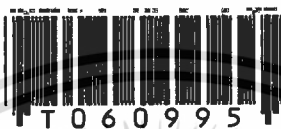


การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนโดยใช้แผ่นบิด
แบ่งเป็นช่วงในท่อ

PERFORMANCE ENHANCEMENT OF A DOUBLE PIPE HEAT
EXCHANGER WITH REGULARLY-SPACED TWISTED TAPE INSERTS



นิติเวศ ทองนุช
NITIWAIT THONGNUCH

ฉพ.
๙๕๘๙๗
๒๕๔๘

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน.....
วัน,เดือน,ปี.....

60995

7 ก.ค. 2549

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
บัณฑิตวิทยาลัย
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ. 2548

ISBN 974-15-1897-8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุก

115A5100
b.....
i.....

PERFORMANCE ENHANCEMENT OF A DOUBLE PIPE HEAT EXCHANGER WITH REGULARLY-SPACED TWISTED TAPE INSERTS



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
SCHOOL OF GRADUATE STUDIES
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2005

ISBN 974-15-1897-8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2005

SCHOOL OF GRADUATE STUDIES

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนโดยใช้แผ่นบิดแบ่งเป็นช่วงในท่อ
นักศึกษา	นายนิติเวช ทองนุช
รหัสประจำตัว	44611500
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2548
อาจารย์ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์	รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์

บทคัดย่อ

การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน(double pipe) เป็นการไหลแบบสวนทางกัน (counter flow) โดยมีการติดตั้งแผ่นใบบิดเปรียบเทียบกับแผ่นใบบิดเป็นช่วง โดยมีความห่างแต่ละช่วง 15,30 และ 45 เซนติเมตร, แผ่นบิดแบบช่วงกลับ มีช่วงห่างแต่ละช่วง 15,30 และ 45 เซนติเมตร, แผ่นบิดกลับเต็ม ระยะพิตช์ 15 เซนติเมตร ใส่เข้าไปในท่อกลม ซึ่งมีหน้าที่บังคับให้เกิดการหมุนวนของของไหลร้อนที่ไหลผ่านเข้าไปในท่อ ส่วนท่อเปลือกจะเป็นการไหลของน้ำเย็น และปรับอัตราการไหลคงที่ที่ 100 ลิตรต่อชั่วโมง และปรับอัตราการไหลของน้ำร้อน 50-450 ลิตรต่อชั่วโมง ในช่วง Reynolds number ที่เป็น Turbulent แล้วพิจารณาผลของแผ่นใบบิดต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมของของไหลร้อน และผลการทดลองแสดงในรูปของค่า Nusselt number ที่สัมพันธ์กับค่า Reynolds number และ ค่า Friction factor กับ Reynolds number ซึ่งผลการทดลองแผ่นบิดกลับเต็ม ระยะพิตช์ 15 เซนติเมตร จะมีค่า Nusselt number ดีที่สุดเมื่อเทียบกับท่อเรียบและท่อที่ใส่แผ่นบิดเป็นช่วงแบบอื่นๆ ซึ่งมีค่า Friction factor ไม่มากนักและสามารถทำให้สมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดีขึ้น

Thesis Title	Performance Enhancement of a Double Pipe Heat Exchanger with Regularly-Spaced Twisted Tape Inserts
Student	Mr. Nitiwait Thongnuch
Student ID.	44611500
Degree	Master of Engineering
Programme	Mechanical Engineering
Year	2005
Thesis Advisor	Assoc.Prof.Dr. Pongjet Promvonge

ABSTRACT

The heat transfer of a counter flow double pipe heat exchanger with twisted tape inserts is experimentally studied. The tapes inserted are arranged to be regularly spaced ones with a span of 15, 30 and 45 centimeters ,the regularly spaced invert twisted tape with a span of 15, 30 and 45 centimeters ,the fully invert twisted tape with a span of 15 centimeters inside the pipe. The captioned twisted tapes are functioning to control the circular flow of the hot liquid flowing inside the inner pipe, while the cold water is flowing within the outer pipe. The flow rate of cold water is constant at 100 L/hr and the hot water flow is at 50-450 L/hr at the turbulent Reynolds number. Considering the effect of the twisted tape on the heat transfer and pressure drop of the hot flow, experimental results are shown in the forms of Nusselt number against Reynolds number and friction factor relating to Reynolds number. The result of the fully invert twisted tape at the span of 15 centimeters shows the best Nusselt number, as compared to other pipes with different spans having lower friction factor, and helps to promote the performance of the heat exchanger.

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยเรื่องการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนโดยใช้แผ่นปิดสอดเป็นช่วงในท่อ สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี ด้วยการให้คำปรึกษาและความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษารองศาสตราจารย์ ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ ซึ่งผู้วิจัยรู้สึกทราบบ้างถึงความอนุเคราะห์จากท่านและขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบคุณ บริษัท THAI PIGEON จำกัดและคุณบุญชัย ศิลปกิจวงษ์กุล ผู้ช่วยผู้จัดการฝ่ายซ่อมบำรุงและวิศวกรรม ที่ให้ความช่วยเหลือทั้งด้านอุปกรณ์และสถานที่ที่ใช้ในการทดลองต่าง ๆ เป็นอย่างดี

ขอขอบคุณอาจารย์ทุกท่านที่ให้คำแนะนำที่เกี่ยวข้องกับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ และได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้แก่ผู้วิจัย

ขอขอบคุณพี่ๆ เพื่อนๆ ร่วมสถาบันทุกท่านจากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้ความช่วยเหลือข้าพเจ้าในทุกๆ ด้านที่ทำให้งานวิจัยสำเร็จไปด้วยดี

ขอขอบคุณ คุณบิดา มารดา ที่ให้กำลังใจและให้การสนับสนุนการศึกษา

ขอขอบพระคุณในทุกประการที่ให้แก่งานวิจัยเรื่องนี้ไว้ ณ โอกาสนี้

นิติเวศ ทองนุช

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VII
สารบัญรูป.....	VIII
รายการคำย่อและสัญลักษณ์.....	X
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความสำคัญและที่มา.....	2
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	2
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.....	2
1.4 วิธีการวิจัย.....	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
บทที่ 2 คุณลักษณะอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	4
2.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	4
2.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล (Physical Properties of Fluid).....	4
2.1.2 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง (Operating Condition).....	4
2.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล.....	5
2.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	5
2.3 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Enhancement).....	9
บทที่ 3 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	10
3.1 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	10
3.1.1 การแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้.....	10
3.1.2 การแบ่งตามจุดประสงค์ของการใช้งาน.....	11
3.1.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์.....	12
3.1.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม flow arrangement.....	21
3.1.5 ลักษณะที่แบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่ง Transfer Process.....	22

เอกสารนี้เป็นเอกสารของศูนย์วิจัยและพัฒนาเทคโนโลยีพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
7.4 อิทธิพลของระยะช่วงใส่ไบบิตและไบบิตสลับทิศทาง.....	59
7.5 เปรียบเทียบการใส่แผ่นบิตแบบต่างๆ.....	61
7.6 เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพของการใส่แผ่นบิตแบบต่างๆ.....	63
บทที่ 8 สรุปผลการทดลอง.....	64
8.1 สรุปผลการทดลอง	64
8.2 ข้อเสนอแนะ.....	65
เอกสารอ้างอิง.....	66
ภาคผนวก	67
ภาคผนวก ก.....	68
ภาคผนวก ข.....	81
ประวัติผู้เขียน.....	89

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ.....	20
3.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของสมรรถนะ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ สำหรับกรณีของก๊าซร้อนและก๊าซเย็น.....	20
5.1 Nu_D สำหรับการไหลแบบลามินาร์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อซ้อนกัน รูปวงแหวนซึ่งผิวหนึ่ง หุ้มฉนวนและอีกผิวหนึ่งมีอุณหภูมิผิวคงที่.....	38
5.2 สำหรับฟลักซ์ความร้อนคงที่ที่ผิวทั้งสอง.....	39



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
3.1 ลักษณะการไหลในท่อสองชั้น (a) parallel flow (b) counter flow	14
3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น.....	14
3.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell and tube แบบ (a) one shell pass และ one tube pass (b) Parallel flow (c) counter flow.....	15
3.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell and tube แบบ (a), (b) one shell pass และ two tube pass (c) two shell pass และ four tube pass.....	16
3.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน.....	17
3.6 (ก) การไหลขนานกัน (ข) การไหลสวนทางกัน	21
3.7 การไหลตัดขวางกัน (ก) แบบไหลเดี่ยวเดียว (ข) แบบไหลสองเดี่ยว.....	21
3.8 การไหลแบบ Multi passing	22
5.1 การก่อตัวของบาวน์ดารีเลเยอร์ของการไหลในท่อกลม.....	31
5.2 แสดงรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลตามกัน และการไหลสวนทางกันในท่อซ้อนกัน.....	34
5.3 ท่อซ้อนกันรูปวงแหวน.....	37
6.1 ชุดทดลองการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน.....	44
6.2 แผ่นบิตที่ใช้ในการทดลองใส่ในท่อน้ำร้อน.....	46
6.3 ขนาดชุด shell and tube.....	46
6.4 รูปเครื่องอ่านค่าอุณหภูมิและตัวควบคุมอุณหภูมิ.....	47
6.5 รูปเซนเซอร์จับอุณหภูมิ.....	47
6.6 รูปชุดปรับอัตราการไหลของน้ำ.....	48
6.7 รูปमानอมิเตอร์	48
6.8 รูปแผ่นบิตเต็มที่มีขนาด 10,15,20 cm.....	49
6.9 รูปแผ่นบิตแบ่งเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 15 cm ความห่าง ช่วง 15 , 30 , 45 cm.....	49
6.10 รูปแผ่นบิตกลับเต็มที่มีระยะพิตช์ 15 cm., แผ่นบิตกลับแบ่งเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 15 cm ความห่าง ช่วงกลับ 15, 30 , 45 cm. และแผ่นเรียบ.....	50
7.1 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re เปรียบเทียบ ท่อเรียบ กับ ไบบิตเต็ม.....	53
7.2 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า f กับ Re เปรียบเทียบ ท่อเรียบ กับ ไบบิตเต็ม.....	54
7.3 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re เปรียบเทียบท่อเรียบ และ ไบบิตแบบช่วง.....	55
7.4 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า f กับ Re เปรียบเทียบท่อเรียบ และ ไบบิตแบบช่วง.....	56
7.5 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re เปรียบเทียบท่อเรียบและไบบิตแบบกลับทาง.....	57

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์ของภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ และผู้จัดทำหนังสือเรียนฉบับนี้ขึ้น การค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
7.6 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า f กับ Re เปรียบเทียบท่อเรียบและไบบิตแบบกลับทาง.....	58
7.7 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re เปรียบเทียบระยะช่วงใส่ไบบิต และไบบิต สลับทิศหมุน.....	59
7.8 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า f กับ Re เปรียบเทียบระยะช่วงใส่ไบบิต และไบบิต สลับทิศหมุน.....	60
7.9 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re เปรียบเทียบไบบิตทุกชนิด.....	61
7.10 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า f กับ Re เปรียบเทียบไบบิตทุกชนิด.....	62
7.11 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า Efficiency กับ Re เปรียบเทียบไบบิตทุกชนิด.....	63



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์

A	พื้นที่ผิวสำหรับการถ่ายเทความร้อน
C	อัตราความจุความร้อน
C_{\min}	อัตราความจุความร้อนต่ำสุด
C_{\max}	อัตราความจุความร้อนมากที่สุด
C_f	สัมประสิทธิ์เสียดทาน
c_p	ค่าความร้อนจำเพาะ
D	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ, เมตร
D_h	เส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิก
f	สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน
k	ค่าการนำความร้อน
L	ความยาวของท่อ, เมตร
m	อัตราการไหลเชิงมวล
NTU	จำนวนของหน่วยถ่ายเทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
Pr	ค่าพริ้นด์เทิล
Δp	ความดันตกคร่อมหรือการเปลี่ยนแปลงความดัน, นิวตัน/เมตร ²
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน
Re_D	เรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับการไหลภายในท่อกลม
$Re_{D,c}$	เรย์โนลด์นัมเบอร์วิกฤติสำหรับช่วงการเปลี่ยนแปลงการไหล
r_0	รัศมีในท่อกลม
T_i	อุณหภูมิทางเข้าก่อนถ่ายเทความร้อน
T_o	อุณหภูมิทางออกหลังถ่ายเทความร้อน
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม
u_m	ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ
$x_{f,h}$	ความยาวของช่องบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว
ΔT_{lm}	ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยที่เหมาะสมผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
μ	ความหนืดสัมบูรณ์
ρ	ความหนาแน่นของของไหล, กิโลกรัม/เมตร ³

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

- ๒ ความหนีตจลน์
- ๗ ประสิทธิภาพ
- ๘ ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลเป็นสิ่งสำคัญมาก และขบวนการดังกล่าวพบได้ในอุตสาหกรรม เช่น หม้อน้ำ คอนเดนเซอร์ ซึ่งมีความพยายามที่จะหาทางลดขนาดและค่าใช้จ่ายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนตัวแปรที่สำคัญต่อการลดขนาดและมูลค่า คือ การทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้น โดยมีวิธีการต่างๆในการเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น เพิ่มพื้นที่หน้าตัดครีประบายความร้อน และมีบทความวิจัยจากต่างประเทศมากมายที่วิจัยในเรื่องการใช้แผ่นบิดในการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน โดยมีรูปแบบแนวทางวิจัยที่แตกต่างกันออกไปเช่น การศึกษาแรงเสียดทานและคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมด้วยแผ่นบิด[5] ซึ่งเป็นการนำเสนอแบบวิเคราะห์เชิงตัวเลข และการศึกษา แรงเสียดทานและคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนแบบ Laminar ในท่อกลมด้วยแผ่นบิดแบบต่างๆ [7] ซึ่งแสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบิดเป็นช่วงๆ ดีกว่าแบบท่อเรียบและแบบแผ่นบิดเต็ม แต่มีค่าแรงเสียดทานน้อยกว่าแบบแบบแผ่นบิดเต็ม และในส่วนของงานวิจัยอื่นๆที่คล้ายกัน จะเป็นการศึกษาในแนววิเคราะห์เชิงตัวเลข [4],[6]

ท่อที่ทำให้เกิดการหมุนวนเป็นอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยทั่วไปการไหลแบบหมุนวนในท่อ สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภท คือ การไหลแบบหมุนวนต่อเนื่อง และการไหลแบบหมุนวนเฉพาะช่วงเริ่มต้น ในการไหลแบบหมุนวนต่อเนื่อง การเคลื่อนที่แบบหมุนวนจะเกิดขึ้นตลอดทั้งความยาวของท่อ และจะลดการหมุนวนลงเรื่อยๆ ตามแนวการไหล แผ่นเทปเกลียวและลวดที่ถูกติดตั้งแทรกอยู่ภายในท่อ ในผิวท่อด้านในเป็นตัวทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวนต่อเนื่อง ในขณะที่อุปกรณ์ทำให้เกิดการหมุนวนที่ทางเข้า จะทำให้เกิดการหมุนวนภายในท่อ เฉพาะช่วงเริ่มต้น สำหรับการไหลแบบหมุนวนเฉพาะช่วงเริ่มต้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะลดลงตามระยะทางการไหล ในขณะที่การไหลแบบหมุนวนต่อเนื่อง สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าคงที่

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

การวิจัยครั้งนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อ

- 1.2.1 ศึกษาการออกแบบและทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบการไหลสวนทางกัน
- 1.2.2 ศึกษาความแตกต่างของการถ่ายเทความร้อน ของไบบิตชนิดต่างๆ
- 1.2.3 หาทางลดขนาด และค่าใช้จ่ายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

- 1.3.1 การทดลองใช้การทดลองใช้ท่อสแตนเลสสตีล แทนท่อเปลือก(shell)
- 1.3.2 การทดลองใช้การทดลองใช้ใบเรียบยาว 150 cm
- 1.3.3 การทดลองใช้แผ่นบิดเต็มที่มีระยะพิตช์ 10,15,20 cm
- 1.3.4 การทดลองใช้แผ่นบิดกลับเต็มที่มีระยะพิตช์ 15 cm
- 1.3.5 การทดลองใช้แผ่นบิดแบ่งเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 15 , 30 , 45 cm
- 1.3.6 การทดลองใช้แผ่นบิดแบ่งเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 15, 30 , 45 cm
- 1.3.7 การทดลองใช้อัตราการไหลของน้ำเย็น 100 ลิตรต่อชั่วโมง ตลอดการทดลอง
- 1.3.8 การทดลองใช้อัตราการไหลของน้ำร้อนเริ่มตั้งแต่ 50 ลิตรต่อชั่วโมงและเพิ่มขึ้นครั้งละ 25 ลิตรต่อชั่วโมงจนถึง 450 ลิตรต่อชั่วโมง
- 1.3.9 ทดลองที่อุณหภูมิการทำงานของน้ำร้อน 80 ± 1 องศาเซลเซียส ตลอดการทดลอง

1.4 วิธีการวิจัย

- 1.4.1 สร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เป็นแบบท่อซ้อน มีท่อในและท่อนอก โดยทำให้การไหลสวนทางกัน (Counter flow)
- 1.4.2 หาความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ที่สำคัญของระบบที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบท่อซ้อน
- 1.4.3 ทำการทดลอง รวบรวม และวิเคราะห์ผลที่ได้จากทฤษฎีมาเปรียบเทียบกับการทดลอง
- 1.4.4 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ
- 1.4.5 เขียนรายงานวิทยานิพนธ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

เนื่องจาก ภายในเรือสินค้ามีพื้นที่จำกัดหรือโรงงานมีพื้นที่ที่จำกัด เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดใหญ่ทำให้พื้นที่ใช้สอยมีขนาดเล็กลง ถ้าสมมติว่าถ้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีการถ่ายเทความร้อนดีขึ้น, ขนาดเล็กลง,เบาลง, ราคาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่ำลง ค่า Maintenance ลดต่ำลง, การเคลื่อนย้าย, การติดตั้ง, การใช้งานง่ายขึ้น ดังนั้นปัญหานี้จึงเป็นปัญหาที่น่าสนใจในการศึกษาและนำมาใช้กับงานจริงในภาคอุตสาหกรรมต่อไป



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

คุณลักษณะอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน หมายถึง เครื่องมือที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลที่มีระดับพลังงานความร้อน(อุณหภูมิ) แตกต่างกัน 2 ชนิด ผ่านผนังกันระหว่างของไหลทั้งสองในการออกแบบอุปกรณ์ความร้อน สิ่งแรกที่จะต้องศึกษาคือ คุณสมบัติของไหลที่ใช้ จากนั้นจึงทำการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับจุดประสงค์และเงื่อนไขของการใช้มากที่สุดหัวข้อที่จะกล่าวถึงต่อไปนี้เป็นสิ่งสำคัญที่จะต้องพิจารณาในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง และถูกหลักเศรษฐศาสตร์ด้วย

2.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล (Physical Properties of Fluid)

คุณสมบัติของของไหลที่สำคัญที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกประเภทของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนคือ ความหนืด ความหนาแน่น ความจุความร้อนจำเพาะของของไหล ปริมาณของสิ่งเจือปน หรืออนุภาคของแข็งที่มีอยู่ในของไหล ตลอดจนคุณสมบัติของสิ่งเจือปนเหล่านั้น เนื่องจากว่าสิ่งเจือปนอนุภาคของแข็ง และตะกอนมักจะสะสมในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจนเกิดการกีดขวางการไหล หรือเกาะเป็นคราบ (Scale) ติดกับผิวหน้าความร้อน ทำให้ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนลดลง จึงควรระวังเป็นพิเศษ ในกรณีที่มีการระเหยหรือการควบแน่นของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ถ้าสภาพการไหลของของไหลไม่เหมาะสม อาจเกิดการสั่นสะเทือนราวกับถูกค้อนน้ำ (Water hammer) หรือเกิดการสะสมของก๊าซ ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องลดลง

2.1.2 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง (Operating Condition)

เงื่อนไขต่างๆ ที่เกี่ยวกับความแข็งแรงของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกกำหนดโดยความดัน และอุณหภูมิของของเหลวที่ใช้ในการออกแบบ เพื่อให้วิธีแลกเปลี่ยนความร้อน และความแข็งแรงของวัสดุที่ใช้ปลอดภัยพอสำหรับการปฏิบัติงาน เราจำเป็นต้องใช้เงื่อนไขของการเดินเครื่องในการคำนวณความหนาของเปลือกโลหะ (Shell) ที่บางที่สุด ที่ต้องใช้ตลอดจนสัดส่วนของหน้าแปลน (Flange) ที่เหมาะสม

ในกรณีที่จำกัดผลการลดความดันของของไหลระหว่างทางออกและทางเข้าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอย่างเคร่งครัด เราควรจะพิจารณาทบทวนแบบของเครื่องที่เลือกไว้แล้ว ใน

กรณีที่มีการเดินเครื่องเป็นแบบพัทๆ (batch) ปริมาณของของไหลเวลาที่ใช้ในการเดินเครื่อง และผลต่างของอุณหภูมิที่ยอมให้ได้ในการเดินเครื่องแต่ละครั้ง เป็นปัจจัยสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงด้วย

2.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล (Chemical Properties of Fluid)

การเกิดสนิม (Corrosion) และการกัดเซาะ (Erosion) ผิวด้านสัมผัสของของไหลเป็นปัญหาสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงเสมอ ในการออกแบบอุปกรณ์ทางอุตสาหกรรมเคมี การเกิดสนิมเป็นผลของการเปลี่ยนแปลงทางเคมีที่ของไหลกระทำต่อผิวด้านสัมผัส ซึ่งโดยปกติแล้วผิวด้านสัมผัสจะถูกกัดให้บางลงอย่างสม่ำเสมอ แต่ในบางครั้งสนิมอาจกัดเฉพาะแห่ง เนื่องจากปรากฏการณ์ทางด้านเซลล์ไฟฟ้า ส่วนการกัดเซาะนั้นเกิดจากการปะทะของของไหลกับผิวด้านสัมผัส หรืออาจจะเป็นผลของความสึกหรอที่เกิดจากความดันต่ำที่เกิดขึ้น ณ จุดบางจุด วัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงควรเป็นวัสดุที่ไม่เกิดสนิมง่าย หรือถูกกัดเซาะโดยของไหลที่ใช้

สิ่งที่กล่าวถึงข้างต้นนี้คือ ปัจจัยทั้งหมดที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกแบบ และวัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในขณะที่เดียวกันยังต้องคำนึงถึงราคาของการผลิตของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประกอบเข้าไปด้วย

2.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ถึงแม้ว่า การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน มาตรฐานต่างๆไป จะเป็นที่พอใจของความต้องการในการทำงาน หน่วยธรรมดาที่อุณหภูมิ และความดันปานกลาง สำหรับกรณีโดยเฉพาะ ถูกออกแบบให้ใช้ได้กับงานพิเศษได้มากมาย คือได้ช่วงอุณหภูมิและความดัน ตั้งแต่ค่าต่ำๆ จนถึงสูงๆ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหลายตัว ถูกออกแบบสำหรับงานหลากหลายชนิด ดังนั้น มาตรการสำหรับความเหมาะสมที่สุด ขึ้นกับชนิดของงานที่จะนำไปใช้ เช่น มาตรการที่เหมาะสมที่สุด อาจจะถูกต้อง การให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีน้ำหนักน้อยที่สุด ปริมาตรหรือพื้นที่ที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยที่สุด เช่นถ้าต้นทุนในการผลิต (Initial) และค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน (Operation Cost) จะมีค่าสูงเพราะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดใหญ่ ต้องใช้สารทำงาน (Working fluid) มากกว่า และต้องใช้ Pump ใหญ่ขึ้น Pressure Drop ก็มากกว่าด้วย ต่อมาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนควรมีการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด แต่ความดันที่ลดลงน้อยสุด (Pressure Drop) ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยน้อยที่สุด

ดังนั้น เพื่อที่จะนำไปสู่การศึกษาความเหมาะสมที่สุด ในการออกแบบด้านอุณหภูมิของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ควรแสดงและการคำนวณควรถูกการทำซ้ำสำหรับแต่ละการออก

แบบที่สามารถแปรผันได้ จนกระทั่ง มาตรการที่เหมาะสมที่สุด ถูกทำให้พึงพอใจ และได้มีการนำโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์มาใช้ในการออกแบบด้านอุณหภูมิของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

R.M.Manglik and A.E. Bergles, [4] ได้ทำการศึกษาการไหลแบบราบเรียบในท่อครึ่งวงกลมของ UWT ซึ่งบทความนี้เป็นการศึกษาวิเคราะห์เชิงตัวเลข สำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่ ซึ่งของการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นในท่อที่ใส่เกลียวเข้าไป เช่นเดียวกับผลของการถ่ายเทความร้อนของท่อที่มีครีป

S.Ray,AW.Date, [5] ได้ทำการศึกษาคุณลักษณะแรงเสียดทานและการถ่ายเทความร้อน ในท่อสี่เหลี่ยมที่ติดตั้งใบพัด ในบทความนี้กล่าวถึงวิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลขซึ่งทำนายลักษณะการไหลแบบราบเรียบ เช่นเดียวกันกับการไหลแบบปั่นป่วน และการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่ติดตั้งใบพัด การศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนทำนายภายใต้ค่าคงที่ของ Heat flux การไหล และการถ่ายเทความร้อน เป็นการไหลแบบปรับตัวตามแนวแกนซึ่งเกี่ยวพันกันระหว่างค่าแรงเสียดทานกับค่า นัสเซล นัมเบอร์

S.K.Agarwal and M.Raj Rao, [6] ได้ทำการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลของของไหลหนืด ในท่อกลมที่สอดใส่ใบพัดเอาไว้ Isothermal และ nonisothermal friction factor และค่า นัสเซล นัมเบอร์เฉลี่ยของ UWT ความร้อนและความเย็นของ Servotherm oil (Pr=195-375) จากการวิจัยอธิบายได้ว่า การไหลในท่อกลม(Re=70-4000) ที่มีการใส่ใบพัดเข้าไป ($y=2.41-4.84$) ค่าแรงเสียดทานได้ 3.13-9.71 ค่า นัสเซล นัมเบอร์ได้ 2.28-5.35 และ 1.21-3.70 ซึ่งจากกระบวนการนี้ส่งเสริมให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ดังนั้นการไหลแบบหมุนวนทำให้การถ่ายเทความร้อนดีขึ้น

S.K. Saha, A.Dutta,S.K.Dhal,[7] ได้ทำการศึกษาคุณลักษณะแรงเสียดทานและการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการไหลแบบราบเรียบในท่อที่ติดตั้งใบพัด การทดลองในท่อที่มีใบพัดอยู่เป็นช่วงๆ ทำให้การถ่ายเทความร้อน และความดันตกคร่อมลดลงอย่างมาก การหมุนวนแบบราบเรียบของของไหลหนืด ที่มีตัวเลข Prandtt Number ช่วงปานกลาง การหมุนวนเกิดขึ้นจากการสอดใบพัดใบเดียวใส่เข้าไปในท่อและเชื่อมใบพัดด้วยแท่งทรงกลมขนาดเล็ก ความกว้างของใบพัดและเส้นผ่าศูนย์กลางของแท่งทรงกลมที่ใช้แตกต่างกัน ผู้วิจัยยังศึกษาผลของการใช้มุมในการบิดมากกว่าศูนย์ ระหว่างใบพัดที่ต่อเชื่อมกัน ความร้อนและIsothermal การทดสอบการถ่ายเทความร้อน ทำโดยการให้ความร้อนด้วยไฟฟ้าตามแกนและตามเส้นรอบวง เครื่องให้ความ

ร้อนแบบ Wall heat flux ความถี่แบบ (UHF) มีการหาปัจจัยในการทดลอง เช่น ค่า Re , Pr , อัตราการบิด, อัตราช่องว่างระหว่างใบบิด , ความกว้างของใบบิด, เส้นผ่าศูนย์กลางของแท่งวงกลมและลักษณะของมุม, การทำให้ใบบิดติดกับท่อทรงกลม แทนที่จะเชื่อมใบบิดเข้าด้วยกัน โดยแท่งทรงกลมขนาดเล็ก ให้ผลดีกว่าเมื่อมองในแง่เทอร์โมไฮดรอลิค การลดความกว้างของใบบิดที่ใส่เข้าไปในท่อ ทำให้การถ่ายเทความร้อนลดลง มุมที่มากกว่าศูนย์ ไม่ได้ทำให้การถ่ายเทความร้อนดีขึ้น แต่ทำให้การทำใบบิดยากมากขึ้น ปัจจัยที่มีผลต่อความร้อน แรงเสียดทาน ของการหมุนวนน้อยกว่าการไหลแบบตรงในท่อธรรมดา

โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ขึ้นพื้นฐานจะมีการมุ่งความสนใจทางด้าน การออกแบบให้ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดกะทัดรัด แต่ให้ประสิทธิภาพดี

ขั้นแรกของกระบวนการที่เหมาะสมที่สุด คือ การแก้ปัญหาของการประเมินค่า (Rating Problem) และการกำหนดขนาด (Sizing Problem)

ปัญหาด้านการประเมินค่า (Rating Problem) ถูกเกี่ยวพันกับการหาค่า อัตราการถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิทางออกและความดันที่ลดลง ในแต่ละด้านและปริมาณต่อไปนี้ เป็นปริมาณอย่างกว้างๆที่ระบุในปัญหาการประเมินค่า คือ ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, พื้นผิวเรขาคณิต, การจัดการการไหล, อัตราการไหล, อุณหภูมิด้านเข้า

ปัญหาด้านขนาด (Sizing Problem) ถูกเกี่ยวพันกับการหาค่า มิติของเมตริกซ์เพื่อจะได้พบการถ่ายเทความร้อนจำเพาะ (Specific heat transfer) และความดันลดลง (Pressure Drop) ที่ต้องการ

งานของผู้ที่ออกแบบ คือ การเลือกชนิดของโครงสร้าง, การจัดการการไหล และพื้นผิวรูปทรงเรขาคณิต ทั้งสองด้าน

ปริมาณต่อไปนี้ เป็นปริมาณอย่างกว้างๆ คือ ของเหลวที่ทางเข้าและอุณหภูมิทางออก อัตราการไหล, ความดันลดลง และอัตราการถ่ายเทความร้อน

อธิบายจุดเด่น ของความสำคัญของคอมพิวเตอร์ ในการทำ Subroutine ที่ถูกต้องให้มีการคิดคำนวณการหาขนาด และการประเมินอัตราต่างๆซึ่งรวมถึงข้อต่อไปนี้

1. การออกแบบโดยเฉพาะ (Design specific) การออกแบบโดยเฉพาะที่มีการกำหนดแน่นอนที่สมบูรณ์ ควรถูกหาได้ที่ Computer subroutine ข้อมูลควรรวบรวมชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, การจัดการไหล, พื้นผิวเรขาคณิต, ค่าสภาวะการทำงาน เช่น อุณหภูมิทางเข้า ความดัน, อัตราการไหล, ชนิดของของเหลว และอื่นๆ
2. คุณสมบัติของของเหลว (Fluid Properties) คุณสมบัติทางกายภาพหลายๆ อย่างของของเหลว เช่นความร้อนจำเพาะ, ความหนาแน่น, ความหนืด, ค่าการนำความร้อน และ

พหุคูณค่าเหล่านี้ควรถูกรวมเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิในเทอมที่มีความสัมพันธ์ร่วมกัน หรือที่เรียกว่าสหสัมพันธ์ (Correlation)

3. Matrix geometry ข้อมูลที่บ่งบอกพฤติกรรม ของ Matrix geometry ควรถูกแบ่งแต่ละด้านของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงพื้นที่ที่มีการไหลแบบอิสระให้น้อยที่สุด เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์, ขนาดครีป ถูกจำเป็นสำหรับการคำนวณประสิทธิภาพของครีปและอื่นๆ
4. ความสัมพันธ์ระหว่าง ϵ -NTU (ϵ -NTU Relation) เนื่องจากวิธี ϵ -NTU ถูกนำไปใช้ในการออกแบบเกี่ยวกับความร้อน ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบกะทัดรัด การกำหนดสูตรหลายๆ สูตรของสัมพันธ์ระหว่าง NTU ควรถูกจัดทำขึ้น ความสัมพันธ์ควรนำไปใช้ได้กับกรณีทั่วไปในการหาเมื่อรู้ NTU และ $C = C_{\min}/C_{\max}$ และคำนวณ NTU เมื่อรู้ ϵ และ C
5. ความสัมพันธ์ h และ f (h and f relation) ลักษณะเฉพาะของการแลกเปลี่ยนความร้อนและความเสียดทานการไหล ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดถูกใช้เทอม j และ f และ Plot กราฟ ในของ Reynolds number และ ข้อมูล h, f และ Re ควรถูกจัดทำขึ้นเป็นสหสัมพันธ์ (Correlation)
6. ประสิทธิภาพครีป (Fin Efficiency) เมื่อพื้นผิวถูกขยาย มีการใช้ใน Heat Transfer Matrix ประสิทธิภาพครีป (η) ในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน ดังนั้น ในการกำหนดสูตรประสิทธิภาพครีป และข้อมูลที่ต้องการสำหรับการคำนวณประสิทธิภาพของพื้นที่ครีปควรถูกจัดทำ
7. ความดันลดลง (Pressure Drop) ความดันที่ลดลงสำหรับการไหลผ่านตลอด Matrix เกิดจากความเสียดทานการไหล การเร่งและการหน่วง อันเนื่องมาจากการถ่ายเทความร้อน, การหดและการขยายที่ทางเข้า และทางออกของ Matrix ความสัมพันธ์ที่เหมาะสมควรถูกทำขึ้น การคำนวณความดันที่ลดลง เนื่องจากสาเหตุหลัก และรวมทั้งข้องอ (Bends), หัวจ่าย (Headers) และท่อรวม (Manifolds)

Rating Problem ถ้าเป็นปัญหาเกี่ยวข้องกับการเหมาะสมที่สุด (Optimization) ซึ่งถูกสัมพันธ์กับอัตราการถ่ายเทความร้อน หรือความดันลดลง ถัดมา Rating Problem ถูกแก้ปัญหาคือและเป็นผลให้อัตราการถ่ายเทและความดันลดลง ถูกแก้ปัญหาคือของ Rating Problem จะถูกนำคอมพิวเตอร์ มาคิดแทน

Sizing Problem ปัญหาเกี่ยวข้องกับการเหมาะสมที่สุด (Optimization) ซึ่งถูกสัมพันธ์กับ ขนาด, น้ำหนัก หรือพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงราคาด้วย ดังนั้น Sizing Problem ถูกแก้ปัญหาคือและขนาดของแกนกลางของ Matrix และพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนถูกคำนวณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Optimization Problem มาตรการที่เหมาะสมที่สุดขึ้นกับงานโดยเฉพาะ ดังนั้นปริมาณที่ ถูกทำให้เกิดสภาวะเหมาะสมที่สุด ควรมีการกำหนดว่าต้องการมากที่สุด (Maximized) หรือต่ำสุด (Minimized) เนื่องจากอาจจะมีเงื่อนไขบางตัวถูกเพิ่มเข้ามา หนึ่งในความหลากหลายของวิธี อาจ จะถูกนำมาใช้ ให้ถึงจุดของการออกแบบที่เหมาะสมที่สุด แต่อย่างไรก็ตาม วิธีนั้นก็จะถูกปรับให้ เหมาะกับแต่ละกรณีที่มีมันเกี่ยวข้องกับการแก้ปัญหาของ Rating Problem หรือ Sizing Problem

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นแบบเหมาะสมที่สุด สำหรับราคาถูกที่สุด ปัญหาเกี่ยว พันเงื่อนไขที่เปิดเผยเห็นแจ้ง เช่น พื้นที่ด้านหน้าที่ที่ถูกคงที่ (Fixed Frontal Area) และช่วงของ ขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และเงื่อนไขที่แสดงเป็นนัย (Implicit Constraints) โดยเฉพาะ อัตราการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด และความดันลดลงมากที่สุดครั้งหนึ่งพื้นที่ผิวเรขาคณิต ถูก เลือกผู้ออกแบบมีทางเลือกในการเพิ่มเงื่อนไข เช่น ค่าต่ำสุดและสูงสุดของความสูงครีป ความหนา ครีป, ระยะห่างระหว่างครีป, ค่าการนำทางความร้อนครีป, ความยาวครีป, อัตราการไหลของแก๊ส ดังนั้นปัญหาลดลง จากการแก้ปัญหาของ Rating Problem ภายในช่วงของการปรับค่าที่เจาะจง

2.3 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Enhancement)

มีวิธีหลายประการสำหรับช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในการไหลในท่อ วิธีที่ยอมรับกัน ก็โดยการเพิ่มค่า h และโดยการเพิ่มพื้นที่ผิวการพาให้มากขึ้น ตัวอย่างเช่น ค่า h อาจเพิ่มได้โดยทำ ให้ผิวขรุขระเพื่อให้เกิดเทอร์บูเลนซ์ ทำได้โดยการเจียรแต่งหรือสอดใส่ลวดคอยล์ – สปริง ก็ได้ การ สอดใส่ลวดให้ความเป็นเกลียว (Helical roughness) ในการสัมผัสกับผิวภายในท่อ อีกวิธีหนึ่งเป็น การเพิ่ม h โดยการทำให้เกิดการหมุนวน (swirl) ด้วยการสอดใส่ของแผ่นเกลียวบิด (twisted tape)

บทที่ 3

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

3.1 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาจทำได้ 6 วิธีคือ วิธีแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้ วิธีแบ่งประเภทตามลักษณะการใช้งาน หรือจุดประสงค์ของการใช้งาน วิธีแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์ วิธีการแบ่งตามขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน วิธีการแบ่งตามการถ่ายเทความร้อน และวิธีการแบ่งตามการไหลของของไหล

3.1.1 การแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้

วิธีการแบ่งนี้เป็นตัวบ่งว่าของไหล 2 ประเภท ที่ทำการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านผนังถ่ายเทความร้อนมีสภาวะเป็นอะไร และมีการเปลี่ยนสภาวะภายในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อนหรือไม่

1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลกับของไหล (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ของไหลทั้ง 2 ชนิด ต่างก็เป็นของไหล ซึ่งเพียงแต่ถูกให้ร้อนขึ้นหรือเย็นลงเท่านั้น ตัวอย่างเช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำมันกันหอกลั่น และน้ำมันดิบในอุปกรณ์กลั่นน้ำมัน เป็นต้น

2) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหล กับของไหล (มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ของไหลฝ่ายหนึ่งในเครื่องจะเปลี่ยนสภาวะเป็นก๊าซ หรือระเหยเป็นไอในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อนยกตัวอย่างเช่น เครื่องต้มน้ำ (Reboiler) ของหอกลั่นน้ำมัน ซึ่งใช้น้ำมันอุณหภูมิสูงเป็นแหล่งความร้อน เป็นต้น

3) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ กับก๊าซ (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ของไหลทั้ง 2 ชนิดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างเป็นก๊าซ ซึ่งไม่เกิดการควบแน่นเป็นของเหลว ตัวอย่าง เช่น เครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater) ซึ่งใช้ก๊าซทิ้งเป็นแหล่งความร้อน เป็นต้น

4) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ กับก๊าซ (มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ของไหลฝ่ายหนึ่งในเครื่องควบแน่นเป็นของเหลวในระหว่างการแลกเปลี่ยนความร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องกระจายความร้อน (Radiator) สำหรับทำความอบอุ่น โดยการทำอากาศให้อุ่นด้วยไอน้ำ

5) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ กับของเหลว (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ของไหลฝ่ายหนึ่งของผนังถ่ายเทความร้อนจากก๊าซ ส่วนของไหลอีกฝ่ายหนึ่งเป็นของเหลวที่ไหลผ่านท่อในลักษณะการไหลแบบขนานหรือแบบตรงข้าม การไหลแบบตรงข้ามจะให้ความแตกต่างอุณหภูมิที่มากกว่าการไหลแบบขนาน อย่างไรก็ตามมีให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อีกฝ่ายหนึ่งจะเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อน (Economizer หรือ Feed water Preheat) ขางในก๊าซทิ้งจากหม้อไอน้ำเป็นแหล่งความร้อน

6) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับของเหลว (มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ยกตัวอย่าง เช่น หม้อไอน้ำแบบท่อน้ำ (Water tube boiler) ซึ่งระเหยน้ำให้เป็นไอลดด้วยก๊าซสันดาป และเครื่องควบแน่น (Condenser) ซึ่งควบแน่นไอล ให้เป็นของเหลวด้วยน้ำระบายความร้อน เป็นต้น

วิธีการแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลนี้ สะดวกสำหรับการหาค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้

3.1.2 การแบ่งตามจุดประสงค์ของการใช้งาน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่แบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน หรือ ลักษณะการใช้งานนั้น แบ่งออกได้ดังนี้

1) เครื่องระเหย (Evaporator) หรือหม้อเคี่ยว (Concentrator) จุดประสงค์ของการใช้งาน คือการระเหยของเหลวให้เป็นไอ เพื่อใช้ไอลที่เกิดขึ้นให้เป็นประโยชน์ หรือเพื่อให้ได้ของเหลวที่เข้มข้นขึ้น โดยทั่วไปนอกจากส่วนของการถ่ายเทความร้อนแล้ว ยังมีส่วนสำหรับผสมไอลด้วย ดังนั้น รูปร่างภายนอกจึงมักจะดูแตกต่างจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube

2) เครื่องอุ่นหรือเครื่องทำให้ร้อนล่วงหน้า (Preheater) จุดประสงค์ก็เพื่ออุ่นหรือทำให้ของเหลวร้อนล่วงหน้า เพื่อเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกระบวนการ โดยทั่วไปมักจะเรียกชื่อตามการใช้งาน หรือตามประเภทของไหลที่อุ่นให้ร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Boiler feed water preheater)

3) เครื่องทำให้ร้อน (Heat) จุดประสงค์เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของของไหลให้สูงขึ้น โดยการให้ความร้อน

4) เครื่องทำให้ร้อนยิ่งยวด (Superheater) เครื่องนี้ทำหน้าที่เพิ่มความร้อนแก่ของไหลที่ถูกทำให้ร้อนมาแล้ว เพื่อให้อยู่ในสภาพร้อนยิ่งยวด อย่างเช่น เครื่องดองไอล (Steam Super heater) เป็นต้น

5) เครื่องต้มซ้ำ (Reboiler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ให้ความร้อนแก่ของเหลวควบแน่น เพื่อระเหยให้เป็นไอลอีกครั้งหนึ่ง แสดงตัวอย่างของการใช้เครื่องต้มซ้ำ ซึ่งติดตั้งอยู่ที่ใกล้ฐานของหอกลั่นหน้าที่ของเครื่องในที่นี้คือ การให้ความร้อนแก่น้ำมันก้นหอ เพื่อระเหยองค์ประกอบจุดเดือดต่ำที่มีอยู่ในน้ำมันนั้น เครื่องต้มซ้ำมีเป็นแบบกาต้ม (Kettle Type) และแบบกาลักน้ำเชิงความร้อน ซึ่งจะอธิบายรายละเอียดในภายหลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6) เครื่องควบแน่น (Condenser) จุดประสงค์ก็เพื่อควบแน่น ไอที่ควบแน่นได้ให้กลายเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องควบแน่นไอน้ำให้กลับเป็นน้ำ

7) เครื่องควบแน่นหมด (Total Condenser) เครื่องนี้เป็นเครื่องควบแน่นประเภทหนึ่งที่ใช้หอกลิ้น แต่ได้รับการออกแบบให้สามารถควบแน่นไอทั้งหมดที่ออกมาจากยอดของหอกลิ้น

8) เครื่องควบแน่นบางส่วน (Partial Condenser) คล้ายกับเครื่องควบแน่นหมด เครื่องควบแน่นบางส่วนนี้เป็นเครื่องประเภทหนึ่งที่ใช้กับหอกลิ้น แต่มีจุดประสงค์เพื่อเพียงควบแน่น ส่วนหนึ่งของไอที่ออกมาจากยอดของหอกลิ้นให้เป็นของเหลว

9) เครื่องระบายความร้อน (Cooler) เครื่องนี้มีหน้าที่ระบายความร้อนออกจากของไหลเพื่อลดอุณหภูมิของของไหล

10) เครื่องทำให้เย็นจัด (Chiller) เครื่องนี้ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของของไหลให้เหลือต่ำมาก โดยการใช้สารทำความเย็น (Refrigerant) จำพวกแอมโมเนียและฟรอน เป็นต้น

11) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในคำจำกัดความที่แคบนี้ แตกต่างจากเครื่องต่างๆ ที่กล่าวมาข้างต้น ในแง่ที่ว่า มีจุดประสงค์เพื่อให้ความร้อนแก่ของของไหลตัวหนึ่ง ในขณะที่เดียวกันกับที่ระบายความร้อนออกจากของไหลอีกตัวหนึ่ง โดยทั่วไปจะใช้แม่น้ำ หรือน้ำบ่อในการระบายความร้อน หรือควบแน่นไอ แต่ในบางครั้ง อาจใช้สารทำความเย็นจำพวกแอมโมเนีย แคลเซียมคลอไรด์ ฟรอน เป็นต้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องมีใช้เสมอกับหอกลิ้น ซึ่งทำหน้าที่แยกองค์ประกอบต่างๆ ออกจากของเหลวผสม โดยอาศัยความแตกต่างของจุดเดือดขององค์ประกอบเหล่านั้น โดยเฉพาะอย่างยิ่ง ริงกลั่นน้ำมันจะมีหอกลิ้นจำนวนมาก ในกรณีนี้จะเห็นได้ว่าหอกลิ้นหนึ่งหอกจะต้องการอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 4 ประเภท ดังนั้น จึงทำให้เราสามารถวาดภาพออกได้ว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความร้อนมีความสำคัญมากเพียงไร

3.1.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีมากมายหลายประเภท แต่เมื่อแยกประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์แล้ว มีดังต่อไปนี้

1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบชดท้อ

เนื่องจากโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เป็นแบบง่าย ๆ และราคาย่อมเยา จึงมีใช้กันมากในปัจจุบันจะพบเห็นบ่อยๆ ในรูปของเครื่องระบายความร้อนแบบกล่อง (Box Cooler) ในกระบวนการกลั่นน้ำมัน และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดเล็ก หรือในกรณีที่ใช้ของเหลวที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง โครงสร้างของประเภทนี้ไม่ต้องการกรรมวิธีการผลิตที่ละเอียดลออ วัสดุที่ใช้ทำชดท้อ มีตั้งแต่ท่อทองแดง ท่อเหล็ก จนถึงวัสดุที่แปรรูปได้ยาก เช่น กระเบื้องดินเผา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เซรามิค แก้ว เหล็กหล่อซิลิกอนสูง (High Silicon Cast Iron) กราไฟท์ (Graphite) ยางสังเคราะห์ (Synthetic Rubber) เป็นต้น เนื่องจากเป็นขดท่อจึงมีความแข็งแรงสูงแม้ว่าของไหลในท่อจะมีความดันสูง ดังนั้น ข้อดีคือปัญหาของการรั่วไหลมีน้อย แต่มีข้อเสียคือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนต่ำ และมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อย เมื่อเทียบกับสัดส่วนภายนอกของเครื่องด้วยเหตุนี้ อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของเครื่องจึงมีค่าน้อย เครื่องแบบนี้มักให้สำหรับการควบคุมอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บให้มีค่าอยู่ใน ช่วงที่ต้องการ

2) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปิด

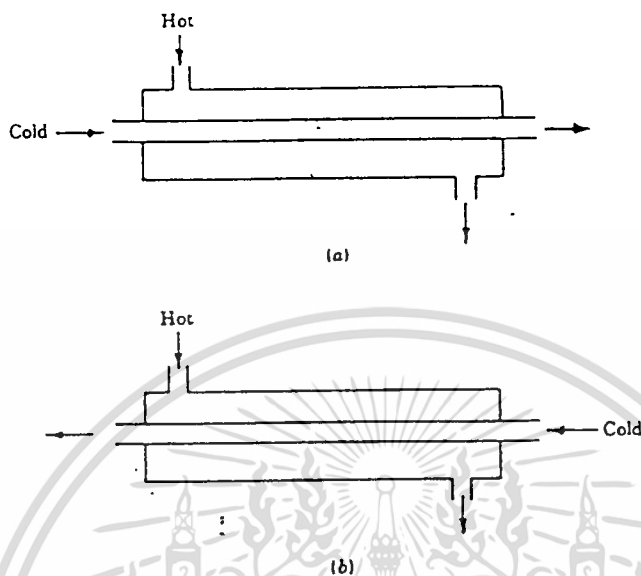
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ใช้ระบายความร้อน โดยการปล่อยให้น้ำหยดลงบนท่อที่ติดตั้งอยู่ในแนวระดับ เพื่อลดอุณหภูมิของของไหลที่ไหลอยู่ภายในท่อ ชื่อเรียกอื่นๆของเครื่องประเภทนี้ก็มี เช่น เครื่องระบายความร้อนแบบทริกเคิล (Trickle Cooler) แบบทรอมโบน (Trombone Cooler) แบบคาสเคด (Cascade Cooler) หรือแบบตัว S (S – type Cooler) เป็นต้น โครงสร้างทั่วไปประกอบ ด้วยท่อตรง และส่วนโค้ง (Bend) และ สามารถวางซ้อนกันหลายๆ ชั้น เพื่อเพิ่มความสามารถทำงานของเครื่อง เครื่องแบบนี้เหมาะที่จะใช้กับของไหลความดันสูงที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง เพราะโอกาสที่จะเกิดการรั่วไหลมีน้อย และถ้าเกิดการรั่วไหลขึ้นก็รู้ได้ทันที วัสดุที่ใช้ทำท่อมีตั้งแต่ท่อเหล็ก จนกระทั่งวัสดุประเภทต่างๆ ที่ทนการกัดกร่อน เช่นเดียวกับที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ

3) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

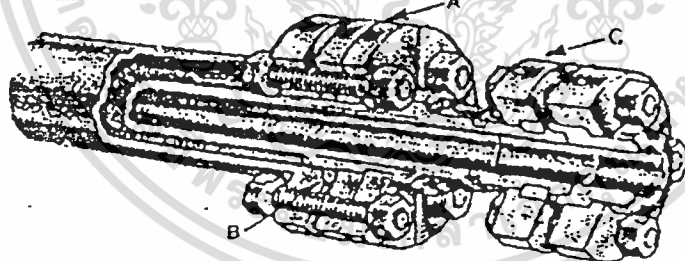
โครงสร้างของเครื่องแบบนี้ประกอบด้วยท่อ 2 ขนาด ซ้อนกันอยู่ โดยมีแกนกลางของท่อร่วมกันของไหลชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในท่อใน และของไหลอีกชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในช่องว่างรูปวงแหวนระหว่างท่อในและท่อนอก โดยทั่วไปปลายข้างหนึ่งจะถูกเชื่อมต่อกันด้วยท่อโค้งรูปตัว U บางทีก็เรียกชื่อตามรูปร่างของเครื่องว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแอร์พิน เครื่องแบบนี้เหมาะสำหรับการเพิ่ม หรือลดอุณหภูมิของของไหลภายในท่อที่มีความดันสูง ความหนืดสูง หรือฤทธิ์กัดกร่อนสูง ในบางครั้งจะใช้ท่อที่มีครีปเป็นท่อชั้นใน เพื่อเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อน และความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่อง

ลักษณะเด่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น คือ โครงสร้างค่อนข้างง่าย ราคาของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ความร้อนมีราคาถูกและเมื่อมีความจำเป็นสามารถเพิ่มความสามารถทำงานได้ง่าย โดยการเอาเครื่องที่มีส่วนคล้ายกันหลายๆ ชุดมาต่อกับแบบอนุกรม (Series) หรือแบบขนาน (Parallel) เพื่อให้ของไหลไหลสวนทางกันด้วยความเร็วที่เหมาะสม ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะมีค่าสูง ในขณะที่ความดันสูญเสียที่ค่าต่ำ แต่หาเมื่อขนาดของเครื่องเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ ปริมาตรของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มตามขึ้น ทำให้ราคาของเครื่องค่อนข้างแพง เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่น ดังนั้น เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นับญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องแบบนี้จึงควรเลือกใช้ในกรณีที่มีปริมาณการถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อย หรือในกรณีที่ต้องการพื้นที่ถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า 20 ตารางเมตร.



รูปที่ 3.1 ลักษณะการไหลในท่อสองชั้น (a) parallel flow (b) counter flow

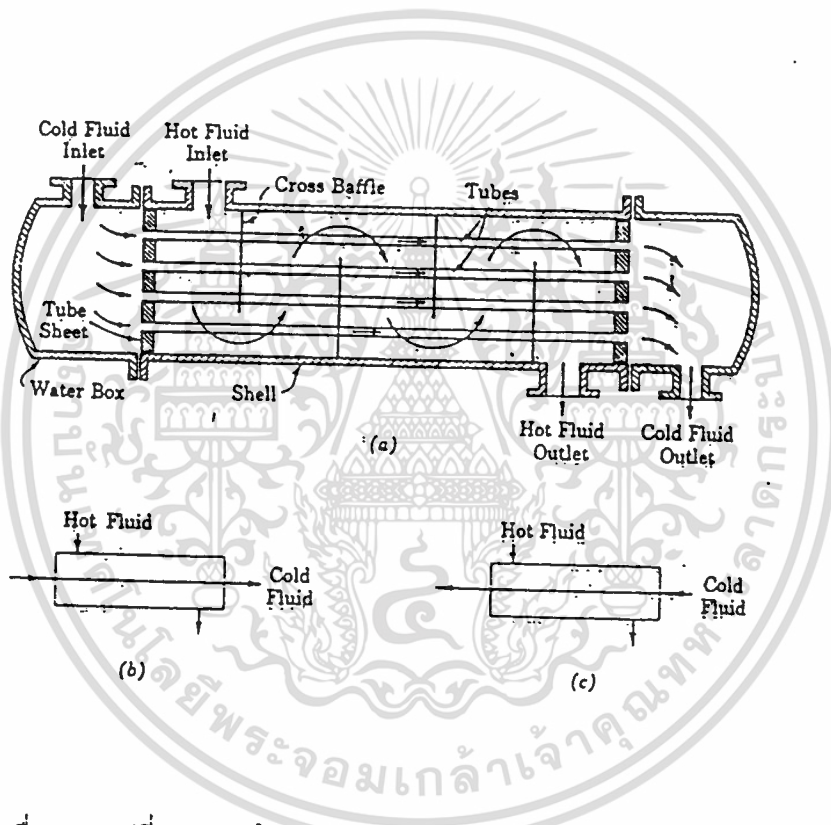


รูปที่ 3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

4) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ

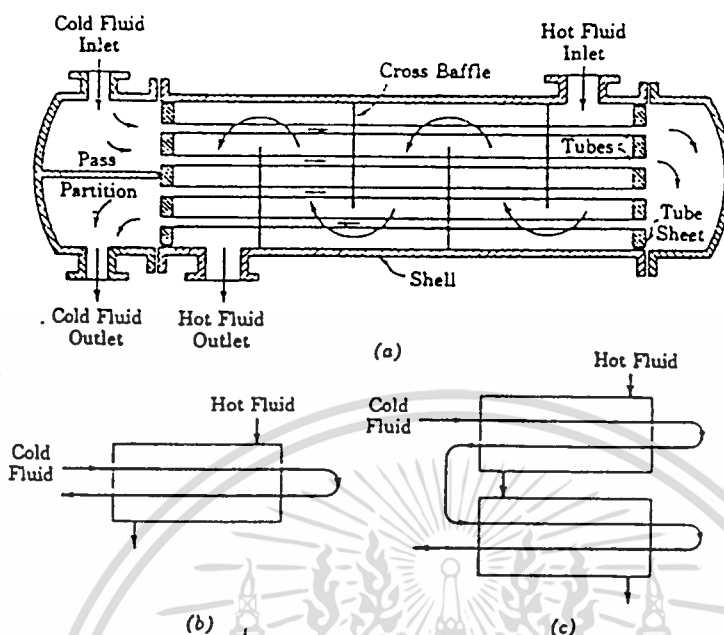
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี ส่วนใหญ่มีลักษณะเป็นประเภทนี้ เนื่องจากความนิยมใช้อุปกรณ์ประเภทนี้มีมากที่สุด ส่วนประกอบของ Heat Exchanger จะมีพวก tube bundle, shell, front and rear end header and baffles จะขึ้น กับ ช่องว่าง, อัตราการไหล (flow rate), การเกิด pressure drop และ tube support requirement เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่ในทางการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และการไหลที่ทำให้เกิดการสั่นสะเทือนภายในท่อ ลักษณะของชนิดของของไหล แบ่งเป็นหลายแบบเช่น liquid to liquid, liquid to gas, liquid to liquid fluid ทั้ง 2 จะถูก pump ผ่าน Exchanger ดังนั้น Heater transfer ทั้งภายในและภายนอก tube จะเป็นแบบ forced convection ดังนั้น heat transfer coefficient จะสูงโดยเกิดจากการไหลของของไหลอยู่แล้ว ไม่จำเป็นต้องคิดครีบกหาก็เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบ liquid to gas ครีบกจะต้องถูกตัดเข้าไปใน gas side ของ tube ซึ่งเป็นจุดที่ค่า Heat transfer coefficient ต่ำ แบบ gas to gas จะใช้กับ Exhaust gas และเครื่องอุ่นอากาศ สำหรับระบบ gas – turbine, cryogenic gas – liquefaction และ steel furnaces ทั้งในและนอก tube จะมีการติดครีบกเข้าไปเพื่อเป็นการเพิ่ม Heat transfer



รูปที่ 3.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell and tube แบบ (a) one shell pass และ one tube pass (b) Parallel flow (c) counter flow

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell and tube แบบ (a), (b) one shell pass และ two tube pass (c) two shell pass และ four tube pass

5) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบดาบปลายปืน

เส้นทางการไหลภายในท่อประเภทด้วยท่อนอกซึ่งปลายข้างหนึ่ง มีฝาปิดอยู่ และท่อใน ซึ่งอยู่ในท่อนอก ของไหลภายในท่อจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลภายในเชลล์ ในระหว่างที่ ไหลอยู่ในช่องว่างระหว่างท่อในและท่อนอกเนื่องจากมัดท่อของเครื่องประเภทนี้สามารถติดตั้ง หรือถอดออกได้ โดยไม่เกี่ยวข้องของเหลวภายในเชลล์ เครื่องประเภทนี้จะสะดวกที่จะสอดเข้าใน ภาชนะบรรจุหรือระบบท่อได้โดยตรงเพื่อเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลในเชลล์เครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนแบบดาบปลายปืน มีราคาสูง เมื่อเทียบกับเครื่องชนิดอื่นๆ ดังนั้น จึงไม่ เหมาะสำหรับงานที่มีอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง แต่เหมาะสำหรับใช้กับอุปกรณ์ที่มีอยู่ แล้ว เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนจากเดิมให้สูงขึ้น

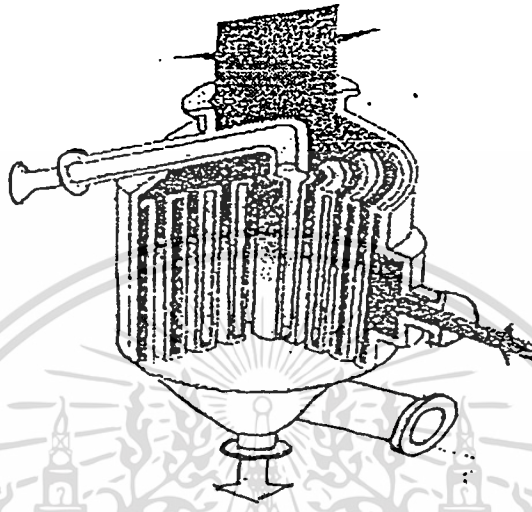
6) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน

ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 3.5 โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ประกอบด้วย ท่อทองแดงท่ออลูมิเนียม หรือ ท่อวัสดุอ่อนอื่นๆ ซึ่งเล็กและยาว หมุนวนเป็นเกลียวหลายๆ ชั้น แล้วบรรจุในภาชนะรูปทรงกระบอก ผลที่ได้คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีพื้นที่ถ่ายเท ความร้อนมาก แต่มีการสูญเสียความร้อนน้อยมาก เพราะพื้นผิวที่ความร้อนหนีออกจากเครื่อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์เพื่อการเรียนการสอนเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำมาใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตเป็นการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มีน้อยโดยโครงสร้าง นอกจากการผลิตการซ่อมแซมทำได้ยากและราคาสูงแล้วข้อเสียอย่างอื่นคือ ของไหลในท่อ และในเซลล์จะต้องสะอาด และมีฤทธิ์กัดกร่อนน้อยจึงจะใช้ได้ ในปัจจุบันนี้ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวนส่วนใหญ่จะใช้กับอุปกรณ์แยกก๊าซซึ่งทำให้อากาศหรือก๊าซอื่นๆ กลายเป็นของเหลวที่อุณหภูมิต่ำมากๆ เพื่อทำการแบ่งแยกต่อไป



รูปที่ 3.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน

7) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ใช้อากาศเป็นตัวระบายความร้อนแทนน้ำเย็น จึงเป็นที่นิยมใช้กันเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ในปัจจุบันนี้ ซึ่งขาดแคลนน้ำระบายความร้อน โครงสร้างของเครื่องมี 3 องค์ประกอบ คือ มัดท่อซึ่งประกอบด้วยท่อถ่ายเทความร้อนที่มีครีป (Fin) โครงเหล็ก ซึ่งใช้สำหรับยึดมัดท่อและเครื่องเป่าลมพร้อมมอเตอร์สำหรับเป่าอากาศผ่านมัดท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศมีทั้งแบบที่เป่าพัดอากาศผ่านมัดท่อ และแบบที่ชักนำอากาศให้ผ่านมัดท่อ คุณสมบัติพิเศษของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้คือไม่ต้องอาศัยน้ำเป็นตัวระบายความร้อน (ผลคือ ไม่ต้องกังวลเรื่องการแสวงหาแหล่งน้ำ หรือการแก้ไขคุณภาพของน้ำที่ใช้) และอากาศที่ใช้สำหรับระบายความร้อนก็มีอยู่ไม่จำกัดปริมาณ ยิ่งกว่านั้น เหตุขัดข้องที่เกิดจากสนิม หรือความสกปรกของกรณีที่ใช้ น้ำระบายความร้อนก็ไม่มีข้อเสียอย่างอื่นคือ ค่าบำรุงรักษาถูกกว่ากรณีที่ใช้ น้ำ และเวลาเกิดการรั่วไหลของท่อขึ้น เรื่องที่น้ำจะเข้าไปปนกับของเหลวภายในท่อก็ไม่มี อยางไรก็ดีข้อเสียหลายอย่าง เช่น เสียงดังต้องใช้พื้นที่ติดตั้งมาก ค่าก่อสร้างสูง

8) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้ม

มีใช้ในการระบวนการของอุตสาหกรรมเคมีมาเป็นเวลานาน โครงสร้างของเครื่องประกอบด้วยปลอกหุ้มดักเก็บหรือถังปฏิกรณ์(Reactor)เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนข้อเสียคือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าต่ำเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อหรือแบบอื่นๆ อีกทั้งพื้นที่ถ่ายเทความร้อนก็ถูกจำกัดโดยขนาดของตัวถัง ดังนั้นจึงไม่เหมาะสำหรับงานที่มีจุดประสงค์หลักเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนข้อดีคือ โครงสร้างเป็นแบบง่ายๆ ราคาถูกและความจุของภาชนะภายในสูง ดังนั้นจึงเหมาะสำหรับการให้ความร้อน หรือทำความเย็นแก่ของเหลว โดยเฉพาะอย่างยิ่งสะดวกสำหรับการรักษาอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บหรือถังตวงให้คงที่ในบางครั้งเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพถ่ายเทความร้อนอาจมีการติดตั้งเครื่องกวนสำหรับของเหลวภายในถังหรือเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อน โดยใช้ท่อน้ำถ่ายเทความร้อนร่วมด้วย โดยปกติแล้วการทำความสะดวกภายในปลอกหุ้มทำไม่ได้ ดังนั้น ของไหลที่ใช้ในปลอกหุ้มควรเป็นไอน้ำ น้ำเย็น ฟรอน (Freon) หรือแอมโมเนีย (Ammonia) ที่มีความสกปรกน้อย

9) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

คือการเอาแผ่นถ่ายเทความร้อนหลายๆแผ่นมาวางเรียงกันในระยะที่ห่างคงที่แล้วให้ของเหลวแต่ละชนิดไหลผ่านช่องว่างระหว่างแผ่นในลักษณะสลับกัน ช่องเว้นช่อง เครื่องแบบนี้มักใช้กับการเพิ่มอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าหม้อไอน้ำ (Boiler) ในกรณีนี้ค่าสูญเสียความดันจะก็น้อย แต่ประสิทธิภาพก็ไม่สู้ดีนัก ปัจจุบันได้มีการปรับปรุง และพัฒนาเครื่องแบบนี้ โดยจะใช้แผ่นเหล็กสแตนเลส (Stainless Steel) บางๆ หรือแผ่นไทเทเนียม (Titanium) ซึ่งทนต่อสนิมได้เป็นอย่างดี เอามาอัดให้เกิดส่วนนูน ส่วนเว้า แล้ววางประกอบกันหลายๆแผ่น ของไหลแต่ละชนิดจะไหลสลับกันไปตามช่องว่างที่เกิดจากการประกอบเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มความแข็งแรง ป้องกันอากาศรั่ว และให้มีช่องว่างไหลดี ผิวของแผ่นนำความร้อนจะมีทั้งส่วนนูนและส่วนเว้า ปะเก็น (gasket) จะถูกติดตั้งไว้ในตำแหน่งที่เหมาะสมเพื่อป้องกันไม่ให้อากาศรั่วไหลและรักษาระยะห่างระหว่างแผ่นที่ต้องการสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปรับปรุงใหม่นี้มีค่าสูง ส่วนคุณลักษณะดีเด่นอย่างอื่น คือสามารถถอดเป็นแผ่นๆ ออกมาทำความสะอาดได้ทั่วถึง การบำรุงรักษาได้ง่าย และสามารถปรับปริมาณการถ่ายเทความร้อนได้โดยการเพิ่ม หรือลดจำนวนแผ่นถ่ายเทความร้อน เนื่องจากปะเก็นที่ใช้โดยปกติทำจากยาง หรือสังเคราะห์ จึงไม่เหมาะที่จะใช้กับอุณหภูมิสูง หรือความดันสูง เครื่องแบบนี้นิยมใช้กันมากในอุตสาหกรรมเวชภัณฑ์ และอุตสาหกรรมอาหาร ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูงประมาณ $1300-3500 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}^\circ \text{C}$ ส่วนความดันและอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้ได้ประมาณ 5 kg/cm^2 และ 150°C องศาเซลเซียส ตามลำดับ แผ่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้า ไม่นอญูญาติให้ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะต้องราบเรียบ หากแผ่นไม่สมมาตรจะไม่สามารถใช้กับงานที่ต้องทนความดันกับความดันสูง ค่าของ compactness factor จะอยู่ในช่วง 120 ถึง 230 การเอาแผ่นถ่ายเทความร้อน 2 แผ่น มาประกบกันให้เกิดช่องทางไหลเหมือนกับขดท่อ ลักษณะการใช้ มีตั้งแต่การเอามาวางประกบกันหลายๆ แผ่น ให้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น การวางใช้ภาชนะบรรจุแทนขดท่อถ่ายเทความร้อน (Coil) ตลอดจนการวางติดกับผนังถังแทนปลอกหุ้ม (jacket)

10) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหอยโข่ง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้สร้างขึ้นจากแผ่นราบ 2 แผ่น ที่เอามาตัดขนานกันให้เหมือนลายหอยโข่ง คุณลักษณะที่ดีเด่นคือ โครงสร้างเป็นแบบไม่จำเป็นต้องคำนึงถึงการยึดหดตัวเชิงความร้อนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูง เมื่อเทียบค่าสูญเสียความดันที่น้อย และการไหลก็สม่ำเสมอด้วย ดังนั้น จึงสามารถออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ขนาดเล็กเมื่อเทียบกับพื้นที่ถ่ายเทความร้อน ข้อเสียคือ ทำความสะอาด หรือ ซ่อมแซมได้ยาก เพราะปกติสร้างขึ้นโดยการเชื่อมโลหะ ดังนั้นจึงไม่เหมาะที่จะใช้กับของไหลที่สกปรกมาก ของไหลที่มีฤทธิ์กัดกร่อนแตกต่างกัน หรือของไหลที่มีความดันสูง ในปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมกระดาษ อุตสาหกรรมอาหาร เป็นต้น แต่การใช้ที่เหมาะสม คือใช้เป็นเครื่องทำความเย็นในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งใช้เป็นเครื่องควบแน่นที่ความดันใกล้สูญญากาศ

11) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบบล็อก

ส่วนใหญ่แล้วเลือกการใช้วัสดุประเภทโลหะที่เหมาะสมกับการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารเคมีสองชนิดที่มีฤทธิ์กัดกร่อน ผิดแผกกันนั้นทำได้ลำบาก ในกรณีเช่นนี้สมควรที่จะใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบบล็อก ซึ่งทำจากตะกั่วดำหรือวัสดุทนการกัดกร่อนอื่นๆ โครงสร้างของเครื่องประกอบด้วย ก้อนวัสดุทนการกัดกร่อน ซึ่งเจาะรูยาวจำนวนมากให้ตั้งฉากกันระหว่างแต่ละชั้นของรู ของไหลแต่ละชนิดไหลสลับชั้นกันไปตามรูปที่เจาะไว้ เครื่องแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมเคมีภัณฑ์ เช่น กรดเกลือ กรดกำมะถัน และเคมีภัณฑ์อื่นๆ

12) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ได้มาจากความคิดริเริ่มที่ต้องการลดขนาดของเครื่องให้เล็กที่สุดแต่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนสูง เพื่อให้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรหนึ่งหน่วยมีค่าสูง ในกรณีที่ใช้ท่อกลมปกติจะใช้ท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กกว่า $1/4$ นิ้ว ร่วมกับครีบบหรือแผ่นโครงร่างแสดงตัวอย่างทั่วไปของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดเนื่องจาก โครงสร้างแบบนี้ซ่อมแซมทำความสะอาดได้ยากและอุณหภูมิหรือความดันที่ใช้ก็มีจำกัด จึงไม่ค่อยใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี แต่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีเลิศระหว่างก๊าซ 2 ชนิด ที่สกปรกน้อย

ตารางที่ 3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ

ช่วงอุณหภูมิ (องศาเซนติเกรด)	ของเหลวใช้งาน
20-40	แอมโมเนีย
50-200	น้ำ
250-650	ปรอท
400-800	โบแตสเซียม
500-1000	โซเดียม
1000-1800	ลิเทียม

ตารางที่ 3.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของสมรรถนะ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ

สำหรับกรณีของก๊าซร้อน และก๊าซเย็น

ประเภทเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	ความดันที่สูญเสีย	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	การบำรุงรักษา	ราคา	พลังงานเสริม	การรั่วซึมของไหล	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตร 1 หน่วย	คะแนนรวม
Regeneration	ปานกลาง 3	สูง 4	ยาก 2	สูง 2	จำเป็น	มี 0	มาก 4	15
Shell and tube	สูง 2	สูง 4	ธรรมดา 3	ปานกลาง 3	ไม่จำเป็น	ไม่มี 5	น้อย 2	19
Plate fin	ต่ำ 4	ปานกลาง 3	ธรรมดา 3	สูง 2	ไม่จำเป็น	ไม่มี 5	มากพิเศษ 5	22
Recirculating	ต่ำ 4	ต่ำ 2	ยาก 2	สูง 2	จำเป็น	ไม่มี 5	มากพิเศษ 3	18
Heat-pipe	ต่ำ 4	สูง 4	ง่าย 3	ปานกลาง 3	ไม่จำเป็น	ไม่มี 5	มาก 4	25

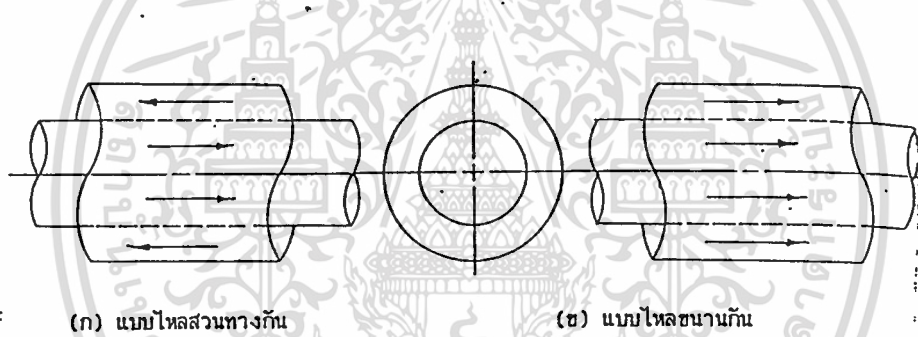
เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนไว้สำหรับใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านอื่น

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อย่างไรก็ดีถ้าการเลือกวัสดุ และการออกแบบฮีทไปป์กระทำได้ไม่ถูกต้องก็อาจเกิดปัญหาในการใช้งานได้ เช่น การผุทะลุของผนังท่อ จะทำให้ฮีทไปป์หมดประสิทธิภาพในการทำงานโดยสิ้นเชิง การผุกร่อนของผนังด้านในอาจก่อให้เกิดการอุดตัน หรือเสื่อมคุณภาพได้บางครั้ง วิกค์ อาจเกิดการแห้งตัวได้ (Dry out) ถ้าแรงคาพิลลารีมีไม่เพียงพอที่จะถ่ายเทความร้อนของของเหลวควบแน่นกลับไปช่วงการระเหยได้ทันของเหลวใช้งานก็อาจเสื่อมคุณภาพได้ที่อุณหภูมิสูงเกินไป

3.1.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม flow arrangement

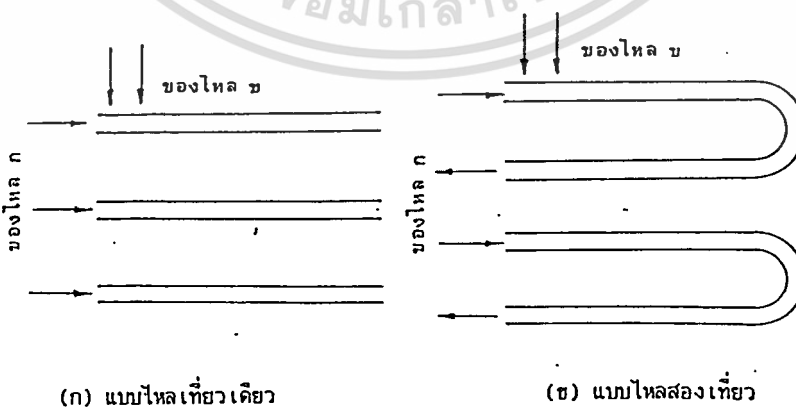
- 1) Parallel flow การไหลจะเป็นการไหลแบบทางเดียวกัน ดังรูปที่ 3.6 (ก)
- 2) Counter flow จะเป็นการไหลแบบสวนทางกัน ดังรูปที่ 3.6 (ข)
- 3) Cross flow จะเป็นการไหลแบบตัดขวาง ดังรูปที่ 3.7
- 4) Multi pass นิยมใช้ในการเพิ่มการทำ heat Exchanger เพราะว่าการเพิ่ม Multi passing จะทำให้ overall effectiveness over individual effectiveness ดังรูปที่ 3.8



(ก) แบบไหลสวนทางกัน

(ข) แบบไหลขนานกัน

รูปที่ 3.6 (ก) การไหลขนานกัน (ข) การไหลสวนทางกัน

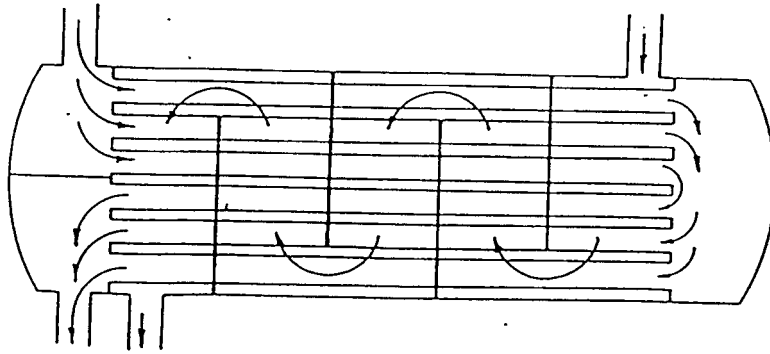


(ก) แบบไหลเดี่ยวเดียว

(ข) แบบไหลสองเที่ยว

รูปที่ 3.7 การไหลตัดขวางกัน (ก) แบบไหลเดี่ยวเดียว (ข) แบบไหลสองเที่ยว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.8 การไหลแบบ Multi passing

3.1.5 ลักษณะที่แบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่ง Transfer Process

1) Direct Contact การถ่ายเทความร้อนจะเป็นการถ่ายเทระหว่าง Immiscible Fluids เช่น Cooling Tower สำหรับส่วนในของ Cooling Tower จะใช้ความร้อนมาจาก โรงงานอุตสาหกรรม (Industrial Process) โดยนำความร้อนที่เกิดขึ้นส่งไปที่น้ำ เช่น River lake ocean โดยจะแบ่งเป็นการพาความร้อน 2 แบบ คือ

1. การพาความร้อนแบบธรรมชาติ (Natural Convection)
2. การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced Convection)

สำหรับ Cooling Tower แบบ Natural Convection โดยจะมีการพ่นน้ำ (sprayed water) จากทางด้านบนลงมาด้านล่าง โดยมีความร้อนขึ้นด้านบน สำหรับ Cooling Tower แบบ Forced Convection

2) Indirect Contact จะเป็นพวกหม้อน้ำรถยนต์ (Automobile Radiators)

3.1.6 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่งตาม Compactness

เป็นการแบ่งวัดตามอัตราส่วนของ Heat Transfer surfer one area ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ต่อปริมาตรของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หากมีค่ามากกว่า $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ จะเรียกว่าเป็น Compact heat exchanger ยกตัวอย่างก็จะเป็นพวก Automobile radiator จะมี Area Density ประมาณ $1,100 \text{ m}^2/\text{m}^3$ สำหรับ Vehicular gas turbine จะมี Area Density ประมาณ $6,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ เป็น Compact Heat Exchanger สำหรับ ปอดของมนุษย์ (Human lungs) จะมี Area Density ประมาณ $20,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ เป็นต้น จะถือว่าเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่า Compact heat exchanger สูงสุดสำหรับ Stirring engine เป็น Area Density เข้าใกล้ปอดของมนุษย์ (Human lungs) สำหรับ Plane tubular และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Shell and tube exchanger) ที่มี Area Density ในช่วง 70

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่ควรนำเอกสารนี้ไปใช้ในการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถึง $500 \text{ m}^2/\text{m}^3$ จะไม่คิดว่าเป็น Considered Compact สำหรับการทำให้ Ratio มีค่าสูงทำได้โดยการติดครีป (fins) ในการถ่ายเทความร้อน ระหว่างแก๊สไปที่ของเหลว (Gas to liquid) Heat transfer Coefficient ช่องทางด้านแก๊ส (gas) น้อยกว่าทางด้าน (liquid) จะต้องมีการติดครีป (fin) ทางด้านแก๊ส เพื่อจะให้ความกะทัดรัดมากขึ้น



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.1 วัสดุที่ใช้ในการทำ Heat Exchanger

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ แทบทั้งหมดทำจากโลหะแทบทั้งสิ้น โลหะเป็นวัสดุที่มีให้เลือกใช้อย่างกว้างขวาง พร้อมลักษณะสมบัติความแข็งแรงที่หลากหลาย โลหะสามารถต่างขึ้นรูปได้สะดวกและสามารถเชื่อมต่อโดยการเชื่อมหรือการบัดกรี ปัจจัยทางด้านเศรษฐกิจเป็นตัวชี้้นำให้ใช้ โลหะที่มีราคาต่ำสุดที่ยังสามารถทนต่อการไหลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ ความสามารถในการทนต่อการไหลที่สำคัญคือ ความต้านทานต่อการกัดกร่อนของเหลว และไอที่กัดกร่อน เช่น กรดไฮดรอกซิดิก กรดกำมะถัน และกรดฟอสฟอริก เป็นเหตุให้ต้องหันไปใช้โลหะที่มีราคาแพง เช่น ไททาเนียม แทนทาลัม เซอร์โคเนียม และแฮสเทลลอย ตลอดจนโลหะผสมอื่นๆ ของไหลบางชนิดมีความกัดกร่อนมากจนไม่สามารถหาโลหะที่มีความเหมาะสมในเชิงความต้านทานต่อการกัดกร่อนได้ ภายใต้ข้อจำกัดทางเศรษฐศาสตร์ ทางเลือกก็คือ ใช้โลหะที่ไม่ใช่โลหะ เช่น พลาสติก แก้วไฟต์ แก้ว เป็นต้น

ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สิ่งที่จะต้องคำนึงถึงเป็นครั้งแรกคือการเลือกใช้วัสดุ วัสดุที่เหมาะสมที่สุดสำหรับความดัน อุณหภูมิ ตลอดจนคุณสมบัติเชิงกายภาพ และคุณสมบัติเชิงเคมีของของไหลที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อน

4.1.1 วัสดุประเภทเหล็ก (Ferrous Materials)

4.1.1.1 เหล็กเหนียวคาร์บอนมีความแข็งแรง (Strength) สูงเมื่อเทียบกับราคาและอาจถือได้ว่าความแข็งแรงที่อุณหภูมิสูงถึง 350°C เกือบเท่ากับที่อุณหภูมิห้อง เหล็กเหนียวคาร์บอนสามารถต่อการกัดกร่อนเชิงเคมีโดยต่างได้ค่อนข้างดี แต่ถูกกัดกร่อนโดยกรดได้ง่าย ดังนั้นจึงนิยมใช้กันอย่างกว้างขวาง สำหรับสภาวะที่ไม่ต้องการคุณสมบัติทนการกัดกร่อน ถ้ามีคาร์บอน(C) เกินกว่า 0.30 % คุณสมบัติในการเชื่อมจะไม่ดี ดังนั้น เหล็กเหนียวคาร์บอนต่ำ (Low Carbon steel) ซึ่งมี C น้อยกว่า 0.30 % เหล็กเหนียวคาร์บอนยังแบ่งประเภทตามวิธีการไล่ ออกซิเจน(Deoxidation) เป็น Rimmed Steel, Semi – killed Steel และ Killed Steel

1. แผ่นโลหะรีดขึ้นรูป (Rolled steel) สำหรับโครงสร้างทั่วไป (JIS G 3101 : SS) ซึ่งมี SS41 เป็นขอบเขตอยู่รอบนอก เหล็กเหนียวชนิดนี้เกิดการแยกตัว (Segregation) ขององค์ประกอบในเนื้อเหล็กได้ง่าย และสามารถก่อให้เกิดการแตกร้าวเนื่องจากการเชื่อมได้ อย่างไรก็ตาม ปัญหาเหล่านี้จะไม่เกิดเท่ากับ แผ่นโลหะรีดขึ้นรูป จนถึงระดับ SS 41 ตราบใดที่ความหนาของแผ่นเหล็กเหนียวไม่เกิน 40-50 mm. ที่อุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิห้องจะเกิดการแข็งเปราะเนื่องจาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มีคุณสมบัติเปราะตัวที่อุณหภูมิต่ำส่วนที่อุณหภูมิสูงกว่า 350°C จะมีการสึกกร่อนง่าย ดังนั้นจึงนิยมใช้กว้างขวางกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนความดันต่ำที่อุณหภูมิต่ำกว่า 350°C

2. แผ่นโลหะรีดขึ้นรูป (Rolled Steel) สำหรับโครงสร้างแบบเชื่อมเหล็กเหนียว ชนิดนี้ได้รับการปรับปรุงคุณสมบัติทางด้านการแยกตัว (Segregation) และทางด้านการแข็งเปราะที่อุณหภูมิต่ำ และมีคุณสมบัติดีเลิศทางด้านการเชื่อม ชนิด B,C จะได้รับการทดสอบการกระแทกของชาร์ปี (Charpy's Impact Test) เพื่อรับรองความเหนียวที่อุณหภูมิต่ำ ดังนั้นโดยทั่วไปจึงสามารถใช้ชนิด B ที่ประมาณ 0°C และชนิด C ที่อุณหภูมิต่ำประมาณ -10 ถึง -20°C ได้

3. แผ่นโลหะรีดขึ้นรูป (Rolled Steel) สำหรับหม้อไอน้ำ (JIS G 3103 : SB) ซึ่งมี SB42 เหล็กเหนียวประเภทนี้มีความเชื่อถือได้สูงเพราะแทบจะไม่เกิดการแยกตัว (Segregation) และคุณสมบัติการเชื่อมและความแข็งแรงที่อุณหภูมิสูงดีเลิศ ดังนั้นจึงใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความดันสูง และอุณหภูมิต่ำกว่า 450°C แต่ที่วัสดุ SB จะมีคุณสมบัติแข็งตัวที่อุณหภูมิต่ำ ซึ่งวัสดุ SM ไม่ได้เพราะมีการเติมซิลิกอน (Si) เพื่อปรับขนาดของเม็ดผลึกให้มีขนาดปานกลาง และเพื่อเพิ่มความแข็งแรงที่อุณหภูมิสูง โดยการกำจัดออกซิเจนด้วย Si ดังนั้นในเวลาที่ต้องการใช้ที่อุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิห้อง ต้องให้ความระมัดระวังอย่างเพียงพอ และระบุว่าเป็นแบบอะลูมิเนียมคิลลิด (Aluminum Killed) ผลึกเล็ก เป็นต้น อุณหภูมิที่ใช้งานคือช่วง -45 ถึง 300°C และผลกระทบจากการปรับคุณสมบัติของโลหะด้วยความร้อน (Heat Treatment) จะมีมาก โดยทั่วไป การรมดำ (Quenching) การชุบโลหะ (Tempering) นอร์มอลไลซิง (Normalizing) ซึ่งดีกว่าการเผาโดยให้ความร้อนขึ้นที่ละน้อยๆ แล้วปล่อยให้เย็นลงช้าๆ หรือการอบอ่อน นอกจากนี้ของที่แปรรูปในเวลาเย็น หรือของที่แปรรูปในเวลาร้อนแต่อยู่ในสภาพที่อุณหภูมิได้ลดต่ำลงแล้ว จะมีค่าทนแรงกระแทก (Impact Value) ลดลง

4. ท่อเหล็กเหนียวคาร์บอนสำหรับหม้อไอน้ำ และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (JIS G 3461:STB) ซึ่งมี STB 35 เป็นตัวแทนนั้น นิยมใช้กันอย่างกว้างขวาง เป็นท่อถ่ายเทความร้อน ส่วนท่อเหล็กเหนียวคาร์บอนสำหรับท่อจ่ายความดันสูง (JIS G 3454:STPG) และท่อเหล็กเหนียวคาร์บอนสำหรับท่อจ่าย (JIS G 3452:SGP) นั้นจะใช้เป็นวัสดุทำเซลล์ (ตัวเครื่อง) หรือพวย (Nozzle)

4.1.1.2 เหล็กเหนียวผสมน้อย (Low Alloy Steels) เหล็กเหนียวคาร์บอนนี้จะใส่โครเมียม (Cr) โมลิบดีนัม (Mo) เข้าไปเล็กน้อยเพื่อเพิ่มความแข็งแรงที่อุณหภูมิสูง และเพื่อใช้เป็นเหล็กเหนียวทนต่อการกัดกร่อนในบรรยากาศซึ่งการกัดกร่อนนี้จะเกิดขึ้นจากไฮโดรเจนที่อุณหภูมิและความดันสูง

1. เหล็กเหนียว C – 0.5 Mo เนื่องจากเหล็กเหนียว C – 0.5 Mo จะเกิดการแปรรูปเป็นกราไฟต์ (Graphitization) ได้ง่ายถ้าใช้งานที่อุณหภูมิสูงเป็นเวลานาน ดังนั้นในกรณีที่ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ต้องการใช้ที่อุณหภูมิค่อนข้างสูง ควรใช้เหล็กเหนียว Cr – Mo แทน แต่ในกรณีที่ต้องการใช้งานที่อุณหภูมิ 400 – 480 °C ก็ให้ใช้เหล็กเหนียว C – 0.5 Mo เนื่องจากธาตุผสมมีปริมาณค่อนข้างน้อย เหล็กเหนียว C – 0.5 Mo จึงมีคุณสมบัติการเชื่อมที่ดี โดยอุณหภูมิที่ต้องอุ่นให้ร้อนคือ 100 – 200 °C

2. เหล็กเหนียว Cr – Mo การเติม Cr เข้าด้วย จะมีผลดีในการเพิ่มความคงทน และเพิ่มคุณสมบัติทนการกัดกร่อน ดังนั้นจึงใช้เหล็กเหนียว Cr – Mo ซึ่งกรณีที่ต้องการคุณสมบัติทนการกัดกร่อนที่ 450-600 °C โดยใช้เหล็กเหนียว C – 0.5 Mo เป็นต้นในแง่ของคุณสมบัติการเชื่อมทั้งส่วนที่ได้รับผลกระทบจากความร้อน และโลหะที่เชื่อมติดสามารถเกิดการแข็งตัวได้เอง (Self - Hardening) เนื่องจากการเชื่อม ดังนั้นจึงอาจมีอันตรายจากการแตกร้าวได้ ด้วยเหตุนี้จึงมีความจำเป็นต้องอุ่นให้ร้อน 150 – 350 °C แล้วแต่ประเภทของเหล็กเหนียวในเวลาเชื่อม

4.1.2 เหล็กกล้าไร้สนิม (Stainless Steel)

4.1.2.1 มาร์เทนซิติก สแตนเลส สตีล (Martensitic Stainless Steel)

ตัวอย่างของ Martensitic Stainless Steel คือ เหล็กเหนียว 13% Cr เหล็กเหนียวชนิดนี้มีคุณสมบัติทนการกัดกร่อนของกำมะถัน (Sulphurous Acid Gas) ไฮโดรเจนซัลไฟด์ และเนฟเทนิคแอซิด (Naphthenic Acid) โครงสร้างแบบมาเทนไซด์ (Martensite) มีคุณสมบัติแข็งตัวได้เอง (Self - Hardening) เนื่องจากการปรับปรุง คุณสมบัติของโลหะด้วยความร้อน ซึ่งทำให้เกิดแรงเค้นของการแปรสภาพ (Transformation Stress) และแตกร้าวได้ง่าย เนื่องจากผลกระทบจากความร้อนที่ได้รับในเวลาเชื่อมโดยทั่วไปต้องอุ่นให้ร้อน 200 – 400 °C และทำปรับปรุงคุณสมบัติของโลหะด้วยความร้อนที่ 700 – 800 °C ทันทีหลังจากการเชื่อม

4.1.2.2 เฟอริติก สแตนเลส สตีล (Ferritic Stainless Steel)

เหล็กเหนียวชนิดนี้มี Cr มากกว่า 15% และคุณสมบัติทนการกัดกร่อนของกรดที่มีคุณสมบัติออกซิไดซ์ได้อย่างดีเลิศ เนื่องจากโดยทั่วไปเป็นโครงสร้างแบบเฟอร์ไรท์ (Ferrite) จึงไม่มีคุณสมบัติแข็งตัวได้เอง (Self Hardening) เนื่องจากการเชื่อม แต่ความเหนียวมีน้อยที่อุณหภูมิต่ำ และแข็งเปราะและแตกร้าวได้ง่ายถ้าเชื่อมแผ่นหนา ดังนั้นจึงจำเป็นต้องอุ่นให้ร้อน 70 – 100 °C ในเวลาเชื่อม นอกจากนี้ยังต้องระวังคุณสมบัติแข็งเปราะ (Embritterment) ที่ 475 °C เป็นพิเศษด้วย ถ้าเติม 0.1 – 0.3% Al เข้าใน 13 Cr โครงสร้างจะกลายเป็นแบบเฟอร์ไรท์ ดังนั้นคุณสมบัติแข็งตัวได้เองในเวลาเชื่อมจึงหมดไป และคุณสมบัติแข็งเปราะที่ 475 °C ก็มีน้อยลงเพราะปริมาณ Cr มีน้อย จึงใช้จนถึง 550 °C สำหรับโครงสร้างที่เชื่อมได้

4.1.2.3 ออสเทนนิติก สแตนเลส สตีล (Austenitic Stainless Steel)

เหล็กเหนียวไร้สนิมชนิดนี้มี 18 Cr – 8Ni เป็นตัวแทน และมีโครงสร้างแบบออสเทนนิติก ที่มีเสถียรภาพสูง เนื่องจากมีคุณสมบัติทนการกัดกร่อนได้ดีเลิศ จึงนิยมใช้กันกว้างขวางมากที่สุด โดยแผ่นเหล็กเหนียว (Plate Steel) ท่อนเหล็กเหนียว (Rod Steel) และท่อเหล็กเหนียวโลหะผสม สำหรับหม้อไอน้ำ และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1. ความทนทานที่อุณหภูมิสูง

เมื่อเทียบกับเฟอร์ริติก สแตนเลส สตีล และออสเทนนิติก สแตนเลส สตีล มีความทนทานดีกว่าที่อุณหภูมิสูงกว่า 600 °C ส่วนของ SUS 32, SUS 43, SUS 29 ซึ่งมีการเติมธาตุ จำพวก Mo (Molybdenum), Nb (Niobium), Ti (Titanium) จะมีความทนทานต่อการสึกกร่อนที่ อุณหภูมิประมาณ 650 °C ส่วนของ SUS 29 จะมีความแข็งแรงลดลงเล็กน้อย ที่อุณหภูมิสูงกว่า 800 °C และความแข็งแรงของ SUS 42 จะสูงสุดส่วนของ SUS 41 จะลดลงเล็กน้อย

2. คุณสมบัติทนการกัดกร่อน

การกัดกร่อนของเหล็กกล้าสแตนเลส ออสเทนนิติก (Austenitic Stainless Steel) มีแบบการกัดกร่อนทั่วไป (General Corrosion) การกัดกร่อนภายใน (Intergranular Corrosion) และการเป็นหลุม (Pitting) การกัดกร่อนทั่วไป คือการกัดกร่อนทั่วพื้นผิวของ ออสเทนนิติก สแตนเลส สตีล ซึ่งสัมผัสกับของเหลวหรือก๊าซเพราะคุณสมบัติทนการกัดกร่อนน้อย โดยกรดที่มีคุณสมบัติ วิตริคซ์ อย่างเช่น กรดกำมะถันเจือจาง, กรดน้ำส้ม (Acetic Acid) เป็นต้น การกัดกร่อนภายในเกิด จากการแยกตัวของสารคาร์ไบด์ของโครเมียม (Chromium Carbides) ไปที่ผิวร่วมของเม็ดผลึกที่ อุณหภูมิระหว่าง 500 – 850 °C โดยเฉพาะช่วง 650 – 700 °C ในระหว่างการแปรรูปหรือใน ระหว่างการใช้งานผล ก็คือทำให้เกิดการกัดกร่อนเนื่องจากการแข็งเปราะ จากผิวร่วมของเม็ดผลึก นั้น การกัดกร่อนนี้เกิดขึ้นได้ง่ายกับวัสดุที่รับผลกระทบจากความร้อน เช่น การแปรรูปในขณะร้อน และการเชื่อม เป็นต้นมาตรการแก้ไขก็คือ ทำให้เย็นตัวอย่างรวดเร็วจากอุณหภูมิสูง 1,050 °C เพื่อให้สารประกอบคาร์ไบด์ละลายแข็งอยู่ในออสเตอไรท์ (Austernite) หรือใช้ SUS 28, SUS 33 ซึ่งมี C% ต่ำ หรือใช้ SUS 43, SUS 29 ที่เติม Nb หรือ Ti เข้าไป การกัดกร่อนเกิดขึ้นได้ง่ายใน สารละลายที่มีสารประกอบคลอไรด์ สารละลายต่าง (Alkaline Solution) หรือสารละลายอื่นๆ โดยเฉพาะอย่างยิ่งคุณสมบัติทนสารละลายที่มีคลอไรด์ไอออน (Chloride Ion) ผลมอยู่จะมีน้อย ในกรณีนี้จะพบเห็นรอยร้าวเล็กๆ จำนวนมาก และการแตกร้าวที่แยกกิ่งก้าน ทั้งๆ ที่ไม่มีการกัดกร่อน ทั่วไปเกิดขึ้น และการแตกร้าวเล็กๆ นี้จะตัดทะลุผลึกโดยไม่เกี่ยวกับการกัดกร่อนภายในมาตรการ ป้องกัน สเทรล คอร์รอสัน นั้นกระทำไต่ยาก นอกจากจะใช้วัสดุที่มี Ni เปอร์เซนต์สูง

3 . การแยกเฟส (Phase Segregation)

ถ้าทำให้ร้อนเป็นเวลานานที่อุณหภูมิสูง เฟอร์ริติก และออสทีนิก สเตนเลส สตีล ในบางครั้งจะเกิดการแยกตัวของซิกม่าเฟส ทำให้คุณสมบัติอ่อนนุ่ม (Ductility) และคุณสมบัติเหนียว (Tenacity) เลวลงอุณหภูมิที่ซิกม่าเฟสแยกตัวได้ง่ายจะขึ้นกับประเภทของเหล็กเหนียวก็จริง แต่การแข็งเปราะ (Embrittlement) จะเกิดขึ้นถ้าทำให้ร้อน $540 - 850^{\circ}\text{C}$ แทน แต่ว่าอุณหภูมิที่ซิกม่าเฟสแยกตัวออก ทำให้เกิด ซิกม่า เอ็มบริทเทิลเมนต์ (Sigma Embrittlement) ได้และการกำจัดแรงเค้นอย่างแท้จริงก็ทำได้ลำบาก จึงมีความจำเป็นต้องระวังเรื่องแรงเค้นเหลือค้าง

2.1.2.4 เหล็กเหนียวสำหรับอุณหภูมิต่ำ

1 . เหล็กเหนียว Ni ต่ำ

เหล็กเหนียว 2.5% Ni, 3.5% Ni, 9% Ni เป็นต้น สามารถใช้งานได้ที่อุณหภูมิต่ำจนถึง -50 ถึง -196°C เหล็กเหนียว Ni ต่ำเหล่านี้มีรายละเอียดระบุไว้เป็นวัสดุเหล็กเหนียวอุณหภูมิต่ำโดย ASTM (American Society of Testing Materials)

2. ออสทีนิก สเตนเลส สตีล (Austenitic Stainless Steel)

SUS 27, SUS 28 สามารถใช้ได้กับของที่อุณหภูมิต่ำจนถึง -273°C เนื่องจากออสทีนิก สเตนเลส สตีล มีโครงสร้างผลึกแบบ เฟส เซ็นเตอร์ คิวบิกอล เลททิค (Face-centered Cubical Sattices) จึงไม่เกิดการแข็งเปราะที่อุณหภูมิต่ำ (Cryogenic Embrittlement) แต่โครงสร้าง ออสทีไนท์ ไม่มีเสถียรภาพ ออสทีนิก สเตนเลส สตีล จะเกิดการแยกตัวของ เฟอร์ไรท์ ได้ง่ายหรือมีโครงสร้างเฟอร์ไรท์ ผสมอยู่ด้วย โครงสร้างออสทีไนท์ที่กึ่งเสถียรภาพ (Meta-stable) เพราะมีการแปรรูปเป็น เฟอร์ไรท์ (Ferritic Transformation) มากจะเกิดการแข็งเปราะที่อุณหภูมิต่ำได้ง่าย นอกจากนี้โครงสร้างแบบกึ่งเสถียรภาพ ยังก่อให้เกิดการแยกตัวของซิกม่าเฟส และการแยกตัวของสารประกอบคาร์ไบด์ที่ผิวร่วมของเม็ดผลึก ซึ่งทำให้ความทนทานลดลง

4.1.3 วัสดุที่ไม่ใช่เหล็ก (Non-Ferrous Materials)

4.1.3.1 ทองแดงและโลหะผสมของทองแดง (Copper and Copper Alloys)

ทองแดงถูกกัดกร่อนได้โดยโลหะหลอมเหลว (Molten metal) แอมโมเนียของเกลือโลหะและสารละลายน้ำที่มีคลอไรด์ไอออน แต่มีคุณสมบัติทนการกัดกร่อนจากบรรยากาศ น้ำจืดและน้ำทะเลเป็นต้นตลอดจนสารละลายหลายชนิดของกรดที่ไม่มีคุณสมบัติออกซิไดซ์ นอกจากนี้มีค่าความนำความร้อน (Thermal Conductivity) สูงมาก และแปรรูปโดยการโก่งงอ และดึงรัดได้ง่าย ดังนั้นจึงนิยมใช้กันอย่างกว้างขวางเป็นท่อถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นต้น

ทองเหลือง (Brass) คือโลหะผสมของทองแดงที่มีสังกะสี (Zn) 5-40 % ทองเหลืองที่มีดีบุกผสมอยู่น้อย (Naval brass) ซึ่งมี 39% Zn และ 1 % Sn (ดีบุก) มีคุณสมบัติทนการกัดกร่อนของน้ำทะเลได้ดีเลิศ แอ็ดมิรัลตี (Admiralty) ก็เป็นโลหะผสมของทองแดงซึ่งมี 29%Zn และ 1%Al ซึ่งมีคุณสมบัติทนการกัดกร่อนของน้ำทะเลได้ดีเลิศ อลูมิเนียมดำ (Aluminum Black) เป็นโลหะผสมของ 78%Cu, 20%Zn และ 2%Al ซึ่งนอกจากมีคุณสมบัติทนการกัดกร่อนของน้ำทะเล น้ำเกลือ และอื่น ๆ ดีมากและมีคุณสมบัติเชิงกลดีเยี่ยม

ทองสัมฤทธิ์ (Bronze) เป็นโลหะผสมของทองแดงที่มี 5-35% Sn ฟอสฟอรัส บร็อนซ์ (Phosphorus Bronze) คือทองสัมฤทธิ์ที่เติมฟอสฟอรัส ซึ่งมีคุณสมบัติทนกรด คุณสมบัติยืดหยุ่น (Elasticity) และคุณสมบัติทนการสึกกร่อนที่ดีเลิศ

4.1.3.2 อะลูมิเนียมและโลหะผสมของอะลูมิเนียม

เมื่อปล่อยทิ้งไว้ในบรรยากาศ อะลูมิเนียมจะเกิดฟิล์มออกไซด์ที่โปร่งใสและเนื้อละเอียดที่ผิวได้ง่ายฟิล์มออกไซด์มีคุณสมบัติทนการกัดกร่อนของบรรยากาศต่าง ๆ ยกเว้นของกรดฮาโลเจน (Halogen Acid) และ ของด่าง (Alkali) แต่คุณสมบัติทนการกัดกร่อนนี้จะเปลี่ยนแปลงอย่างมากตามชนิดของสารเจือปนหรือโลหะที่เติมเข้าไป ความแข็งแรง (Strength) มีน้อยก็จริง แต่น้ำหนักเบา และมีคุณสมบัติตีแผ่ (Malleability) โครงสร้างของผลึกเป็นแบบ เฟค เช่นเตอร์ คูบิคอล เลททิค ดังนั้นจึงไม่ต้องห่วงเรื่องการเกิดการแข็งเปราะที่อุณหภูมิต่ำ (Cryogenic Embrittlement) และมีคุณสมบัติที่ดีเลิศสำหรับใช้เป็นวัสดุอุณหภูมิต่ำ

4.1.3.3 นิเกิล และโลหะผสมของนิเกิล

นิเกิลสามารถทนด่าง (Alkali) โดยเฉพาะอย่างยิ่งโซดาไฟ (Caustic Soda) ได้อย่างสมบูรณ์ และยังทนก๊าซคลอรีน และกรดเกลือได้อย่างดีด้วย แต่ทนกรดที่มีคุณสมบัติออกซิไดซ์ และเกลือของกรด (Acid Salt) ที่มีคุณสมบัติออกซิไดซ์ไม่ได้ดี นิเกิลสามารถทนการกระทำต่างๆ ที่อุณหภูมิสูงได้ดี แต่ไม่สามารถทนก๊าซที่มีกำมะถันปนอยู่ได้

4.1.4 วัสดุโลหะ (Non-metallic Materials)

นอกจากปะเก็น (Gasket) แล้ว จะแทบไม่ใช้วัสดุโลหะกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แต่ว่ามีการใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำด้วยกราไฟท์ที่ซึมผ่านไม่ได้ กับของไหลที่ไม่สามารถใช้วัสดุโลหะได้ กราไฟท์ที่ซึมผ่านไม่ได้นี้มีคุณสมบัติทนการกัดกร่อนดีเลิศ และค่าสภาพการนำความร้อนสูง เนื่องจากสัมประสิทธิ์การขยายตัว เนื่องจากความร้อนมีค่าน้อยจึงทนต่อการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิที่รวดเร็วได้ดี ดังนั้นจึงเหมาะที่จะใช้ในอุตสาหกรรมผลิตสารเคมีจำพวกกรดเกลือ กรดกำมะถัน เป็นต้น แต่ความแข็งแรง และโครงสร้างไม่อำนวยให้งานที่อุณหภูมิสูง ความดันสูง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วัสดุใยหิน (Asbestos), ยาง และพลาสติกใช้ทำปะเก็นได้ นอกจากนี้พวกยาง และยางสังเคราะห์ (Synthetic Resin) ยังใช้เป็นวัสดุบุ (Lining) ได้ถ้าเลือกลักษณะสมบัติให้เหมาะสมกับกรณี



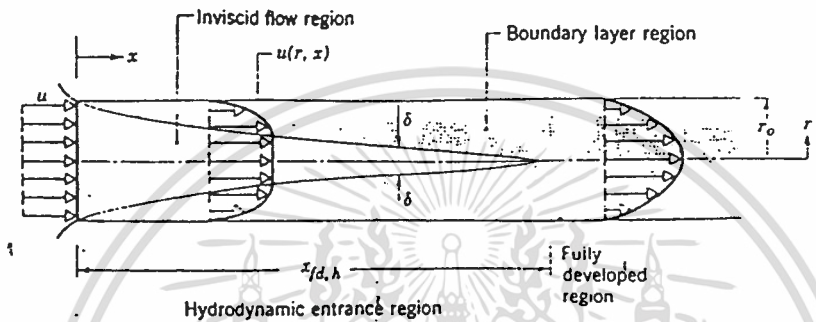
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

ทฤษฎีและสูตรในการคำนวณ

5.1 สภาวะการไหลของของไหล

พิจารณาการไหลแบบ ในท่อกลมที่มีรัศมี r_0 ตามรูปที่ 5.1



รูปที่ 5.1 การก่อตัวของบาวนด์รีเลเยอร์ของการไหลในท่อกลม

สำหรับการไหลภายในท่อนั้น ต้องคำนึงถึงการขยายตัวของช่องบริเวณทางเข้า (entry region) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับว่าการไหลนั้นเป็นอย่างไร แบบลามินาร์หรือเทอร์บูเลนต์ เรย์โนลด์นัมเบอร์ สำหรับการไหลภายในท่อกลมกำหนดเป็น

$$Re_{\rho} \equiv \frac{\rho u_m D}{\mu} \quad (5.1)$$

เรย์โนลด์นัมเบอร์วิกฤติสำหรับช่วงการเปลี่ยนแปลงการไหล จากลามินาร์หรือเทอร์บูเลนต์ เริ่มต้นจาก $Re_{\rho,c} \approx 2300$

และการไหลเป็นแบบเทอร์บูเลนต์ เต็มที่ ที่ $Re_{\rho} \geq 4000$

สำหรับการไหลแบบลามินาร์ (คือ $Re_{\rho} \leq 2300$) ความยาวของช่องบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัวหาได้จากสมการ

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 Re_{\rho} \quad (5.2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนในการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ($Re_D \geq 4000$) นั้น ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหา ระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเรย์โนลด์นัมเบอร์ และมีค่าประมาณดังนี้

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{turb} \leq 60 \quad (5.3)$$

สำหรับค่าที่ใช้ในที่นี้ เราจะสมมุติว่า $x_{fd} > 10D$ สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์

5.2 การเปลี่ยนแปลงความดัน

ปกติวิศวกรมักสนใจเกี่ยวกับความดันลดในการไหลภายในท่อ เนื่องจากตัว พารามิเตอร์นี้เกี่ยวข้องกับการหาขนาดกำลังงานของปั๊มหรือพัดลมโดยตรง ในการหาความดันลดลง เราจะใช้ตัวประกอบ เสียดทานของ Moody (หรือ Darcy) ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ โดยนิยามว่า

$$f \equiv \frac{-(dp/dx)D}{\rho u_m^2 / 2} \quad (5.4)$$

ค่านี้ต่างกับสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน C_f ซึ่งบางครั้งเรียกว่า “ตัวประกอบเสียดทานเฟนนิ่ง”

สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว การวิเคราะห์ยุ่งยากมากกว่าต้องใช้ผลจากการทดลองตัวประกอบเสียดทานสำหรับค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่างๆ ได้แสดงไดอะแกรมของ Moody ในรูปที่ 5.3 ตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าขึ้นอยู่กับเรย์โนลด์นัมเบอร์และสภาวะผิวของท่อ ซึ่งจะมีค่าน้อยสำหรับผิวเรียบและเพิ่มมากขึ้นเมื่อความหยาบของผิว (e) เพิ่มขึ้นสหพันธ์โดยประมาณ เป็นดังนี้

$$f = 0.316 Re_D^{-1/4} \quad Re_D \leq 2 \times 10^4 \quad (5.5)$$

$$f = 0.184 Re_D^{-1/5} \quad Re_D \geq 2 \times 10^4 \quad (5.6)$$

นอกจากนี้ เรายังว่า ความดันลด (Δp) ระหว่างระยะ x_1 ถึง x_2 เป็น

$$\Delta p = - \int_{x_1}^{x_2} dp = f \frac{\rho u_m^2}{2D} \int_{x_1}^{x_2} dx = f \frac{\rho u_m^2}{2D} (x_2 - x_1) \quad (5.7)$$

ซึ่งค่า f หาจากรูปที่ 5.3 และจากสมการ (5.5) และ (5.6) สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ใน ท่อกลมผิวเรียบ

$$\frac{\Delta P}{\rho} = f \frac{Lu_m^2}{2D} \quad (5.8)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จัดรูปสมการให้อยู่ในรูปตัวแปรไร้มิติ ในรูปของ f จะได้

$$f = \frac{\Delta P}{\rho} \frac{2D}{Lu_m^2} \quad (5.9)$$

เราอาจใช้ f บ่งบอกค่า loss ที่เกิดในท่อรูปของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานซึ่ง f เป็นตัวแปรไร้มิติที่เป็นฟังก์ชันของ $f = \phi [Re, e/D]$

5.3 ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนในท่อ

$$Q = m c_p \Delta T = m c_p (T_o - T_i) \quad (5.10)$$

พิจารณาการไหลในท่อของไหล ไหลด้วยอัตรามวลคงที่ และมีการพาความร้อนเกิดขึ้นผิวภายในโดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ และพลังงานศักย์ ของของไหลรวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางแนวแกนจะไม่มาคิดละทิ้งได้ ดังนั้นถ้าไม่มีงานเพลลา ซึ่งกระทำโดยของไหลขณะไหลผ่านท่อแล้ว จะมีเพียงอิทธิพลเกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อน และกับงานจากการไหลเท่านั้น

จะได้สมการของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ในท่อร้อนที่อยู่ในชุดทดลอง ดังนี้

$$Q_h = m_h c_{ph} \Delta T_h = m_h c_{ph} (T_o - T_i)_h \quad (5.11)$$

เราใช้ในการคำนวณค่าความร้อนของการถ่ายเทความร้อน ที่อยู่ภายในท่อร้อน ซึ่งค่าความร้อนนี้เราจะให้เท่าค่าการแลกเปลี่ยนความร้อนของวิธี Log Mean Temperature Difference (วิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม)

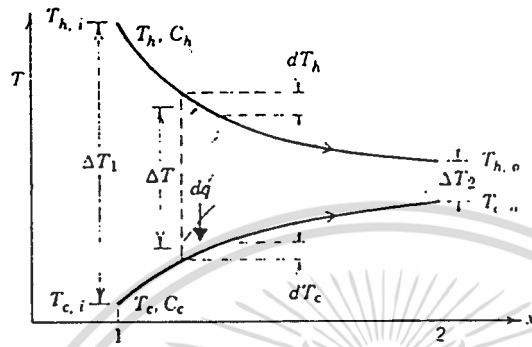
5.4 การถ่ายเทความร้อนโดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม

วิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (Log Mean Temperature Differemce) พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยของไหลอาจจะไหลแบบ Counter flow หรือ Parallel flow ก็ได้และรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลทั้ง 2 กรณี นี้ แสดงได้ตามรูปที่ 5.2 เราสามารถหาค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อซ้อนกันสองชั้นได้

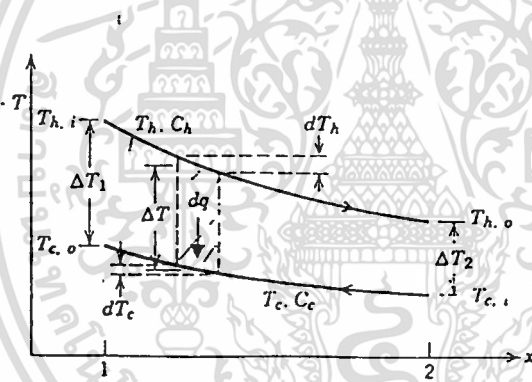
การออกแบบทางด้านความร้อนสมการพื้นฐานที่แสดงถึงความสัมพันธ์ของความร้อน Q คือ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Q = UA \Delta T_{lm} \quad (5.12)$$

ตามรูปที่ 5.2 แสดงว่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของไหลที่ร้อน และของไหลเย็น แปรเปลี่ยนระหว่างทางเข้า และทางออก ดังนั้นเราต้องคำนวณหาค่าเฉลี่ยเพื่อให้ออกมาใช้กับสมการ



(a) Parallel flow



(b) Counter-flow

รูปที่ 5.2 แสดงรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลตามกัน และการไหลสวนทางกันในท่อซ้อนกัน

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน (Parallel flow) ตามรูปที่ 5.2 (a) ความร้อนที่ถ่ายเทผ่านชิ้นส่วนของพื้นที่ dA อาจเขียนได้เป็น

$$dq = -m_h c_{ph} dT_h = m_c c_{pc} dT_c \quad (5.13)$$

ทำนองเดียวกันการถ่ายเทความร้อนอาจเขียนในรูป

$$dq = U(T_h - T_c) dA \quad (5.14)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการ (5.14) เขียนใหม่ได้เป็น

$$dT_h = \frac{-dq}{m_h c_{ph}} = \frac{-dq}{C_h} \quad (5.15)$$

$$dT_c = \frac{dq}{m_c c_{pc}} = \frac{dq}{C_c} \quad (5.16)$$

โดยที่ m แทนอัตราการไหลของมวลและ c_p เป็นความร้อนจำเพาะของของไหล ส่วน $C = mc_p =$ อัตราความจุความร้อนของของไหล ดังนั้น

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -dq \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (5.17)$$

หาค่า dq จากสมการ (5.16) และแทนสมการ(5.17) ให้

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) dA \quad (5.18)$$

อินทิเกรตจากเงื่อนไข(1)ไป(2)(คือ จากทางเข้าถึงทางออกได้)

$$\frac{\ln(T_{ho} - T_{co})}{(T_{hi} - T_{ci})} = -UA \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (5.19)$$

อินทิเกรตสมการ(5.13)จากเงื่อนไข(1)ไป(2)แล้วนำมาเขียนใหม่ให้

$$m_h c_{ph} = \frac{q}{(T_{hi} - T_{ho})} = C_h \quad (5.20)$$

$$m_c c_{pc} = \frac{q}{(T_{ci} - T_{co})} = C_c \quad (5.21)$$

แทนกลับในสมการ(5.19)ให้

$$Q = UA \frac{(T_{ho} - T_{co}) - (T_{hi} - T_{ci})}{\ln \left[\frac{(T_{ho} - T_{co})}{(T_{hi} - T_{ci})} \right]} \quad (5.22)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เปรียบเทียบ(5.12) และ (5.22)ได้

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{ho} - T_{co}) - (T_{hi} - T_{ci})}{\ln \left[\frac{(T_{ho} - T_{co})}{(T_{hi} - T_{ci})} \right]} \quad (5.23)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \left[\frac{(\Delta T_2)}{(\Delta T_1)} \right]} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \left[\frac{(\Delta T_1)}{(\Delta T_2)} \right]} \quad (5.24)$$

ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมินี้เรียกว่า log mean temperature difference (LMTD) ซึ่งเป็นความแตกต่างของอุณหภูมิที่ปลายข้างหนึ่งของเครื่องลบด้วยความแตกต่างของอุณหภูมิที่ปลายของหนึ่งของเครื่อง หาดด้วยค่าลอการิทึมธรรมชาติของอัตราส่วนความแตกต่างของอุณหภูมิทั้งสองนี้ สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันเราสามารถหาค่าเฉลี่ยความแตกต่างของอุณหภูมิได้ทำนองเดียวกันกับการไหลตามกันทุกประการนั้นคือสมการ (5.24) สามารถใช้ได้กับเครื่องแบบไหลสวนทางกันเพียงแต่ในกรณีนี้ค่า $\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co}$ และ $\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci}$ เท่านั้นโดยตัวห้อย i และ o หมายถึงทางเข้าและทางออกตามลำดับ

ส่วนสูตรที่ใช้ในการคำนวณของโครงการนี้จะวิเคราะห์ของการไหลแบบ Counter flow ซึ่งเราใช้สมการ 5.12 ในการวิเคราะห์ เพื่อหาค่า U (สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม)

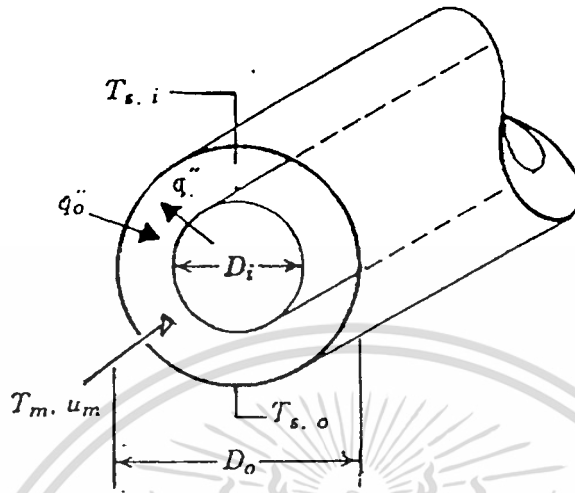
5.5 ค่า Nusselt number

ค่า Nusselt number เป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ ที่มีความสำคัญต่อความร้อนซึ่งอาจจะเรียกว่าเป็นค่าอัตราส่วนการนำการพาความร้อน จะเห็นได้จากสูตร

$$Nu_D = \frac{Dh}{k} \quad (5.25)$$

5.6 การไหลภายในท่อซ้อนกันรูปวงแหวน (Concentric tube annulus)

ปัญหาการไหลภายในท่อจำนวนมากเกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนในท่อซ้อนกันรูปวงแหวนตามรูปที่ 5.3



รูปที่ 5.3 ท่อซ้อนกันรูปวงแหวน

ของไหลไหลผ่านช่องว่างรูปวงแหวนในท่อซ้อนกัน และการพาความร้อนที่เกิดขึ้นอาจเข้าสู่หรือออกจากผิวท่อภายในและภายนอกทั้งสองก็ได้ เราสามารถระบุฟลักซ์ความร้อนหรืออุณหภูมิซึ่งเป็นเงื่อนไขทางความร้อนของแต่ละผิวในกรณีใดๆ ฟลักซ์ความร้อนที่แต่ละผิว อาจคำนวณได้จากสมการในรูป

$$q''_i = h_i (T_{s,i} - T_m) \quad (5.26)$$

$$q''_o = h_o (T_{s,o} - T_m) \quad (5.27)$$

สังเกตว่าเราจะแยกค่า h แต่ละกรณีซึ่งเกี่ยวข้องกับผิวภายในและภายนอก และค่า Nu_o ที่สอดคล้องกันอยู่ในรูป

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k} \quad (5.28)$$

$$Nu_o = \frac{h_o D_h}{k} \quad (5.29)$$

โดยที่ค่า D_h จากสมการ (5.30) คือ

$$D_h = \frac{4A_c}{P} = \frac{4(\pi/4)(D_o^2 - D_i^2)}{\pi D_o + \pi D_i} = D_o - D_i \quad (5.30)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการสำหรับหาค่า Nu ในท่อแบบนี้ มีดังนี้

1. การไหลแบบลามินาร์ปรับตัวเต็มที่แล้ว (Laminar fully developed flow) ภายในท่อข้อกันรูปวงแหวนที่มีผิวด้านหนึ่งหุ้มฉนวน และอีกด้านหนึ่งเป็นแบบอุณหภูมิผิวคงที่ ให้ใช้ค่า Nu_i และ Nu_o จากตารางที่ 5.3 สังเกตว่าในกรณีเช่นนี้เราสนใจเฉพาะ h ที่ผิวความร้อนเท่านั้น

2. เหมือนข้อ 1 แต่พื้นที่ทั้งสองเป็นฟลักซ์ความร้อนคงที่ ให้ใช้สมการในรูป

$$Nu_i = \frac{Nu_{ii}}{1 - (q''_o / q''_i) \theta_i^*} \quad (5.31)$$

$$Nu_o = \frac{Nu_{oo}}{1 - (q''_i / q''_o) \theta_o^*} \quad (5.32)$$

โดยที่ Nu_{ii} , Nu_{oo} , θ_i^* และ θ_o^* หาจากตารางที่ 5.4 ส่วนค่า q''_i และ q''_o จะมีค่าเป็นบวก (+) หรือ (-) ก็ได้ ขึ้นอยู่กับการถ่ายเทความร้อนถ้าไหลเข้าสู่ของไหลมีค่าบวก(+) ถ้าไหลออกจากของไหลจะเป็นค่า (-)

3. สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ค่าต่างๆที่กล่าวในข้อ2จะเป็นฟังก์ชันของ Re_D และ Pr อย่างไรก็ตามโดยการประมาณว่า h ที่ผิวนอกและผิวนในเท่ากัน และให้หาโดยใช้ค่า D_h แทน D กับสมการ Dittus Boelter คือสมการ(5.36)

ตารางที่ 5.1 Nu_o สำหรับการไหลแบบลามินาร์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อข้อกัน รูปวงแหวนซึ่งผิวหนึ่งหุ้มฉนวนและอีกผิวหนึ่งมีอุณหภูมิผิวคงที่

D/D_o	Nu_i	Nu_o
0	-	3.66
0.05	17.46	4.06
0.10	11.56	4.11
0.25	7.37	4.23
0.50	5.74	4.43
1.00	4.86	4.86

ตารางที่ 5.2 สำหรับฟลักซ์ความร้อนคงที่ที่ผิวทั้งสอง

D_i/D_o	Nu_i	Nu_o	θ_i	θ_o
0	-	4.364	-	0
0.05	17.81	4.792	2.18	0.0294
0.10	11.91	4.834	1.383	0.0562
0.20	8.499	4.833	0.905	0.1041
0.40	6.583	4.979	0.603	0.1823
0.60	5.912	5.099	0.473	0.2455
0.80	5.58	5.24	0.401	0.299
1.00	5.385	5.385	0.346	0.346

แต่ค่า Nu_o ที่เราใช้เราใช้ค่า Nu_o ที่อยู่ในท่อใน ซึ่งเป็นท่อร้อน เพราะเราสนใจการแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อยู่ที่ท่อภายใน จะได้สูตร Nu_o ดังนี้

$$Nu_D = \frac{h_i D_i}{k} \quad (5.33)$$

5.7 การสัมพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบเทอร์บูเลนซ์ในท่อกลม

สมการสำหรับหา Nu_x สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนซ์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมเรียบ เสนอโดย Colburn ซึ่งได้มาจาก Chilton – Colburn analogy โดยการแทนสมการลงในสมการ การเทียบคู่จะอยู่ในรูป

$$\frac{C_f}{2} = \frac{f}{8} = St Pr^{2/3} = \frac{Nu_D}{Re_D Pr} Pr^{2/3} \quad (5.34)$$

สมการของ Colburn จะเป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (5.35)$$

Dittus-Boelter ได้เสนอสมการซึ่งต่างกันเล็กน้อย เป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (5.36)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่ $n = 0.4$ สำหรับการทำให้ร้อน ($T_s > T_m$)

และ $n = 0.3$ สำหรับการทำให้เย็น ($T_s < T_m$)

สมการนี้ได้รับการยืนยันจากผลการทดลองสำหรับช่วงของเงื่อนไขดังนี้

$$0.7 \leq Pr \leq 160$$

$$Re_D \geq 10,000$$

$$L/D \geq 10$$

ตัวเลขพรันด์เทิล (Prandtl number) เป็นสมบัติการไหลเป็นอัตราส่วนระหว่างสภาพแพร่ทางโมเมนตัมสภาพแพร่ความร้อน

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/\rho c_p} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (5.37)$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (5.38)$$

เราใช้สมการ Dittus-Boelter ในการเปรียบเทียบสำหรับโครงงานนี้ด้วย โดยใช้เทียบกับค่าการทดลองของชุดทดลอง โดยเทียบที่ค่าของ Nu_D ที่ได้จากการทดลอง

5.8 วิธีการของค่าประสิทธิผล-เอ็นทียู

วิธีการของ LMTD ที่ใช้วิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนำมาใช้ประโยชน์เมื่อเราทราบค่าอุณหภูมิที่เข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและสามารถหาค่าได้ง่ายขึ้น LMTD เป็นวิธีที่ง่ายกับการคำนวณ และการไหลของความร้อน พื้นที่ผิว หรือค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อน อาจหาได้ เมื่ออุณหภูมิที่เข้าและออกเป็นค่าที่นำมาประเมินเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น วิธีการของค่าประสิทธิผลมักมีข้อได้เปรียบมากกว่าปัญหาที่ทำการวิเคราะห์ด้วยการเปรียบเทียบระหว่างประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ ซึ่งส่วนใหญ่มักใช้เป็นเหตุผลของการเลือกประเภทที่เหมาะสมที่สุดให้เป็นไปตามวัตถุประสงค์ของการถ่ายเทความร้อนนั้น

ค่า effectiveness (ϵ) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นิยามเป็นอัตราส่วนของความร้อนที่ถูกถ่ายเทจริงโดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อความร้อนที่ควรที่จะถูกถ่ายเทเป็นไปได้อย่างสูงสุด

$$\text{ประสิทธิผล} = \epsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (5.39)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่การถ่ายเทความร้อนจริง(q) หาได้จากสมดุลพลังงานกระแสของไหลร้อนหรือกระแสของไหลเย็นก็ได้

$$q = \dot{m}_c c_{pc} (T_{co} - T_{ci}) = \dot{m}_h c_{ph} (T_{hi} - T_{ho})$$

ส่วนการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ควรจะเป็น(q_{\max}) ซึ่งถูกจำกัดโดยกระแสของไหลที่มีอัตราความจุความร้อนน้อยที่สุดนั้นคือ

$$q_{\max} = \dot{m}_{pc} c_{pc} (T_{hi} - T_{ci}) \quad \text{เมื่อ } \dot{m}_c c_{pc} < \dot{m}_h c_{ph}$$

$$q_{\max} = \dot{m}_{ph} c_{ph} (T_{hi} - T_{ci}) \quad \text{เมื่อ } \dot{m}_c c_{pc} > \dot{m}_h c_{ph}$$

ดังนั้น

$$\varepsilon = \frac{(T_{co} - T_{ci})}{(T_{hi} - T_{ci})} \quad \text{ถ้า } \dot{m}_c c_{pc} < \dot{m}_h c_{ph} \quad (5.40)$$

หรือ

$$\varepsilon = \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{(T_{hi} - T_{ci})} \quad \text{ถ้า } \dot{m}_c c_{pc} > \dot{m}_h c_{ph} \quad (5.41)$$

ขนาดความร้อนสัมพัทธ์ของกระแสการไหลของพารามิเตอร์ทั้งสองเป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญมากและเพื่อที่จะทำให้เป็นปริมาณมีน้อยกว่าหนึ่งเสมอ ดังนั้นอัตราความจุ (capacity ratio) นิยามเป็น

$$C_r = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} \quad (5.42)$$

ผลคูณ UA แทนความจุการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อองศาความแตกต่างของอุณหภูมิขนาดความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้สามารถทำเป็นรูปตัวแปรไร้มิติได้โดยการอิงความจุของการเก็บสะสมของกระแสของไหลอันหนึ่ง เนื่องจากกระแสซึ่งมีอัตราความจุน้อยกว่าอีกอันจะเป็นตัวจำกัดการถ่ายเทความร้อนสูงสุด จึงต้องใช้ในรูปไร้มิติได้ ดังนั้นจำนวนของหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(number of transfer units ,NTU) นิยามเป็น

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{\min}} \quad (5.43)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่า effectiveness สามารถเขียนเป็นฟังก์ชันของ C_r และ NTU ได้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใดๆ ค่า C_r และ NTU ทั้งสองนี้เกี่ยวข้องกับเฉพาะอัตราการไหลของของไหล ความจุความร้อนขนาดของเครื่อง และค่า U เท่านั้น effectiveness จึงหาได้โดยไม่ต้องรู้อุณหภูมิใดๆ เนื่องจาก effectiveness เกี่ยวข้องเพียงอุณหภูมิทางออกของของไหลหนึ่งเท่านั้น ดังนั้นอุณหภูมิอีกอันจึงหาได้เมื่ออุณหภูมิทางเข้าทั้งสอง กำหนดให้ความสัมพันธ์ของ effectiveness และ NTU เพื่อหารูปแบบความสัมพันธ์เฉพาะของ effectiveness และ NTU เราพิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกันที่ซึ่ง $C_{\min} = C_h$ ดังนั้น $C_{\max} = C_c$ และจากสมการที่ผ่านมาได้นั้น

$$\varepsilon = \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{(T_{hi} - T_{ci})} \quad \text{และ} \quad C = C_c (T_{co} - T_{ci}) = C_h (T_{hi} - T_{ho})$$

ดังนั้น

$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(T_{co} - T_{ci})}{(T_{hi} - T_{ho})} \quad (5.44)$$

จากสมการ (5.19) เขียนได้เป็น

$$\frac{\ln(T_{ho} - T_{co})}{(T_{hi} - T_{ci})} = -UA \left(\frac{1}{C_{\min}} + \frac{1}{C_{\max}} \right) = -\frac{UA}{C_{\min}} \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right)$$

แทนด้วยสมการ (5.43) ได้

$$\frac{(T_{ho} - T_{co})}{(T_{hi} - T_{ci})} = \exp \left[-NTU \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right] \quad (5.45)$$

เทอมซ้ายมือจัดใหม่ได้

$$\frac{(T_{ho} - T_{co})}{(T_{hi} - T_{ci})} = \frac{T_{ho} - T_{hi} + T_{hi} - T_{co}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (5.46)$$

จากสมการ (5.44)

ได้ $T_{co} = T_{ci} + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} (T_{hi} - T_{ho})$ แทนใน (5.46) เป็น

$$\frac{(T_{ho} - T_{co})}{(T_{hi} - T_{ci})} = -\varepsilon + \frac{T_{hi} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{(T_{hi} - T_{ci})}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$=1-\varepsilon\left(1+\frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)$$

แทนกลับไปสมการ (5.45) ได้

$$1-\varepsilon(1+C_r) = \exp[-NTU(1+C_r)] \quad (5.47)$$

ดังนั้น

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+C_r)]}{(1+C_r)} \quad (5.48)$$

หรือ

$$NTU = \frac{-\ln[1-\varepsilon(1+C_r)]}{(1+C_r)} \quad (5.49)$$

และในทำนองเดียวกันการไหลแบบสวนทางกันจะได้เป็น

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C_r)]}{1-C_r \exp[-NTU(1-C_r)]} \quad (5.50)$$

หรือ

$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln \frac{(1-\varepsilon)}{(1-\varepsilon C_r)} \quad (5.51)$$

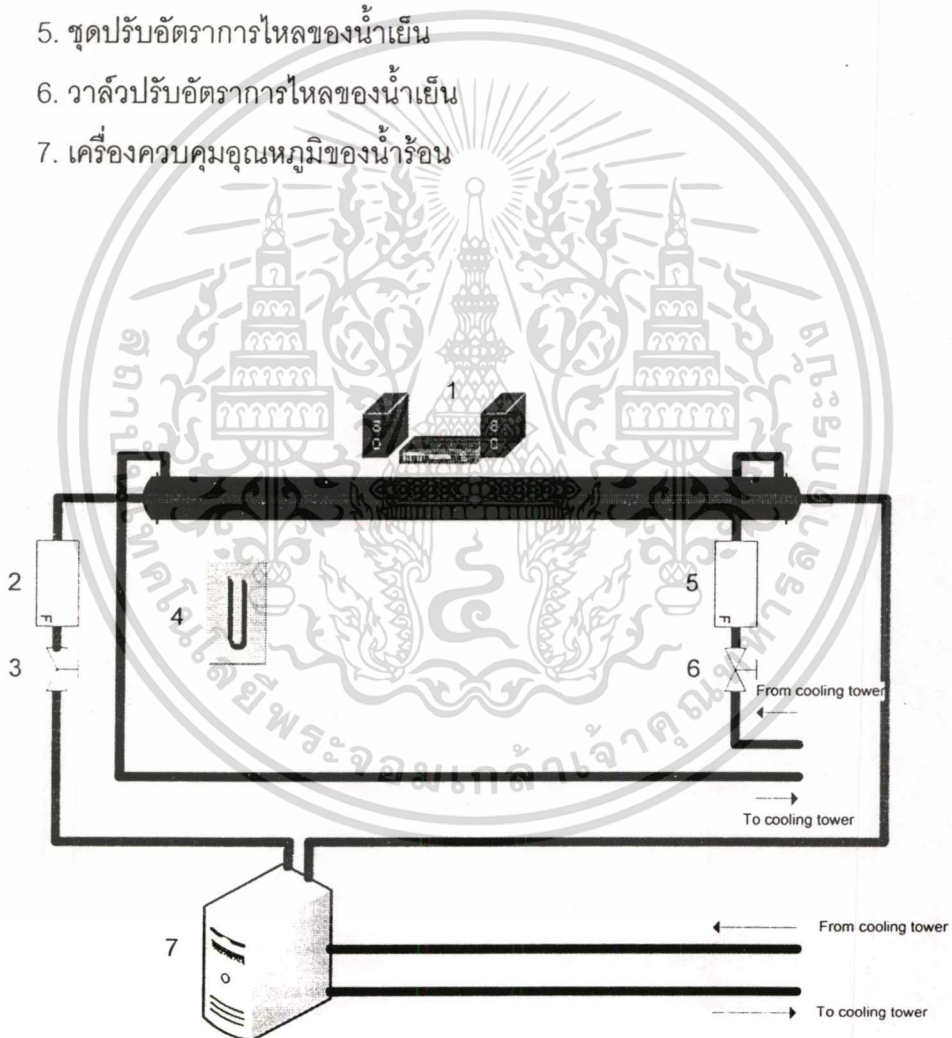
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

6.1 อุปกรณ์การทดลอง

1. ชุดวัดอุณหภูมิด้วยเทอร์โมคัปเปิ้ล
2. ชุดปรับอัตราการไหลของน้ำร้อน
3. วาล์วปรับอัตราการไหลของน้ำร้อน
4. U tube วัดความดัน
5. ชุดปรับอัตราการไหลของน้ำเย็น
6. วาล์วปรับอัตราการไหลของน้ำเย็น
7. เครื่องควบคุมอุณหภูมิของน้ำร้อน



รูปที่ 6.1 ชุดทดลองการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน

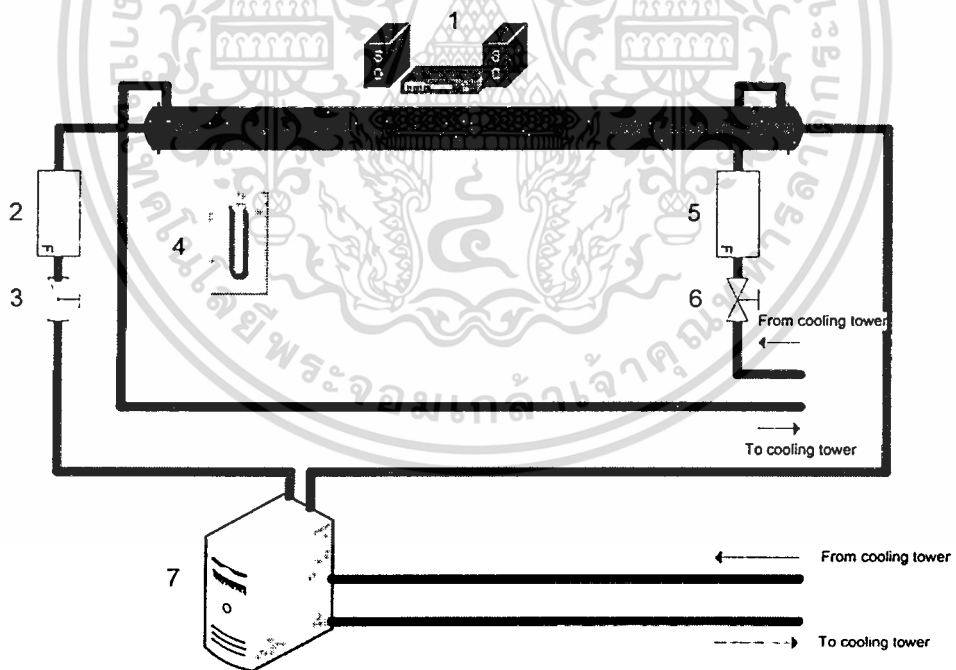
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

6.1 อุปกรณ์การทดลอง

1. ชุดวัดอุณหภูมิด้วยเทอร์โมคัปเปิ้ล
2. ชุดปรับอัตราการไหลของน้ำร้อน
3. วาล์วปรับอัตราการไหลของน้ำร้อน
4. U tube วัดความดัน
5. ชุดปรับอัตราการไหลของน้ำเย็น
6. วาล์วปรับอัตราการไหลของน้ำเย็น
7. เครื่องควบคุมอุณหภูมิของน้ำร้อน



รูปที่ 6.1 ชุดทดลองการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน

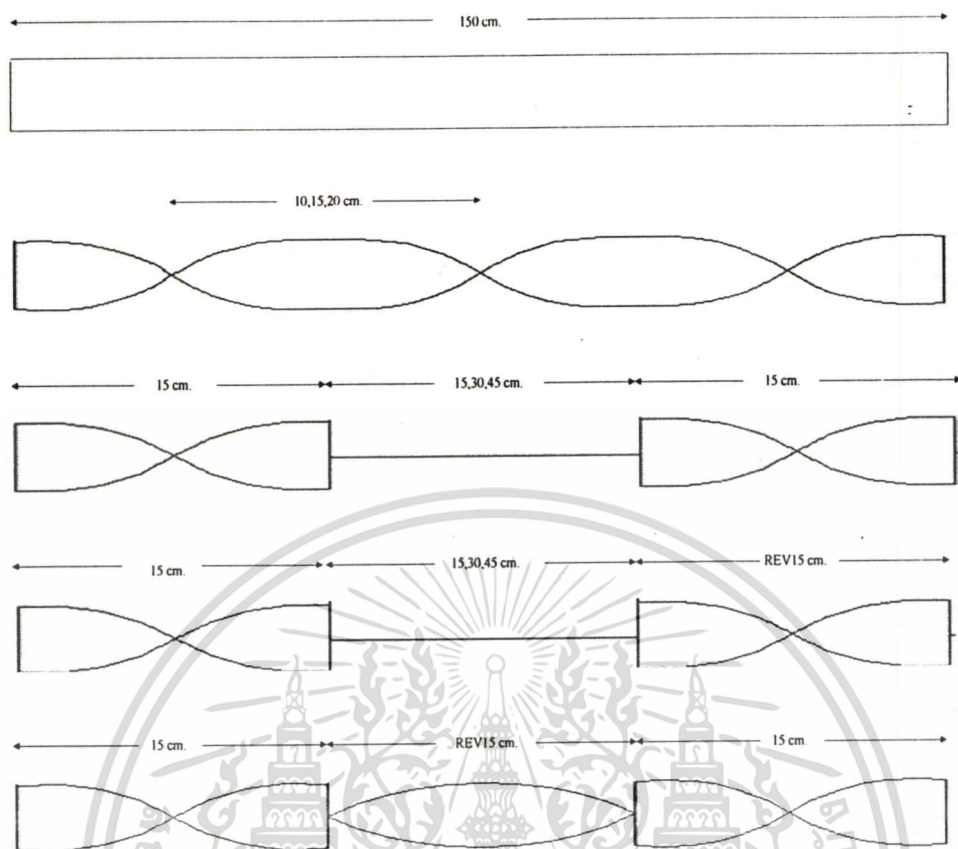
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2 การเตรียมการทดลอง

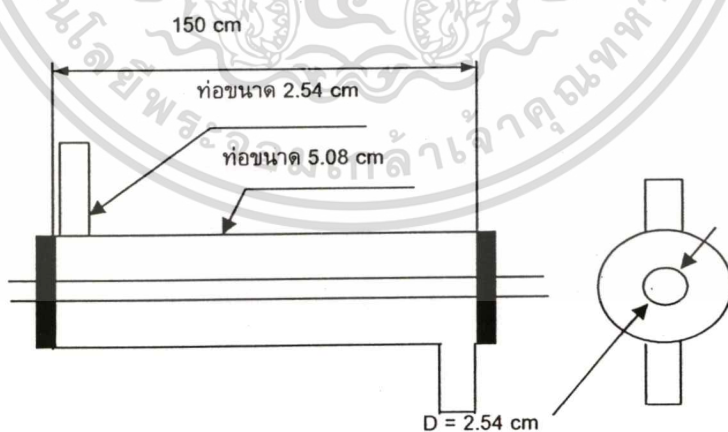
1. เปิดวาล์วน้ำเย็นจาก cooling tower ให้ไหลเวียนภายในระบบ
2. กวดสิทซ์ให้เครื่องควบคุมอุณหภูมิของน้ำร้อนทำงาน โดยตั้งค่าอุณหภูมิไว้ที่ 80°C
3. เปิดวาล์วน้ำร้อน ให้ไหลเวียนภายในระบบจนอุณหภูมิของน้ำร้อนคงที่
4. เมื่ออุณหภูมิของน้ำร้อนถึง ปรับวาล์วของน้ำร้อนให้ไหลผ่านโรตاميเตอร์ที่มีขนาด 50-500 L/hr. โดยจะปรับอัตราการไหลไว้ที่ 50 L/hr. เพื่อให้ น้ำไหลหมุนเวียนภายในระบบ

6.3 ขั้นตอนการทดลอง

1. ทดลองโดยใช้ท่อเรียบก่อน
2. ปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นไว้ที่ 100 L/hr. โดยดูอัตราการไหลจากโรตاميเตอร์
3. ปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนที่ 50 L/hr เพิ่มทีละ 25 L/hr จนถึง 450 L/hr โดยดูอัตราการไหลจาก โรตاميเตอร์
4. เมื่ออุณหภูมิทางเข้าของน้ำร้อน $T_{hi} = 80^{\circ}\text{C}$ ให้อ่านค่า T_{ho} , T_{co} , T_{ci} และ Pressure drop แล้วบันทึกผลการทดลองในตารางการทดลอง
5. เมื่อทำการทดลองท่อเรียบเสร็จแล้ว ต่อกไปทดลองใส่แผ่นบิดขนาดต่าง ๆ ลงไปแล้วให้ทำตามขั้นตอน เหมือนท่อเรียบจากข้อ 1-4
 - นำแผ่นเรียบ
 - แผ่นบิดเต็มที่มีขนาด 10,15,20 cm
 - แผ่นบิดกลับเต็มที่มีระยะพิตช์ 15 cm
 - แผ่นบิดแบ่งเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 15 , 30 , 45 cm
 - แผ่นบิดกลับแบ่งเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 15, 30 , 45 cm

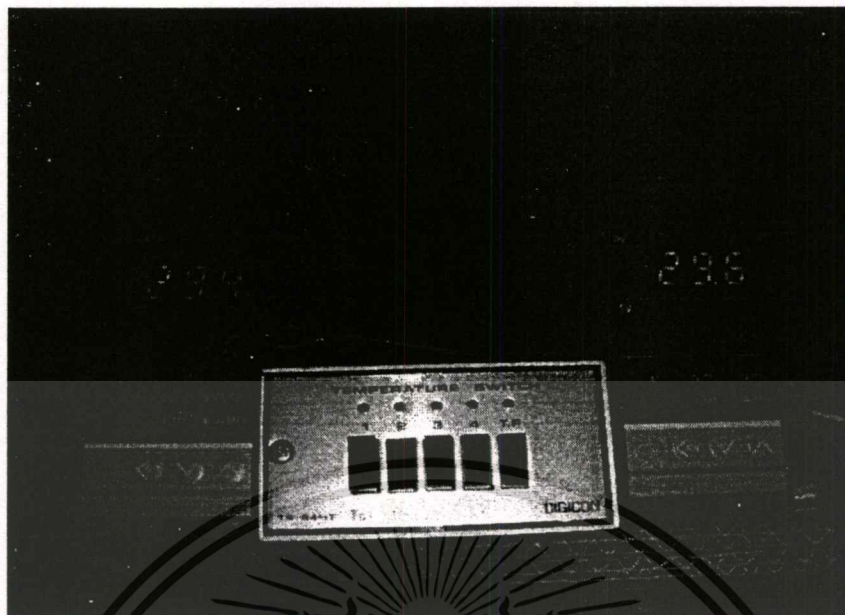


รูปที่ 6.2 แผนบิตที่ใช้ในการทดลองใส่ในท่อน้ำร้อน

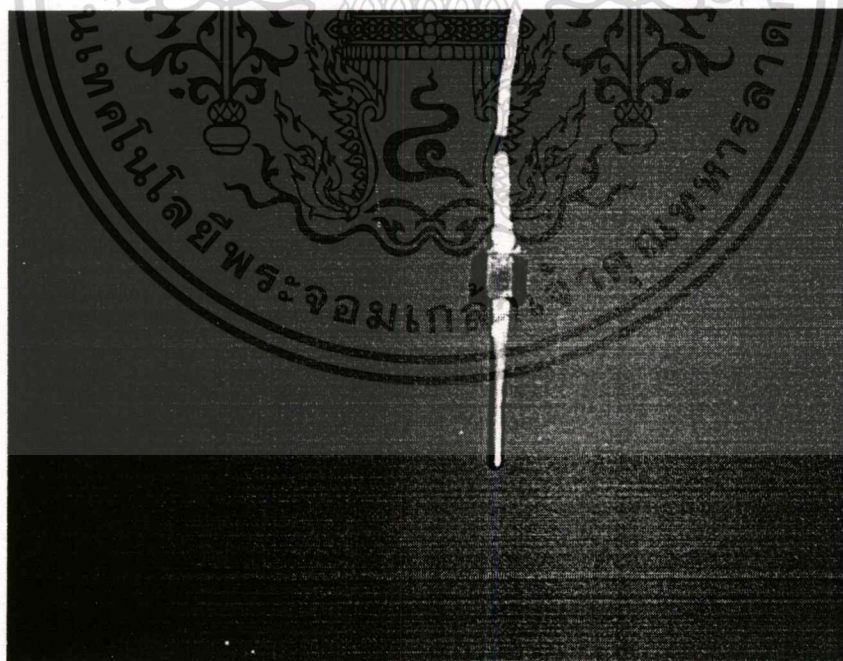


รูปที่ 6.3 ขนาดชุด shell and tube

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.4 รูปเครื่องอ่านค่าอุณหภูมิและตัวควบคุมอุณหภูมิ

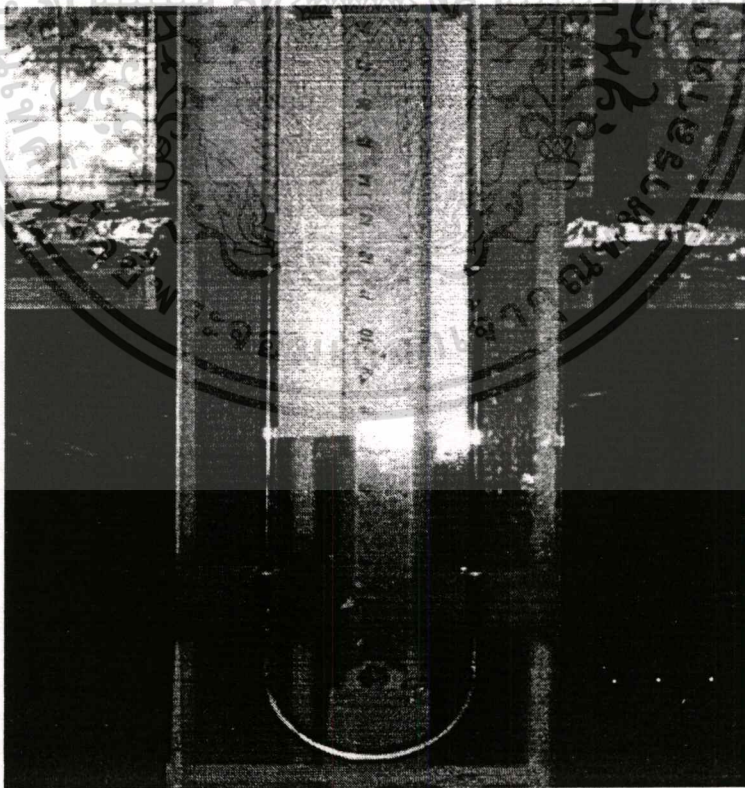


รูปที่ 6.5 รูปเซนเซอร์จับอุณหภูมิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

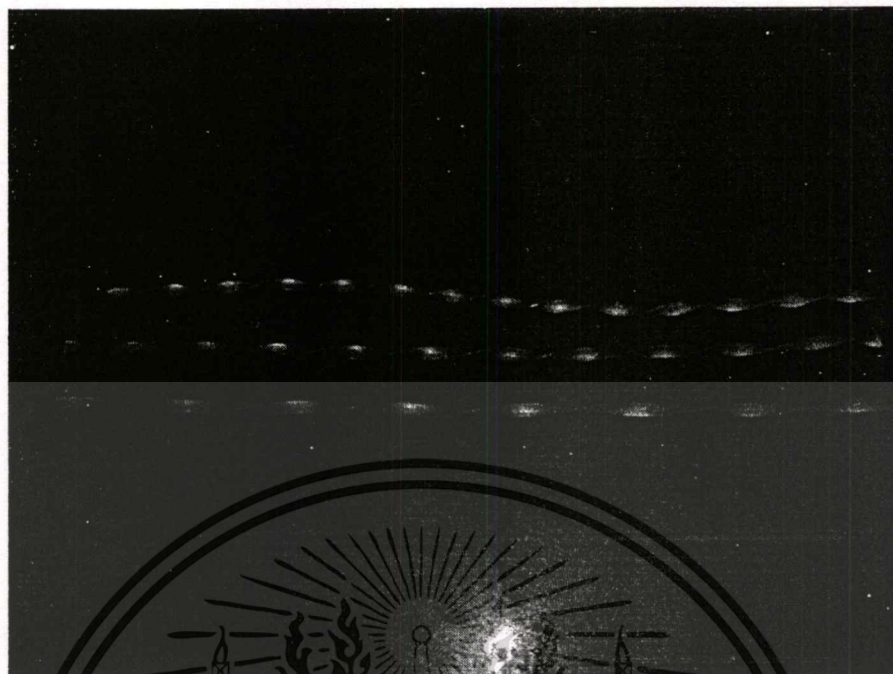


รูปที่ 6.6 รูปชุดปรับอัตราการไหลของน้ำ

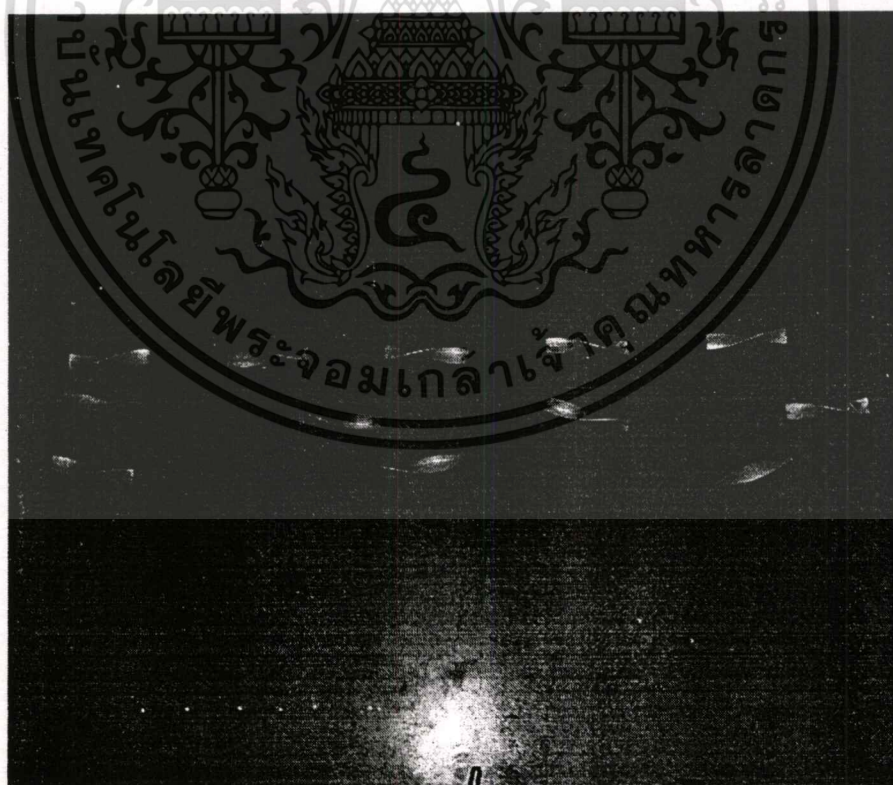


รูปที่ 6.7 รูปมานอมิเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.8 รูปแผ่นบิดเต็มที่มีขนาด 10,15,20 cm



รูปที่ 6.9 รูปแผ่นบิดแบ่งเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 15 , 30 , 45 cm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.10 รูปแผ่นบิดกลับเต็มที่มีระยะพิตช์ 15 cm, แผ่นบิดกลับแบ่งเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 15 cm
ช่วงกลับ 15, 30, 45 cm และแผ่นเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.4 การวิเคราะห์ข้อมูล

การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย

$$Q = UA\Delta T_m \quad (1)$$

โดยที่

$$\Delta T_m = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} \quad (2)$$

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co} \quad (3)$$

$$\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci} \quad (4)$$

$$A = \pi D_i L \quad (5)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (6)$$

$$Q = (Q_h + Q_c) / 2 \quad (7)$$

การถ่ายเทความร้อนของท่อน้ำร้อน

$$Q_h = m_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) \quad (8)$$

การถ่ายเทความร้อนของท่อน้ำเย็น

$$Q_c = m_c C_{pc} (T_{co} - T_{ci}) \quad (9)$$

การหาค่า Nusselt number (Nu)

$$Nu_o = \frac{h_o D_H}{k_f} \quad (10)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่

$$D_H = \frac{4(\pi/4)(D_o^2 - D_i^2)}{\pi D_o - \pi D_i} \quad (11)$$

$$= D_o - D_i \quad (12)$$

$$Nu_h = \frac{h_i D_i}{k_h} \quad (13)$$

$$Nu = 0.023 Re_c^{4/5} Pr^n \quad (14)$$

จาก Pr Number

ที่ค่า $n = 0.4$ สำหรับการทำให้ร้อน ($T_s > T_m$)

ที่ค่า $n = 0.3$ สำหรับการทำให้เย็น ($T_s < T_m$)

$$Re_o = \frac{V_o D_H}{\nu_c} \quad (15)$$

การหาค่า Reynolds number

$$Re_h = \frac{V_i D_H}{\nu_h} \quad (16)$$

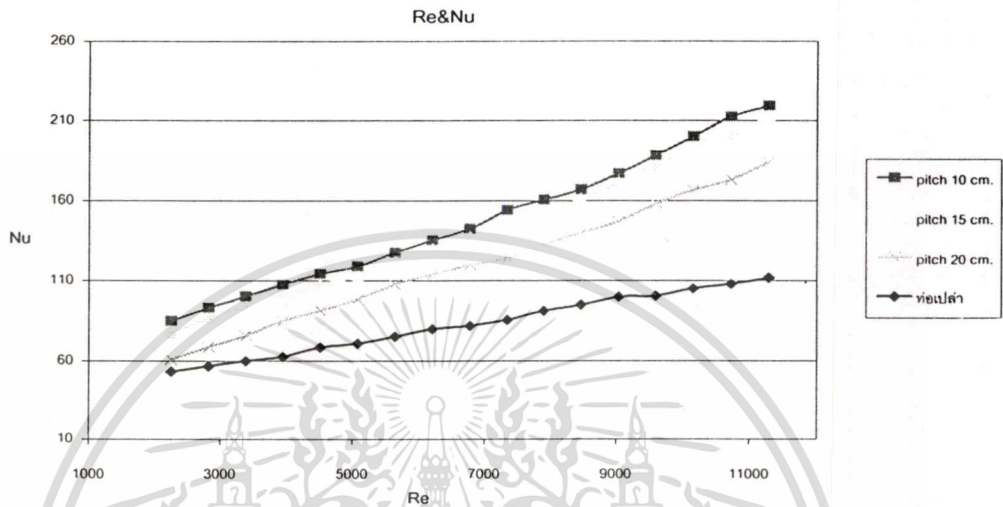
$$\frac{\Delta P}{\rho g} = f \frac{L u_m^2}{D_i 2g} \quad (17)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 7

ผลการทดลองและการวิเคราะห์

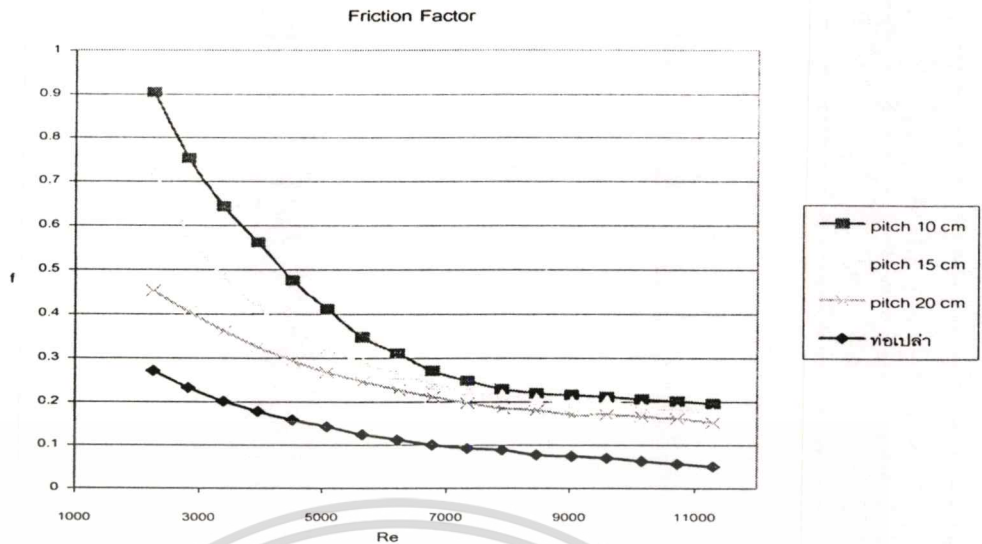
7.1 อิทธิพลของระยะ pitch ของใบบิดเต็ม



รูปที่ 7.1 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re เปรียบเทียบ ท่อเรียบ กับ ใบบิดเต็ม

ก. การถ่ายเทความร้อน (Nu)

จะเห็นได้ว่าที่ระยะพิทช์ 10 cm จะมีค่า Nu สูงกว่าแผ่นบิดที่มีระยะพิทช์เท่ากับ 15 cm และ 20 cm ตามลำดับซึ่งค่า Nu เป็นตัวบ่งชี้ถึงค่าการถ่ายเทความร้อน จากกราฟรูปที่ 7.1 ที่ค่า Re ต่ำๆ หรือค่าการไหลแบบปั่นป่วนต่ำๆ การถ่ายเทความร้อนจะไม่ค่อยดีนัก และที่แผ่นบิดระยะพิทช์เท่ากับ 10 cm จะมีค่าการถ่ายเทความร้อนดีกว่าระยะพิทช์ 15 cm และ 20 cm ตามลำดับ จากกราฟโดยรวมแล้วสามารถบอกได้ว่าแบบแผ่นบิดเต็มมีการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าแบบท่อเปล่า และทำให้เห็นว่า ค่า Nu หรือค่าการถ่ายเทความร้อนจะแปรผันตามค่า Re การไหลแบบปั่นป่วนของระยะพิทช์ 10 cm มีลักษณะการบิดโค้งงอมาก ทำให้มีค่าความต้านทานจากแรงเสียดทานมาก จึงทำให้ค่าแรงเสียดทานของระยะ พิตช์ 10 cm สูงกว่าแบบระยะพิทช์ 15 cm และ 20 cm ด้วย

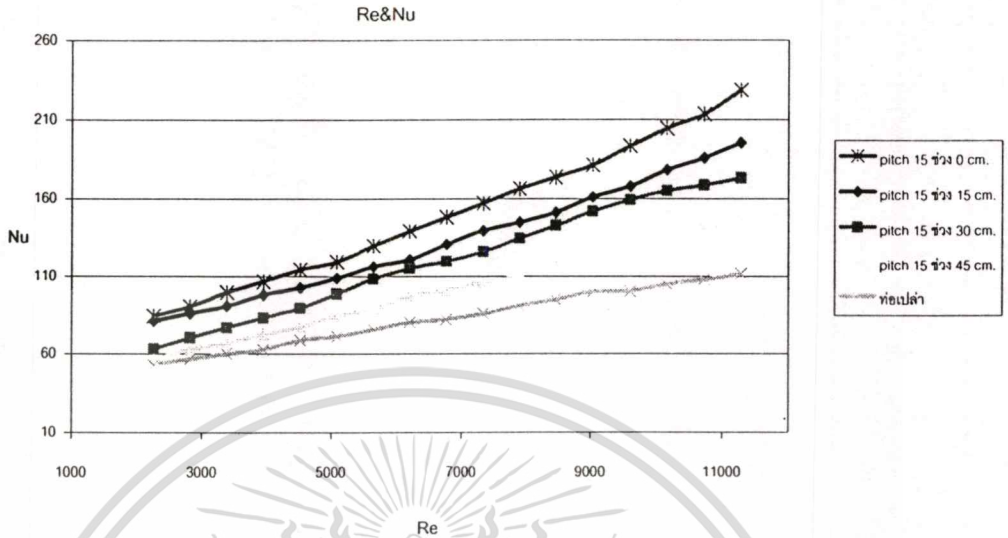


รูปที่ 7.2 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า f กับ Re เปรียบเทียบ ท่อเรียบ กับ ใบบิดเต็ม

ข. ความดันตกคร่อม (ΔP)

จะเห็นได้ว่า ที่ค่า Re ต่ำๆ ระยะพิตช์ 10 cm จะมีค่า f สูงกว่าแผ่นบิดที่มีระยะพิตช์ 15 cm และ 20 cm ตามลำดับ ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับท่อเปล่าที่ค่าความปั่นป่วนสูงๆ (Re) จะมีค่า f ไม่แตกต่างกันมากนัก หรือค่าความดันลดลง เนื่องจากแผ่นบิดระยะพิตช์ 10 cm มีการโค้งงอมาก หรือมีระยะพิตช์ที่น้อย มีแรงเสียดทานทำให้ของไหลมีความเร็วของของไหลลดลงก็ทำให้ความดันลดลงตามไปด้วย

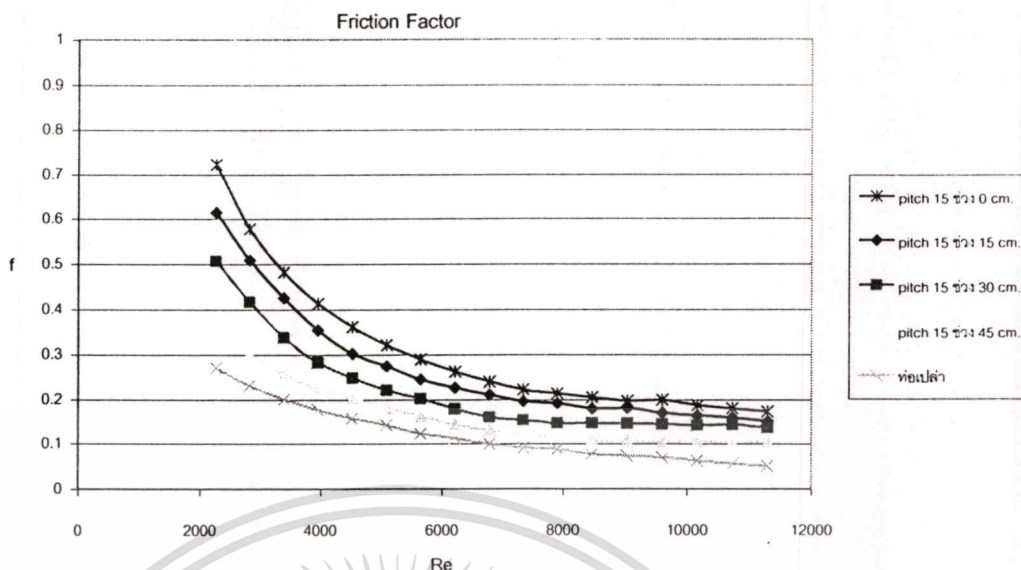
7.2 อิทธิพลของระยะช่วงใส่ใบบิด



รูปที่ 7.3 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re เปรียบเทียบท่อเรียบ และ ใบบิดแบบช่วง

ก. การถ่ายเทความร้อน (Nu)

จะเห็นได้ว่าช่วงเริ่มต้นหรือช่วงค่า Re ต่ำๆ ค่า Nu จะไม่แตกต่างกันมากนัก ที่ระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 0 cm (แผ่นบิดเต็ม) จะมีค่า Nu สูงกว่าแบบช่วง 15 cm, ช่วง 30 cm และช่วง 45 cm ตามลำดับจะเห็นว่าถ้าค่า Re สูงขึ้นการไหลแบบปั่นป่วนแผ่นบิดที่มีระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 0 cm (แผ่นบิดเต็ม) ซึ่งมีลักษณะการบิดโค้งต่อเนื่อง จึงมีค่าความปั่นป่วนมาก หรือค่า Re มาก ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อน (Nu) มีค่ามากกว่าแบบเป็นช่วง 15 cm, 30 cm และ 45 cm เนื่องจากแผ่นบิด แบบช่วงเหล่านี้มีช่องว่างให้ของไหลมีเวลาในการไหลแบบปั่นป่วนทำให้การไหลแบบปั่นป่วนลดน้อยลงตามความห่างของช่วงห่าง แต่อย่างไรก็ตามจากกราฟจะเห็นว่า ไม่ว่าจะเป็แผ่นบิดเต็มหรือแบบช่วง 15 cm, 30 cm และ 45 cm ต่างก็มีค่า Re และค่า Nu สูงกว่าท่อเปล่า ตามลำดับ

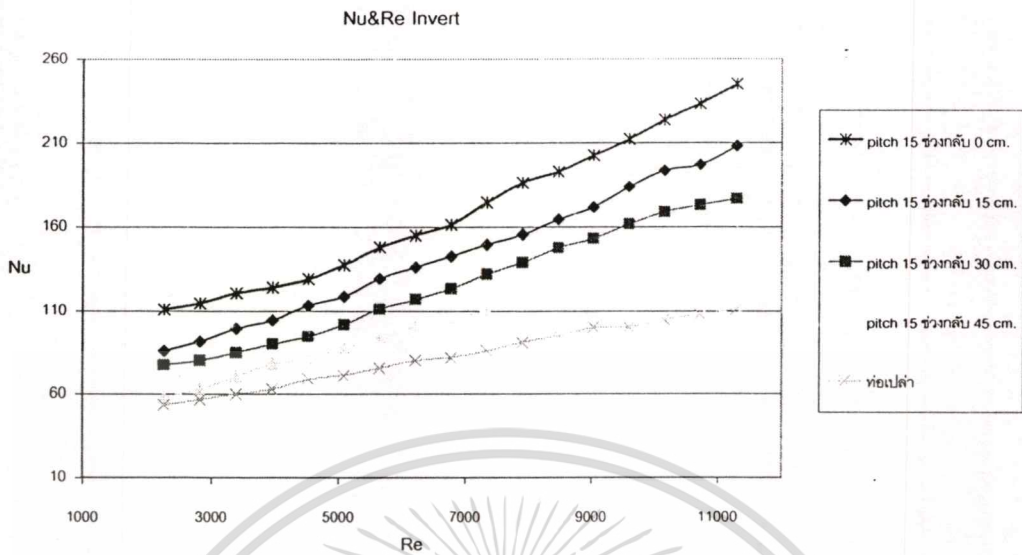


รูปที่ 7.4 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า f กับ Re เปรียบเทียบท่อเรียบ และ ใบบิดแบบช่วง

ข. ความดันตกคร่อม (ΔP)

ที่ระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 0 cm (แผ่นบิดเต็ม) จะมีค่า f สูงกว่าแบบช่วง 15 cm , ช่วง 30 cm และช่วง 45 cm ตามลำดับ ซึ่งจะเห็นว่าแผ่นบิดเต็ม ช่วงแรกๆหรือที่ค่าความปั่นป่วนต่ำๆค่าแรงเสียดทานจะสูงหรือค่าความดันสูงเมื่อค่า Re สูงขึ้นหรือค่าความปั่นป่วนสูงขึ้นจะทำให้ค่าความดันลดลง ซึ่งในทำนองเดียวกันกับแบบช่วง 15 cm , ช่วง 30 cm และช่วง 45 cm ที่ค่าความปั่นป่วนสูงมากขึ้น ค่าความดันจะลดลงจนมีค่าไม่แตกต่างกันมากนัก แต่สุดท้ายแล้ว ไม่ว่าจะเป็แบบแผ่นบิดเต็มและแผ่นบิดแบบช่วง 15 cm , ช่วง 30 cm และช่วง 45 cm และท่อเปล่าจะมีค่า f ลดลง และความดันลดลงจนใกล้เคียงกัน

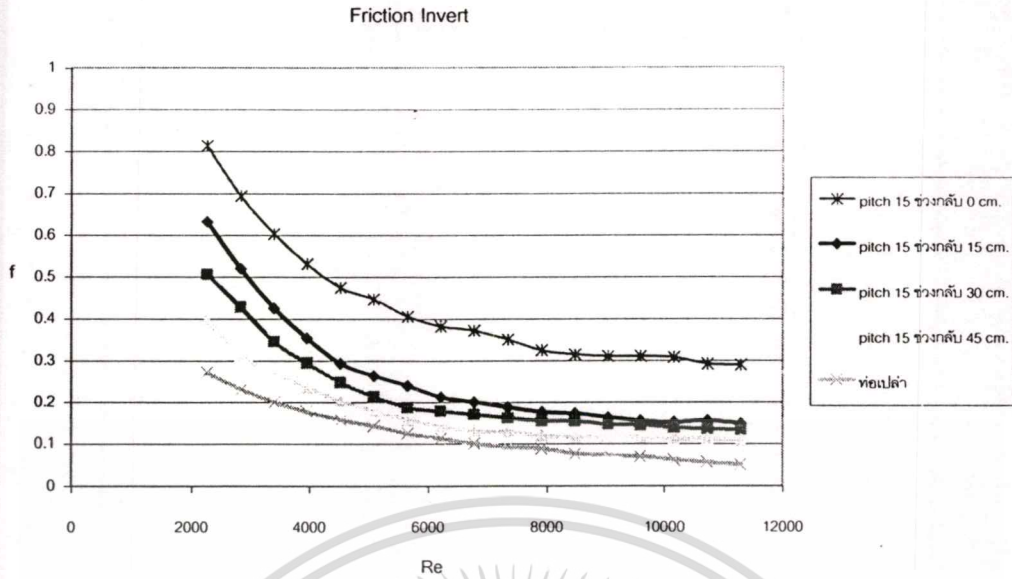
7.3 อิทธิพลของใบปิดสลับทิศหมุน



รูปที่ 7.5 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re เปรียบเทียบท่อเรียบและใบปิดแบบกลับทาง

ก. การถ่ายเทความร้อน (Nu)

จะเห็นได้ว่าช่วงเริ่มต้นหรือช่วงค่า Re ต่ำๆ ค่า Nu จะไม่แตกต่างกันมากนัก ที่ระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 0 cm (แผ่นปิดกลับเต็ม) จะมีค่า Nu สูงกว่าแบบช่วงกลับ 15 cm , ช่วงกลับ 30 cm และช่วงกลับ 45 cm ตามลำดับจะเห็นว่าถ้าค่า Re สูงขึ้นการไหลแบบปั่นป่วนแผ่นปิดที่มีระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 0 cm (แผ่นปิดกลับเต็ม) ซึ่งมีลักษณะการบิดโค้งต่อเนื่อง จึงมีค่าความปั่นป่วนมาก หรือค่า Re มาก ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อน (Nu) มีค่ามากกว่าแบบเป็นช่วงกลับ 15 cm , ช่วงกลับ 30 cm และช่วงกลับ 45 cm เนื่องจากแผ่นปิด แบบช่วงกลับเหล่านี้มีช่องว่างให้ของไหลมีเวลาในการไหลแบบปั่นป่วนทำให้การไหลแบบปั่นป่วนลดน้อยลงตามความห่างของช่วงห่าง แต่อย่างไรก็ตาม จากกราฟจะเห็นว่า ไม่ว่าจะเป็แผ่นปิดเต็มหรือแบบช่วงกลับ 15 cm , ช่วงกลับ 30 cm และช่วงกลับ 45 cm ต่างก็มีค่า Re และค่า Nu สูงกว่าท่อเปล่า ตามลำดับ

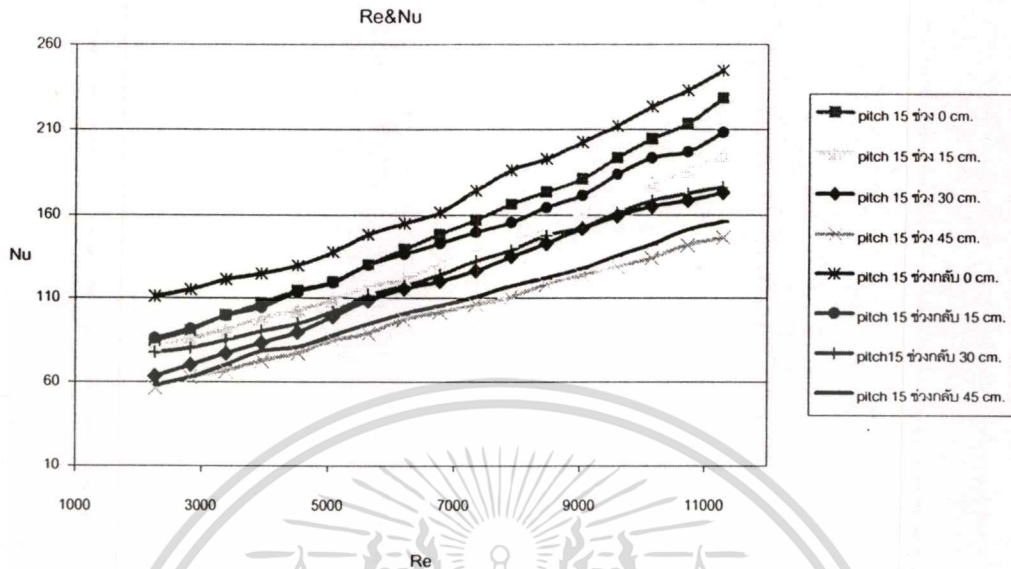


รูปที่ 7.6 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า f กับ Re เปรียบเทียบท่อเรียบและใบพัดแบบกลับทาง

ข. ความดันตกคร่อม (ΔP)

ที่ระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 0 cm (แผ่นปิดกลับเต็ม) จะมีค่า f สูงกว่าแบบช่วงกลับ 15 cm , ช่วงกลับ 30 cm และช่วงกลับ 45 cm ตามลำดับ ซึ่งจะเห็นว่าแผ่นปิดกลับเต็ม ช่วงแรกๆหรือที่ค่าความปั่นป่วนต่ำๆค่าแรงเสียดทานจะสูงหรือค่าความดันสูงเมื่อค่า Re สูงขึ้นหรือค่าความปั่นป่วนสูงขึ้น จะทำให้ค่าความดันลดลง ซึ่งในทำนองเดียวกันกับแบบ ช่วงกลับ 15 cm , ช่วงกลับ 30 cm และช่วงกลับ 45 cm ที่ค่าความปั่นป่วนสูงมากขึ้น ค่าความดันจะลดลงจนมีค่าไม่แตกต่างกันมากนัก แต่สุดท้ายแล้ว ไม่ว่าจะ เป็นแบบแผ่นปิดกลับเต็มและแผ่นปิดแบบช่วงกลับ 15 cm , ช่วงกลับ 30 cm และช่วงกลับ 45 cm และท่อเปล่าจะมีค่า f ลดลง และความดันลดลงจนใกล้เคียงกัน

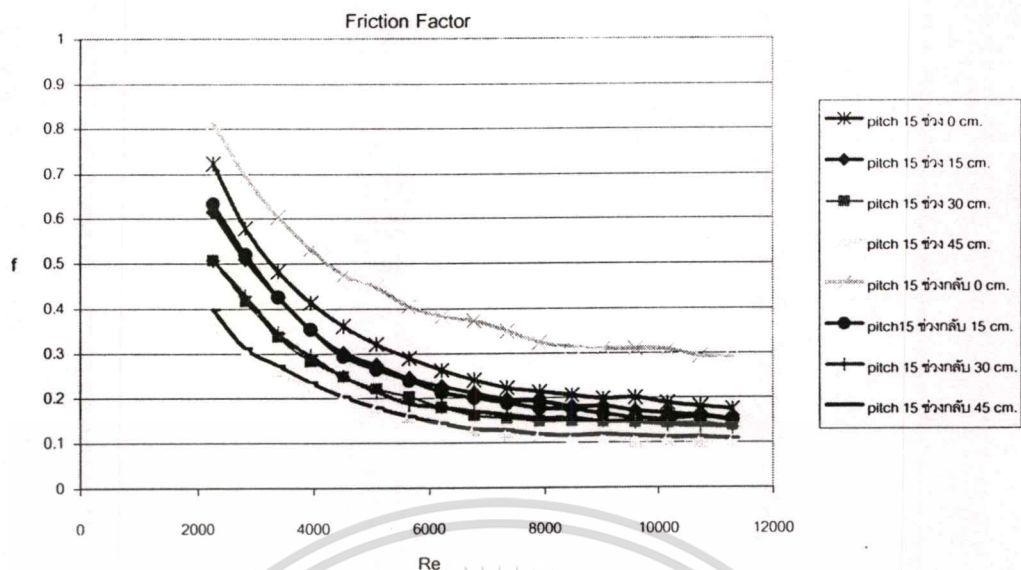
7.4 อิทธิพลของระยะช่วงใส่ใบปิดและใบปิดสลับทิศหมุน



รูปที่ 7.7 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re เปรียบเทียบระยะช่วงใส่ใบปิดและใบปิดสลับทิศหมุน

ก. การถ่ายเทความร้อน (Nu)

จากกราฟเมื่อเปรียบเทียบระหว่างแผ่นปิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 0 cm (แผ่นปิดกลับทางเต็ม) และแผ่นปิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 0 cm (แผ่นปิดกลับเต็ม) จะเห็นว่าที่ช่วงเริ่มต้นหรือช่วงค่า Re ต่ำๆ จนถึงช่วงปลายๆ หรือค่า Re สูงๆ แผ่นปิดกลับทางเต็มมีค่าการถ่ายเทความร้อนหรือ Nu ดีกว่าแบบแผ่นปิดเต็ม อาจเนื่องมาจากว่า แผ่นปิดกลับทางเต็มของไหลมีการหมุนวนกลับทางอย่างรวดเร็ว ในช่วงของแผ่นปิดสลับทิศ ทำให้เกิดการปั่นป่วนมากๆ หรือค่า Re สูงๆ ทำให้การถ่ายเทความร้อนดีขึ้น หรือ ค่า Nu มีค่ามากขึ้น ในทำนองเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบระหว่าง แผ่นปิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 15 cm และแผ่นปิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 15 cm, แผ่นปิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 30 cm และแผ่นปิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 30 cm และ แผ่นปิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 45 cm และแผ่นปิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 45 cm แผ่นปิดแบบช่วงกลับ มีค่าการถ่ายเทความร้อนหรือ Nu ดีกว่าแบบแผ่นปิดแบบช่วงธรรมดา เมื่อเปรียบเทียบที่ช่วงห่างเดียวกัน

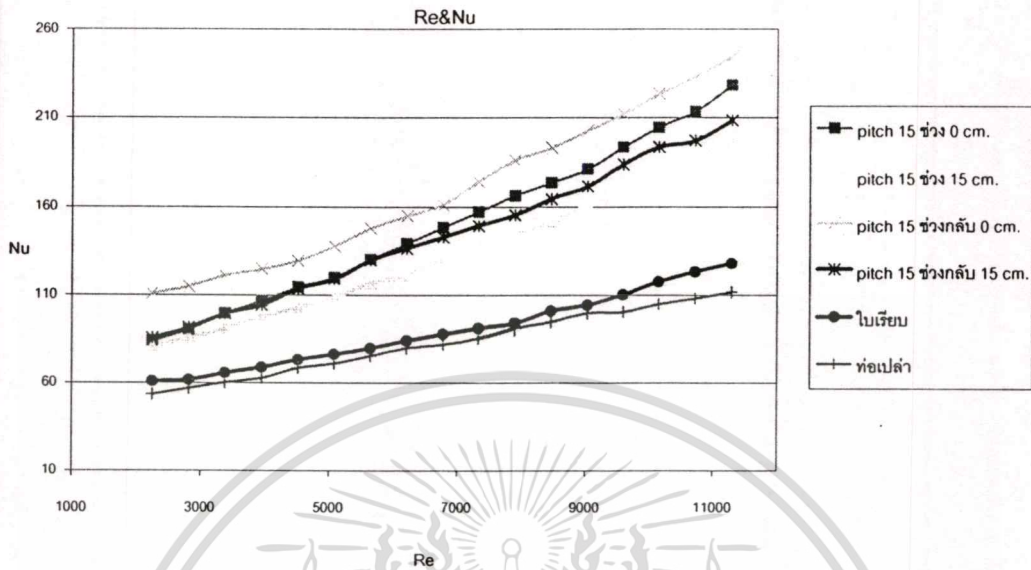


รูปที่ 7.8 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า f กับ Re เปรียบเทียบระยะช่วงใส่ไบบิดและไบบิดสลับทิศหมุน

ข. ความดันตกคร่อม (ΔP)

เมื่อเปรียบเทียบระหว่างแผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 0 cm (แผ่นบิดกลับทางเต็ม) และแผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 0 cm (แผ่นบิดเต็ม) จะเห็นว่าแผ่นบิดกลับทางเต็ม จะมีค่า f ไม่เท่ากับแผ่นบิดเต็ม อาจเนื่องมาจากว่าแผ่นบิดกลับทางเต็ม มีการเชื่อมต่อระหว่างช่วงแผ่นบิดธรรมดากับช่วงแผ่นบิดแบบสลับทิศ มีมุมตั้งฉากกัน จึงทำให้การไหลของของไหลไม่ต่อเนื่อง ทำให้แผ่นบิดแบบกลับทางเต็มมีค่า f สูงกว่าแบบแผ่นบิดเต็ม และเมื่อเปรียบเทียบระหว่าง แผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 15 cm และแผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 15 cm, แผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 30 cm และแผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 30 cm และ แผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 45 cm และแผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 45 cm แผ่นบิดแบบช่วงกลับ จะมีค่า f ไม่เท่ากับแผ่นบิดแบบช่วงธรรมดา เนื่องจาก แผ่นบิดแบบช่วงกลับและแผ่นบิดแบบช่วง มีช่วงห่างเท่ากัน ทำให้ของไหลมีการหมุนวนแบบต่อเนื่องเท่าๆกัน ทำให้ค่า f และค่าความดันเท่ากัน เมื่อเปรียบเทียบที่ช่วงห่างเดียวกัน

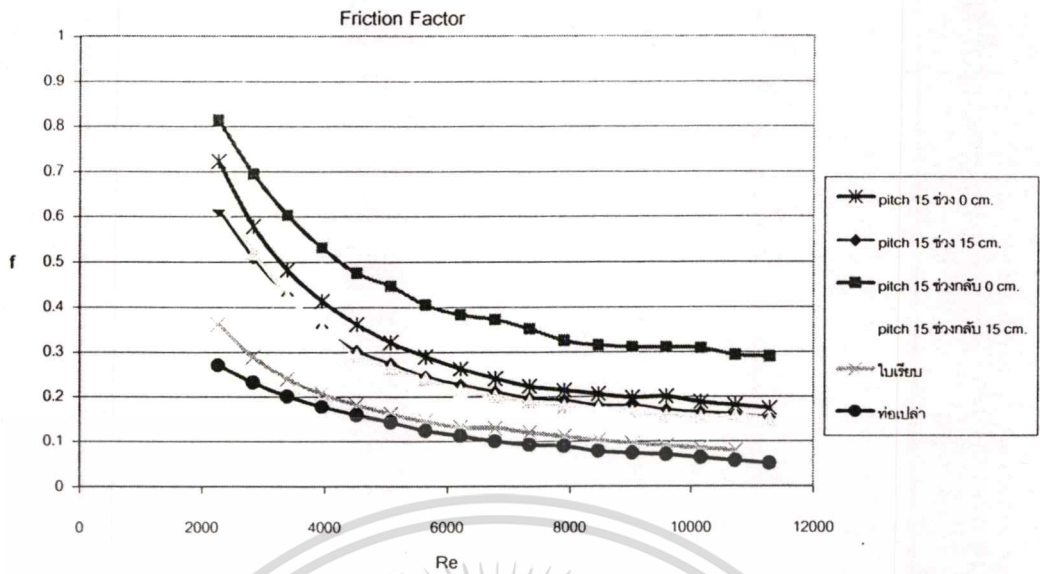
7.5 เปรียบเทียบการใส่แผ่นบิดแบบต่างๆ



รูปที่ 7.9 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re เปรียบเทียบใบบิดทุกชนิด

ก. การถ่ายเทความร้อน (Nu)

จากกราฟเปรียบเทียบการใส่แผ่นบิดแบบต่างๆ สามารถสรุปได้ว่า แผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ชั่วงกลับ 0 cm (แผ่นบิดกลับทางเต็ม) มีการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าแผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ชั่วง 0 cm (แผ่นบิดเต็ม), แผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ชั่วงกลับ 15 cm, แผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ชั่วง 15 cm, ใบเรียบ และ ท่อเรียบ ตามลำดับ เนื่องจากว่า แผ่นบิดกลับทางเต็ม ของไหลมีการหมุนวนกลับทางอย่างรวดเร็ว ในช่วงของแผ่นบิดสลับทิศทำให้เกิดการปั่นป่วนมากๆ หรือค่า Re สูงๆ ทำให้การถ่ายเทความร้อนดีขึ้น หรือ ค่า Nu มีค่ามากขึ้น ในทำนองเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบระหว่าง แผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ชั่วงกลับ 15 cm และแผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ชั่วง 15 cm แผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ชั่วงกลับ 15 cm มีการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่า แผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ชั่วง 15 cm เช่นกัน และเมื่อเปรียบเทียบระหว่างใบเรียบกับท่อเปล่า ใบเรียบสามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่า ท่อเปล่า เนื่องจากว่า การใส่ใบเรียบเข้าไปเป็นการเพิ่มพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อน ทำให้ใบเรียบถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่า ท่อเปล่า

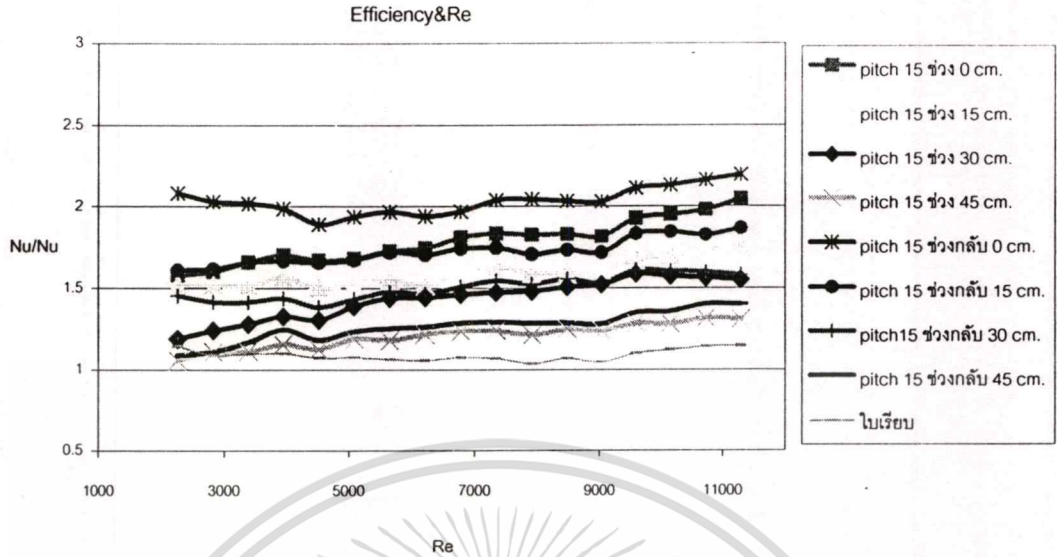


รูปที่ 7.10 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า f กับ Re เปรียบเทียบใบพัดทุกชนิด

ข. ความดันตกคร่อม (ΔP)

เมื่อเปรียบเทียบระหว่างแผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 0 cm (แผ่นบิดกลับทางเต็ม) และแผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 0 cm (แผ่นบิดเต็ม) จะเห็นว่าแผ่นบิดกลับทางเต็ม จะมีค่า f ไม่เท่ากับแผ่นบิดเต็ม อาจเนื่องมาจากว่าแผ่นบิดกลับทางเต็ม มีการเชื่อมต่อระหว่างช่วงแผ่นบิดธรรมดากับช่วงแผ่นบิดแบบสลับทิศ มีมุมตั้งฉากกัน จึงทำให้การไหลของของไหลไม่ต่อเนื่อง ทำให้แผ่นบิดแบบกลับทางเต็มมีค่า f สูงกว่าแบบแผ่นบิดเต็ม และเมื่อเปรียบเทียบระหว่าง แผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 15 cm และแผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 15 cm, แผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 30 cm และแผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 30 cm และ แผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 45 cm และแผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 45 cm แผ่นบิดแบบช่วงกลับ จะมีค่า f ไม่เท่ากับแผ่นบิดแบบช่วงธรรมดา เนื่องจาก แผ่นบิดแบบช่วงกลับและแผ่นบิดแบบช่วง มีช่วงห่างเท่ากัน ทำให้ของของไหลมีการหมุนวนแบบต่อเนื่องเท่าๆกัน ทำให้ค่า f และค่าความดันเท่ากัน เมื่อเปรียบเทียบที่ช่วงห่างเดียวกัน

7.6 เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพของการใส่แผ่นบิดแบบต่างๆ



รูปที่ 7.11 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า η_{Nu} กับ Re เปรียบเทียบการใส่แผ่นบิดแบบต่างๆ

จากกราฟจะเห็นว่า ค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใส่แผ่นบิดระยะพิทช์ 15 cm ช่วงกลับ 0 cm (แผ่นบิดกลับทางเต็ม) เมื่อเทียบกับท่อเปล่า มีค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีกว่าแผ่นบิดชนิดอื่นๆ ซึ่งมีค่าประสิทธิภาพอยู่ที่ 1.89-2.13 ถัดมาก็จะเป็นแผ่นบิดระยะพิทช์ 15 cm ช่วง 0 cm (แผ่นบิดกลับเต็ม) มีค่าประสิทธิภาพอยู่ที่ 1.57-2.04 , แผ่นบิดระยะพิทช์ 15 cm ช่วงกลับ 15 cm มีค่าประสิทธิภาพอยู่ที่ 1.61 -1.86 , แผ่นบิดระยะพิทช์ 15 cm ช่วง 15 cm มีค่าประสิทธิภาพอยู่ที่ 1.52-1.75, แผ่นบิด ระยะพิทช์ 15 cm ช่วงกลับ 30 cm มีค่าประสิทธิภาพอยู่ที่ 1.38-1.60 , แผ่นบิดระยะพิทช์ 15 cm ช่วง 30 cm มีค่าประสิทธิภาพอยู่ที่ 1.24-1.56 , แผ่นบิดระยะพิทช์ 15 cm ช่วงกลับ 45 cm มีค่าประสิทธิภาพอยู่ที่ 1.09-1.40 ,แผ่นบิดระยะพิทช์ 15 cm ช่วง 45 cm มีค่าประสิทธิภาพอยู่ที่ 1.05-1.32 และใบเรียบ มีค่าประสิทธิภาพอยู่ที่ 1.09-1.15 ตามลำดับ จากกราฟจะเห็นว่าค่าประสิทธิภาพแต่ละแผ่นบิดจะมีค่าไม่คงที่เนื่องจากนำค่า Nu ของท่อเปล่ามาเปรียบเทียบ บางช่วงค่า Re มีค่ามากน้อยไม่เท่ากันทำให้ค่าประสิทธิภาพที่ได้มีค่าไม่สม่ำเสมอ แต่แนวโน้มจะมีค่าน้อยที่ช่วง Re ต่ำๆและจะค่อยๆเพิ่มขึ้น เมื่อค่า Re มีค่าสูงขึ้น

บทที่ 8

สรุปผลการทดลอง

8.1 สรุปผลการทดลอง

ผลที่ได้จากการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนโดยใช้แผ่นบิดแบ่งเป็นช่วงในท่อ ได้ผลสรุปดังต่อไปนี้

1. ค่าการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแปรผันตามค่าอัตราการไหลของของไหล
2. ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานหรือความดันตกคร่อม มีค่าแปรผกผันตามค่าอัตราการไหลของของไหล
3. การใส่แผ่นบิดเข้าไปในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นการเพิ่มความปั่นป่วนของการไหลให้เพิ่มมากขึ้น ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้นด้วย โดยสังเกตได้จาก ค่า Nu จะมีค่ามากกว่าท่อเปล่าตลอด ไม่ว่าจะเป็นแผ่นบิดระยะใดก็ตาม
4. เมื่อเปรียบเทียบแผ่นบิดทุกชนิด จะเห็นว่าแผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 0cm (แผ่นบิดกลับเต็ม) จะให้ค่า Nu สูงกว่าหรือค่าการถ่ายเทความร้อนดีกว่าแบบแผ่นบิดทุกชนิด แต่เมื่อพิจารณาในเรื่องแรงเสียดทาน พบว่า pressure drop ของแผ่นบิดกลับเต็ม มีค่าสูงกว่าแบบอื่นด้วย
5. เมื่อเปรียบเทียบเฉพาะแผ่นบิดเต็ม จะเห็นว่าแผ่นบิดเต็มระยะพิตช์ 10 cm จะให้ค่า Nu สูงกว่าหรือค่าการถ่ายเทความร้อนดีกว่าแบบแผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm และ 20 cm ตามลำดับ แต่เมื่อพิจารณาในเรื่องแรงเสียดทาน พบว่า pressure drop ของแผ่นบิดเต็มระยะพิตช์ 10 cm มีค่าสูงกว่าแบบอื่นด้วย
6. เมื่อเปรียบเทียบแผ่นบิดแบบช่วง จะเห็นว่าแผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วง 0 cm (แผ่นบิดเต็ม) จะให้ค่า Nu สูงกว่าหรือค่าการถ่ายเทความร้อนดีกว่าแบบแผ่นบิดแบบช่วง 15 cm, 30 cm และ 45 cm ตามลำดับ แต่เมื่อพิจารณาในเรื่องแรงเสียดทาน พบว่า pressure drop ของแผ่นบิดเต็ม มีค่าสูงกว่าแบบเป็นช่วงเช่นกัน
7. เมื่อเปรียบเทียบแผ่นบิดแบบช่วงกลับ จะเห็นว่าแผ่นบิดระยะพิตช์ 15 cm ช่วงกลับ 0cm (แผ่นบิดกลับเต็ม) จะให้ค่า Nu สูงกว่าหรือค่าการถ่ายเทความร้อนดีกว่าแบบแผ่นบิดแบบช่วงกลับ 15 cm, 30 cm และ 45 cm ตามลำดับ แต่เมื่อพิจารณาในเรื่องแรงเสียดทาน พบว่า pressure drop ของแผ่นบิดกลับเต็ม มีค่าสูงกว่าแบบเป็นช่วงกลับอื่นเช่นกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8. เมื่อเปรียบเทียบระหว่างแผ่นบิดแบบช่วงธรรมดาและแบบช่วงกลับ จะเห็นว่าแบบช่วงกลับ จะมีค่า Nu สูงกว่าหรือค่าการถ่ายเทความร้อนดีกว่าแบบช่วงธรรมดา เมื่อเทียบที่ช่วงห่างเท่ากัน และพิจารณาในเรื่องแรงเสียดทาน พบว่า pressure drop ของแบบช่วงธรรมดาและแบบช่วงกลับ จะมีค่าเท่าเทียมกัน เมื่อเทียบที่ช่วงห่างเท่ากัน ยกเว้นเฉพาะแบบแผ่นบิดกลับเต็มกับแผ่นบิดเต็ม แผ่นบิดกลับเต็มมีค่าแรงเสียดทาน พบว่า pressure drop มากกว่าแบบแผ่นบิดเต็ม เพราะว่าแบบแผ่นบิดกลับเต็มมีมุมที่ทำกันระหว่างแผ่นบิดเป็นมุมฉาก ทำให้ค่าแรงเสียดทาน พบว่า pressure drop มีค่าสูงกว่าแบบแผ่นบิดเต็ม
9. ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใส่แผ่นบิดระยะพิทช์ 15 cm ช่วงกลับ 0 cm (แผ่นบิดกลับทางเต็ม) เมื่อเทียบกับท่อเปล่า มีค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีกว่าท่อเปล่ากว่าเท่าตัว และยังมีค่าประสิทธิภาพสูงที่สุดด้วย

8.2 ข้อเสนอแนะ

จากการศึกษาวิเคราะห์ในงานวิจัยนี้ ยืนยันได้ว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยใช้แผ่นบิดแบ่งเป็นช่วงในท่อ ทำให้การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ดีขึ้น แต่เมื่อพิจารณาในเรื่องแรงเสียดทาน พบว่า pressure drop จะมีค่าสูงตามไปด้วย ถ้าคิดในทางเศรษฐศาสตร์แล้ว การใส่แผ่นบิดเข้าไปในท่อ ทำให้การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ดีขึ้น แต่ต้องสูญเสียพลังงานให้กับแรงเสียดทานมาก ซึ่งอาจไม่คุ้มทุนในการใส่แผ่นบิดนี้ แต่อย่างไรก็ตามเรายังสามารถใช้หลักการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ หรือสามารถลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ด้วย ซึ่งสามารถนำไปใช้งานให้เหมาะสมกับงานที่ไม่คำนึงถึงเรื่องแรงเสียดทานเป็นหลักได้ สิ่งที่น่าทำการศึกษาต่อไปได้แก่ การทดลองโดยการใส่ screw blade เข้าไป หรือ spring เข้าไป เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อน และค่าความปั่นป่วนของการไหล รวมถึงค่าแรงเสียดทานอีกด้วย ซึ่งการวิเคราะห์นำไปถึงการลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และยังคงต้นทุนในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เอกสารอ้างอิง

[1]รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์,"การถ่ายเทความร้อน", มิถุนายน พ.ศ.2542

[2] ชัชวาล เขียวละลิม และคณะ(2542) วิทยานิพนธ์,"การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ",ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ปี พ.ศ. 2544

[3] Holman,JP,"Heat Transfer",McGraw-Hill,New Yourk,1989

[4] R.M.Manglik and A.E. Bergles,"Lanminar flow heat transfer in a semi- circular tube with uniform wall temperature",Heat Mass Transfer vol.31,No.3,pp625-636,1988

[5] S.Ray,AW.Date,"Friction and heat transfer characteristics of flow though square duct with twisted tape insert", International Journal of Heat and Mass Transfer Vol.46,,pp889-902,2003

[6] S.K.Agarwal and M.Raj Rao,"Heat transfer augmentation for the flow of a viscous liquid in circular tubes using twisted tape inserts",Heat Mass Transfer ,vol.39, No.17 , pp3547-3557,1996

[7] S.K. Saha, A.Dutta,S.K.Dhal,"Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements" International Journal of Heat and Mass Transfer,Vol.44,pp4211-4223,2001



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ก.
ผลการทดลองการของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก -2 แสดงผลทดลองของแผ่นปิดเต็ม 10 cm

Time (hr)	hd in	hd out	Q hd	Q hd	cool in	cool out	Q cool	q = m ³ /cp dt	Q avg	hd-(cool) (hd)-cool dtm	U	U	hi	Nu	log(Nu)	Flow	m ³ /s	V=Q/A	Pe	v-D/m ² s
76.3	0.02/44H	62.6	1.401/133	28.2	47.2	2.19M0H	1.997/91	31.1	34.4	32.72227	1.210888	1210.888	2007.586	87.42208	1.941621	100	2.77778E-05	0.045108	2259	169.9741
76.8	0.03431	64.9	1.943/107	28.2	48.4	2.13276/1	2.16332	30.4	36.7	33.45118	1.282569	1282.569	2212.607	96.34992	1.983851	125	3.47222E-05	0.056386	2624	212.4676
79.2	0.041775	66.8	2.134589	28.4	49.5	2.436591	2.28559	29.7	38.4	33.86394	1.338542	1338.542	2384.634	103.841	2.016369	150	4.16667E-05	0.067663	3388	254.9612
79.4	0.048030	67.8	2.1297/11	28.4	49.9	2.4827/2	2.40623	29.5	39.4	34.2116	1.394875	1394.875	2569.501	111.8912	2.048796	175	4.86111E-05	0.07894	3863	297.4547
79.7	0.054897	69	2.455911	28.2	50.6	2.586713	2.521312	29.1	40.8	34.62113	1.444297	1444.297	2742.368	119.4188	2.077073	200	5.65566E-05	0.090217	4518	339.9482
79.8	0.061759	70	2.530501	28.2	51.2	2.656	2.59325	28.6	41.8	34.78356	1.478569	1478.569	2868.62	124.9166	2.09662	225	6.25E-05	0.101494	5083	382.4418
79.9	0.06882	70.7	2.63952	28.2	51.9	2.738834	2.688177	28	42.5	34.74722	1.534296	1534.296	3086.088	134.3864	2.128355	250	6.94444E-05	0.112771	5947	424.8353
79.9	0.075483	71.2	2.745671	28.3	52.4	2.783026	2.764349	27.5	42.9	34.63119	1.589058	1589.058	3289.915	143.2823	2.156132	275	7.63989E-05	0.124048	6212	467.4288
80	0.082345	71.7	2.857561	28.3	52.8	2.829217	2.843389	27.2	43.4	34.87151	1.626428	1626.428	3482.932	151.6673	2.180892	300	8.33333E-05	0.135525	6777	509.9224
80.1	0.089207	71.9	3.058391	28.3	53	2.852313	2.955352	27.1	43.6	34.69861	1.689151	1689.151	3783.614	164.7695	2.216877	325	9.0278E-05	0.146802	7342	552.4159
80.1	0.096066	72.2	3.173149	28.2	53.1	2.875408	3.024279	27	44	34.8109	1.722971	1722.971	3957.839	172.3476	2.236405	350	9.72222E-05	0.15788	7906	594.9084
80	0.102832	72.4	3.270726	28.2	53.2	2.886956	3.078841	26.8	44.2	34.77754	1.755738	1755.738	4135.115	180.0872	2.255435	375	0.000104167	0.169157	8471	637.4029
80.3	0.109793	72.6	3.534643	28.4	53	2.840765	3.187704	27.3	44.2	35.07402	1.802452	1802.452	4403.928	191.7729	2.282767	400	0.000111111	0.180434	9028	679.8965
80.3	0.116556	72.8	3.628041	28.4	53.3	2.815499	3.266724	27	44.3	34.98172	1.842007	1842.007	4711.981	205.1873	2.312151	425	0.000118056	0.191711	9600	722.39
80.3	0.123517	73.1	3.718257	28.4	53.9	2.944695	3.331476	26.4	44.7	34.75061	1.901278	1901.278	5044.588	219.871	2.341773	450	0.000125	0.202888	10185	764.8835
80.3	0.123517	73.2	3.666614	28.2	54.8	3.071721	3.360168	25.5	45	34.33195	1.946236	1946.236	5373.96	234.0138	2.369241	475	0.000131944	0.214265	10730	807.3771
80.3	0.123517	73.3	3.614972	28.2	55.4	3.141008	3.37769	24.9	45.1	34.00591	1.970041	1970.041	5559.454	242.0913	2.389879	500	0.000138889	0.225542	11295	849.8706

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่สามารถนำข้อมูลนี้ไปทำซ้ำหรือเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตจากเจ้าของลิขสิทธิ์
 หากมีข้อสงสัยหรือต้องการข้อมูลเพิ่มเติม กรุณาติดต่อฝ่ายวิชาการ โทร. 0-2354-1000

ตารางที่ ก -3 แสดงผลทดลองของแผ่นปิดเต็ม 15 m

height	h _{at} m	h _{at} out	Q _{hat} m ³ /cp/dt	Q _{total} m ³ /cp/dt	Q _{avg}	h _{at} (top)	h _{at} (top) d _{tm}	U	U	h _i	Nu	log(Nu)	Flow	V=Q/A	Re	Volume	
			q=m ³ /cp/dt	Q _{total}	Q _{avg}	h _{at} (top)	h _{at} (top) d _{tm}	U	U	h _i	Nu	log(Nu)	l/hr	m/s			
0.027448	78.6	61.6	1.950921	27.9	45.5	2.032417	33.1	33.7	33.3991	1182.643	1931.122	64.0924	1.924757	100	2.77778E-07	2259	169.9741
0.041111	79.3	63.6	2.211111	27.7	45.7	2.070000	33.6	35.9	34.73731	1236.27	2078.333	90.50283	1.956662	125	3.47222E-05	2624	212.4676
0.041173	79.3	65	2.461664	27.7	46.4	2.159443	32.9	37.3	35.05399	1307.224	2287.02	99.59029	1.998217	150	4.16667E-05	3388	254.9612
0.040035	79.6	67.1	2.10479	27.9	48	2.321113	31.6	39.2	35.28361	1358.627	2449.136	106.6498	2.02796	175	4.86111E-05	3953	297.4547
0.054897	79.7	68.3	2.616578	28	48.9	2.413495	30.8	40.3	35.33743	1411.499	2626.487	114.3727	2.058322	200	5.55556E-05	4518	339.9482
0.061759	79.9	69.6	2.659608	27.9	49.8	2.528974	30.1	41.7	35.58645	1445.831	2747.903	119.6598	2.077948	225	6.25E-05	5083	382.4418
0.066621	79.9	70.3	2.754282	27.9	50.7	2.632904	29.2	42.4	35.39067	1509.435	2987.129	130.0772	2.114201	250	6.94444E-05	5647	424.9353
0.075463	80.2	71.4	2.777231	27.9	52	2.783026	28.2	43.5	35.29909	1561.97	3200.129	139.3624	2.144115	275	7.93989E-05	6212	467.4288
0.082245	80.3	71.8	2.826418	28	52.3	2.806121	28	43.8	35.31284	1609.74	3407.267	148.3733	2.171356	300	8.33333E-05	6777	509.9224
0.089207	80.3	72.1	3.058391	28	52.5	2.820217	27.8	44.1	35.32545	1652.694	3605.646	157.011	2.19593	325	9.02778E-05	7342	552.4159
0.096069	80.4	72.7	3.092817	28	53.3	2.9216	27.1	44.7	35.16907	1695.797	3817.328	166.2289	2.220707	350	9.72222E-05	7906	594.9094
0.102932	80.4	73	3.184654	28	53.5	2.944695	26.9	45	35.17731	1727.798	3983.306	173.4609	2.239202	375	0.000104187	8471	637.4029
0.109793	80.6	73.6	3.213312	28.1	54.2	3.013982	26.4	45.5	35.08783	1759.885	4158.19	181.072	2.257851	400	0.000111111	9036	679.8965
0.116656	80.7	73.8	3.365397	28.1	54.4	3.037078	26.3	45.7	35.11126	1808.185	4338.31	193.2701	2.286165	425	0.000118056	9600	722.39
0.123517	80.7	74.2	3.356716	28.1	55.2	3.129461	25.5	46.1	34.78939	1848.784	4691.173	204.2813	2.310229	450	0.000125	10165	764.8835
0.123517	80.7	74.1	3.408402	28	55.4	3.164104	25.3	46.1	34.66617	1890.037	4897.769	213.2777	2.328945	475	0.000131944	10790	807.3771
0.123517	80.8	74.2	3.408402	28	56.2	3.256487	24.6	46.2	34.27302	1928.332	5239.634	228.1644	2.358248	500	0.000138889	11365	849.8706

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่มีการตีพิมพ์ใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาสาระตั้งแต่อักษรตัวแรกยันอักษรตัวสุดท้าย
 หากมีการนำเอกสารฉบับนี้ไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตจะถือว่าผิดกฎหมาย

ตารางที่ ก -4 แสดงผลทดลองของแผ่นปิดเต็ม 20 cm

h _{hot}	h _{hot} in	Q _{hot}	q _m cp dt	cool in	cool out	Q _{cool}	q _m cp dt	Q _{avg}	hot-h _l (cool)	h _{hot} -cool dt _m	U	O _(A/dtm)	hi	Nu	log(Nu)	Flow	m ³ /s	V=Q/A	Re	Pr	
°C	mm	W	W/m ² °C	°C	°C	W	W/m ² °C	W	°C	m	W/m ² °C	mm	mm			l/hr		m/s			
77.9	63.6	1.641059	43.4	28.5	43.4	1.720626	1.680848	1.690848	34.5	35.1	34.79914	0.957924	957.9242	1396.27	60.80178	1.783916	100	2.77778E-07	0.045108	2.5	169.9741
0.03431	78.7	65.2	44.1	28.5	44.1	1.801461	1.869903	1.869903	34.6	36.7	35.63969	1.040049	1040.049	1577.875	68.70996	1.83702	125	3.47222E-05	0.056386	3.5	212.4676
0.04173	78.8	67.3	46	28.6	46	2.009322	1.994491	1.994491	32.8	38.7	35.66871	1.10886	1108.96	1742.112	75.88179	1.880023	150	4.16667E-05	0.067663	4.5	254.9612
0.048035	79.2	68.6	47.3	28.5	47.3	2.170991	2.148918	2.148918	31.9	40.1	35.84381	1.18954	1189.54	1949.578	84.89609	1.928888	175	4.86111E-05	0.07894	5.5	297.4547
0.054897	79.4	69.6	48.1	28.5	48.1	2.263374	2.256356	2.256356	31.3	41.1	35.97782	1.247362	1243.782	2098.65	91.43109	1.961094	200	5.56558E-05	0.090217	6.5	339.9482
0.061759	79.5	70.4	48.9	28.5	48.9	2.355756	2.352754	2.352754	30.6	41.9	35.95453	1.297759	1297.759	2258.207	98.3356	1.992711	225	6.25E-05	0.101494	7.5	382.4418
0.068621	79.7	70.9	49.5	28.5	49.5	2.425043	2.474901	2.474901	30.2	42.4	36.0557	1.36580	1365.80	2470.219	107.5879	2.031692	250	6.94444E-05	0.112771	8.5	424.9353
0.075483	79.8	71.6	50.3	28.6	50.3	2.505878	2.546876	2.546876	29.5	43	35.82709	1.409833	1409.833	2620.723	114.1217	2.057368	275	7.65898E-05	0.124048	9.5	467.4288
0.082345	79.9	72.2	50.9	28.6	50.9	2.575165	2.613078	2.613078	29	43.6	35.80526	1.447391	1447.361	2753.433	119.9007	2.078822	300	8.33333E-05	0.135325	10.5	509.9224
0.089207	79.9	72.8	51.6	28.6	51.6	2.656	2.652050	2.652050	28.3	44.2	35.66118	1.474887	1474.887	2854.793	124.3145	2.094522	325	9.02778E-05	0.146602	11.5	552.4159
0.096069	80.1	73.1	51.8	28.5	51.8	2.690643	2.751147	2.751147	28.3	44.6	36.83425	1.522603	1522.603	3039.144	132.3422	2.121699	350	9.72222E-05	0.15788	12.5	594.9094
0.102932	80.1	73.4	52.3	28.5	52.3	2.748382	2.815893	2.815893	27.8	44.9	35.66945	1.555637	1555.637	3215.558	140.0243	2.146203	375	0.000104167	0.169157	14	637.4029
0.109763	80.3	73.8	52.7	28.6	52.7	2.783026	2.883408	2.883408	27.6	45.2	35.67944	1.602726	1602.726	3376.017	147.0116	2.167362	400	0.000111111	0.180434	15	679.8965
0.116556	80.6	74.1	53	28.7	53	2.806121	2.988212	2.988212	27.6	45.4	35.76478	1.657016	1657.016	3626.288	157.9069	2.198409	425	0.000118056	0.191711	17	722.39
0.123517	81	74.8	53.9	28.6	53.9	2.9216	3.061716	3.061716	27.1	46.2	35.80493	1.695873	1695.873	3817.713	166.2457	2.22075	450	0.000125	0.202988	18.5	764.8835
0.129517	81	75	54.9	28.5	54.9	3.048626	3.073587	3.073587	26.1	46.5	35.32364	1.725645	1725.645	3971.977	172.9632	2.237954	475	0.000131944	0.214285	20	807.3771
0.123517	81.1	75.2	56	28.6	56	3.164104	3.105505	3.105505	25.1	46.6	34.74845	1.772426	1772.426	4228.89	184.1507	2.265173	500	0.000138869	0.225542	21	849.8706

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ในทางใดที่หนึ่ง อีกทั้งห้ามมีผู้คัดลอกและเผยแพร่ข้อมูลของห้องเรียนนี้ไปใช้

ตารางที่ ก-5 แสดงผลทดลองของแผ่นบิดแบบเป็นช่วง ระยะพิทช์ 15 cm ช่วง 15 cm

pitch	hot in	hot out	hot	cool in	cool out	Q cool	Q avg	hot-(cool)	(hot-cool) dTm	U	U	hi	hi	Nu	log(Nu)	Flow	V=Q/A	Re	Pr	
pitch 15 x 15 cm.	q=m ³ /cp dt	q=m ³ /cp dt	q=m ³ /cp dt	q=m ³ /cp dt	q=m ³ /cp dt	Q cool	Q avg	hot-(cool)	(hot-cool) dTm	U	U	hi	hi	Nu	log(Nu)	l/hr	V=Q/A	Re	Pr	
0.027448	62	1.847637	27.5	45.4	2.087061	1.957349	32.7	34.5	33.59196	1.155591	1155.591	1860.022	80.99628	1.908465	100	2.77778E-05	0.045108	2239	169.9741	3.4
0.03431	78.5	64.3	2.037015	27.4	46	2.147895	2.092455	32.5	36.9	34.65346	1.197515	1971.093	85.83296	1.933654	125	3.47222E-05	0.056386	3824	212.4676	4.4
0.041173	79.6	66.8	2.203447	27.4	47.1	2.274922	2.239184	32.5	39.4	36.83937	1.239084	2086.298	90.8497	1.958323	150	4.16667E-05	0.067663	3398	254.9612	5.3
0.049076	79.0	68	2.274922	27.4	47.9	2.347014	2.310911	31.7	40.6	36.06666	1.294971	2240.779	97.9086	1.991087	175	4.86111E-05	0.07894	3053	297.4547	6
0.054897	79.8	69	2.478663	27.4	48.2	2.401948	2.440405	31.6	41.6	36.37117	1.330687	2359.818	102.7603	2.011826	200	5.55556E-05	0.090217	4518	339.9482	6.7
0.061759	79.9	70.3	2.478663	27.5	49.5	2.540521	2.50969	30.4	42.8	36.24719	1.373147	2498.727	106.7222	2.036310	225	6.25E-05	0.101494	5053	382.4418	7.7
0.068621	80.1	71	2.61083	27.4	50.1	2.621356	2.616093	30	43.6	36.37798	1.426246	2678.009	116.6183	2.066759	250	6.94444E-05	0.112771	5547	424.9353	8.5
0.075483	80.3	71.8	2.682553	27.4	50.6	2.679095	2.680324	29.7	44.4	36.55876	1.45428	2778.585	120.9959	2.062771	275	7.63889E-05	0.124048	6212	467.4288	9.5
0.082345	80.4	72.1	2.857561	27.5	51	2.713739	2.78865	29.4	44.6	36.47365	1.514672	3007.707	130.9733	2.117183	300	8.33333E-05	0.135325	6777	509.9224	10.5
0.089207	80.6	72.5	3.021093	27.5	51.3	2.748382	2.884738	29.3	45	36.59034	1.569548	3266.76	139.6412	2.145013	325	9.02778E-05	0.146602	7342	552.4159	11.5
0.096069	80.6	72.9	3.092817	27.5	51.6	2.783026	2.937021	29	45.4	36.58948	1.592411	3530.572	145.0327	2.161466	350	9.72222E-05	0.15788	7908	594.9094	13
0.102932	80.7	73.3	3.184654	27.5	51.9	2.817669	3.001162	28.8	45.8	36.64514	1.624218	3812.812	151.2266	2.179628	375	0.000104167	0.169157	8471	637.4029	14
0.109793	80.8	73.6	3.305121	27.5	52.3	2.863861	3.084491	28.5	46.1	36.59737	1.671494	4096.348	160.9607	2.20672	400	0.000111111	0.180434	9036	679.8965	16
0.116656	80.9	74.1	3.316523	27.5	53	2.944695	3.130659	27.9	46.6	36.4541	1.703181	4385.947	167.8671	2.224965	425	0.000118056	0.191711	9600	722.39	17
0.123517	80.9	74.3	3.408402	27.6	53.4	2.979339	3.193871	27.5	46.7	36.25664	1.747033	4677.033	177.9785	2.250368	450	0.000125	0.202988	10165	764.8835	18.5
0.129317	81	74.6	3.305117	27.4	54.5	3.129461	3.217289	26.5	47.2	35.85973	1.779321	4966.355	185.8693	2.269208	475	0.000131944	0.214265	10730	807.3771	20
0.135117	80.9	74.8	3.140111	27.5	55.8	3.269034	3.269112	25.1	47.3	35.03553	1.816551	5251.551	195.4798	2.291102	500	0.000138889	0.225542	11295	849.8706	21

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่สามารถได้ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และข้อมูลอื่นใดจากเอกสารนี้ไปใช้

ตารางที่ ก -6 แสดงผลทดลองของแผ่นบิดแบบเป็นช่วง ระยะพิทช์ 15 cm ช่วง 30 cm

pitch 15 ช่วง 30 cm.	hot in	hot out	cool in	cool out	Q cool	Q avg	hot (ccol)	hot-cool dTm	U	U	hi	Nu	log(Nu)	Flow	m ² /s	V=Q/A	Re
	q=m ³ /cp dt	q=m ³ /cp dt	cp in	cp out	Q cool	Q avg	hot (ccol)	hot-cool dTm	U	U	hi	Nu	log(Nu)	Flow	m ² /s	V=Q/A	Re
	q=m ³ /cp dt	q=m ³ /cp dt	cp in	cp out	Q cool	Q avg	hot (ccol)	hot-cool dTm	U	U	hi	Nu	log(Nu)	Flow	m ² /s	V=Q/A	Re
0.027448	78.2	64.3	1.595185	27.7	44.2	1.905391	34	36.6	35.28404	0.983785	983.7849	1451.9	63.22427	1.800884	100	2.777778E-07	2259
0.03431	78.8	65.9	1.850528	27.6	44.8	1.986226	34	38.3	36.10734	1.053683	1053.683	1609.47	70.08578	1.84563	125	3.47222E-05	2824
0.041173	79.3	66.1	1.928016	27.6	46.5	2.182539	32.8	40.5	36.51479	1.11628	1116.28	1760.244	76.65137	1.88452	150	4.16687E-05	3388
0.048035	79.6	69.6	2.008343	27.9	47.9	2.309565	31.7	41.7	36.4718	1.173972	1173.972	1908.107	83.09019	1.91955	175	4.86111E-05	3953
0.054897	79.9	70.4	2.180481	27.7	48.3	2.378852	31.6	42.7	36.87196	1.226158	1226.158	2049.913	89.26524	1.950682	200	5.55556E-05	4518
0.061759	80.1	71.4	2.245465	27.7	49.8	2.552069	30.3	43.7	36.59199	1.300361	1300.361	2286.097	95.67917	1.994226	225	6.25E-05	5003
0.068621	80.3	71.9	2.409957	28	50.6	2.609808	29.7	43.9	36.33876	1.369803	1369.803	2485.693	108.2417	2.034395	250	6.94444E-05	5547
0.075483	80.4	72.4	2.524755	28	51.1	2.667548	29.3	44.4	36.32847	1.417275	1417.275	2616.557	115.2466	2.061628	275	7.63889E-05	6212
0.082345	80.4	72.8	2.616562	28	51.3	2.690643	29.1	44.8	36.38724	1.446299	1446.299	2719.593	119.7395	2.078216	300	8.33333E-05	6777
0.089207	80.6	73.3	2.727214	27.9	51.7	2.748382	28.9	45.4	36.53105	1.485002	1485.002	2863.275	125.9902	2.100337	325	9.02778E-05	7342
0.096069	80.6	73.6	2.811651	28	52.3	2.806121	28.3	45.6	36.26485	1.5361	1536.1	3093.395	134.7046	2.129383	350	9.72222E-05	7906
0.10332	80.8	74	2.926439	28.2	52.8	2.840765	28	45.8	36.17301	1.589864	1589.864	3290.886	142.8691	2.154938	375	0.000104167	8471
0.109783	80.9	74.2	3.075598	28.2	53	2.863861	27.9	46	36.18894	1.627018	1627.018	3485.638	151.7852	2.181229	400	0.000111111	9036
0.116656	81	74.5	3.170302	28.1	53.3	2.910052	27.7	46.4	36.24965	1.663284	1663.284	3656.434	159.2226	2.202005	425	0.000118056	9600
0.123517	81	74.8	3.201832	28.1	53.7	2.956243	27.3	46.7	36.13622	1.688832	1688.832	3787.234	164.9184	2.217269	450	0.000125	10165
0.130517	80.8	75	2.995263	28.2	54.9	3.083269	25.9	46.8	35.32552	1.706284	1706.284	3870.883	168.561	2.226757	475	0.000131944	10730
0.13517	81	75.4	2.891978	28.2	55.9	3.198747	25.1	47.2	34.9946	1.725875	1725.875	3973.197	173.0164	2.238087	500	0.000138889	11295

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้งานเพื่อการศึกษานี้ ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ใช้งานได้ทั้งสิ้นอีกทั้งยังมีให้คัดลอกเนื้อหาและของอ้างอิงเจ้าอาภรณ์ทุกแห่งที่นำมาไปใช้

ตารางที่ ก -7 แสดงผลทดลองของแผ่นบิดแบบเป็นช่วง ระยะพิทช์ 15 cm ช่วง 45 cm

run no	hot in	hot out	Q hot	q = m ³ cp dt	cool in	cool out	Q cool	q = m ³ cp dt	Q avg	hot-facet	(h _{hot} -cool) dt _m	U	U	hi	Nu	log(Nu)	Flow	m ³ /s	V=Q/A	Re	V _d m/s	
0.027448	77.4	63.6	1.583689	29	42.7	1.582052	1.582871	34.7	34.6	34.6	4.998	905.97	1288.561	56.11152	1.749052	100	2.77778E-05	0.045108	2259	169.9741	2	
0.03431	77.7	65.5	1.750112	29	43.9	1.720626	1.735369	33.8	36.5	35.13271	0.979606	979.606	1442.817	62.82872	1.798168	125	3.47222E-05	0.056386	2824	212.4676	2.6	
0.041173	78.1	68	1.910802	29.2	45	1.824556	1.867619	34.1	38.8	36.39944	1.017604	1017.804	1526.786	66.48524	1.822725	150	4.16667E-05	0.067693	3398	254.9612	3.2	
0.048035	78.2	69.5	1.948093	29.2	46.5	1.997774	1.972933	32.7	40.3	36.36774	1.075889	1075.889	1661.883	72.36728	1.859542	175	4.86111E-05	0.07894	3953	297.4547	3.8	
0.054897	79.3	70.6	1.996862	29.2	47.5	2.113252	2.055057	31.8	41.4	36.38919	1.120012	1120.012	1769.543	77.05631	1.886908	200	5.55556E-05	0.090217	4518	339.9482	4.5	
0.061759	79.3	71.3	2.065715	29.3	48.7	2.240278	2.152997	30.6	42	35.99967	1.168066	1168.066	1940.318	81.49286	1.92882	225	6.25E-05	0.101494	5003	382.4418	5.1	
0.068621	79.4	72.2	2.065712	29.3	49.7	2.357556	2.210734	29.7	42.9	35.89641	1.221397	1221.397	2036.639	86.68725	1.947861	250	6.94444E-05	0.112771	5647	424.9353	5.6	
0.075483	79.6	72.5	2.24072	29.2	50.2	2.425043	2.332882	29.4	43.3	35.90266	1.288657	1288.657	2230.79	97.14171	1.987406	275	7.63889E-05	0.124048	6212	467.4288	6	
0.082345	79.6	73	2.272277	29.3	50.8	2.482782	2.37753	28.8	43.7	35.73375	1.319528	1319.528	2324.95	101.242	2.006391	300	8.33333E-05	0.135325	6777	509.9224	6.5	
0.089207	79.8	73.5	2.349739	29.4	51.3	2.528974	2.439366	28.5	44.1	35.73427	1.353822	1353.822	2433.566	105.9718	2.02519	325	9.02778E-05	0.146602	7342	552.4159	7	
0.096059	79.9	74	2.39992	29.6	52	2.596713	2.478267	27.9	44.4	35.51344	1.38997	1389.97	2532.739	110.2904	2.042538	350	9.72222E-05	0.15788	7906	594.9094	8	
0.102932	80	74.2	2.49608	29.6	52.4	2.632904	2.564492	27.6	44.6	35.42271	1.43579	1435.79	2711.858	118.0902	2.072214	375	0.000104167	0.169157	8471	637.4029	8.5	
0.109793	80.1	74.4	2.616554	29.6	52.5	2.644452	2.630503	27.6	44.8	35.5064	1.469183	1469.183	2833.537	123.8888	2.091276	400	0.000111111	0.180434	9036	679.8965	9.5	
0.116656	80.1	74.6	2.692563	29.6	52.8	2.679095	2.680029	27.3	45	35.41588	1.501213	1501.213	2955.1	128.8824	2.109519	425	0.000118056	0.191711	9600	722.39	10.5	
0.123517	80.4	75	2.788693	29.6	53.1	2.713739	2.751216	27.3	45.4	35.58611	1.533259	1533.259	3081.893	134.2038	2.127765	450	0.000125	0.202988	10195	764.8935	12	
0.129517	80.4	75.2	2.695408	29.7	54.4	2.852313	2.76886	26	45.5	34.84534	1.574887	1574.887	3259.138	141.922	2.15205	475	0.000131944	0.214285	10730	807.3771	13	
0.129517	80	75.3	2.427196	29.6	55.8	3.02553	2.726363	24.2	45.7	33.81856	1.598821	1598.821	3358.737	146.2591	2.165123	500	0.000138889	0.225542	11295	849.8706	14.5	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่สามารถได้ทั้งสิ้น อีกทั้งไม่มีผิดและลงนาม และขออภัยที่แจ้งงานเอกสารที่พิมพ์

ตารางที่ ก - 8 แสดงผลทดลองของแผ่นปิดกลับแบบเป็นช่วง ระยะพิทซ์ 15 cm ช่วงกลับ 15 cm

pitch	hot in	hot out	Q hot	Q cool in	cool out	Q cool	Q avg	hot-(cool)	(hot)-cool	dTm	U	U	hi	Nu	log(Nu)	Flow	m ³ /s	V=Q/A	Re	Pr
pitch 15 ช่วงกลับ 15 cm	q=m ³ /cp ^o /dt	q=m ³ /cp ^o /dt	q=m ³ /cp ^o /dt	q=m ³ /cp ^o /dt	q=m ³ /cp ^o /dt	q=m ³ /cp ^o /dt	q=m ³ /cp ^o /dt	h-dk	Uhr	2.77778E-07	h-dk	Uhr	h-dk	Uhr	h-dk	Uhr	h-dk	Uhr	h-dk	Uhr
0.027448	78.2	62.5	2.180733	29.2	47.2	2.078608	1.940171	31	33.3	32.13628	1.197335	1.197335	1970.605	85.81172	1.933547	100	2.77778E-05	0.046108	3.5	169.9741
0.034031	78.8	64.8	2.006125	29.2	47.9	2.159443	2.083884	30.9	35.6	33.19456	1.245025	1.245025	2103.195	91.58545	1.961826	125	3.47222E-05	0.056396	4.5	212.4676
0.041173	79.3	66.5	2.203447	29.2	48.7	2.251826	2.227637	30.6	37.3	33.89953	1.305544	1.305544	2281.882	99.36658	1.99724	150	4.16667E-05	0.067663	5.3	254.9612
0.048035	79.6	68.2	2.296511	29.2	49.6	2.355756	2.322634	30	39	34.30345	1.342809	1.342809	2398.209	104.4321	2.018834	175	4.86111E-05	0.07894	6	297.4547
0.054697	79.6	69.1	2.410006	29.2	50.4	2.448139	2.429072	29.2	39.9	34.27207	1.406631	1.406631	2506.242	113.4911	2.054962	200	5.56556E-05	0.090217	6.5	339.9482
0.061759	79.9	70.3	2.478958	29.2	51.2	2.540521	2.509869	28.7	41.1	34.52971	1.441446	1.441446	2732.106	118.972	2.075445	225	6.255E-05	0.101494	7.4	382.4418
0.068621	79.9	70.6	2.668211	29.3	51.5	2.593617	2.615914	28.4	41.3	34.44838	1.506004	1.506004	2973.719	129.4832	2.112247	250	6.94444E-05	0.112771	8.3	424.9353
0.075483	80.1	71.5	2.714112	29.2	52.3	2.687548	2.66083	27.8	42.3	34.54428	1.544832	1.544832	3129.012	136.2556	2.134354	275	7.63989E-05	0.124048	8.9	467.4288
0.082345	80.1	72.2	2.719847	29.2	53.1	2.75993	2.739889	27	43	34.38174	1.580434	1.580434	3278.604	142.7697	2.154636	300	8.33333E-05	0.135325	10	509.9224
0.089207	80.2	72.5	2.871903	29.2	53.1	2.75993	2.815917	27.1	43.3	34.56967	1.615459	1.615459	3433.013	149.4935	2.174622	325	9.02778E-05	0.146602	11	552.4159
0.096069	80.3	73.3	2.811651	29.3	54.2	2.875408	2.84353	26.1	44	34.27449	1.645349	1.645349	3570.869	155.4966	2.191721	350	9.72222E-05	0.15788	12	594.9094
0.102932	80.3	73.5	2.926439	29.3	54.4	2.898504	2.912472	25.9	44.2	34.23877	1.686999	1.686999	3773.033	164.3001	2.215638	375	0.000104167	0.169157	13.5	637.4029
0.109793	80.3	74	2.891981	29.2	55.2	3.002434	2.947208	25.1	44.8	34.00419	1.718886	1.718886	3938.403	171.4141	2.234047	400	0.000111111	0.180434	14.5	679.6965
0.116656	80.4	74.2	3.02398	29.1	55.5	3.048626	3.036303	24.9	45.1	34.00591	1.770771	1.770771	4219.473	183.7407	2.264205	425	0.000180056	0.191711	15.5	722.39
0.123517	80.4	74.4	3.098547	29.1	55.8	3.083269	3.090908	24.6	45.3	33.90327	1.808073	1.808073	4437.633	183.2406	2.286098	450	0.000125	0.202988	17	764.8835
0.130371	80.4	74.4	3.098547	29.1	56	3.106365	3.102456	24.4	45.3	33.7792	1.821493	1.821493	4519.359	196.7995	2.294024	475	0.000131944	0.214285	19.5	807.3771
0.137231	80.3	74.4	3.046905	29.3	56.8	3.175652	3.111278	23.5	45.1	33.13484	1.862196	1.862196	4778.5	208.084	2.318239	500	0.000138889	0.225542	20.5	849.8706

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ใดๆในทางอื่นใดทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีข้อตกลงเหนือหาและของอ้างอิงเจ้าของเอกสารทุกฉบับที่มีกรนำไปใช้

ตารางที่ ก-9 แสดงผลทดลองของแผ่นปิดกลับแบบเป็นช่วง ระยะพิทช์ 15 cm ช่วงกลีบ 30 cm

pitch 15 ช่วงกลีบ 30 cm	h ₁ (m)	h ₂ (m)	Q _{avg}	h ₁ (f-cool)	h ₂ (f-cool)	U	U	Nu	log(Nu)	Flow	V=Q/A	Re									
	q=m ² cp/dl	cpal	q=m ² cp/dl	cpal	cpal	O/(A/dim)	h ₁ (dk)	h ₂ (dk)	l/hr	m/s	V=Q/A	Re									
0.021448	78.6	63	1.790257	29.3	46.2	1.951982	1.87092	32.4	33.7	33.04574	1.122822	1122.822	1776.568	77.36221	1.888529	100	2.77778E-05	0.045108	2.259	169.9741	2.8
0.03431	78.8	65.6	1.803564	29.4	47	2.032417	1.96299	31.8	36.2	33.9525	1.146615	1146.615	1836.877	79.98843	1.903027	125	3.47222E-05	0.056386	2.824	212.4676	3.7
0.041173	79.3	67.2	2.082946	29.6	47.5	2.087061	2.075003	31.8	37.6	34.61906	1.188707	1188.707	1947.342	84.79874	1.928369	150	4.16667E-05	0.067663	3.098	254.9612	4.3
0.048035	79.3	68.4	2.189094	29.5	48.1	2.147895	2.168495	31.2	38.9	34.90858	1.231963	1231.963	2066.188	89.97396	1.954117	175	4.86111E-05	0.07894	3.053	297.4547	5
0.054897	79.3	69.2	2.318196	29.6	48.4	2.170991	2.244584	30.9	39.6	35.07033	1.269314	1269.314	2173.454	94.64496	1.976097	200	5.55555E-05	0.090217	4.518	339.9482	5.5
0.061759	79.6	70.5	2.349751	29.3	49.7	2.355756	2.352754	29.9	41.2	35.24864	1.323748	1323.748	2338.083	101.8199	2.007807	225	6.25E-05	0.101494	5.003	382.4418	6
0.068621	79.8	71.2	2.467378	29.6	50.7	2.436591	2.451984	29.1	41.6	34.97854	1.390232	1390.232	2553.793	111.2071	2.046183	250	6.94444E-05	0.112771	5.647	424.9353	6.5
0.075483	80	72.1	2.493196	29.4	51.6	2.563617	2.528407	28.4	42.7	35.06537	1.430012	1430.012	2591.32	117.1959	2.068612	275	7.63889E-05	0.124048	6.212	467.4288	7.5
0.082345	80.1	72.5	2.616552	29.5	51.9	2.586713	2.601637	28.2	43	35.08122	1.470765	1470.765	2839.39	123.6437	2.092172	300	8.33333E-05	0.135395	6.777	509.9224	8.5
0.089207	80.1	72.7	2.760011	29.7	52.2	2.598261	2.679196	27.9	43	34.90737	1.52212	1522.12	3037.219	132.2584	2.121423	325	9.02778E-05	0.146602	7.342	552.4159	9.5
0.096069	80.1	73.2	2.771485	29.9	53	2.667548	2.719516	27.1	43.3	34.56967	1.560155	1560.155	3192.52	139.0211	2.143081	350	9.72222E-05	0.15788	7.906	594.9094	10.5
0.102932	80.2	73.6	2.840367	29.9	53.6	2.736834	2.786601	26.6	43.7	34.44547	1.605557	1605.557	3388.599	147.5595	2.168967	375	0.000104167	0.169157	8.471	637.4029	12
0.109793	80.3	74.1	2.846076	29.8	54.2	2.817669	2.831873	26.1	44.3	34.40133	1.632583	1632.583	3511.185	152.8976	2.194401	400	0.000111111	0.180434	9.036	679.8965	13
0.116656	80.4	74.3	2.915206	29.9	54.4	2.829217	2.902212	26	44.4	34.38334	1.673988	1673.988	3708.566	161.4928	2.208153	425	0.000118056	0.191711	9.600	722.39	14.5
0.123517	80.3	74.4	3.046905	31.1	54.8	2.736834	2.89187	25.5	43.3	33.61826	1.705984	1705.984	3869.335	168.4936	2.226583	450	0.000125	0.202988	10.185	764.8835	15.5
0.123517	80.3	74.5	2.995263	29.8	55.1	2.9216	2.956431	25.2	44.7	34.02372	1.724451	1724.451	3965.66	172.8882	2.237263	475	0.000131944	0.214295	10.730	807.3771	17
0.123517	80.4	74.6	2.995263	30.2	55.5	2.9216	2.956431	24.9	44.4	33.71534	1.740224	1740.224	4050.078	176.3642	2.24641	500	0.000138889	0.225542	11.295	849.8706	18.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่สามารถได้อีกสิ่งอื่นอีกห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีนำไปใช้

ตารางที่ ก -11 แสดงผลทดลองของแผ่นแผ่นปิดกลับเต็ม ระยะพิทช์ 15 cm

สเปค	Ind an	Ind out	Q ind	Q out	Q cool	Q wdg	h _{air} (cool)	h _{air} (cool) dTm	U	U	h _{air}	Nu	log(Nu)	Flow	m ³ /s	V=Q/A	Re	Fr	
	q=m ³ /cp dt	q=m ³ /cp dt	q=m ³ /cp dt	q=m ³ /cp dt	q=m ³ /cp dt	q=m ³ /cp dt	h _{air} (cool)	h _{air} (cool) dTm	O ₂ (A/dm)	h _{air}	h _{air}	h _{air}	log(Nu)	l/hr	2.77778E-07	V=Q/A	v ² /m/s		
0.021448	78.9	60.1	2.15749	28.1	47.7	2.263374	31.2	32	31.59831	1.387345	1387.345	2544.067	110.7836	2.044476	100	2.77778E-05	0.045108	2259	169.9741
0.03431	79.9	63.7	2.72019	28.2	49	2.401948	30.9	35.5	33.14682	1.413777	1413.777	2634.384	114.7166	2.059626	125	3.47222E-05	0.056386	2824	212.4676
0.041173	79.4	65.6	2.375592	28.2	49.9	2.505878	29.5	37.4	33.29394	1.453874	1453.874	2777.101	120.9313	2.082539	150	4.16667E-05	0.067663	3398	254.9612
0.048035	78.8	67.5	2.470262	28.2	50.6	2.586713	29.2	39.3	34.00034	1.474853	1474.853	2854.655	124.3089	2.094502	175	4.86111E-05	0.07894	3953	297.4547
0.054897	79.9	68.6	2.593625	28.1	50.9	2.632804	29	40.5	34.4305	1.505259	1505.259	2970.819	129.3689	2.111823	200	5.55556E-05	0.090217	4518	339.9482
0.061759	79.9	68.4	2.711251	28.1	51.4	2.690643	28.5	41.3	34.50522	1.552396	1552.396	3150.201	137.9137	2.138652	225	6.25E-05	0.101494	5083	382.4418
0.068621	80.1	70.1	2.859044	28.1	51.9	2.748382	28.2	42	34.64311	1.607911	1607.911	3399.102	148.0169	2.170311	250	6.94444E-05	0.112771	5647	424.9353
0.075483	80.2	70.9	2.935028	28.2	52.5	2.806121	27.7	42.7	34.66072	1.642489	1642.489	3557.426	154.9112	2.190083	275	7.63889E-05	0.124048	6212	467.4288
0.082345	80.2	71.6	2.960846	28.1	53.1	2.866956	27.1	43.5	34.65566	1.673246	1673.246	3704.927	161.3343	2.207727	300	8.33333E-05	0.135325	6777	509.9224
0.089207	80.3	72	3.095668	28.1	53.6	2.944695	26.7	43.9	34.59019	1.731621	1731.621	4003.783	174.3482	2.241418	325	9.02778E-05	0.146602	7342	552.4159
0.096069	80.4	72.3	3.253482	28.1	53.8	2.967791	26.6	44.2	34.65839	1.779958	1779.958	4272.08	186.0315	2.269586	350	9.72222E-05	0.15798	7906	594.9094
0.102932	80.5	72.9	3.270726	28.2	54.4	3.02553	26.1	44.7	34.57004	1.806025	1806.025	4425.322	192.7045	2.284892	375	0.000104167	0.169157	8471	637.4029
0.109773	80.5	73.2	3.311024	28.2	54.7	3.040174	25.8	45	34.5145	1.811955	1811.955	4647.453	202.3774	2.306162	400	0.000111111	0.180434	9036	679.8965
0.116656	80.6	73.6	3.414171	28.1	55.1	3.117913	25.5	45.5	34.54029	1.875284	1875.284	4855.641	211.8786	2.326087	425	0.000118056	0.191711	9600	722.39
0.123517	80.7	73.9	3.511687	28.1	55.4	3.152556	25.3	45.8	34.54204	1.913129	1913.129	5128.883	223.3417	2.34897	450	0.000125	0.202988	10165	764.8835
0.123517	80.8	74.1	3.460045	28.2	56.2	3.233391	24.6	45.9	34.15001	1.943567	1943.567	5353.661	233.1299	2.367598	475	0.000131944	0.214265	10730	807.3771
0.123517	80.6	73.9	3.460045	28.1	56.5	3.279582	24.1	45.8	33.79682	1.977431	1977.431	5618.708	244.6716	2.388584	500	0.000138889	0.225542	11295	849.8706

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษากับเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่สามารถได้ทั้งสิ้นอีกห้ามมิให้แจกแจงเนื้อหา
 0.116656
 0.123517



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทคัดย่อ

Abstract



การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 18
 18-20 ตุลาคม 2547
 มหาวิทยาลัยขอนแก่น
 จังหวัดขอนแก่น



The 18th Conference on Mechanical Engineering Network of Thailand
 October 18-20, 2004
 Khon Kaen University

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนโดยใช้แผ่นบิดสอดเป็นช่วงในท่อ

Performance Enhancement of a Double Pipe Heat Exchanger With Regular-Spaced Twisted Tape Inserts

นิติเวศ ทองนุช บุญชัย ตีลปกิจวงษ์กุล มณฑา เขียมเมือง พงษ์เจต พรหมวงศ์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ถนนฉลองกรุง เขต ลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520

โทรศัพท์ 0-2326-4197, โทรสาร 0-2326-4198 อีเมลล์ : kppongie@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน(double pipe) เป็นการไหลแบบสวนทางกัน (counter flow) โดยมีการติดตั้งแผ่นบิดเปรียบเทียบกับแผ่นบิดเป็นช่วง โดยมีความห่างแต่ละช่วง 12.5, 23.33 และ 45 เซนติเมตร ใส่เข้าไปในท่อกลม ซึ่งมีหน้าที่บังคับให้เกิดการหมุนวนของ ของไหลร้อนที่ไหลผ่านเข้าไป ในท่อส่วนท่อเปลือกจะเป็นการไหลของน้ำเย็น และ ปรับอัตราการไหลของน้ำที่ 100 ลิตรต่อชั่วโมง และปรับอัตราการไหลของน้ำร้อน 50-450 ลิตรต่อชั่วโมง ในช่วง Reynolds number ที่เป็น Turbulent แล้วพิจารณาผลของแผ่นบิดต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมของ ของไหลร้อนและผลการทดลองแสดงในรูปของ ค่า Nusselt number ที่สัมพันธ์กับค่า Reynolds number และ ค่า Friction factor กับ Reynolds number ซึ่งผลการทดลองแผ่นบิดเป็นช่วงที่มีความห่าง 12.5 เซนติเมตร จะมีค่า Nusselt number ดีที่สุดเมื่อเทียบกับท่อเรียบและท่อที่ใส่แผ่นบิดเป็นช่วง แบบอื่นๆ ซึ่งมีค่า Friction factor ไม่มากนักและสามารถทำให้สมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดีขึ้น

Abstract

The heat transfer of a counter flow double pipe heat exchanger with twisted tape inserts is experimentally studied. The tapes inserted are arranged to be regularly spaced ones with a span of 12.5, 23.33 and 45 centimeters inside the pipe. The captioned twisted tapes are functioning to control the circular flow of the hot liquid flowing inside the inner pipe, while the cold water is flowing within the outer pipe. The flow rate of cold water is constant at 100 L/hr and the hot water flow is at 50-450 L/hr at the turbulent Reynolds number. Considering the effect of the twisted tape on the heat transfer and pressure drop of the hot flow, experimental results are shown in the forms of Nusselt

number against Reynolds number and friction factor relating to Reynolds number. The result of the regularly-spaced twisted tape at the span of 12.5 meters shows the best Nusselt number, as compared to other pipes with different spans having lower friction factor, and helps to promote the performance of the heat exchanger.

1. บทนำ

ขบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลเป็นสิ่งสำคัญมากและขบวนการดังกล่าวพบได้ในอุตสาหกรรม เช่น หม้อน้ำคอนเดนเซอร์ ซึ่งมีความพยายามที่จะหาทางลดขนาด และค่าใช้จ่ายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนตัวแปรที่สำคัญต่อการลดขนาดและมูลค่า คือการทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้น โดยมีวิธีการต่างๆ ในการเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน เช่นเพิ่มพื้นที่หน้าตัด กระจายความยาว และปรับความยาวจากต่างประเทศมากมายที่วิจัยในเรื่องการใช้แผ่นบิดในการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน โดยมีรูปแบบแนวทางวิจัยที่แตกต่างกันออกไปเช่น การศึกษาแรงเสียดทานและคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมด้วยแผ่นบิด [5]ซึ่งเป็นการนำเสนอแบบวิเคราะห์เชิงตัวเลข และการศึกษา แรงเสียดทานและคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนแบบ Laminar ในท่อกลมด้วยแผ่นบิดแบบต่างๆ [7]ซึ่งแสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบิดเป็นช่วงๆ ดีกว่าแบบท่อเรียบและแบบแผ่นบิดเต็ม แต่มีค่าแรงเสียดทานน้อยกว่าแบบแผ่นบิดเต็ม และในส่วนงานวิจัยอื่นๆที่คล้ายกัน จะเป็นการศึกษาในแนววิเคราะห์เชิงตัวเลข [4],[6]

โดยทั่วไปเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบธรรมดา อาจแบ่งได้ 2 ชนิด โดยขึ้นโดยขึ้นอยู่กับการจัดวางทิศทางสัมพันธ์ของทิศทางการไหล ถ้ากระแสทั้งสองไหลตัดกันซึ่งกันและกันในช่องว่างที่โดยปกติเป็นมุมฉาก เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือตั้งฉากกัน (Cross flow heat exchanger) ตัวอย่างเช่น หม้อน้ำรถยนต์

หรือหน่วยหล่อเย็นในท่อระบบปรับอากาศ ส่วนชนิดที่สองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วยกระแสการไหล 2 ชนิดเคลื่อนที่ในทิศทางขนานกันในช่องว่าง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell and tube และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกัน (หรือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น) เป็นตัวอย่างเครื่องชนิดนี้.

2.ทฤษฎี

การคำนวณในส่วนการถ่ายเทความร้อน วิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (Log mean temperature difference ,LMTD) พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกันโดยการไหลแบบ Counter flow หรือ Parallel flow ก็ได้ และรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลทั้ง 2 กรณีนี้ สามารถหาค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อซ้อนกันสองชั้นได้ การออกแบบทางด้านความร้อนสมการพื้นฐานที่แสดงถึงความสัมพันธ์ของความร้อน Q

การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย

$$Q = UA\Delta T_m$$

โดยที่

$$\Delta T_m = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$

$$\Delta T_1 = T_h - T_{co}$$

$$\Delta T_2 = T_{ho} - T_c$$

$$A = \pi D_i L$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

$$Q = (Q_h + Q_c) / 2$$

การถ่ายเทความร้อนของท่อน้ำร้อน

$$Q_h = m_h C_{ph} (T_h - T_{ho}) \tag{8}$$

การถ่ายเทความร้อนของท่อน้ำเย็น

$$Q_c = m_c C_{pc} (T_{co} - T_c) \tag{9}$$

A = พื้นที่ผิวสำหรับการถ่ายเทความร้อนตามนิยาม (m²)

Q = ความร้อนที่ถ่ายเทความร้อน (W)

U = สัมประสิทธิ์ถ่ายเทความร้อนรวม (W/m² K)

T = อุณหภูมิ (K)

h_i = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อนใน (W/m² K)

h_o = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อนนอก (W/m² K)

m = อัตราการไหลเชิงมวล (Kg/s)

C_p = ค่าความร้อนจำเพาะ (KJ/Kg K)

ΔT_m = อุณหภูมิเฉลี่ย (K)

D_i = เส้นผ่าศูนย์กลางท่อนใน (m)

L = ความยาวของท่อ (m)

-c = Cold fluid

-h = Hot fluid

-i = inlet

-o = Outlet

การหาค่า Nusselt number (Nu)

$$Nu_o = \frac{h_o D_H}{k_c} \tag{10}$$

โดยที่

$$D_H = \frac{4(\pi/4)(D_o^2 - D_i^2)}{\pi D_o - \pi D_i} \tag{11}$$

$$= D_o - D_i \tag{12}$$

$$Nu_n = \frac{h_i D_i}{k_n} \tag{13}$$

$$Nu = 0.023 Re_c^{4/5} Pr^n \tag{14}$$

(5) จาก Pr Number

ที่ค่า n = 0.4 สำหรับการทำให้ร้อน (Ts>Tm)

ที่ค่า n = 0.3 สำหรับการทำให้เย็น (Ts<Tm)

(6) k = ค่าการนำความร้อน (W/m² K)

D_H = Equivalent hydraulic diameter (m)

$$Re_o = \frac{V_o D_H}{V_c} \tag{15}$$

การหาค่า Reynolds number

$$Re_n = \frac{V_i D_H}{V_n} \tag{16}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = f \frac{L}{D_i} \frac{V_i^2}{2g} \tag{17}$$

V = Kinematic viscosity (m² /s)

ΔP = ความดันตกคร่อม (N/m²)

g = ค่า specific gravity (9.81 m/s²)

f = สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

V = ความเร็วของของไหล (m/s)

D_i = Diameter ท่อใน (m)

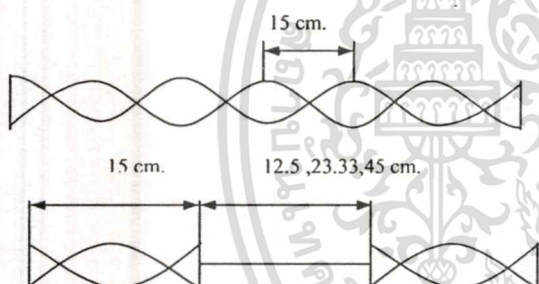
ρ = ความหนาแน่นของของไหล

L = ความยาวของท่อ (m)

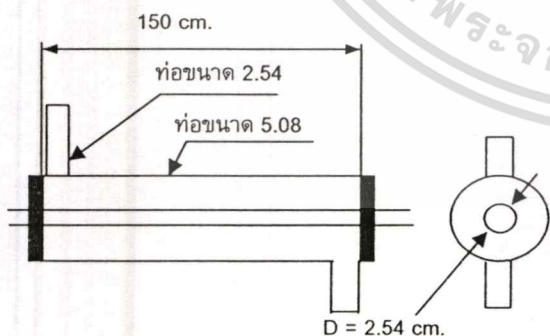
3. การทดลอง

3.1 ขอบเขตการทดลอง

- การทดลองใช้ท่อสแตนเลสสตีล แทนท่อเปลือก(shell)
 - การทดลองใช้แผ่นบีดเต็มที่มีระยะพิตช์ 10, 15, 20 cm.
 - การทดลองใช้แผ่นบีดกลับเต็มที่มีระยะพิตช์ 15 cm.
 - การทดลองใช้แผ่นบีดแบ่งเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 15 cm ความห่างช่วง 15 , 30 , 45 cm. ในท่อ
- การทดลองใช้แผ่นบีดแบ่งเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 15 cm ความห่างช่วงกลับ 15, 30, 45 cm. ในท่อ
- อัตราการไหลของน้ำเย็น 100 ลิตรต่อชั่วโมง ตลอดการทดลอง
 - อัตราการไหลของน้ำร้อนเริ่มตั้งแต่ 50 ลิตรต่อชั่วโมงและเพิ่มขึ้นครั้งละ 25 ลิตรต่อชั่วโมงจนถึง 450 ลิตรต่อชั่วโมง
 - ทดลองที่อุณหภูมิการทำงานของน้ำร้อน 80 ± 1 องศาเซลเซียส ตลอดการทดลอง



รูปที่ 1 แผ่นบีดที่ใช้ในการทดลองใส่ในท่อน้ำร้อน

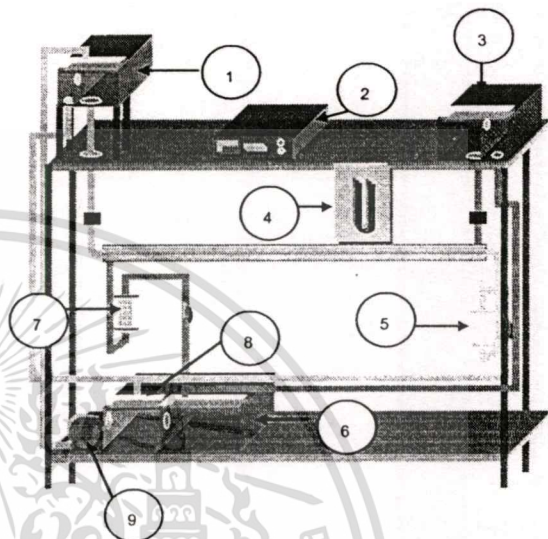


รูปที่ 2 ขนาดชุด shell and tube

3.2 หลักการทำงาน

การทำงานของชุดทดลองเบื้องต้นเปิดปั๊มน้ำเข้าสู่ระบบจนเต็มถึง 1 และ 8 ส่วนของถัง 3 ต่อกับระบบน้ำประปา โดยที่ปั๊มอัตราการไหลคงที่ จากนั้นเปิดสวิตช์ให้เครื่องทำความร้อนทำตามอุณหภูมิที่ต้องการ จากนั้นเปิดน้ำร้อนจากถัง 1 และน้ำประปาจาก ถัง 3 ให้ไหลผ่านระบบทดลองผ่านชุดท่อโดย ปรับอัตราการไหลทั้งสอง ให้มีปริมาณ

ที่ต้องการ จากนั้นตรวจวัดค่าอุณหภูมิทางเข้า-ออกของน้ำร้อนและน้ำเย็น บันทึกค่าที่ได้ เพื่อนำไปคำนวณหาประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อไป ทำการทดลองประมาณ 3-5 ครั้ง เพื่อหาค่าที่แม่นยำที่สุด จากนั้นทำการเปลี่ยนแผ่นบีดที่มีความห่างของระยะแผ่นบีดที่ต่างออกไป เพื่อทดสอบและเปรียบเทียบค่าการแลกเปลี่ยนความร้อนของระยะเกลียวแบบไหนที่มีประสิทธิภาพดีกว่ากัน



รูปที่ 3 ชุดทดลองการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน

ส่วนประกอบ

1. ถังน้ำร้อน
2. ชุดวัดอุณหภูมิด้วยเทอร์โมคัปเปิล
3. ถังน้ำเย็นต่อกับระบบน้ำประปา
4. U tube วัดความดัน
5. ชุดปรับอัตราการไหลของน้ำร้อน
6. ถังพักน้ำเย็น
7. ชุดปรับอัตราการไหลของน้ำเย็น
8. ถังพักน้ำร้อน
9. Pump จ่ายน้ำให้กับน้ำร้อน

3.3 หลักการทดลอง

3.3.1 การเตรียมการทดลอง

1. เปิดน้ำเย็นลงในถังที่ 3 และถังที่ 8 จนเต็มและปิดวาล์ว
2. กดสวิตช์ให้ปั๊มน้ำทำงาน จะส่งน้ำจากถังที่ 8 ไปสู่ถังที่ 1 จนเต็มแล้วปิดสวิตช์ปั๊มน้ำ
3. กดสวิตช์ให้ Heater ตัวที่อยู่ถังที่ 1 และถังที่ 2 ทำงาน โดยตั้งค่าอุณหภูมิไว้ที่ 93°C
4. เมื่อ Heater ทำงานจน อุณหภูมิน้ำถึง 93°C ก็ให้เปิดสวิตช์ปั๊มน้ำทำงานและเปิดวาล์วของน้ำร้อนให้ลงผ่านโรตารีเมตรที่มีขนาด 50-500 L/hr. โดยจะปรับอัตราการไหลไว้ที่ 50 L/hr. เพื่อให้ น้ำไหลเวียนกันภายใน

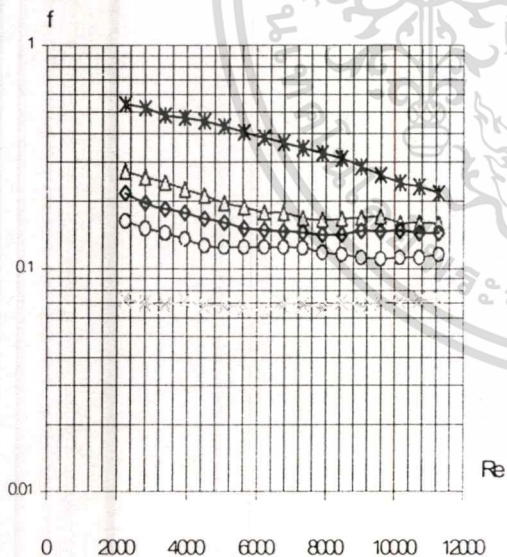
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3.2 ขั้นตอนการทดลอง

1. ทดลองโดยใช้ท่อเรียบก่อน
2. ปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นไว้ที่ 100 L/hr. โดยดูอัตราการไหลจากโรตารีมิเตอร์
3. ปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนที่ 50 L/hr เพิ่มทีละ 25 L/hr จนถึง 450 L/hr โดยดูอัตราการไหลจาก โรตารีมิเตอร์
4. เมื่ออุณหภูมิทางเข้าของน้ำร้อน $T_{hi} = 80^{\circ}\text{C}$ ให้อ่านค่า T_{ho} , T_{co} , T_{ci} และ Pressure drop แล้วบันทึกผลการทดลองในตารางการทดลอง
5. เมื่อทำการทดลองท่อเรียบเสร็จแล้ว ค่อยไปทดลองใส่แผ่นบิตขนาดต่าง ๆ ลงไปแล้วให้ทำตามขั้นตอนเหมือนท่อเรียบจากข้อ 1-4
6. นำแผ่นบิตที่มีขนาด 15 cm. และแผ่นบิตแบบเป็นช่วงๆระยะพิตช์ 15 cm ใส่เข้าไปในชุดทดลอง.

4.ผลการทดลอง

- △ Pitch 15cm with spaced 12.5 cm
- Pitch 15cm with spaced 45 cm
- ◆ Pitch 15cm with spaced 23.3 cm
- ✱ Normal Tube

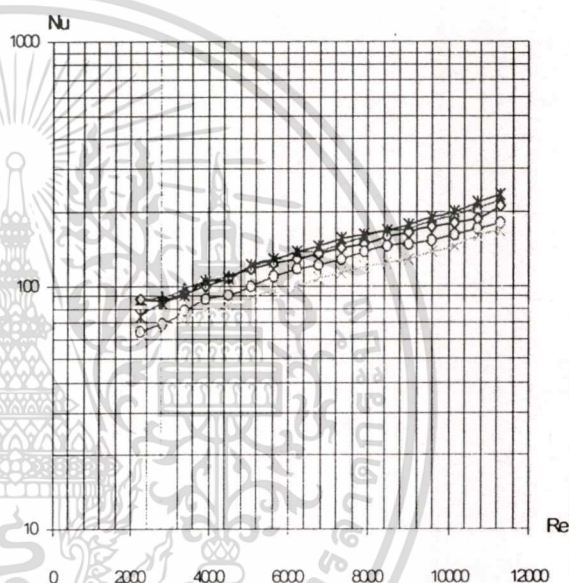


รูปที่ 4 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re

จากรูปที่ 4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า f (แรงเสียดทาน) กับ Re ซึ่งคำนวณมา จาก Pressure drop (ΔP) จะเห็นได้ว่า ที่แผ่นบิตที่มีระยะพิตช์ 15 cm. จะมีค่า f สูงกว่าแผ่นบิตทุกชนิด และแผ่นบิตแบบช่วงๆที่มีระยะพิตช์เท่ากับ 15 cm ช่วงว่างห่าง 12.5 cm. มีค่า f ถัดมา ช่วงว่าง 23.3 cm. และ ช่วงว่าง 45 cm. ตามลำดับ ซึ่ง

เมื่อเปรียบเทียบกับแบบท่อเรียบ จะมีค่าแตกต่างกันไม่มากนัก และที่ Re สูงๆ จะมีค่า f ไม่แตกต่างกันมาก เนื่องจากในแผ่นบิตที่มีระยะพิตช์ 15 cm. มีการบิดโค้งงอมาก มีแรงเสียดทานทำให้ความเร็วของของไหลลดลง จากสมการที่ (17) ส่งผลให้ค่า f มากขึ้นด้วยในช่วง Re ต่ำ เมื่อความเร็วมากขึ้น ค่า f จะมีค่าน้อยลงตามลำดับ เป็นผลมาจาก ค่าความเร็ว V ในสมการที่(17) เป็นค่ายกกำลังสอง ดังนั้นเมื่อของไหลมีความเร็วสูงขึ้นค่าแรงเสียดทานจะน้อยลง จนใกล้เคียงกันทั้งหมดและในแบบแผ่นบิตเป็นช่วงๆระยะพิตช์ 15 cm. ช่วงว่าง 12.5 cm.จะมีค่า f น้อยกว่าแบบแผ่นบิตเต็ม 15 cm. เป็นผลมาจากช่วงว่างที่แรงเสียดทานน้อยกว่าในแผ่นบิต

- △ Pitch 15cm with spaced 12.5 cm
- Pitch 15cm with spaced 45 cm
- ◆ Pitch 15cm with spaced 23.3 cm
- ✱ Normal Tube

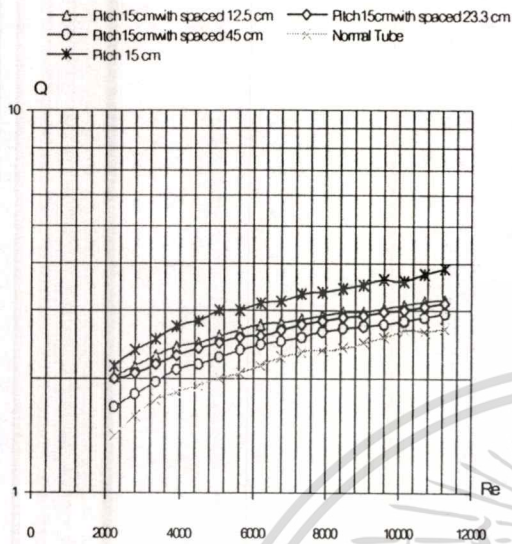


รูปที่ 5 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re

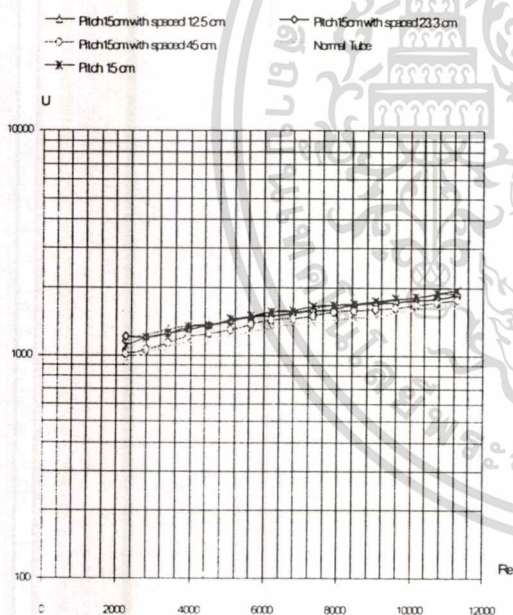
จากรูปที่ 5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re ที่ค่า Re ต่ำๆ จะมีค่า Nu ไม่แตกต่างกันมากนัก ถ้า Re มีค่าสูงขึ้น ค่า Nu จะมีค่าสูงตามไปด้วย เมื่อเปรียบเทียบเฉพาะแบบแผ่นบิตเป็นช่วงๆ จะเห็นว่าแผ่นบิตแบบช่วงๆที่มีระยะพิตช์ เท่ากับ 15 cm. ช่วงว่าง 12.5 cm.จะมีค่า Nu สูงกว่า แบบช่วงว่าง 23.3 cm. และช่วงว่าง 45 cm. ตามลำดับ แต่เมื่อเปรียบเทียบกับ แผ่นบิตเต็มที่มีระยะพิตช์ 15 cm. แบบแผ่นบิตเต็มระยะพิตช์ 15 cm. จะมีค่า Nu สูงกว่า ซึ่งจะเห็นว่าค่า Nu มีค่าแปรผันตามค่า Re ถ้าค่า Re สูงขึ้น ค่า Nu ก็มีค่าสูงขึ้นด้วย ตามสมการ ที่ (14) ดังนั้น ถ้าค่า Re สูงขึ้นการไหลแบบปั่นป่วนในแผ่นบิตที่มีระยะพิตช์เท่ากับ 15 cm. ซึ่งมีลักษณะการบิดโค้งงอมากจึงมีแรงต้านจากความเสียดทานมาก อย่างไรก็ตามเมื่อเพิ่ม Re ผลของการแยกตัวและแรงต้านที่ก่อตัวขึ้นให้เกิด wake ก็มีมากขึ้น ทำให้ค่า Nu ของแผ่นบิตเต็มที่มีระยะพิตช์ 15 cm. มีค่ามากกว่าแผ่นบิตแบบช่วงๆที่มีระยะพิตช์ 15 cm. ทุกแบบ ถ้าเปรียบเทียบกับท่อเรียบที่ไม่มีใบบิต จะ

เพื่อการศึกษานี้ ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เห็นว่า แผ่นบิดแบบช่วงที่มีระยะพิคซ์ 15 cm. ทุกแบบ มีค่ามากกว่าท่อเรียบ



รูปที่ 6 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Q กับ Re



รูปที่ 7 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง U กับ Re

จากรูปที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Q ซึ่งเป็นการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย กับ Re จะเห็นได้ว่าที่ Re สูงขึ้นจะมีการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงขึ้นตาม ค่า Q ซึ่งแปรผันตาม ความเร็วของของไหลจากสมการที่(8),(9) จะเห็นว่าถ้าค่า m มีค่าสูงค่า Q จะสูงตาม และ ค่า Q ในแต่ละแบบแผ่นบิดที่มีความแตกต่างกัน ตามค่า Nu ของรูปที่ 5 ดังนั้น เหตุผลของความแตกต่างแต่ละแบบแผ่นบิด จะเหมือนกับรูปที่ 5 ซึ่งเป็นผลของการไหลแบบปั่นป่วน แต่ค่า Q ในรูปที่ 6 นี้จะมีผลไม่

แตกต่างกันมากนักเมื่อมีการเปรียบเทียบในแผ่นบิดแต่ละแบบ อาจจะเป็นผลมาจาก ขนาดท่อที่ใช้ในการทดลองมีขนาดค่อนข้างเล็ก และจำกัดค่าการไหลของน้ำเย็นคงที่ ไว้ที่ 100 L/hr ดังนั้นในการทดลองครั้งต่อไป อาจจะมีการทดลองโดยใช้ท่อที่ใหญ่ขึ้น และทดลองปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นไว้หลายๆค่า

จากรูปที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน U กับ Re ที่ Re สูงขึ้นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนก็จะสูงขึ้นตามค่า Re เช่นเดียวกันกับ Q ในรูปที่ 6

5.สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองพบว่าอัตราการไหลหรือค่า Re ที่ต่ำๆจะให้ค่า Nu ที่ไม่แตกต่างกันมาก เนื่องจากค่า Nu แปรผันตามค่า Re จะเห็นได้จากสมการของ Dittus-Boelter จะเห็นได้ว่า $Nu_D = 0.023Re_D^{4/5} Pr^n$ ซึ่งค่า Re เป็นตัวแปรด้วย ดังนั้น การที่เราใส่แผ่นบิดเข้าไปนั้นเป็นการเพิ่ม Turbulent ของการไหลให้มากขึ้นทำให้ Nu เพิ่มขึ้นด้วย โดยสังเกตได้จากค่า Nu_D จะมีค่ามากกว่าท่อเรียบตลอดไม่ว่าจะเป็นแผ่นบิดระยะใดก็ตาม ซึ่งผลการทดลองครั้งนี้ ที่ทำแผ่นบิดเต็มระยะพิคซ์ 15 cm. ให้ค่า Nu สูงกว่าแผ่นบิดแบบช่วงที่มีระยะพิคซ์ที่ 15 cm. ช่วงว่าง 12.5 cm., 23.3 cm. 45 cm. แต่เมื่อพิจารณาในเรื่องแรงเสียดทานพบว่า Pressure Drop สูงกว่าแบบอื่น ถึงแม้ว่าจะมีค่า Nu มากกว่าก็ตาม ซึ่งถ้านำมาเปรียบเทียบกับแบบท่อเรียบแล้ว ในทางเศรษฐศาสตร์และในทางด้านพลังงาน แผ่นบิดเต็มระยะพิคซ์ 15 cm. สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้นจริง แต่ต้องสูญเสียพลังงานให้กับแรงเสียดทานมาก ซึ่งอาจจะไม่คุ้มทุนในการใส่แผ่นบิดนี้ และเมื่อเปรียบเทียบแบบแผ่นบิดเต็มและแบบช่วง 12.5 cm., 23.3 cm. 45 cm. จะเห็นว่าการถ่ายเทความร้อนจะน้อยกว่าแบบแผ่นบิดเต็มเล็กน้อย แต่มีแรงเสียดทานน้อยกว่ามาก

การที่ท่อใส่แผ่นบิดเป็นช่วงๆ ให้ประสิทธิภาพมากกว่า แบบอื่น เนื่องมาจากมีแรงเสียดทานน้อยและเมื่อน้ำไหลเข้าแผ่นบิดแล้วเกิดการหมุนวน ไปตามใบแผ่นบิดและเมื่อออกจากแผ่นบิด ที่เป็นช่วงว่างก็จะมีระยะที่ยังคงไหลปั่นป่วนด้วยตนเองอีกระยะหนึ่ง และช่องว่างนี้ยังลดแรงเสียดทานของการไหลลงด้วย จึงทำให้การถ่ายเทความร้อนได้ดี และ แผ่นบิดเป็นช่วงที่มีระยะพิคซ์ที่ 15 cm. ช่วงว่าง 12.5 cm. จะมีการถ่ายเทความร้อนมากกว่าแผ่นบิดเป็นช่วงที่มีระยะพิคซ์ที่ 15 cm. ช่วงห่าง 23.3 cm. และ 45 cm. ตามลำดับ และมีแรงเสียดทานมากกว่าเพียงเล็กน้อย

จากผลการทดลองนี้เราสามารถนำหลักการนี้ไปเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ หรือสามารถลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้

เอกสารอ้างอิง

- [1]รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์,"การถ่ายเทความร้อน", มิถุนายน พ.ศ.2542
- [2] ชัชวาล เขียวละลิม และคณะ(2542) วิทยานิพนธ์,"การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ",ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ปี พ.ศ.

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2544

- [3] Holman,JP,"Heat Transfer",McGraw-Hill,New Yourk,1989
- [4] R.M.Manglik and A.E. Bergles,"Lanminal flow heat transfer in a semi- circular tube with uniform wall temperature",Heat Mass Transfer vol.31,No.3,pp625-636,1988
- [5] S.Ray,AW.Date,"Friction and heat transfer characteristics of flow though square duct with twisted tape insert", International Journal of Heat and Mass Transfer ,Vol.46.,pp889-902,2003
- [6] S.K.Agarwal and M.Raj Rao,"Heat transfer augmentation for the flow of a viscous liquid in circular tubes using twisted tape inserts",Heat Mass Transfer,vol.39,No.17,pp3547-3557,1996
- [7] S.K. Saha, A.Dutta,S.K.Dhal,"Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements" International Journal of Heat and Mass Transfer,Vol.44,pp4211-4223,2001



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล นายนิติเวช ทองนุช
วัน เดือน ปีเกิด 19 เมษายน 2518 ที่จังหวัดมหาสารคาม
ที่อยู่ 11/544 ถนนป๊อปปูล่า5 ตำบลบ้านใหม่ อำเภอปากเกร็ด จังหวัดนนทบุรี
ประวัติการศึกษา 2543 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกลเรือ
ศูนย์ฝึกพาณิชย์นาวี

ประสบการณ์ทำงาน

พ.ศ.2543-2544 ตำแหน่งหัวหน้าฝ่ายซ่อมบำรุง บริษัท CHEMSTAR SHIPPING

พ.ศ.2544-2548 ตำแหน่งอาจารย์ ฝ่ายวิชาการช่างกลเรือ ศูนย์ฝึกพาณิชย์นาวี

พ.ศ.2547-2548 ตำแหน่ง Marine Surveyor บริษัท OMIC

ผลงานวิจัย

พ.ศ.2547 การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนโดยใช้แผ่น
บีดสอดเป็นช่วงในท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้