



BAB IX

TUGAS KHUSUS

Evaluasi Intercooler Dalam Proses Kompresi Udara Bebas di MAC Stage 2 Pada Pembuatan Oksigen Dengan Kapasitas 140.000 Ton/Tahun

IX.1 Pendahuluan

Suhu udara normal setelah melewati MAC Stage 2 yaitu sebesar 170°C dan suhu setelah keluar dari intercooler sebesar 39°C. Pada saat di lapangan terdapat temuan suhu udara yang masuk ke unit *Main Air Compressor* dari *intercooler* memiliki tinggi suhu yang berbeda. Besar suhu yang diamati setelah melewati MAC Stage 2 yaitu sebesar 140°C dan suhu setelah keluar dari intercooler sebesar 43,6°C. Hal ini dapat meningkatkan beban kerja, menurunkan efisiensi kerja, dan mengurangi umur komponen alat. Waktu operasi alat proses pada Sigma Plant PT Air Liquide Indonesia yang bekerja selama 24 jam penuh sehingga potensi penurunan performa alat proses yang signifikan sangat mungkin terjadi. Apabila *intercooler* telah digunakan dalam waktu yang lama, akan terdapat kotoran yang menempel pada dinding shell dan tube yang disebut fouling sehingga menyebabkan terbentuknya kerak dan menghambat laju transfer panas aliran fluida di dalam *intercooler*.

Berdasarkan latar belakang masalah yang sudah disampaikan, Penyusun memilih kajian kinerja heat exchanger sebagai topik tugas khusus. Kajian kinerja heat exchanger pada tugas khusus ini difokuskan pada *intercooler stage* kedua yang berfungsi untuk mendinginkan udara panas terkompresi dari kompresor pertama di rangkaian MAC. Hasil dari kajian ini dapat menjadi dasar dalam pengambilan keputusan yang dilakukan oleh pihak manajemen perusahaan. Sekiranya diperoleh hasil kinerja aktual *intercooler* sudah sangat buruk bila dibandingkan dengan kinerja desain, maka pihak manajemen dapat mengambil



tindakan perawatan dalam waktu dekat agar proses produksi oksigen cair di Sigma Plant tidak mengalami gangguan.

IX.2 Tujuan

Membandingkan efektivitas perpindahan panas, *fouling factors*, dan *pressure drop heat exchanger stage* kedua unit MAC secara desain dan aktual

IX.3 Manfaat

1. Mahasiswa dapat belajar menganalisa dan melakukan problem solving terhadap kinerja heat exchanger
2. Perusahaan dapat mempertimbangkan solusi yang diberikan mahasiswa agar kinerja alat lebih efektif

IX.4 Tinjauan Pustaka

IX.4.1 Heat exchanger

Heat exchanger merupakan suatu alat penukar panas yang memiliki fungsi untuk mendinginkan suatu fluida akibat proses kompresi (Zohuri, 2022). Proses yang terjadi adalah kalor milik fluida panas akan diserap oleh fluida dingin sehingga panas yang dimiliki oleh fluida panas akan berkurang dan menjadi lebih dingin dari kondisi awalnya.

IX.4.2 Prinsip Kerja

Proses perpindahan panas yang terjadi di alat penukar panas umumnya terdiri dari dua macam, yaitu secara konveksi dan konduksi. Kedua fluida tersebut akan dikontakkan secara tidak langsung dengan suatu pembatas akan mencegah terjadinya kontak langsung atau pencampuran dari kedua jenis fluida tersebut. Proses perpindahan panas melalui pembatas tersebutlah yang disebut perpindahan panas secara konduksi. Kalor dari fluida akan diserap oleh material pembatas,



umumnya berupa sebuah pipa-pipa kecil, yang kemudian panasnya akan berpindah dari fluida panas ke fluida yang lebih dingin. Kemudian antar sesama fluida juga terjadi proses perpindahan kalor sehingga suhunya berubah seiring waktu. Inilah yang disebut perpindahan panas secara konveksi (Nakaso, 2015).

IX.4.3 Tipe Aliran

Alat penukar panas dapat dikategorikan lagi berdasarkan arah pertukaran panas aliran fluida, yaitu aliran searah, aliran berlawanan arah, dan aliran berpotongan. Aliran searah berarti arah aliran fluida panas dan fluida dingin berada dan menuju di satu arah yang sama. Aliran berlawanan berarti arah aliran fluida panas dan fluida dingin berada dan menuju arah yang saling berkebalikan. Sementara itu, aliran berpotong berarti aliran fluida panas akan tegak lurus berpotongan dengan aliran fluida dinginnya atau sebaliknya (Brandley, 2010).

IX.4.4 Jenis - Jenis

Alat penukar panas dapat dikategorikan lagi berdasarkan jenisnya, *Double Pipe Heat exchanger*, *Plate and Frame Heat exchanger*, dan *Shell and tube Heat Exchange* (Edreis, 2020)

- *Double Pipe Heat exchanger*

merupakan jenis alat penukar panas yang berbentuk pipa beranulus sebagai tempat mengalirkan fluida. Umumnya, fluida panas akan mengalir di bagian antara pipa dan anulus sedangkan fluida dingin mengalir pada bagian anulus. Alat penukar panas berjenis ini merupakan alat penukar panas paling sederhana yang biasanya digunakan dalam skala kecil karena memiliki kapasitas yang kecil pula.

- *Plate and Frame Heat exchanger*

merupakan jenis alat penukar panas yang terdiri dari tumpukan-tumpukan pelat beserta bingkai yang akan dilewati oleh sebuah pipa. Proses pertukaran panas terjadi dengan mengalirkan fluida panas dan fluida dingin melewati pelat-pelat



tersebut. Aliran fluida panas dan fluida dingin bisa searah maupun berlawanan arah tergantung dari kebutuhan penggunaan alat penukar panas ini.

- *Shell and tube Heat Exchange*

merupakan alat penukar panas yang terdiri dari berbagai pipa-pipa kecil yang dibungkus di dalam sebuah cangkang. Konfigurasi posisi fluida panas dan dingin berada di bagian cangkang atau pipa bergantung pada kebutuhan fungsi dari alat penukar panas tersebut, untuk mendinginkan atau memanaskan suatu fluida. Penggunaan alat penukar panas jenis ini biasanya didasarkan pada kebutuhan kapasitas fluida yang besar serta luas perpindahan panas yang besar.

IX.4.5 Faktor Pengotor

Dalam membahas alat penukar panas, terdapat beberapa parameter penting yang mempengaruhi kinerja alat penukar panas dalam melakukan transfer panas, yaitu faktor pengotor, penurunan tekanan, dan efisiensi alat (Kern, 1965).

Faktor pengotor adalah parameter yang menunjukkan penumpukan pengotor pada alat penukar panas. Pengotor-pengotor tersebut berasal dari fluida-fluida yang terlibat dan jika dibiarkan terus menumpuk, dapat menurunkan efisiensi kinerja alat penukar panas. Selain itu, penumpukan pengotor akan berdampak pada peningkatan penurunan tekanan akibat adanya fluida yang tertahan akibat pengotor tersebut. *Fouling* dapat diklasifikasikan menjadi sejumlah kategori seperti yang tertera di bawah ini (Handoyo dan Ahsan, 2012).

1. Sedimentasi partikel;
2. *Biofouling*, yaitu deposit koloni mikroorganisme di pipa;
3. *Scaling*, yaitu pembentukan lapisan *crystalline* dari senyawa garam;
4. *Chemical Fouling*, yaitu deposit senyawa kimia hasil reaksi di area selain permukaan pipa; dan korosi, yaitu hasil reaksi kimia di area permukaan pipa



Parameter selanjutnya adalah penurunan tekanan. Penurunan tekanan merupakan suatu kondisi di mana fluida-fluida yang terlibat mengalami penurunan tekanan dari tekanan awalnya. Peristiwa ini patut menjadi perhatian karena sejatinya proses pertukaran panas berlangsung pada kondisi isobarik, yaitu kondisi tidak ada perubahan tekanan selama pertukaran panas berlangsung. Namun, kondisi tersebut bisa dibilang kondisi paling ideal yang sangat jarang terjadi. Penurunan tekanan selama proses pertukaran panas bisa terjadi diakibatkan kehilangan friksi sepanjang aliran fluida. Kehilangan friksi tersebut bisa merupakan akibat dari viskositas fluida, kecepatan massa fluida, adanya belokan atau aliran balik, serta zat pengotor yang menahan aliran. Oleh sebab itu, umumnya di industri, penurunan tekanan akibat alat penukar panas yang diperbolehkan adalah sebesar < 10 psi (Kern, 1965).

Selanjutnya, parameter yang tak kalah penting adalah efisiensi alat. Efisiensi alat merupakan suatu besaran yang menunjukkan kemampuan alat penukar panas melakukan transfer panas. Semakin tinggi angkanya, maka semakin bagus dan ideal alat tersebut. Umumnya di industri melegalkan batas minimum efisiensi alat penukar panas, yaitu sebesar $> 75\%$. Angka tersebut merupakan angka representatif kemampuan suatu alat penukar panas bekerja dengan mempertimbangkan laju panas fluida-fluida yang terlibat serta rentang beda suhu masukan dan keluaran alat penukar panas.

IX.5 Metodologi

Dalam pelaksanaan tugas khusus kali ini dilakukan dengan beberapa tahapan metodologi sebagai berikut :

1. Mengumpulkan data desain spesifikasi *intercooler stage 2* unit MAC berdasarkan datasheet perusahaan
2. Mengumpulkan data aktual suhu masukan dan keluaran udara dan air pada sisi *shell* dan *tube intercooler* harian berdasarkan data historis *Operator*



Room Sigma Plant

3. Melakukan pengkajian terhadap proses perhitungan fouling factor, pressure drop dan efisiensi intercooler berdasarkan literatur dan buku rujukan
4. Membuat komputasi perhitungan berdasarkan literatur dan buku rujukan
5. Memasukkan data-data yang diperoleh dari hasil pengamatan
6. Menghitung *thermal properties*, LMTD, Koefisien perpindahan panas konveksi sisi shell dan tube, fouling factor berdasarkan nilai *clean* dan *design overall coefficient*-nya, pressure drop sisi shell dan tube, dan efisiensi kinerja intercooler



IX.6 Hasil Pengumpulan Data

Data desain *heat exchanger stage* kedua dapat dilihat pada Tabel 9.1

Tabel 9. 1 Data Aliran dan Spesifikasi *Heat exchanger*

Variabel	Shell		Tube	
Spesifikasi Aliran				
Fluida	Udara Basah Panas		Air	
Kalor Spesifik	1.004,832	$J/(kg \cdot ^\circ C)$	4.186,8	$J/(kg \cdot ^\circ C)$
Laju Alir Keluar/Masuk Total	36.398	kg/h	127.143	Kg/h
Laju Alir Vapor Masuk	1.032,9	kg/h	0	Kg/h
Laju Alir Vapor Keluar	670,9	kg/h	0	Kg/h
Laju Alir Liquid Masuk	0	kg/h	127.143	Kg/h
Laju Alir Liquid Keluar	0	kg/h	127.143	Kg/h
Laju Alir Kondensat Masuk	0	kg/h	0	Kg/h
Laju Alir Kondensat Keluar	362	kg/h	0	Kg/h
Laju Alir Non-Condensable Masuk	35.365,2	kg/h	0	Kg/h



Laju Alir Non-Condensable Keluar	35.365,2	kg/h	0	Kg/h
Temperatur Masuk	170	$^{\circ}C$	32,8	$^{\circ}C$
Temperatur Keluar	43,3	$^{\circ}C$	43,3	$^{\circ}C$

Sumber : (Dokumen Perusahaan, 2021)

Tabel 9. 2 Lanjutan

Spesifikasi <i>Heat exchanger</i>				
Pas	1	-	2	-
Jumlah	1	-	224	-
	1016	mm	0,527	in
ID				
	1,016	m	0,0133	m
OD	1036,3	mm	0,625	in
	1,0363	m	0,0158	m
Pitch	-	-	0,0381	m
Panjang	N/D	N/D	4,064	m
Material	Steel		Inhibited Admiralty (Admiralty Metal)	
Effective Surface	1041,5		m^2	

Sumber : (Dokumen Perusahaan, 2021)



Tabel 9. 3 Data Hasil Pengukuran Laju Alir

Laju Alir (kg/h)	
Udara masuk shell	29.117
Udara keluar shell	28.881
Air Keluar/Masuk Tube	103.5

Sumber : (Dokumen Perusahaan, 2021)

Tabel 9. 4 Data Hasil Pengukuran Suhu Harian di *Heat exchanger*

Hari	Jam (WIB)	Tshell		Ttube	
		Tin (°C)	Tout (°C)	Tin (°C)	Tout (°C)
Senin, 25/03/24	6	140	44.2	31.37	36.43
	12	140	45.4	32.34	37.79
	21	141	44.8	31.56	37.13
Rata-Rata		140.33	44.80	31.76	37.12
Selasa, 26/03/24	6	140	43.6	31.01	36.34
	12	140	44.8	32	37.69
	21	141	44.8	32.6	37.82
Rata-Rata		140.33	44.40	31.87	37.28
Rabu, 27/03/24	6	140	42.4	30.27	35.38
	12	140	44.2	31.87	37.65
	21	141	44.2	31.36	36.79
Rata-Rata		140.33	43.60	31.17	36.61
Kamis, 28/03/24	6	140	42.4	31.22	35.38
	12	140	44.2	32.13	37.65
	21	141	44.2	30.92	36.79
Rata-Rata		140.33	43.60	31.42	36.61



IX.7 Pengolahan Data

Selanjutnya, setelah diperoleh data-data yang diperlukan, dilakukan pengolahan data untuk mengetahui nilai dari faktor pengotor, penurunan tekanan, dan juga efisiensi dari alat penukar panas.

IX.7.1 Asumsi yang Digunakan

- Intercooler* dalam keadaan tunak (steady state).
- Tidak terjadi reaksi selama proses pendinginan berlangsung
- Kapasitas Kalor udara umpan berubah terhadap suhu
- Kapasitas Kalor air konstan terhadap suhu
- Proses pendinginan terjadi pada kondisi Isobarik dengan tekanan operasi, yaitu 4,0 barG

IX.7.2 Menghitung Rata – Rata Temperatur Bulk

Perhitungan temperatur bulk dilakukan dengan merata-ratakan temperatur input dan output pada shell dan tube seperti pada persamaan 9.1 dan 9.2. Tabel 9.5 menyajikan hasil perhitungan temperatur bulk.

$$T_{c,avg} = \frac{T_{ci} - T_{co}}{2} \quad (9.1)$$

$$T_{h,avg} = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{2} \quad (9.2)$$

(Kern,1965)

Dengan T_{ci} = Temperatur inlet fluida dingin (°C)

T_{co} = temperatur outlet fluida dingin (°C)

T_{hi} = temperatur inlet fluida panas (°C)

T_{ho} = temperatur outlet fluida panas (°C)



Tabel 9. 5 Perhitungan Temperatur Bulk

Jenis Data	Thi (°C)	Tho (°C)	Th,avg (°C)	Tci (°C)	Tco (°C)	Tc,avg (°C)
Spesifikasi Design	170	43.3	106.65	32.8	43.3	38.05
Hasil Pengamatan	143.8	44.23	94.02	29.73	38.50	34.12

IX.7.3 Mencari Properti Fluida Berdasarkan Literatur

Properti fluida diperoleh dengan menginterpolasi data tabel yang terdapat pada buku Holman (2002) dengan hasil disajikan pada tabel 9.6

Tabel 9. 6 Perhitungan Properti Fluida

Jenis Data	Aliran	Properti	Nilai
Spesifikasi Design	Shell	Cp (J/kg°C)	1012
		μ (kg/ms)	0.000022
		Kf (W/m°C)	0.032188
	Tube	Cp (J/kg°C)	4180
		μ (kg/ms)	0.00068
		Kf (W/m°C)	0.63

Tabel 9. 7 Perhitungan Properti Fluida menurut Hasil Pengamatan

Hasil Pengamatan	Shell	Cp (J/kg°C)	1010
		μ (kg/ms)	0.000021
		Kf (W/m°C)	0.031286
	Tube	Cp (J/kg°C)	4174
		μ (kg/ms)	0.000736
		Kf (W/m°C)	0.62539

Dengan,

Cp = Specific Heat fluida (J/kg°C)

U = Viskositas Fluida (kg/ms)

Kf = Konduktivitas termal (W/m°C)



IX.7.4 Perhitungan Efisiensi *Heat exchanger* dengan Neraca Energi

Persamaan dibawah digunakan untuk perhitungan laju alir energi di shell yang mengalami perubahan fase pada aliran berupa kondensasi kelembaban. Hasil perhitungan *shell* disajikan pada tabel 9.8

$$\dot{Q}_{shell} = \dot{m}_{shell} C_p total \Delta T + \dot{m}_{kondensat} L \quad (9.3)$$

(Kern,1965)

Dengan,

m = massa alir fluida (kg/hr)

Cp = Specific Heat Fluida (J/kg°C)

ΔT = perbedaan temperatur (°C)

L = Kalor laten (j/kg)

Tabel 9. 8 Perhitungan Laju Alir Pada *Shell*

Jenis Data	m.shell total (kg/hr)	Cp (J/kg°C)	ΔT (°C)	m. kondens at (kg/hr)	L (J/kg)	Q.Shell (J/hr)
Spesifikasi Desain	36036	1012	126.7	369	225700	4.70 x10 ⁹
Hasil Pengamatan	29117	1010	99.57	238.00	225700	2.98 x10 ⁹

Sementara itu persamaan dibawah ini digunakan untuk perhitungan laju alir energi di *tube*. Hasil perhitungan bagian *tube* disajikan pada tabel 9.9

$$\dot{Q}_{tube} = \dot{m}_{shell} C_p total \Delta T \quad (9.4)$$

(Kern,1965)



Tabel 9. 9 Perhitungan Laju Alir Pada *Tube*

Jenis Data	m tube total (kg/hr)	Cp (J/kg°C)	ΔT (°C)	Q. Tube (J/hr)
Spesifikasi Design	127143	4220	10.50	5.63E+09
Hasil Pengamatan	103500	4220	8.77	3.83E+09

Tabel 9. 10 Perhitungan Efisiensi *Intercooler*

Jenis Data	Efisiensi
Spesifikasi Design	83.49%
Hasil Pengamatan	77.87%

IX.7.5 Perhitungan LMTD

Perhitungan LMTD dilakukan dengan menggunakan persamaan dibawah, LMTD dikoreksi dengan faktor F. Metode grafik tidak dapat dilakukan karena nilai R berada di luar rentang pada grafik. Oleh sebab itu, digunakan metode perhitungan menggunakan persamaan dengan terlebih dahulu menghitung variabel E dari persamaan 9.8. Hasil perhitungan disajikan pada tabel 9.11 dan 9.12

$$LMTD = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}}} \quad (9.5)$$

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} \quad (9.6)$$

$$P = \frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \quad (9.7)$$

$$E = (1 + R^2)^{\frac{1}{2}} \quad (9.8)$$



$$F = \frac{E \ln \left(\frac{1 - RP}{1 - P} \right)}{\ln \left(\frac{2 - P(1 + R - E)}{2 - P(1 + R + E)} \right)} \quad (9.9)$$

$$LMTD \text{ terkonversi} = (LMTD) \times (F) \quad (9.10)$$

(Kern, 1965)

Dengan F = Faktor koreksi LMTD

Tabel 9. 11 Perhitungan LMTD

Jenis Data	$\Delta T_1(^{\circ}\text{C})$	$\Delta T_2(^{\circ}\text{C})$	$\Delta T_1 - \Delta T_2(^{\circ}\text{C})$	$\Delta T_1 / \Delta T_2$	LMTD
Spesifikasi Design	126.7	10.5	116.2	12.07	46.6583
Hasil Pengamatan	105.30	14.5	90.8	7.26	45.7970

Tabel 9. 12 Perhitungan LMTD Terkoreksi

Jenis Data	R	P	E	F	LMTD	LMTD Terkoreksi
Spesifikasi Design	12.0667	0.0765	12.1080	0.8338	46.6583	38.9018
Hasil Pengamatan	11.3574	0.0769	11.4014	0.9077	45.7970	41.5706

IX.7.6 Perhitungan Koefisien Transfer Panas Keseluruhan

Setelah memperoleh variabel yang diperlukan, dilakukan perhitungan terhadap koefisien tranfer panas keseluruhan dengan persamaan dibawah dan hasil disajikan pada tabel 9.13

$$U_d = \frac{\dot{Q}}{LMTD \text{ terkoreksi} \times A_0} \quad (9.11)$$

(Kern, 1965)

Dengan,

U_d = Design Overall Coefficient (W/mC)



Q = Laju alir kalor (watt)

A = luas permukaan perpindahan kalor (m^2)

Tabel 9. 13 Perhitungan Koefisien Transfer Panas Keseluruhan

Jenis Data	Q (J/hr)	Q (Watt)	A (m^2)	LMTD Terkoreksi	U_d ($W/m^{\circ}C$)
Spesifikasi Design	5.63E+09	1.56E+06	1041.5	38.9018	38.62
Hasil Pengamatan	3.83E+09	1.06E+06	1041.5	41.5706	24.57

IX.7.7 Perhitungan Koefisien Konveksi Shell

Perhitungan koefisien konveksi shell menggunakan persamaan-persamaan di bawah ini. Untuk persamaan Nusselt Number, digunakan persamaan Sieder-Tate lantaran pada perhitungan *pressure drop* selanjutnya dibutuhkan nilai epsilon yang merupakan koreksi viskositas (Therodore, 2011). Oleh karena itu, pada bagian ini yang dihasilkan merupakan nilai koefisien konveksi shell yang belum terkoreksi. Variabel properti dari fluida dapat dilihat pada beberapa bagian sebelumnya. Sedangkan, perhitungan yang dilakukan disajikan pada Tabel

$$C' = (Pitch) - (ID Tube) \quad (9.12)$$

$$a_s = \frac{(ID)(C')(B)}{P_T} \quad (9.13)$$

$$G_s = \frac{\dot{m}_h}{a_s} \quad (9.14)$$

$$d_e = \frac{4(0,5P_T \times 0,86P_T - \frac{0,5\pi(OD tube)^2}{4})}{0,5\pi(OD Tube)} \quad (9.15)$$



$$Re = \frac{d_r G_s}{\mu} \quad (9.16)$$

$$Pr = \frac{\mu C_s}{k_f} \quad (9.17)$$

$$Nu = \quad (9.18)$$

$$0,0223 Re^{0,8} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu_h}{\mu_{h,w}} \right)^{0,14} = 0,0223 Re^{0,8} Pr^{0,33} \Phi_s$$

$$h_o = \frac{Nu k_f}{d_e} = \frac{0,0223 Re^{0,8} Pr^{0,33} \Phi_s k_f}{d_e} \quad (9.19)$$

$$\frac{h_o}{\Phi_s} = \frac{0,0223 Re^{0,8} Pr^{0,33} k_f}{d_e} \quad (9.20)$$

(Kern, 1965)

Dengan,

C = Jarak antar tube (m)

B = Jarak baffle (m)

As = luas permukaan (m²)

Gs = kecepatan massa (kg/m²s)

De = diameter ekuivalen (m)

Re = Bilangan reynold

Pr = Pr Number

Nu = Nusselt number

H0 = Heat Transfer Koefisien Outside Fluida (W/m²C)

Tabel 9. 14 Perhitungan Koefisien Konveksi pada *Shell*



Jenis Data	C' (m)	B (m)	as (m ²)	gs (kg/m ² s)	de (m)
Spesifikasi Design	0.025	0.508	0.7525	13.30	0.084
Hasil Pengamatan	0.025	0.508	0.7525	10.75	0.084

Tabel 9. 15 Lanjutan Perhitungan Koefisien Konveksi pada *Shell*

Jenis Data	Re	Pr	Nu	H ₀ /φ _s (W/m ² °C)
Spesifikasi Desain	50790.69767	0.6917	114.8424	44.0065
Hasil Pengamatan	45142.63566	0.6457	102.1586	38.0492

IX.7.8 Perhitungan Koefisien Konveksi Tube

Perhitungan koefisien konveksi tube menggunakan persamaan-persamaan di bawah ini. Untuk persamaan Nusselt Number, digunakan persamaan Sieder-Tate lantaran pada perhitungan *pressure drop* selanjutnya dibutuhkan nilai epsilon yang merupakan koreksi viskositas (Therodore, 2011). Oleh karena itu, pada bagian ini yang dihasilkan merupakan nilai koefisien konveksi *tube* yang belum terkoreksi. Variabel properti dari fluida dapat dilihat pada beberapa bagian sebelumnya. Sedangkan, perhitungan yang dilakukan disajikan pada Tabel 9.15 dan Tabel 9.16

$$flow\ area\ per\ pass = 0,25\pi(ID\ tube)^2 \quad (9.21)$$

$$a_t = \frac{Jumlah\ Tube \times flow\ area\ per\ pass}{jumlah\ pass} \quad (9.22)$$

$$G_t = \frac{m_c}{a_t} \quad (9.23)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k_f} \quad (9.24)$$

$$Nu = 0,0223 Re^{0,8} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu_h}{\mu_{h,w}} \right)^{0,14} = 0,0223 Re^{0,8} Pr^{0,33} \Phi_t \quad (9.25)$$

$$h_i = \frac{Nu k_f}{d_e} = \frac{0,0223 Re^{0,8} Pr^{0,33} \Phi_t k_f}{d_e} \quad (9.26)$$

$$\frac{h_i}{\Phi_t} = \frac{0,0223 Re^{0,8} Pr^{0,33} k_f}{d_e} \quad (9.27)$$

(Kern,1965)

Tabel 9. 16 Perhitungan Koefisien Konveksi pada Tube

Jenis Data	Flow Area Per Pass	at (m2)	Gt (kg/m2s)
Spesifikasi Design	0.000141	0.0158	2.24 x10 ³
Hasil Pengamatan	0.000141	0.0158	1.82 x10 ³

Tabel 9. 17 Lanjutan Perhitungan Koefisien Konveksi pada Tube

Jenis Data	Re	Pr	Nu	H0/φt (W/m2°C)
Spesifikasi Desain	4.08E+04	4.5177	1.79E+02	8.40E+03
Hasil Pengamatan	3.32E+04	4.9122	1.56E+02	7.29E+03

IX.7.9 Perhitungan Wall Temperatur, Faktor Koreksi Viskositas dan Koefisien Konveksi Terkoreksi

Wall temperature perlu dihitung dengan persamaan di bawah ini untuk mengetahui faktor koreksi viskositas. Persamaan yang digunakan adalah persamaan yang diperoleh dari buku *Process Heat Tranfer* (Kern,2011). Pada persamaan 9.29, perlu digunakan temperatur kalorik yang nilainnya dapat didekati dengan nilai rata-rata temperatur *bulk* sehingga $T_c = T_{h,avg}$ dan



$$T_c = T_{c,avg}$$

$$h_{io} = \frac{h_i ID tube}{\Phi_t OD tube} \quad (9.28)$$

$$t_w = t_c + \frac{\frac{h_0}{\Phi_s}}{\frac{h_0}{\Phi_s} + \frac{h_i}{\Phi_t}} (T_c - t_c) \quad (9.29)$$

$$\Phi_s = \left(\frac{\mu_h}{\mu_{h,w}} \right)^{0.14} \quad (9.30)$$

$$\Phi_t = \left(\frac{\mu_c}{\mu_{c,w}} \right)^{0.14} \quad (9.31)$$

$$h_{o,terkoreksi} = \frac{h_0}{\Phi_s} \quad (9.32)$$

$$h_{io,terkoreksi} = \frac{h_{io}}{\Phi_t} \Phi_t \Phi_s \quad (9.33)$$

(Kern, 1965)

Dengan,

h_{io} = Nilai h_i jika mengacu pada OD tube ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

T_w = Wall temperature ($^\circ C$)

Φ_s = Rasio viskositas fluida pada shell

Φ_t = Rasio viskositas fluida pada tube

Tabel 9. 18 Perhitungan Koefisien Terkoreksi

Jenis Data	h_{io} ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	T_w ($^\circ C$)	Φ_s	Φ_t	h_o terkoreksi ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	h_i terkoreksi ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
Spesifikasi	7.08E+03	38.41	1.021	1.002	44.92	8.59E+03



Desain						
Hasil Pengamatan	6.15E+03	34.43	1.018	1.013	38.74	7.52E+03

IX.7.10 Perhitungan Koefisien Transfer Panas Bersih

Persamaan koefisien tranfer panas bersih menggunakan persamaan. Perhitungan yang dilakukan disajikan pada Tabel. Nilai k merupakan konduktivitas termal material *tube* dengan nilai $3834 \text{ W/m}^2\text{°C}$. Sedangkan nilai Δr merupakan ketebalan tube.

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{(h_{o,terkoreksi})} + \frac{\Delta r}{k} + \frac{1}{(h_{io,terkoreksi})}} \quad (9.34)$$

(Kern,1965)

Dengan,

U_c = Clean overall coefficient ($\text{W/m}^2\text{°C}$)

K = konduktivitas termal material tube ($\text{W/m}^2\text{°C}$)

Δr = Selisih ID dengan OD (m)

Tabel 9. 19 Perhitungan Transfer Panas Bersih

Jenis Data	H_o terkoreksi ($\text{W/m}^2\text{°C}$)	H_{io} terkoreksi ($\text{W/m}^2\text{°C}$)	Δr	k ($\text{W/m}^2\text{°C}$)	U_c ($\text{W/m}^2\text{°C}$)
Spesifikasi Design	44.92	8.59E+03	0.0025	3834	44.68
Hasil Pengamatan	38.74	7.52E+03	0.0025	3834	38.54



IX.7.11 Perhitungan Fouling Factor

Perhitungan *fouling* factor dilakukan menggunakan persamaan. Hasil perhitungan yang dilakukan disajikan pada tabel 9.20

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} \quad (9.35)$$

(Kern,1965)

Tabel 9. 20 Perhitungan *Fouling* Factor

Jenis Data	Uc (W/m ² °C)	Ud (W/m ² °C)	Rd (m°°C/W)
Spesifikasi Design	44.68	38.62	0.0035
Hasil Pengamatan	38.54	24.57	0.0148

IX.7.12 Perhitungan Pressure Drop Sisi Shell

Perhitungan *perssure drop* sisi *shell* menggunakan persamaan dibawah ini. Data yang diperoleh dikonversi terlebih dahulu menjadi satuan imperial agar mempermudah perhitungan. Nilai f diperoleh dari grafik literatur pada buku Kern,1965. Perhitungan yang dilakukan disajikan pada tabel 9.21

$$\Delta P = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot Ds_{inside} \cdot (N + 1)}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot De \cdot s \cdot \Phi_s} \quad (9.36)$$

(Kern,1965)

Dengan,

F = faktor friksi (Ft²/inch²)

N+1 = Number of crosses

S = Specific graavity

Tabel 9. 21 Perhitungan *Pressure drop* pada sisi *Shell*

Jenis Data	f (Ft ² /inc h ²)	s	(n+1)	Ds, inside (ft)	De (ft)	ΔP (psi)
Spesifikasi Design	0.0015	1	96	3.3333	0.2756	0.0031
Hasil Pengamatan	0.0014	1	96	3.3333	0.2756	0.0019

IX.7.13 Perhitungan Pressure Drop Sisi Tube

Perhitungan *perssure drop* sisi *shell* menggunakan persamaan dibawah ini. Data yang diperoleh dikonversi terlebih dahulu menjadi satuan imperial agar mempermudah perhitungan. Nilai *f* diperoleh dari grafik data literatur Kern,1965. Perhitungan yang gdilakukan disajikan pada tabel 9.22 dan 9.23

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot D \cdot s \cdot \Phi_t} \quad (9.37)$$

$$\Delta P_r = \frac{4n V^2}{s \cdot 2g} \quad (9.38)$$

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (9.39)$$

(Kern,1965)

Dengan,

L = Panjang tube (Ft)

n = jumlah pas pada tube

V = kecepatan alir fluida (Ft²/s)

g = kecepatan gravitasi

Tabel 9. 22 Perhitungan *Pressure drop* pada Sisi Tube

Jenis Data	Re	f (Ft2/inch2)	s	Gt (lb/hrFt2)	L (ft)	n
Spesifikasi Design	40817	0.0002	1	1653374.329	13.3333	2
Hasil Pengamatan	33227	0.00022	1	1345919.5	13.3333	2



Tabel 9. 23 Lanjutan Perhitungan *Pressure drop* pada Sisi Tube

Jenis Data	$V^2/2g$ (psi)	ΔP_t (psi)	ΔP_r (psi)	ΔP (psi)
Spesifikasi Desain	0.34	5.3514	2.72	8.0714
Hasil Pengamatan	0.26	3.8579	2.08	5.9379

IX.8 Analisis Hasil

IX.8.1 Hasil Perhitungan Efektivitas

Berdasarkan analisis efisiensi menggunakan data harian dan data desain, terdapat perbedaan yang cukup signifikan. Nilai efisiensi heat exchanger dikatakan masih layak beroperasi yaitu sebesar 75% (Kern, 1965). Efisiensi *Intercooler* berdasarkan data desain jauh lebih tinggi dibandingkan dengan efisiensi *Intercooler* berdasarkan data harian. Efisiensi menggunakan data harian didapatkan sebesar 77,87%, sehingga dapat disimpulkan bahwa efisiensi *Intercooler* dalam mendinginkan udara umpan berdasarkan data harian cenderung cukup efektif. Sebaliknya, efisiensi berdasarkan data desain mencapai 83,49%, menunjukkan bahwa kinerja *Intercooler* Desain cukup efektif.

Perbedaan ini disebabkan oleh variasi laju alir fluida panas dan fluida dingin, serta perbedaan rentang suhu masukan dan keluaran alat penukar panas. Meskipun sulit untuk mengubah kondisi dari udara umpan, faktor yang dianalisis kali ini adalah kondisi dari fluida dingin, yaitu air dari Cooling Tower. Ketika menggunakan air sebagai fluida dingin dalam alat penukar panas, terdapat dua kemungkinan manipulasi kondisi: menggunakan air dalam kuantitas besar dengan rentang beda suhu masukan dan keluaran yang kecil, atau menggunakan air dalam kuantitas kecil dengan rentang beda suhu masukan dan keluaran yang besar (Kern, 1965). Dalam kasus ini, data harian memiliki nilai laju alir fluida dingin yang besar, tetapi juga memiliki rentang beda suhu masukan dan keluaran yang besar.



Akibatnya, nilai Q_{max} pada sisi Tube menjadi semakin besar sehingga nilai efisiensinya semakin kecil.

Sebagai solusi, manipulasi kondisi fluida dingin dapat dilakukan dengan menurunkan laju alir fluida sambil memperbesar rentang suhu masukan dan keluarannya, atau sebaliknya, untuk mendapatkan nilai efisiensi *Intercooler* yang lebih tinggi. Hal ini dikarenakan perubahan laju alir fluida dingin akan mengubah jumlah panas yang dapat diserap oleh fluida dingin dan, akibatnya, nilai efisiensinya juga akan berubah.

IX.8.2 Hasil Perhitungan Fouling Factor

Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan diperoleh nilai faktor pengotor harian lebih besar daripada data desain awal *Intercooler*. Nilai faktor pengotor pada data desain sebesar $0.0035 \text{ m}^{\circ}\text{C/W}$ sedangkan pada data harian diperoleh nilai faktor pengotor sebesar $0.0148 \text{ m}^{\circ}\text{C/W}$. Terdapat beberapa kemungkinan yang menyebabkan hal ini terjadi, seperti laju alir umpan, suhu umpan, material *Intercooler*, dll. Terjadinya penumpukan kotoran pada bagian *Shell* yang kemungkinan mengurangi efektivitas perpindahan panas udara umpan ke air suplai yang nantinya akan memperbesar nilai faktor pengotornya. Selain itu, faktor pengotor ini juga dipengaruhi oleh sisi *Tube*. Terdapat pula kemungkinan suplai fluida dingin, yaitu air yang berasal dari *Cooling Tower* terdapat debu atau kotoran di dalam air tersebut sehingga ikut masuk saat proses pertukaran panas di *Intercooler* dan mempengaruhi efektivitas perpindahan panas dari air ke udara. Kedua pengaruh ini merupakan pengaruh utama penyebab nilai faktor pengotor yang dimiliki *Intercooler* selama proses berjalan ini lebih besar daripada nilai desain awalnya.

Sebagai solusi, perlunya pembersihan unit *Intercooler* secara berkala untuk membersihkan sisi *Shell* dan *Tube* dari zat-zat pengotor yang ada. Jika tidak, pertukaran panas antara udara dan air atau proses pendinginan udara umpan lama-kelamaan menjadi kurang efektif akibat nilai faktor pengotornya semakin



besar seiring berjalannya waktu. Selain itu, diperlukan analisis lebih lanjut mengenai batas waktu pembersihan *Intercooler* sebelum mencapai batas nilai faktor pengotor yang dapat diterima.

IX.8.3 Hasil Perhitungan Pressure Drop

Dari hasil perhitungan, ditemukan bahwa nilai penurunan tekanan relatif kecil dan masih berada di bawah batas yang ditetapkan, yaitu kurang dari 10 psi. Nilai penurunan tekanan pada data desain yaitu sebesar 0,0031 psi pada sisi Shell dan 8,0714 psi pada sisi tube sedangkan menurut data harian diperoleh nilai penurunan tekanan sebesar 0,0019 psi pada sisi shell dan 5,9379 psi pada sisi tube. Selain itu, terlihat bahwa nilai tekanan diukur di sisi Tube lebih tinggi dibandingkan sisi Shell. Hal ini disebabkan oleh penurunan tekanan yang memperhitungkan jumlah dan panjang Tube di sisi Tube. Selain itu, ada juga faktor penurunan tekanan akibat aliran balik, sehingga total penurunan tekanan di sisi Tube adalah hasil penjumlahan dari semua faktor tersebut.

Namun, terdapat perbedaan dalam nilai penurunan tekanan antara data harian dan data desain. *Intercooler* memiliki faktor pengotor yang lebih tinggi menurut data harian dibandingkan dengan data desainnya. Seharusnya, dengan faktor pengotor yang lebih tinggi, potensi penurunan tekanan juga seharusnya lebih besar. Namun, perhitungan menunjukkan bahwa hal ini tidak terjadi karena perbedaan dalam nilai laju alir fluida yang digunakan untuk data harian dan data desain.

Pada data harian, laju alir fluida panas dan dingin yang digunakan lebih rendah dari data desain awal *Intercooler*, menyebabkan kecepatan massa fluida pada sisi Shell dan Tube menjadi lebih rendah. Kecepatan massa fluida berkorelasi positif dengan penurunan tekanan alat penukar panas. Dengan menurunnya kecepatan massa fluida, nilai penurunan tekanan juga menjadi lebih rendah. Ini menjelaskan mengapa nilai penurunan tekanan pada data harian lebih kecil daripada data desain, meskipun faktor pengotor lebih tinggi pada data