

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan Perpindahan Kalor *Heat exchanger* Teoritis

Pada sub bab ini akan diuraikan perhitungan *heat exchanger* secara teoritis berdasarkan asumsi dan parameter. Pada tabel 4.1 merupakan data perancangan *test bed heat exchanger tipe 1pass shell-2 pass tube*.

Tabel 4.1 Spesifikasi STHE yang akan dibuat

No	Deskripsi	Notasi	Nilai	Satuan
1.	Diameter <i>Inside Shell</i>	D _s	254	mm
2.	Diameter <i>Outside Tube</i>	d _o	19.05	mm
3.	Diameter <i>Inside Tube</i>	d _i	17.05	mm
4.	Diameter <i>Outer Tube Limit</i>	D _{otl}	225.99	mm
5.	Jumlah <i>Tube</i>	N _t	52	buah
6.	Jarak Antar <i>Baffle</i>	L _{bc}	200	mm
7.	Panjang <i>Tube</i>	L _{ti}	1500	mm
8.	Jumlah <i>Baffle</i>	N _b	6	lembar
9.	<i>Baffle Cut</i>	B _c	20	%
10.	<i>Tube Pitch</i>	L _{tp}	25.4	mm
11.	Ketebalan <i>tubesheet</i>	L _{ts}	4	mm
Tube:				
Suhu air yang didesain untuk masuk ke <i>tube</i>		60 °C		
Suhu air yang didesain keluar dari <i>tube</i>		41.9 °C		
Debit yang didesain masuk ke <i>tube</i>		5.1 L/menit		
Shell:				
Suhu air yang didesain untuk masuk ke <i>shell</i>		27.6 °C		
Suhu air yang didesain keluar dari <i>shell</i>		37.1 °C		

4.1.1 Perhitungan Teoritis *Heat Exchanger* Pada Parameter Sisi *Shell*

Perhitungan *clearance* antara *bundle* dan *shell* (L_{bb}):

$$L_{bb} = 12 + 0.005 D_s$$

$$L_{bb} = 12 + 0.005 \cdot 254 \text{ mm}$$

$$L_{bb} = 13.27 \text{ mm}$$

Perhitungan nilai diameter *bundle*:

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_o$$

$$D_{ctl} = 225.99 \text{ mm} - 19.05 \text{ mm}$$

$$D_{ctl} = 206.94 \text{ mm}$$

Perhitungan mencari luas aliran pada sisi *shell* (S_m):

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp.eff}} (L_{tp} - d_o) \right]$$

$$S_m = 200 \left[13.27 + \frac{206.94}{25.4} (25.4 - 19.05) \right]$$

$$S_m = 13001 \text{ mm}^2$$

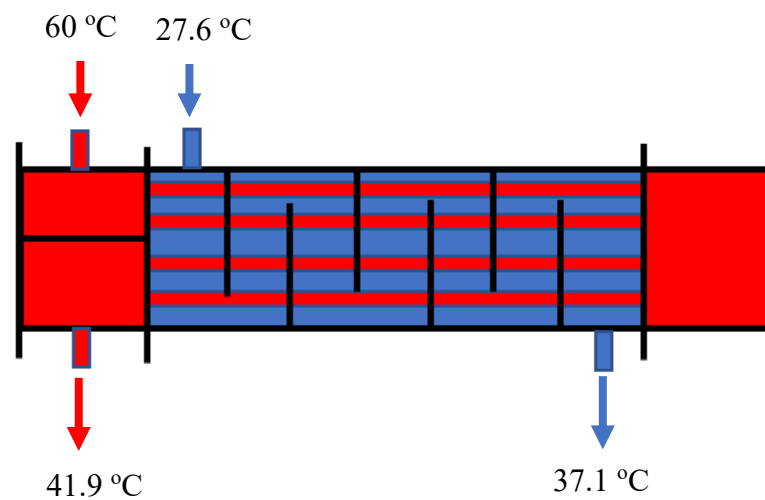
$$S_m = 0.013001 \text{ m}^2$$

Dimana untuk nilai $L_{tp.eff} = L_{tp}$ untuk *layouts* 90°

4.1.2 Perhitungan Perpindahan Kalor dan *Pressure drop* Pada Sisi *Shell* dan sisi *Tube Heat exchanger* Secara Teoritis

Asumsi:

- *Hot fluid* (air) mengalir pada *tube*
- *Cold fluid* (air) mengalir pada *shell*
- Suhu *ambient* diabaikan



Gambar 4.1 Suhu fluida masuk dan fluida keluar

Menentukan nilai ρ_t dan ρ_s pada ditentukan dengan cara mencari dahulu nilai

$T_{t,avg}$ dan $T_{s,avg}$.

Nilai $T_{t,avg}$:

$$T_{t,avg} = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

$$T_{t,avg} = \frac{60^\circ C + 41.9^\circ C}{2}$$

$$T_{t,avg} = 50.95^\circ C$$

Nilai $T_{s,avg}$:

$$T_{s,avg} = \frac{T_3 + T_4}{2}$$

$$T_{s,avg} = \frac{27.6\text{ }^{\circ}\text{C} + 37.1\text{ }^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$T_{s,avg} = 32.35\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Menentukan nilai properties air dari suhu $T_{t,avg}$ menggunakan interpolasi tabel termodinamika yang terdapat pada lampiran 1.

$$\rho_t = 987.55\text{ kg/m}^3$$

$$k_t = 0.645\text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Pr}_t = 3.49$$

$$\text{Cp}_t = 4181.38\text{ J/kg }^{\circ}\text{C}$$

$$\mu_t = 0.000539\text{ kg/m s}$$

Menentukan nilai properties air dari suhu $T_{s,avg}$ menggunakan interpolasi tabel termodinamika yang terdapat pada lampiran 1.

$$\rho_s = 995.06\text{ kg/m}^3$$

$$k_s = 0.645\text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Pr}_s = 5.14$$

$$\text{Cp}_s = 4178\text{ J/kg }^{\circ}\text{C}$$

$$\mu_s = 0.000761\text{ kg/m s}$$

Setelah mendapatkan nilai properties air dari suhu $T_{t,avg}$ dan $T_{s,avg}$ yang dibutuhkan. Selanjutnya menentukan nilai dari laju massa m_t dan m_h . Maka nilai m_t dapat dicari:

$$Q_{tube} = 5.1 \text{ L/menit} = 8.5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m_t = \rho_t \cdot v \cdot A$$

$$m_t = \rho_t \cdot Q$$

$$m_t = 987.55 \text{ kg/m}^3 \cdot 8.5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m_t = 0.0839 \text{ kg/s}$$

Heat balance

Karena sisi *tube* dilalui oleh fluida panas dan sisi *shell* dilalui oleh fluida dingin, maka nilai $q_{hot} = q_t$ dan $q_{cold} = q_s$. Maka untuk menentukan nilai m_s adalah sebagai berikut:

$$q_{hot} = q_{cold}$$

$$q_t = q_s$$

$$m_t \text{ Cp}_t (T_1 - T_2) = m_s \text{ Cp}_s (T_4 - T_3)$$

$$0.0839 \text{ kg/s} \cdot 4181.38 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \cdot (60 - 41.9)^\circ\text{C} = m_s \cdot 4178 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \cdot (37.1 - 27.6)^\circ\text{C}$$

$$m_s = \frac{0.0839 \text{ kg/s} \cdot 4181.38 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \cdot 18.1^\circ\text{C}}{4178 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \cdot 9.5^\circ\text{C}}$$

$$m_s = 0.1599 \text{ kg/s}$$

Koefisien Perpindahan Kalor Pada Sisi *Shell* (h_s)

Kecepatan aliran massa pada *shell* (G_s):

$$G_s = \frac{m_s}{S_m}$$

$$G_s = \frac{0.1599 \text{ kg/s}}{0.013001 \text{ m}^2}$$

$$G_s = 12.2990 \text{ kg/s m}^2$$

Menentukan nilai *Reynold Number* pada *shell* (Re_s):

$$Re_s = \frac{G_s d_o}{\mu_s}$$

$$Re_s = \frac{12.2990 \text{ kg/s m}^2 \cdot 0.01905 \text{ m}}{0.000761 \text{ kg/m s}}$$

$$Re_s = 307.8790$$

Karena nilai Re_s diantara $100 \leq Re_s < 1000$ maka untuk menentukan nilai faktor paramater Ideal *Colburn* pada sisi *shell* (j_i) adalah sebagai berikut:

$$j_i = 0.717 Re_s^{(-0.574)}$$

$$j_i = 0.717 307.8790^{(-0.574)}$$

$$j_i = 0.0267$$

Menentukan nilai $(\phi_s)^n$:

$$(\phi_s)^n = \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$(\phi_s)^n = \left(\frac{0.000761 \text{ kg/m s}}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$(\phi_s)^n = \frac{0.3659}{\mu_w^{0.14}}$$

Nilai koefisien perpindahan kalor pada sisi *shell* (h_i) atau (h_s):

$$h_s = \frac{j_i C_{ps} G_s (\phi_s)^n}{Pr_s^{\frac{2}{3}}}$$

$$h_s = \frac{0.0267 \cdot 4178 \text{ J/kg } ^\circ\text{C} \cdot 12.2990 \text{ kg/s m}^2 \cdot \frac{0.3659}{\mu_w^{0.14}}}{5.14^{\frac{2}{3}}}$$

$$h_s = \frac{168.553}{\mu_w^{0.14}} \dots \dots \dots (1)$$

Koefisien Perpindahan Kalor Pada Sisi *Tube* (h_t)

Luas *flow area* pada *tube*:

$$A_t = \frac{\pi}{4} d_i^2 N_t$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} 17.05^2 \text{ mm} \cdot 52$$

$$A_t = 11866.4761 \text{ mm}^2$$

$$A_t = 0.01186 \text{ m}^2$$

Kecepatan Aliran Massa Pada *tube*:

$$G_t = \frac{m_t}{A_t/N_p}$$

$$G_t = \frac{0.0839 \text{ kg/s}}{0.01186 \text{ m}^2/2}$$

$$G_t = 14.1477 \text{ kg/s m}^2$$

Menentukan nilai *Reynold Number* pada *tube* (Re_t):

$$Re_t = \frac{G_t d_i}{\mu_t}$$

$$Re_t = \frac{14.1477 \cdot 0.01705}{0.000539}$$

$$Re_t = 447.529$$

Karena aliran laminar dengan Re_t kurang dari 2100. Maka menggunakan persamaan dari *Sider-Tate* sebagai berikut:

$$\frac{h_t d_i}{k_t} = 1.86 \left(Re_t Pr_t \frac{d_i}{L} \right)^{0.5} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$h_t = \frac{k_t 1.86 \left(Re_t Pr_t \frac{d_i}{L} \right)^{0.5} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14}}{d_i}$$

$$h_t = \frac{0.645 \cdot 1.86 \left(447.529 \cdot 3.49 \cdot \frac{0.01705}{1.5} \right)^{0.5} 3.49^{1/3} \frac{0.000539^{0.14}}{\mu_w^{0.14}}}{0.01705}$$

$$h_t = \frac{156.8022}{\mu_w^{0.14}} \dots \dots \dots (2)$$

Untuk menentukan nilai μ_w , maka terlebih dahulu untuk menentukan nilai dari T_w . Nilai T_w :

$$T_w = T_{t,av} + \frac{T_{s,av} - T_{t,av}}{1 + \frac{h_t}{h_s}}$$

$$T_w = 50.95 + \frac{32.35 - 50.95}{1 + \frac{\frac{156.8955}{\mu_w^{0.14}}}{\frac{168.8113}{\mu_w^{0.14}}}}$$

$$T_w = 33.27^\circ C$$

Menentukan nilai properties μ_w dari suhu T_w menggunakan interpolasi tabel termodinamika yang terdapat pada lampiran 1, dan didapatkan hasil nilai μ_w adalah 0.000747 kg/m s

Koefisien Perpindahan Kalor

Setelah nilai μ_w sudah diketahui, maka nilai koefisien perpindahan kalor pada *shell* (h_s) dan nilai koefisien perpindahan kalor pada *tube* (h_t) dapat diketahui.

Nilai h_s :

$$h_s = \frac{168.553}{\mu_w^{0.14}}$$

$$h_s = \frac{168.553}{0.000747^{0.14}}$$

$$h_s = 462.5404 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Nilai h_t :

$$h_t = \frac{156.8022}{\mu_w^{0.14}}$$

$$h_t = \frac{156.8022}{0.000747^{0.14}}$$

$$h_t = 429.8913 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pressure drop Pada Shell (ΔP_s)

Karena nilai Re_s berada pada $1 \leq Re_s < 500$, maka nilai Faktor Friksi (f_s):

$$f_s = \frac{52}{Re_s} + 0.17$$

$$f_s = \frac{52}{307.8790} + 0.17$$

$$f_s = 0.3390$$

Nilai $(\phi_s)^n$:

$$(\phi_s)^n = \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$(\phi_s)^n = \left(\frac{0.000761}{0.000747} \right)^{0.14}$$

$$(\phi_s)^n = 1.0027$$

Nilai d_e :

$$d_e = \frac{4 (L_{tp}^2 - \frac{\pi d_o^2}{4})}{\pi d_o}$$

$$d_e = \frac{4 (0.0254^2 - \frac{3.14 \cdot 0.01905^2}{4})}{3.14 \cdot 0.01905}$$

$$d_e = 0.02409$$

Nilai ΔP_s :

$$\Delta P_s = \frac{f_s G_s^2 D_s (N_b + 1)}{2g \rho_s d_e (\phi_s)^n}$$

$$\Delta P_s = \frac{0.3390 \cdot 12.2990^2 \cdot 0.254 \cdot (6 + 1)}{2 \cdot 9.81 \cdot 995.06 \cdot 0.02409 \cdot 1.0027}$$

$$\Delta P_s = 0.1933 \text{ kg/m}^2$$

Pressure drop Pada Tube (ΔP_t)

Mencari faktor friksi pada *tube* pada aliran laminar:

$$f_t = \frac{64}{Re_t}$$

$$f_t = \frac{64}{447.5293}$$

$$f_t = 0.1430$$

Karena Re_t kurang dari 2100, maka untuk menentukan nilai parameter $(\phi_t)^r$ untuk Re_t adalah sebagai berikut:

$$(\phi_t)^r = \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.25}$$

$$(\phi_t)^r = \left(\frac{0.000539 \text{ kg/m s}}{0.000747 \text{ kg/m s}} \right)^{0.25}$$

$$(\phi_t)^r = 0.9216$$

Menentukan *pressure drop* pada sisi *tube*:

$$\Delta p_t = f_t \left(\frac{L}{d_i} \right) \frac{G_t^2}{2 g \rho_t (\phi_t)^r}$$

$$\Delta p_t = 0.1430 \cdot \left(\frac{1.5}{0.01705} \right) \frac{14.1477^2}{2 \cdot 9.81 \cdot 987.55} \frac{1}{0.9216}$$

$$\Delta p_t = 0.1410 \text{ kg/m}^2$$

Luas Permukaan

Sebelum menentukan nilai koefisien perpindahan kalor keseluruhan (U), maka tentukan terlebih dahulu nilai dari luas permukaan luar dan dalam *tube*, dan menentukan nilai resistensi termal. Nilai luas permukaan dalam *tube* (A_i):

$$A_i = \pi d_i L N_t$$

$$A_i = \pi 0.01705 \text{ m} \cdot 1.5 \text{ m} \cdot 52$$

$$A_i = 4.1759 \text{ m}^2$$

Nilai luas permukaan luar *tube* (A_o):

$$A_o = \pi d_o L N_t$$

$$A_o = \pi 0.01905 \text{ m} \cdot 1.5 \text{ m} \cdot 52$$

$$A_o = 4.6657 \text{ m}^2$$

Tahanan Termal

Menentukan nilai tahanan termal total (R_{total}):

$$R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_t A_i} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_s A_o}$$

$$R_{total} = \frac{1}{429.8913 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 4.1759 m^2} + \frac{\ln\left(\frac{0.01905 m}{0.01705 m}\right)}{2\pi 15.6 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \cdot 1.5 m} + \frac{1}{462.5404 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 4.6657 m^2}$$

$$R_{total} = 0.001775 \text{ } ^\circ C/W$$

Koefisien Perpindahan Kalor Keseluruhan

Nilai koefisien perpindahan kalor keseluruhan (U):

$$U = \frac{1}{A_i \sum R_{total}}$$

$$U = \frac{1}{4.1759 m^2 0.001775 \text{ } ^\circ C/W}$$

$$U = 134.897 W/m^2 \cdot ^\circ C$$

LMTD

Menentukan LMTD = ΔT_{lm} :

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})}\right)}$$

$$LMTD = \frac{(60 - 37.1) - (41.9 - 27.6)}{\ln\left(\frac{(60 - 37.1)}{(41.9 - 27.6)}\right)}$$

$$LMTD = 18.26$$

Menentukan nilai faktor koreksi (F) dengan cara mencari nilai P dan R terlebih dahulu, yang nantinya nilai tersebut akan digunakan untuk mencari nilai F pada grafik yang terdapat pada lampiran 2.

Nilai P:

$$P = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1}$$

$$P = \frac{41.9 - 60}{27.6 - 60}$$

$$P = 0.56$$

Nilai R:

$$R = \frac{T_3 - T_4}{T_2 - T_1}$$

$$R = \frac{27.6 - 37.1}{41.9 - 60}$$

$$R = 0.52$$

Dari nilai P dan R yang sudah dihitung maka nilai dari faktor koreksi (F) berdasarkan grafik pada lampiran 2 didapat nilai F sebesar 0.92

Perpindahan Kalor

Karena nilai R_i lebih besar daripada R_o , maka nilai dari perpindahan kalor (q):

$$q = U A_i F \Delta T_{lm}$$

$$q = 134.897 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot 4.1759 \text{ m}^2 \cdot 0.92 \cdot 18.26 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$q = 9465.21 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Laju Kapasitas Kalor

Karena fluida panas terletak pada sisi tube, maka untuk menentukan nilai C_h dengan menggunakan persamaan berikut:

$$C_h = m_t \cdot C_{pt}$$

$$C_h = 0.0839 \text{ kg/s} \cdot 4181.38 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$$

$$C_h = 351 \text{ J/s}^\circ\text{C}$$

Karena fluida dingin terletak pada sisi *shell*, maka untuk menentukan nilai C_c dengan menggunakan persamaan berikut:

$$C_c = m_s \cdot C_{ps}$$

$$C_c = 0.1599 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$$

$$C_c = 667.9 \text{ J/s}^\circ\text{C}$$

Karena nilai C_c lebih besar daripada nilai C_h maka, nilai C_c sebagai nilai $C_{\max}$ dan C_h sebagai nilai $C_{\min}$.

Menentukan nilai C :

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

$$C = \frac{350.99 \text{ J/s}^\circ\text{C}}{667.95 \text{ J/s}^\circ\text{C}}$$

$$C = 0.525$$

NTU

Menentukan nilai NTU:

$$NTU = \frac{U A_i}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{134.897 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot 4.1759 \text{ m}^2}{350.99 \text{ J/s}^\circ\text{C}}$$

$$NTU = 1.60$$

Efektifitas Teoritis

Menentukan efisiensi (ϵ) teoritis:

$$\epsilon = 2 \left\{ 1 + C + \sqrt{1 + C^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + C^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + C^2}]} \right\}^{-1}$$

$$\epsilon = 2 \left\{ 1 + 0.525 + \sqrt{1 + 0.525^2} \frac{1 + \exp[-1.60\sqrt{1 + 0.525^2}]}{1 - \exp[-1.60\sqrt{1 + 0.525^2}]} \right\}^{-1}$$

$$\epsilon = 0.6461$$

$$\epsilon = 64.61\%$$

4.2 Hubungan Efektifitas Aktual Dengan Variasi Debit Air Pendingin Di Sistem Tertutup Pada Suhu *Set Point* 60 °C Dengan Debit Air Panas 4,3 LPM

Dalam pengambilan data untuk suhu *set point* 60 °C dengan laju air panas sebesar 4,3 LPM dan data laju air dingin dengan beberapa variasi yaitu 5 LPM, 6 LPM, 8 LPM, 9 LPM. Dari hasil perhitungan data tersebut, nantinya akan ditunjukkan grafik hubungan antara efektifitas aktual dengan variasi debit air dingin. Cara pengambilan data ini yaitu dengan memanaskan fluida panas yang masuk terlebih dahulu dari suhu normal hingga suhu *set point* 60 °C tanpa

mengganti air pada fluida dingin yang masuk. Setelah suhu fluida masuk sudah mencapai 60 °C, lalu *setting* debit fluida dingin yang masuk sesuai dengan variasi debit yang diinginkan. Selanjutnya pengambilan data suhu dilakukan pada saat keadaan *steady*, dimana keadaan *steady* yaitu suhu air meningkat hingga melebihi suhu *set point* lalu mengalami penurunan di bawah suhu *set point* dan naik lagi hingga pada suhu *set point* dan stabil. Sehingga di dapatkan variabel kontrol yaitu suhu fluida panas masuk dan laju fluida panas, sedangkan untuk variabel bebas adalah laju fluida dingin yang masuk dan untuk variabel terikat adalah suhu fluida dingin keluar, suhu fluida panas keluar, dan suhu fluida dingin masuk.

Hasil pengambilan data *set point* 60 °C dengan debit air panas sebesar 4,3 LPM dan variasi debit air pendingin pada sistem tertutup ditunjukkan pada tabel 4.2.

Tabel 4.2 Hasil pengambilan data *heat exchanger set point* 60 °C dengan debit air panas 4,3 LPM dan variasi debit air dingin pada sistem tertutup

<i>SHELL</i>			<i>TUBE</i>		
Laju Alir (LPM)	T3 (°C)	T4 (°C)	Laju Alir (LPM)	T1 (°C)	T2 (°C)
5,1	48,1	47,5	4,3	60,0	51,9
5,9	48,7	48,1	4,3	60,0	52,1
7,9	49,0	48,5	4,3	60,0	52,2
9,1	49,2	48,9	4,3	60,0	52,3

Berikut merupakan contoh perhitungan data pada debit air panas 4,3 LPM dan debit air dingin 5 LPM. Sebelum menentukan nilai properties yang dibutuhkan, maka tentukan dahulu nilai $T_{t,avg}$ dan $T_{s,avg}$.

Nilai $T_{t,avg}$:

$$T_{t,avg} = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

$$T_{t,avg} = \frac{60^\circ C + 51.9^\circ C}{2}$$

$$T_{t,avg} = 55.95^\circ C$$

Nilai $T_{s,avg}$:

$$T_{s,avg} = \frac{T_3 + T_4}{2}$$

$$T_{s,avg} = \frac{48.1^\circ C + 47.5^\circ C}{2}$$

$$T_{s,avg} = 47.80^\circ C$$

Menentukan nilai properties air dari suhu $T_{t,avg}$ menggunakan interpolasi tabel termodinamika yang terdapat pada lampiran 1.

$$\rho_t = 984,84 \text{ kg/m}^3$$

$$C_{pt} = 4183,38 \text{ J/kg } ^\circ C$$

Menentukan nilai properties air dari suhu $T_{s,avg}$ menggunakan interpolasi tabel termodinamika yang terdapat pada lampiran 1.

$$\rho_s = 988,98 \text{ kg/m}^3$$

$$C_{ps} = 4180,56 \text{ J/kg } ^\circ C$$

Laju Aliran Massa

Setelah mendapatkan nilai properties air dari suhu $T_{t,avg}$ dan $T_{s,avg}$ yang dibutuhkan. Selanjutnya menentukan nilai dari laju massa m_t dan m_h . Maka nilai m_t dapat dicari:

$$Q_{tube} = 4.3 \text{ L/menit} = 7,16 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m_t = \rho_t \cdot v \cdot A$$

$$m_t = \rho_t \cdot Q$$

$$m_t = 984,84 \text{ kg/m}^3 \cdot 7,16 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m_t = 0,0706 \text{ kg/s}$$

$$Q_{shell} = 4.3 \text{ L/menit} = 7.16 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m_s = \rho_s \cdot v \cdot A$$

$$m_s = \rho_s \cdot Q$$

$$m_s = 988,98 \text{ kg/m}^3 \cdot 7.16 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m_s = 0,0841 \text{ kg/s}$$

LMTD

Menentukan LMTD = ΔT_{lm} :

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})} \right)}$$

$$LMTD = \frac{(60 - 48,1) - (51,9 - 47,5)}{\ln \left(\frac{(60 - 48,1)}{(51,9 - 47,5)} \right)}$$

$$LMTD = 7,54$$

Menentukan nilai faktor koreksi (F) dengan cara mencari nilai P dan R, yang nantinya nilai F dicari pada grafik yang terdapat pada lampiran 2.

Nilai P:

$$P = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1}$$

$$P = \frac{51,9 - 60}{47,5 - 60}$$

$$P = 0,648$$

Nilai R:

$$R = \frac{T_3 - T_4}{T_2 - T_1}$$

$$R = \frac{47,5 - 48,1}{51,9 - 60}$$

$$R = 0,074$$

Dari nilai P dan R yang sudah dihitung maka nilai dari faktor koreksi (F) berdasarkan grafik didapat nilai F sebesar 0.97

Laju Kapasitas Kalor

Karena fluida panas terletak pada sisi tube, maka untuk menentukan nilai C_h dengan menggunakan persamaan berikut:

$$C_h = m_t \cdot C_{pt}$$

$$C_h = 0,0706 \text{ kg/s} \cdot 4183,38 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$$

$$C_h = 295,26 \text{ J/s}^\circ\text{C}$$

Karena fluida dingin terletak pada sisi *shell*, maka untuk menentukan nilai C_c dengan menggunakan persamaan berikut:

$$C_c = m_s \cdot C_{ps}$$

$$C_c = 0,0841 \text{ kg/s} \cdot 4180,56 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$$

$$C_c = 351,43 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

Karena nilai C_c lebih besar daripada nilai C_h maka, nilai C_c sebagai nilai $C_{\max}$ dan C_h sebagai nilai $C_{\min}$.

Perpindahan Kalor Aktual (q_{aktual})

Karena fluida panas pada sisi *tube*, maka nilai perpindahan kalor pada sisi *tube* (q_t):

$$q_t = m_t C_{pt} \Delta T_t$$

$$q_t = C_h (T_1 - T_2)$$

$$q_t = 295,26 \text{ J/s } ^\circ\text{C} (60 ^\circ\text{C} - 51,9 ^\circ\text{C})$$

$$q_t = 2391,63 \text{ J/s}$$

Karena fluida dingin pada sisi *shell*, maka nilai perpindahan kalor pada sisi *shell* (q_s):

$$q_s = m_s C_{ps} \Delta T_s$$

$$q_s = C_c (T_4 - T_3)$$

$$q_s = 351,43 \text{ J/s } ^\circ\text{C} (48,1 ^\circ\text{C} - 47,5 ^\circ\text{C})$$

$$q_s = 210,86 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

Karena nilai perpindahan kalor terbesar pada sisi *tube*, maka nilai koefisien perpindahan panas (U) dan luas permukaan dalam sisi *tube* (A_i):

$$A_i = \pi d_i L N_t$$

$$A_i = \pi 0.01705 \text{ m} \cdot 1.5 \text{ m} \cdot 52$$

$$A_i = 4.1759 \text{ m}^2$$

Koefisien Perpindahan Kalor Aktual

Koefisien perpindahan kalor (U):

$$U = \frac{q_t}{A F \Delta T_{lm}}$$

$$U = \frac{2391,63 \text{ J/s}}{4.1759 \text{ m}^2 \cdot 0.97 \cdot 7,54 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$U = 78,326 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

NTU Aktual

Menentukan nilai NTU:

$$NTU = \frac{U A_i}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{78,326 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot 4.1759 \text{ m}^2}{295,26 \text{ J/s}^\circ\text{C}}$$

$$NTU = 1,11$$

Efektifitas Aktual

Menentukan efisiensi (ϵ) aktual:

$$\epsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$$

$$\epsilon = \frac{295,26 \text{ J/s}^\circ\text{C} (60^\circ\text{C} - 51,9^\circ\text{C})}{295,26 \text{ J/s}^\circ\text{C} (60^\circ\text{C} - 47,5^\circ\text{C})}$$

$$\epsilon = 0.6480$$

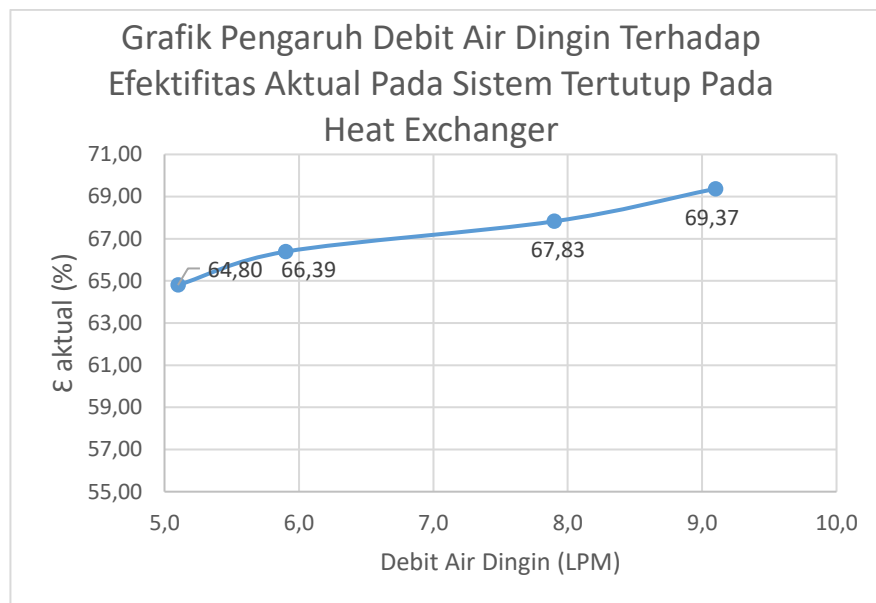
$$\epsilon = 64,80\%$$

Karena banyaknya data yang harus dihitung, maka digunakan *Microsoft Excel* dalam menghitung, hasil perhitungan disajikan dalam tabel 4.3.

Tabel 4.3 Hasil perhitungan data *heat exchanger set point* 60 °C dengan debit air panas 4,3 LPM dan variasi debit air dingin pada sistem tertutup

Debit Air Dingin (LPM)	m_t	m_s	C_{min}	C_{max}	ΔT_{lm}	q_t	q_s	U	NTU	ϵ_{aktual}
	kg/s	kg/s	J/s °C	J/s °C	°C	J/s	J/s	W/m ² °C		%
5,1	0,0706	0,0841	295,26	351,43	7,54	2391,63	210,86	78,326	1,11	64,80
5,9	0,0706	0,0972	295,25	406,47	7,03	2332,51	243,88	81,084	1,15	66,39
7,9	0,0706	0,1302	295,25	544,19	6,70	2302,96	272,10	83,144	1,18	67,83
9,1	0,0706	0,1499	295,25	626,78	6,40	2273,40	188,04	85,888	1,21	69,37

Dari hasil perhitungan dari tabel 4.3, didapatkan garfik pengaruh debit air dingin terhadap efektifitas aktual pada sistem tertutup yang ditunjukan pada gambar 4.2.



Gambar 4.2 Grafik pengaruh debit air dingin terhadap efektifitas aktual pada sistem tertutup

Dari hasil perhitungan pada tabel 4.3 dan gambar 4.2 dapat dilihat bahwa semakin besar debit air dingin maka semakin besar pula nilai efektifitas aktual yang ditunjukkan dengan garis grafik yang naik. Nilai efektifitas aktual tertinggi sebesar 69.37% pada debit air dingin 9 LPM dan nilai efektifitas aktual terendah sebesar 64.80% pada debit air dingin 5 LPM.

Pengambilan data ini dilakukan pada kondisi *steady* dan dalam sistem tertutup sehingga lama kelamaan suhu air dingin yang masuk (T_3) akan semakin meningkat dan berpengaruh terhadap kenaikan suhu pada T_2 dan T_4 . Nilai efektifitas aktual dipengaruhi oleh selisih antara T_1 dengan T_2 dan selisih antara T_1 dengan T_3 . Kenaikan suhu T_2 , T_3 , dan T_4 sangat berpengaruh terhadap nilai efektifitas aktual. Selain itu, laju fluida dingin maupun fluida panas yang tidak selalu konstan yang disebabkan adanya *bypass* pada pompa akan berpengaruh

terhadap besar kecilnya kenaikan suhu T_2 , T_3 , dan T_4 , sehingga mempengaruhi besar kecilnya nilai efektifitas aktual.

4.3 Hubungan Efektifitas Aktual Dengan Variasi Debit Air Pendingin Di Sistem Terbuka Pada Suhu *Set Point* 60 °C Dengan Debit Air Panas 4,3 LPM

Dalam pengambilan data untuk suhu *set point* 60 °C dengan laju air panas sebesar 4,3 LPM dan data laju air dingin dengan beberapa variasi yaitu 5 LPM, 6 LPM, 8 LPM, 9 LPM. Dari hasil perhitungan data tersebut, nantinya akan ditunjukkan hubungan antara debit air dingin terhadap efektifitas. Cara pengambilan data ini yaitu dengan memanaskan fluida panas yang masuk terlebih dahulu dari suhu normal hingga suhu *set point* 60 °C. Setelah suhu fluida masuk sudah mencapai 60 °C, lalu *setting* debit fluida dingin yang masuk sesuai dengan variasi debit yang diinginkan dan dilakukan pergantian air dingin yang masuk (1kali masuk lalu buang). Selanjutnya pengambilan data suhu dilakukan pada saat keadaan *steady*, dimana keadaan *steady* yaitu suhu air meningkat hingga melebihi suhu *set point* lalu mengalami penurunan di bawah suhu *set point* dan naik lagi hingga pada suhu *set point* dan stabil. Sehingga di dapatkan variabel kontrol yaitu suhu fluida panas masuk, laju fluida panas, dan suhu fluida dingin masuk. Untuk variabel bebas adalah laju fluida dingin, sementara variabel terikat adalah suhu fluida dingin keluar dan suhu fluida panas keluar.

Tabel 4.4 Hasil pengambilan data *heat exchanger set point* 60 °C dengan debit air panas 4,3 LPM dan variasi debit air dingin pada sistem terbuka

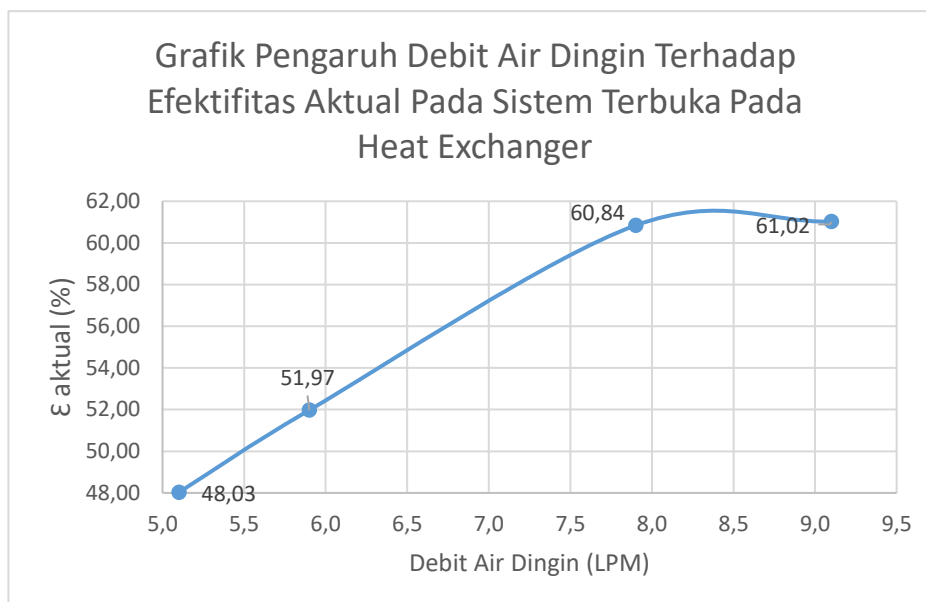
<i>SHELL</i>			<i>TUBE</i>		
Laju Alir (LPM)	T4 (°C)	T3 (°C)	Laju Alir (LPM)	T1 (°C)	T2 (°C)
5,1	45,5	29,6	4,3	60,0	45,4
5,9	43,3	29,6	4,3	60,0	44,2
7,9	38,0	29,1	4,3	60,0	41,2
9,1	36,4	28,7	4,3	60,0	40,9

Langkah-langkah perhitungan data dari hasil pengambilan data pada tabel 4.10 sama seperti pada sub bab 4.2. Maka hasil perhitungan menggunakan *Microsoft Excel* disajikan dalam tabel 4.5.

Tabel 4.5 Hasil perhitungan data *heat exchanger set point* 60 °C dengan debit air panas 4,3 LPM dan variasi debit air dingin pada sistem terbuka

Debit Air Dingin (LPM)	m_t	m_s	C_{min}	C_{max}	ΔT_{lm}	q_t	q_s	NTU	ϵ_{aktual}
	kg/s	kg/s	J/s °C	J/s °C	°C	J/s	J/s		(%)
5,1	0,0707	0,0844	295,68	352,70	15,14	4316,9245	5607,9005	1,30	48,03
5,9	0,0707	0,0977	295,77	408,17	15,63	4673,1200	5591,9784	1,26	51,97
7,9	0,0708	0,1310	295,99	547,12	16,56	5564,5246	4869,3838	1,23	60,84
9,1	0,0708	0,1509	296,01	630,48	17,28	5653,7370	4854,7140	1,21	61,02

Dari hasil perhitungan dari tabel 4.5, didapatkan grafik pengaruh debit air dingin terhadap performa *heat exchanger* yang ditunjukkan pada gambar 4.3.



Gambar 4.3 Grafik pengaruh debit air dingin terhadap efektifitas aktual pada sistem terbuka

Dari gambar 4.3 dan tabel 4.5 dapat disimpulkan bahwa pada saat debit fluida dingin 5 LPM dan 6 LPM mengalami penurunan efektifitas karena pada saat debit 5 LPM dan 6 LPM suhu fluida dingin yang masuk (T_3) menggunakan air PDAM dengan suhu dikisaran 29 °C, sedangkan pada saat debit air 8 LPM dan 9 LPM fluida dingin yang masuk (T_3) menggunakan air dari bak mandi karena air PDAM pada sore hari debit airnya makin kecil dan mati, maka pada saat debit air dingin 8 LPM dan 9 LPM menggunakan air dari bak mandi dengan nilai suhu T_3 dikisaran 27 °C. Dari grafik tersebut, dapat dilihat bahwa suhu fluida dingin T_3 berpengaruh terhadap nilai T_2 dan T_4 , sehingga pada saat suhu nilai T_3 semakin turun maka nilai efektifitas akan semakin meningkat. Selain itu, untuk menjaga nilai suhu T_3 selalu konstan sangatlah susah, apalagi pada saat pengambilan data pada siang hari dengan menggunakan air PDAM, suhu air PDAM yang berubah-ubah

disebabkan oleh suhu lingkungan ini yang menyebabkan nilai suhu T_3 tidak bisa konstan sehingga berpengaruh terhadap nilai efektifitas.

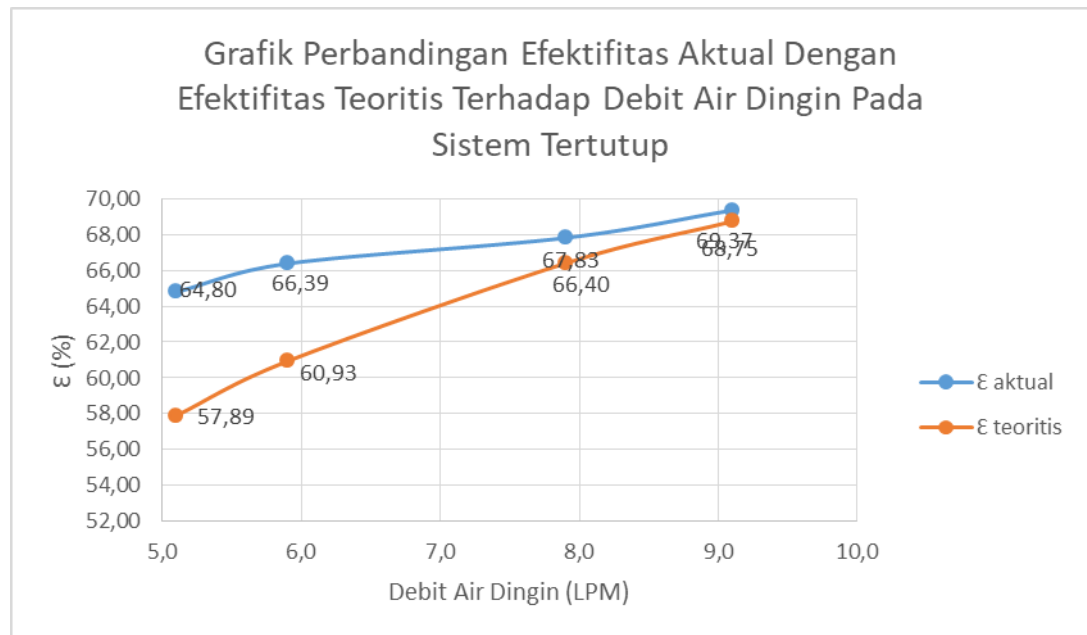
4.4 Perbandingan Efektifitas Aktual Dengan Efektifitas Teoritis Terhadap Debit Air Dingin Pada Sistem Tertutup

Perbandingan antara efektifitas aktual dengan efektifitas teoritis terhadap debit air dingin dilakukan untuk mengetahui perbedaan nilai efektifitas yang terjadi pada saat perhitungan teoritis dengan perhitungan aktual pada saat sistem tertutup. Data yang digunakan dalam perhitungan sama seperti pada tabel 4.2, untuk langkah perhitungan efektifitas aktual sama seperti pada sub bab 4.2 sedangkan untuk langkah perhitungan efektifitas teoritis sama seperti pada sub-bab 4.1.2. Hasil perhitungan dengan menggunakan *Microsoft Excel* disajikan dalam tabel 4.6.

Tabel 4.6 Hasil perhitungan efektifitas aktual dan efektifitas teoritis pada sistem tertutup

Debit Air Dingin	Efektifitas Aktual (ϵ_{aktual})	Efektifitas Teoritis ($\epsilon_{\text{teoritis}}$)
LPM	(%)	(%)
5,1	64,80	57,89
5,9	66,39	60,93
7,9	67,83	66,40
9,1	69,37	68,75

Untuk mempermudah dalam membaca data, maka akan dibuat grafik perbandingan efektifitas aktual dengan efektifitas teoritis terhadap debit air dingin pada sistem tertutup yang disajikan pada gambar 4.4.



Gambar 4.4 Grafik perbandingan efektifitas aktual dengan efektifitas teoritis terhadap debit air dingin pada sistem tertutup

Dari gambar 4.4 dapat dilihat bahwa kedua efektifitas baik itu efektifitas aktual maupun efektifitas teoritis memiliki garis grafik cenderung naik. Untuk efektifitas teoritis garis grafik cenderung naik lurus sedangkan untuk efektifitas aktual garis grafik cenderung naik tapi tak beraturan. Dari kedua garis grafik dapat disimpulkan bahwa semakin besar debit air dingin maka efektifitas juga semakin meningkat baik itu efektifitas aktual maupun efektifitas teoritis. Gambar 4.4 menunjukkan bahwa efektifitas aktual memiliki nilai lebih tinggi dibandingkan dengan nilai efektifitas teoritis, yang seharusnya dimana nilai efektifitas teoritis lebih tinggi dibandingkan dengan nilai efektifitas aktual, karena pengambilan data ini menggunakan sistem tertutup dimana suhu air pendingin dipakai berulang-ulang menyebabkan suhu T_3 semakin lama semakin meningkat, menyebabkan hasil dari perhitungan efektifitas aktual yang tidak rasional dan di dunia industri jarang ditemui untuk *heat exchanger* dengan sistem tertutup.

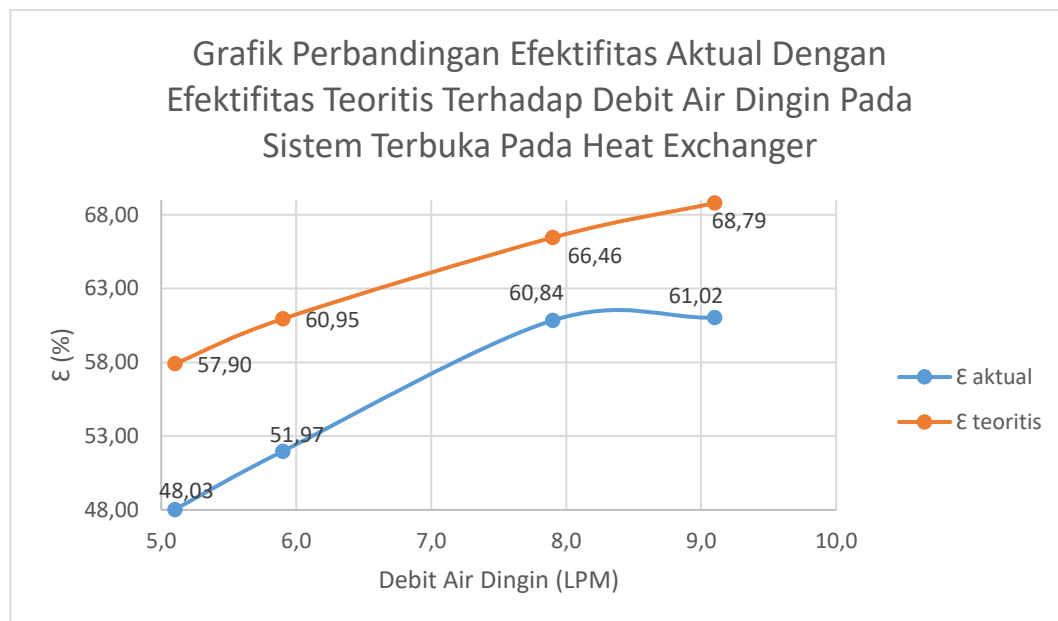
4.5 Perbandingan Efektifitas Aktual Dengan Efektifitas Teoritis Terhadap Debit Air Dingin Pada Sistem Terbuka

Perbandingan antara efektifitas aktual dengan efektifitas teoritis terhadap debit air dingin dilakukan untuk mengetahui perbedaan nilai efektifitas yang terjadi pada saat perhitungan teoritis dengan perhitungan aktual pada saat sistem terbuka. Data yang digunakan dalam perhitungan sama seperti pada tabel 4.4, untuk langkah perhitungan efektifitas aktual sama seperti pada sub bab 4.2 sedangkan untuk langkah perhitungan efektifitas teoritis sama seperti pada sub-sub bab 4.1.2. Hasil perhitungan dengan menggunakan *Microsoft Excel* disajikan dalam tabel 4.7.

Tabel 4.7 Hasil perhitungan efektifitas aktual dan efektifitas teoritis pada sistem terbuka

Debit Air Dingin	Efektifitas Aktual (ϵ_{aktual})	Efektifitas Teoritis ($\epsilon_{\text{teoritis}}$)
LPM	(%)	(%)
5,1	48,03	57,90
5,9	51,97	60,95
7,9	60,84	66,46
9,1	61,02	68,79

Untuk mempermudah dalam membaca data, maka akan dibuat grafik perbandingan efektifitas aktual dengan efektifitas teoritis terhadap debit air dingin pada sistem terbuka yang disajikan pada gambar 4.5.



Gambar 4.5 Grafik perbandingan efektifitas aktual dengan efektifitas teoritis terhadap debit air dingin pada sistem terbuka

Dari gambar 4.5 dapat dilihat bahwa efektifitas teoritis memiliki garis grafik cenderung naik. Efektifitas aktual pada debit air dingin 5 LPM memiliki garis grafik yang melebihi garis grafik pada efektifitas teoritis sedangkan untuk debit 6 LPM hingga 9 LPM garis grafik untuk efektifitas aktual cenderung meningkat dan garis grafik masih berada dibawah garis grafik efektifitas teoritis. Ini disebabkan karena pada saat pengambilan data di debit air dingin 5 LPM belum dalam keadaan benar-benar *steady* sehingga suhu T₂, T₃, dan T₄ masih bisa berubah-ubah. Dari gambar 4.5 menunjukan bahwa nilai efektifitas teoritis lebih tinggi dibandingkan dengan nilai efektifitas aktual kecuali pada debit 5 LPM, karena pengambilan data ini menggunakan sistem terbuka dimana suhu air pendingin selalu diganti menyebabkan suhu T₃ lebih stabil sehingga dapat berpengaruh pada suhu T₂ dan T₄ dibandingkan pada saat sistem tertutup. Hasil dari perhitungan

efektifitas pada sistem terbuka lebih rasional daripada sistem tertutup membuat heat exchanger dengan sistem terbuka lebih banyak ditemui pada industri saat ini.

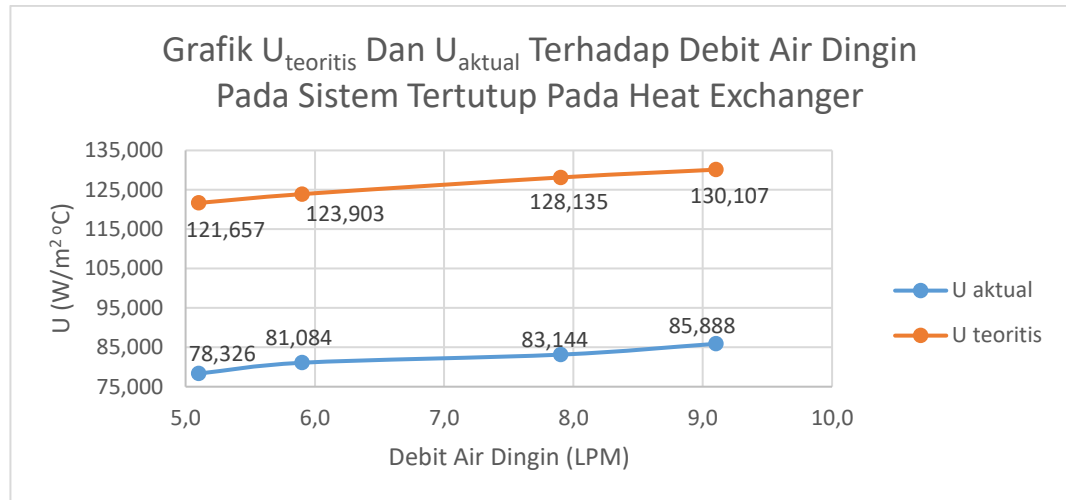
4.6 Perbandingan Nilai U_{Aktual} Dan Nilai U_{Teoritis} Terhadap Debit Air Dingin Pada Sistem Tertutup

Perbandingan antara nilai U_{teoritis} dengan nilai U_{aktual} terhadap debit air dingin dilakukan untuk mengetahui perbedaan koefisien perpindahan kalor yang terjadi pada saat perhitungan teoritis dengan perhitungan aktual pada saat sistem tertutup. Data yang digunakan dalam perhitungan sama seperti pada tabel 4.2, untuk langkah perhitungan koefisien perpindahan kalor aktual sama seperti pada sub bab 4.2 sedangkan untuk langkah perhitungan koefisien perpindahan kalor teoritis sama seperti pada sub-sub bab 4.1.2. Hasil perhitungan dengan menggunakan *Microsoft Excel* disajikan dalam tabel 4.8.

Tabel 4.8 Hasil perhitungan U_{aktual} dan U_{teoritis} pada sistem tertutup

Debit Air Dingin	Koefisien Perpindahan Kalor Aktual (U_{aktual})	Koefisien Perpindahan Kalor Teoritis (U_{teoritis})
LPM	$\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
5,1	78,326	121,657
5,9	81,084	123,903
7,9	83,144	128,135
9,1	85,888	130,107

Untuk mempermudah dalam membaca data, maka akan dibuat grafik perbandingan koefisien perpindahan kalor aktual dengan koefisien perpindahan kalor teoritis terhadap debit air dingin pada sistem tertutup yang disajikan pada gambar 4.6.



Gambar 4.6 Grafik perbandingan U_{aktual} dengan U_{teoritis} terhadap debit air dingin pada sistem tertutup

Dari gambar 4.6 dapat dilihat bahwa kedua garis grafik U_{aktual} dan U_{teoritis} memiliki tren garis yang naik. Nilai U_{teoritis} memiliki garis grafik diatas nilai garis grafik U_{aktual} . Nilai U_{aktual} dipengaruhi oleh faktor terbesar yaitu perbandingan nilai q , F , dan ΔT_{lm} . Selain itu, karena dalam pengambilan data tanpa mengganti fluida dingin yang masuk sehingga semakin lama waktu pemanasan maka nilai T_2 dan T_4 semakin meningkat, sehingga akan mempengaruhi nilai ΔT_{lm} . Sedangkan nilai U_{teoritis} pengaruh terbesar adalah pada nilai tahanan termal total (R_{total}). Sebenarnya nilai koefisien perpindahan kalor teoritis (U_{teoritis}) berpengaruh terhadap perhitungan nilai perpindahan kalor (q_{teoritis}).

4.7 Perbandingan Nilai U_{Aktual} Dan Nilai U_{Teoritis} Terhadap Debit Air Dingin Pada Sistem Terbuka

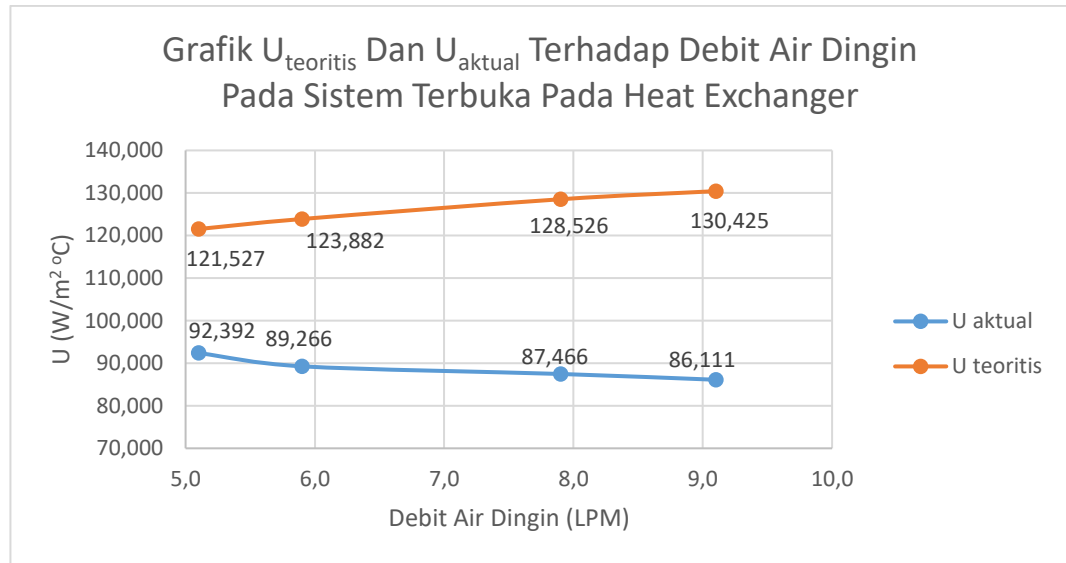
Perbandingan antara nilai U_{teoritis} dengan nilai U_{aktual} terhadap debit air dingin dilakukan untuk mengetahui perbedaan koefisien perpindahan kalor yang terjadi pada saat perhitungan teoritis dengan perhitungan aktual pada saat sistem

terbuka. Data yang digunakan dalam perhitungan sama seperti pada tabel 4.2, untuk langkah perhitungan koefisien perpindahan kalor aktual sama seperti pada sub bab 4.2 sedangkan untuk langkah perhitungan koefisien perpindahan kalor teoritis sama seperti pada sub-sub bab 4.1.2. Hasil perhitungan dengan menggunakan *Microsoft Excel* disajikan dalam tabel 4.9.

Tabel 4.9 Hasil perhitungan U_{aktual} dan U_{teoritis} pada sistem terbuka

Debit Air Dingin	Koefisien Perpindahan Kalor Aktual (U_{aktual})	Koefisien Perpindahan Kalor Teoritis (U_{teoritis})
LPM	$\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
5,1	92,392	121,527
5,9	89,266	123,882
7,9	87,466	128,526
9,1	86,111	130,425

Untuk mempermudah dalam membaca data, maka akan dibuat grafik perbandingan koefisien perpindahan kalor aktual dengan koefisien perpindahan kalor teoritis terhadap debit air dingin pada sistem tertutup yang disajikan pada gambar 4.6.



Gambar 4.7 Grafik perbandingan U_{aktual} dengan U_{teoritis} terhadap debit air dingin pada sistem terbuka

Dari gambar 4.7 dapat dilihat bahwa garis grafik U_{teoritis} memiliki tren garis yang naik sedangkan, nilai U_{aktual} memiliki garis grafik sedikit tidak labil pada debit 6 LPM, dikarenakan nilai ΔT_{lm} pada debit 6 LPM lebih besar dari pada debit 5, 8 dan 9 LPM sehingga berpengaruh terhadap nilai U_{aktual} . Selain nilai ΔT_{lm} , dalam menghitung nilai U_{aktual} dipengaruhi oleh nilai F dan q . Dalam pengambilan data dengan mengganti fluida dingin yang masuk, suhu fluida dingin yang masuk (T_3) akan mempengaruhi nilai T_2 dan T_4 , sehingga akan berpengaruh terhadap nilai ΔT_{lm} . Sedangkan dalam perhitungan nilai U_{teoritis} pengaruh terbesar adalah pada nilai tahanan termal total (R_{total}). Sebenarnya nilai koefisien perpindahan kalor teoritis (U_{teoritis}) berpengaruh terhadap perhitungan nilai perpindahan kalor (q_{teoritis}).