHE) yang banyak dipakai di industri karena sudah memiliki standar yang mapan, mudah pengoperasiannya[2]. Beberapa penelitian sebelumnya diantaranya evaluasi unjuk kerja HE tipe BEM yang diperoleh bahwa HE masih layak operasi karena efektifitas operasi lebih besar dari efektifitas desainnya, juga faktor pengotoran operasi lebih rendah dari desainnya[1]. Pengaruh pengotoran pada SHE berdampak pada penurunan efisiensi HE dari 98,86% menjadi 85,64%, dan optimasi dengan melakukan pembersihan[3]. Optimasi HE dengan melakukan pengaturan kapasitas fluida pendingin pada *Fan Cooler* untuk menurunkan daya listriknya[4]. Optimasi HE untuk memperoleh koefisien perpindahan panas yang besar, rugi-rugi tekanan yang rendah, efektifitas

yang tinggi[5],[6],[7]. Optimasi HE untuk memperoleh efektifitas yang tinggi juga dilakukan dengan mensimulasikan fluida panas dan dingin sehingga diperoleh efektifitas tertinggi[8]. Dalam penelitian ini HE yang digunakan adalah jenis *Shell and Tube* kelas R tipe AES. Dimana bagian shell mengalir *heating medium* dan di bagian dalam tube fluida proses yaitu *crude oil*. Untuk kondisi operasi riil di lapangan tidak mudah mengubah-ubah fluida proses, karena akan berpengaruh pada proses yang lain. Untuk penelitian ini yang akan dilakukan adalah optimasi dengan mengatur media non proses atau bagian HE nya sendiri yaitu memperbaiki isolasi bila ada rugi-rugi panas yang hilang dari sisi shellnya. Dari uraian tersebut di atas, maka tujuan dari penelitian ini adalah melakukan simulasi Optimasi unjuk kerja HE dengan mengatur fluida non proses melalui parameter kapasitas dan temperaturnya, serta kemungkinan perbaikan isolasi bila ada kerugian kalor dari dinding HENya sehingga diperoleh unjuk kerja HE yang optimal.

2. METODE

Optimasi unjuk kerja HE 332-H-10B ini dimulai dengan pengambilan data di lapangan kemudian dilakukan perhitungan unjuk kerja untuk mengetahui kondisi kinerjanya saat operasi, setelah itu baru dilakukan optimasi. Perhitungan unjuk kerja dilakukan dengan metode LMTD dari data desain maupun data operasi dengan parameter dan urutan sebagai berikut.

A). Menentukan Efektifitas HE (kondisi desain, kondisi operasi) :

- 1). Menentukan kalor jenis fluida (c_p) berdasarkan temperatur rata-rata
- 2). Menghitung kesetimbangan kalor dan masa :

- Kalor yang dilepas fluida panas, (Q_h)

$$Q_h = m_h c_{ph} (T_{h1} - T_{h2}) \quad (1)$$

- Kalor yang diterima fluida dingin, (Q_c)

$$Q_c = m_c c_{pc} (T_{c2} - T_{c1}) \quad (2)$$

- 3). Menentukan nilai, C_{min} :

$$C_h = m_h \cdot c_{ph} \quad (3)$$

$$C_c = m_c \cdot c_{pc} \quad (4)$$

Pilih nilai terkecil dari C_h dan C_c sebagai C_{min} .

- 4). Hitung kalor riil yang dipindahkan, Q_{riil} :

$$Q_{riil} = m_c \cdot c_{pc} (T_{c2} - T_{c1}) = m_h \cdot c_{ph} (T_{h1} - T_{h2}) \quad (5)$$

- 5). Hitung kalor maksimum yang seharusnya dipindahkan, Q_{max} :

$$Q_{max} = C_{min} (T_{h1} - T_{c1}) \quad (6)$$

- 6). Hitung efektifitas HE, ε :

$$\varepsilon = \frac{Q_{riil}}{Q_{max}} \times 100\% \quad (7)$$

B). Menentukan Faktor Pengotoran HE

- 1). Menentukan sifat-sifat fluida (ρ, c_p, μ, k) pada suhu kaloric

- Suhu kaloric fluida panas :

$$T_c = T_{h2} + F_c (T_{h1} - T_{h2}) \quad (8)$$

- Suhu kaloric fluida dingin :

$$t_c = T_{c1} + F_c (T_{c2} - T_{c1}) \quad (9)$$

- Fraksi kaloric (F_c) dapat ditentukan berdasarkan grafik[9].

2). Menentukan Faktor Perpindahan Panas Fluida Sisi dalam Shell

- Menghitung luas laluan sisi dalam shell (a_s)

$$a_s = \frac{ID \cdot C \cdot B}{144 \cdot P_t} \quad (10)$$

- Menghitung kecepatan masa aliran fluida sisi shell (G_s)

$$G_s = \frac{m_s}{a_s} \quad (11)$$

- Menentukan besar diameter equivalent sisi shell (D_e)

$$D_e = \frac{4(P_t^2 - \pi d_o^2/4)}{\pi d_o} \quad (12)$$

- Menghitung bilangan Reynold (Re_s)

$$Re_s = \frac{D_e \cdot G_s}{\mu} \quad (13)$$

- Menentukan faktor perpindahan panas (J_{hs})

Untuk $Re_s \leq 2100$ dapat menggunakan persamaan berikut[1].

$$J_{hs} = 0,5934(Re)^{0,4822} \quad (14a)$$

Untuk $Re_s > 2100$ dapat menggunakan persamaan berikut[1].

$$J_{hs} = 0,36(Re)^{0,55} \quad (14b)$$

3). Faktor perpindahan panas sisi dalam tube

- Menghitung luas laluan sisi dalam tube, (a_t)

$$a_t = \frac{N_t a' t}{n} = \frac{N_t \pi d_i^2}{n \cdot 4} \quad (15)$$

- Menghitung kecepatan aliran masa pada sisi tube, (G_t)

$$G_t = \frac{m_t}{a_t} \quad (16)$$

- Menghitung bilangan Reynold, (Re_t)

$$Re_t = \frac{d_i G_t}{\mu} \quad (17)$$

- Menghitung faktor perpindahan panas sisi tube (J_{ht})[1]

Untuk aliran transisi, $Re_t < 2100$:

$$J_{ht} = 1,86 Re_t^{0,33} \left(\frac{d_i}{L} \right)^{0,33} \quad (18a)$$

Untuk aliran transisi, $2100 < Re_t < 10.000$:

$$J_{ht} = 0,116 [Re_t^{2/3} - 125] [1 + (D/L)^{2/3}] \quad (18b)$$

Untuk aliran transisi, $Re_t > 10.000$:

$$J_{ht} = 0,023 Re_t^{0,8} \quad (18c)$$

4) Menentukan Clean Overall Heat Transfer Coefficient (U_c)

- Menentukan koefisien perpindahan panas fluida sisi dalam shell (h_o) :

$$\frac{h_o}{\varphi_s} = J_{Hs} \frac{k}{D_e} \left[\frac{c_p \cdot \mu}{k} \right]^{1/3} \quad (19a)$$

$$\varphi_s = \left[\frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0,14} \quad (19b)$$

- Menentukan koefisien perpindahan panas fluida sisi dalam tube (h_i)

$$\frac{h_{io}}{\varphi_t} = \frac{h_i}{\varphi_t} \left(\frac{d_i}{d_o} \right) = J_{Ht} \left(\frac{d_i}{d_o} \right) \left(\frac{k}{d_i} \right) \left(\frac{c_p \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \quad (20)$$

- Menentukan temperatur (suhu) rinding tube (t_w)[9]

$$t_w = t_c + \frac{\frac{h_o}{\varphi_s}}{\frac{h_{io}}{\varphi_t} + \frac{h_o}{\varphi_s}} (T_c - t_c) \quad (21)$$

- Menentukan kekentalan dinamik pada suhu dinding (μ_w) pada fluida sisi shell dan sisi dalam tube dan menghitung koreksi kekentalan dinamik sisi shell dan tube.

$$\varphi = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (22)$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas terkoreksi sisi shell

$$h_o = \left(\frac{h_o}{\varphi_s} \right) \varphi_s \quad (23)$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas terkoreksi sisi tube

$$h_{io} = \left(\frac{h_{io}}{\varphi_t} \right) \varphi_t \quad (24)$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas kondisi bersih (U_c)

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} \quad (25)$$

5). Menentukan Koefisien Perpindahan Panas Kondisi Kotor (U_d)

- Menentukan Luas Permukaan Perpindahan Panas HE

$$A = (\pi d_o) L N_t \quad (26)$$

- Menentukan LMTD

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (27a)$$

$$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2} \quad (28b)$$

$$\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1} \quad (29c)$$

- Menentukan Faktor LMTD, (F)[9]

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \frac{\ln \frac{(1 - S)}{(1 - RS)}}{\ln \frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}} \quad (30a)$$

$$R = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}} \quad (30b)$$

$$S = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (30c)$$

- Menghitung Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh Kondisi Kotor

$$U_d = \frac{Q_c}{A FLMTD} \quad (31)$$

- 6). Menghitung Faktor Pengotoran (*Fouling Factor*)

Faktor pengotoran dihitung dengan persamaan berikut :

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c U_d} \quad (32)$$

C). Perhitungan Penurunan Tekanan (Pressure Drop)

- 1) Perhitungan sisi shell

- Pressure drop sisi shell[9]:

$$\Delta p_s = \frac{f G_s^2 D_s (N + 1)}{5,22 \times 10^{10} (D_e S \phi_s)} \quad (33a)$$

- Faktor gesekan sisi shell dapat ditentukan dengan persamaan berikut[10]

Untuk $Re < 500$:

$$f = \frac{\exp[5,1858 - 1,7645 \ln(Re) + 0,13357(\ln(Re))^2]}{144} \quad (33b)$$

Untuk $Re > 500$:

$$f = \frac{1,728 Re^{-0,188}}{144} \quad (33c)$$

- 2) Perhitungan sisi tube[11]

- Rugi-rugi tekanan bagian dalam saluran tube :

$$\Delta p_t = 4f \frac{LN}{d_i} \frac{G_t^2}{2\rho} \left[\frac{\mu}{\mu_w} \right]^a \quad (34a)$$

Dimana :

$$a = -0,14 \text{ (turbulen)}$$

$$= -0,25 \text{ (laminer)}$$

- Rugi-rugi tekanan bagian *return bend pass* (saluran balik)

$$\Delta p_r = 4N \left(\frac{G_t^2}{2\rho} \right) \quad (34b)$$

- Total rugi tekanan sisi dalam tube :

$$\Delta p_T = \Delta p_t + \Delta p_r \quad (34c)$$

- Faktor gesekan sisi dalam tube (f)[11]

Untuk bilangan Reynold, $Re < 2100$

$$f = \frac{16}{Re} \quad (35a)$$

Untuk bilangan Reynold, $Re > 2100$ (untuk tube) :

$$f = 0,00140 + \frac{0,125}{Re^{0,32}} \quad (35b)$$

D). Evaluasi unjuk kerja HE

Dari hasil perhitungan bandingkan antara :

- Faktor pengotoran (R_d) kondisi operasi dan desain
 R_d operasi < R_d desain \rightarrow HE layak secara termal (R_d baru = 0)[9]
- Pressure drop (Δp) kondisi operasi dan desain
 Δp operasi < Δp desain \rightarrow HE layak secara hidrolis[9]
- Efektifitas kondisi operasi dan desain
 ε operasi > ε desain \rightarrow HE bagus[7]

E). Optimasi

Kriteria umum untuk mengoptimalkan operasi HE adalah biaya pengoperasian minimum, efektivitas maksimum, penurunan tekanan minimum. Kriteria ini dapat dioptimalkan secara individual atau dalam kombinasi[7]

Optimasi berdasarkan data desain :

Optimasi berdasarkan data kondisi desain ini dapat digunakan untuk menentukan kondisi optimal HE saat operasi pertama kali (saat masih bersih) sampai dengan kondisi desainnya. Optimasi ini dilakukan dengan asumsi kondisi berikut :

- 1). Sifat-sifat fluida (ρ, c_p, μ, k) perubahannya kecil (dianggap konstan),
- 2). Heat Exchanger terisolasi sehingga tidak ada kerugian panas, kalor riil yang dipindahkan = kalor fluida panas = kalor fluida dingin.
 $Q_{riil} = (m_c c_p)_c (T_{c2} - T_{c1}) = (m_h c_p)_h (T_{h1} - T_{h2})$
- 3). Nilai A , dan U_c dihitung berdasarkan data desain.
- 4). Temperatur fluida masuk (T_{h1} dan T_{c1}) data sudah tertentu sesuai desain.
- 5). Laju aliran masa fluida panas dan dingin (m_h dan m_c) data sudah tertentu sesuai desain.
- 6). Hitung $U_d = \left(R_d + \frac{1}{U_c}\right)^{0,5}$ (untuk simulasi kondisi operasi HE)
- 6). Hitung LMTD = $f(T_{h2}, T_{c2})$
- 7). Hitung faktor LMTD, $F = f(T_{h2}, T_{c2})$
- 8). Hitung Kalor riil yang dipindahkan melalui perpindahan panas
 $Q_{riil} = U_d \cdot A \cdot F \cdot LMTD$
- 9). Hitung kalor riil yang dipindahkan ke fluida dingin
 $Q_{riil} = (m_c c_p)_c (T_{c2} - T_{c1})$
- 10). Hitung Kalor maksimum
 $Q_{max} = C_{min} (T_{h1} - T_{c1})$
- 11). Hitung Efektifitas HE
 $\varepsilon = \frac{Q_{riil}}{Q_{max}}$

Dalam optimasi ini parameter yang di ubah-ubah adalah R_d (dari kondisi bersih sampai kotor sesuai desain), temperatur keluar fluida panas (T_{h2}) dan dingin (T_{c2}) dilakukan *trial and error* agar diperoleh Q_{riil} dari perpindahan panas sama dengan Q_{riil} yang diterima fluida dingin. Atau dapat juga menggunakan fasilitas tool “Goal Seek” dari MS Excel.

Optimasi berdasarkan data operasi.

Optimasi berdasarkan data kondisi desain dengan asumsi kondisi berikut :

- 1). Perubahan sifat-sifat fluida (ρ, c_p, μ, k) kecil (diabaikan),
- 2). Heat Exchanger terisolasi sehingga tidak ada kerugian panas, kalor riil yang dipindahkan = kalor fluida panas = kalor fluida dingin.

- $Q_{riil} = (m_c c_p)_c (T_{c2} - T_{c1}) = (m_h c_p)_h (T_{h1} - T_{h2})$
- 3). Fluida dingin crude oil sebagai konstrain beroperasi sesuai kebutuhan (m_c, T_{c2}, T_{c1} konstan sesuai nilai awal) : $Q_{riil} = Q_c = m_c c_{pc} (T_{c2} - T_{c1})$
 - 4). Suhu fluida panas masuk konstrain (T_{h1} konstan sesuai nilai awal).
 - 5). Asumsikan kapasitas fluida panas (m_h), dan hitung suhu keluar fluida panas (T_{h2})

$$T_{h2} = T_{h1} - \frac{Q_c}{m_h c_{ph}}$$
 - 6). Hitung LMTD, dan F.
 - 7). Hitung koefisien film sisi dalam tube dan shell (h_{io}, h_o)
 - 8). Hitung koefisien perpindahan panas menyeluruh kondisi bersih, (U_c)
 - 9). Hitung koefisien perpindahan panas menyeluruh kondisi kotor, (U_d)

$$U_d = \frac{Q_{riil}}{A \cdot F \cdot LMTD}$$
 - 10). Hitung faktor pengotoran, $R_d = \left(\frac{1}{U_d} - \frac{1}{U_c} \right)$
 - 11). Hitung C_{min} (pilih yang terkecil dari $C = m \cdot c_p$ fluida panas dan dingin).
 - 12). Hitung $Q_{max} = C_{min} (T_{h1} - T_{c1})$
 - 13). Hitung efektifitas $\varepsilon = Q_{riil} / Q_{max}$.

3. PEMBAHASAN

A. Overview Heat Exchanger 332-H-01B

Heat Exchanger (HE) 332-H-01B merupakan High Pressure (HP) Flash Liquid heater pada plant oil treating facility (OTF) PT X Ltd. HE ini disusun secara paralel dengan HE 332-H-01A dan berfungsi untuk memanaskan crude oil dari HP flash separator dengan menggunakan fluida panas Synthetic Organic Heat Transfer Fluid (DOWNTHERM Q). Crude oil dipanaskan hingga melebihi nilai pour point-nya sehingga bisa mengalir dengan lancar selama proses berlangsung. Data Desain Heat Exchanger 332-H-01B dipaparkan pada Tabel 1. Sedangkan data kondisi operasi rata-rata unit 332-H-01B selama pengamatan ditabulasi pada Tabel 2.

Tabel 1. Data Desain Heat Exchanger 332-H-01B

Tipe AES Mounting Horizontal			
Keterangan Satuan	Satuan	Shell (hot)	Tube (cold)
Flow rate, (m)	lb/jam	53.210,08	363.094,60
Temperature inlet, (T_1)	°F	444,3	130,89
Temperature outlet, (T_2)	°F	181,65	163,67
Kalor jenis, (c_p) pada T_{av}	Btu/lb.°F	0,495	0,581
Beban panas, (Q)	Btu/jam	6.917.935	6.915.202
Diameter luar, (OD, do)	in	-	0,75
Diameter dalam, (D_s, di)	in	15,24	0,62
Panjang tube, (L)	ft	-	19,2
Jarak antara tube, (C)	in	-	0,25
Jarak antara sumbu tube, (P_t)	in	-	1
jarak baffle, (B)	in	6,084	-
jumlah tube, (N_t)	Batang	-	140
Diameter equivalent, (D_e)	ft	0,079	-
Penampang aliran, (a_s, a_t)	ft ²	0,161	0,147

Luas permukaan luar tube, (A)	ft ²		527,654
BWG	-	-	16
Jumlah pass (N)	-	1	2
Fouling Factor (R _D)	Jam.ft ² °F/Btu	0,005996	
Pressure drop (Δp)	psi	9,94	9,94

Tabel 2. Data Kondisi Operasi 332-H-01B

Keterangan	Satuan	Shell Side (hot)	Tube Side (cold)
		heating medium	crude oil
Kapasitas, (m)	lb/hr	17.559	50.666,12
SG 60/60 °F		0,808	0,830
API Deg		44	39
Temp. inlet/masuk, (T ₁)	°F	405,5	107,6
Temp. out/keluar, (T ₂)	°F	168,26	170,42
Temp. Rata-rata, (T _{av})	°F	286,88	139,01
Kalor jenis, (c _p)	(Btu/lb.°F)	0,48	0,51
Kalor yang dipindahkan, (Q)	Btu/jam	1.999.539	1.623.251,3

B. Hasil dan Pembahasan Evaluasi Unjuk Kerja HE 332-H-01B

Hasil Perhitungan Efektifitas HE

Berdasarkan data desain (tabel 1), data operasi (tabel 2) dan persamaan-persamaan (1 sd 7) untuk menentukan efektifitas HE maka diperoleh hasil pada Tabel 3 sebagai berikut.

Tabel 3. Hasil Perhitungan Efektifitas HE Kondisi Desain dan Operasi

Parameter	Simbol	Satuan	Desain	Operasi
Flowrate fluida panas sisi shell	<i>m_h</i>	lb/jam	53.210,08	17.559
Flowrate fluida dingin sisi tube	<i>m_c</i>	lb/jam	363.094,60	50.666,12
Kapasitas kalor fluida panas	<i>C_h</i>	Btu/(jam.°F)	26.338,9896	8.428,32
Kapasitas kalor fluida dingin	<i>C_c</i>	Btu/(jam.°F)	210.957,9626	25.839,7212
Kapasitas kalor minimum	<i>C_{min}</i>	Btu/(jam.°F)	26.338,9896	8.428,32
Kalor riil yang dipindahkan	<i>Q_{riil}</i>	Btu/jam	6.915.202	1.623.251,286
Kalor maksimum yang harusnya dipindahkan	<i>Q_{max}</i>	Btu/jam	8.254.902,73	2.510.796,528
Efektifitas HE	ε	%	83,8	64,65

Dari hasil perhitungan pada tabel di atas terlihat bahwa HE beroperasi jauh di bawah kapasitas desainnya. Hal ini terlihat pada flowrate (kapasitas) fluida pada sisi shell kondisi desain 53.210,08 lb/jam dan operasi hanya 17.559 lb/jam (jauh di bawah desain). Sedangkan sisi tube saat desain 363.094,60 lb/jam dan operasi 50,666,12 lb/jam, hal ini berdampak terlihat kemampuan panasnya jauh di bawah desainnya.

Dari perhitungan tingkat efektifitasnya, kondisi desainnya (83,8%) dan kondisi operasi (64,65%) sudah jauh di bawah desainnya. Perlu diketahui HE memang dirancang pada kondisi terjelek (terkotor) sehingga saat operasi pertama (kondisi bersih) sampai terkotor ada jangka waktu operasinya.

Hasil Perhitungan Tingkat Pengotoran Kondisi Operasi

Berdasarkan data operasi HE dan persamaan-persamaan di atas, maka diperoleh tingkat pengotoran dan rugi-rugi tekanan dalam HE pada Tabel 4 sebagai berikut.

Tabel 4. Hasil Perhitungan Tingkat Pengotoran dan Pressure drop kondisi operasi

Keterangan	Satuan	Shell Side (hot)	Tube Side (cold)
		heating medium	crude oil
Kapasitas, (m)	lb/jam	17.559	50.666,12
SG 60/60 °F		0,808	0,830
API Deg		44	39
Temp. inlet/masuk, (T_1)	°F	405,5	107,6
Temp. out/keluar, (T_2)	°F	168,26	170,42
Temp. Rata-rata, (T_{av})	°F	286,88	139,01
Kalor jenis, (c_p)	(Btu/lb.°F)	0,48	0,51
Kalor yang dipindahkan, (Q)	Btu/jam	1.999.539	1.623.251,3
Temperatur kaloric, (T_c, t_c)	°F	253,67	130,22
Viscositas, (μ) pada T_c, t_c .	lb/jam.ft	1,43	3,146
Konduktifitas termal, (k)	Btu/hari.ft.°F	0,0625	0,0795
Kalor jenis, (c_p)	Btu/lb.°F	0,472	0,49
Bilangan Prandtl, (Pr)		10,799	19,39
Luas penampang aliran, (a_s, a_t)	ft ²	0,161	0,147
Laju kecepatan masa, (G_s, G_t)	lb/jam.ft ²	109.062	344.667,5
Diameter Equivalent/dalam, (D_e, d_i)	ft	0,079	0,05167
Bilangan Reynold, (Re)		6025,1035	5660,83
Faktor perpindahan panas, (J_h)		43,18	22,8
Koefisien film, ($h_o/\varphi_s, h_{io}/\varphi_t$)	Btu/jam.ft ² .°F	75,51	77,91
Temperatur dinding, (t_w)	°F	190,96	190,96
Kekentalan fluida, (μ_w)	lb/jam.ft	2,4	1,936
Koreksi kekentalan, $\varphi = \left[\frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0,14}$		0,93	1,07
Koefisien film terkoreksi, (h_o, h_{io})	Btu/jam.F.ft ²	70,2243	83,364
Koefisien film bersih, (U_c)	Btu/jam.ft ² .°F	38,116	
Luas permukaan bagian luar tube, (A)	ft ²		527,654
LMTD	F	128,76	
Faktor LMTD, (F)		0,801	
Koefisien film kotor, (U_d)	Btu/jam.ft ² .°F	29,83	
Faktor pengotoran saat operasi, (R_d)	Jam.ft ² .°F/Btu	0,00729	
Faktor Pengotoran desain, (R_d) desain	Jam.ft ² .°F/Btu	0,005996	
Pressure drop, (ΔP)	Psi	0,45	0,818
Pressure drop rekomendasi	Psi	9,94	9,94

Dari tabel ini terlihat bahwa faktor pengotoran HE kondisi operasi (0,00729 Jam.ft².°F/Btu) jauh lebih besar dari kondisinya (0,005996 Jam.ft².°F/Btu), hal ini menunjukkan bahwa kemampuan HE sudah di bawah kondisinya. Sedangkan bila dilihat dari rugi-rugi tekannya pada sisi shell (0,45 psi) dan sisi tube (0,818 psi) masih memenuhi syarat sesuai desainnya rugi-rugi tekanan maksimum 9,94 psi.

C. Optimasi

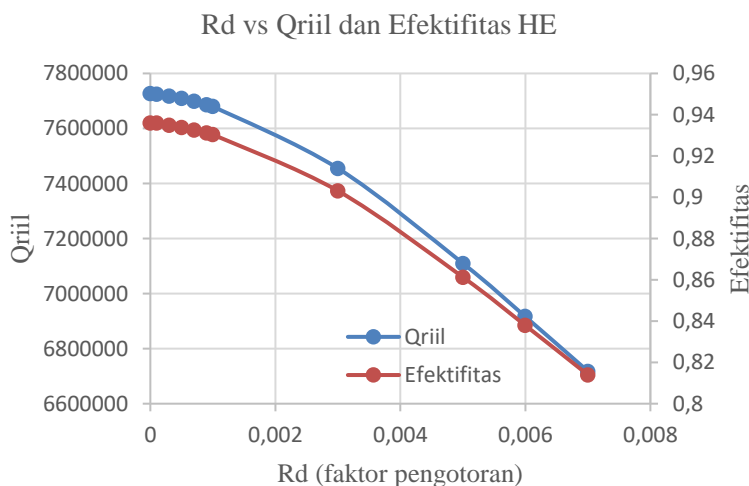
Optimasi berdasarkan data desain

Optimasi berdasarkan data desain dengan parameter yang diubah-ubah adalah faktor pengotoran (R_d), temperatur keluar fluida panas (T_{h2}) dan dingin (T_{c2}) hasilnya pada Tabel 5 sebagai berikut.

Tabel 5. Hasil Simulasi Optimasi Kondisi Sesuai Desain

R_d	T_{h2}	T_{c2}	LMTD	F	Q_{riil}	Q_{max}	Efektifitas
ft ² .F.hr/Btu	F	F	F		Btu/hr	Btu/hr	%
0	150,913	167,5206	97,7618	0,4834	7727522,182	8254902,731	93,6
0,0001	151,0231	167,5069	97,928	0,4974	7724617,546	8254902,731	93,6
0,0003	151,287	167,4739	98,32444	0,5247	7717658,153	8254902,731	93,49
0,0005	151,614	167,4331	98,81073	0,5511	7709062,676	8254902,731	93,39
0,0007	152,006	167,3842	99,39015	0,5765	7698736,739	8254902,731	93,26
0,0009	152,466	167,3267	100,637	0,601	7686617,876	8254902,731	93,12
0,001	152,722	167,2948	100,4356	0,6126	7679874,753	8254902,731	93,034
0,003	161,256	166,2293	111,8527	0,7865	7455103,824	8254902,731	90,31
0,005	174,361	164,593	126,8962	0,74	7109918,643	8254902,731	86,13
0,005996	181,683	163,6788	134,4618	0,899	6917062,049	8254902,731	83,8
0,007	189,246	162,7346	141,8277	0,918	6717875,588	8254902,731	81,4

Dari tabel 5 di atas terlihat bahwa range operasi HE sesuai desainnya pada efektifitas terbaik (93,6%) saat kondisi bersih dengan kalor riil yang dipindahkan 7.727.522,182 Btu/jam dan efektifitas terjelek (83,8%) saat di desain dengan pengotoran 0,005996 Jam.ft².°F/Btu dengan kalor riil yang dipindahkan 6.917.062,049 Btu/jam. Dari tabel 5 di atas dapat dibuat grafik dampak faktor pengotoran terhadap kalor riil dan efektifitas HE seperti Gambar 1. Dari gambar 1 terlihat bahwa semakin besar tingkat pengotoran suatu HE maka besarnya kalor riil yang dipindahkan akan turun, begitu juga efektifitasnya juga akan menurun.



Gambar 1. Pengaruh Faktor Pengotoran (R_d) terhadap Kalor Riil (Q_{riil}) dan Efektifitas (ϵ)

Optimasi berdasarkan data operasi

Dari data operasi terlihat adanya kerugian kalor sebesar 376.287,7 Btu/jam. Kerugian ini dapat dikurangi (diminimalisir) dengan memperbaiki isolasinya. Hal ini yang akan digunakan untuk dasar optimasi berdasarkan data operasi dengan parameter fluida dingin (*crude oil*) dibuat konstan sesuai kebutuhan operasi. Sedangkan parameter yang diubah-ubah adalah kapasitas fluida panas (m_h), temperatur keluar fluida panas (T_{h2}). Dengan asumsi tidak ada rugi-rugi kalor (kerugiannya kecil) karena perbaikan isolasi, maka hasil simulasi optimasi diperoleh hasil pada Tabel 6 sebagai berikut.

Tabel 6. Hasil Optimasi Sesuai Kondisi Operasi

m_h	U_c	U_d	R_d	Q_{riil}	Efektifitas
lb/hr	Btu/hr.ft ² .°F	Btu/hr.ft ² .°F	hr.ft ² .°F/Btu	Btu/hr	%
13559	35.191	36.3	-0.00086815	1623251.3	83,7
13639.8	35.254	35.1	0.00012	1623251.3	83,23
14498,2	35,937	28,56	0,00729	1623251,3	78,32
14559	35.985	28.1	0.007797832	1623251.3	77,97
15559	36.734	24.5	0.01359359	1623251.3	72,96
16559	37.442	22.3	0.018135074	1623251.3	68,56
17559	38.108	20.8	0.021835714	1623251.3	64,65

Dari tabel 6 di atas diperoleh efektifitas 78,32 % pada kondisi operasi dengan kapasitas fluida panas 14.498,2 lb/jam. Dari hasil ini maka dapat dibuat tabel 7 perbandingan antara kondisi desain, operasi dan optimasi sebagai berikut.

Tabel 7. Perbandingan Efektifitas HE Kondisi Desain, Operasi dan Optimasi

Parameter	Simbol	Satuan	Desain	Operasi	Optimasi
Flowrate fluida panas sisi shell	m_h	lb/jam	53.210,08	17.559	14.498,2
Flowrate fluida dingin sisi tube	m_c	lb/jam	363.094,60	50.666,12	50.666,12
Kalor riil yang dipindahkan	Q_{riil}	Btu/jam	6.915.202	1.623.251,286	1.623.251,3
Efektifitas HE	ϵ	%	83,8	64,65	78,32

Dari tabel 7 di atas terlihat bahwa, efektifitas kondisi operasi bisa naik dari 64,65% menjadi 78,32 % dengan menurunkan kapasitas fluida panas dari 17.559 lb/jam menjadi 14.498,2 lb/jam. Penurunan kapasitas fluida panas akan berdampak pada kinerja pompa fluida panas, dimana secara hidrolis penurunan kapasitas akan menurunkan daya hidrolis pompa.

4. SIMPULAN

Berdasarkan perhitungan unjuk kerja heat exchanger 332-H-01B diperoleh Fouling factor kondisi operasi 0,00729 Jam.ft².°F/Btu, sudah melebihi desainya yaitu 0,005996 hr.ft².°F/Btu, hal ini menunjukkan bahwa *heat exchanger* 332-H-01B sudah waktunya dilakukan pembersihan, karena sudah melewati kemampuan terendahnya. Sedangkan efektifitas kondisi operasi 64,65% jauh di bawah desainya yaitu 83,8%. *Pressure drop* pada sisi shell 0,45 psi dan pada sisi tube 0,818 psi, masih aman karena masih di bawah *pressure drop* yang diizinkan 9,94 psi.

Hasil optimasi dengan asumsi kerugian kalor keluar HE diabaikan (tidak ada), isolasi dinding shellnya kondisi bagus, sehingga kalor yang dilepas fluida panas sama dengan yang diterima fluida dingin, parameter fluida proses (*crude oil*) tetap seperti kondisi operasi maka

diperoleh efektifitas meningkat dari 64,65% menjadi 78,32%, laju aliran masa fluida panas turun dari 17.559 lb/jam menjadi 14.498,2 lb/jam. Sesuai dengan daya hidrolis bahwa penurunan kapasitas akan menurunkan daya hidrolis suatu pompa.

Rekomendasi supaya HE optimal maka sebaiknya dioperasikan sesuai kapasitas desain, perbaikan isolasi, sehingga efektifitas dan kemampuannya optimal sebagaimana tabel 5 atau gambar 1.

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sujono, A. Mokhtar, and M. Khoirudin, "Evaluasi Unjuk Kerja Alat Penukar Kalor Tipe BEM Sebagai Pendingin Gas Propylene di Industri Pengolahan Minyak," *Pros. Semin. Keinsinyuran UMM*, 2022.
- [2] S. TEMA, *TEMA (Tubular Exchanger Manufacturer Association)*, 7th ed. TEMA, 2007.
- [3] E. N. N. A. Ansar, A. Maylia, A. Chumaidi, and A. Kresmagus, "Evaluasi Efisiensi Heat Exchanger (E-3101) Pada Pabrik Alf3 Departemen Produksi Iii B Pt Petrokimia Gresik," *DISTILAT J. Teknol. Separasi*, vol. 7, no. 2, pp. 218–223, 2023, doi: 10.33795/distilat.v7i2.221.
- [4] R. M. Raihan, "Optimization of Lube Oil Cooler Fan at Reserve Shutdown Combined Cycle Power Plant Priok," *Energi & Kelistrikan*, vol. 15, no. 1, 2023, doi: 10.33322/energi.v15i1.1944.
- [5] R. Veriyawan, T. Biyanto, and G. Nugrah0, "Optimasi Desain Heat Exchanger Shell-AndTube Menggunakan Metode Particle Swarm Optimization," *J. Tek. Pomits*, vol. 3, no. 2, pp. 1–6, 2014.
- [6] intan tri Utami, "Optimasi desain Heat Exchanger Shell and Tube menggunakan teknologi Helical Baffle dan Twisted Tape," 2018.
- [7] S. Kharaji, "Heat Exchanger Design and Optimization," in *Heat Exchanger*, vol. 11, no. tourism, 2016, p. 13. [Online]. Available: <https://www.intechopen.com/books/advanced-biometric-technologies/liveness-detection-in-biometrics>
- [8] Didik Wahjudi, "Optimasi Kinerja Heat Exchanger Tabung Kosentris," *J. Tek. Mesin*, vol. 2, no. 2, pp. 79–85, 2000, [Online]. Available: <http://puslit2.petra.ac.id/ejournal/index.php/mes/article/view/15923>
- [9] D. Q. Kern, *Process Heat Transfer*, Internatio. Japan: McGraw-Hill, 1965.
- [10] S. Sujono, A. K. Dewi, and T. S. Soegiarto, "Evaluating and optimizing performance of shell and tube heat exchanger using excel-solver," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 830, no. 4, 2020, doi: 10.1088/1757-899X/830/4/042029.
- [11] E. Cao, *Heat Transfer In Process Engineering*, 1st ed. USA: McGraw-Hill, 2010.

Daftar Simbol

A	=	Luas permukaan perpindahan panas, ft ²
B	=	Jarak antar baffles, inch
C	=	Clearance = Jarak antar tube $P_t - d_o$, inch
D_e	=	Diameter equivalent, ft
D_s	=	Diameter dalam shell, ft
F	=	Faktor koreksi LMTD
G_s	=	Kecepatan masa aliran fluida pada sisi shell, lb/jam.ft ²
G_t	=	Kecepatan masa aliran fluida pada sisi tube, lb/jam.ft ²
L	=	Panjang tube, ft
N_t	=	Jumlah tube
P_t	=	Jarak pitch tube, inch
Q	=	Kalor yang dipindahkan, Btu/jam
R_d	=	<i>Dirt factor</i> , hr.ft ² .°F/Btu
S	=	<i>Specific gravity</i>
T	=	Temperature, °R
T_{h1}	=	Suhu masuk fluida panas, °F
T_{h2}	=	Suhu keluar fluida panas, °F
T_{c1}	=	Suhu masuk fluida dingin, °F
T_{c2}	=	Suhu keluar fluida dingin, °F
U_c	=	<i>Clean overall heat transfer coefficient</i> , Btu/jam.ft ² .°F
U_d	=	<i>Dirt overall heat transfer coefficient</i> , Btu/jam.ft ² .°F
a_s	=	Luas penampang aliran pada sisi shell, ft ²

a_t	=	Luas penampang aliran pada sisi dalam tube, ft ²
$a't$	=	Luas penampang aliran per tube, in ²
c_p	=	Kalor jenis fluida, Btu/lb. ⁰ F
d_i	=	Diameter dalam tube, ft
d_o	=	Diameter luar tube, ft
f	=	Faktor gesekan
h	=	Koefisien perpindahan panas konveksi, Btu/ft ² ⁰ F
k	=	Konduktivitas thermal, Btu/ft ⁰ F
m	=	Laju aliran masa fluida, lb/jam
n	=	Jumlah pass
ε	=	Efektifitas, %
μ	=	Viskositas fluida, lb/ft.jam
μ_w	=	Viskositas fluida berdasar suhu dinding, lb/ft.jam
ΔP_r	=	Rugi tekanan pada aliran balik tube, psi
ΔP_s	=	Rugi tekanan pada sisi sheel, psi
ΔP_t	=	Rugi tekanan pada sisi tube, psi