

ภาคผนวก ข
ตัวอย่างการคำนวณ

ข.1 การคำนวณขนาดของส่วนประกอบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ข.1.1 การคำนวณพื้นที่ผิวน้ำภายในของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ข.1.1.1 ความยาวรวมของท่อขด (L_t)

$$\begin{aligned} L_t &= N \left(\sqrt{(\pi d_1)^2 + p^2} + \sqrt{(\pi d_2)^2 + p^2} + \sqrt{(\pi d_3)^2 + p^2} + \sqrt{(\pi d_4)^2 + p^2} \right) \\ &= 7 \left(\sqrt{(365\pi)^2 + 35^2} + \sqrt{(285\pi)^2 + 35^2} + \sqrt{(205\pi)^2 + 35^2} + \sqrt{(125\pi)^2 + 35^2} \right) \\ &= 21.58 \text{ m} \end{aligned}$$

ข.1.1.2 พื้นที่ผิวน้ำภายในท่อขด ($A_{i,t}$)

$$\begin{aligned} A_{i,t} &= \pi d_i L_t \\ &= 0.0086\pi \times 21.58 \\ &= 0.58 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

ข.1.1.3 พื้นที่ผิวน้ำภายในท่อ manifold ($A_{i,man}$)

$$\begin{aligned} A_{i,man} &= \pi d_{i,man} (L_{man,in} + L_{man,out}) \\ &= 27\pi(210 + 196) \\ &= 0.034 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

ข.1.1.4 พื้นที่ผิวน้ำภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (A_i)

$$\begin{aligned} A_i &= A_{i,t} + A_{i,man} \\ &= 0.58 + 0.034 = 0.614 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

ข.1.2 การคำนวณพื้นที่ผิวน้ำภายนอกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ข.1.2.1 ความยาวของครีบริวม (L_r)

$$\begin{aligned} L_r &= nL_t \sqrt{\left\{ \pi \left[\left(\frac{d_f - d_o}{2} \right) + d_o \right] \right\}^2 + p_f^2} \\ &= 500 \times 21.58 \times \sqrt{\left\{ \pi \left[\left(\frac{0.02825 - 0.0096}{2} \right) + 0.0096 \right] \right\}^2 + 0.002^2} \\ &= 641.88 \text{ m} \end{aligned}$$

ข.1.2.2 พื้นที่ผิวของครีบริวม (A_r)

$$\begin{aligned}
A_f &= \left[2 \times L_f \times \left(\frac{d_f - d_o}{2} \right) \right] + \left[\delta_f n L_t \sqrt{(\pi d_f)^2 + p_f^2} \right] \\
&= \left[2 \times 641.88 \times \left(\frac{0.02825 - 0.0096}{2} \right) \right] + \left[0.0005 \times 500 \times 21.58 \times \sqrt{(0.02825\pi)^2 + 0.002^2} \right] \\
&= 12.45 \text{ m}^2
\end{aligned}$$

ข.1.2.3 พื้นที่ผิวภายนอกท่อชุด (ไม่รวมบริเวณที่ถูกฐานครีบทับ) (A_b)

$$\begin{aligned}
A_b &= \pi d_o L_t - t_f n L_t \sqrt{(\pi d_o)^2 + p_f^2} \\
&= (0.0096\pi \times 21.58) - \left[0.0005 \times 500 \times 21.58 \times \sqrt{(0.0096\pi)^2 + 0.002^2} \right] \\
&= 0.49 \text{ m}^2
\end{aligned}$$

ข.1.2.4 พื้นที่ผนังภายนอกท่อรวมทั้งทางด้านเข้าและด้านออก ($A_{o,man}$)

$$\begin{aligned}
A_{o,man} &= \pi d_{o,man} (L_{man,in} + L_{man,out}) \\
&= 28.1\pi (210 + 196) \\
&= 0.036 \text{ m}^2
\end{aligned}$$

ข.1.2.5 พื้นที่ผนังภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (A_i)

$$\begin{aligned}
A_{o,tot} &= A_f + A_b + A_{o,man} \\
&= 12.45 + 0.49 + 0.036 = 12.98 \text{ m}^2
\end{aligned}$$

ข.1.3 การคำนวณพื้นที่หน้าตัดจริงที่อากาศไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (A)

$$\begin{aligned}
A &= \frac{\pi d_{shell}^2}{4} - \left[\sum_{k=1}^4 \frac{\pi (d_{k,o}^2 - d_{k,i}^2)}{4} + (d_f - d_o) \delta_f n \sum_{k=1}^4 \pi d_k \right] \\
A &= \frac{0.43^2 \pi}{4} - \{0.014778 + [(0.02825 - 0.0096) \times 0.0005 \times 500 \times 0.98\pi]\} \\
&= 0.116 \text{ m}^2
\end{aligned}$$

ข.2 การคำนวณผลการทดลองสำหรับสภาวะผิวแห้ง

สภาวะที่ทำการทดลอง : สภาวะผิวแห้ง

อุณหภูมิน้ำ 45°C

อุณหภูมิอากาศ = อุณหภูมิบรรยากาศ = 32°C

ความดันบรรยากาศ 759.25 mmHg

อัตราการไหลของน้ำ 22.5 ℓ / min

ความถี่ของมอเตอร์ 50 Hz

ข้อมูลที่บันทึกได้

$$\Delta P_{ave} = 1.225 kPa$$

$$\phi_{in} = 67.1\%$$

$$\phi_{out} = 61.3\%$$

$$T_{w,in} = 46.61^\circ C$$

$$T_{w,out} = 45.09^\circ C$$

$$T_{a,in} = 32.65^\circ C$$

$$T_{a,out} = 38.43^\circ C$$

$$T_{w,inTS} = 45.58^\circ C ; \text{อุณหภูมิน้ำในท่อเฉลี่ย 12 จุด}$$

$$T_{s,ave} = 44.49^\circ C ; \text{อุณหภูมิผิวท่อเฉลี่ย 11 จุด}$$

ข.2.1 การคำนวณอัตราการไหลของอากาศ

$$\dot{m}_a = c_d \frac{\pi D_2^2}{4} \sqrt{\frac{2\rho\Delta P}{1 - \frac{0.62^2 d^4}{D_1^4}}} \quad \text{โดยที่ } D_1 = 0.3m \text{ และ } d = 0.09m$$

$$= (0.61) \frac{\pi(0.62)(0.09)^2}{4} \sqrt{\frac{2(1.132488 kg/m^3)(1.225 \times 10^3 Pa)}{1 - \frac{0.3844(0.09)^4}{(0.3)^4}}}$$

$$= 0.13 kg/s$$

ข.2.2 การคำนวณอัตราการไหลของน้ำ

$$\dot{m}_w = 22.5 \frac{l}{min} \times \frac{min}{60s} \times \frac{10^{-3} m^3}{l} \times 989.7686 \frac{kg}{m^3}$$

$$= 0.37 kg/s$$

ข.2.3 การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ

$$Q_a = \dot{m}_a (i_{a,out} - i_{a,in})$$

โดยที่

$$\begin{aligned} i_{a,in} &= (C_{P,a@Ta,in} \cdot T_{a,in}) + (\omega_{in} \cdot i_{g,w@Ta,in}) \\ &= (1.005348 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ \text{C})(32.65^\circ \text{C}) + (0.01767 \frac{\text{kg}}{\text{kg} \cdot \text{dryair}})(2561.077 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) \\ &= 78.08 \text{ kJ} / \text{kg} \\ i_{a,out} &= (C_{P,a@Ta,out} \cdot T_{a,out}) + (\omega_{out} \cdot i_{g,w@Ta,out}) \\ &= (1.005695 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ \text{C})(38.43^\circ \text{C}) + (0.022027 \frac{\text{kg}}{\text{kg} \cdot \text{dryair}})(2571.471 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) \\ &= 95.29 \text{ kJ} / \text{kg} \end{aligned}$$

จะได้

$$\begin{aligned} Q_a &= (0.13 \text{ kg} / \text{s})(95.29 - 78.08) \text{ kJ} / \text{kg} \\ &= 2.23 \text{ kW} \end{aligned}$$

ข.2.4 การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนด้านน้ำ

$$\begin{aligned} Q_w &= \dot{m}_w C_{P,w} (T_{w,in} - T_{w,out}) \\ &= (0.37 \text{ kg} / \text{s})(4.179739 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ \text{C})(46.61 - 45.09)^\circ \text{C} \\ &= 2.35 \text{ kW} \end{aligned}$$

ข.2.5 การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย

$$\begin{aligned} Q_{ave} &= \frac{Q_a + Q_w}{2} \\ &= \frac{2.23 + 2.35}{2} = 2.29 \text{ kW} \end{aligned}$$

ข.2.6 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านน้ำ โดยใช้ Newton's law of cooling

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Q_{ave}}{A_{i,t} (T_{w,inTS} - T_{s,ave})} \\ &= \frac{2294.39 \text{ W}}{(0.58 \text{ m}^2)(45.58 - 44.49) \text{ K}} \\ h_i &= 3629.22 \text{ W} / \text{m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

นำเสนอ h_i ในรูปของ Nusselt number

$$\begin{aligned}
 Nu &= \frac{h_i D}{k} \\
 &= \frac{(3629.22 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})(0.0086 \text{ m})}{0.638561 \text{ W/m} \cdot \text{K}} \\
 &= 48.88
 \end{aligned}$$

ข.2.7 การคำนวณความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{LMTD} &= \frac{(T_{w,in} - T_{a,out}) - (T_{w,out} - T_{a,in})}{\ln \frac{T_{w,in} - T_{a,out}}{T_{w,out} - T_{a,in}}} \\
 &= \frac{(46.61 - 38.43) - (45.09 - 32.65)}{\ln \frac{46.61 - 38.43}{45.09 - 32.65}} = 10.16 \text{ K}
 \end{aligned}$$

ข.2.8 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

$$\begin{aligned}
 Q_{ave} &= U_i A_i (F) \Delta T_{LMTD} \\
 \text{โดยที่ } A_i &\text{ คือพื้นที่ภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน} \\
 \text{จะได้ } U_i &= \frac{2290 \text{ W}}{(0.614 \text{ m}^2)(1)(10.16 \text{ K})} = 367.09 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}
 \end{aligned}$$

ข.2.9 การคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านอากาศ

ข.2.9.1 การคำนวณหา Fin Effectiveness

$$\begin{aligned}
 \eta_o &= 1 - \frac{A_f}{A_{o,tot}} (1 - \eta) \\
 \text{โดยที่ } A_f &\text{ คือพื้นที่ผิวรวมของครีป} = 12.45 \text{ m}^2 \\
 A_{o,tot} &\text{ คือพื้นที่ผิวรวมด้านนอกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน} = 12.98 \text{ m}^2 \\
 \text{สมมติให้ } \eta &= 0.95 \\
 \text{จะได้ } \eta_o &= 1 - \left(\frac{12.45}{12.98} \right) (1 - 0.95) = 0.952042
 \end{aligned}$$

ข.2.9.2 การคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านอากาศจากสมการ

$$\begin{aligned}
 &\text{ความต้านทานความร้อนรวม} \\
 \frac{1}{U_i A_i} &= \frac{1}{\eta_o h_o A_{o,tot}} + \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k_t L_t} + \frac{1}{h_i A_i}
 \end{aligned}$$

โดยที่

$$A_f = 0.614 \text{ m}^2$$

$$U_i = 367.09 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

$$\eta_o = 0.952042$$

$$h_i = 3629.22 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

$$r_o = 0.0048 \text{ m}$$

$$r_i = 0.0043 \text{ m}^2$$

$$k_t = 401 \text{ W / m} \cdot K$$

$$L_t = 21.58 \text{ m}$$

แทนค่าในสมการได้

$$h_o = 20.3 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

ข.2.9.3 การตรวจสอบค่า Fin Efficiency ที่สมมติในข้างต้น เพื่อหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านอากาศที่แท้จริง

จากสูตร Fin Efficiency

$$\eta = \frac{2r_{f,i}}{M_T(r_{f,o}^2 - r_{f,i}^2)} \left[\frac{K_1(M_T r_{f,i}) I_1(M_T r_{f,o}) - K_1(M_T r_{f,o}) I_1(M_T r_{f,i})}{K_1(M_T r_{f,o}) I_0(M_T r_{f,i}) + K_0(M_T r_{f,i}) I_1(M_T r_{f,o})} \right]$$

เมื่อ $r_{f,i}$ คือรัศมีด้านในของครีป

$r_{f,o}$ คือรัศมีด้านนอกของครีป

I_0 คือ Modified Bessel function solution of the first kind, order 0

I_1 คือ Modified Bessel function solution of the first kind, order 1

K_0 คือ Modified Bessel function solution of the second kind, order 0

K_1 คือ Modified Bessel function solution of the second kind, order 1

โดยที่ M_T สามารถคำนวณได้ดังนี้

สำหรับสภาวะผิวแห้ง

$$M_T = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t_f}}$$

$$= \sqrt{\frac{2(20.3)}{(237)(0.0005)}} = 18.51$$

ดังนั้น

$$I_0(M_T r_{f,i}) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\xi^{2n}}{2^{2n} (n!)^2} = 1.00157$$

$$I_1(M_T r_{f,i}) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{2n \xi^{2n-1}}{2^{2n} (n!)^2} = 0.03968$$

$$I_1(M_T r_{f,o}) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{2n \xi^{2n-1}}{2^{2n} (n!)^2} = 0.04431$$

$$K_0(M_T r_{f,i}) = -\left(\nu + \ln \frac{\xi}{2}\right) I_0(\xi) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\xi^{2n}}{2^{2n} (n!)^2} \sum_{m=1}^n \frac{1}{m} = 2.65612$$

$$K_1(M_T r_{f,o}) = -\frac{1}{\xi} I_0(\xi) - \left(\nu + \ln \frac{\xi}{2}\right) I_1(\xi) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2n \xi^{2n-1}}{2^{2n} (n!)^2} \sum_{m=1}^n \frac{1}{m} = 11.16117$$

$$K_1(M_T r_{f,i}) = -\frac{1}{\xi} I_0(\xi) - \left(\nu + \ln \frac{\xi}{2}\right) I_1(\xi) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2n \xi^{2n-1}}{2^{2n} (n!)^2} \sum_{m=1}^n \frac{1}{m} = 12.48435$$

หมายเหตุ: ν คือ Euler's constant หาจาก $\nu = \lim_{n \rightarrow \infty} \left(1 + \frac{1}{2} + \frac{1}{3} + \dots + \frac{1}{n} - \ln(n)\right) = 0.5772\dots$

$\xi = M_T r_f$ โดยค่าของ r_f ในที่นี้จะเปลี่ยนแปลงไป ขึ้นอยู่กับว่าการคำนวณที่ รัศมี
ด้านใน ($r_{f,i}$) หรือรัศมีด้านนอกของครีป ($r_{f,o}$)

ดังนั้นจะได้ $\eta = 0.983374$

เนื่องจาก η ที่ได้มีค่าไม่เท่ากับที่สมมติไว้ในขั้นตอน ข.2.7.1 จึงต้องทำการ trial-error ต่อไป

ซึ่งท้ายสุดได้คำตอบคือ $\eta = 0.983913$ และ $h_o = 19.49 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

ข.2.10 การคำนวณค่า Colburn factor

นำเสนอ h_o ในรูปของ Colburn factor หรือ j-factor

$$j = \left(\frac{h_o}{G_{\max} C_{p,a}} \right) \text{Pr}^{2/3}$$

โดยที่ h_o คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านอากาศ

$G_{\max}$ คือ ค่าอัตราการไหลเชิงมวลสูงสุดของอากาศ

$C_{p,a}$ คือ ความร้อนจำเพาะของอากาศที่ความดันคงที่

Pr คือ ค่า Prandtl number

$$\text{จะได้ } j = \left(\frac{19.49 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{(1.33 \text{ kg/m}^3)(1.59 \text{ m/s})(1.005521 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})} \right) (0.711)^{2/3}$$

$$j = 0.00761$$

ข.2.11 การคำนวณประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

จากความสัมพันธ์

$$\varepsilon = \frac{q_{act}}{q_{max}} = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (\text{ก})$$

หรือ

$$\varepsilon = \frac{q_{act}}{q_{max}} = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (\text{ข})$$

ทั้งนี้ตลอดช่วงอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำและอากาศที่ทำการทดลองทั้งหมด ค่าอัตราความจุความร้อน (Heat capacity rate) ของน้ำร้อน $(\dot{m}C_p)_w$ จะมีค่าสูงกว่าของอากาศที่อุณหภูมิบรรยากาศ $(\dot{m}C_p)_a$ ดังนั้นค่า C_{min} ในสมการนี้ก็คือน้ำ $(\dot{m}C_p)_a$ และเลือกใช้สมการ (ข) เมื่อ C_c คือ $(\dot{m}C_p)_a$ จะได้ความสัมพันธ์ใหม่เป็น

$$\varepsilon = \frac{T_{a,out} - T_{a,in}}{T_{w,in} - T_{a,in}} \quad (\text{ค})$$

แทนค่าอุณหภูมิลงในสมการ (ค) ได้

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{(38.43 - 32.69)^\circ \text{C}}{(46.61 - 32.65)^\circ \text{C}} \\ &= 0.41 \end{aligned}$$

ข.3 การคำนวณผลการทดลองสำหรับสภาวะผิวเปียก

สภาวะที่ทำการทดลอง : สภาวะผิวเปียก

อุณหภูมิน้ำ 12.5°C

อุณหภูมิอากาศ 40°C

ความดันบรรยากาศ 757.9 mmHg

อัตราการไหลของน้ำ $12.5 \text{ } \ell / \text{min}$

ความถี่ของมอเตอร์ 20 Hz

ข้อมูลที่บันทึกได้

$$\Delta P_{ave} = 0.16 \text{ kPa}$$

$$\phi_{in} = 59.4\%$$

$$\phi_{out} = 72.1\%$$

$$T_{w,in} = 14.25^\circ \text{C}$$

$$T_{w,out} = 16.18^\circ \text{C}$$

$$T_{a,in} = 39.09^\circ \text{C}$$

$$T_{a,out} = 26.45^\circ \text{C}$$

$$T_{w,inTS} = 15.07^\circ \text{C} ; \text{อุณหภูมิในท่อเฉลี่ย } 12 \text{ จุด}$$

$$T_{s,ave} = 16.75^{\circ}C ; \text{อุณหภูมิผิวท่อเฉลี่ย 11 จุด}$$

ข.3.1 การคำนวณอัตราการไหลของอากาศ

$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= c_d \frac{\pi D_2^2}{4} \sqrt{\frac{2\rho\Delta P}{1 - \frac{0.62^2 d^4}{D_1^4}}} \quad \text{โดยที่ } D_1 = 0.3m \text{ และ } d = 0.09m \\ &= (0.61) \frac{\pi(0.62)(0.09)^2}{4} \sqrt{\frac{2(1.142kg/m^3)(0.16 \times 10^3 Pa)}{1 - \frac{0.3844(0.09)^4}{(0.3)^4}}} \\ &= 0.047kg/s \end{aligned}$$

ข.3.2 การคำนวณอัตราการไหลของน้ำ

$$\begin{aligned} \dot{m}_w &= 12.5 \frac{l}{min} \times \frac{min}{60s} \times \frac{10^{-3} m^3}{l} \times 999.05 \frac{kg}{m^3} \\ &= 0.21kg/s \end{aligned}$$

ข.3.3 การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ

$$Q_a = \dot{m}_a \{ (i_{a,out} - i_{a,in}) + (\omega_{in} - \omega_{out}) i_{f,w@T_{s,o}} \}$$

โดยที่

$$\begin{aligned} i_{a,in} &= (C_{P,a@T_{a,in}} \cdot T_{a,in}) + (\omega_{in} \cdot i_{g,w@T_{a,in}}) \\ &= (1.006kJ/kg \cdot ^{\circ}C)(39.09^{\circ}C) + (0.02688 \frac{kg}{kg \cdot dryair})(2572.66 \frac{kJ}{kg}) \\ &= 108.48kJ/kg \\ i_{a,out} &= (C_{P,a@T_{a,out}} \cdot T_{a,out}) + (\omega_{out} \cdot i_{g,w@T_{a,out}}) \\ &= (1.005kJ/kg \cdot ^{\circ}C)(26.45^{\circ}C) + (0.01575 \frac{kg}{kg \cdot dryair})(2549.84 \frac{kJ}{kg}) \\ &= 66.74kJ/kg \end{aligned}$$

จะได้

$$\begin{aligned} Q_a &= (0.047kg/s)[(66.74 - 108.48)kJ/kg + (0.02688 - 0.01575) \frac{kg}{kgdryair} (70.341 \frac{kJ}{kg})] \\ &= -1.92kW \end{aligned}$$

เครื่องหมายลบแสดงว่ามีการถ่ายเทความร้อนออกจากอากาศ

ข.3.4 การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนด้านน้ำ

$$\begin{aligned} Q_w &= \dot{m}_w C_{P,w} (T_{w,out} - T_{w,in}) \\ &= (0.21 \text{ kg/s})(4.185 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})(16.18 - 14.25)^\circ\text{C} \\ &= 1.69 \text{ kW} \end{aligned}$$

ข.3.5 การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย

$$\begin{aligned} Q_{ave} &= \frac{Q_a + Q_w}{2} \\ &= \frac{1.92 + 1.69}{2} = 1.81 \text{ kW} \end{aligned}$$

ข.3.6 การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านน้ำ โดยใช้ Newton's law of cooling

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Q_{ave}}{A_{i,t} (T_{s,ave} - T_{w,inTS})} \\ &= \frac{1.81 \text{ kW}}{(0.58 \text{ m}^2)(16.75 - 15.07) \text{ K}} \\ h_i &= 1857.55 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

นำเสนอ h_i ในรูปของ Nusselt number

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{h_i D}{k} \\ &= \frac{(1857.55 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})(0.0086 \text{ m})}{0.5952 \text{ W/m} \cdot \text{K}} \\ &= 26.84 \end{aligned}$$