บทที่ 6

การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

6.1 ทฤษฎีการคำนวณของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การคำนวณหาสมรรถนะการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน มีอยู่ 2วิธี คือค่าความแตกต่างอุณหภูมิแบบล็อกมีน (logarithmic mean temperature difference) หรือวิธีแอลเอ็มทีดี (LMTD method) และวิธีจำนวนของหน่วยถ่ายเท (number of transfer unit) หรือวิธีเอ็นทียู (NTU method)

6.1.1 วิธีค่าความแตกต่างอุณหภูมิแบบล็อกมีน (LMTD)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบง่ายที่สุดที่ใช้ในการพิจารณา จะเป็นแบบท่อซ้อนท่อ (doublepipe of annulus heat exchanger) ดังแสดงในรูปที่ 6.1 ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ของไหลชนิดหนึ่งจะไหลในท่อและมีของไหลอีกชนิดหนึ่งไหลในวงแหวน อุปกรณ์ดังกล่าวจะมีการไหลแบบขนาน (parallel flow) เมื่อของไหลทั้ง 2 ไหลเข้าที่ตำแหน่ง A และ C ไหลออกที่ B และ D ตามลำดับ และไหลแบบสวนทางกัน (counter flow) เมื่อของไหลไหลเข้าที่ A และ D ตามลำดับ ซึ่งลักษณะการกระจายของอุณหภูมิในแต่ละกระแส เมื่อไม่มีการเปลี่ยนเฟสจะแสดงในรูปที่ 6.2

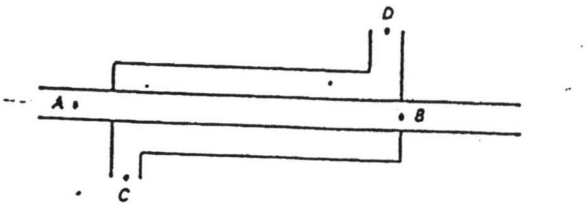
ในการคำนวณ โดยใช้ค่าความแตกต่างอุณหภูมิแบบล็อกมีนในอุปกรณ์แบบท่อซ้อนท่อจะมีสมมุติฐานในการวิเคราะห์ดังนี้

ก. ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ระหว่างของไหลทั้งสองกระแสที่แลกเปลี่ยนความร้อนจะมีค่าคงที่ตลอดในอุปกรณ์

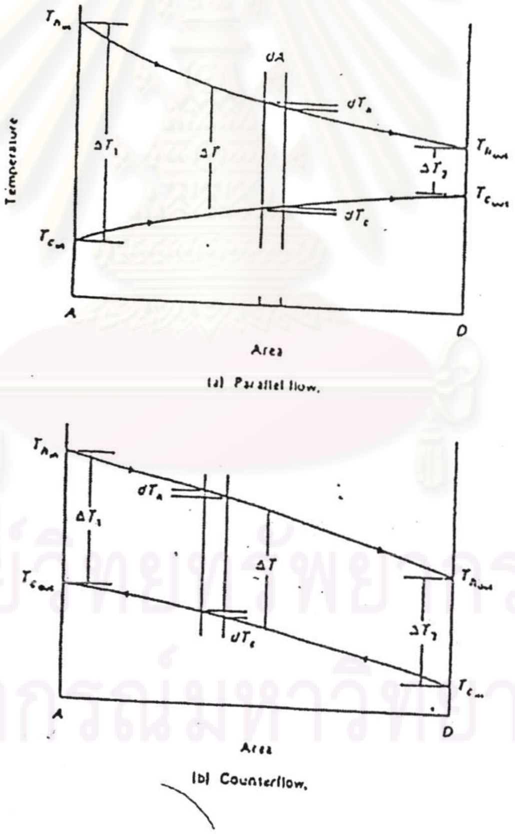
ข. อุปกรณ์จะถือว่าเป็นอะเดียเบติก (adiabatic) ความร้อนจะแลกเปลี่ยนกันระหว่างของไหลทั้งสองกระแสเท่านั้น

ค. การทำงานของอุปกรณ์อยู่ในสภาพคงตัว (steady state condition) นั่นคืออัตราการไหลมีค่าคงที่ และคุณสมบัติต่างๆ มีค่าคงที่

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนท่อ



รูปที่ 6.2 การกระจายอุณหภูมิของของไหล ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อไม่มีการเปลี่ยนเฟส

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ง. ความเร็วและอุณหภูมิของของไหลในอุปกรณ์ จะมีค่าสม่ำเสมอตลอดพื้นที่หน้าตัด (cross section) ในการไหลของของไหลในอุปกรณ์ภายในระยะเวลา 3 ชั่วโมง และสามารถแทนได้ด้วยค่าเฉลี่ยตลอดพื้นที่หน้าตัด (bulk velocity, bulk temperature)

จ. ค่าความจุความร้อน (specific heats) ของของไหลมีค่าคงที่

ฉ. ไม่มีการนำความร้อนตามแนวแกน ในของไหลและในผนัง

จากรูปที่ 6.2 การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลร้อนและเย็น ในช่วงพื้นที่เล็กๆ dA จะอยู่ในรูป

$$dq = U(T_h - T_c)dA \tag{6.1}$$

เมื่อ $T_h - T_c$ คืออุณหภูมิแตกต่างระหว่างกระแสร้อนและกระแสเย็นในพื้นที่ dA และ dq ในแต่ละกระแสอาจคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$dq = (WC)_c dT_c = -(WC)_h dT_h$$

หรือ

$$dq = C_c dT_c = -C_h dT_h \tag{6.2}$$

อักษรห้อยท้าย c และ h หมายถึง กระแสเย็นและกระแสร้อน

เมื่อกำหนด

$$\Delta T = T_h - T_c \quad \text{จะได้}$$

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c = -dq/C_h - dq/C_c \tag{6.3}$$

จากสมการ (6.2) และ (6.3)

$$d\Delta T/\Delta T = -U(1/Ch + 1/C_c)dA \tag{6.4}$$

ในกรณีการไหลแบบขนานกัน ดังรูปที่ 6.2 จะได้

$$\ln (\Delta T \Delta T_g - \Delta T_1) = -UA(1/C_h - 1/C_c) \tag{6.5}$$

เมื่อ $\Delta T_1 = T_{hi} - T_{ci} = T_{ho} - T_{co}$ ในกรณีการไหลแบบขนาน

เมื่อ $\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co} = T_{ho} - T_{ci}$ ในกรณีการไหลแบบสวนทางกัน

จาก $C_h = q/(T_{hi} - T_{ho})$ และ $C_c = q/(T_{co} - T_{ci})$ เมื่อ i = in, o = out

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

จะได้

$$\ln(\Delta T_g/\Delta T_1) = -UA[(T_{hi} - T_{ho}) + (T_{co} - T_{ci})]/q$$

หรือ

$$q = UA[(\Delta T_g - \Delta T_1) / \ln(\Delta T_g / \Delta T_1)] \quad (6.6)$$

เมื่อกำหนด ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิล็อกมีน (log-mean temperature difference) , LMTD โดย

$$LMTD = (\Delta T_g - \Delta T_1)/\ln[(\Delta T_g - \Delta T_1) \quad (6.7)$$

จะได้

$$q = UA(LMTD) \quad (6.8)$$

ในกรณีที่มีการไหลสวนทางกัน ดังรูปที่ 6.2

$$C_h(T_{hi} - T_{ho}) = C_c(T_{co} - T_{ci}) = \frac{UA[(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})]}{\ln[(T_{hi} - T_{co})/(T_{ho} - T_{ci})]}$$

กำหนดให้ $D = UA(1/C_h - 1/C_C)$

จะได้ $[T_{hi} - T_{ci} - (C_h / C_C)(T_{hi} - T_{ho})] / (T_{ho} - T_{ci}) = e^D$

หรือ

$$T_{ho} = [T_{hi}(C_h / C_C - 1) + T_{ci}(1 - e^D)] / (C_h / C_c - e^D) \quad (6.9)$$

สมการ (6.9) จะใช้ในการคำนวณอุณหภูมิของของไหลกระแสร้อนที่ออกจากอุปกรณ์ เมื่อทราบอัตราการไหลและอุณหภูมิขาเข้าของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อนกันในอุปกรณ์ และอุณหภูมิของกระแสเย็นที่ไหลออกสามารถคำนวณจากสมดุลพลังงาน เมื่ออุณหภูมิกระแสร้อน T_{ho} ถูกคำนวณออกมาแล้ว ในกรณีที่ $C_h = C_c$ ค่า $D = 0$ สมการ (6.9) ไม่สามารถใช้ในการคำนวณได้ กรณีพิเศษนี้ จะสามารถคำนวณโดยวิธีการต่อไปนี้

จาก $e^x = 1 + X + X^2/2 + \ldots\ldots$

ดังนั้น

$$(1 - e^D) = \frac{-UA/C_h - 1/2(UA/C_h)^2(1 - C_h/C_c) + \ldots.}{1 - UA/C_h - 1/2(UA/C_h)^2(1 - C_h/C_c) + \ldots}$$

เมื่อ $C_h = C_c = C$ จะได้

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

$$(1 - e^D) / (C / C - e^D) = (UA / C)(1 + UA / C) = 1 / (C / UA + 1)$$

เมื่อแทนกลับลงในสมการ (6.9) จะได้

$$T_{ho} = T_{hi} - (T_{hi} - T_{ci}) / (C / UA + 1) \qquad (6.10)$$

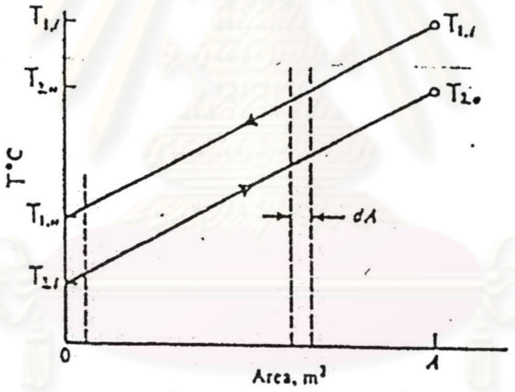
และเมื่อพิจารณาอัตราการถ่ายเทความร้อน ในช่วงพื้นที่ dA

$$dq = -CdT_h = CdT_c = U(T_h - T_c)dA$$

จะได้ $-dq / dA = dT_c / dA = (U/C)(T_h - T_c)$ (6.11)

จากรูปที่ 6.3 พิจารณาด้านซ้ายของรูปกราฟเมื่ออุณหภูมิ T_{ci} ของของไหลถูกกำหนด และเมื่อรู้ค่า T_{hi} จะสามารถคำนวณอุณหภูมิ T_{ho} ได้ดังนั้น

$$-dT_h/dA = dT_c/dA = (U/C)(T_{ho}-T_{ci}) \qquad (6.12)$$



รูปที่ 6.3 การกระจายอุณหภูมิในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันเมื่อ $C_h = C_c$

นั้นคือค่าความชันของอุณหภูมิในอุปกรณ์จะมีค่าคงที่ทั้งสองกระแส ทำให้ลักษณะการกระจายอุณหภูมิเป็นเส้นตรงและขนานกัน ซึ่งจะทำให้

$$T_{hi} - T_{co} = T_{ho} - T_{ci}$$

และ $Q = UA(T_{hi} - T_{co}) = UA(T_{ho} - T_{ci})$ (6.13)

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ดังนั้นในกรณีนี้ จะเห็นได้ว่า

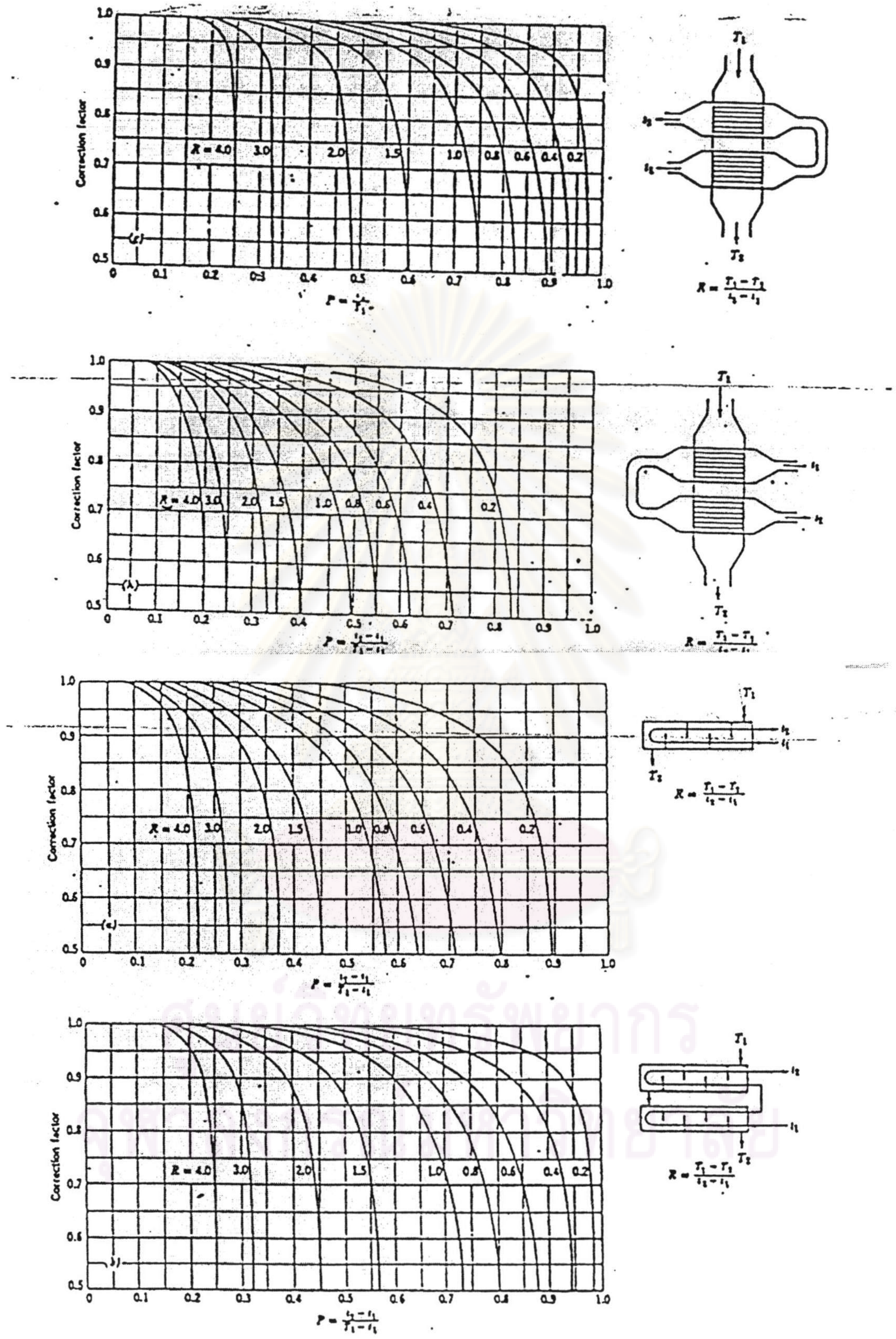
$$LMTD = T_{hi} - T_{co} = T_{ho} - T_{co} \tag{6.14}$$

สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ซับซ้อนมากขึ้น ได้แก่ อุปกรณ์แบบเปลือกและท่อ (shell and heat exchanger) หรือแบบไหลตั้งฉากกัน (cross flow)การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน จะคำนวณโดย

$$Q = UAF(LMTD) \tag{6.15}$$

ค่า F เป็นแฟกเตอร์แก้ (correction factor) ของ LMTD โดย LMTD คิดในกรณีทิศทางการไหลเป็นแบบสวนทางกัน ในกรณีของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ และแบบไหลตั้งฉากกัน ค่า F จะสามารถหาได้จากรูปที่ 6.4 ค่า F มีค่าไม่เกิน 1 (ค่า F=1 เมื่อการไหลเป็นแบบสวนทางกัน หรือขนานกันเท่านั้น) จากรูปในกรณีของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ค่า F จะมีค่าเข้าใกล้ 1 เมื่อจำนวนการไหลในเปลือกเพิ่มขึ้น ซึ่งลักษณะของอุปกรณ์จะเข้าใกล้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันและในกรณีที่อุณหภูมิแตกต่างของของไหลในท่อมีค่าเข้าใกล้ศูนย์ ซึ่งเกิดขึ้นเมื่ออัตราการไหลในท่อและค่าความจุความร้อนของของไหลที่ไหลในท่อมีค่าสูง ค่า F จะมีค่าเข้าใกล้ 1 ด้วย

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6.4 กราฟแสดงค่า F ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

6.2 **ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม**

รูปที่ 6.6 เป็นผนังในลักษณะแผ่น (plane wall) **และผนังในท่อรูปกระบอก** (Cylindrical-wall) **โดยมีของไหลอยู่ 2 ข้างของผนัง**

ในกรณีการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลในผนังแบบแผ่น ซึ่งมีอุณหภูมิ T_h **และ** T_c อัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถคำนวณจาก

$$Q = UA\,(T_h - T_c) \qquad (6.16)$$

โดย U คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลทั้ง 2 ซึ่งคำนวณได้จาก

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{L}{K} + \frac{1}{h_c}} \qquad (6.17)$$

เมื่อ L คือความหนาของผนังขั้นต่างๆ , K คือ สภาพการนำความร้อน (thermal conductivity) และ h คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างผนังกับของไหลในกรณีที่ผนังบางมากหรือค่า K มีค่าสูงมาก

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c}} \qquad (6.18)$$

จะเห็นได้ว่าค่า U จะมีค่าไม่เกินค่าต่ำระหว่าง h_h และ h_c หรือ (UA) จะมีค่าไม่เกินค่าต่ำสุดของ (hA) นั้นคืออาจกล่าวได้ว่าด้านใดก็ตามที่มีค่า (hA) ต่ำ ด้านนั้นจะเป็นตัวควบคุมอัตราการถ่ายเทความร้อน (heat transfer control) ดังตัวอย่างเช่น

สมมุติค่า $h_h = 40\ W/m^2K$, $k_c = 500\ W/m^2K$ จะได้ $U = 37.04\ W/m^2K$

ถ้า $h_h = 40\ W/m^2K$, $k_c = \alpha\ W/m^2K$ จะได้ $U = 40\ W/m^2K$

ในการเพิ่มค่า (UA) ให้สูงขึ้น เพื่อให้ $q = UA(T_h - T_c)$ มีค่าเพิ่มขึ้นสามารถทำได้โดยการเพิ่มพื้นที่ด้านที่มี (hA) ต่ำซึ่งก็คือการใช้ครีบ (fins of extended surfaces) ในด้านที่มี (hA) ต่ำถ้าติดครีบด้านที่มี (h_a) มีค่าสูงจะไม่ก่อให้เกิดประโยชน์อะไร

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 6.1 ค่าความต้านทานที่เกิดจากความสกปรก (fouling resistance)

Fluid	R_f	
	$Hr\text{-}ft^2\text{-}^{\circ}F/Btu$	m^2K / W
Seawater below 125°F	0.0005	0.00009
Seawater above 125°F	0.001	0.0002
Treated boilar feedwater above 125°F	0.001	0.0002
Fuel oil	0.005	0.0009
Quenching oil	0.004	0.0007
Alcohol vapors	0.0005	0.00009
Steam, non-oil-bearign	0.0005	0.00009
Industrial air	0.002	0.0004

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 6.2 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ

สภาพของของไหล	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน				ชนิดของของไหล	ตัวอย่างของเครื่อง
	Natural Convection		Forced Convection			
	$Btu/ft^2\ hr\ ^{\circ}F$	$W/m^2\ K$	$Btu/ft^2\ hr\ ^{\circ}F$	$W/m^2\ K$		
ของเหลวกับของเหลว	25-60	140-340	150-300	850-1700	น้ำ	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว
	5-10	28-57	20-50	110-280	น้ำมัน	
ของเหลวกับก๊าซ ที่ความดันบรรยากาศ	1-3	5-17	2-10	10-57	–	หม้อน้ำอุ่น
ของเหลวกับของเหลวกำลังเดือด	20-60	110-340	50-150	280-850	น้ำ	Brine Cooler
	5-20	28-110	25-60	140-340	น้ำมัน	
ก๊าซที่ความดันบรรยากาศกับของเหลว	1-3	6-17	2-10	10-57	–	เครื่องระบายความร้อนด้วยอากาศ Economizer
ก๊าซที่ความดันบรรยากาศกับก๊าซ	0.6-2	3.4-11	2-6	10-34	–	Steam Super – heater
ก๊าซที่ความดันบรรยากาศกับของเหลวกำลังเดือด	1-3	6-17	2-10	10-57	–	หม้อไอน้ำ
ไอที่ควบแน่นได้กับของเหลว	50-200	280-1140	150-800	850-4500	ไอน้ำ-น้ำ	เครื่องให้ความร้อนแก่ของเหลว, เครื่องควบแน่น
	10-30	50-170	20-60	110-340	ไอน้ำ-น้ำมัน	
	40-80	230-460	60-300	340-1700	ไอสารอินทรีย์-น้ำ	
	–	–	15-300	85-340	ไอน้ำ-ก๊าซผสม	
ไอที่ควบแน่นได้กับก๊าซที่ความดันบรรยากาศ	1-3	6-17	6-16	34-90	–	Air Heater
ไอที่ควบแน่นได้กับของเหลวที่กำลังเดือด	40-100	230- 570	–	–	–	Evaporator
	300-800	1700-4500	–	–	ไอน้ำ-น้ำ	
	50-150	280-850	–	–	ไอน้ำ-น้ำมัน	
	–	–	50-400	280-2270	ไอน้ำ-ของเหลวอินทรีย์	

6.2.1 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลภายในท่อ

สมการการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มของของไหลที่ไหลอยู่ในท่อในอีกรูปแบบหนึ่ง ซึ่งจะขึ้นกับเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ ความหนืด ความหนาแน่น ความจุความร้อนจำเพาะ คุณสมบัติอื่นๆ ของของไหล และลักษณะของการไหล ดังนั้นจึงเป็นการยากที่จะได้ความสัมพันธ์อย่างง่ายๆ ระหว่างตัวแปรเหล่านี้ อย่างไรก็ดี นัสเซลท์ (Nusselt) ได้อนุพันธ์สมการต่อไปนี้โดยอาศัยทฤษฎี

$$\frac{h_i D}{\lambda} = c\left(\frac{Du\rho}{\mu}\right)^m \left(\frac{C_p\mu}{\lambda}\right)^n \left(\frac{D}{L}\right)^q \qquad (6.19)$$

ในที่นี้ h_i คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มในท่อ D และ L คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน และความยาวของท่อตามลำดับ u, μ, C_p, ρ และ λ คือความเร็ว, ความหนืด (viscosity), ความจุความร้อนจำเพาะ, ความหนาแน่นและความนำความร้อน (thermal conductivity) ของของไหลตามลำดับ ส่วน c, m, n และ q คือตัวเลขดรรชนี ซึ่งหาค่าได้จากการทดลอง ตราบจนบัดนี้ ได้มีการทดลองมากมายเพื่อหาค่าของ c, m, n และ q ผลของการทดลองก็ถูกตีพิมพ์เผยแพร่เป็นสมการการทดลอง (empirical equations) ต่างๆ ในสมัยแรกการทดลองจะถูกแบ่งออกเป็นประเภทให้ความร้อนและประเภทระบายความร้อน ต่อมา ซีเดอร์ (Sieder) และเทท (Tate) ได้ค้นพบสมการอันหนึ่งซึ่งสามารถรวบรวมผลของการทดลองทั้งประเภทให้ความร้อนและประเภทระบายความร้อนไว้ด้วยกัน โดยคำนึงถึงผลที่ความหนืดของของไหลที่อุณหภูมิของผนังท่อและที่อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลมีต่อการถ่ายเทความร้อน สมการที่ได้นั้นคือ

ในกรณีการไหลแบบชั้นๆ หรือแบบราบเรียบ (Re $\leq$ 2,100)

$$\frac{h_i D}{K} = 1.86\left(\frac{DG}{\mu}\right)^{1/3} \left(\frac{C\mu}{K}\right)^{1/3} \left(\frac{D}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \qquad (6.20)$$

ในกรณีการไหลแบบปั่นป่วนหรืออลวน (Re $\geq$ 10,000)

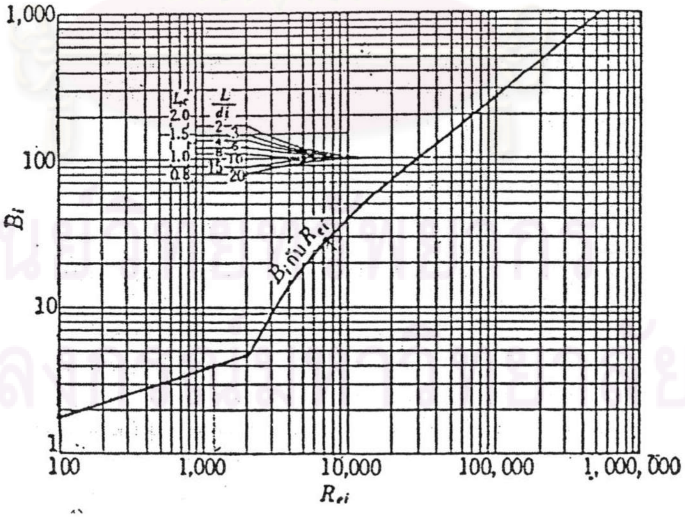
$$\frac{h_i D}{K} = 0.027\left(\frac{DG}{\mu}\right)^{0.8} \left(\frac{C\mu}{K}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \qquad (6.21)$$

เมื่อ h_i = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มในท่อ , W/m^2K

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

D	=	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ ,m
G	=	ความเร็วเชิงมวล (mass velocity) , kg/m^{2}sec
L	=	ความยาวของท่อ , m
K	=	ความนำความร้อน (thermal conductivity) ของของไหล , W / mK
C	=	ความจุความร้อนจำเพาะของของไหล , J/kg K
μ_w	=	ความหนืดของของไหลที่อุณหภูมิของผนังท่อ , kg/m sec
μ	=	ความหนืดของของไหลที่อุณหภูมิเฉลี่ย , kg/m sec
Re	=	ตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number)
	=	GD/μ

ในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 2,100 ถึง 10,000 ลักษณะของการไหลจะอยู่ในย่านของการเปลี่ยนแปลง (Transition Region) จากการไหลแบบชั้นๆ เป็นการไหลแบบปั่นป่วน ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิลม์ในย่านนี้หาได้โดยวิธีคูณด้วยตัวคูณชดเชย ซึ่งเป็นฟังก์ชั่นของ L/D



รูปที่ 6.5 กราฟสำหรับใช้คำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มในท่อ

สมการต่อไปนี้ใช้สำหรับหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิลม์ได้สะดวกขึ้น โดยอาศัยรูป 6.7

$$h_{io} = \frac{1,000}{d_o}[B_i K(\frac{C\mu}{K})^{1/3} \varphi_i L_c] \qquad (6.22)$$

$$Re_i = D_i G_i/\mu = d_i G_i/Z = \frac{d_i}{Z} \cdot \frac{(\text{Flow rate kg/hr})}{3,600(\alpha N_2/N_1)} \qquad (6.23)$$

เมื่อ h_{io} = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิลม์ในท่อ (คำนวณโดยใช้เส้น ผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อเป็นมาตรฐาน)

= $h_i \dfrac{d_i}{d_o}$, W/m^2K

h_i = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิลม์ในท่อ (คำนวณโดยใช้เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเป็นมาตรฐาน) ,W/m^2K

d_i = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อถ่ายเทความร้อน , mm

d_o = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อถ่ายเทความร้อน , mm

Re_i = ตัวเลขเรย์โนลด์

G_i = ความเร็วเชิงมวล (mass velocity) , $kg/m^2/sec$

= $\dfrac{\text{อัตราการไหล}}{(\alpha N_2/N_1)}$ (kg/sec)

N_1 = จำนวนเที่ยวการไหลภายในท่อ

N_2 = จำนวนท่อถ่ายเทความร้อน

L = ความยาวของท่อถ่ายเทความร้อน , m

α = พื้นที่หน้าตัดของท่อถ่ายเทความร้อน 1 ท่อ ,m^2

= $\dfrac{\pi}{4}D_i^2$ (m^2)

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

6.2.2 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลผ่านกลุ่มท่อ

สมการการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มนอกท่อ ซึ่งจะขึ้นกับโครงสร้าง ระยะห่างระหว่างแผ่นกั้น (Baffle) พื้นที่และลักษณะของการไหล ตลอดจนเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ และวิธีวางเรียงท่อถ่ายเทความร้อน โดยลักษณะของโครงสร้าง ของไหลในเชลล์บางส่วนอาจไหลลัดทางตามช่องว่างระหว่างขอบของแผ่นกั้นและตัวเชลล์ หรือช่องว่างระหว่างท่อกับรูของท่อแผ่นกั้น ดังนั้น การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มนอกท่อ โดยอาศัยทฤษฎีเพียงอย่างเดียวจึงไม่สามารถทำได้ เคราะห์ดีที่มีคนตีพิมพ์สมการการทดลอง (empirical equation) ไว้ การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในปัจจุบันจึงทำได้โดยอาศัยสามการการทดลองเหล่านี้

ถ้ามาลองพิจารณาลักษณะการไหลของของไหลในเชลล์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อจะเห็นว่าการไหลส่วนใหญ่แบ่งออกได้เป็น 2 แบบ คือ การไหลแบบขนานกับมัดท่อ และการไหลแบบตั้งฉากกับมัดท่อ ดังนั้น ถ้าสามารถหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มของการไหลทั้ง 2 แบบนี้ได้ ก็จะบรรลุจุดประสงค์ของการคำนวณ เนื่องจากลักษณะการไหลจะขึ้นกับโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละแบบในที่นี้จะอธิบายเฉพาะวิธีหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มนอกท่อสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบมาตรฐานที่มีแผ่นกั้นเป็นรูปเสี้ยวของวงกลม (Segmental Baffle) สมการพื้นฐานที่ได้จากการทดลองมีดังต่อไปนี้

$$\frac{h_o D_o}{K} = 0.22\left(\frac{D_o G_e}{\mu}\right)^{0.6}\left(\frac{C\mu}{K}\right)^{0.333}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \qquad (6.24)$$

สมการ (6.38) สามารถแปรรูป ดังนี้

$$\frac{h_o D_o}{K} = 220\left(\frac{D_o G_e}{\mu}\right)^{0.6}\left(\frac{C\mu}{K}\right)^{0.333}\varphi_z^{-1} \qquad (6.25)$$

สมการ (6.39) สามารถแปรรูปต่อไปให้ง่ายขึ้นเป็น

$$\varphi_z h_o = 3.49\frac{(G_e')^{0.6}}{(d_o)^{0.4}}\varphi_p \qquad (6.26)$$

ในที่นี้ เรานิยามให้

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

$$\varphi_z = (\frac{\mu}{\mu_w})^{-0.14}$$

และ $$\varphi_p = \frac{C^{0.333}K^{0.666}}{\mu^{0.267}}$$

ตัวแปร G_e' ในสมการคือ ค่าเฉลี่ยเชิงเรขาคณิต (Geometrical Average) ของความเร็วเชิงมวล G_b' ซึ่งไหลขนาดกับมัดท่อ และความเร็วเชิงมวล G_c' ซึ่งไหลตั้งฉากกับมัดท่อ นั่นคือ

$$G_e' = \sqrt{G_b' G_c'} \tag{6.27}$$

G_b' คำนวณได้โดยเอาอัตรามวลการไหล (Mass Flow Rate) ของของไหลในเชลล์หารด้วยพื้นที่สุทธิ (Net Area) ของส่วนของแผ่นกั้นที่เปิดอยู่ (พื้นที่สุทธิที่ว่านี้คือ พื้นที่ของเสี้ยวของแผ่นกั้นที่ถูกตัดออกให้ของไหลไหลผ่านลบด้วยพื้นที่รวมของท่อที่อยู่ในส่วนเปิดของแผ่นกั้นนั้น) ส่วน G_e' คำนวณได้โดยเอาอัตรามวลการไหลของของไหลในเชลล์ หารด้วยพื้นที่หน้าตัดสุทธิของแถวของท่อย่านเส้นผ่านศูนย์กลางของเชลล์ระหว่างแผ่นกั้น 2 แผ่น นั่นคือหารด้วย ([(เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของเชลล์) – (เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ) x (จำนวนท่อที่อยู่บนเส้นผ่านศูนย์กลางของเชลล์)] x (ระยะห่างระหว่างแผ่นกั้น 2 แผ่น)

ในสมการข้างบนนี้

h_o	=	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มนอกท่อ , W/m^2K
D_o	=	เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อถ่ายเทความร้อน ,m
d_o	=	เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อถ่ายเทความร้อน , mm
G_e	=	ความเร็วเชิงมวลเฉลี่ยของของไหลในเชลล์ , $kg/m^2.sec$
G_e'	=	ความเร็วเชิงมวลเฉลี่ยของของไหลในเชลล์ , $kg/m^2.sec$
K	=	ความนำความร้อนของของไหลในเชลล์ , W/mK
C	=	ความจุความร้อนจำเพาะของของไหลในเชลล์ , J/kgK
G_b'	=	ความเร็วเชิงมวลของของไหลในเชลล์ในทิศขนาดกับมัดท่อ , $kg/m^2.sec$
G_c'	=	ความเร็วเชิงมวลของของไหลในเชลล์ในทิศตั้งฉากกับมัดท่อ , $kg/m^2.sec$

6.3 ค่าความดันสูญเสีย

6.3.1 ค่าความดันสูญเสียภายในท่อ

ค่าความดันสูญเสียในท่อแบ่งออกได้เป็นค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าและทางออกค่าความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นระหว่างที่ของของไหลไหลไปในท่อ และค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการเปลี่ยนทิศทางการไหลในห้องกั้น ค่าความดันสูญเสียที่ใหญ่ที่สุดคือค่าที่เกิดจากการไหลผ่านท่อ โดยปรกติแล้วค่าความดันสูญเสียที่ทางออกและทางเข้าไม่จำเป็นต้องคำนึงถึง

$$\Delta p_i = \Delta P_t + \Delta p_r \qquad (6.28)$$

โดยที่

$$\Delta P_t = \frac{2f G_i^2 LN}{d_i \rho \varphi_i} \qquad (6.29)$$

และ

$$\Delta P_r = 2N\frac{G^2}{\rho} \qquad (6.30)$$

แต่ในกรณีที่ต้องการคำนวณค่าความดันสูญเสียในทางอุตสาหกรรมที่เกิดขึ้นระหว่างที่ของของไหลไหลไปในท่อสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยอาศัยรูปที่6.9 ประกอบซึ่งมีสมการดังนี้

$$\Delta P_i = 2500\left(\frac{NL}{d_i}\right)\left(\frac{G_i^2}{\rho}\right)\left[\left(\frac{f_i}{\varphi_i}\right) + 0.001\left(\frac{d_i}{L}\right)\right] \qquad (6.31)$$

6.3.2 ค่าความดันสูญเสียภายในเชลล์

การคำนวณค่าความดันสูญเสียภายในเชลล์ (ภายนอกท่อ) โดยอาศัยทฤษฎีเพียงอย่างเดียวคงทำได้ลำบาก โดยปกติค่าความดันสูญเสียภายในเชลล์ถือได้ว่าเท่ากับผลรวมของค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลที่ขนานกับมัดท่อ และค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลที่ตั้งฉากกับมัดท่อซึ่งมีสมการดังนี้

$$\Delta P_o = \left[\Delta P_C \times (\text{จำนวนการไหลตั้งฉาก}) + \Delta P_b \times (\text{จำนวนแผ่นกั้น})\right] \times$$

สัมประสิทธิ์ความปลอดภัย

1. ค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลที่ตั้งฉากกับมัดท่อ

$$\Delta p_C = \frac{2f N_{row}(G_C^2)}{\rho} \quad (6.32)$$

ค่า p_C ที่ คำนวณได้นี้เป็นค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลตั้งฉากกับมัดท่อเพียงเที่ยวเดียว

2. ค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลที่ขนานกับมัดท่อ

$$\Delta P_b = 1.02(\frac{G_b^2}{\rho}) \quad (6.33)$$

ค่า p_b ที่ได้จากการคำนวณเป็นค่าความดันสูญเสียสำหรับแผ่นกั้นเพียง 1 แผ่นเท่านั้น

3. ค่าความดันสูญเสียทั้งหมดในเซลล์

$$\Delta P_o = \left[\Delta P_C \times (\text{จำนวนการไหลตั้งฉาก}) + \Delta P_b \times (\text{จำนวนแผ่นกั้น})\right] \times \text{สัมประสิทธิ์ความปลอดภัย} \quad (6.34)$$

เมื่อ ΔP_o = ค่าความดันสูญเสียรวมในเซลล์ (Pa)

$\Delta P_c'$ = ค่าความดันสูญเสียสำหรับการไหลแบบตั้งฉากกับมัดท่อหนึ่งแห่ง (Pa)

$\Delta P_b'$ = ค่าความดันสูญเสียสำหรับการไหลแบบขนาดกับมัดท่อหนึ่งแห่ง (Pa)

N_r = จำนวนแถวของท่อถ่ายเทความร้อนที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหล (-)

G_b' = ความเร็วเชิงมวลในทิศขนานกับมัดท่อ ($kg/m^2.sec$)

G_c' = ความเร็วเชิงมวลในทิศตั้งฉากกับมัดท่อ ($kg/m^2.sec$)

Z	=	ความหนืดของของไหลที่อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล (cP)
P'	=	พิทซ์ (Pitch) หรือระยะห่างระหว่างแกนกลางของท่อถ่ายเทความร้อน (m)
D'_o	=	เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อถ่ายเทความร้อน (m)
μ	=	ความหนืดของของไหล (kg/m.sec)
ΔP_i	=	ค่าความดันสูญเสียรวมในท่อ (Pa)
ΔP_t	=	ค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลในท่อ (Pa)
ΔP_r	=	ค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการเปลี่ยนทิศทางการไหล (Pa)
f	=	สัมประสิทธิ์ความเสียดทานของแฟนนิ่ง (Fanning's Friction Factor) (-)
G_i	=	ความเร็วเชิงมวล (kg/m^2.sec)
L	=	ความยาวของท่อ (m)
N_l	=	จำนวนเที่ยวการไหลของของไหลในท่อ (-)
D_i	=	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (m)
S	=	ความถ่วงจำเพาะของของไหล
ϕ_i	=	$(\frac{\mu}{\mu_w})^{0.14}$
V	=	ความเร็วของการไหล (m/sec)
g	=	อัตราความเร่งภายใต้แรงดึงดูดของโลก
ΔP_i	=	ค่าความดันสูญเสียรวมในท่อ (Pa)
N_l	=	จำนวนเที่ยวการไหลของของไหลในท่อ (-)
N_2	=	จำนวนท่อถ่ายเทความร้อนที่ใช้ (-)
α	=	พื้นที่หน้าตัดของท่อถ่ายเทความร้อน 1 ท่อ
	=	$\frac{\pi}{4}(\frac{d_i}{1,000})^2 (m^2)$
L	=	ความยาวของท่อถ่ายเทความร้อน (m)
G_i	=	ความเร็วเชิงมวลต่อ 1 เที่ยว

$$= \frac{\text{อัตราการไหล kg/sec}}{\left(\alpha \frac{N_2}{N_1}\right)} \text{ (kg/m}^2\text{.sec)}$$

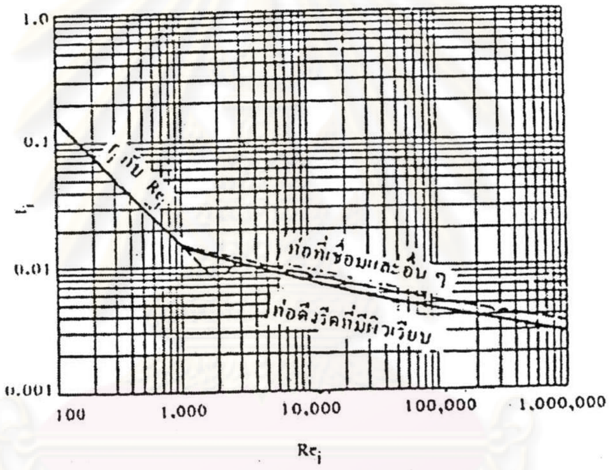
ρ = ความหนาแน่นของของไหล (kg/m3)

Z = ความหนืดที่อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล (cP)

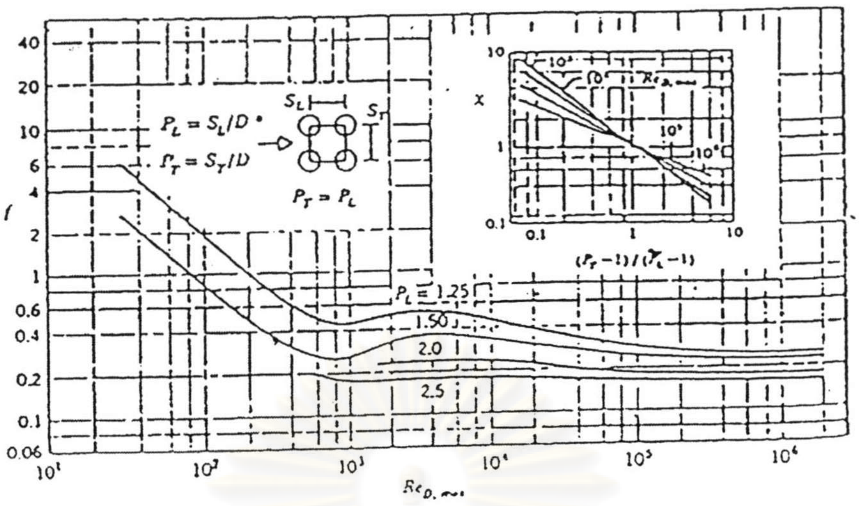
Z_w = ความหนืดของของไหลที่อุณหภูมิของผนังท่อ (cP)

f_i = สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน (อ่านค่าได้จากรูป 6.9)

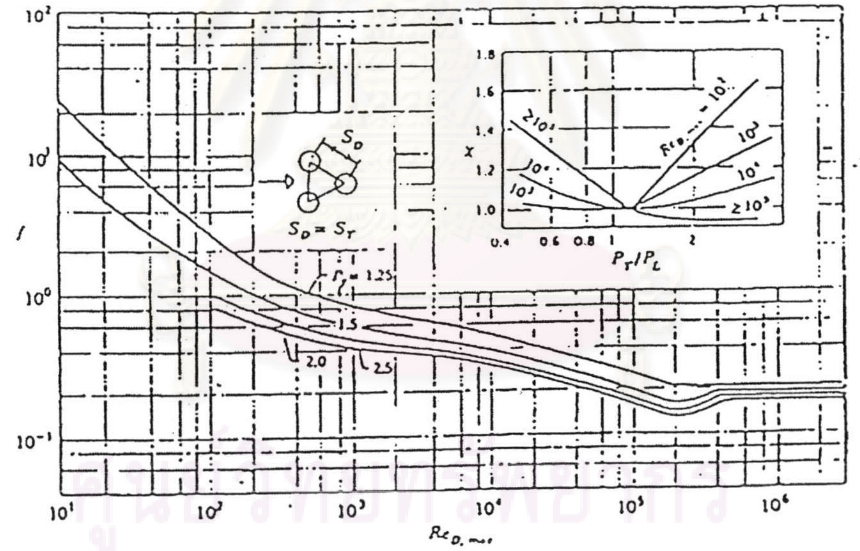
d_i = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อถ่ายเทความร้อน (mm)



รูปที่ 6.6 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายในท่อ



รูปที่ 6.7 ค่า friction factor และค่าปรับแก้สำหรับกลุ่มท่อที่จัดเรียงเป็นแถวตรง



รูปที่ 6.8 ค่า friction factor และค่าปรับแก้สำหรับกลุ่มท่อที่จัดเรียงแนวทะแยง

6.4 ขั้นตอนการออกแบบและคำนวณ

6.4.1 หาอัตราการถ่ายเทความร้อน

จากข้อมูลที่ทำการตรวจวัดทำให้ทราบค่า ข้อมูลการไหล และอุณหภูมิของอากาศที่จะเข้าเตาเผา และก๊าซเสีย จากนั้นนำมาหาคุณสมบัติต่างๆ เช่น ความร้อนจำเพาะ, ความหนาแน่น, ความหนืด, การนำความร้อน จากนั้นกำหนดอุณหภูมิก๊าซเสียที่ออกจาก Recuperator โดยอาศัยอุณหภูมิการกลั่นตัวของก๊าซเสียเป็นตัวกำหนดโดยพิจารณาจากค่า enthalpy ของก๊าซเสียซึ่งจะสามารถคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นได้จากสมการที่ 6.9 สมการที่ 6.10 และสมการที่ 6.13 จากนั้นทำการกำหนดทิศทางการไหลเข้าและออกของอากาศและก๊าซทิ้งสุดท้ายจะสามารถคำนวณหาค่าอุณหภูมิของอากาศที่อุ่นได้

6.4.2 ผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกการิซึม

เมื่อทราบข้อมูลทั้งหมดจากข้อ 6.4.1 สามารถคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นได้ และทำการกำหนดทิศทางการไหลเข้าและออกของอากาศและก๊าซทิ้ง จากนั้นคำนวณผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกการิซึม Logarithmic Mean Temperature Difference และตัวคุณชดเชยสำหรับหาผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย Mean Temperature Difference ของ Recuperator โดยอาศัยสมการที่ 6.7 และ สมการที่ 6.15

6.4.3 กำหนดพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อน

ทำการกำหนดค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่คิดว่าน่าจะเหมาะสมขึ้น จากนั้นคำนวณหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนจากอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน ผลต่างของอุณหภูมิ และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่กำหนดขึ้นไปแทนในสมการ

$$Q = UAF(\,LMTD\,)$$

แล้วนำพื้นที่ที่ได้มาคำนวณหาจำนวนท่อ ขนาดท่อ ระยะห่างระหว่างท่อ และลักษณะการจัดวางท่อ

$$n = \frac{A_o}{D_o \pi L}$$

6.4.4 ตรวจสอบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

ขนาดของ Recuperator ที่ได้จากการดำเนินการในขั้นต้นที่กล่าวมานั้น จะต้องทำการตรวจสอบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ได้กำหนดขึ้น มีความเหมาะสมกับขนาดของท่อ รูปแบบการจัดวาง และทำการกำหนดค่า ฟาวลิ่งแฟคเตอร์ (Fouling Factor) ขึ้น จากนั้นนำทฤษฎีมาคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมาคำนวณ ถ้าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่กำหนดขึ้นมีค่าเหมาะสม ค่าที่คำนวณได้จะใกล้เคียงกัน แต่ถ้าแตกต่างกันมาก จะต้องทำการคำนวณหาขนาดของ Recuperator ใหม่ โดยกำหนดค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมขึ้นใหม่และทำซ้ำจนได้ค่าที่ใกล้เคียงกัน จากนั้นทำการเลือกขนาดท่อที่เหมาะสมโดยอาศัยสมการที่ 6.19 ถึงสมการที่ 6.22

6.4.5 คำนวณค่าความดันสูญเสีย

คำนวณค่า Pressure Drop ในท่อ และการไหลผ่านกลุ่มท่อแล้วเช็คค่าที่คำนวณได้ว่าอยู่ในช่วงของค่า Pressure Drop ที่กำหนดไว้หรือไม่ ถ้าค่าที่คำนวณได้ต่ำกว่าค่าที่กำหนดไว้แสดงว่า Recuperator ที่ออกแบบมาสามารถใช้งานได้และคำนวณค่า Driving Pressure เพื่อทำการกำหนดความสูงของปล่องโดยอาศัยสมการที่ 6.23ถึงสมการที่ 6.31

6.4.6 กำหนดวัสดุอุปกรณ์ และรายละเอียดในการสร้าง

ทำการเลือกวัสดุที่มีความเหมาะสมโดยพิจารณาถึงผิวรับความร้อนที่จะสามารถรับเอาการถ่ายเทความร้อนได้สูงสูด อุณหภูมิการใช้งาน ควรใช้วัสดุที่เป็นโลหะมีความแข็งแรง ซึ่งความแข็งแรงจะทำการคำนวณหาได้ และมีราคาที่เหมาะสม จากนั้นทำการพิจารณาราคาของ Recuperator โดยคำนึงถึงสภาพเศรษฐกิจเป็นปัจจัยหลัก

6.4.7 ความเหมาะสมทางด้านเศรษฐศาสตร์

เมื่อออกแบบแล้วควรทำการประเมินราคาของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนว่ามีความเหมาะสมและคุ้มค่าต่อการลงทุนมากน้อยเพียงใดเมื่อเทียบกับประสิทธิภาพที่ได้จากการออกแบบ ซึ่งในความเป็นจริงประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะมีค่าน้อยกว่าที่ออกแบบไว้เนื่องจากมีความร้อนที่สูญเสียไปตามจุดต่างๆที่ไม่สามารถวัดค่าได้

6.5 การคำนวณหาขนาด Recuperator

6.5.1 สมมุติฐานในการคำนวณประกอบด้วย

1. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีการสูญเสีย heat loss ให้กับสิ่งแวดล้อม เนื่องจากอุปกรณ์ที่สร้างถูกหุ้มด้วยฉนวนซึ่งมีคุณสมบัติป้องกันความร้อนสูญเสียทางผิวของอุปกรณ์เป็นอย่างดีเพียงใดก็ต้องมีการสูญเสียความร้อนจากประสบการณ์การออกแบบคิด heat loss ประมาณ 15 % ของ heat input

2. การไหลในท่อเป็นการไหลแบบ Laminar flow หรือมีโพรฟราล์ยการไหลที่คงรูป

3. ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างของไหลทั้งสองกระแสที่แลกเปลี่ยนความร้อนกันมีค่าคงที่ตลอดอุปกรณ์

4. อุณหภูมิของอากาศและก๊าซเสียที่ทางเข้ามีค่าคงที่และแทนได้ด้วยค่าอุณหภูมิอากาศเฉลี่ยและก๊าซเฉลี่ยในการคำนวณการออกแบบ

6.5.2 ข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณ

1. อัตราการไหลของก๊าซเสีย , m_g ได้จากการวัดค่าองค์ประกอบของก๊าซเสียและสามารถคำนวณอัตราการไหลของก๊าซเสียได้เท่ากับ 0.01 kg / s จากการสมดุลมวลในการเผาเคลือบ

2. อัตราการไหลของอากาศ , m_a ได้จากการคำนวณสมดุลมวลของอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้และสามารถคำนวณอัตราการไหลของอากาศได้เท่ากับ 0.0125 kg / s จากการเผาเคลือบ

3. อุณหภูมิของอากาศที่เข้าสู่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน $T_{a,i}$ ได้จากการวัดค่าโดยตรงมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 33 $^{\circ}$c หรือ 306 K

4. อุณหภูมิของก๊าซเสียที่เข้าสู่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน $T_{h,i}$ ได้จากกาวัดค่าโดยตรงมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 815 $^{\circ}$c หรือ 1088 K

6.5.3 ข้อกำหนดในการคำนวณ

1. อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนเป็นแบบ Multipass crossflow โดยกำหนดให้ก๊าซ

เสียไหลในท่อเที่ยวเดียวแบบ Unmixed throughtout และอากาศไหลในเชลล์ผ่านกลุ่มท่อ 4 เที่ยว

2. ท่อถ่ายเทความร้อนที่ใช้เป็นท่อ stainless steel เบอร์ 304 ซึ่งเป็นท่อชนิดที่สามารถหาได้ง่ายตามท้องตลาดทั่วไปและมีราคาที่ไม่สูง ตัวเชลล์ใช้เหล็กกล้า carbon steel JIS G 3101 SS 400 ซึ่งสามารถทนความร้อนได้ดีและหาได้ไม่ยากนัก

3. จัดวางท่อแบบเป็นแถวตรง เพื่อความสะดวกในการถอดทำความสะอาด โดยกำหนดระยะห่างระหว่างท่อเท่ากับ 1.5 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ ($\frac{s}{d} = 1.5$)

4. กำหนดอุณหภูมิของก๊าซเสียที่ออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Recuperator มีค่าเท่ากับ 350 $^{\circ}$c หรือ 573 K เพื่อให้สูงกว่าอุณหภูมิที่จุดกลั่นตัวของไอน้ำในก๊าซไอเสีย ซึ่งโดยทั่วไปอุณหภูมิที่จุดกลั่นตัวของไอน้ำในก๊าซไอเสียจะอยู่ในช่วง 180-200 $^{\circ}$c โดยพิจารณาจาก enthalpy ของก๊าซเสีย

6.5.4 ขั้นตอนการคำนวณขนาด Recuparetor

การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Recuperator ที่ต้องการนั้น ขั้นแรกทำการกำหนดคุณลักษณะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Recuperator ที่เราจะทำการออกแบบสำหรับของเหลวที่เป็นอากาศดีและก๊าซเสียโดยใช้ข้อมูลจากการทดลองสามารถทำการกำหนดรูปแบบของอุปกรณ์ได้ดังนี้

ของไหลในเชลล์ **อากาศดี**

อัตราการไหล 0.0125 kg / s

อุณหภูมิที่ทางเข้า 32.5 $^{\circ}$c (305.5 K)

ของไหลในท่อ ก๊าซเสีย

อัตราการไหล 0.01 kg / s

อุณหภูมิที่ทางเข้า 815 $^{\circ}$c (1088 K)

1. คำนวณอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน

ถึงแม้ว่าอุณหภูมิที่ทางออกของของไหลในท่อจะไม่ได้ระบุไว้ แต่เราสามารถ

ศูนย์วิทยทรัพยากร จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

กำหนดโดยให้อุณหภูมิที่ทางออกของของไหลในท่อหรือก๊าซเสียให้มีค่าเท่า 300 °c (573K) เพื่อให้สูงกว่าอุณหภูมิที่จุดกลั่นตัวของไอน้ำในก๊าซเสียซึ่งโดยทั่วไปอยู่ในช่วง 180-200 °c ตามข้อกำหนดที่ 4

$$\therefore\ T_{g,o} = 350\ ^{\circ}c$$

การคำนวณอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Recuperator ค่าที่ต้องการทราบ คือ ค่าความจุความร้อน ผลต่างของอุณหภูมิ และมวลของอากาศ ซึ่งจากสมการสมดุลพลังงานของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนจะได้

$$Q = m_g C_{P,g}\,(T_{g,I} - T_{g,o}) = m_a\, C_{P,a}\,(T_{a,o} - T_{a,I}) + Q_{loss}$$

พิจารณาด้านก๊าซเสีย

$$m_g C_{P_g} = m_{O_2} C_{P_{O2}} + m_{CO_2} C_{P_{CO_2}} + m_{CO}\, C_{P_{CO}} + m_{N_2} C_{P_{N_2}}$$

โดยค่า C_P เฉลี่ยของอุณหภูมิก๊าซเสียคือ

$$T_{g,ave} = \frac{(815 + 350)}{2} = 582\ ^{\circ}c\ \ (855\ K)$$

จากผลการทดลองสามารถหาค่า Mass flow rate ของก๊าซเสียได้ดังนี้

m_{O_2} = 0.00148 kg/s

m_{CO_2} = 0.00103 kg/s

m_{CO} = มีค่าน้อยมากจึงไม่นำมาพิจารณา

m_{N_2} = 0.00961 kg/s

C_P ของก๊าซเสียที่ 855 K

$C_{P_{O2}}$ = 1060 J/kg

$C_{P_{CO_2}}$ = 1180 J/ kg

$C_{P_{N_2}}$ = 1140 J/kg

$$Q = [\, m_{O_2} C_{P_{O2}} + m_{CO_2} C_{P_{CO_2}} + m_{CO}\, C_{P_{CO}} + m_{N_2} C_{P_{N_2}}\,] \times [\, T_{g,I} - T_{g,o}\,]$$

$$= [\,(0.00148 \times 1060) + (0.00103 \times 1180) + (0.00961 \times 1140)\,][\,815 - 350\,]$$

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

$= 6,384 \ W$

โดยที่ $Q_{loss} = 15\%$ ของ Q_g

$= (15/100) \times 6384$

$= 957 \ W$

ดังนั้น

$Q_g = Q_a + Q_{loss}$

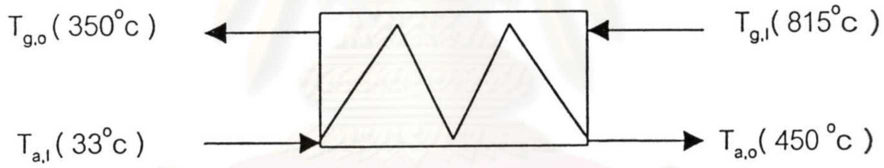
$13.73(815 - 350) = 13(t_2 - 33) + 958$

$t_2 = 450$

อุณหภูมิของอากาศที่ออกจาก Recuperator คือ 450 °c ซึ่งสามารถสรุปเงื่อนไขเกี่ยวกับอุณหภูมิของของไหลที่ไหลผ่านของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Recuperator ดังนี้

Combustion gas $T_1 = 815\ ^\circ c$ ⟶ $T_2 = 350\ ^\circ c$

Combustion air $t_2 = 450 c$ ⟵ $t_1 = 33\ ^\circ c$



รูปที่ 6.9 อุณหภูมิของของไหลที่ไหลผ่าน Recuperator

ในการทำงานจริงของอุปกรณ์อุณหภูมิที่ออกจาก Recuperator จะมีค่าต่ำกว่าที่ทำการคำนวณ เนื่องมาจากค่าที่คำนวณได้นั้นคือ ค่าของ Recuperator ที่มีประสิทธิภาพในการทำงาน 100 % ซึ่งในความเป็นจริงอุปกรณ์จะมีประสิทธิภาพไม่ถึง 100 % เพราะมีการสูญเสียความร้อนออกทางผิวของ Recuperator การดูดกลืนความร้อนในผิววัสดุและการการสูญเสียความร้อนบริเวณรอยต่อของอุปกรณ์

2. คำนวณค่าผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกการิทึม

กำหนดให้ $\Delta T_1 = T_{g,I} - T_{a,o}$

$= 815 - 450$

$= 365\ ^\circ c$ หรือ 638 K

$$\Delta T_2 = T_{g,o} - T_{a,I}$$
$$= 350 - 33$$
$$= 317\ ^{o}c \text{ หรือ } 590\ K$$

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln[\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}]}$$
$$= \frac{638 - 590}{\ln[\frac{638}{590}]}$$
$$= 614\ K$$

สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยทั่วไปมีความสลับซับซ้อนดังนั้นสมการพลังงาน Q = UA(LMTD) จะเปลี่ยนรูปแบบเป็น Q = UAF(LMTD) โดยที่ค่า F คือค่า correction factor ของ LMTD ซึ่งจะมีค่าไม่เกิน 1 จากภาคผนวก ง อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Recuperator ที่ทำการออกแบบมีค่า F ของ LMTD = 0.97

$$\therefore F(\ LMTD\ ) = (\ 0.97\ ) \times (\ 614\ )$$
$$= 596\ K$$

3. กำหนดพื้นที่ถ่ายเทความร้อน

ในขั้นตอนนี้เป็นการกำหนดค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U_o ที่เหมาะสมจากตารางที่ 6.3 ค่า U_o ที่เหมาะสมสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่าง ก๊าซกับก๊าซ แบบ natural convection โดยทั่วไปมีค่าระหว่าง 3.4-11 $w/m^2\ K$ จากพื้นที่ที่จำกัดและความเหมาะสมในการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Recuperator กับเตาเผาเซรามิคที่ทำการทดลองจึงทำการกำหนดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยกำหนดความกว้างความยาวและความสูง จากนั้นพิจารณาขนาดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขึ้น โดยเลือกท่อ stainless steel 304 มีขนาด O.D. (outside diameter) = 0.019 m. หรือ $\frac{3}{4}$ in I.D. (inside diameter) = 0.01575 m. ยาว 1.4 m วางท่อเรียงเป็นแนวเส้นตรง 2 แถว แถวละ 11 ท่อ รวมทั้งหมดจำนวน 22 ท่อ ระยะห่างพิทซ์ 0.029 m หรือ

1.5 เท่า ของระยะเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกแถวเนื่องจากเป็นขนาดที่มีความเหมาะสมที่สุดจะมีพื้นที่

$$A = N\pi dh$$

$$= 22 \times \pi \times 0.019 \times 1.4$$

$$A = 1.84 \ m^2$$

$$U = \frac{Q}{AF(LMTD)}$$

$$= \frac{6384}{1.84 \times 0.97 \times 614}$$

$$\therefore U = 5.9 \ w/m^2K$$

4. คำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

4.1 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มภายในท่อ

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มภายในท่อจะขึ้นอยู่กับเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ ความหนืด ความหนาแน่น ความจุความร้อนจำเพาะและคุณสมบัติอื่นๆของของไหลดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มภายในท่อสามารถคำนวณได้จากสมการ ดังต่อไปนี้

$$G_I = \frac{\dot{m}}{A_i N}$$

$$\text{Mass velocity} = \frac{\text{massflowrate}}{\text{พ.ท.หน้าตัด1ท่อxจำนวนท่อ}}$$

$$= \frac{0.01}{(1.95 \times 10^{-4}) \times 22}$$

$$G_I = 2.3 \ kg/m^2 sec$$

ที่อุณหภูมิเฉลี่ย ก๊าซเสีย 855 K

$$\mu(O_2) = 42.1 \times 10^{-6} \ kg/m\,sec$$

$$\mu(CO_2) = 34.22 \times 10^{-6} \ kg/m\,sec$$

$$\mu(N_2) = 40.193 \times 10^{-6} \ kg/m\,sec$$

จาก Gas ' s law หา properties ของก๊าซเสียโดยวิธี mass fraction

μ flue gas ที่ 855 K

$$= (0.7925 \times \mu(N_2)) + (0.0853 \times \mu(CO_2)) + (0.1221 \times \mu(O_2))$$

$T_{g,ave} = (815 + 350) / 2$

$= 582\,^{\circ}C$

$T_{a,ave} = (450 + 33) / 2$

$= 241\,^{\circ}C$

ดังนั้น อุณหภูมิที่ผนังท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจะเท่ากับ

$T_{wall} = (582 + 241) / 2$

$= 407\,^{\circ}C$

μ ของ Flue gas ที่ $407\,^{\circ}C = 34 \times 10^{-6}$ kg / m sec

สมการที่ใช้สำหรับการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มภายในท่อสำหรับค่า Re < 2100 คือสมการที่ 6.34 ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

$$\frac{h_i D}{K} = 1.86\left(\frac{DG}{\mu}\right)^{1/3}\left(\frac{C\mu}{K}\right)^{1/3}\left(\frac{D}{L}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

$h_i = 1.86$

$$\left(\frac{0.01575x2.3}{40x10^{-6}}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{1110x40x10^{-6}}{0.0615}\right)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{0.01575}{1.4}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$x\left(\frac{40x10^{-6}}{38x10^{-6}}\right)^{0.14}\left(\frac{0.0615}{0.01575}\right)$$

$h_i = 1.86 (9.6)(0.8)(0.23)(1.02)(3.9)$

$h_i = 12.8\ W / m^2\ K$

4.2 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มภายนอกท่อ

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มภายนอกท่อ จะขึ้นกับโครงสร้าง ระยะห่างระหว่างท่อ ระยะห่างระหว่างแผ่นกั้น พื้นที่ และลักษณะการไหล ตลอดจนเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเท

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ความร้อนผ่านฟิล์มภายนอกท่อโดยอาศัยทฤษฎีอย่างเดียวคงไม่สามารถกระทำได้ จึงต้องใช้สมการการทดลอง(Empirical Equation) สำหรับ Heat Exchanger ของ V.H. Cherry and H.A. Johnson จาก University of California Syllabus Series on heat transfer ซึ่งได้สมการการทดลองในกรณีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Recuperator ชนิด air to air ที่มีลักษณะเหมือนที่ทำการออกแบบไว้โดยมีสมการดังต่อไปนี้

$$h_o = \frac{0.8c(T_a^{\frac{1}{3}})(G_e^{(0.6+0.08\log d)})}{d^{0.53}} \tag{6.39}$$

เมื่อ h_o = outside flim coefficient (Btu)

c = constant of air (usually = 1)

t_a = average gas temperature (R)

G_e = gas mass flow rate (pps / sq ft)

d = outside diameters tube (in)

เมื่อ $G_e = \sqrt{G_b}\sqrt{G_C}$

G_b = อัตราเร็วในการไหลของมวลในเชลล์ / (พื้นที่ของแผ่นกั้น – พื้นที่ท่อในส่วนกั้น)

G_c = อัตราเร็วในการไหลของมวลในเชลล์ / [(ความยาวภายในเชลล์) – (เส้นผ่าน ศ.ก.ท่อ x จำนวนท่อ)] x (ระยะห่างระหว่างแผ่นกั้น)

เชลล์ขนาด กว้าง x ยาว = 0.32 x 0.32 m. ท่อมีขนาด outside diameter 0.019 m. วางเรียงเป็นแนวเส้นตรง แถวละ 11 ท่อ จำนวน 2 แถว ระยะห่างระหว่าง Baffle หรือแผ่นกั้นท่อมีระยะ 0.34 m.

[(ความยาวภายในเชลล์) – (เส้นผ่าน ศ.ก.ท่อ x จำนวนท่อ)] x (ระยะห่างระหว่างแผ่นกั้น)

$= \{ 0.32 - (0.019 \times 11) \} \times 0.34$

$= 0.037\ m^2$

$$G_c = \frac{0.0125}{0.037}$$
$$= 0.33 \ kg / m^2 \ sec$$

โดยทั่วไปการกำหนดพื้นที่เปิดสุทธิของแผ่นกั้นภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Recuperator จะเท่ากับ 15 –20 % ของพื้นที่แผ่นกั้นภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแล้วแต่ความเหมาะสมของแต่ละอุปกรณ์เพื่อกันการไหลลัดทางของอากาศ ดังนั้นในการคำนวณใช้พื้นที่เปิดสุทธิของแผ่นกั้นภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 16 % ของพื้นที่หน้าตัดแผ่นกั้นภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนหรือประมาณ 0.016 m^2 (0.32 m x 0.27 m)

$$G_b = \frac{0.0125}{0.016}$$
$$= 0.78 \ kg / m^2 \ sec$$

จากสมการ $G_e = \sqrt{G_b}\sqrt{G_c}$

จะได้ $= \sqrt{0.33 x 0.78}$

$G_e = 0.51 \ kg / m^2 \ sec$

หรือ $G_e = \dfrac{0.51 x 2.205}{10.76}$

$= 0.1045$ pps / sq ft

หาค่า $T_{ave\,,\,air} = \dfrac{450 + 33}{2}$

$= 245\ ^{o}c$ หรือ

$T_{ave\,,\,air} = 920\ ^{O}R$

จากสมการ $h_o = \dfrac{0.8c(Ta^{\frac{1}{3}})(G_e^{(0.6+0.08\log d)})}{d^{0.53}}$

จะได้ $$= \frac{0.8 \times 1 \times (920^{\frac{1}{3}})(0.1045^{(0.6+0.08\log 0.75)})}{0.75^{0.53}}$$

h_o = 2.27 Btu

h_o = 2.27 x 5.678

h_o = 12.9 $W/m^2\ K$

4.3 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจากการคำนวณนั้นต้องมีค่าใกล้เคียงกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ได้ทำการกำหนดไว้ในตอนต้น โดยที่

กำหนดให้ค่า thermal resistance R_{fo} ของอากาศเท่ากับ 0.0004 $m^2\ K/W$

กำหนดให้ค่า thermal resistance R_{fi} ของก๊าซเสียเท่ากับ 0.002 $m^2 K/W$

ค่า thermal conductivity (K) ของผิวท่อ stainless steel ชนิด 304 ที่อุณหภูมิ 407 °c มีค่าเท่ากับ 26 W / m K

∴ จะได้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจากสมการ

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{fo} + \frac{L_w}{K} + R_{fi} + \frac{1}{h_i}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{12.9} + 0.0004 + \frac{1.65 \times 10^{-3}}{26} + 0.002 + \frac{1}{12.8}}$$

U_o = 6.2 $W/m^2\ K$

ซึ่งค่า U_o ที่คำนวณได้มีค่าใกล้เคียงกับค่า U ที่สมมุติขึ้น คือ 5.9 $W/m^2\ K$

5. คำนวณค่าความดันสูญเสีย

5.1 ค่าความดันสูญเสียภายในท่อ

ค่าความดันสูญเสียในท่อแบ่งออกได้เป็นค่าความดันสูญเสียที่ทางเข้าและทางออก ค่าความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นระหว่างที่ของของไหลไหลไปในท่อและค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการเปลี่ยนทิศทางการไหลในห้องกั้น ค่าความดันสูญเสียที่ใหญ่ที่สุดคือค่าที่เกิดจากการไหลผ่านท่อ โดยปรกติแล้วค่าความดันสูญเสียที่ทางออกและทางเข้าไม่จำเป็นต้องคำนึงถึง

$$\Delta p_i = \Delta P_t + \Delta p_r$$

โดยที่

$$\Delta P_t = \frac{2f G_i^2 LN}{d_i \rho \varphi_i}$$

และ

$$\Delta P_r = 2N\frac{G^2}{\rho}$$

แต่ในกรณีที่ต้องการคำนวณค่าความดันสูญเสียในทางอุตสาหกรรมที่เกิดขึ้นระหว่างที่ของของไหลไหลไปในท่อสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งมีสมการดังนี้

$$\Delta P_i = 2500\left(\frac{NL}{d_i}\right)\left(\frac{G_i^2}{\rho}\right)\left[\left(\frac{f_i}{\varphi_i}\right) + 0.001\left(\frac{d_i}{L}\right)\right]$$

รูปที่ 6.10 ที่ค่า $Re_i = 950$ จะได้ f_i = 0.015

ที่อุณหภูมิเฉลี่ย ก๊าซเสีย 855 K

$\rho\ (O_2)$ = 0.472 kg/m^3

$\rho\ (CO_2)$ = 0.65 kg/m^3

$\rho\ (N_2)$ = 0.414 kg/m^3

จาก Gas ' s law หา properties ของก๊าซเสียโดยวิธี mass fraction

ρ flue gas ที่ 855 K

$= (0.7925 \times \rho(N_2)) + (0.0853 \times \rho(CO_2)) + (0.1221 \times \rho(O_2))$

$= (0.7925 \times 0.414) + (0.0853 \times 0.65) + (0.1221 \times 0.472)$

$= 0.441 \ \ kg/m^3$

∴ จะได้

$$\Delta P_i = 2500\left(\frac{1\times 1.4}{15.75}\right)\left(\frac{2.82^2}{0.441}\right)\left[\left(\frac{0.015}{1.05^2}\right)+0.001\left(\frac{15.75}{1.4}\right)\right]$$

Δp_i = 99.6 Pa หรือประมาณ 100 Pa

5.2 ค่าความดันสูญเสียภายในเชลล์

การคำนวณค่าความดันสูญเสียภายในเชลล์ (ภายนอกท่อ) โดยอาศัยทฤษฎีเพียงอย่างเดียวคงทำได้ลำบาก โดยปกติค่าความดันสูญเสียภายในเชลล์ถือได้ว่าเท่ากับผลรวมของค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลที่ขนานกับมัดท่อ และค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลที่ตั้งฉากกับมัดท่อซึ่งมีสมการดังนี้

$$\Delta P_o = \left[\Delta P_C \times (\text{จำนวนการไหลตั้งฉาก}) + \Delta P_b \times (\text{จำนวนแผ่นกั้น})\right] \times$$
สัมประสิทธิ์ความปลอดภัย

1. ค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลที่ตั้งฉากกับมัดท่อ

$$v_o = \frac{\dot{m}}{\rho A_c}$$

โดยที่ ρ ของ air at 584.25 K = 0.607 kg / m^3

A_C = พื้นที่ที่อากาศดีไหลเข้า

$$v_o = \frac{0.0125}{0.607 \times (0.28 \times 0.28)}$$

v_o = 0.262 m /s

เรียงท่อในลักษณะแนวเส้นตรง จะได้สมการ

$$\frac{v_{max}}{v_o} = \frac{ST}{ST - D}$$

$$= \frac{0.029}{0.029 - 0.019}$$

$$v_{max} = 2.9 \times 0.262$$
$$= 0.76 \text{ m/s}$$

อากาศที่ 584.25 K ค่า $\upsilon_{air} = 48.52 \times 10^{-6}\ m^2/s$

$$Re_{D,max} = \frac{v_{max} D}{\upsilon}$$
$$= \frac{0.76 \times 0.019}{48.52 \times 10^{-6}}$$
$$= 295 \text{ หรือประมาณ } 300$$

$\therefore$ การไหลในเซลล์เป็นแบบ laminar flow โดยมีค่า $Re \cong 300$

จาก รูปที่ 6.10 ที่ค่า $Re \cong 300$ จะได้ค่า $f = 0.4$ และ $N_{row} = 11$

$$\Delta p_c = \frac{2 f N_{row} (G_c^2)}{\rho}$$
$$= \frac{2 \times 0.4 \times 11 \times (0.33^2)}{0.607}$$
$$= 1.6 \text{ Pa หรือประมาณ } 2 \text{ Pa}$$

ค่า P_C ที่ คำนวณได้นี้เป็นค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลตั้งฉากกับมัดท่อเพียงเที่ยวเดียว

2. ค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลที่ขนานกับมัดท่อ

$$\Delta P_b = 1.02 \left(\frac{G_b^2}{\rho}\right)$$
$$= 1.02 \times \left(\frac{0.78^2}{0.607}\right)$$
$$= 2.76 \text{ Pa หรือประมาณ } 3 \text{ Pa}$$

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ค่า P_b ที่ได้จากการคำนวณเป็นค่าความดันสูญเสียสำหรับแผ่นกั้นเพียง 1 แผ่น เท่านั้น

3. ค่าความดันสูญเสียทั้งหมดในเชลล์

จำนวนแผ่นกั้น (Baffle) ที่ใช้ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีทั้งหมด 3 แผ่น 4 เที่ยวการไหล ค่าสัมประสิทธิ์ที่นิยมใช้คือ 1.2 ดังนั้นค่าความดันสูญเสียทั้งหมดในเชลล์จะเท่ากับ

$$\Delta P_o = \left[\Delta P_c \times (\text{จำนวนการไหลตั้งฉาก}) + \Delta P_b \times (\text{จำนวนแผ่นกั้น})\right] \times 1.2$$

$$= \left[(2\times4) + (3\times3)\right]\times1.2$$

$$= 20.4 \text{ Pa หรือประมาณ } 21 \text{ Pa}$$

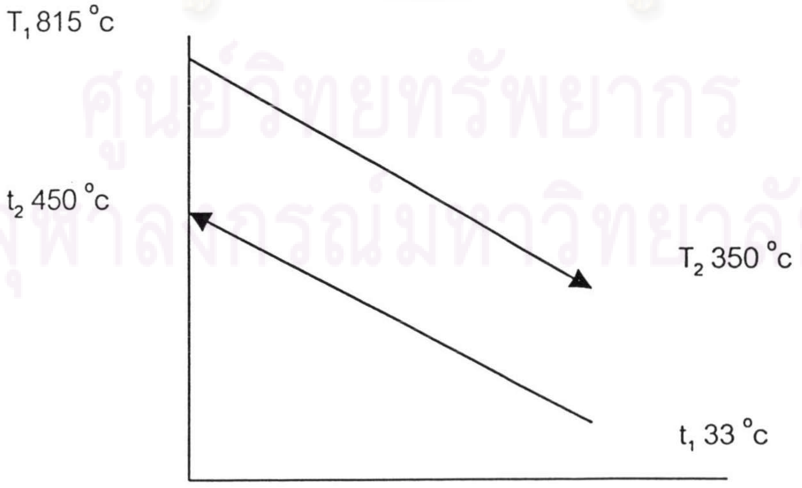
$\therefore$ ความดันตกทั้งระบบแลกเปลี่ยนความร้อนใน Recuperator

$$= 100 + 21$$

$$= 121 \text{ Pa}$$

6. สรุปขนาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Recuperator

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Recuperator ชนิดก๊าซร้อนไหลในท่อ และอากาศไหลในเชลล์ สามารถทำอุณหภูมิได้ดังต่อไปนี้

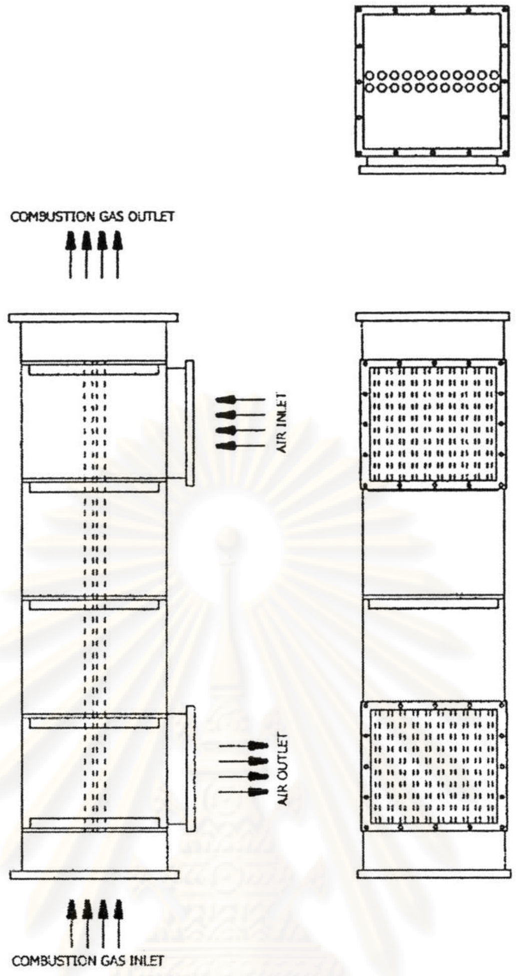


รูปที่ 6.10 อุณหภูมิในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

พื้นที่การถ่ายเทความร้อน	1.84 m^2
จำนวนเที่ยวการไหล	**ไหลในท่อ 1 เที่ยว ไหลในเชลล์ 4 เที่ยว**
วัสดุและขนาดท่อ	**ท่อ** stainless steel 304 **มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก** $\frac{3}{4}$ in(19.05 mm.) **ความหนาของท่อ** 1.651 mm.
ถ่ายเทความร้อน	เชลล์ขนาด(ภายใน) กว้าง x ยาว = 0.32 x 0.32 m. ระหว่าง Baffle หรือแผ่นกั้นมีระยะห่าง 0.34 m. จำนวน 3 แผ่น แผ่นกั้น(Baffle)ขนาด กว้าง x ยาว = 0.05 x 0.32 m.
วิธีวางเรียงท่อและจำนวนท่อ	วางเรียงเป็นแนงเส้นตรงแถวละ 11 ท่อ จำนวน 2 แถว ระยะห่างพิทช์ 0.029 m. หรือ 1.5 เท่า ของระยะเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก $\frac{s}{d}$ = 1.5 จำนวน 22 ท่อ
ความดันสูญเสียภายใน	121 Pa หรือ 0.012 kPa
วัสดุและสัดส่วนของเชลล์	เชลล์ขนาด(ภายนอก) กว้าง x ยาว = 0.32 x 0.32 m สูง 1.56 m มีแผ่นกั้น (Baffle) ทั้งหมด 3 แผ่น วัสดุที่ใช้เป็น carbon steel JIS G 3101 SS 400

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6.11 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Recuperator ที่ทำการออกแบบ

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

6.6 การหาค่าความดันสูญเสียภายในท่ออากาศเข้าหัวฉีด

หลังจากอากาศที่เข้าเตาเผาถูกอุ่นให้ร้อนโดยเครื่องอุ่นอากาศแบบ Recuperator แล้ว จะถูกส่งเข้าสู่หัวฉีดโดยท่ออากาศ ซึ่งในอากาศร้อนที่ไหลผ่านท่อส่งอากาศก็จะเกิดค่าความดันสูญเสียในท่อส่งอากาศด้วย ดังนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องพิจารณาค่าความดันสูญเสียในท่อส่งนี้ เพื่อที่จะทราบถึงความดันที่สูญเสียทั้งหมดในระบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และนำไปพิจารณาเลือกขนาดของ Blower ที่จะใช้กับระบบแลกเปลี่ยนความร้อน โดยสมการการหาค่าความดันสูญเสียสำหรับท่อชนิด rectangular duct มีดังนี้

$$\Delta p = f \frac{L}{\left(\frac{2ab}{a+b}\right)} \frac{V^2}{2} \rho \qquad (6.40)$$

เมื่อ f คือ ค่า friction factor ของความเรียบภายในท่อ จากรูป 6.13

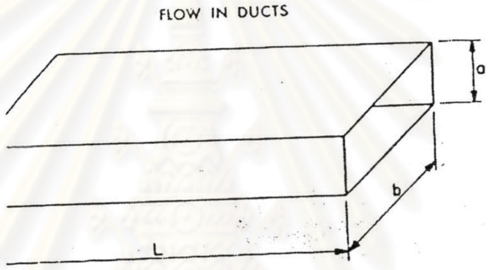
L คือ ความยาวของท่อ , m

V คือ ความเร็วของของไหลภายในท่อ , m/s

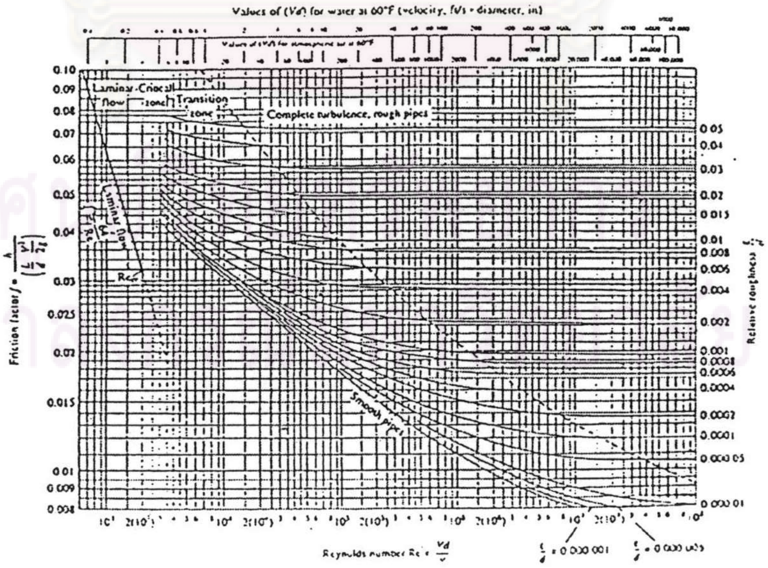
a คือ ความสูงท่อ , m จากรูปที่ 6.12

b คือ ความกว้างของท่อ , m จากรูปที่ 6.12

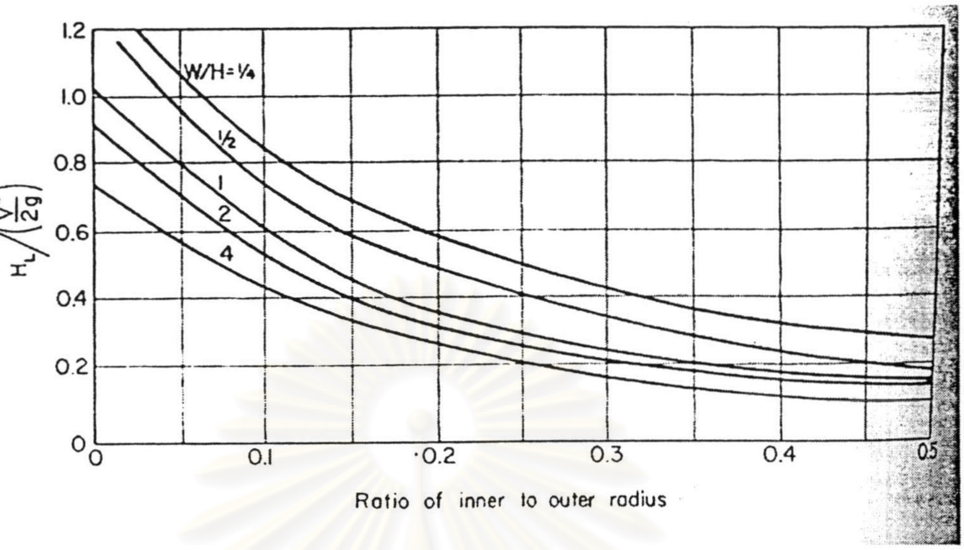
ρ คือ ความหนืดของของไหลภายในท่อ , kg/m^3



รูปที่ 6.12 แสดงลักษณะของท่ออากาศแบบ rectangular duct



รูปที่ 6.13 Moody Chart แสดงค่า friction factor ภายในท่อ



รูปที่ 6.14 ค่าความดันสูญเสียในข้องอ

จากท่อส่งอากาศเข้าสู่หัวฉีดที่ทำการออกแบบไว้ดังในรูปภาคผนวก ข มีท่อทั้งหมด 3 ช่วงและข้องอฉาก 2 ข้อในแต่ละด้านของท่อส่งอากาศเข้าสู่หัวฉีด ซึ่งท่อส่งอากาศเข้าสู่หัวฉีดที่ออกจาก Recuperator มี 2 ด้านคือ ด้านซ้ายและ ด้านขวา โดยท่อทั้ง 2 ด้านมีขนาดเท่ากัน มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

จากหัวข้อ 6.5 มวลอากาศเข้าหรือ $\dot{m}$ = 0.0125 kg/s

ค่า ρ ของอากาศร้อนภายในท่อส่งใช้การประมาณค่าโดยที่ประมาณค่าไว้ 750 K เนื่องจากจะต้องเกิดการสูญเสียความร้อนจากผ่านผนังของ Recuperator และตามข้อต่อต่างๆ อากาศร้อนที่ออกจาก Recuperator จึงน้อยกว่าที่คำนวณไว้ $\rho_{(750\,K)} = 0.471\ kg/m^3$

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$= \frac{0.0125}{0.471}$$

$$Q = 0.027\ m^3/s$$

ค่า Re ของการไหลในเซลล์คือ 300 จากรูปที่ 6.16 จะได้ค่า friction factor , f = 0.8

พิจารณาท่อช่วงที่ 1 ท่อขนาด 0.14 x 0.23 x 0.45 m

$$\Delta p = 0.8 \frac{0.45}{\left(\frac{2(0.14 \mathrm{x} 0.23)}{0.14 + 0.23}\right)} \frac{\left(\frac{0.027}{0.14 \mathrm{x} 0.23}\right)^2}{2} 0.471$$

$= 0.342$ Pa

พิจารณาท่อช่วงที่ 2 ท่อขนาด 0.15 x 0.22 x 0.27 m

$$\Delta p = 0.8 \frac{0.27}{\left(\frac{2(0.15 \mathrm{x} 0.22)}{0.15 + 0.22}\right)} \frac{\left(\frac{0.027}{0.15 \mathrm{x} 0.22}\right)^2}{2} 0.471$$

$= 0.19$ Pa

พิจารณาท่อช่วงที่ 3 ท่อขนาด 0.15 x 0.22 x 0.87 m

$$\Delta p = 0.8 \frac{0.87}{\left(\frac{2(0.15 \mathrm{x} 0.22)}{0.15 + 0.22}\right)} \frac{\left(\frac{0.027}{0.15 \mathrm{x} 0.22}\right)^2}{2} 0.471$$

$= 0.616$ Pa

สำหรับข้องอฉากสามารถใช้รูปที่ 6.14 และใช้ประกอบกับสมการการหาค่าความดันสูญเสียในข้องอซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

พิจารณาข้องอที่ 1 ขนาด มี Ratio = 0.3125 **และ** $\frac{W}{H} = 1.5$ **จากกราฟจะได้ค่า**

$$\frac{p_{loss}}{\frac{v^2\rho}{2}} = 0.2 \text{ Pa}$$

$$p_{loss} = 0.2\frac{\left(\frac{0.027}{0.15\text{x}0.22}\right)^2}{2}0.471$$

$$= 0.04 \text{ Pa}$$

พิจารณาข้องอที่ 2 ขนาด มี Ratio = 0.232 และ $\frac{W}{H} = 1.5$ จากกราฟจะได้ค่า

$$\frac{p_{loss}}{\frac{v^2\rho}{2}} = 0.3 \text{ Pa}$$

$$p_{loss} = 0.3\frac{\left(\frac{0.027}{0.15\text{x}0.22}\right)^2}{2}0.471$$

$$= 0.05 \text{ Pa}$$

ค่าความดันที่สูญสียในท่อส่งอากาศคือ 1.238 Pa หรือประมาณ 1.3 Pa ซึ่งท่อส่งอากาศเข้าสู่หัวฉีดมี 2 ข้าง ดังนั้นค่าความดันที่สูญสียทั้งหมดในท่อส่งอากาศจะมีค่าเท่ากับ 2.6 Pa หรือประมาณ 3 Pa

ค่าความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นทั้งระบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะเท่ากับ

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{recup} + \Delta p_{duct}$$

$$= 121 + 3$$

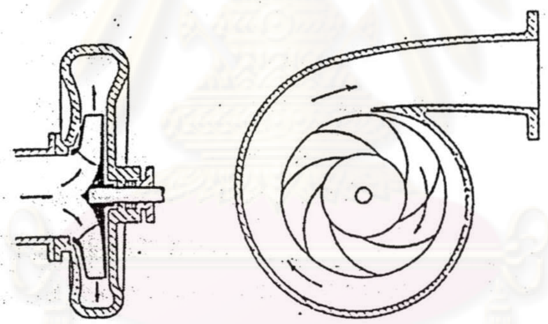
$$= 124 \text{ Pa}$$

6.7 Blower ที่ใช้กับระบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การออกแบบระบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้จะไม่สามารถเก็บความร้อนกลับคืนมาได้เต็มประสิทธิภาพถ้าขาดการป้อนอากาศที่เข้าสู่เตาได้อย่างเพียงพอ ดังนั้นพัดลมเป่าอากาศหรือ Blower จึงมีความสำคัญอย่างมากต่อระบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน หลักการเลือก Blower สำหรับระบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำการออกแบบไว้ไม่มีความสลับซับซ้อนแต่ประการใดเพียงแต่คำนึงถึงปัจจัย 2 ประการคือ

1. อัตราการไหลของอากาศเข้าเตา
2. ค่าความดันสูญเสีย

ซึ่งจากอัตราการไหลของอากาศเข้าเตาที่คำนวณไว้ อัตราการไหลของอากาศที่ออกจาก Blower และค่าความดันสูญเสียของทั้งระบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทำให้สามารถเลือก Blower ที่จะใช้กับระบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและเตาเผาเซรามิคได้ดังนี้



ศูนย์วิทยทรัพยากร

รูปที่ 6.15 รูป Blower ที่ใช้กับระบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและเตาเผาเซรามิค

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

เป็น พัดลมเป่าอากาศชนิด Centrifugal Blower หมุนด้วยกำลังจากมอเตอร์ไฟฟ้าที่มีขนาด $\frac{1}{5}$ แรงม้า แรงดันไฟฟ้า 220 V กินกระแสไฟ 0.8 Amp ที่ 3000 RPM ยี่ห้อ VENZ รุ่น SB – 30 อัตราการไหลของอากาศออกจาก Blower ตั้งแต่ 1 – 7 m^3/ min โดยมี Damper เป็นตัวควบคุมอัตราการไหลของอากาศ