สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

PERFORMANCE ENHANCEMENT OF A HEAT EXCHANGER

T 050144

โดย

นาย จักรพงศ์ อุบลบาน

นาย สนธยา ไชยพันธ์

นาย สุรัตน์ สุดสาย

นาย อภิชัย เกตุมงคลสิทธิ์

อาจารย์ที่ปรึกษา

รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เลขหมู่.....

เลขทะเบียน 50144

วัน,เดือน,ปี 21 เม.ย. 2547

.b.....

.i.....

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตร์บัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2545

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา2545

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

PERFORMANCE ENHANCEMENT OF A HEAT EXCHANGER

ผู้จัดทำ

1.นาย จักรพงค์ อุบลบาน รหัสนักศึกษา 43515955

2.นาย สนธยา ไชยพันธ์ รหัสนักศึกษา 43515975

3.นาย สุรัตน์ สุดสาย รหัสนักศึกษา 43515979

4.นาย อภิชัย เกตุมงคลสิทธิ์ รหัสนักศึกษา 43515982

อาจารย์ที่ปรึกษา

(รศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

นาย จักรพงค์ อุบลบาน 43515955
นาย สนธยา ไชยพันธ์ 43515975
นาย สุรัตน์ สุดสาย 43515979
นาย อภิชัย เกตุมงคลสิทธิ์ 43515982
รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา2545

บทคัดย่อ

โครงงานนี้ เป็นการศึกษาถึงการเพิ่มสมรรถนะ การถ่ายเทความร้อน ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบเปลือกและท่อ(Shell-and-tube) เป็นการไหลแบบสวนทางกัน(Counter flow) ใช้น้ำกับน้ำเป็นสารตัวกลาง และลักษณะของของไหลร้อนไหลในท่อ tube และของไหลเย็นไหลในท่อ Shell มีการติดตั้งแผ่นบิดที่มีระยะพิตช์ ขนาดต่างกัน ใส่เข้าในท่อ tube เพื่อช่วยให้เกิดการไหลหมุนวน ของของไหลในท่อ และช่วยในการเพิ่มพื้นผิวสัมผัสของของไหลภายในท่อ tube และพิจารณาผลของการทดลอง และหาความสัมพันธ์ ระหว่างการไหลในท่อที่มีผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน และผลต่อความดันตกคร่อมที่เกิดขึ้น มาเปรียบเทียบกับผลของการไหลในท่อแบบเรียบ ซึ่งค่าที่ใช้จะแสดงอยู่ในรูปของค่า Nusselt number กับ Reynolds number และค่าของ Friction factor กับ Reynolds number หลังจากการทดลองอัตราการไหลที่ค่า Reynolds number สูงๆ จะได้ค่า Nusselt number สูงด้วย ดังนั้น ค่าที่ได้จากการทดลองนี้ แผ่นบิดที่ระยะพิตช์ 5 cm จะได้ค่า Nusselt number สูงสุด แต่ค่า Friction factor ก็สูงด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

PERFORMANCE ENHANCEMENT OF A HEAT EXCHANGER

Mr. Juckapong Ubomban 43515955
Mr. Sontaya Chaiyapan 43515975
Mr. Surut Sudsai 43515979
Mr. Apichai Kedmonchai 43515982
Assoc. Prof.Dr. Pongjet Promvon Advisor

Abstract

This project presents the study of heat transfer performance enhancement of a shell and tube, counter flow heat exchanger by using water as working fluid; hot water in the tube and cool water in the shell. A twisted tap with various different pitch ranges is inserted into the tube to create swirling flow and to increase surface area inside the tube. From experimental result, the relation between the flows and heat transfer including pressure drop in the tube is studied. The results obtained are compared with the results in plain(smooth) tube (without twisted tapes). The results are presented in terms of Nusselt number(Nu) and friction factor(f) against Reynolds number(Re). The experiments show that an increase in flow rate(High Re) leads to higher Nusselt number(Nu) for all runs. The use of smaller pitch of twisted tape results in the increase in Nu but gives very high frition factor.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จได้ด้วยดี ด้วยการให้คำปรึกษาและความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา รศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์ ซึ่งเป็นอาจารย์ผู้ควบคุมปริญญานิพนธ์คณะผู้วิจัยรู้สึกทราบซึ้งในความอนุเคราะห์จากท่านและขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบคุณ อาจารย์ มณฑล ใจกุศล ที่ให้ยืมฮีทเตอร์เพื่อใช้ในการทดลองครั้งนี้

ขอขอบคุณสถาบันพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังที่ให้ความช่วยเหลือทางด้านอุปกรณ์และสถานที่ที่ใช้ในการทดลอง

ขอขอบคุณอาจารย์ทุกท่านที่ให้คำแนะนำที่เกี่ยวข้องกับปริญญานิพนธ์ฉบับนี้ และได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้แก่คณะผู้วิจัย

ขอขอบคุณลุง มณฑา เทียมเมือง ที่ได้ช่วยเหลือในงานครั้งนี้อย่างสูง

ขอขอบคุณ พระคุณบิดามารดาผู้วิจัย ที่ให้กำลังผู้วิจัยจนสำเร็จในการทำปริญญานิพนธ์ฉบับนี้

ขอขอบคุณเพื่อนทุกคนที่ให้คำปรึกษาและเป็นกำลังใจ

สุดท้ายนี้คุณค่าและประโยชน์อันพึงมีจากปริญญานิพนธ์ฉบับนี้คณะผู้วิจัยขอมอบแก่ผู้มีพระคุณทุกท่าน

นาย จักรพงค์ อุบลบาน
นาย สนธยา ไชยพันธ์
นาย สุรัตน์ สุดสาย
นาย อภิชัย เกตุมงคลสิทธิ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้าที่
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VI
สารบัญภาพ	VII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย	1
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย	2
1.4 วิธีการดำเนินงาน	2
บทที่ 2 คุณลักษณะอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	3
2.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยน	3
2.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล(Physical Properties of Fluid)	3
2.1.2 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง(Operating Condition)	3
2.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล(Chemical Properties of Fluid	4
2.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	4
บทที่ 3 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	7
3.1 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	7
3.1.1 การแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้	7
3.1.2 การแบ่งตามจุดประสงค์ของการใช้งาน	8
3.1.3 การแบ่งประเภทตาม โครงสร้างของอุปกรณ์	9
3.1.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม flow arrangement	17
3.1.5 ลักษณะกี่แบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่ง Transfer Process	17
3.1.6 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบ่งตาม According Compactness	18
บทที่ 4 วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	20
4.1 วัสดุที่ใช้ในการทำ Heat Exchanger	20
4.1.1 พลาสติก	20
4.1.2 แกรไฟต์	20

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

	หน้าที่
บทที่ 5 ทฤษฎีและสูตรในการคำนวณ	23
5.1 สภาวะการไหลของของไหล	23
5.2 การเปลี่ยนแปลงความดันหรือHead loss	24
5.3 ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนในท่อ	25
5.4 การถ่ายเทความร้อนโดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม	26
5.5 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม(Overall heat transfer coefficient)	28
5.6 ค่า Nusselt number	31
5.7 การไหลภายในท่อซ้อนกันรูปวงแหวน(Concentric tube annulus)	31
5.8.สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบเทอร์บูเลนท์ในท่อกลม	34
5.9 ความหนาวิกฤติของฉนวน	35
บทที่ 6 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	37
6.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	37
6.2 การเตรียมชุดอุปกรณ์ทดลอง	37
6.3 การทดลอง	38
6.4 ตัวอย่างการคำนวณ	43
บทที่ 7 ผลการทดลองและการวิเคราะห์	46
7.1 ผลการทดลอง	46
7.2 การวิเคราะห์ผลการทดลอง	46
บทที่ 8 สรุปผลการทดลอง	61
8.1 สรุปผลการทดลอง	61
8.2 ข้อเสนอแนะ	61
บรรณานุกรม	62
ภาคผนวก	63
ภาคผนวก ก	63
ภาคผนวก ข	69
ภาคผนวก ค	71

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

หน้าที่

ตารางที่ 3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ 15

ตารางที่ 3.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของมสรรถนะ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบต่างๆ สำหรับกรณีของก๊าซร้อนและก๊าซเย็น 16

ตารางที่ 5.1 ค่าของเฟาว์ลิ่ง แฟคเตอร์ 30

ตารางที่ 5.2 ค่าโดยประมาณของU 30

ตารางที่ 5.3 Nu_D สำหรับการไหลแบบลามินาร์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อซ้อนกัน รูปวงแหวนซึ่งผิวหนึ่งหุ้มฉนวนและอีกผิวหนึ่งมีอุณหภูมิผิวคงที่ 33

ตารางที่ 5.4 สำหรับฟลักซ์ความร้อนคงที่ที่ผิวทั้งสอง 33

ตารางภาคผนวก ก1 การทดลองของ ท่อเรียบ 64

ตารางภาคผนวก ก2 การทดลองของ ท่อระยะพิตช์ 5 cm 65

ตารางภาคผนวก ก3 การทดลองของ ท่อระยะพิตช์ 10 cm 66

ตารางภาคผนวก ก4 การทดลองของ ท่อระยะพิตช์ 15 cm 67

ตารางภาคผนวก ก5 การทดลองของ ท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงระยะพิตช์ 10 cm 68

ตารางภาคผนวก ข1 คุณสมบัติของน้ำอิ่มตัว 70

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญภาพ

หน้าที่

รูปที่ 3.1 ลักษณะการไหลในท่อสองชั้น (a) parallel flow (b) counter flow 10

รูปที่ 3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น 10

รูปที่ 3.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell-and-tube แบบ(a) one shell pass และ one tube pass (b) parallel flow (c) counter 11

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 12

รูปที่ 3.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน 12

รูปที่ 3.6 (a) การไหลขนานกัน (b) การไหลสวนทางกัน (c) การไหลตัดขวางกัน 17

รูปที่ 3.7 การไหลแบบ Multi pass (a) one shell pass, two tube pass (b) two shell pass, four tube pass (c) three shell pass, six tube pass 17

รูปที่ 3.8 แสดง Cooling Tower แบบ Natural Convection 18

รูปที่ 3.9 แสดง Cooling Tower แบบ Force Convection 18

รูปที่ 4.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ที่สร้างโดยใช้เทคนิครูไขว้ 22

รูปที่ 4.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสี่เหลี่ยมที่ทำด้วยแกรไฟต์โดยใช้เทคนิครูไขว้ 22

รูปที่ 4.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ที่ทำด้วยแก้วโดยมีเทฟลอนเป็นแผ่นยึดท่อและชีล 22

รูปที่ 5.1 การก่อตัวของบาวน์ดารีเลเยอร์ของการไหลในท่อกลม 23

รูปที่ 5.2แสดงรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลตามกันและการไหลสวนทางกันในท่อซ้อนกัน 26

รูปที่ 5.3 ท่อซ้อนกันรูปวงแหวน 31

รูปที่5.4 ท่อทรงกระบอกกลวงหุ้มฉนวน 35

รูปที่ 6.1 แสดงการวางอุปกรณ์ต่างๆ ในชุดทดลอง 38

รูปที่ 6.2 อินดิเคเตอร์ วัดและควบคุมอุณหภูมิที่ทางเข้าของน้ำร้อน โดยควบคุมที่ฮีทเตอร์ 39

รูปที่ 6.3 เป็นหน้าจอแสดงผลอุณหภูมิที่จุดต่างๆ ของชุดทดสอบ 39

รูปที่ 6.4 U-tube วัดความดันตกคร่อมภายในท่อ 40

รูปที่ 6.5 โรตามิเตอร์วัดอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็น 40

รูปที่ 6.6 ฮีทเตอร์ที่ใส่เพื่อให้ความร้อนของน้ำร้อนมีสองตัวสำหรับถังที่1. และ 3 41

รูปที่ 6.7 แผ่นบิดที่เราใส่เข้าไป(ระยะพิตช์ 5,10,15 cm และแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ พิตช์ 10 cm) 41

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญภาพ(ต่อ)

หน้าที่

รูปที่ 6.8 ปั๊มน้ำที่ใช้ส่งน้ำจากถังที่3 ไปยังถังที่ 1 42

รูปที่ 6.9 รูปของชุดทดสอบทั้งหมด 42

รูปที่ 7.1 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re เปรียบเทียบ ท่อเรียบ กับระยะพิตช์ต่างๆ 46

รูปที่ 7.2 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re เปรียบเทียบ ท่อเรียบ กับระยะพิตช์ต่างๆ 48

รูปที่ 7.3 กราฟสัมพันธ์ระหว่าง Q กับ Re เปรียบเทียบท่อเรียบ กับระยะพิตช์ต่างๆ 49

รูปที่ 7.4 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง U กับ Re เปรียบเทียบท่อเรียบ กับระยะพิตช์ต่างๆ 50

รูปที่ 7.5 กราฟอัตราส่วนของค่า Nu ระยะพิตช์ต่างๆต่อท่อเรียบ ที่Re ต่างๆ 51

รูปที่ 7.6 กราฟอัตราส่วนของค่า f ระยะพิตช์ต่างๆต่อท่อเรียบ ที่ Re ต่างๆ 52

รูปที่ 7.7 กราฟอัตราส่วนของค่า Q ระยะพิตช์ต่างๆต่อท่อเรียบ ที่Re ต่างๆ 53

รูปที่ 7.8 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re เปรียบเทียบ ท่อระยะพิตช์ 10 กับท่อ
แผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm 54

รูปที่ 7.9 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re เปรียบเทียบ ท่อระยะพิตช์ 10 กับท่อ
แผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm 55

รูปที่ 7.10 กราฟสัมพันธ์ระหว่าง Q กับ Re เปรียบเทียบ ท่อระยะพิตช์ 10 กับท่อแผ่นบิด
แบบเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm 56

รูปที่ 7.11 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง U กับ Re เปรียบเทียบ ท่อระยะพิตช์ 10 กับท่อ
แผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm 57

รูปที่ 7.12 กราฟอัตราส่วนของค่า Nu เปรียบเทียบ ท่อระยะพิตช์ 10 กับท่อแผ่นบิด
แบบเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm ต่อท่อเรียบ ที่Re ต่างๆ 58

รูปที่ 7.13 กราฟอัตราส่วนของค่า f เปรียบเทียบ ท่อระยะพิตช์ 10 กับท่อแผ่นบิด
แบบเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm ต่อท่อเรียบ ที่Re ต่างๆ 59

รูปที่ 7.14 กราฟอัตราส่วนของค่า Q เปรียบเทียบ ท่อระยะพิตช์ 10 กับท่อแผ่นบิดแบบ
เป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm ต่อท่อเรียบ ที่Re ต่างๆ 60

รูปที่ ค1 ขนาดของท่อที่ใช้ทำชุดทดลอง 72

รูปที่ ค2 ขนาดของแผ่นบิดที่ใส่ไปในท่อต่างๆ 72

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

ขบวนการเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ระหว่างของไหลเป็นสิ่งสำคัญมากในอุตสาหกรรมที่มีการแลกเปลี่ยนทางความร้อน ซึ่งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน อาทิเช่น หม้อน้ำ คอนเดนเซอร์ คอยล์ร้อน คอยล์เย็น เป็นต้น ซึ่งจะเห็นได้ว่ามีความสำคัญมากในทางอุตสาหกรรม จึงมีความพยายามที่จะหาทางลดขนาดและค่าใช้จ่ายของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ตัวแปรสำคัญในการลดขนาดและค่าใช้จ่ายของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทำได้โดยการทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้น ซึ่งมีการวิจัยในเรื่องเป็นจำนวนมาก มีการใช้วิธีต่างๆ ในการเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการพาความร้อนแบบบังคับในขณะที่สามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและทำให้เกิดการประหยัดพลังงานได้ วิธีแบบ Passive ซึ่งเป็นวิธีที่ไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอกเพิ่มเติม ได้แก่ การใช้พื้นผิวที่ได้รับการปรับสภาพแล้ว การใช้พื้นผิวหยาบ การเพิ่มพื้นผิว การติดตั้งอุปกรณ์ที่ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพ การติดตั้งอุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวน การใช้ท่อที่เป็นขดและการเติมสารลงไปในของเหลวและก๊าซส่วนวิธีแบบ Active ซึ่งต้องการแหล่งพลังงานจากภายนอก ได้แก่ การใช้อุปกรณ์ทางกล การทำให้เกิดการสั่นของพื้นผิว การทำให้เกิดการสั่นของของไหล การใช้สนามไฟฟ้าสถิตย์ การฉีดพ่นหรือการดูดของไหลและการฉีดพ่นแบบแจ็ท

ท่อที่ทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวนเป็นอุปกรณ์ในทางปฏิบัติที่สำคัญเหมือนกับ Submerged Burner ห้องเผาไหม้ และอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดต่างๆ โดยทั่วไปการไหลแบบหมุนวนในท่อสามารถแบ่งได้เป็น 2 ประเภท คือ การไหลแบบหมุนวนต่อเนื่อง และการไหลแบบหมุนวนเฉพาะช่วงเริ่มต้น ในการไหลแบบหมุนวนต่อเนื่องการเคลื่อนที่แบบหมุนวนจะเกิดขึ้นตลอดทั้งความยาวของท่อ ในขณะที่การไหลแบบหมุนวนเฉพาะช่วงเริ่มต้น การหมุนวนจะเกิดขึ้นส่วนทางเข้าของท่อและจะลดการหมุนวนลงเรื่อยๆ ตามแนวการไหล แผ่นเทปเกลียวและขดลวดที่ถูกติดตั้งแทรกอยู่ภายในท่อ และการติดตั้งใบ helical vanes หรือการเซาะร่องเกลียว(helical grooves) ในผิวท่อด้านในเป็นตัวทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวนต่อเนื่อง ในขณะที่อุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการหมุนวนที่ทางเข้าจะทำให้เกิด การหมุนวนภายในท่อ เฉพาะช่วงเริ่มต้น สำหรับการไหลแบบหมุนวน เฉพาะช่วงเริ่มต้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะลอลงตามระยะทางการไหลในขณะที่การไหลแบบหมุนวนต่อเนื่องสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าคงที่

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

สำหรับโครงงานนี้ ศึกษาหาแฟคเตอร์ต่างๆ ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยในโครงงานนี้จะทำการศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

and tube ที่มีการทำให้ของไหลในท่อ tube เกิดการไหลหมุนวนแบบต่อเนื่อง ศึกษาความแตกต่างของประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน ของแต่ละระยะพิตช์ของแผ่นบิดที่หมุนวนในท่อ tube

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

ขอบเขตของการทดลองในโครงงานนี้ คือการเพิ่มประสิทธิภาพ โดยการใส่แผ่นบิดที่มีระยะพิตช์ต่างๆ คือ ระยะพิตช์ 5, 10, 15 cm และแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆระยะพิตช์ 10 cm โดยทดลองที่อัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่ที่ 100 L/hr และน้ำร้อนที่ตั้งแต่ 50 L/hr และเพิ่มทีละ 25 L/hr จนไปถึงอัตราการไหล 450 L/hr โดยที่น้ำเย็นและน้ำร้อนเป็นการไหลที่สวนกัน(Counter flow) ทำการบันทึกผลการทดลองต่างๆ ที่ค่าของอุณหภูมิที่เข้าและออก ของทั้งน้ำเย็นและน้ำร้อน และยังวัดค่าความดันตกคร่อมที่ทางเข้าและออกของท่อร้อนด้วย นำค่าที่ได้ไปคำนวณหาค่า Nusselt number และ Pressure drop เพื่อเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อนของการทดลอง และวิเคราะห์ผลที่ได้

1.4 วิธีการดำเนินงาน

งานวิจัยของโครงงานนี้ เริ่มจากการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(Heat Exchanger) เป็นแบบท่อซ้อนกัน มีท่อใน และท่อนอก โดยทำให้การไหลสวนกัน(Counter flow) จากนั้นทำการทดลองเก็บค่าอุณหภูมิที่ทางเข้าและออก ของน้ำร้อนและน้ำเย็น และวัดค่าความดันตกคร่อมที่ทางเข้าและออกของท่อร้อน นำไปคำนวณหาค่าต่างๆ เพื่อเปรียบเทียบการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งรายละเอียดจะอยู่ในบทที่ 5 และ 6 ของปริญญานิพนธ์นี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2
คุณลักษณะอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน หมายถึงเครื่องมือที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลที่มีระดับพลังงานความร้อน(อุณหภูมิ) แตกต่างกัน 2 ชนิด ผ่านผนังกั้นระหว่างของไหลทั้งสอง ในการออกแบบอุปกรณ์ความร้อน สิ่งแรกที่จะต้องศึกษาคือ คุณสมบัติของไหลที่ใช้ จากนั้น จึงทำการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับจุดประสงค์และเงื่อนไขของการใช้มากที่สุด หัวข้อที่จะกล่าวถึงต่อไปนี้ เป็นสิ่งสำคัญที่จะต้องพิจารณาในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง และถูกหลักเศรษฐกิจด้วย

2.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล(Physical Properties of Fluid)

คุณสมบัติของของไหลที่สำคัญที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกประเภทของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน คือ ความหนืด ความหนาแน่น ความจุความร้อนจำเพาะของของไหล ปริมาณของสิ่งเจือปนหรืออนุภาคของแข็งที่มีอยู่ในของไหล ตลอดจนคุณสมบัติของสิ่งเจือปนเหล่านั้น เนื่องจากว่าสิ่งเจือปนอนุภาคของแข็งและตะกอนมักจะสะสมในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจนเกิดการกีดขวางการไหล หรือเกาะเป็นคราบ(Scale) ติดกับผิวนำความร้อน ทำให้ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนลดลง จึงควรระวังเป็นพิเศษ ในกรณีที่มีการระเหย หรือการควบแน่นของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ถ้าสภาพการไหลของของไหลไม่เหมาะสม อาจเกิดการสั่นสะเทือนราวกับถูกค้อนน้ำ(Water hammer) หรือเกิดการสะสมของก๊าซ ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องลดลง

2.1.2 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง(Operating Condition)

เงื่อนไขต่างๆ ที่เกี่ยวกับความแข็งแกร่งของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกกำหนดโดยความดันและอุณหภูมิของของเหลวที่ใช้ในการออกแบบ เพื่อให้วิธีแลกเปลี่ยนความร้อน และความแข็งแกร่งของวัสดุที่ใช้ปลอดภัยพอสำหรับการปฏิบัติงาน เราจำเป็นต้องใช้เงื่อนไขของการเดินเครื่องในการคำนวณความหนาของเชลล์ (Shell) ที่บางที่สุดที่ต้องใช้ตลอดจนสัดส่วนของแฟลนจ์(Flange) ที่เหมาะสม

ในกรณีที่จำกัดผลการลดความดันของของไหล ระหว่างทางออกและทางเข้าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอย่างเคร่งครัด เราควรจะพิจารณาทบทวนแบบของเครื่องที่เลือกไว้แล้ว ในกรณีที่การเดินเครื่องเป็นแบบพักๆ (batch) ปริมาณของของไหล เวลาที่ใช้ในการเดินเครื่องและผลต่างของอุณหภูมิที่ยอมให้ได้ในการเดินเครื่องแต่ละครั้ง เป็นปัจจัยสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล(Chemical Properties of Fluid)

การเกิดสนิม(Corrosion) และการกัดเซาะ(Erosion) ผิวสัมผัสของการไหลเป็นปัญหาสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงเสมอ ในการออกแบบอุปกรณ์ทางอุตสาหกรรมเคมี การเกิดสนิมเป็นผลของการเปลี่ยนแปลงทางเคมีที่ของไหลกระทำต่อผิวสัมผัส ซึ่งโดยปกติแล้ ผิวสัมผัสจะถูกกัดให้บางลงอย่างสม่ำเสมอแต่ในบางครั้ง สนิมอาจกัดเฉพาะแห่ง เนื่องจากปรากฏการณ์ทางด้านเซลล์ไฟฟ้า ส่วนการกัดเซาะนั้นเกิดจากการปะทะของของไหลกับผิวสัมผัส หรืออาจจะเป็นผลของความสึกหรอที่เกิดจากความดันต่ำที่เกิดขึ้น ณ จุดบางจุด วัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลเปลี่ยนความร้อนจึงควรเป็นวัสดุที่ไม่เกิดสนิมง่าย หรือถูกกัดเซาะโดยของไหลที่ใช้

สิ่งที่กล่าวถึงข้างต้นนี้คือ ปัจจัยทั้งหมดที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกแบบ และวัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในขณะเดียวกัน ยังต้องคำนึงถึงราคาของการผลิตของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประกอบเข้าไปด้วย

2.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ถึงแม้ว่า การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน มาตรฐานทั่วๆ ไป จะเป็นที่พอใจของความต้องการในการทำงาน หน่วยธรรมดาที่อุณหภูมิ และความดันปานกลาง สำหรับกรณีโดยเฉพาะ ถูกออกแบบให้ใช้ได้กับงานพิเศษได้มากมาย คือ ได้ช่วงอุณหภูมิและความดัน ตั้งแต่ค่าต่ำๆ จนสูงๆ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหลายตัว ถูกออกแบบสำหรับงานหลากหลายชนิด ดังนั้น มาตรการสำหรับความเหมาะสมที่สุด ขึ้นกับชนิดของงานที่จะนำไปใช้ เช่น มาตราการที่เหมาะสมที่สุดอาจจะถูกต้องการให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน มีน้ำหนักน้อยที่สุด ปริมาตร หรือพื้นที่ที่ใช้ในกรแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยที่สุด เช่นถ้าต้นทุนในการผลิต(Initial) และค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน(Operation Cost) จะมีค่าสูงเพราะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดใหญ่ ต้องใช้สารทำงาน(Working fluid) มากกว่า และต้องใช้ Pump ใหญ่ขึ้น, Pressure Drop ก็มากกว่าด้วย ต่อมาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนควรมีการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด แต่ความดันที่ลดลงน้อยสุด (Prssure Drop), ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยน้อยที่สุด

ดังนั้น เพื่อที่จะนำไปสู่การศึกษาความเหมาะสมที่สุดในการออกแบบด้านอุณหภูมิของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ควรแสดงและการคำนวณควรถูกการทำซ้ำสำหรับแต่ละการออกแบบที่สามารถแปรผันได้ จนกระทั่ง มาตรการที่เหมาะที่สุด ถูกทำให้พึงพอใจ และได้มีการนำโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์มาใช้ในการออกแบบด้านอุณหภูมิของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Bell อธิบาย คอมพิวเตอร์ ช่วยการออกแบบกระบวนการทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด Shell-And-Tube

Shah เกี่ยวกับพื้นฐานของลักษณะเด่น คอมพิวเตอร์ ที่ช่วยในการออกแบบทางความร้อน และกระบวนที่เหมาะสมที่สุด สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบกะทัดรัด

Spalding โครงร่างทั่วไป ของลักษณะเด่น ของวิธีทาง numerical สำหรับการคำนวณ Fluid Dynamics และสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ขั้นพื้นฐานจะมีการมุ่งความสนใจทางด้านการออกแบบให้ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดกะทัดรัด แต่ให้มีประสิทธิภาพดี

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

ปัญหาด้านการประเมินค่า(Rating Problem) ถูกเกี่ยวพันกับการหาค่า อัตราการถ่ายเทความร้อน อุณหภูมิทางออกและความดันที่ลดลง ในแต่ละด้าน และปริมาณต่อไปนี้ เป็นปริมาณอย่างกว้างๆ ที่ระบุในปัญหาการประเมินค่า คือ ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, พื้นผิวรูปทรงเรขาคณิต, การจัดการการไหล, อัตราการไหล, อุณหภูมิด้านเข้า

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

งานของผู้ที่จะออกแบบ คือ การเลือกชนิดของโครงสร้าง, การจัดการการไหล และพื้นผิวรูปทรงเรขาคณิต ทั้งสองด้าน

ปริมาณต่อไปนี้ เป็นปริมาณอย่างกว้างๆ คือ ของเหลวที่ทางเข้าและอุณหภูมิทางออก อัตราการไหล, ความดันลดลง และอัตราการถ่ายเทความร้อน

Shah อธิบายจุดเด่น ของความสำคัญของ คอมพิวเตอร์ ในการทำ Subroutine ที่ถูกต้องการให้มีการคิดคำนวณการหาขนาด และการประเมินค่าอัตราต่างๆ ซึ่งรวมถึงข้อต่อไปนี้

1.การออกแบบโดยเฉพาะ(Design specific) การออกแบบโดยเฉพาะ ที่มีการกำหนดแน่ นอนที่สมบูรณ์ ควรถูกหาได้ที่ Computer subroutine ข้อมูลควรรวบรวมชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ,การจัดการการ ไหล ,พื้นที่ผิวเรขาคณิต ,ค่าสภาวะการทำงาน เช่น อุณหภูมิทางเข้า ความดัน ,อัตราการไหล ,ชนิดของของเหลว และอื่นๆ

2.คุณสมบัติของของเหลว(Fluid Properties) คุณสมบัติทางกายภาพ หลายๆ อย่างของของเหลว เช่น ความร้อนจำเพาะ, ความหนาแน่น, ความหนืด, ค่าการนำความร้อน และเพลนตัน นัมเบอร์ ค่าเหล่านี้ ควรถูกรวมเป็นฟังก์ชั่นของอุณหภูมิในเทอมที่มีความสัมพันธ์ร่วมกัน หรือที่เรียกว่า สหสัมพันธ์ (Correlation)

3.Matrix geometry ข้อมูลที่บ่งบอกพฤติกรรม ของ Matrix geometry ควรถูกแบ่งแต่ละด้านของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนรวมถึงพื้นที่ที่มีการไหลแบบอิสระให้น้อยที่สุด เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์, ขนาดครีบ ถูกจำเป็นสำหรับการคำนวณประสิทธิภาพของครีบ และอื่นๆ

4.ความสัมพันธ์ระหว่าง ε-NTU (ε-NTU Relation) เนื่องจากวิธี ε-NTU ถูกนำไปใช้ ในการออกแบบเกี่ยวกับความร้อน 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 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดถูกใช้ในเทอม j และ f และ plot กราฟ ในของ Reynolds number และ ข้อมูล h, f และ Re ควรถูกจัดทำขึ้นเป็นสหสัมพันธ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(Correlation)

6.ประสิทธิภาพครีบ(Fin Efficiency) เมื่อพื้นผิวถูกขยาย มีการใช้ใน Heat Transfer Matrix ประสิทธิภาพครีบ(η) และประสิทธิภาพของน้ำหนักพื้นที่ครีบ(η') ถูกต้องการในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน ดังนั้น ในการกำหนดสูตรประสิทธิภาพครีบ และข้อมูลถูกต้องการสำหรับการคำนวณ ประสิทธิภาพของพื้นที่ครีบควรถูกจัดทำ

7.ความดันลดลง(Pressure Drop) ความดันที่ลดลงสำหรับการไหลผ่านตลอด Matrix เกิดจากความเสียดทานการไหล การเร่งและการหน่วง อันเนื่องมาจากการถ่ายเทความร้อน,การหดและการขยายที่ทางเข้าและทางออกของ Matrix ความสัมพันธ์ที่เหมาะสมควรถูกทำขึ้น การคำนวณความดันที่ลดลง เนื่องจากสาเหตุหลัก และรวมทั้งข้องอ(Bends), หัวจ่าย(Headers) และท่อรวม(Mainfolds)

Rating Problem ถ้าเป็นปัญหาเกี่ยวข้องกับการเหมาะที่สุด(Optimization) ซึ่งถูกสัมพันธ์กับอัตราการถ่ายเทความร้อน หรือความดันลดลง ถัดมา Ratig Problem ถูกแก้ปัญหา และเป็นผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและความดันลดลง ถูกแก้ปัญหาของ Rating Problem จะถูกนำ คอมพิวเตอร์ มาคิดแทน

Sizing Problem ถ้าปัญหาเกี่ยวข้องกับการเหมาะสมที่สุด(Optimization) ซึ่งถูกสัมพันธ์กับ ขนาด, น้ำหนัก หรือพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน รวมกับราคาด้วย ดังนั้น Sizing Problem ถูกแก้ปัญหา และขนาดของแกนกลางของ Matrix และพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนถูกคำนวณ

Optimization Problem มาตรการที่เหมาะที่สุดขึ้นกับงานโดยเฉพาะ ดังนั้นปริมาณที่ถูกทำให้เกิดสภาวะเหมาะสมที่สุดควรมีการกำหนดว่าต้องการมากสุด(Maximized) หรือต่ำสุด(Minimized) เนื่องจากอาจจะมีเงื่อนไขบางตัว ถูกเพิ่มเข้ามาหนึ่งในความหลากหลายของวิธี อาจจะถูกนำมาใช้ ให้ถึงจุดของการออกแบบที่เหมาะสมที่สุด แต่อย่างไรก็ตาม วิธีนั้นก็จะถูกปรับให้เหมาะกับแต่ละกรณีที่มันเกี่ยวข้องกับการแก้ปัญหาของ Rating Problem หรือ Sizing Problem

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นแบบเหมาะสมที่สุด สำหรับราคาถูกที่สุด ปัญหาเกี่ยวพันเงื่อนไขที่เปิดเผยเห็นแจ้ง เช่น พื้นที่ด้านหน้าที่ที่ถูกคงที่(Fixed Frontal Area) และช่วงของขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และเงื่อนไขที่แสดงเป็นนัย(Implicit Constraints) โดยเฉพาะอัตราการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด และความดันลดลงมากที่สุดครั้งหนึ่งพื้นที่ผิวเรขาคณิต ถูกเลือก ผู้ออกแบบมีทางเลือก ในการเพิ่มเงื่อนไข เช่น ค่าต่ำสุดและสูงสุดของความสูงครีบ ความหนาครีบ, ระยะห่างระหว่างครีบ, ค่าการนำทางความร้อนครีบ, ความยาวครีบ, อัตราการไหลของแก๊ส ดังนั้นปัญหาลดลง จากการแก้ปัญหาของ Rating Problem ภายในช่วงของการปรับค่าที่เจาะจง

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน(Heat Transfer Enchancement)

มีวิธีหลายประการสำหรับช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ วิธีที่ยอมรับกันก็โดยการเพิ่มค่า h และโดยการเพิ่มพื้นที่ผิวการพาให้มากขึ้น ตัวอย่างเช่น ค่า h อาจเพิ่มได้โดยทำให้ผิวขรุขระเพื่อให้เกิดเทอร์บูเลนท์ ทำได้โดยการเจียรแต่งหรือสอดใส่ลวดคอยล์-สปริงก็ได้ การสอดใส่ลวดให้ความเป็นเกลียว(Helical roughness) ในการสัมผัสกับผิวภายในท่อ อีกวิธีหนึ่งเป็นการเพิ่ม h โดยการทำให้เกิดการหมุนวน(swirl) ด้วยการสอดใส่ของแผ่นเกลียวบิด(twisted tape)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3
การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

3.1 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาจกระทำได้ 6 วิธี คือ วิธีแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้ วิธีแบ่งประเภทตามลักษณะการใช้งาน หรือจุดประสงค์ของการใช้งาน วิธีแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์ วิธีการแบ่งตามขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน วิธีการแบ่งตามการถ่ายเทความร้อนและวิธีการแบ่งตามการไหลของของไหล

3.1.1 การแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้

วิธีการแบ่งนี้เป็นการบ่งว่าของไหล 2 ประเภทที่ทำการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านผนังถ่ายเทความร้อน มีสภาวะเป็นอะไร และมีการเปลี่ยนสภาวะภายในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อนหรือไม่

1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว กับของเหลว(ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ของไหลทั้ง 2 ชนิดต่างก็เป็นของเหลวซึ่งเพียงแต่ถูกให้ร้อนขึ้นหรือเย็นลงเท่านั้น ตัวอย่างเช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำมันก้นหอกลั่น และน้ำมันดิบในอุปกรณ์กลั่นน้ำมัน เป็นต้น
2) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว กับของเหลว(มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ของเหลวฝ่ายหนึ่งในเครื่องจะเปลี่ยนสภาวะเป็นก๊าซหรือระเหยเป็นไอในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องต้มน้ำ (Reboiler) ของหอกลั่นน้ำมัน ซึ่งใช้น้ำมันอุณหภูมิสูงเป็นแหล่งความร้อน เป็นต้น
3) เครื่องแลกเปลี่ยนแปลงความร้อนระหว่างก๊าซกับก๊าซ(ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ของไหลทั้ง 2 ชนิดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างเป็นก๊าซซึ่งไม่เกิดการควบแน่นเป็นของเหลว ตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นอากาศ(Air preheater) ซึ่งใช้ก๊าซทิ้งเป็นแหล่งความร้อน เป็นต้น
4) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ กับก๊าซ(มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ของไหลฝ่ายหนึ่งในเครื่องควบแน่นเป็นของเหลวในระหว่างการแลกเปลี่ยนความร้อนยกตัวอย่างเช่น เครื่องกระจายความร้อน(Radiator) สำหรับทำความอบอุ่น โดยการทำอากาศให้อุ่นด้วยไอน้ำ
5) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ กับของเหลว(ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ในเครื่องแลก เปลี่ยนความร้อนนี้ ของไหลฝ่ายหนึ่งของผนังถ่ายเทความร้อนจะก๊าซ ส่วนของไหลอีกฝ่ายหนึ่งจะเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อน(Economizer หรือ Feed water Preheat) ซางในก๊าซทิ้งจากหม้อไอน้ำเป็นแหล่งความร้อน
6) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ กับของเหลว(มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ยกตัวอย่างเช่น หม้อไอน้ำแบบท่อน้ำ(Water tube boiler) ซึ่งระเหยน้ำให้เป็นไอด้วยก๊าซสันดาป และเครื่องควบแน่น(Condenser) ซึ่งควบแน่นไอ ให้เป็นของเหลวด้วยน้ำระบายความร้อน เป็นต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วิธีการแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลนี้ สะดวกสำหรับการหาค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้

3.1.2 การแบ่งตามจุดประสงค์ของการใช้งาน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่แบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้ง่าย หรือลักษณะการใช้งานนั้น แบ่งออกได้ดังนี้

1) เครื่องระเหย(Evaporator) หรือหม้อเดี่ยว(Concentrator) จุดประสงค์ของการใช้งาน คือการระเหยของเหลวให้เป็นไอ เพื่อใช้ไอที่เกิดขึ้นให้เป็นประโยชน์หรือเพื่อให้ได้ของเหลวที่เข้มข้นขึ้นโดยทั่วไป นอกจากส่วนของการถ่ายเทความร้อนแล้ว ยังมีส่วนสำหรับสะสมไอด้วย ดังนั้น รูปร่างภายนอกจึงมักจะดูแตกต่างจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์ต่อท่อ
2) เครื่องอุ่นหรือเครื่องทำให้ร้อนล่วงหน้า(Preheater) จุดประสงค์ก็เพื่ออุ่นหรือทำให้ของเหลวร้อนล่วงหน้า เพื่อเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกระบวนการ โดยทั่วไปมักจะเรียกชื่อตามการใช้งาน หรือตามประเภทของไหลที่อุ่นให้ร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ(Boiler feed water preheater)
3) เครื่องทำให้ร้อน(Heat) จุดประสงค์ก็เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของของไหลให้สูงขึ้น โดยการให้ความร้อน
4) เครื่องทำให้ร้อนยิ่งยวด(Super – heater) เครื่องนี้ทำหน้าที่เพิ่มความร้อนแก่ของไหลที่ถูกทำให้ร้อนมาแล้ว เพื่อให้อยู่ในสภาพร้อนยิ่งยวด อย่างเช่น เครื่องดงไอ(Stream Superheater) เป็นต้น
5) เครื่องต้มซ้ำ(Reboiler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ให้ความร้อนแก่ของเหลวควบแน่นเพื่อระเหยให้เป็นไออีกครั้งหนึ่ง แสดงตัวอย่างของการใช้เครื่องต้มซ้ำ ซึ่งติดตั้งอยู่ที่ใกล้ฐานของหอกลั่น หน้าที่ของเครื่องในที่นี้คือ การให้ความร้อนแก่น้ำมันก้นหอ เพื่อระเหยองค์ประกอบจุดเดือดต่ำที่มีอยู่ในน้ำมันนั้น เครื่องต้มซ้ำมีเป็นแบบกาต้ม(Kettle Type) และแบบกาลักน้ำเชิงความร้อน(Thermosphe) ซึ่งจะอธิบายรายละเอียดในภายหลัง
6) เครื่องควบแน่น(Condenser) จุดประสงค์ก็เพื่อควบแน่น ไอที่ควบแน่นได้ให้กลายเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องควบแน่นไอน้ำให้กลับเป็นน้ำ
7) เครื่องควบแน่นหมด(Total Condenser) เครื่องนี้เป็นเครื่องควบแน่นประเภทหนึ่งที่ใช้หอกลั่น แต่ได้รับการออกแบบให้สามารถควบแน่นไอทั้งหมดที่ออกมาจากยอดของหอกลั่น
8) เครื่องควบแน่นบางส่วน(Partial Condenser) คล้ายกับเครื่องควบแน่นหมด เครื่องควบแน่นบางส่วนนี้เป็นเครื่องประเภทหนึ่งที่ใช้กับหอกลั่น แต่มีจุดประสงค์เพื่อเพียงควบแน่น ส่วนหนึ่งของไอที่ออกจากยอดของหอกลั่นให้เป็นของเหลว
9) เครื่องระบายความร้อน(Cooler) เครื่องนี้มีหน้าที่ระบายความร้อนออกจากของไหลเพื่อลดอุณหภูมิของของไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

10) เครื่องทำให้เย็นจัด(Chiller) เครื่องนี้ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของของไหลให้เหลือต่ำมาก โดยการใช้ตัวทำความเย็น(Refrigerant) จำพวกแอมโมเนียและฟรีออน เป็นต้น

11) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(Heat Exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในคำจำกัดความที่แคบนี้แตกต่างจากเครื่องต่างๆ ที่กล่าวมาข้างต้น ในแง่ที่ว่ามีจุดประสงค์เพื่อให้ความร้อนแก่ของของไหลตัวหนึ่ง ในขณะเดียวกันกับที่ระบายความร้อนออกจากของไหลอีกตัวหนึ่ง โดยทั่วไปจะใช้แม่น้ำ หรือ น้ำบ่อในการระบายความร้อน หรือควบแน่นไอ แต่ในบางครั้ง อาจใช้สารทำความเย็นจำพวกแอมโมเนีย แคลเซียมคลอไรด์ ฟรีออน เป็นต้นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องมีใช้เสมอกับหอกลั่น ซึ่งทำหน้าที่แยกองค์ประกอบต่างๆ ออกจากของเหลวผสม โดยอาศัยความแตกต่างของจุดเดือดขององค์ประกอบเหล่านั้น โดยเฉพาะอย่างยิ่ง โรงกลั่นน้ำมันจะมีหอกลั่นจำนวนมาก ในกรณีนี้จะเห็นได้ว่า หอกลั่นหนึ่งหอจะต้องการอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 4 ประเภท ดังนั้น จึงทำให้เราสามารถวาดภาพออกได้ว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความร้อนมีความสำคัญมากเพียงไร

3.1.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีมากมายหลายประเภท แต่เมื่อแยกประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์แล้ว มีดังต่อไปนี้

1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ เนื่องจากโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เป็นแบบ ง่ายๆ และราคาย่อมเยา จึงมีใช้กันมาก ในปัจจุบันจะพบเห็นบ่อยๆ ในรูปของเครื่องระบายความร้อนแบบกล่อง(Box Cooler) ในกระบวนการกลั่นน้ำมัน และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดเล็ก หรือในกรณีที่ใช้ของเหลวที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง โครงสร้างของประเภทนี้ ไม่ต้องการกรรมวิธีการผลิตที่ละเอียดลออ วัสดุที่ใช้ทำขดท่อ(Coil) มีตั้งแต่ท่อทองแดง ท่อเหล็ก จนถึงวัสดุที่แปรรูปได้ยากอเช่น กระเบื้องดินเผาเซรามิค แก้ว เหล็กหล่อซิลิกอนสูง(High Silicon Cast Iron) กราไฟท์(Graphite) ยางสังเคราะห์(Synthetic Rasin) เป็นต้น เนื่องจากเป็นขดท่อจึงมีความแข็งแกร่งสูงแม้ว่า ของไหลในท่อจะมีความดันสูง ดังนั้น ข้อดีคือ ปัญหาของการรั่วไหลมีน้อย แต่มีข้อเสียคือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนต่ำ และมีพื้นที่การถ่านเทความร้อนค่อนข้างน้อย เมื่อเทียบกับสัดส่วนภายนอกของเครื่องด้วยเหตุนี้ อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของเครื่องจึงมีค่าน้อย เครื่องแบบนี้มักใช้สำหรับการควบคุมอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บให้มีค่าอยู่ในช่วงที่ต้องการ

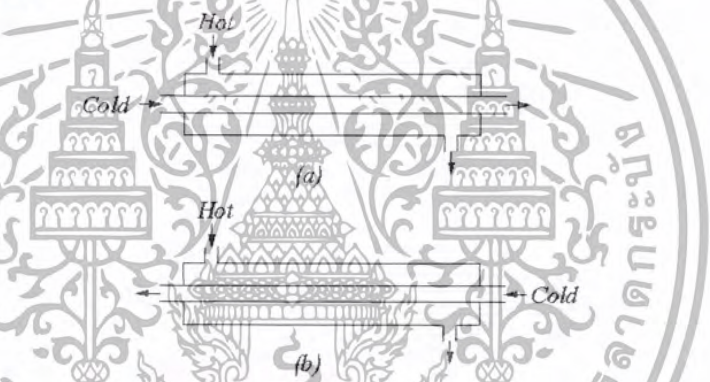
2) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปิด เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ใช้ระบายความร้อนโดยการปล่อยให้น้ำหยดลงบนท่อที่ติดตั้งอยู่ในแนวระดับเพื่อลดอุรหภูมิของของไหลที่ไหลอยู่ภายในท่อ ชื่อเรียกอื่นๆ ของเครื่องประเภทนี้ก็มี เช่น เครื่องระบายความร้อนแบบทริกเคิล(Trickle Cooler) แบบทรอมโบน(Trombone Cooler) แบบคาสเคด(Cascade Cooler) หรือแบบตัว S(S-type Cooler) เป็นต้น โครงสร้างทั่วไปประกอบด้วยท่อตรง และส่วนโค้ง(Bend) และสามารถวางซ้อนกันหลายๆ ชั้น เพื่อเพิ่มความสามารถทำงานของเครื่อง เครื่อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

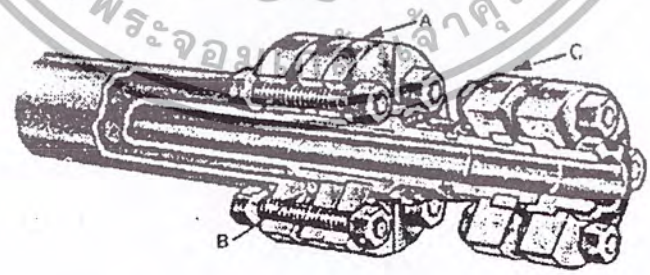
แบบนี้เหมาะที่จะใช้กับของไหลความดันสูงที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง เพราะโอกาสที่จะเกิดการรั่วไหลมีน้อย และถ้าเกิดการรั่วไหลขึ้นก็รู้ได้ทันที วัสดุที่ใช้ทำท่อมีตั้งแต่ท่อเหล็ก จนกระทั่งวัสดุประเภทต่างๆ ทีทนการกัดกร่อน เช่นเดียวกับที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ

3) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

โครงสร้างของเครื่องแบบนี้ประกอบด้วยท่อ 2 ขนาดซ้อนกันอยู่ โดยมีแกนกลางของท่อร่วมกัน ของไหลชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในท่อใน และของไหลอีกชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในช่วงว่างรูปวงแหวนระหว่างท่อในและท่อนอก โดยทั่วไปปลายข้างหนึ่งจะถูกเชื่อมต่อกันด้วยท่อโค้งรูปตัว U(U-Bend) ดังรูปที่ 3.1 บางทีก็เรียกชื่อตามรูปร่างของเครื่องว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแฮร์พิน เครื่องแบบนี้เหมาะสำหรับการเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลภายในท่อที่มีความดันสูง ความหนืดสูง หรือฤทธิ์กัดกร่อนสูง ในบ่งครั้งจะใช้ท่อที่มีครีบเป็นท่อชั้นในเพื่อเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อน และความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่อง



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



รูปที่ 3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

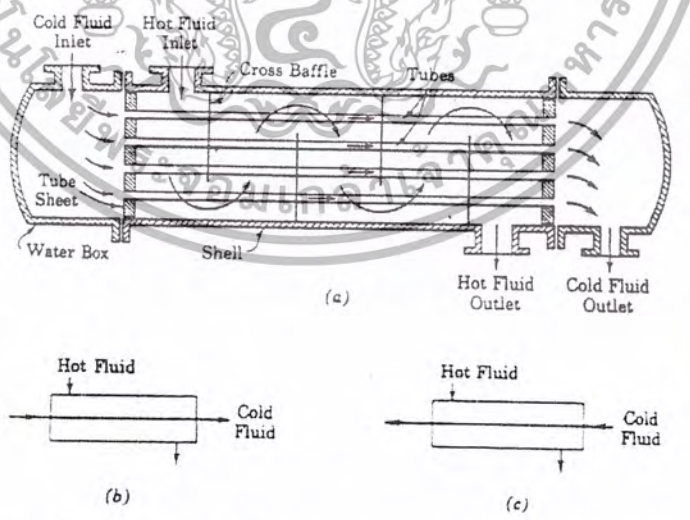
ลักษณะเด่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น คือ โครงสร้างค่อนข้างง่าย ราคาของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ความร้อนมีราคาถูก และเมื่อมีความจำเป็น สามารถเพิ่มความสามารถทำงานได้ง่าย โดยการเอาเครื่องที่มีส่วนสัดเหมือนๆ กันหลายๆ ชุดมาต่อกับแบบอนุกรม(Series) หรือแบบขนาน(parallel) เมื่อให้ของไหลไหลส่วนทางกันด้วยความเร็ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่เหมาะสม ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะมีค่าสูง ในขณะที่ความดันสูญเสียที่ค่าต่ำ แต่ว่า เมื่อขนาดของเครื่องเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ ปริมาตรของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มตามขึ้น ทำให้ราคาของเครื่องค่อนข้างแพง เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่น ดังนั้น เครื่องแบบนี้จึงควรเลือกใช้ในกรณีที่ปริมาณการถ่ายเทความร้อนมรต่อนข้างน้อย หรือในกรณีที่ต้องการพื้นที่ถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า 20 ตร.ม.

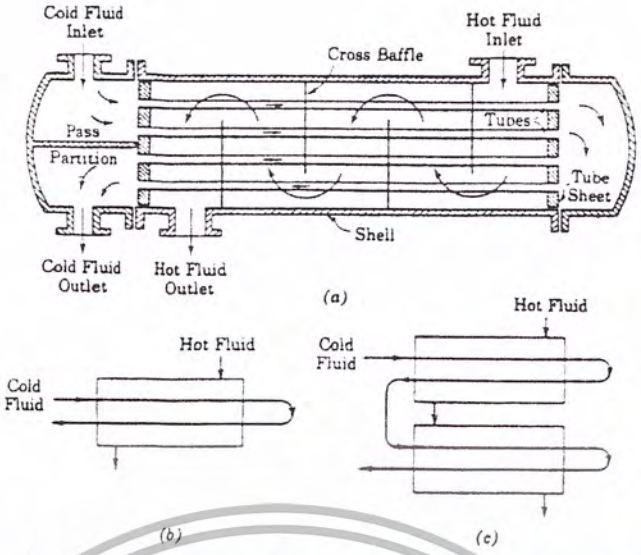
4) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี ส่วนใหญ่มีลักษณะเป็นประเภทนี้ เนื่องจากความนิยมใช้อุปกรณ์ประเภทนี้มีมากที่สุดส่วน ประกอบของHeat Exchanger จะมีพวก tube bundle, shell, frent and rear end header and baffles จะขึ้นกับช่องว่าง, อัตราการไหล(flow rate), การเกิด pressure drop และ tube support requirement 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 ไม่จำเป็นต้องคิดครีบหากเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบ liquid to gas ครีบจะต้องถูกตัดเข้าไปใน gas side ของ tube ซึ่งเป็นจุดที่ค่า Heat transfer coefficient ต่ำ แบบ gas to gas จะใช้กับ Exhaust gas และเครื่องอุ่นอากาศ สำหรับระบบ gas-turbine, cryogenic gas-liquefaction system และ stell furnances ทั้งในและนอก tube จะมีการติดครีบเข้าไปเพื่อเป็นการเพิ่ม Heat transfer



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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

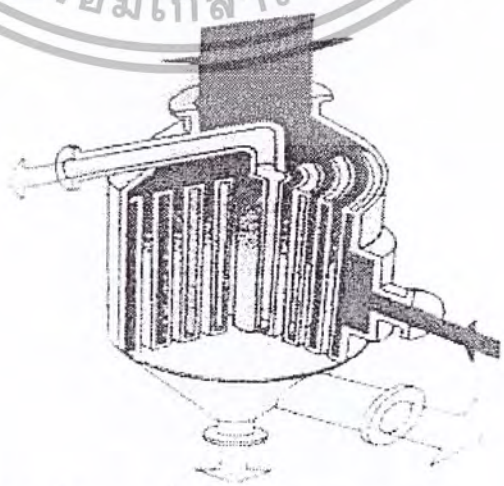


รูปที่ 3.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell-and-tube แบบ(a) ,(b) one shell pass และ two tube pass (c) two shell pass และ four tube pass

5) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบดาบปลายปืน

เส้นทางการไหลภายในท่อประเภทด้วยท่อนอกซึ่งปลายข้างหนึ่ง มีฝาปิดอยู่ และท่อในซึ่งอยู่ในท่อนอก ของไหลภายในท่อจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลภายในเชลล์ ในระหว่างที่ไหลอยู่ในช่องว่างระหว่างท่อในและท่อนอก เนื่องจากมัดท่อของเครื่องประเภทนี้สามารถติดตั้ง หรือถอดออกได้ โดยไม่เกี่ยวข้องของเหลวภายในเชลล์ เครื่องประเภทนี้สะดวกที่จะสอดเข้าในภาชนะบรรจุ หรือระบบท่อได้ โดยตรงเพื่อเพิ่ม หรือลดอุณหภูมิของของไหลในเชลล์ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบดาบปลายปืน มีราคาสูง เมื่อเทียบกับเครื่องชนิดอื่นๆ ดังนั้น จึงไม่เหมาะสำหรับงานที่มีอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง แต่เหมาะสำหรับใช้กับอุปกรณ์ที่มีอยู่แล้วเพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนจากเดิมให้สูงขึ้น

6) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน



รูปที่ 3.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 3.4 โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ประกอบด้วยท่อทองแดง ท่ออลูมิเนียม หรือ ท่อวัสดุอ่อนอื่นๆ ซึ่งเล็กและยาวหมุนวนเป็นเกลียวหลายๆ ชั้น แล้วบรรจุ ในภาชนะรูปทรงกระบอก ผลที่ได้คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนมาก แต่มีการสูญเสียความร้อนน้อยมาก เพราะพื้นผิวที่ความร้อนหนีออกจากเครื่องมีน้อย โดยโครงสร้างนอกจากการผลิตการซ่อมแซม ทำได้ยากและราคาสูงแล้วข้อเสียอย่างอื่นคือ ของไหลในท่อ และในเชลล์จะต้องสะอาด และมีฤทธิ์กัดกร่อนน้อยจึงจะใช้ได้ ในปัจจุบันนี้ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวนส่วนใหญ่จะใช้กับอุปกรณ์แยกก๊าซซึ่งทำให้อากาศหรือก๊าซอื่นๆ กลายเป็นของเหลวที่อุณหภูมิต่ำมากๆ เพื่อทำการแบ่งแยกต่อไป

7) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ใช้อากาศเป็นตัวระบายความร้อนแทนน้ำเย็น จึงเป็นที่นิยมใช้กันเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ในปัจจุบันนี้ ซึ่งขาดแคลนน้ำระบายความร้อน โครงสร้างของเครื่องมี 3 องค์ประกอบ คือ มัดท่อซึ่งประกอบด้วยท่อถ่ายเทความร้อนที่มีครีบ(Fin) โครงเหล็ก ซึ่งใช้สำหรับยึดมัดท่อ และเครื่องเป่าลม พร้อมมอเตอร์สำหรับเป่าอากาศผ่านมัดท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศมีทั้งแบบที่เป่าพัดอากาศผ่านมัดท่อ(Forced-Draft) และแบบที่ชักนำอากาศให้ผ่านมัดท่อ(Induced-Draft) คุณลักษณะพิเศษของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้คือ ไม่ต้องอาศัยน้ำเป็นตัวระบายความร้อน (ผลคือ ไม่ต้องกังวลเรื่องการแสวงหาแหล่งน้ำ หรือการแก้ไขคุณภาพของน้ำที่ใช้) และอากาศที่ใช้สำหรับระบายความร้อนก็มีอยู่ไม่จำกัดปริมาณ ยิ่งกว่านั้น เหตุขัดข้องที่เกิดจากสนิมหรือความสกปรกของกรณีที่ใช้น้ำระบายความร้อนก็ไม่มี ข้อดีอย่างอื่นคือ ค่าบำรุงรักษาถูกกว่ากรณีที่ใช้น้ำ และเวลาเกิดการรั่วไหลของท่อขึ้น เรื่องที่น้ำจะเข้าไปปนกับของเหลวภายในท่อก็ไม่มี อย่างไรก็ดี ข้อเสียหลายอย่าง เช่น เสียงดัง ต้องใช้พื้นที่ติดตั้งมาก ค่าก่อสร้างสูง และต้องเสียสถานที่ติดตั้งให้ดี

8) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้ม

มีใช้ในกระบวนการของอุตสาหกรรมเคมีมาเป็นเวลานาน โครงสร้างของเครื่องประกอบด้วยปลอกหุ้มถังเก็บ หรือถังปฏิกรณ์(Reactor) เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ข้อเสียคือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน รวมมีค่าต่ำเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ หรือแบบอื่นๆ อีกทั้งพื้นที่ถ่ายเทความร้อนก็ถูกจำกัดโดยขนาดของตัวถัง ดังนั้น จึงไม่เหมาะสำหรับงานที่มีจุดประสงค์หลักเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนข้อดีคือ โครงสร้างเป็นแบบง่ายๆ ราคาถูก และความจุของภาชนะภายในสูงดังนั้น จึงเหมาะสำหรับการให้ความร้อนหรือทำความเย็นแก่ของเหลว โดยเฉพาะอย่างยิ่ง สะดวกสำหรับการรักษาอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บหรือถังตวงให้คงที่ ในบางครั้งเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพถ่ายเทความร้อนอาจมีการติดตั้งเครื่องกวนสำหรับของเหลวภายในถัง หรือเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยใช้ท่อน้ำถ่ายเทความร้อนร่วมด้วย โดยปกติแล้ว การทำความสะอาดภายในปลอกหุ้มทำไม่ได้ ดังนั้น ของไหลที่ใช้ในปลอกหุ้มควรเป็นไอน้ำน้ำเย็น ฟรีออน(Freon) หรือแอมโมเนีย(Ammonia) ที่มีความสกปรกน้อย

9) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

คือ การเอาแผ่นถ่ายเทความร้อนหลายๆ แผ่นมาวางเรียงกันในระยะที่ห่างคงที่ แล้วให้ของเหลวแต่ละชนิดไหลผ่านช่องว่างระหว่างแผ่นใน ลักษณะสลับกัน ช่องเว้นช่อง เครื่องแบบนี้ มักใช้กับการเพิ่มอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าหม้อไอน้ำ(Boiler) ในกรณีนี้ค่าสูญเสียความดันจะมีน้อย แต่ประสิทธิภาพก็ไม่สู้ดีนัก ปัจจุบันได้มีการปรับปรุงและพัฒนาเครื่องแบบนี้ โดยจะใช้แผ่นเหล็กแสตนเลส(Stainless Stell) บางๆ หรือแผ่นไทเทเนียม(Titanium) ซึ่งทนต่อสนิมได้อย่างดี เอามาอัดให้เกิดส่วนนูน ส่วนเว้า แล้ววางประกอบกันหลายๆ แผ่น ของไหลแต่ละชนิดจะไหลสลับหันไปตามช่องว่างที่เกิดจากการประกอบเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มความแข็งแกร่ง ป้องกันอากาศรั่ว และให้มีช่องว่างไหลดี ผิวของแผ่นนำความร้อนจะมีทั้งส่วนนูน และส่วนเว้า ประเก็น(gasket) จะถูกติดตั้งไว้ในตำแหน่งที่เหมาะสมเพื่อป้องกันไม่ให้อากาศรั่วไหล และรักษาระยะห่างระหว่างแผ่นที่ต้องการสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปรับปรุงใหม่นี้มีค่าสูง ส่วนคุณลักษณะดีเด่นอย่างอื่น คือ สามารถถอดเป็นแผ่นๆ ออกมาทำความสะอาดได้ทั่วถึง การบำรุงรักษาก็ง่ายและสามารถปรับปริมาณการถ่ายเทความร้อนได้ โดยการเพิ่มหรือลดจำนวนแผ่นถ่ายเทความร้อน เนื่องจากประเก็นที่ใช้โดยปกติทำจากยางหรือสังเคราะห์ จึงไม่เหมาะที่จะใช้กับอุณหภูมิสูง หรือความดันสูง เครื่องแบบนี้นิยมใช้กันมากในอุตสาหกรรมเวชภัณฑ์และอุตสาหกรรมอาหาร ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูงประมาณ 1300-3500 $kcal/m^2hr^{\circ}C$ ส่วนความดันและอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้ได้ประมาณ 5 kg/cm^2 และ 150 องศาเซลเซียส ตามลำดับ แผ่นจะต้องราบเรียบ หากแผ่นไม่สามารถจะไม่สามารถ ใช้กับงานที่ต้องทนความดันกับความดันสูง(high pressure) ค่าของ compactness factor จะอยู่ในช่วง 120 ถึง 230 m^2/m^3 การเอาแผ่นถ่ายเทความร้อน 2 แผ่น มาประกบกันให้เกิดช่องทางไหลเหมือนกับขดท่อ ลักษณะการใช้ มีตั้งแต่การเอามาวางประกบกันหลายๆ แผ่น ให้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น การวางใช้ภาชนะบรรจุแทนขดท่อถ่ายเทความร้อน(Coil) ตลอดจนการวางติดกับผนังถังแทนปลอกหุ้ม(jacket)

10) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหอยโข่ง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้สร้างขึ้นจากแผ่นราบ 2 แผ่นที่เอามาตัดขนานกันให้เหมือนลายหอยโข่ง คุณลักษณะที่ดีเด่น คือ โครงสร้างเป็นแบบไม่จำเป็นต้องคำนึงถึงการยืดหดตัวเชิงความร้อนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูง เมื่อเทียบค่าสูญเสียความดันที่น้อย และการไหลก็สม่ำเสมอด้วย ดังนั้น จึงสามารถออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ขนาดเล็กเมื่อเทียบกับพื้นที่ถ่ายเทความร้อน ข้อเสียคือ ทำความสะอาด หรือ ซ่อมแซมได้ยาก เพราะปกติสร้างขึ้นโดยการเชื่อมโลหะ(Welding) ดังนั้นจึงไม่เหมาะที่จะ ใช้กับของไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่สกปรกทาก ของไหลที่มีฤทธิ์กัดกร่อนแตกต่างกัน หรือของไหลที่มีความดันสูง ในปัจจุบัน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมกระดาษ อุตสาหกรรมอาหาร เป็นต้น แต่การใช้ที่เหมาะสม คือ ใช้เป็นเครื่องทำความเย็นในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งใช้เป็นเครื่องควบแน่นที่ความดันใกล้สูญญากาศ

11) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบล๊อค

ส่วนใหญ่แล้วเลือกการใช้วัสดุประเภทโลหะที่เหมาะกับการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารเคมีสองชนิดที่มีฤทธิ์กัดกร่อน ผิดแผกกันนั้นทำได้ลำบาก ในกรณีเช่นนี้สมควรที่จะใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบล๊อคซึ่งทำจากตะกั่วดำ หรือวัสดุทนการกัดกร่อนอื่นๆ ก้อนๆ เดียวโครงสร้างของเครื่องประกอบด้วย ก้อนวัสดุทนการกัดกร่อนซึ่งเจาะรูยาวจำนวนมากให้ตั้งฉากกันระหว่างแต่ละชั้นของรู ของไหลแต่ละชนิดไหลสลับชั้นกันไปตามรูปที่เจาะไว้ เครื่องแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมเคมีภัณฑ์ เช่น กรดเกลือ กรดกำมะถัน และเคมีภัณฑ์อื่นๆ แต่โครงสร้างของเครื่องจำกัดการใช้ในเฉพาะกรณีปริมาณการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยที่ความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำ

12) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ได้มาจากความคิดริเริ่มที่ต้องการลดขนาดของเครื่องให้เล็กที่สุดแต่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนสูง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระทัดรัดจะเรียกชื่อได้ก็ต่อเมื่ออัตราส่วนระหว่างพื้นที่ถ่ายเทความร้อน(ในหน่วย ft^2) กับปริมาตร(ในหน่วย ft^3) ของเครื่องมีค่ามากกว่า 200 ขึ้นไป เพื่อให้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรหนึ่งหน่วยมีค่าสูง ในกรณีที่ใช้ท่อกลมปกติจะใช้ท่อที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางเล็กกว่า 1/4 นิ้ว ร่วมกับครีบ(Fin) หรือแผ่นโครงร่างแสดงตัวอย่างทั่วไปของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระทัดรัด เนื่องจากโครงสร้างแบบนี้ซ่อมแซมทำความสะอาดได้ยาก และอุณหภูมิหรือความดันที่ใช้ก็มีจำกัด จึงไม่ค่อยใช้ในกระบวนอุตสาหกรรมเคมี แต่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีเลิศระหว่างก๊าซ 2 ชนิด ที่สกปรกน้อย

ตารางที่ 3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของมสรรถนะ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ สำหรับกรณีของก๊าซร้อนและก๊าซเย็น

ประเภทเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	ความดันที่สูญเสีย	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	การบำรุงรักษา	ราคา	พลังงานเสริม	การรั่วผสมของของไหล	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
Secondary medium								
Heat-pipe	ต่ำ 4	สูง 4	ง่าย 5	ปานกลาง 3	ไม่จำเป็น	ไม่มี 5	มาก 4	25

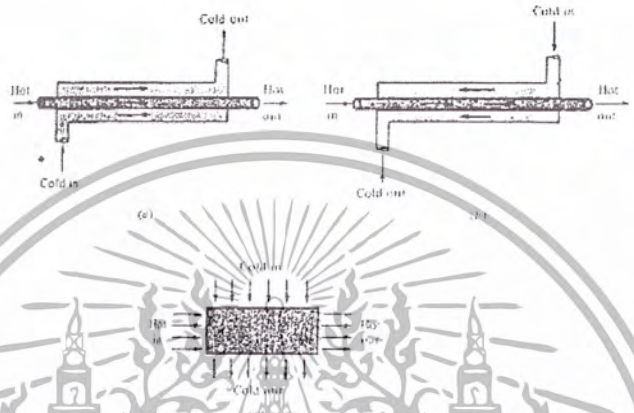
อย่างไรก็ดีถ้าการเลือกวัสดุและการออกแบบฮีทไปป์กระทำอย่างไม่ถูกต้องก็อาจเกิดปัญหาในการใช้งานได้ เช่น การผุกร่อนของผนังท่อ จะทำให้ฮีทไปป์หมดประสิทธิภาพในการทำงานโดยสิ้นเชิง การผุกร่อนของผนังด้านในอาจก่อให้เกิดการอุดตัน หรือเสื่อมคุณภาพของวิกค์ ได้บางครั้งวิกค์อาจเกิดการแห้งตัวได้(Dry out) ถ้าแรงคาพิลลารีมีไม่เพียงพอที่จะถ่ายเทความร้อนของของเหลวควบแน่นกลับไปช่วงการระเหยได้ทันของเหลวใช้งานก็อาจเสื่อมคุณภาพได้ที่อุณหภูมิสูงเกินไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

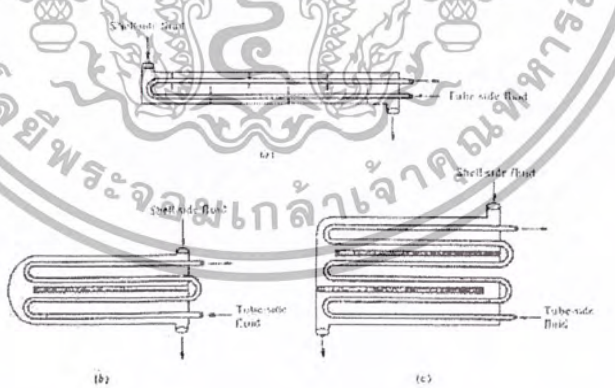
สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

3.1.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม flow arrangement

1) Parallel flow การไหลจะเป็นการไหลแบบทางเดียวกันดังรูปที่ 3.7(a)
2) Counter flow จะเป็นการไหลแบบสวนทางกันดังรูปที่ 3.7(b)
3) Cross flow จะเป็นการไหลแบบตัดขวางดังรูปที่ 3.7(c)
4) Multi pass นิยมใช้ในการเพิ่มการทำ heat Exchanger เพราะว่าการเพิ่ม Multi passing จะทำให้ overall effectiveness over individual effectiveness ดังรูปที่ 3.8



รูปที่ 3.6 (a) การไหลขนานกัน (b) การไหลสวนทางกัน (c) การไหลตัดขวางกัน



รูปที่ 3.7 การไหลแบบ Multi pass (a) one shell pass, two tube pass (b) two shell pass, four tube pass (c) three shell pass, six tube pass

3.1.5 ลักษณะกี่แบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่ง Transfer Process

1) Direct Contact การถ่ายเทความร้อนจะเป็นการถ่ายเทระหว่าง Inmiscible Fluids เช่น Cooling Tower สำหรับส่วนในของ Cooling Tower จะใช้ความร้อนมาจากโรงงานอุตสาห

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

50144

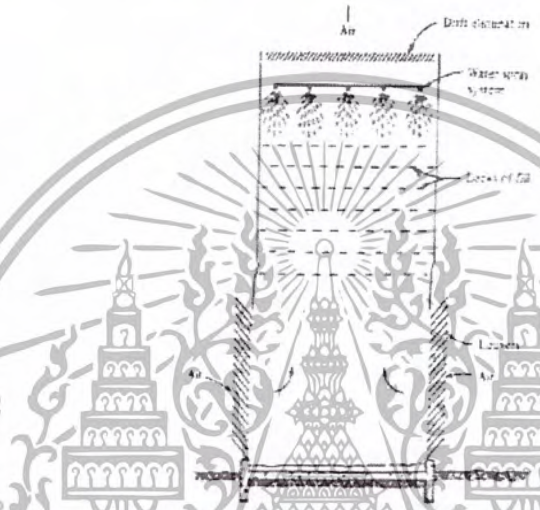
กรรม(Industrial Process) โดยนำความร้อนที่เกิดขึ้นส่งไปที่น้ำ เช่น River lake ocean โดยจะแบ่งเป็นการพาความร้อน 2 แบบ คือ

ก. การพาความร้อนแบบธรรมชาติ(Natural Convection)

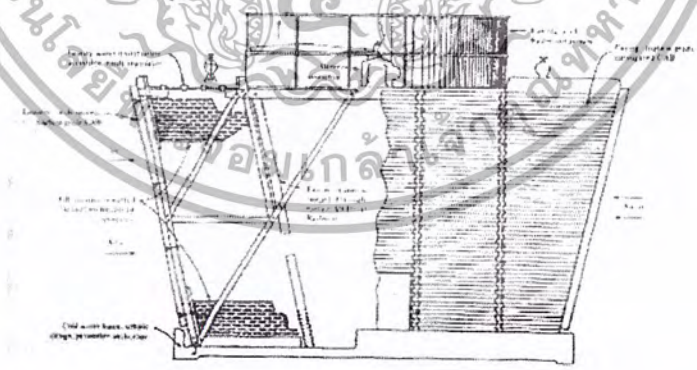
ข. การพาความร้อนแบบบังคับ(Forced Convection)

สำหรับ Cooling Tower แบบ Natural Convection เป็นตามรูปที่ 3.9 โดยจะมีการพ่นน้ำ(sprayed water) จากทางด้านบนลงมาด้านล่าง โดยมีความร้อนขึ้นด้านบน สำหรับ Cooling Tower แบบ Forced Convection เป็นไปตามรูปที่ 3.10

2) Indirect Contact จะเป็นพวกหม้อน้ำรถยนต์(Automobile Radiators)



รูปที่ 3.8 แสดง Cooling Tower แบบ Natural Convection



รูปที่ 3.9 แสดง Cooling Tower แบบ Force Convection

3.1.6 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบ่งตาม According Compactness

เป็นการแบ่งวัดตามอัตราส่วนของ Heat Transfer surfer one area ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(Heat Exchanger) ต่อปริมาตรของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(Heat Exchanger) หากมีค่ามากกว่า 700 m^2/m^3 จะเรียกว่าเป็น Compact heat exchanger ยกตัวอย่างก็จะเป็นพวก Automobile radiator จะมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Area Density ประมาณ 1,100 m^2/m^3 สำหรับ Vehicular gas turbine จะมี Area Density ประมาณ 6,000 m^2/m^3 เป็น Compact Heat Exchanger สำหรับปอดของมนุษย์(Human lungs) จะมี Area Density ประมาณ 20,000 m^2/m^3 เป็นต้น จะถือว่าเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่า Compact heat exchanger สูงสุด สำหรับ Stirling engine เป็น Area Density เข้าใกล้ปอดของมนุษย์(Human lungs) สำหรับ Plane tubular และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น(Shell and tube exchanger) ที่มี Area Density ในช่วง 70 ถึง 500 m^2/m^3 จะไม่คิดว่าเป็น Considered Compact สำหรับการทำให้ Ratio มีค่าสูงทำได้โดย การติดครีบ(fins) ในการถ่ายเทความร้อน ระหว่างแก๊สไปที่ของเหลว(Gas to liquid) Heat transfer Coefficient ของทางด้านแก๊ส(gas) น้อยกว่าทางด้าน(liquid) จะต้องมรการติดครีบ(fin) ทางด้านแก๊ส เพื่อจะให้มีความกะทัดรัดมากขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4
วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.1 วัสดุที่ใช้ในการทำ Heat Exchanger

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ แทบทั้งหมดทำจากโลหะแทบทั้งสิ้น โลหะเป็นวัสดุที่มีให้เลือกใช้อย่างกว้างขวางพร้อมลักษณะสมบัติความแข็งแรงที่หลากหลาย โลหะสามารถต่างขึ้นรูปได้สะดวกและสามารถเชื่อมต่อโดย การเชื่อมหรือการบัดกรี ปัจจัยทางด้านเศรษฐกิจเป็นตัวชี้นำให้ใช้ ดลหะที่มีราคาต่ำสุดที่ยังสามารถทนต่อการไหลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ ความสามารถในการทนต่อการไหลที่สำคัญคือ ความต้านทานต่อการกัดกร่อนของเหลวและไอที่กัดกร่อน เช่น กรดไฮดรอคลอริก กรดกำมะถัน และกรดฟอสฟอริก เป็นเหตุให้ต้องหันไปใช้โลหะที่มีราคาแพงเช่น ไททาเนียม แทนทาลัม เซอร์โคเนียมและแฮสเทอลอย ตลอดจนโลหะผสมอื่นๆ ของไหลบางชนิดมีความกัดกร่อนมากจนไม่สามารถหาโลหะที่มีความเหมาะสมในเชิงความต้านทานต่อการกัดกร่อนได้ ภายใต้ข้อจำกัดทางเศรษฐศาสตร์ ทางเลือกก็คือ ใช้โลหะที่ไม่ใช่โลหะเช่น พลาสติก แกร์ไฟต์ แก้ว เป็นต้น

4.1.1 พลาสติก

วัสดุพลาสติกโดยเฉพาะอย่างยิ่ง Teflon หรือ Fluon(Polyterflioroethylene, PTFE) ได้รับความนิยมเป็นพิเศษเนื่องจากสมบัติที่ดีเยี่ยมในด้านความต้านทานต่อการทำลายทางเคมีและเสื่อมสภาพเรา สามารถสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงได้โดยการใช้กลุ่มท่อ PTFE ที่ยาวบางและยืดหยุ่น ซึ่งปลายท่อถูกยึดเข้ากับท่อพักที่ทำด้วยวัสดุชนิดเดียวกัน กลุ่มท่อนี้จะถูกม้วนหรือแขวนอยู่ในถังระบายความร้อนที่เปิดบรรจุน้ำระบายความร้อนอีกเทคนิคหนึ่งเป็นที่ชุบ PTFE บนพื้นผิวภายในท่อและพื้นผิวภายอื่นๆ ที่สัมผัสกับของไหล

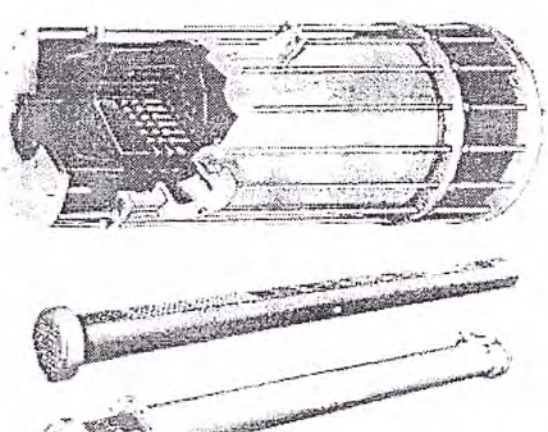
4.1.2 แกรไฟต์

แกร์ไฟต์ เป็นวัสดุที่มีการนำไปใช้อย่างกว้างขวางเช่นกัน ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับของไหลที่กัดกร่อนมาก แกร์ไฟต์มีความต้านทานต่อการกัดกร่อนสูงมาก เป็นตัวนำความร้อนที่ดี และมีสัมประสิทธิ์การขยายตัวทางความร้อนต่ำ (นั่นคือทนต่อการกระโชกทางความร้อน) แกร์ไฟต์สามารถรับการกัดกลึงทางกลได้ดี แต่ไม่สามารถเชื่อมได้และมีความต้านทานต่อแรงดึงต่ำ ในการออกแบบจึงมุ่งให้แกร์ไฟต์ทำงานภายใต้แรงกด ขีดจำกัด ทางด้านอุณหภูมิและความดันสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แกร์ไฟต์โดยทั่วไปคือ 175c 1.7Mpa ตามลำดับการใช้แกร์ไฟต์เป็นวัสดุทางวิศวกรรมนับว่ามีประวัติอันยาวนาน แต่ได้ขยายขอบเขตการใช้งานในขบวนการผลิตทางอุตสาหกรรมอย่างกว้างขวางเมื่อไม่กี่สิบปีมานี้ อันเป็นผลจากการพัฒนาเทคนิคทำให้แกร์ไฟต์ไม่เป็นรูพรุน โดยการทำให้อิ่มตัวภายใต้ความดันโดยเรซินที่เหมาะสม การขยายตัวโดยทั่วไปทางอุตสาหกรรมทางเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งในส่วนที่เกี่ยวข้องกับตัวประกอบอินทรีย์ของคลออรีน และฟลูออรีน ปัญหาจากการที่แกร์ไฟต์มีความแข็งแรงต้านทานแรงดึงต่ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สามารถแก้ได้โดยการออกแบบให้ชิ้นส่วนที่เป็น แกร์ไฟต์ทำงานอยู่ใต้ความเค้นกดแทนที่จะเป็นความเค้นดึง วิธีหนึ่งก็คือ การหุ้มแกร์ไฟต์ด้วยเปลือกโลหะ ชิ้นส่วนแกร์ไฟต์ ที่ประกอบเข้าด้วยกันค่อนข้างแน่นจะถูกประกอบที่อุณหภูมิสูงเพื่อว่าเมื่อเย็นตัวลงโลหะจะเกิดการหดตัวและบีบแกร์ไฟต์ให้อยู่ภายใต้แรงกด สำหรับการใช้งานที่ความดันสูงมักจะนำมาเอาเทคนิครูไขว้ ซึ่งจะทำการเจาะรูเป็นแถวขนานกัน ในแท่งแกร์ไฟต์ตันที่รูที่เจาะจะมีด้วยกันสองชุดที่ทำมุมฉากกันและอาจมีเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เท่ากันชุดที่หนึ่งสำหรับของไหลที่กัดกร่อนทางด้านท่อ ส่วนอีกชุดหนึ่งสำหรับของไหลที่ไม่กัดกร่อนทางด้านเซลล์ รูปที่ 4.1 และรูปที่ 4.2 แสดงตัวอย่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้เทคนิคดังกล่าวแม้ว่าแกร์ไฟต์จะสามารถต้านทานการกัดกร่อนโดยการไหลส่วนใหญ่ได้แต่ก็ไม่แนะนำให้ใช้กับสารละลายของโบรไมน์ ฟลูออไรน ฟอสฟอรัสแดง สารละลายซุบโครเมียม กรดไนตริก และกรดโคมิก หากมีข้อสงสัย ควรปรึกษาผู้ผลิตแกร์ไฟต์โดยตรง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ที่สร้างโดยใช้เทคนิครูไขว้

รูปที่ 4.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสี่เหลี่ยมที่ทำด้วยแกรไฟต์โดยใช้เทคนิครูไขว้

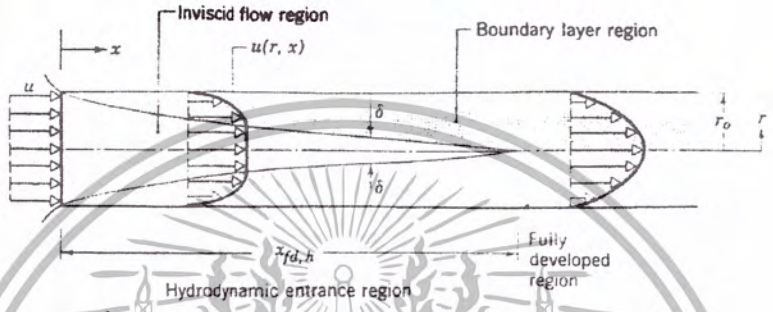
รูปที่ 4.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ที่ทำด้วยแก้วโดยมีเทฟลอนเป็นแผ่นยึดท่อและชีล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5
ทฤษฎีและสูตรในการคำนวณ

5.1 สภาวะการไหลของของไหล

พิจารณาการไหลแบบลามินาณ์ ในท่อกลมที่มีรัศมี r_o ตามรูปที่5.1



รูปที่5.1 การก่อตัวของบาวน์ดารีเลเยอร์ของการไหลในท่อกลม

สำหรับการไหลภายในภายในท่อนั้น ต้องคำนึงถึงการขยายตัวของช่วงบริเวณเข้า(entry region) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับว่าการไหลนั้นเป็นอย่างไร แบบลามินาร์หรือเทอร์บูเลนท์ เรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับการไหลภายในท่อกลมกำหนดเป็น

$$Re_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} = \frac{u_m D}{\upsilon} = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \qquad (5.1)$$

Re_D – ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์

u_m – เป็นความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ

D – เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

$\dot{m}$ - อัตราการไหลเชิงมวล

เรย์โนลด์นัมเบอร์ เป็นตัวบ่งบอกสภาพการไหล ว่าเป็นแบบลามินาร์หรือเทอร์บูเลนท์ โดยเรย์โนลด์นัมเบอร์วิกฤติ สำหรับช่วงการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากลามินาร์เป็นเทอร์บูเลนท์ เริ่มต้นจาก $Re_D \approx 2300$

และการไหลเป็นแบบเทอร์บูเลนท์ที่เต็มที่ ที่ $Re_D \geq 4000$ สำหรับการไหลแบบลามินาร์(คือ $Re_D \leq 2300$) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัวหาได้จากสมการ

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05\, Re_D \qquad (5.2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนในการไหลแบบเทอร์บูเลนท์($Re_D \geq 4000$)นั้น ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหาระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเรย์โนลด์นัมเบอร์ และมีค่าประมาณดังนี้

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

สำหรับค่าที่ใช้ที่นี้เราสมมุติว่า $x_{fd} > 10D$ สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนท์

5.2 การเปลี่ยนแปลงความดันหรือHead loss

Total head loss นั้นจะแบ่งออกเป็นองค์ประกอบสององค์ประกอบย่อยๆ คือการสูญเสียหลัก(major loss, h_f) ซึ่งเกิดเนื่องจากความเสียดทานในการไหลแบบ fully developed ในท่อที่มีพื้นที่ภาคตัดขวางคงที่ และการสูญเสียรอง(minor loss, h_{lm}) เนื่องจากทางเข้าข้อต่อหรือการเปลี่ยนแปลงพื้นที่

แต่สำหรับโครงงานที่เราทดลองเราจะสนใจ การสูญเสียหลัก(major loss, h_f) เพราะท่อช่วงที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นท่อที่ไม่มีข้อค่อข้องอหรือการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดท่อ ดังนั้นเราจึงคิดที่การสูญเสียหลัก

จากการสมดุลพลังงานที่นสดงในสมการที่(5.4)

$$\frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 - h_{lt} = \frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2} + gZ_2 \tag{5.4}$$

$$h_{lt} = h_f + h_{lm} \tag{5.5}$$

h_{lt} – การสูญเสียรวม(total head loss)

h_f – การสูญเสียหลัก(major loss)

h_{lm} – การสูญเสียรอง(minor loss)

สามารถใช้การหาการสูญเสียหลักได้ โดยเมื่อกำหนดการไหล fully developed ผ่านท่อที่มีพื้นที่ภาคตัดขวางคงที่ และ $h_{lm} = 0$, $\alpha_1(V_1^2/2) = \alpha_2(V_2^2/2)$ และ $Z_2 = Z_1$ จะได้

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho} = \frac{\Delta P}{\rho} = h_f \tag{5.6}$$

$$h_f = f \frac{LV^2}{D2} \tag{5.7}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{\Delta P}{\rho} = f\frac{LV^2}{D2} \tag{5.8}$$

จัดรูปสมการให้ให้อยู่ในรูปตัวแปรไร้มิติ ในรูปของ f จะได้

$$f = \frac{\Delta P}{\rho}\frac{D2}{LV^2} \tag{5.9}$$

f – สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน(friction factor)

V – ความเร็วภายในท่อ

L – ความยาวของท่อ

ΔP – ความดันตกคร่อมหรือการเปลี่ยนแปลงความดัน(pressure drop)

เราอาจใช้ f บ่งบอกค่า loss ที่เกิดในท่อในรูปของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานซึ่ง f เป็นตัวแปรไร้มิติที่เป็นฟังค์ชั่นของ $f = \phi[Re, e/D]$

5.3 ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนในท่อ

$$Q = \dot{m}c_p\Delta T = \dot{m}c_p(T_o - T_i) \tag{5.10}$$

Q – อัตราการถ่ายแทความร้อน

$\dot{m}$ – อัตราการไหลของของไหล

c_p – ค่าความร้อนจำเพาะ

T_i - อุณหภูมิทางเข้าก่อนถ่ายเทความร้อน

T_o - อุณหภูมิทางออกหลังถ่ายเทความร้อน

พิจารณาการไหลในท่อ ของไหลไหลด้วยอัตรามวลคงที่ และมีการพาความร้อนเกิดขึ้นผิวภายในโดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของของไหลรวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางแนวแกนจะไม่มาคิดละทิ้งได้ ดังนั้นถ้าไม่มีงานเพลาซึ่งกระทำโดยของไหลขณะไหลผ่านท่อแล้ว จะมีเพียงอิทธิพลเกี่ยวข้อง กับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อน และกับงานจากการไหลเท่านั้น

จะได้สมการของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ในท่อร้อนที่อยู่ในชุดทดลองดังนี้

$$Q_h = \dot{m}_h c_{Ph}\Delta T_h = \dot{m}_h c_{Ph}(T_o - T_i)_h \tag{5.11}$$

ตัวที่ห้อย h หมายความว่าเป็นคุณสมบัติที่อยู่ที่ท่อร้อน(tube)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เราใช้ในการคำนวณค่าความร้อนของการถ่ายเทความร้อนที่อยู่ภายในท่อร้นซึ่งค่าความร้อนนี้เราจะให้เท่าค่าการแลกเปลี่ยนความร้อนของวิธี Log Mean Temperature Diffrence(วิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม)

5.4.การถ่ายเทความร้อนโดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม

วิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม(Log Mean Temperature Diffrence) พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกัน โดยของไหลอาจจะไหลแบบ Counter flow หรือ Parallel flow ก็ได้และรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลทั้ง 2 กรณี นี้ แสดงได้ตามรูปที่5.2 เราสามารถหาค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อซ้อนกันสองชั้นได้

การออกแบบทางด้านความร้อนสมการพื้นฐานที่แสดงถึงความสัมพันธ์ของความร้อน Q คือ

$$Q = UA\Delta T_{lm} \tag{5.12}$$

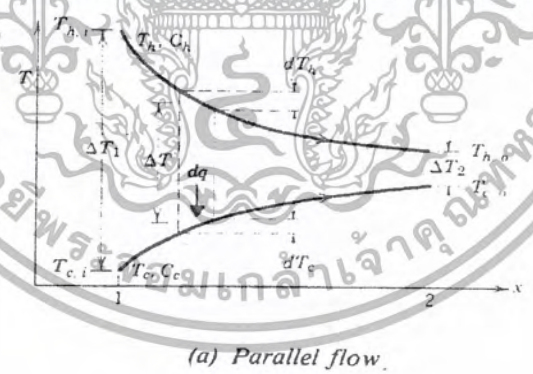
A – พื้นที่ผิวสำหรับการถ่ายเทความร้อน

Q – ความร้อนที่ถ่ายเท

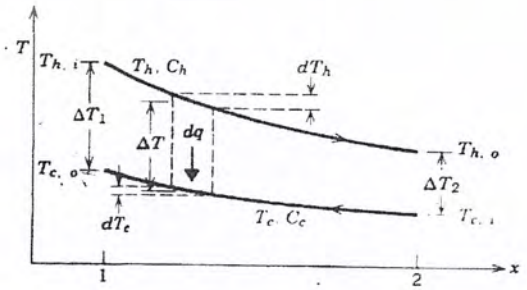
U – สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

ΔT_{lm} – ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยที่เหมาะสมผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ตามรูปที่5.2 แสดงว่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของไหลที่ร้อนและของไหลเย็นแปรเปลี่ยนระหว่างทางเข้าและทางออก ดังนั้นเราต้องคำนวณหาค่าเฉลี่ยเพื่อให้ใช้กับสมการ



(a) Parallel flow



(b) Counter-flow

รูป5.2แสดงรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลตามกันและการไหลสวนทางกันในท่อซ้อนกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน(Parallel flow) ตามรูปที่5.2 (a)ความร้อนที่ถ่ายเทผ่านชิ้นส่วนของพื้นที่ dA อาจเขียนได้เป็น

$$dq = -\dot{m}_h c_{Ph} dT_h = \dot{m}_c c_{Pc} dT_c \tag{5.13}$$

ทำนองเดียวกันการถ่ายเทความร้อนอาจเขียนในรูป

$$dq = U(T_h - T_c)dA \tag{5.14}$$

จากสมการ(5.14) เขียนใหม่ได้เป็น

$$dT_h = \frac{-dq}{\dot{m}_h c_{Ph}} = \frac{-dq}{C_h} \tag{5.15}$$

$$dT_c = \frac{dq}{\dot{m}_c c_{Pc}} = \frac{dq}{C_c} \tag{5.16}$$

โดยที่ m แทนอัตราการไหลของมวลและ c_p เป็นความร้อนจำเพาะของของไหลส่วน $C = mc_p$ = อัตราความจุความร้อนของของไหล ดังนั้น

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

หาค่า dq จากสมการ (5.16) และแทนสมการ(5.17)ให้

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

อินทิเกรตจากเงื่อนไข(1)ไป(2)(คือจากทางเข้าถึงทางออกได้

$$\frac{\ln(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} = -UA\left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c}\right) \tag{5.19}$$

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\dot{m}_h c_{Ph} = \frac{q}{(T_{h1} - T_{h2})} = C_h \tag{5.20}$$

$$\dot{m}_c c_{Pc} = \frac{q}{(T_{c1} - T_{c2})} = C_c \tag{5.21}$$

แทนกลับในสมการ(5.19)ให้

$$q = UA \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln\left[\dfrac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})}\right]} \tag{5.22}$$

เปรียบเทียบ(5.12) และ(5.22)ได้

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln\left[\dfrac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})}\right]} \tag{5.23}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\dfrac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\dfrac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \tag{5.24}$$

ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมินี้เรียกว่า log mean temperature difference(LMTD) ซึ่งเป็นความแตกต่างของอุณหภูมิที่ปลายข้างหนึ่งของเครื่อง ลบด้วยความแตกต่างของอุณหภูมิที่ปลายของหนึ่งของเครื่อง หารด้วยค่าลอการิทึมธรรมชาติของอัตราส่วนความแตกต่างของอุณหภูมิทั้งสองนี้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหนสวนทางกันเราสามารถหาค่าเฉลี่ยความแตกต่างของอุณหภูมิได้ทำนองเดียวกันกับการไหลตามกันทุกประการนั้นคือสมการ(5.24) สามารถใช้ได้กับเครื่องแบบไหลสวนทางกันเพียงแต่ในกรณีนี้ค่า $\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co}$ และ $\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci}$ เท่านั้น โดยตัวห้อย i และ o หมายถึงทางเข้าและทางออกตามลำดับ

ส่วนสูตรที่ใช้ในการคำนวณของโครงงานนี้จะวิเคราะห์ของการไหลแบบ Counter flow ซึ่งเราใช้สมการ 5.12 ในการวิเคราะห์ เพื่อหาค่า U(สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม) ซึ่งกล่าวในหัวข้อต่อไป

5.5 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม(Overall heat transfer coefficient)

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน นิยามอยู่ในเทอมของความต้านทานความร้อนรวมต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหล 2 ชนิด สัมประสิทธิ์นี้หาได้โดยการรวมความต้านทานการนำความร้อนและ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การพาความร้อนระหว่างของไหลที่ถูกแยก โดยระนาบหลายชั้น และผนังทรงกระบอกต่างๆ เข้าด้วยกัน และผลลัพธ์เหล่านี้ใช้ได้เฉพาะกรณีผิวสะอาดไม่มีครีบเท่านั้น

ระหว่างการใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามปกติพื้นที่ผิวของมันย่อมต้องสกปรก เนื่องจากสิ่งเจือปนอยู่ในของไหล สนิม หรือปฏิกิริยาต่างๆ บนผิว ซึ่งสามารถเพิ่มความต้านทานต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลทั้งสอง ผลนี้สามารถแก้ไขโดยใส่ค่าความต้านทานเพิ่มเติมเรียกว่า เฟาว์ลิงแฟคเตอร์(Fouling factor, R_f) ค่านี้จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิทำงาน ความเร็วของไหล และระยะการบำรุงรักษาเครื่อง นอกจากนี้ยังทราบว่าครีบถูกติดตั้งกับผิวบ่อยๆ เพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวซึ่งเป็นการลดความต้านทานการพาความร้อน ดังนั้นโดยรวมผลของครีบและความสกปรก(fouling) ของผิว ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมแสดงได้เป็น

$$\frac{1}{UA}=\frac{1}{U_cA_c}=\frac{1}{U_hA_h}=\frac{1}{(\eta_o hA)_c}+\frac{R''_{f,c}}{(\eta_o A)_c}+R_w+\frac{R''_{f,h}}{(\eta_o A)_h}+\frac{1}{(\eta_o hA)_h} \qquad (5.25)$$

โดยที่ตัวห้อย c และ h หมายถึงของไหลเย็นและของไหลร้อนตามลำดับ สังเกตว่าการหาค่าของ UA ไม่สนใจว่าเป็นด้านของไหลร้อนหรือเย็น($U_cA_c = U_hA_h$) อย่างไรก็ตามการหาค่า U จะขึ้นอยู่กับว่าเป็นผิวด้านของไหลร้อนหรือเย็นเนื่องจาก $U_c \neq U_h$ ถ้า $A_c \neq A_h$ ความต้านมานการนำ R_w จะมีค่าเท่ากับ $[\ln(D_o/D)]/2\pi kL$ ค่าเฟาว์ลิงแฟคเตอร์ ได้แสดงในตารางที่ 5.1 เป็นตัวแปรระหว่างการทำงานของเครื่อง (เพิ่มขึ้นจากศูนย์สำหรับผิวสะอาดเพราะสิ่งสกปรกสะสมบนผิว) ปริมาณ η_o ในสมการ(5.25) เรียกว่า "ประสิทธิภาพของผิวรวม หรือ temperature effectiveness ของผิวที่มีครีบ ได้มาจากสมการ

$$q = \eta_o hA(T_b - T_\infty) \qquad (5.26)$$

ซึ่ง T_b คืออุณหภูมิที่บานของครีบ และA คือพื้นที่ผิวทั้งหมด ดังนั้น ปริมาณนี้สามารถแสดงได้ว่า

$$\eta_o = 1-\frac{A_f}{A}(1-\eta_f) \qquad (5.27)$$

โดยที่ A_f เป็นพื้นที่ผิวครีบทั้งหมด และ η_f เป็นประสิทธิภาพของครีบเดี่ยว ถ้าเป็นครีบตรง หรือกลมตรงยาว L และปลายหุ้มฉนวน จะได้ว่า

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \qquad (5.28)$$

โดยที่ $m = (2h/kt)^{1/2}$ และ t เป็นความหนาของครีบ

เทอมการนำความร้อนของผนังในสมการ(5.24) อาจตัดทิ้งได้เนื่องจากผนังบางและตามปกติมีค่า k สูง ทำนองเดียวกันค่า h อันหนึ่งจะมีค่าน้อยกว่าอีกอันหนึ่งมาก ดังนั้นจึงเป็นหลักสำหรับหาค่าU ได้ง่ายขึ้น ค่าของ U บางค่าได้แสดงไว้ในตารางที่ 5.2

สำหรับกรณีเป็นผิวที่ไม่มีครีบ สมการ(9.23) ลดรูปลงเป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{R''_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \qquad (5.29)$$

โดยที่ห้อย i และ o หมายถึงผิวท่อภายในและภายนอก ตามลำดับ

ตารางที่ 5.1 ค่าของเฟาว์ลิ่ง แฟคเตอร์

ของไหล	R_f'' (m^2.K/W)
น้ำทะเลและน้ำป้อนหม้อน้ำที่กรองแล้ว(<50°C)	0.0001
น้ำทะเลและน้ำป้อนหม้อน้ำที่กรองแล้ว(>50°C)	0.0002
น้ำตามแม่น้ำ(<50°C)	0.0002-0.0001
น้ำมันเชื้อเพลิง	0.0009
น้ำยาทำความเย็น	0.0002
ไอน้ำ(ไม่มีไอน้ำมัน)	0.0001

ตารางที่ 5.2 ค่าโดยประมาณของU

ชนิดของไหล	U(W/m^2.K)
น้ำ กับ น้ำ	850-1700
น้ำ กับ น้ำมัน	110-350
คอนเดนเซอร์ไอน้ำ(น้ำในท่อ)	1000-6000
คอนเดนเซอร์แอมโมเนีย(น้ำในท่อ)	800-1400
คอนเดนเซอร์แอลกอฮอล์(น้ำในท่อ)	250-700
เครื่องแบบท่อมีครีบ(น้ำในท่อและอากาศไหลตัด)	25-50

สำหรับการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ที่ใช้ในโครงงานนี้ จากสมการ (5.27) เราจะตัดค่าบางอย่างไป เพราะเราคิดว่ามันน้อยมาก เมื่อเทียบกับค่าตัวอื่น เช่น การนำจะมีค่าน้อย เมื่อเทียบกับค่าการพาความร้อน เราจะได้สูตรที่ใช้ในโครงงานดังนี้

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} \qquad (5.30)$$

เราให้ $A_i = A_o$ เพราะว่าท่อบางมากจะได้อีกสมการว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

หรือ
$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \qquad (5.31)$$

U – สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

h_i – สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อใน

h_o – สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อนอก

5.6 ค่า Nusselt number

ค่า Nusselt number เป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ ที่มีความสำคัญต่อความร้อนซึ่งอาจจะเรียกว่า เป็นค่าอัตราส่วนการนำกับการพาความร้อน จะเห็นได้จากสูตร

$$Nu_D = \frac{Dh}{k} \qquad (5.32)$$

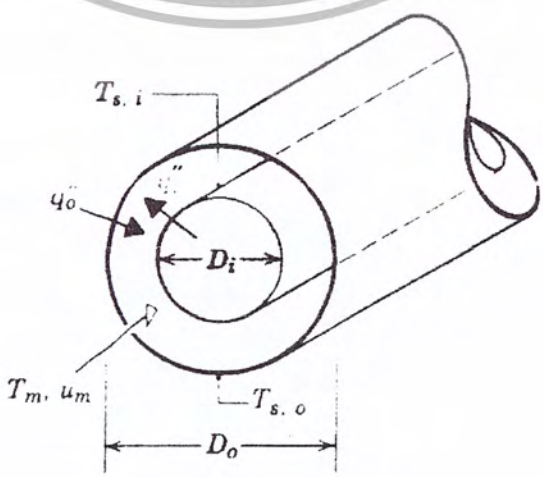
D – เส้นผ่าศูนย์กลางท่อ

h – สัมประสิทธิ์การพาความร้อน

k – สัมประสิทธิ์การนำความร้อน

5.7 การไหลภายในท่อซ้อนกันรูปวงแหวน(Concentric tube annulus)

ปัญหาการไหลภายในท่องำนวนมากเกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนในท่อซ้อนกันรูปวงแหวน ตามรูปที่ 5.3



รูปที่5.3 ท่อซ้อนกันรูปวงแหวน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของไหลไหลผ่านช่องว่างรูปวงแหวนในท่อซ้อนกัน และการพาความร้อนที่เกิดขึ้นอาจเข้าสู่หรือออกจากผิวท่อภายในและภายนอกทั้งสองก็ได้ เราสามารถระบุฟลักซ์ความร้อนหรืออุณหภูมิซึ่งเป็นเงื่อนไขทางความร้อนของแต่ละผิวในกรณีใดๆ ฟลักซ์ความร้อนที่แต่ละผิวอาจคำนวณได้จากสมการในรูป

$$q_i'' = h_i(T_{s,i} - T_m) \tag{5.33}$$

$$q_o'' = h_o(T_{s,o} - T_m) \tag{5.34}$$

สังเกตว่าเราจะแยกค่า h แต่ละกรณีซึ่งเกี่ยวข้องกับผิวภายในและภายนอก และค่า Nu_D ที่สอดคล้องกันอยู่ในรูป

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k} \tag{5.35}$$

$$Nu_o = \frac{h_o D_h}{k} \tag{5.36}$$

D_h – เส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิค

โดยที่ ค่า D_h [จากสมการ(5.37)] คือ

$$D_h = \frac{4A_c}{P} = \frac{4(\pi/4)(D_o^2 - D_i^2)}{\pi D_o + \pi D_i} = D_o - D_i \tag{5.37}$$

P - เส้นรอบรูปหน้าตัดท่อ

สมการสำหรับหาค่า Nu ในท่อแบบนี้ มีดังนี้

1.การไหลแบบลามินาร์ปรับตัวเต็มที่แล้ว(Laminar fully developed flow)ภายในท่อซ้อนกันรูปวงแหวนที่มีผิวด้านหนึ่งหุ้มฉนวน และอีกด้านหนึ่งเป็นแบบอุณหภูมิผิวคงที่ให้ใช้ค่า Nu_i และ Nu_o จากตารางที่ 5.3 สังเกตว่าในกรณีเช่นนี้เราสนใจเฉพาะ h ที่ผิวความร้อนเท่านั้น

2.เหมือนข้อ 1 แต่พื้นที่ทั้งสองเป็นชนิดฟลักซ์ความร้อนคงที่ ให้ใช้สมการในรูป

$$Nu_i = \frac{Nu_{ii}}{1 - (q_o''/q_i'')\theta_i^*} \tag{5.38}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Nu_o = \frac{Nu_{oo}}{1-(q_i''/q_o'')\theta_o^*} \tag{5.39}$$

โดยที่ Nu_{ii} , Nu_{oo} , θ_i^* และ θ_o^* หาจาตารางที่ 5.4 ส่วนค่า q_i'' และ q_o'' จะมีค่าเป็นบวก(+) หรือลบ(-) ก็ได้ ขึ้นอยู่กับการถ่ายเทความร้อนถ้าไหลเข้าสู่ของไหลมีค่าบวก(+) ถ้าไหลออกจากของไหลจะเป็นลบ(-)

3.สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนท์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ค่าต่างๆ ที่กล่าวในข้อ 2 จะเป็นฟังก์ชั่นของ Re_D และ Pr อย่างไรก็ตามโดยการประมาณว่า h ที่ผิวนอกและผิวในเท่ากัน และให้หาโดยใช้ค่า D_h แทน D กับสมการ Dittus Boelter คือสมการ(5.*)

ตารางที่ 5.3 Nu_D สำหรับการไหลแบบลามินาร์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อซ้อนกัน รูปวงแหวนซึ่งผิวหนึ่งหุ้มฉนวนและอีกผิวหนึ่งมีอุณหภูมิผิวคงที่

D_i/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 5.4 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_D ที่เราใช้เราใช้ค่า Nu_D ที่อยู่ในท่อใน ซึ่งเป็นท่อร้อน เพราะเราสนใจการแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อยู่ที่ท่อภายใน จะได้สูตร Nu_{D_i} ดังนั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Nu_D = \frac{h_i D_i}{k} \tag{5.40}$$

5.8.สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบเทอร์บูเลนท์ในท่อกลม

สมการสำหรับหา Nu_x สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนท์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมเรียบเสนอโดย Colburn ซึ่งได้มาจาก Chilton-Colburn analogy โดยการแทนสมการลงในสมการ การเทียบคู่จะอยู่ในรูป

$$\frac{C_f}{2} = \frac{f}{8} = StPr^{2/3} = \frac{Nu_D}{Re_D Pr} Pr^{2/3} \tag{5.41}$$

สมการของ Colburn จะเป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \tag{5.42}$$

Dittus-Boelter ได้เสนอสมการซึ่งต่างกันเล็กน้อยเป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{n} \tag{5.43}$$

โดยที่ n = 0.4 สำหรับการทำให้ร้อน($T_s \geq T_m$)

และ n = 0.3 สำหรับการทำให้เย็น($T_s \leq T_m$)

สมการนี้ได้รับการยืนยันจากผลการทดลองสำหรับช่วงของเงื่อนไขดังนี้

$0.7 \leq Pr \leq 160$

$Re_D \geq 10{,}000$

$L/D \geq 10$

ตัวเลขพรันด์เทิล(Prandtl number) เป็นสมบัติการไหลเป็นอัตราส่วนระหว่างสภาพแพร่ทางโมเมนตัมสภาพแพร่ความร้อน

$$Pr = \frac{\upsilon}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/\rho c_P} = \frac{\mu c_P}{k} \tag{5.44}$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_P} \tag{5.45}$$

Pr - พรันด์เทิล(Prandtl number)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

k - ค่าการนำความร้อน

c_p – ค่าความร้อนจำเพาะ

μ - ความหนืดสัมบูรณ์

ρ - ความหนาแน่น

ν - ความหนืดจลน์

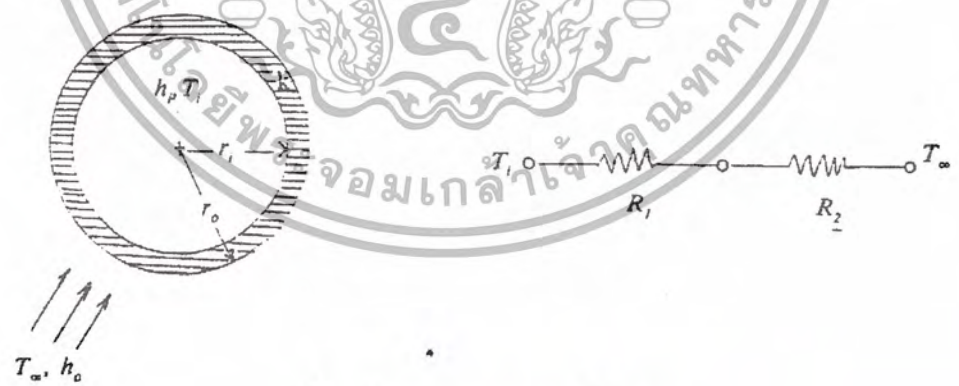
เราใช้สมการ Dittus-Boelter ในการเปรียบเทียบสำหรับโครงงานนี้ด้วย โดยใช้เทียบกับค่าการทดลองของชุดทดลอง โดยเทียบที่ค่าของ Nu_D ที่ได้จากการทดลอง

5.9 ความหนาวิกฤติของฉนวน

การลดอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ผ่านเข้าหรือออก จากท่อหรือทรงกระบอกตันขนาดเล็กโดยการหุ้มฉนวนนั้นในบางครั้งอาจเป็นผลทำให้อัตราการถ่านเทความร้อนเพิ่มสูงมากขึ้นทั้งนี้เพราะการหุ้มฉนวนท่อจะเป็นการเพิ่มรัศมีท่อ ซึ่งเป็นผลให้พื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนมากขึ้น ถึงแม้ว่า อุณหภูมิที่ผิวจะลดลงตามสมการการถ่ายเทความร้อนที่ผิว $q_c = hA(T_w - T_\infty)$ ในที่นี้เราจะวิเคราะห์ว่ามีกรณีใดบ้างที่การหุ้มฉนวนท่อจะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

พิจารณาท่อทรงกระบอกกลวงตามรูป5.4 ซึ่งภายนอกหุ้มฉนวนความร้อน เราสามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนเข้าหรือออกจากท่อ ได้จากสมการ

$$q = \frac{(T_i - T_\infty)}{\sum R} \qquad (5.46)$$



รูปที่5.4 ท่อทรงกระบอกกลวงหุ้มฉนวน

โดยที่

$$\sum R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \qquad (5.47)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยปกติ ความต้านทานความร้อนของผนังท่อมีค่าน้อยเนื่องจากส่วนใหญ่เป็นโลหะ จึงไม่ต้องนำมาคิดและภายในท่อมักเป็นของเหลวหรือก๊าซ ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงมาก(h_i) เป็นผลให้ความต้านทานมีค่าน้อย($1/h_i$) ตัดทิ้งได้ นั่นคือ

$$R = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o} \tag{5.48}$$

เมื่อแทนสมการ(5.48) ลงในสมการ(5.47) แล้ว ดิฟเฟอเรนชิเอทเทียบกับ r_o แล้วให้เท่ากับศูนย์

$$\frac{dq}{dr_o} = -\frac{2\pi kL(T_i - T_o)}{[\ln(r_o/r_i) + k/(h_o r_o)]}\left[\frac{1}{r_o} - \frac{k}{h_o r_o^2}\right] \tag{5.49}$$

คำตอบของสมการ(5.49) สำหรับ r_o ให้ค่ารัศมีวิกฤติ(Critical radius) ของฉนวนที่อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด

$$r_{cr} = \frac{k}{h_o} \tag{5.50}$$

ซึ่งเราใช้สมการ(5.50) ในการหาความหนาในการหุ้มฉนวน ของชุดทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6
อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ในบทนี้จะกล่าวถึงการกรรมวิธีการทดลองของชุดอุปกรณ์ และการติดตั้งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในการติดตั้งต้องทำการติดตั้งให้ดี เพราะว่าถ้าติดตั้งไม่ดี จะทำให้การวัดค่าเกิดให้ค่าที่ผิดพลาด การติดตั้งมีความสำหรับมาก บทนี้จะบอกวิธีการคำนวณค่าด้วย

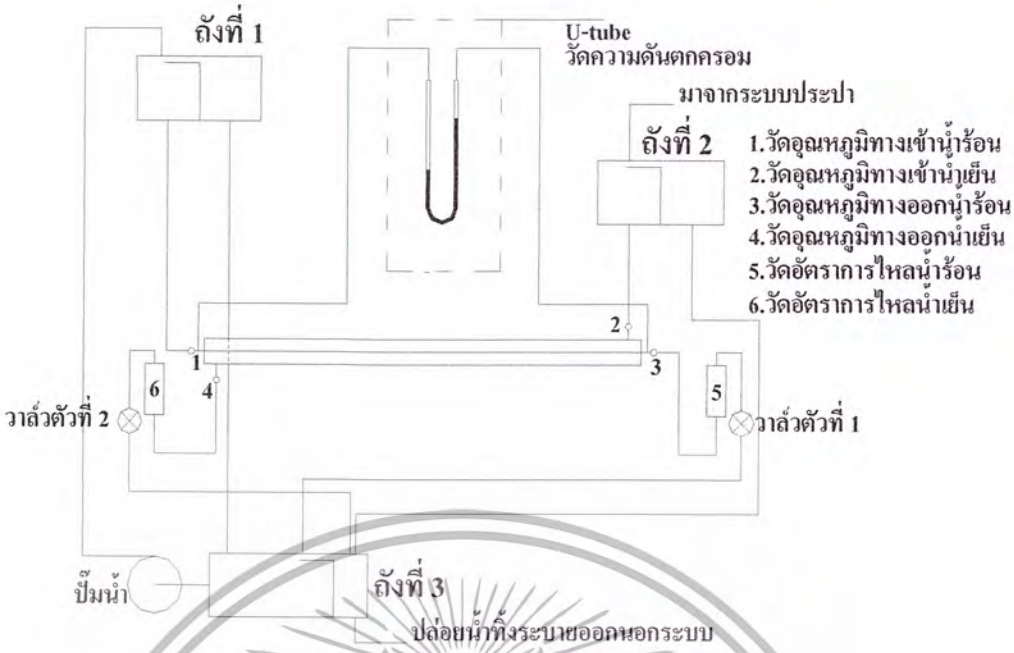
6.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

1.เครื่องควบคุมอุณหภูมิ
2.เครื่องสับสวิตช์อ่านค่า
3.เครื่องอ่านค่าจากอุณหภูมิ
4.ปั๊มน้ำ อัตราการไหลสูงสุด= 35 L/min
5.เทอร์โมคัปเปิล Type k และ j
6.โรตามิเตอร์อัตราการไหลในช่วง 20-200 L/min
7.โรตามิเตอร์อัตราการไหลในช่วง 50-500 L/min
8.Magnatic contactor
9.ถนวนใยแก้ว
10.มาโนมิเตอร์
11.ชุดทดลอง

6.2 การเตรียมชุดอุปกรณ์ทดลอง

1. ติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆ เช่น เทอร์โมคัปเปิล ต่อท่อสายยางวัดความดันเข้ากับบาร์นอมิเตอร์ ต่อชุดContactor เป็นต้น
2. เปิดวาล์วตัวที่ 1 และ 2 จนสุด
3. เปิดน้ำเข้าระบบในถังที่ 3 จนเต็ม
4. สับสวิทช์เปิดให้ปั๊มน้ำทำงาน สูบน้ำจากถังที่3 ส่งขึ้นไปเก็บบนถังที่ 1จนเต็มถัง จากนั้นน้ำจะถูกส่งเข้าระบบจนเต็ม
5. เปิดน้ำเข้าถังที่ 2 และ ปิดวาล์วตัวที่ 2 เปิดจนน้ำเต็มถังที่ 2
6. ทำการให้ความร้อนกับน้ำ โดยสับสวิทช์ให้ฮีตเตอร์ทำงานที่ถังที่ 1 และ 3 โดยควบคุมที่ทางเข้าของน้ำร้อนให้อยู่ที่ 80 $\pm$ 1°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.1 แสดงการวางอุปกรณ์ต่างๆ ในชุดทดลอง

6.3 การทดลอง

1. เมื่ออุณหภูมิได้ 80±1 องศาที่น้ำร้อนที่เข้าแล้ว ให้เปิดน้ำเข้าถังที่2
2. เปิดวาล์วตัวที่ 2 ให้น้ำเย็นที่ถังที่2 ไหลเข้าระบบแลกเปลี่ยนความร้อน
3. เมื่อดูให้อุณหภูมิของน้ำเย็นที่เข้าชุดแลกเปลี่ยนความร้อน จากถังที่2. ว่าคงที่หรือยัง เมื่อคงที่ทั้งทางเข้าของน้ำร้อนและน้ำเย็นแล้ว ปรับอัตราการไหล ของน้ำเย็นใช้อยู่ที่100 L/hr ส่วนน้ำร้อน เริ่มจาก 50 แล้วเพิ่มทีละ 25 จนถึง 453 L/hr ตามลำดับ (จะให้ได้ช่วง Re 2900-26000)
4. จดบันทึกค่าของอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกของน้ำร้อนและน้ำเย็นในทุกๆช่วงอัตราการไหลของน้ำร้อน รวมทั้งยังบันทึกค่า ความดันตกคร่อมที่ท่อน้ำร้อน ในแต่ละครั้งของค่าอัตราการไหลต่างๆ(เวลาอ่านค่าต้องรอให้ค่าคงที่ก่อน แล้วเวลาอ่านควรอ่านค่าหลายๆ ครั้ง เพื่อความละเอียด)

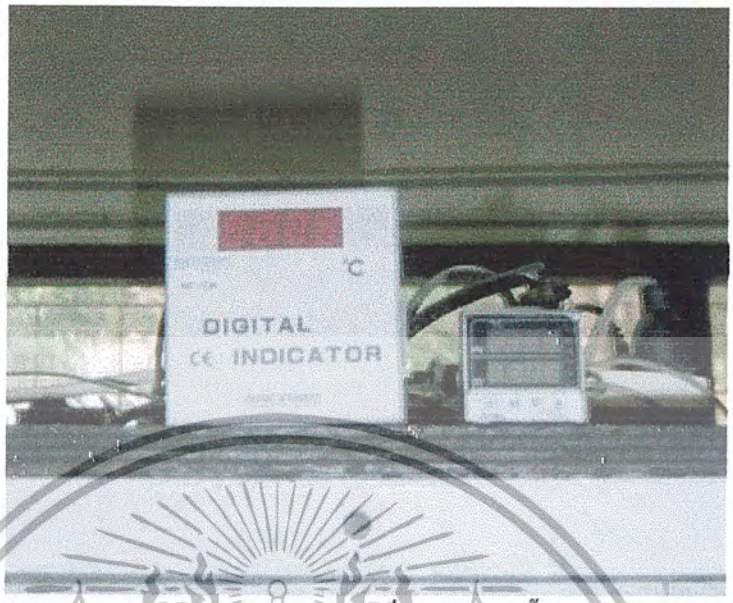
   <u>หมายเหตุ</u>

   -ในขั้นตอนที่ 1-8 ใช้สำหรับทดลองท่อเรียบ เมื่อทดลองท่อเรียบ แล้วใช้ทดลองใส่แผ่นบิดตาม ระยะพิตช์ต่างๆ (5, 10, 15 cm., แผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm.)

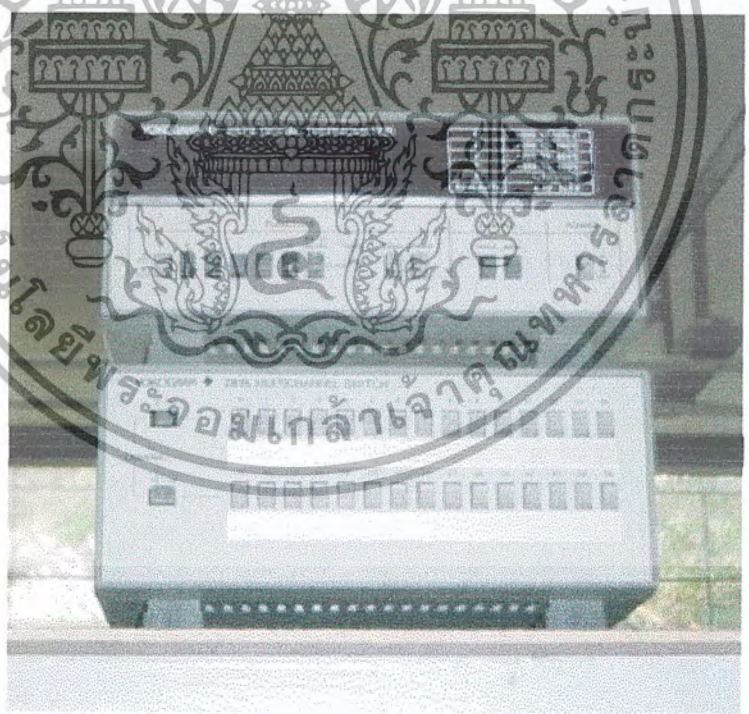
   -U tube ที่วัดความดัน ที่ความดันตกคร่อมน้อยๆ เราจะใช้น้ำเป็นสารในการวัด แต่ที่ความดันตกคร่อมมากๆ เราต้องใช้ปรอท เป็นสารตัววัด เนื่องจากความยาวของท่อ U tube ไม่พอ
5. นำค่าที่ได้มาคำนวณตาม สูตรที่บอกไว้ในบทที่ 5.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. ทำการพล๊อตค่าในกราฟ แล้ววิเคราะห์ผลที่ได้ว่าเป็น ที่ระยะพิตช์ต่างๆ ให้ค่าของ Nu ได้ดีกว่ากัน และมีผลเสียผลได้อย่างไร



รูปที่ 6.2 อินดิเคเตอร์ วัดและควบคุมอุณหภูมิที่ทางเข้าของน้ำร้อน โดยควบคุมที่ฮีทเตอร์



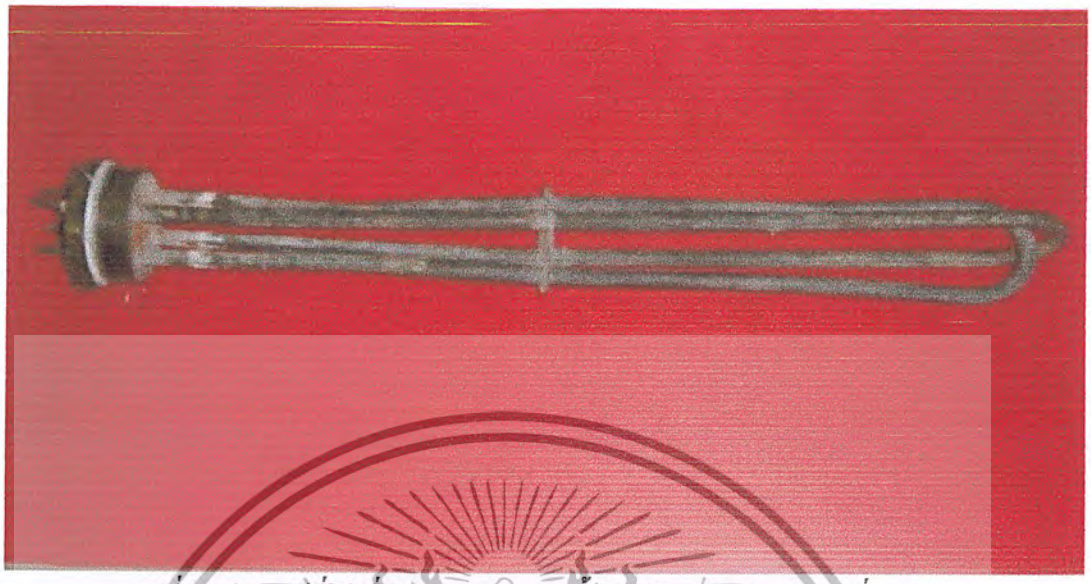
รูปที่ 6.3 เป็นหน้าจอแสดงผลอุณหภูมิที่จุดต่างๆ ของชุดทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 6.4 U-tube วัดความดันตกคร่อมภายในท่อ

รูปที่ 6.5 โรตามิเตอร์วัดอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็น

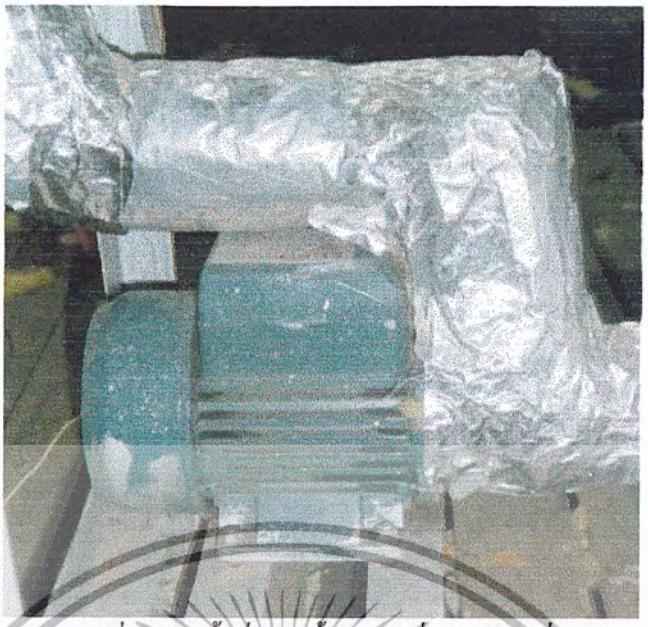
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



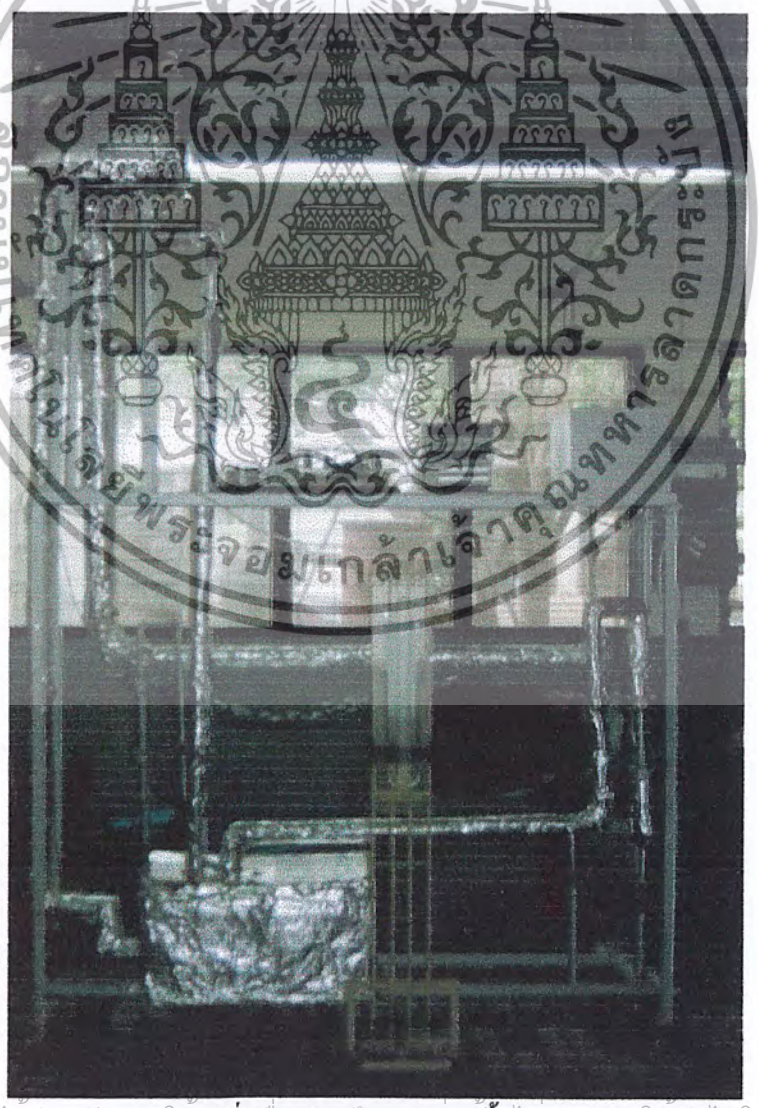
รูปที่ 6.6 ฮีทเตอร์ที่ใส่เพื่อให้ความร้อนของน้ำร้อนมีสองตัวสำหรับถังที่ 1. และ 3

รูปที่ 6.7 แผ่นบิดที่เราใส่เข้าไป(ระยะพิตช์ 5,10,15 cm และแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ พิตช์ 10 cm)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.8 ปั๊มน้ำที่ใช้ส่งน้ำจากถังที่ 3 ไปยังถังที่ 1



รูปที่ 6.9 รูปของชุดทดสอบทั้งหมด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.4 ตัวอย่างการคำนวณ

ในการทดลองนี้ เราจะสนใจค่าของ Nusselt number ที่เปลี่ยนแปลงไปตามสภาพการไหลต่างๆ คือที่การไหลที่ระยะพิตช์ต่างๆ และเราต้องคำนึงถึงค่า Pressure drop ด้วยซึ่งเป็นผลกระทบจากการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เราจะเริ่มการคำนวณหาค่าการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำเย็นกับน้ำร้อนก่อน

สภาพเป็นแบบท่อเรียบ ที่อัตราการไหลน้ำร้อน50 L/hr ,น้ำเย็น 100 L/hr (ที่น้ำเย็นจะเท่ากันตลอดทุกการทดลอง)

$$\dot{m}_h = \rho_h \dot{V}_h = \frac{988.14 \times 50 \times 1000}{3600 \times 100^3} = 0.013724 \text{ kg/s} \qquad (\rho_h = 988.14 \text{ kg/m}^3 \text{ ได้จากตารางภาคผนวก ข ที่อุณหภูมิ } 50 \text{ °C})$$

$$\dot{m}_c = \rho_c \dot{V}_c = \frac{995.02 \times 100 \times 1000}{3600 \times 100^3} = 0.0276396 \text{ kg/s} \qquad (\rho_h = 995.02 \text{ kg/m}^3 \text{ ได้จากตารางภาคผนวก ข ที่อุณหภูมิ } 32 \text{ °C})$$

$C_{P,h} = 4.181$ kJ/kg.C จากตารางภาคผนวก ข ที่อุณหภูมิ 50 °C

$C_{P,c} = 4.178$ kJ/kg.C จากตารางภาคผนวก ข ที่อุณหภูมิ 32 °C

หาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของทั้งน้ำเย็นและน้ำร้อน

$$Q_h = \dot{m}_h C_{P,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) = 0.013724 \times 4.181 \times (80.2 - 56.5) = 1.359907 \text{ kW}$$

$$Q_c = \dot{m}_c C_{P,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) = 0.0276396 \times 4.178 \times (40.8 - 31.2) = 1.108591 \text{ kW}$$

หาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย เพราะค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำเย็นและน้ำร้อน ไม่เท่ากัน

$$Q = \frac{Q_h + Q_c}{2} = 1.234249 \text{ kW}$$

หาอุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึมจากสูตร

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left[\Delta T_1 / \Delta T_2\right]}$$

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} = 80.2 - 40.8 = 39.4 \text{ °C}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} = 56.5 - 31.2 = 25.3 \text{ °C}$$

ดังนั้น

$$\Delta T_m = 31.83121 \text{ °C}$$

หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมได้จากสูตร

$$Q = UA\Delta T_m$$

โดยค่า A(พื้นที่ถ่ายเทความร้อน) = $\pi D_i L = \pi \times 0.0107 \times 1.5 = 0.050423 \text{ m}^2$

D_i – เส้นผ่าศูนย์กลางภายในท่อน้ำร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$U = \frac{Q}{A\Delta T_m} = 0.7689904 \text{ kW/m}^2\text{.C} = 768.9904 \text{ W/m}^2\text{.C}$$

สิ่งที่เราต้องหาคือค่า Nusselt number ภายในท่อน้ำร้อน เราจึงต้องหาค่า h_i (สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อน้ำร้อน) จะหาได้จากสูตร

$$U = \frac{1}{1/h_i + \frac{\ln(r_O / r_i)}{2\pi kL} + 1/h_o}$$

ในสมการ ค่าการนำความร้อนระหว่างผิวท่อมีค่าน้อยมากเมื่อแทนค่าลงในสมการ

$$\frac{\ln(r_O / r_i)}{2\pi kL} = \frac{\ln(6.35/5.35)}{2\pi \times 401 \times 1.5} = 0.000045 \text{ W/m}^2\text{.C}$$

k ของท่อทองแดงมีค่าเท่ากับ 401 W/m.C

จะสังเกตได้ว่าค่าที่ได้มีค่าน้อยมาก เมื่อเทียบกับค่าของ U สูตรจึงเหลือแค่

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

$$h_i = \frac{1}{1/U - 1/h_o}$$

เราต้องทำการหาค่า h_o (สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อน้ำเย็น) ก่อน

จะหาค่า h_o เราต้องหาค่า Nu_o ก่อนซึ่งได้จากสูตร

$$Nu_o = 0.023 \, Re^{4.5} \, Pr^{0.3}$$

$\nu_c = 7.7286432 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ จากตารางภาคผนวก ข ที่อุณหภูมิ 32 °C

$$Re_o = \frac{v_c D_H}{U_c} = \frac{\pi \dot{V}_c D_H}{4 D_H^2 U_c} = \frac{\pi \times 100 \times 0.0088 \times 1000}{4 \times 0.0088^2 \times 7.7286432 \times 10^{-7} \times 3600 \times 100^3} = 3206.13244$$

$Pr = 5.2$ จากตารางภาคผนวก ข ที่อุณหภูมิ 32 °C

จะได้

$$Nu_o = 43.3087$$

จากสูตร

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

$$h_o = \frac{Nu_o k_c}{D_h}$$

$k_c = 620 \times 10^{-3}$ W/m.C จากตารางภาคผนวก ข ที่อุณหภูมิ 32 °C

จะได้

$$h_o = 3051.2942 \text{ W/m}^2\text{.C}$$

และจะได้ค่า h_i

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$h_i = 1028.091\ W/m^2.C$

เมื่อได้ค่า h_i แล้วทำการหาค่า Nusselt number ของท่อในต่อ

$$Nu_i = \frac{h_i D_i}{k_h}$$

$D_i = 0.0107\ m$

$k_h = 643\times10^{-3}\ W/m.C$ จากตารางภาคผนวก ข ที่อุณหภูมิ 50 °C

$Nu_i = 17.1082$

จากนั้นทำการหาค่า Re_i ของท่อน้ำร้อน เพื่อใช้ในการพล๊อตกราฟ การที่เราใช้ค่า Nu และ Re ในการพล๊อตกราฟนั้น เพราะว่าตัวแปรไร้มิตินั้นสามารถบ่งบอกคุณสมบัติต่างๆได้มากกว่าการใช้ค่า Q มาพล๊อตกราฟ

$$Re_i = \frac{v_h D_i}{\upsilon_h} = \frac{\pi \dot{V}_h D_i}{4 D_i^2 \upsilon_c} = \frac{\pi\times50\times0.0107\times1000}{4\times0.0107^2\times5.591313\times10^{-7}\times3600\times100^3} = 2955.834$$

$\nu_h = 5.591313\times10^{-7}\ m^2/s$ จากตารางภาคผนวก ข ที่อุณหภูมิ 50 °C

เมื่อคำนวณหาค่า Nu และ Re ที่อัตราการไหลแรกแล้ว ทำวิธีเดียวกันกับอัตราการต่างๆ ที่ปรับในท่อเรียบจนครบ และก็คำนวณท่อระยะพิตช์ต่างๆ จนหมด แล้วนำค่าที่ได้ไปพล๊อตกราฟ ซึ่งจะแสดงในบทที่ 7

คำนวณหาค่า f (แรงเสียดที่เกิดจาก Pressure drop)

จากสูตร

$$\frac{\Delta P}{\rho} = H = \frac{fLV^2}{D2g}$$

แยกข้างให้อยู่ในรูปของ f จะได้

$$f = \frac{HD2g}{LV^2} = \frac{0.003\times0.0107\times2\times9.81}{1.5}\times\left[\frac{3600\times100^3}{50\times1000}\right]^2 = 0.176191$$

เมื่อได้ค่า f ที่อัตราการไหลของน้ำร้อน50 L/hr แล้ว ทำการคำนวณต่อที่การไหลต่างๆ และท่อระยะพิตช์แบบต่าง แล้วนำค่าที่ได้ พล๊อตกับค่า Re

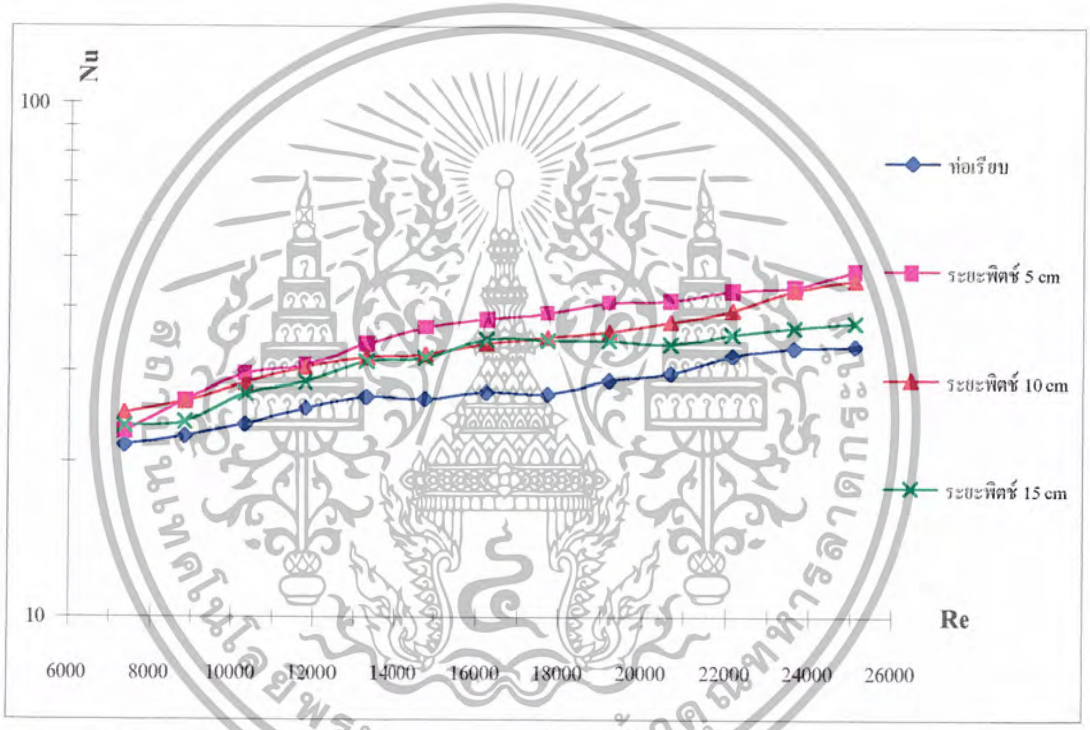
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 7

ผลการทดลองและการวิเคราะห์

7.1 ผลการทดลอง

ผลการทดลองที่ทำได้ นำค่าที่ได้ต่างมาพล๊อต ความสัมพันธ์ต่างๆเพื่อวิเคราะห์ผลที่ออกมา ว่าเป็นอย่างเกิดอะไรขึ้นในการทดลอง ซึ่งผลที่ได้ทำการทดลองหลายครั้งเพื่อให้ได้ค่าที่ผิดพลาด น้อยที่สุด จากการทดลองเรานำค่าที่ผิดพลาดน้อยที่สุดมาวิเคราะห์ ในการทดลองมีค่าผิดพลาดมากพอสมควรเราเลือกช่วงที่มีค่าผิดพลาดหรือค่าที่แกว่งน้อยที่สุด



รูปที่ 7.1 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re เปรียบเทียบ ท่อเรียบ กับระยะพิตช์ต่างๆ

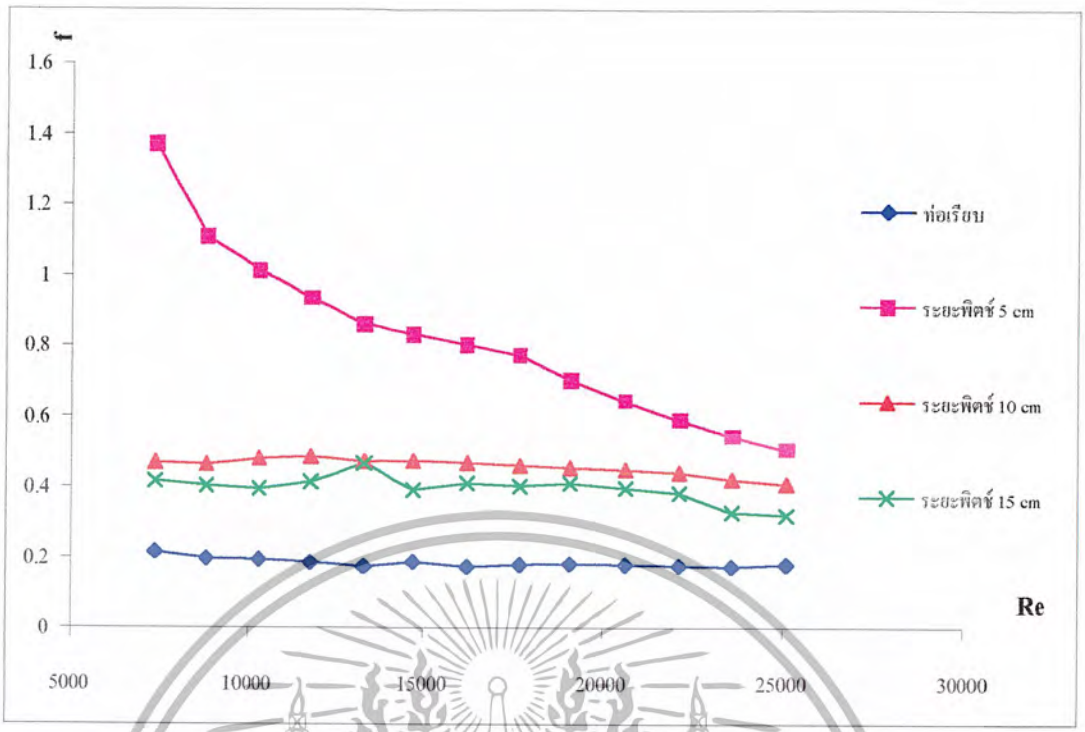
7.2 วิเคราะห์ผลการทดลอง

จากรูปที่7.1 กราฟที่เปรียบเทียบระหว่างท่อเรียบกับระยะพิตช์ต่างๆ Re ระยะน้อยๆประมาณ 7389-11823 มีค่าของ Nu ที่เป็นค่าค่อนข้างที่จะแกว่งมากพอสมควร จึงไม่สามารถวิเคราะห์ได้ การแกว่งอาจเกิดจากอุปกรณ์หรือสภาพแวดล้อมที่ทำการทดลอง ที่มีค่าผิดพลาดในช่วงแรก แต่ก็สามารถวิเคราะห์ได้ว่าค่า Nu ของท่อเรียบมีค่าน้อยที่สุด โดยสังเกตจากกราฟโดยรวม แต่ในช่วงที่ค่า Re ประมาณ 23646-25124 ก็มีค่าที่แกว่งบ้างซึ่งไม่น่าจะเป็นไปได้ อาจเป็นจากค่าที่ผิดพลาด แต่ดูจากเส้นกราฟแล้วนั้นก็สามารถบอกได้ว่า ค่า Nu ของท่อเรียบมีค่าน้อยที่สุด เมื่อเปรียบเทียบท่อระยะพิตช์ 5 cm กับ ท่อเรียบแล้วจะพบว่า ในช่วงRe ประมาณ 10345-25124 ท่อเรียบให้ค่า Nu ประมาณ 23-33 ส่วนเส้นกราฟของท่อระยะพิตช์ 5 cm ซึ่งมีค่า Nu ประมาณ 29-47 มีค่าสูงกว่า ท่อเรียบ ส่วนท่อระยะพิตช์ 10 ในช่วง Re ที่มีค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เท่ากัน ให้ค่า Nu ที่มีประมาณ 28-45 ซึ่งมีค่าที่สูงกว่าท่อเรียบเหมือนกับ ท่อระยะพิตช์ 5 cm แต่ให้ค่าที่น้อยกว่าระยะพิตช์ 5 cm และระยะพิตช์ 15 cm ก็ยังในค่า Nu ที่สูงกว่า ท่อเรียบ แต่ให้ค่า Nu ที่ต่ำกว่าของท่อระยะพิตช์ 5 และ 10 cm คืออยู่ในช่วง 27-37 จะสังเกตได้อีกอย่างว่าเส้นกราฟของท่อระยะพิตช์ 10 และ15 ให้ค่า Nu ที่มีค่าค่อนข้างใกล้กันในช่วง Re ประมาณ 7389-19212 ท่อระยะพิตช์ 10 cm ให้ค่า Nu ประมาณ 24.8-35.8 ส่วนของระยะพิตช์ 15 ให้ค่า Nu ประมาณ 23.5-34 ซึ่งเป็นค่าที่ค่อนข้างกัน แต่พอเลยช่วง Re ช่วงนี้ไปแล้ว เส้นกราฟของระยะพิตช์มีค่าที่มากกว่า โดยสังเกตจะเห็นได้ชัดจากกราฟ

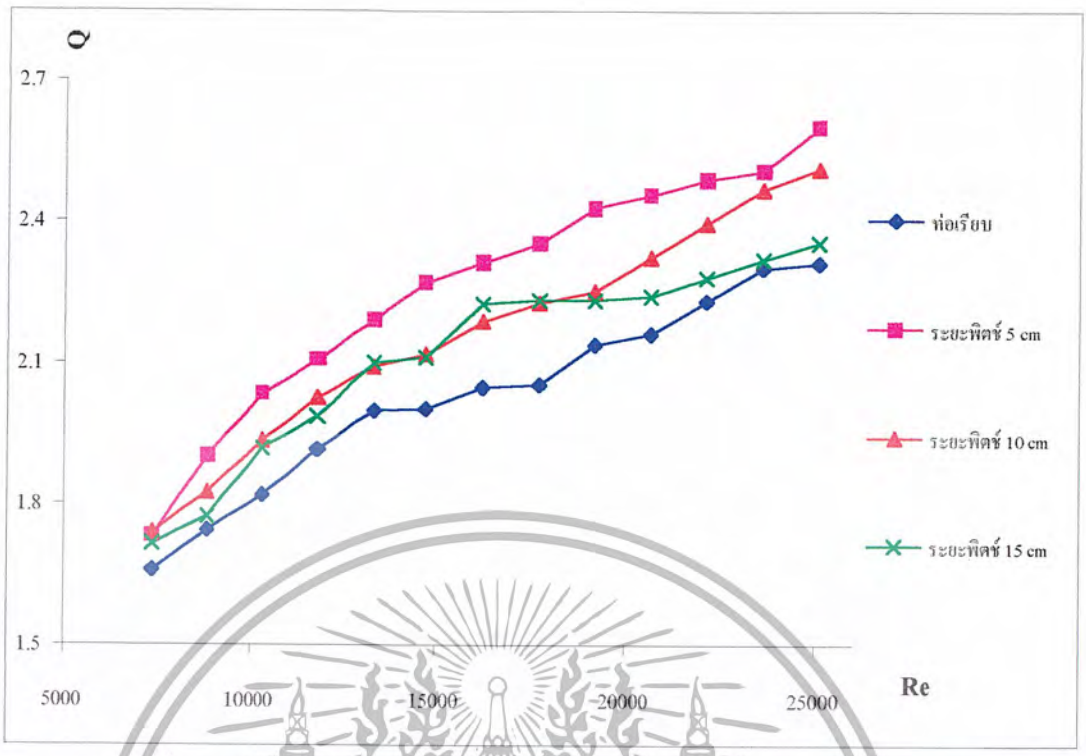
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.2 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re เปรียบเทียบ ท่อเรียบ กับระยะพิตช์ต่างๆ

จากรูปที่7.2 กราฟจะเห็นว่า ท่อเรียบ มีค่า f ที่น้อยที่สุดในทุกๆช่วงๆของ Re และเป็นค่าที่ค่อนข้างคงที่ ซึ่งมีค่าของ f เฉลี่ยประมาณ 0.18384159 ดูได้จากกราฟ สำหรับท่อระยะพิตช์ 10 กับ 15 มีค่าของ f ที่ไม่แตกต่างกันมากนัก และก็เป็นค่าที่ค่อนข้างคงที่ด้วย โดยท่อระยะพิตช์ 10 cm ให้ค่าของ f เฉลี่ยประมาณ 0.4619915 และท่อระยะพิตช์ 15 ให้ค่า f เฉลี่ยประมาณ 0.386017 ส่วนท่อระยะพิตช์ 5 cm ให้ค่าของ f มากกว่าแบบอื่นในทุกๆช่วงของ Re โดยเฉพาะที่ Re ประมาณ 7389-17735 ให้ค่า f ประมาณ 1.3719-0.77326 ซึ่งช่วง ที่ Re ประมาณ 1.3719 ท่อระยะพิตช์ 5 cm มีค่า f ที่มากสูงถึง 1.3719 เป็นผลมาจากการใสแผ่นบิดเข้าไปในท่อ ซึ่งแผ่นบิดที่ใส่เข้าไปนั้นมีระยะพิตช์ ที่น้อยๆ ทำให้เกิด Pressure drop ที่มาก ก็ทำให้ f มีค่ามากด้วย ส่วนค่า f ของท่อแบบอื่นนั้นมีค่าที่ไม่ต่างกันมาก บ้างช่วงการทดลองเราก็ไม่ได้นำมาคิด เพราะเป็นที่ผิดพลาดค่อนข้างมาก ไม่สามารถวิเคราะห์ เราจึงตรงส่วนนั้นออก

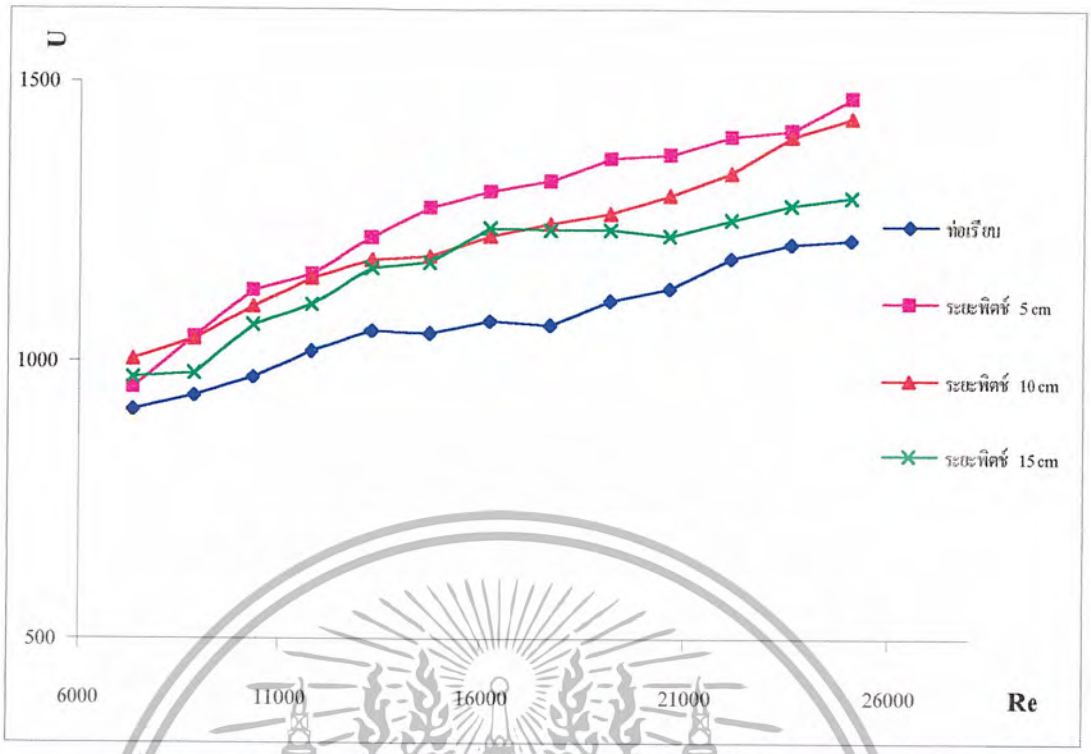
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.3 กราฟสัมพันธ์ระหว่าง Q กับ Re เปรียบเทียบท่อเรียบ กับระยะพิตช์ต่างๆ

จากรูปที่7.3 กราฟสังเกตได้ จากกราฟที่เปรียบเทียบ ระหว่างท่อเรียบกับระยะพิตช์ต่างๆ Re ระยะน้อยๆประมาณ 2955-5911 มีค่าของ Q ที่เป็นค่าค่อนข้างที่จะแกว่งมากพอสมควร จึงไม่สามารถวิเคราะห์ได้ การแกว่งอาจเกิดจากอุปกรณ์หรือสภาพแวดล้อมที่ทำการทดลอง ที่มีค่าผิดพลาดในช่วงแรก เราจึงทำการตัดออกไม่นำมาคิด แต่สังเกตได้จากกราฟว่า ที่ Re ประมาณ 7389-25124 ซึ่งท่อเรียบมีค่าน้อยที่สุด จะเห็นได้จากกราฟ แต่สำหรับแบบอื่นนั้นมีค่าที่ค่อนข้างใกล้เคียงกัน ดังได้กล่าวมาแล้ว แต่สำหรับระยะพิตช์ 5 cm มีค่า Q ในช่วง Re ปลายๆ เท่ากับประมาณ 2.396-2.5115 kW ของช่วง Re ประมาณ 22168-25124 ซึ่งในช่วงนี้มีค่าของ Q มากกว่าท่อแบบอื่นๆ และระยะพิตช์ 5 cm ให้ค่า Q ที่มากกว่าแบบอื่นกว่าทุกช่วงของ Re ที่ Re ช่วงประมาณ 7389-19212 ค่า Q ของท่อระยะพิตช์ 10 อยู่ในช่วงประมาณ 1.7390-2.2523 kW ซึ่งสังเกตจากกราฟมีค่าที่ค่อนข้างใกล้เคียงกับท่อระยะพิตช์ 15 cm ในช่วง Re เดียวกัน แต่พอเลยช่วง Re นี้ไปแล้วค่าของระยะพิตช์ 10 cm มีที่มากกว่าท่อระยะพิตช์ 15 cm อย่างเห็นได้ชัด โดยที่ Re ช่วงประมาณ 20690-25124 ท่อระยะพิตช์ 10 cm มีค่าประมาณ 2.32413-2.51149 kW ซึ่งในช่วงนี้มีค่า Q มากกว่า ระยะพิตช์ 15 cm อย่างเห็นได้ชัด โดยที่ระยะพิตช์ 15 cm ที่มีค่าเพียงประมาณ 2.2413-2.3549 kW

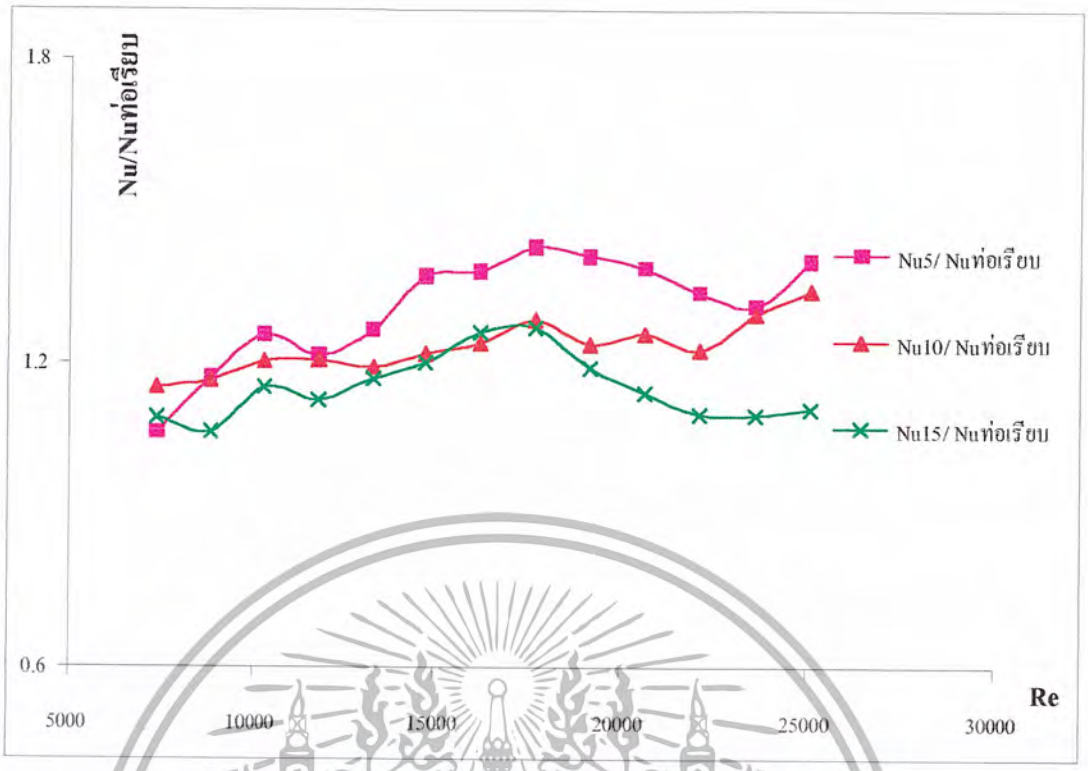
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.4 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง U กับ Re เปรียบเทียบท่อเรียบ กับระยะพิตช์ต่างๆ

จากรูปที่7.4 กราฟที่ได้ มีลักษณะกราฟที่ค่อนแกว่งในช่วง Re ที่น้อยๆ เหมือนกับกราฟ Nu เนื่องจากค่า Nu แปรผันตามค่า U เส้นกราฟของท่อเรียบถึงยังมีค่า U น้อยกว่าแบบท่อระยะพิตช์ต่างๆ แต่สังเกตได้ว่าค่า U ของระยะพิตช์ 5 cm ให้ค่า U ที่สูงกว่าค่าอื่นที่ช่วง Re ประมาณ 13301-25124 นั้นให้ค่า U ที่แตกต่างๆจากท่อแบบอื่นๆ โดยที่ Re ประมาณ 25124 ให้ค่า U สูงถึง 1469.298 $W/m^2.C$ ซึ่ง ณ ที่ค่า Re ประมาณ 25124 นั้นของท่อเรียบให้ค่า U ประมาณ 1344.366 $W/m^2.C$ ซึ่งต่างกันประมาณ 9.29% กราฟช่วงแรกๆ ที่ Re ประมาณ 7389-11823 มีค่าที่แกว่งเหมือนกราฟของ Nu เส้นกราฟของท่อระยะพิตช์ 15 cm มีค่าค่อนข้างใกล้เคียงกับ ระยะพิตช์ 10 cm ที่ท่อระยะพิตช์ 10 cm ให้ค่า U ที่ค่อนข้างจะสูงในช่วง Re สูงๆ คือประมาณ 25124 ให้ค่า U ประมาณ 1436 $W/m^2.C$ ซึ่งมีค่าค่อนข้างใกล้เคียงกับ ท่อแผ่นบิดระยะพิตช์ 5 cm เช่นกันสำหรับกราฟนี้คือที่ค่า Re ช่วงประมาณ 7389-19212 ซึ่งค่าของระยะพิตช์ 10 และ 15 cm มีค่าใกล้เคียงในช่วง Re ช่วงนี้ แต่เมื่อเลยช่วงนี้ไปแล้วค่าของระยะพิตช์10 cm มีค่ามากกว่า 15 cm

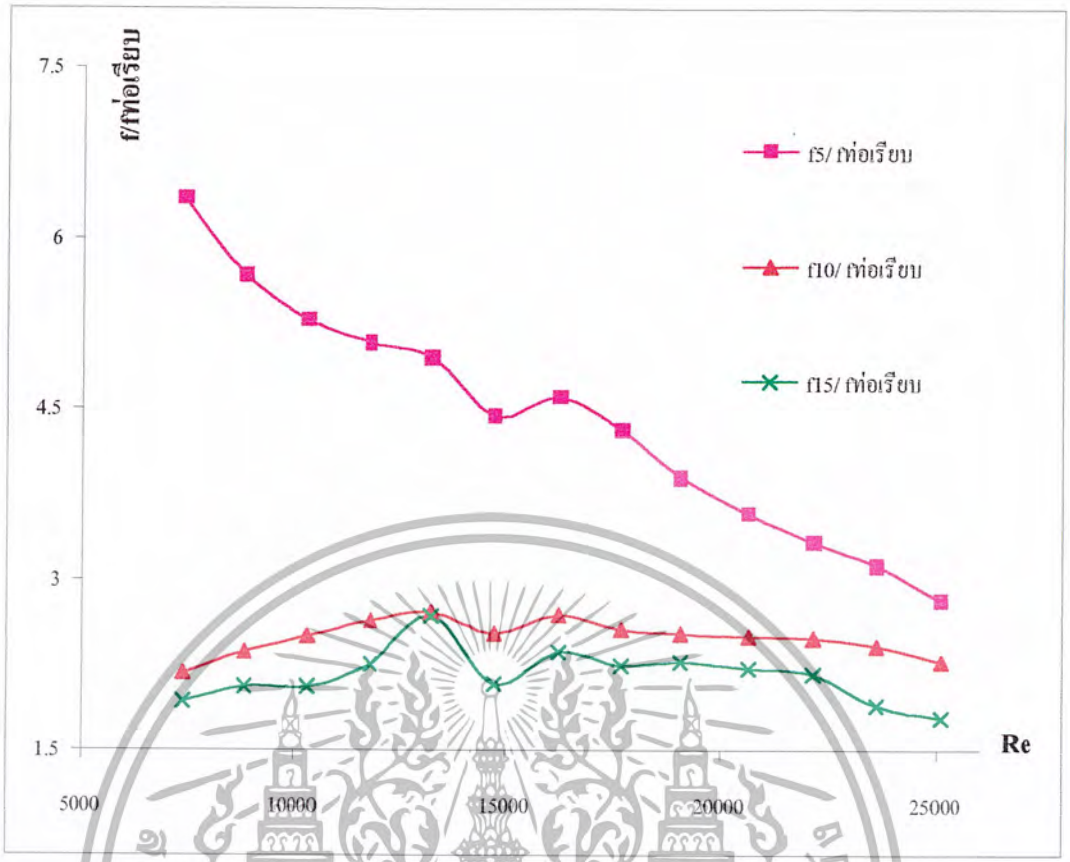
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.5 กราฟอัตราส่วนของค่า Nu ระยะพิตช์ต่างๆต่อท่อเรียบ ที่Re ต่างๆ

จากรูปที่7.5 กราฟที่เห็น เป็นกราฟที่แสดงถึงอัตราส่วน Nu ของท่อระยะพิตช์ต่างส่วนด้วยท่อเรียบ ซึ่งจะเห็นว่าที่ Re น้อยๆมีค่า อัตราส่วนที่ค่อนข้างแกว่งพอสมควร ซึ่งในช่วงแรกๆเป็นจุดที่ไม่สามารถวิเคราะห์ได้ ค่าบางจุดมีค่าที่ไม่เกินหนึ่ง ค่าที่ไม่เกินหนึ่งเป็นค่าที่ของ Nu ของระยะพิตช์ ที่น้อยกว่า Nuของท่อเรียบ ซึ่งไม่น่าเป็นไปได้ ค่าที่ไม่ถึงหนึ่ง จากที่เราศึกษามาการทำให้เกิดการไหลที่ปั่นป่วนจากเดิม จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมากดียิ่งขึ้น ซึ่งค่าที่ได้ในช่วงแรกๆเป็นค่าที่ผิดพลาดที่เกิดจากการ ซึ่งค่าในช่วงนั้นไม่สามารถวิเคราะห์ได้ แต่ในช่วงกลางๆและปลายๆ ของ Re ก็เป็นค่าที่สามารถวิเคราะห์ได้ จากการทดลองก็ว่าได้ แต่ถ้าที่ค่า Re สูงๆแล้วจะเห็นได้ชัดว่า อัตราส่วนของ Nu ระยะพิตช์ 5 cm ต่อ Nu ของท่อเรียบ มีค่าที่มากที่สุดโดยสังเกตได้จากช่วงที่ค่า Re สูงๆ ซึ่งเส้นกราฟของอัตราการส่วนระยะพิตช์ 5 cm มีค่าขึ้นสูงแล้วก็ลดต่ำลงมา ซึ่งของท่อแบบอื่นก็มีลักษณะเดียวกันกับ ท่อระยะพิตช์ 5 cm อัตราส่วนของท่อระยะพิตช์ 10 cm ก็มีค่ามากเป็นรองจากท่อระยะพิตช์ 5 cm ส่วนของระยะพิตช์ 15 มีค่าอัตราส่วนที่น้อยที่สุดโดยสังเกตได้จากกราฟในช่วงกลางๆ และปลายๆ ที่ Re ประมาณ 17735-25124 แต่เมื่อเราสังเกตจากช่วงกราฟ ที่ Re ประมาณ 13301-17735 อัตราส่วน Nu ของระยะพิตช์ 10 cm ต่อ ท่อเรียบมีค่าประมาณ 1.1928-1.2868 ซึ่งมีค่าที่ค่อนข้างใกล้เคียงกับ อัตราส่วน Nu ระยะพิตช์ 15 cm ซึ่งอยู่ที่ประมาณ 1.1697-1.2700 จริงๆแล้วน่าจะมีค่าที่แตกต่างกันมากกว่านี้ แต่ถ้าดูโดยร่วมๆแล้ว ก็จะพบว่าอัตราส่วน Nu ของระยะพิตช์ 10 cm มีมากกว่า

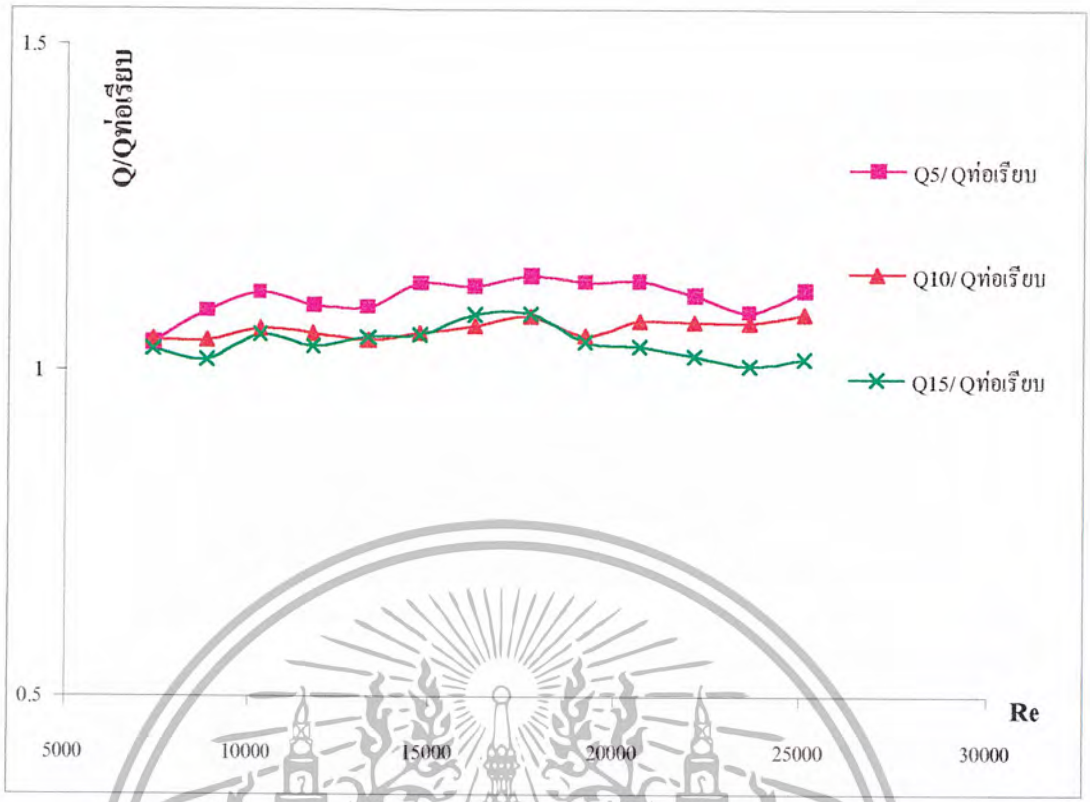
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.6 กราฟอัตราส่วนของค่า f ระยะพิตช์ต่างๆต่อท่อเรียบ ที่ Re ต่างๆ

จากรูปที่7.6 กราฟจะเห็นได้ชัดว่าอัตราส่วน f ของท่อระยะพิตช์ 5 cm มีค่าของอัตราส่วนที่มากที่สุด โดยเฉพาะ ใน Re ประมาณ 7389 f ระยะพิตช์ 5 cm ต่อด้วย f ท่อเรียบ ประมาณ 6.348 ซึ่งเป็นค่าที่สูงมาก แต่พอค่า Re มากขึ้น ค่าอัตราส่วน f ก็ต่ำลง และกราฟเป็นเส้นตรงในช่วงๆปลายๆ ส่วนอัตราส่วนของระยะพิตช์ 10 cm ในช่วง Re ประมาณ 7389-25124 ของท่อระยะพิตช์ 10 cm มีค่าอัตราส่วนที่ค่อนข้างคงที่ โดยเฉลี่ยประมาณ 2.4906 ซึ่งของท่อระยะพิตช์ 15 cm มีค่าเฉลี่ยประมาณ 2.1533 ซึ่งเป็นค่าที่ใกล้เคียงกัน แต่จากกราฟเราพบว่าที่ Re ช่วงประมาณ 13301-14779 ของอัตราส่วน f ของระยะพิตช์ 15 cm ต่อด้วย f ท่อเรียบ มีค่าที่แกว่งขึ้นลงอย่างเห็นได้ชัด แต่ถ้าดูรวมๆ ก็จะเห็นได้ชัดเลยว่า อัตราส่วน f ของระยะพิตช์ 5 cm มีค่าที่มากสุดและมีลักษณะเส้นกราฟที่ค่อนข้างเป็นเส้นตรงลาดเอียงลงมา ส่วนของระยะพิตช์ 10 cm ก็มีค่าที่มากรองลงมา จากที่ได้กล่าวไปแล้ว และค่าของอัตราส่วน f ของระยะพิตช์ 15 cm มีค่าน้อยที่สุด

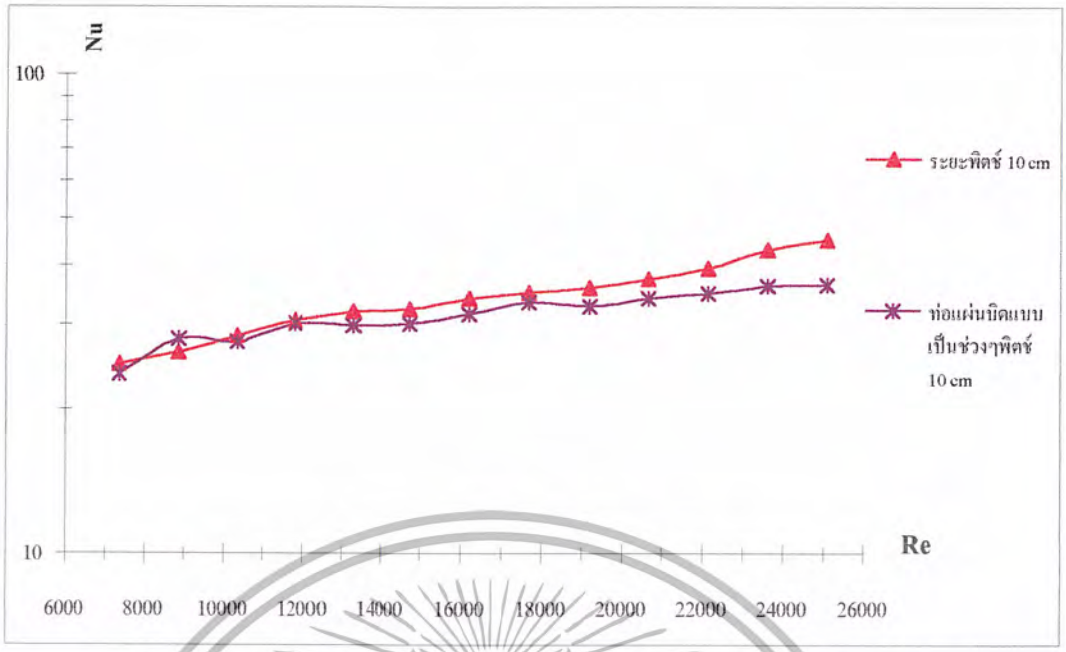
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.7 กราฟอัตราส่วนของค่า Q ระยะพิตช์ต่างๆต่อท่อเรียบ ที่Re ต่างๆ

จากรูปที่7.7 กราฟจะพบว่าที่ Re ประมาณ 7389 ทุกเส้นกราฟมีค่าที่ค่อนข้างจะเท่ากัน จึงไม่สามารถวิเคราะห์ได้ แต่เมื่อสังเกตที่ Re ประมาณ 8867 เป็นต้นไป จะพบว่าอัตราส่วนของ Q ระยะพิตช์ 5 cm ต่อด้วย Q ท่อเรียบ มีค่ามากที่สุดโดยสังเกตได้จากกราฟ และมีลักษณะคล้ายว่าจะเป็นเส้นตรง โดยมีค่าอัตราส่วน Q เฉลี่ยอยู่ประมาณ 1.1126 ส่วนอัตราส่วนของกราฟเส้นอื่น คืออัตราส่วนของระยะพิตช์ 10 และ15 cm มีค่าที่ค่อนข้างใกล้กันมาก ในช่วง Re ประมาณ 7389-19212 ซึ่งอัตราส่วน Q ของระยะพิตช์ 10 cm มีค่าเฉลี่ยอยู่ประมาณ 1.0585 เป็นค่าใกล้เคียงกับอัตราส่วนของระยะพิตช์ 15 cm ที่มีค่าประมาณ 1.05189 แต่ที่ Re ปลายๆ ประมาณ 20690-25124 แล้วจะเห็นว่าค่า ของระยะพิตช์ 10 มีค่าอัตราส่วนรองลงมาจาก ระยะพิตช์ 5 cm โดยอัตราส่วน Q ของระยะพิตช์ 10 cm เฉลี่ยอยู่ประมาณ 1.0772 แต่ที่ช่วง Re เดียวกันนี้ อัตราส่วน Q ของระยะพิตช์ 15 cm มีค่าประมาณ 1.021656 ซึ่งเป็นค่าน้อยกว่า

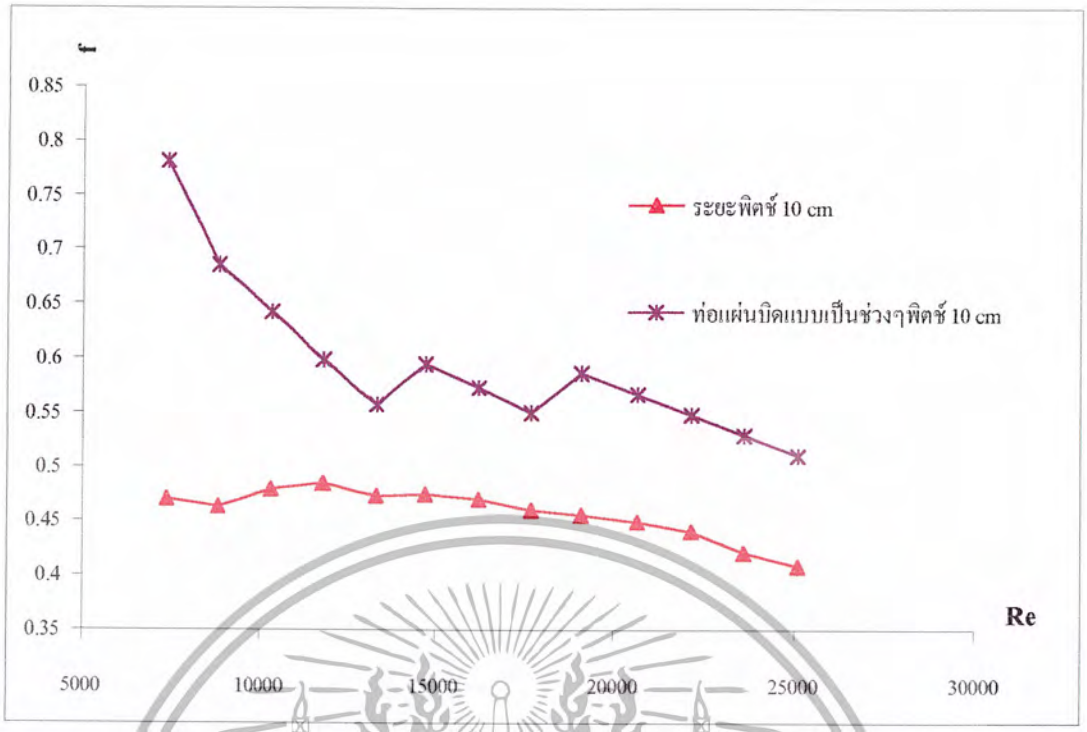
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.8 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re เปรียบเทียบ ท่อระยะพิตช์ 10 กับ ท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm

จากรูปที่7.8 กราฟจะสังเกตเห็นว่าที่ Re ต่ำๆจะมีเส้นกราฟที่ค่อนข้างแกว่งเล็กน้อยในช่วง Re ประมาณ 7389-11823 เส้นที่แกว่งคือเส้นของท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆระยะพิตช์ 10 cm ส่วนท่อระยะพิตช์ 10 นั้นมีเส้นกราฟที่ค่อนข้างเป็นตรง และที่สำคัญเส้นกราฟทั้งสองเส้นมีค่าที่ค่อนข้างเท่ากัน คือที่ท่อระยะพิตช์ 10 cm มีค่า Nu อยู่ในช่วงประมาณ 24.9-30.6 ซึ่งสำหรับท่อแบบเป็นช่วงๆ ให้ค่า Nu ประมาณ 23.6-30.23 ซึ่งเป็นค่าที่ใกล้เคียงกันมากเลยทีเดียว อาจเป็นผลมาจากอุปกรณ์เครื่องที่ใช้ในการทดลอง การแกว่งของเส้นกราฟที่ทับกันนั้นน่าจะเกิดจากทดลองผิดพลาดของท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ ในช่วง Re น้อยๆจึงไม่สามารถวิเคราะห์ได้ แต่สังเกตจากกราฟจะเห็นว่าที่ Re สูงๆค่าของระยะพิตช์ 10 cm มีค่าที่มากกว่าท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ จะเห็นได้ในช่วง Re ประมาณ 13301-25124 ซึ่งค่า Nu ของท่อระยะพิตช์ 10 cm มีค่าประมาณ 32-45 ซึ่งมากกว่าท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆระยะพิตช์ 10 cm ซึ่งมีค่า Nu ในช่วงเดียวกันประมาณ 30-36.36 กราฟนี้เป็นการเปรียบเทียบระหว่างระยะพิตช์ 10 cm กับท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆพิตช์ 10 cm ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบระหว่างระยะพิตช์เดียวกัน แต่แผ่นยาวเต็มท่อกับไม่เต็มท่อ

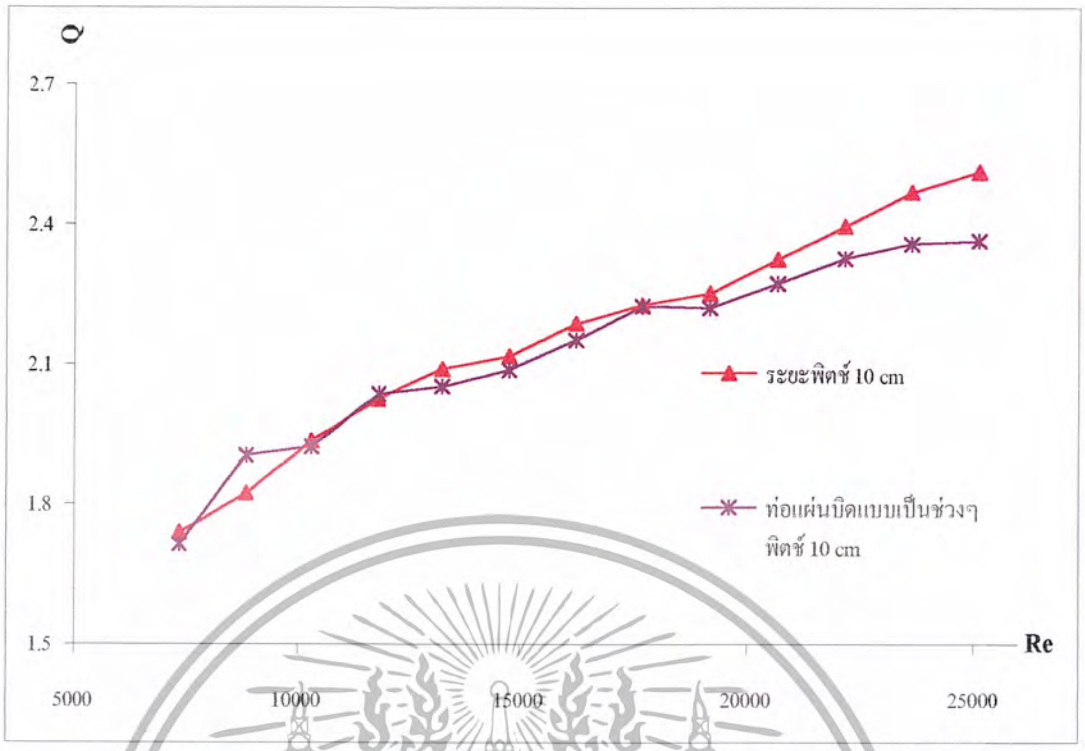
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.9 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re เปรียบเทียบ ท่อระยะพิตช์ 10 กับ ท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm

จากรูปที่7.9 กราฟจะพบว่าท่อระยะพิตช์ 10 cm มีค่าของ f ที่ค่อนข้างไม่แตกต่างกันมากนักในช่วงทุกๆของค่า Re ซึ่งมีค่าเฉลี่ยประมาณ 0.4619915 ส่วนของท่อแผ่นแบบเป็นช่วงๆให้ค่า f ที่มีค่ามากกว่า ท่อระยะพิตช์ 10 cm โดยเฉพาะช่วง Re น้อยๆด้วยแล้วให้ค่า f ที่ค่อนข้างสูงมาก โดยเฉพาะที่ Re ประมาณ 7389 ให้ค่าของ f สูงถึง 0.7814 และมีค่าลดต่ำลงเมื่อ Re เพิ่มมากขึ้น ที่ช่วง Re กลางๆ ของเส้นกราฟ มีค่าของ f ที่แกว่งขึ้นลงพอสมควร ช่วงเส้นกราฟไปลายๆค่อนข้างเป็นเส้นตรงนั้นอยู่ที่ช่วง Re ประมาณ 19121-25124 ซึ่งให้ค่าของ f ผลจากการที่ Re มากๆแล้วทำให้ f ลดลงและเริ่มคงที่ไม่แตกต่างกันมากนั้น เป็นผลมากจาก ค่าอัตราการไหล หรือค่า Re ที่มากเป็นผลให้ค่า f ค่อนข้างคงที่

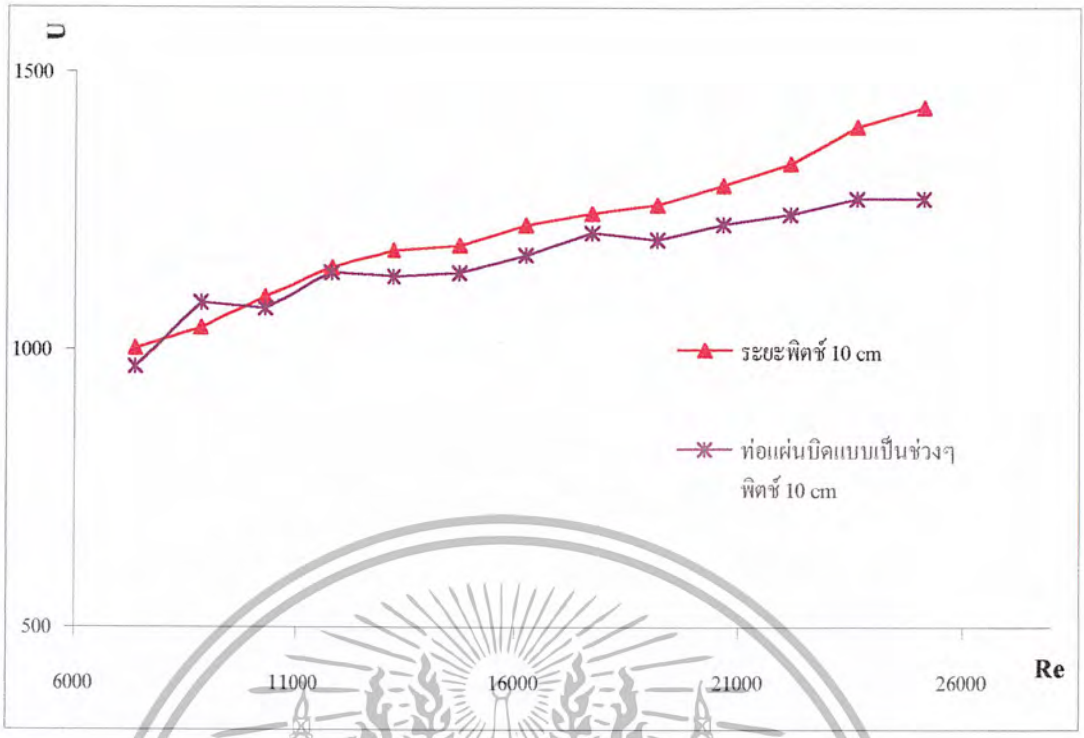
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.10 กราฟสัมพันธ์ระหว่าง Q กับ Re เปรียบเทียบ ท่อระยะพิตช์ 10 กับ ท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm

จากรูปที่7.10 กราฟจะเห็นว่าในช่วงค่า Re น้อยๆจนไปถึงกลางๆมีค่าของ Q ที่ค่อนข้างแกว่งมากพอสมควร โดยในช่วงกลางแล้วนั้นค่าของท่อระยะพิตช์ 10 กับท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ มีค่าที่เกือบจะเท่ากัน สำหรับในช่วงแรกๆมีการแกว่งของเส้นกราฟ จึงไม่สามารถวิเคราะห์ได้ ส่วนในช่วงกลางที่มีค่าใกล้เคียงกันนั้นคือ ค่า Q ของท่อระยะพิตช์ 10 cm มีค่า 1.9345-2.25233 kW ซึ่งสำหรับของท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆแล้ว ให้ค่า Q มีค่าเท่ากับ 1.923-2.22166 kW ซึ่งมีค่าที่ใกล้เคียงกันในช่วงขิงค่า Re เดียวกัน คือ Re ประมาณ 10.345-19212 ส่วนที่ค่า Re มากๆ ค่า Q ของท่อระยะพิตช์ 10 cm มีค่ามากกว่าท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ อย่างเห็นได้ชัด โดยที่ Re ประมาณ 20690-25124 ท่อระยะพิตช์ 10 cm ให้ค่า Q ประมาณ 2.32413-2.51149 kW ซึ่งมีค่ามากกว่าท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm ซึ่งมีค่าเท่ากับ 2.27192-2.365238 kW ในบางช่วงของการทดลองเราต้องตัดทิ้งไปเนื่องจากค่าที่ได้มีค่าค่อนแกว่ง

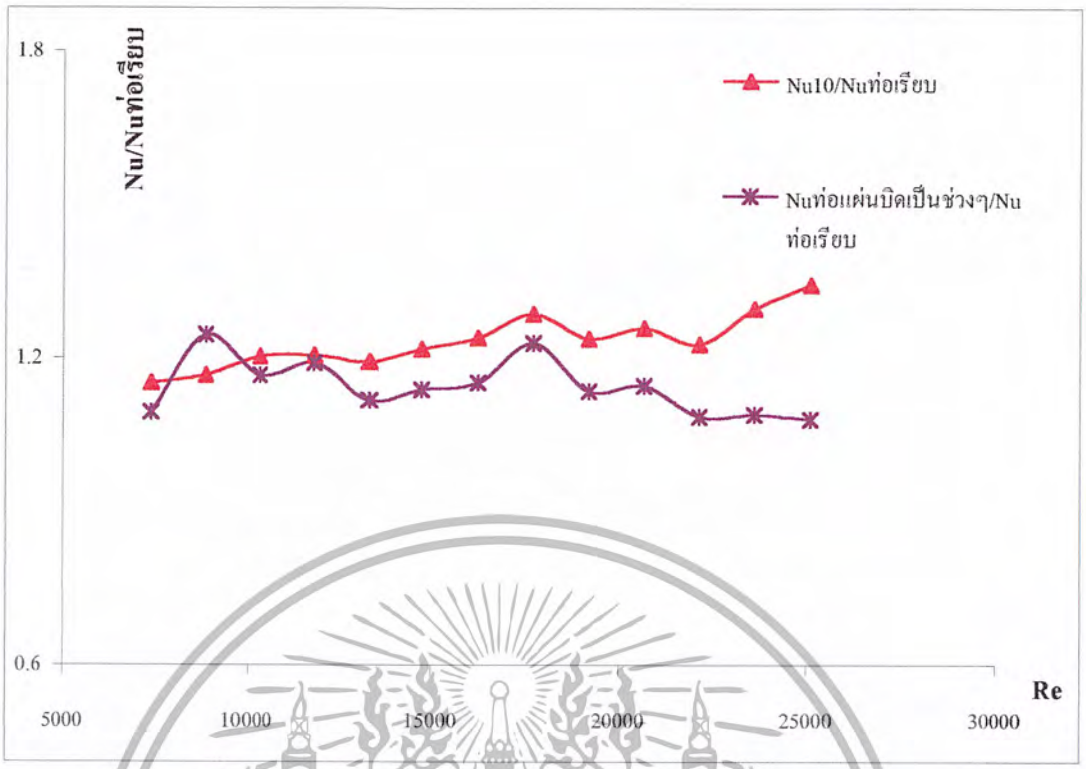
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.11 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง U กับ Re เปรียบเทียบ ท่อระยะพิตช์ 10 กับ ท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm

จากรูปที่7.11 กราฟสังเกตได้ว่าค่าของเส้นกราฟของท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงพิตช์ 10 cm มีค่าที่ค่อนข้างแกว่งพอสมควร ซึ่งตามหลักแล้ว ไม่น่าที่จะมีค่าที่ขึ้นลงสูงกว่าท่อระยะพิตช์ 10 cm อาจเป็นผลมาจากการทดลองที่มีค่าผิดพลาด เนื่องจากอุปกรณ์หรือสภาพแวดล้อม ซึ่งการแกว่งเกิดในช่วง Re ประมาณ 8867 ซึ่งในช่วงนี้ไม่สามารถวิเคราะห์ได้แต่พอเลยช่วงนี้ไปแล้วก็จะเห็นได้ชัดว่า ท่อระยะพิตช์ 10 cm ให้ค่า U ที่มากกว่าของท่อแบบเป็นช่วงๆ ในช่วงกลางมี Re ประมาณ 10345-11823 ท่อระยะพิตช์ 10 cm มีค่า U ประมาณ 1095-1147 $W/m^2.C$ ซึ่งมีค่าที่ค่อนข้างใกล้เคียงกับท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ ซึ่งมีค่าที่ Re ช่วงเดียวกัน คือ 1073-1138 $W/m^2.C$ แต่พอเลยช่วงนี้ไปแล้วก็จะมีค่าที่ต่างกันมาก ซึ่งในช่วง Re ประมาณ 13301-25124 ท่อระยะพิตช์ 10 cm มีค่า U ประมาณ 1178-1436 $W/m^2.C$ ซึ่งเป็นค่าที่มากกว่าของท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆอยู่มากพอสมควร ซึ่งท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆมีค่า U ในช่วง Re เดียวกันเท่ากับ 1132-1272 $W/m^2.C$ ซึ่งแตกต่างกันอย่างเห็นได้ชัด ซึ่งเป็นผลที่ได้จากการทดลองที่ถูกต้องเพราะค่าของ เส้นกราฟไม่มีการแกว่งเกิดขึ้น การที่ท่อระยะพิตช์ 10 cm มีค่า U ที่มากกว่าเป็นอันเนื่องมาจากการใส่แผ่นบิดเข้าไปในท่อ เพื่อทำให้เกิดการไหลที่ปั่นป่วน จึงทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่ดีขึ้น

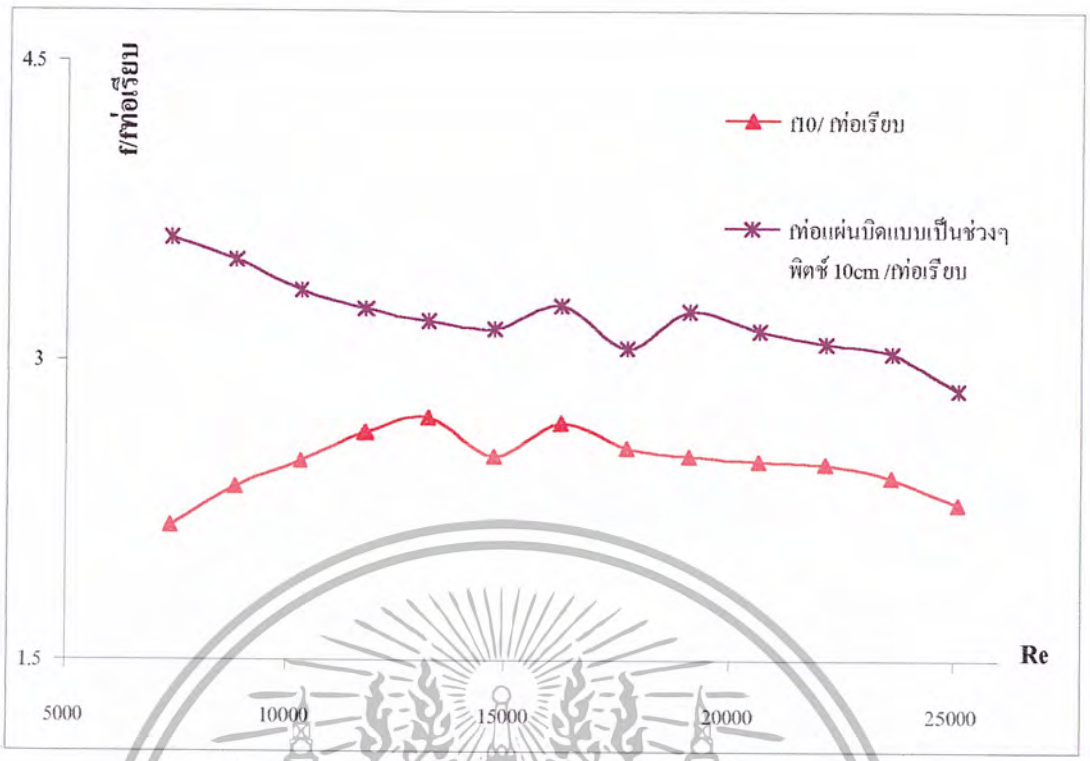
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.12 กราฟอัตราส่วนของค่า Nu เปรียบเทียบ ท่อระยะพิตช์ 10 กับ ท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm ต่อท่อเรียบ ที่Re ต่างๆ

จากรูปที่7.12 กราฟที่เห็น เป็นกราฟที่แสดงถึงอัตราส่วน Nu ของท่อระยะพิตช์ต่างส่วนด้วยท่อเรียบ ซึ่งจะเห็นว่าที่ Re ประมาณ 8867 มีค่าที่แกว่งขึ้นมากกว่าอัตราส่วน Nu ของระยะพิตช์ 10 cm ในจุดที่ไม่สามารถวิเคราะห์ได้ แต่ถ้าเราสังเกตโดยรวมแล้วจะพบว่า ที่Re ประมาณ 13301-25124 ของอัตราส่วน Nu ระยะพิตช์ 10 cm ต่อด้วยท่อรียบ มีค่าประมาณ1.19277-1.3435 ซึ่งเป็นค่าที่สูงกว่าค่าของท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆพิตช์ 10 cm ซึ่งอยู่ประมาณ 1.1179-1.0809 และที่เส้นกราฟมีบางค่าค่อนข้างที่จะแกว่งด้วย และจุดที่ Re ประมาณ 11823 มีค่าที่อัตราส่วนใกล้เคียงกันมาก โดยของระยะพิตช์ 10 cm มีค่าประมาณ 1.20483 ซึ่งใกล้เคียงกับท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆพิตช์ 10 cm ที่อยู่ประมาณ 1.190 ซึ่งเหตุนี้อาจเกิดเป็นค่าที่ผิดพลาด

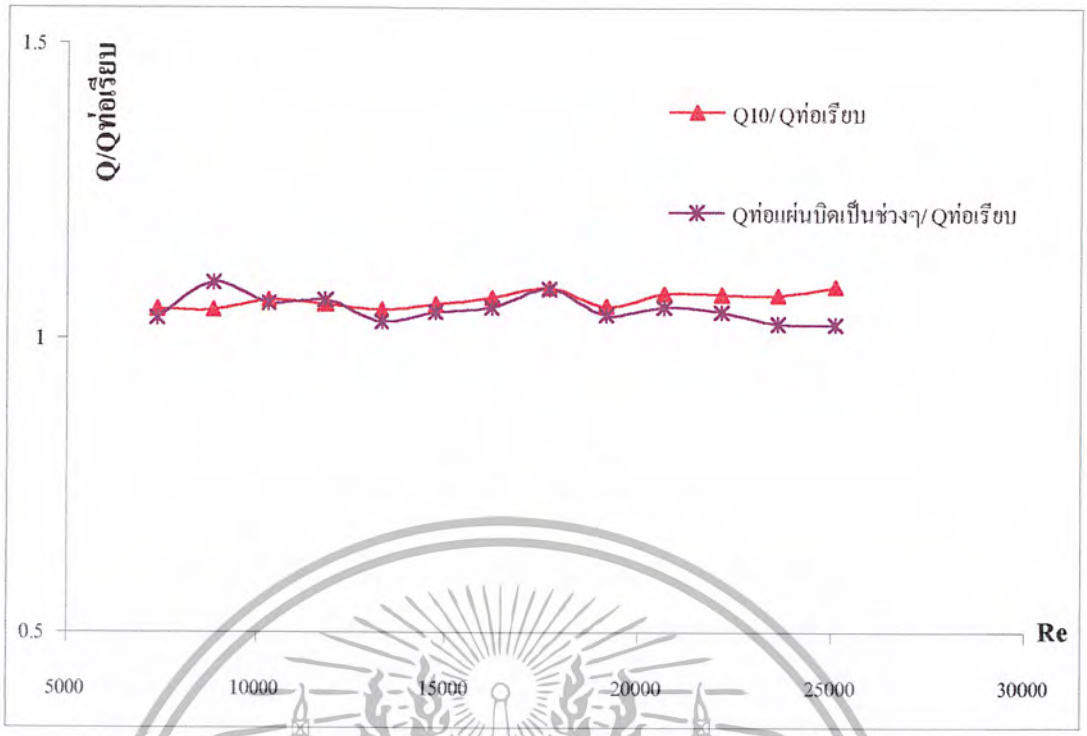
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.13 กราฟอัตราส่วนของค่า f เปรียบเทียบ ท่อระยะพิตช์ 10 กับ ท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm ต่อท่อเรียบ ที่Re ต่างๆ

จากรูปที่7.13 สังเกตได้ชัดเลยว่าค่าของอัตราส่วน f ของท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ มีค่าที่มากกว่าอัตราส่วน f ของระยะพิตช์ 10 cm ทุกๆช่วงของ Re โดยสังเกตได้จากกราฟ แต่ลักษณะกราฟที่ได้มีลักษณะที่ค่อนข้างเป็นเชิงเส้น โดยอัตราส่วน f ท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆโดยในช่วง Re ประมาณ 7389-14779 มีลักษณะที่เป็นเส้นตรงลาดเอียงลงมาในช่วงแรก และที่ช่วงกลางของเส้นกราฟ มีการแกว่งบ้างพอสมควร ส่วนที่ปลาย ที่ Re ประมาณ 19212-25124 เส้นกราฟมีลักษณะเป็นเส้นตรงลาดลงอีก ซึ่งในส่วนของเส้นกราฟอัตราส่วน f ของระยะพิตช์ 10 cm มีลักษณะที่คล้ายกัน จากผลการทดลองที่ได้ออกมานั้นอาจจะไม่ตรงกับความเป็นจริงที่ว่า ท่อใส่แผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆไม่น่าจะมีค่าของ f หรือ pressure drop ที่มากกว่าท่อระยะพิตช์ 10 cm เพราะว่าแบบเป็นช่วงๆน่าจะน้อยกว่าเพราะว่าแผ่นบิดไม่เต็มความยาวท่อ แต่จากการทดลองค่าที่ได้ แบบเป็นช่วงๆกลับให้อัตราส่วน f ที่มากกว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.14 กราฟอัตราส่วนของค่า Q เปรียบเทียบ ท่อระยะพิตช์ 10 กับ ท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm ต่อท่อเรียบ ที่Re ต่างๆ

จากรูปที่7.14 กราฟกราฟอัตราส่วนของค่า Q เปรียบเทียบ ท่อระยะพิตช์ 10 กับท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ ระยะพิตช์ 10 cm ต่อท่อเรียบ ที่Re ต่างๆ เมื่อสังเกตจากกราฟจะพบว่าเส้นกราฟทั้งสองมีลักษณะที่ค่อนข้างจะใกล้ค่อนกันมีในช่วงปลายๆของค่า Reที่ค่าของอัตราส่วน Q ของท่อระยะพิตช์ 10 cm ที่มาค่ามากกว่าเท่านั้น คือในช่วง Re ประมาณ 20690-25124 อัตราส่วน Q ของระยะพิตช์ 10 cm มีค่าประมาณเฉลี่ยอยู่ที่ 1.07 ซึ่งมากกว่าของท่อแผ่นบิดแบบเป็นช่วงๆ ซึ่งมีค่าอยู่ที่ประมาณ 1.052-1.0228 และค่าที่ได้ที่จุด Re ประมาณ 8867 มีการแกว่งไปบ้างพอสมควรจากกราฟจะเห็นว่าอัตราการเพิ่มของ Q ในช่วง Re แรกๆและกลางมีค่าการถ่ายเทความร้อนที่ค่อนข้างจะเท่ากัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 8
สรุปผลการทดลอง

8.1 สรุปผลการทดลอง

จากผลการทดลองที่ได้ เราจะพบว่า ที่ท่อแผ่นบิดระยะพิตช์ 5 cm นั้นให้ค่า Nusselt number มากที่สุด เมื่อเทียบกับท่อแบบอื่นๆ ซึ่งค่า Nusselt number เป็นค่าของการพาส่วนด้วยการนำ แต่มีค่าของ f (สัมประสิทธิ์แรงเสียด) หรือ ความดันตกคร่อมที่มากที่สุด จากการที่เราทดลองจะพบว่า ระยะพิตช์ที่น้อยๆของแผ่นบิด จะให้ค่า Nusselt number ที่มาก เนื่องจากแผ่นบิดระยะพิตช์ที่น้อยๆ ทำให้เกิดการไหลปั่นป่วนที่มาก จึงทำให้ค่าของ Nusselt number มาก เพราะว่า Nusselt number มีฟังค์ชั่นของ Reynolds number เมื่อค่า Reynolds number มาก ก็จะทำให้ค่า Nusselt number มากตามไปด้วย แต่ก็มีผลทำให้ความดันตกคร่อมมากตามอีก เราสามารถใช้หลักการในการเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ หรือสามารถรถขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ด้วย แต่เราก็ต้องคำนึงถึงแรงขับของไหล ที่มากขึ้นด้วยเพราะทำให้เกิดการไหลปั่นป่วนมากๆแล้ว ก็จะทำความดันตกคร่อมมากขึ้นด้วย การทดลองน้อยเราสามารถนำหลักการนี้ไปใช้ได้ แต่ก็ต้องดูที่ค่าความดันตกคร่อมด้วย ถ้าให้ค่าการถ่ายเทความร้อนดี แต่เราต้องเสียแรงในการขับมาก ก็ไม่ควรนำไปใช้ ควรเลือกแผ่นบิดหรือใบเกลียวให้เหมาะสม โดยดูที่ค่า ความดันตกคร่อม ผลที่ได้ในการทดลองครั้งนี้อาจมีบางค่าค่อนข้างจะผิดพลาดอาจเกิดจากอุปกรณ์ และสภาพแวดล้อมต่างๆ ที่เกิดขึ้นระหว่างการทดลอง ผลการทดลองจึงวิเคราะห์ได้เฉพาะส่วนที่ค่าที่ได้ผิดพลาดน้อยที่สุด

8.2 ข้อเสนอแนะ

การนำหลักการนี้ไปใช้พัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หรือสร้างชุดทดลองควรคำนึงถึงการสร้างให้ดี หมายความว่าเราจะต้องใช้อุปกรณ์หรือวัสดุที่ดี เพราะว่าถ้าทำไม่ดี แล้วค่าการถ่ายเทความร้อนที่ได้อาจไม่ตรงตามความจริง ทดลองสองครั้งค่าที่ได้อาจไม่เท่ากันก็ได้ เพราะอุณหภูมิเป็นสิ่งที่เราควบคุมได้ยาก อาจมีผลจากสิ่งแวดล้อมด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

[1] รศ.ดร พงษ์เจต พรหมวงศ์ "การถ่ายเทความร้อน" ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

[2] Fox and Macdonald "Introduction to fluid mechanics" Fifth Edition

[3] เอกสารประกอบการเรียนวิชา Mechanic Engineering Lab2 สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

[4] "Process Heat transfer" G.F. Hewill, G.L. Shires, T. Bott, Begel House

[5] "Heat transfer abasic approch",M.Necati Ozisik, Megraw Hill international Edition

[6] Chapman ,Alan J.P. : "Heat tranfer", Macmilan ,New York ,1984

[7] Holman , J.P. : "Heat tranfer" ,Mcgraw – Hill ,New York ,1989

[8] Inppera ,Frank P. , and David P. Dewitt : "Fundamantals of Heat and Mass Transfer", Wiley ,New York ,1990

[9] Kreith , F.: "Principle of Heat Tranfer" , Inext ,New York ,1989

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.1 การทดลองหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

$\dot{V}_h$ L/hr	$\dot{m}$ kg/s	Re	ท่อน้ำร้อน		ท่อน้ำเย็น		Q_h kW	Q_c kW	Q kW	ΔT_m °C	U $W/m^2.C$	h_i $W/m^2.C$	Nu	$\Delta P(H)$ m	f
			$T_{h,i}$	$T_{h,o}$	$T_{c,i}$	$T_{c,i}$									
50	0.013724	2955.834	80.2	56.5	31.2	40.8	1.359907	1.108591	1.234249	31.83121	768.9904	1028.091	17.1082	0.003	0.176191
75	0.020586	4433.751	80	58.9	31.2	41	1.816078	1.131687	1.473883	33.02846	885.0055	1246.561	20.74371	0.01	0.261022
100	0.027448	5911.668	80	64.1	31.2	41.1	1.824685	1.143235	1.49396	35.81628	821.6996	1124.531	18.71303	0.02	0.293651
125	0.03431	7389.585	80	65.4	31.2	41.8	2.094396	1.224069	1.659233	36.16314	909.9395	1296.606	21.57649	0.023	0.216122
150	0.041173	8867.502	80.2	67.8	31.2	42.9	2.134589	1.351096	1.742842	36.94889	935.466	1349.061	22.44939	0.03	0.195758
175	0.048035	10345.42	80	68.8	31.2	43.2	2.249345	1.385739	1.817542	37.19857	969.0128	1419.954	23.62909	0.04	0.191764
200	0.054897	11823.34	80	69.6	31.2	43.7	2.387063	1.443478	1.915266	37.34018	1017.242	1525.971	25.39329	0.05	0.183525
225	0.061759	13301.25	80.1	70.4	31.2	44.1	2.504679	1.489669	1.997174	37.57729	1054.051	1610.331	26.7971	0.06	0.17401
250	0.068621	14779.17	80.1	71.5	31.2	44.5	2.467378	1.535861	2.001618	37.90144	1047.363	1594.771	26.53817	0.08	0.187931
275	0.075483	16257.09	80	72	31.2	44.8	2.524755	1.570504	2.04763	37.93113	1070.599	1649.277	27.4452	0.09	0.17473
300	0.082345	17735	80.1	72.7	31.3	44.8	2.547705	1.558956	2.053331	38.26901	1064.101	1633.906	27.18942	0.11	0.179449
325	0.089207	19212.92	80.2	73.1	31.2	45.3	2.648119	1.628243	2.138181	38.29343	1107.367	1738.184	28.92467	0.13	0.180704
350	0.096069	20690.84	80	73.5	31.2	46	2.610819	1.709078	2.159949	37.99904	1127.807	1787.821	29.75067	0.15	0.179783
375	0.102932	22168.75	79.8	73.7	31.2	47.1	2.625188	1.836104	2.230646	37.38617	1183.289	1932.845	32.16399	0.17	0.177489
400	0.109793	23646.67	80.2	74	31.2	48.2	2.846076	1.96313	2.404603	37.13865	1284.07	2217.079	36.89384	0.19	0.174352
425	0.116656	25124.59	80.1	74.3	31.1	49.5	2.828885	2.1248	2.476842	36.53863	1344.366	2403.179	39.99069	0.22	0.178826
450	0.123517	26602.5	80.1	74.6	31	49.8	2.840335	2.170991	2.505663	36.54755	1359.677	2452.549	40.81224	0.25	0.181263

ตารางผลการทดลองของท่อสแตนเลสที่มีเกลียวขนาด 2 mm ระยะพิทช์ 5 cm

$\dot{V}_h$ L/hr	$\dot{m}$ kg/s	Re	ท่อน้ำร้อน		ท่อน้ำเย็น		Q_h kW	Q_c kW	Q kW	ΔT_m °C	U W/m^2.C	h_i W/m^2.C	Nu	$\Delta P(H)$ m	f
			$T_{h,i}$	$T_{h,o}$	$T_{c,i}$	$T_{c,i}$									
50	0.013724	2955.834	80.2	54	31	38.5	1.503357	0.866087	1.184722	31.42821	747.5981	990.2095	16.47782	0.076	4.463496
75	0.020586	4433.751	80.3	60	31.3	41.3	1.747222	1.154782	1.451002	33.58719	856.773	1191.27	19.82362	0.099	2.584118
100	0.027448	5911.668	80.3	63.9	31	42	1.882065	1.270261	1.576163	35.53164	879.7459	1236.152	20.57049	0.123	1.805954
125	0.03431	7389.585	80.3	65.5	30.9	42.5	2.123086	1.339548	1.731317	36.17641	949.1228	1377.648	22.9251	0.146	1.371906
150	0.041173	8867.502	80.2	66.5	30.9	43.4	2.358377	1.443478	1.900928	36.19668	1041.521	1581.267	26.31346	0.17	1.109296
175	0.048035	10345.42	80.2	68.4	31.1	45.8	2.369845	1.69753	2.033688	35.83044	1125.65	1783.658	29.68139	0.211	1.011555
200	0.054897	11823.34	80.3	69.6	31.1	46.3	2.455911	1.755269	2.10559	36.2084	1153.442	1854.46	30.8596	0.254	0.932309
225	0.061759	13301.25	80.1	70.6	31.3	48	2.458037	1.928487	2.190762	35.57866	1221.172	2086.014	33.8808	0.297	0.861348
250	0.068621	14779.17	80.1	71.4	31.4	49.1	2.496068	2.043965	2.270017	35.30904	1276.013	2190.215	36.44681	0.355	0.833945
275	0.075483	16257.09	80	72	31.5	49.7	2.524755	2.101704	2.31323	35.15371	1305.025	2280.299	37.94588	0.414	0.803757
300	0.082345	17735	80	72.5	31.5	49.9	2.582133	2.1248	2.353467	35.26973	1323.358	2336.865	38.88717	0.474	0.773263
325	0.089207	19212.92	80.1	72.8	31.5	50	2.722714	2.136348	2.429531	35.40524	1360.9	2456.53	40.8785	0.507	0.704746
350	0.096069	20690.84	80.1	73.5	31	50.6	2.650986	2.263374	2.45718	35.60534	1368.652	2481.907	41.30079	0.536	0.642424
375	0.102932	22168.75	80.1	73.6	31.8	50.7	2.797331	2.182539	2.489935	35.23712	1401.39	2591.698	43.12778	0.566	0.590933
400	0.109793	23646.67	80.1	74	31.8	51	2.800172	2.217182	2.508677	35.24518	1411.615	2626.888	43.71339	0.593	0.544162
425	0.116656	25124.59	80.1	74.1	31.7	51.4	2.926432	2.274922	2.600677	35.10559	1469.202	2833.568	47.15269	0.62	0.503965
450	0.123517	26602.5	80.2	74.4	31.8	49.6	2.995263	2.055513	2.525388	36.26975	1380.877	2522.399	41.97461	0.646	0.468384

ตารางแสดงค่าต่างๆ ที่ได้จากการทดลองของท่อวัดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 cm

$\dot{V}_h$	$\dot{m}$	Re	ท่อน้ำร้อน		ท่อน้ำเย็น		Q_h	Q_c	Q	ΔT_m	U	h_i	Nu	$\Delta P(H)$	f
L/hr	kg/s		$T_{h,i}$	$T_{h,o}$	$T_{c,i}$	$T_{c,i}$	kW	kW	kW	°C	W/m^2.C	W/m^2.C		m	
50	0.013724	2955.834	80.2	55.9	32.5	41.8	1.394335	1.016209	1.205272	30.49631	783.8068	1054.747	17.55178	0.00971	0.57027
75	0.020586	4433.751	80.2	61.4	32.5	43.9	1.618117	1.316452	1.467285	32.45954	896.4857	1269.459	21.12475	0.01	0.498563
100	0.027448	5911.668	80.1	64.2	32.5	44.5	1.824686	1.385739	1.605212	33.6123	947.1212	1373.435	22.85499	0.03	0.440477
125	0.03431	7389.585	80.3	66.6	32.5	45.6	1.965289	1.512765	1.739027	34.39913	1002.606	1493.27	24.84914	0.05	0.469831
150	0.041173	8867.502	80.2	68.2	32.5	46.2	2.065732	1.582052	1.823892	34.84309	1038.135	1573.474	26.18379	0.071	0.463294
175	0.048035	10345.42	80.2	69.1	32.5	46.7	2.229261	1.639791	1.934526	35.02714	1095.321	1708.686	28.43382	0.1	0.47941
200	0.054897	11823.34	80	69.7	32.5	47.1	2.364101	1.685982	2.025042	35.00599	1147.263	1838.539	30.59466	0.132	0.484507
225	0.061759	13301.25	80.1	70.8	32.5	47.9	2.401394	1.778365	2.089879	35.16186	1178.747	1920.756	31.96281	0.163	0.472726
250	0.068621	14779.17	80.1	71.7	32.5	48.3	2.409997	1.824556	2.117277	35.37108	1187.136	1943.131	32.33514	0.202	0.474527
275	0.075483	16257.09	80.2	72.3	32.5	48.8	2.493196	1.882295	2.187746	35.43421	1224.462	2045.177	34.03326	0.242	0.469829
300	0.082345	17735	80.2	72.7	32.7	48.9	2.592133	1.870748	2.22644	35.47236	1244.779	2102.494	34.98707	0.282	0.460042
325	0.089207	19212.92	80	73	32.7	49.1	2.610821	1.893843	2.252332	35.39219	1262.107	2152.408	35.81768	0.328	0.455931
350	0.096069	20690.84	80.2	73.4	32.7	49.3	2.731319	1.916939	2.324129	35.57532	1295.635	2251.784	37.47136	0.375	0.449457
375	0.102932	22168.75	80.3	73.7	32.7	49.6	2.840367	1.951582	2.396975	35.60202	1334.685	2372.421	39.47885	0.422	0.44059
400	0.109793	23646.67	80.2	74	32.8	50.9	2.846076	2.090156	2.468116	34.91264	1402.02	2593.853	43.16366	0.469	0.421198
425	0.116656	25124.59	80.3	74.5	32.8	51.8	2.828885	2.194087	2.511486	34.68235	1436.129	2713.068	45.14748	0.502	0.408049
450	0.123517	26602.5	80	74.6	32.8	52.4	2.788693	2.263374	2.526033	34.21023	1464.382	2815.695	46.85527	0.545	0.395154

□

ตารางผลการทดลองที่ 4 การหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อม ในท่อวัดที่มีระยะพิทช์ 15 cm

$\dot{V}_h$	$\dot{m}$	Re	ท่อน้ำร้อน		ท่อน้ำเย็น		Q_h	Q_c	Q	ΔT_m	U	h_i	Nu	$\Delta P(H)$	f
L/hr	kg/s		$T_{h,i}$	$T_{h,o}$	$T_{c,i}$	$T_{c,i}$	kW	kW	kW	°C	W/m^2.C	W/m^2.C		m	
50	0.013724	2955.834	80	69.1	31.4	40.5	1.199243	1.050852	1.125047	33.25178	671.0074	860.1657	14.3138	0.004	0.36524
75	0.020586	4433.751	80.2	61.4	31.4	40.9	1.618117	1.097043	1.36758	34.44098	781.7382	1051.004	17.4895	0.0082	0.34556
100	0.027448	5911.668	80.1	64.1	31.5	43.3	1.836161	1.362643	1.599402	34.6576	915.2308	1307.376	21.75572	0.0273	0.400834
125	0.03431	7389.585	80	66.8	31.6	44.9	1.893564	1.535861	1.714712	35.14998	967.47	1416.643	23.574	0.0629	0.41568
150	0.041173	8867.502	80.1	68.5	31.6	45	1.996874	1.547409	1.772141	35.9926	976.4672	1436.018	23.89641	0.0984	0.40245
175	0.048035	10345.42	80	69.3	31.6	46.2	2.148927	1.685982	1.917455	35.71452	1064.76	1635.459	27.21526	0.118	0.39456
200	0.054897	11823.34	80.1	70.8	31.6	47.5	2.134577	1.836104	1.98534	35.79866	1099.865	1719.772	28.61829	0.154	0.4135
225	0.061759	13301.25	80.3	71.6	31.6	48.5	2.246465	1.951582	2.099024	35.74387	1164.644	1883.588	31.3443	0.19	0.4658
250	0.068621	14779.17	80	72.2	31.7	48.9	2.237854	1.986226	2.11204	35.59837	1176.806	1915.603	31.87706	0.214	0.391564
275	0.075483	16257.09	80.2	72.5	31.7	49.2	2.430077	2.020869	2.225473	35.67595	1237.138	2080.787	34.62585	0.251	0.41236
300	0.082345	17735	80.1	73	31.7	49.2	2.44442	2.020869	2.232644	35.84893	1235.136	2075.129	34.5317	0.287	0.403156
325	0.089207	19212.92	80	73.5	31.7	49.4	2.424334	2.048965	2.23415	35.90937	1233.888	2071.61	34.47313	0.31	0.41235
350	0.096069	20690.84	80.2	74.1	31.7	49.3	2.450153	2.032417	2.241285	36.3473	1222.915	2040.865	33.96151	0.344	0.398456
375	0.102932	22168.75	80	74.2	31.7	49.6	2.49608	2.067061	2.281571	36.11278	1252.981	2125.999	35.3782	0.379	0.384562
400	0.109793	23646.67	80	74.5	31.7	50	2.524745	2.113252	2.318998	36.02177	1276.753	2195.355	36.53234	0.359	0.329434
425	0.116656	25124.59	80.1	74.8	31.7	50.1	2.585015	2.1248	2.354908	36.15532	1291.733	2240.024	37.27568	0.392	0.318636
450	0.123517	26602.5	80.3	75.1	31.7	50.2	2.685408	2.136348	2.410878	36.34533	1315.521	2312.54	38.48238	0.425	0.308147

ตารางผลการทดลองที่ 3 ท่อน้ำเย็นไหลสวนทางกับท่อน้ำร้อน ระยะห่างระหว่างท่อ 10 cm

$\dot{V}_h$	$\dot{m}$	Re	ท่อน้ำร้อน		ท่อน้ำเย็น		Q_h	Q_c	Q	ΔT_m	U	h_i	Nu	$\Delta P(H)$	f
L/hr	kg/s		$T_{h,i}$	$T_{h,o}$	$T_{c,i}$	$T_{c,i}$	kW	kW	kW	°C	W/m^2.C	W/m^2.C		m	
50	0.013724	2955.834	80.1	56.9	32	37.4	1.331217	0.623583	0.9774	33.00684	587.3257	727.3241	12.10322	0.01759	1.5478
75	0.020586	4433.751	80.2	61.3	32	40	1.626724	0.923826	1.275275	34.46319	733.871	966.2699	16.07945	0.0944	1.23547
100	0.027448	5911.668	80	63.5	32	44.6	1.893541	1.455026	1.674284	33.41207	993.7963	1473.81	24.52529	0.0613	0.900041
125	0.03431	7389.585	80.3	66.7	32	44.8	1.950944	1.478122	1.714533	35.09848	968.7882	1419.471	23.62106	0.08316	0.781422
150	0.041173	8867.502	80.2	67.4	32	45.9	2.203447	1.606148	1.904297	34.84711	1083.776	1680.756	27.96903	0.105	0.685153
175	0.048035	10345.42	80.2	69.1	32.1	46.1	2.229261	1.616695	1.922978	35.53028	1073.364	1655.847	27.55453	0.134	0.642409
200	0.054897	11823.34	80.1	69.5	32.2	46.4	2.432968	1.639791	2.036375	35.46956	1138.605	1816.406	30.22636	0.163	0.598293
225	0.061759	13301.25	80.1	70.6	32.2	46.5	2.453037	1.651339	2.052188	35.9466	1132.219	1800.208	29.95681	0.192	0.556831
250	0.068621	14779.17	80.2	71.4	32.2	46.5	2.524759	1.651339	2.088049	36.38074	1138.257	1815.521	30.21162	0.253	0.594333
275	0.075483	16257.09	80.2	71.9	32.2	46.8	2.619434	1.685982	2.152708	36.45933	1170.975	1900.205	31.62083	0.295	0.572725
300	0.082345	17735	80.1	72.1	32.2	46.9	2.754276	1.69763	2.225903	36.44742	1211.186	2008.405	33.42136	0.337	0.549767
325	0.089207	19212.92	80.2	72.9	32.2	47.1	2.722714	1.720626	2.22167	36.76919	1198.303	1973.23	32.83601	0.422	0.586594
350	0.096069	20690.84	80.1	73.1	32.2	47.2	2.811651	1.732174	2.271913	36.75601	1225.876	2049.123	34.09893	0.473	0.566915
375	0.102932	22168.75	80.2	73.3	32.2	46.8	2.969475	1.685982	2.327729	37.11698	1243.744	2099.543	34.93796	0.525	0.548127
400	0.109793	23646.67	80	73.5	32.3	47.3	2.983789	1.732174	2.357982	36.78648	1271.228	2179.072	36.26138	0.577	0.52948
425	0.116656	25124.59	80	73.9	32.3	47.5	2.975206	1.755269	2.365238	36.86299	1272.494	2182.792	36.32329	0.628	0.510468
450	0.123517	26602.5	80	74.2	29.5	47.6	2.995263	2.090156	2.542709	38.22071	1319.378	2324.484	38.68115	0.679	0.492311

ภาคผนวก ข

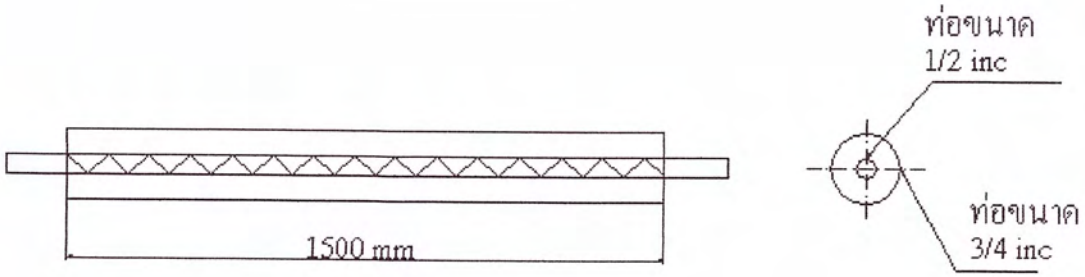
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TEMPERATURE, T (K)	PRESSURE, P(bars)	SPECIFIC VOLUME (m^3/kg)		HEAT OF VAPORIZATION (kJ/kg)	SPECIFIC HEAT (kJ/kg.K)		VISCOSITY ($N.s/m^2$)		THERNAL CONDUCTIVITY (W/m.K)		PRANDTL NUMBER		SURFACE TENSION (N/m)	EXPANSION COEFFICIENT, (K^{-1})
		$v_f \times 10^{-3}$	v_g	h_{fg}	$C_{p,f}$	$C_{p,g}$	$\mu_f * 10^{-6}$	$\mu_g * 10^{-6}$	k_f	k_g	Pr_f	Pr_g	$\sigma_f * 10^{-3}$	$\beta_f * 10^{-6}$
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1
305	0.04712	1.005	27.90	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

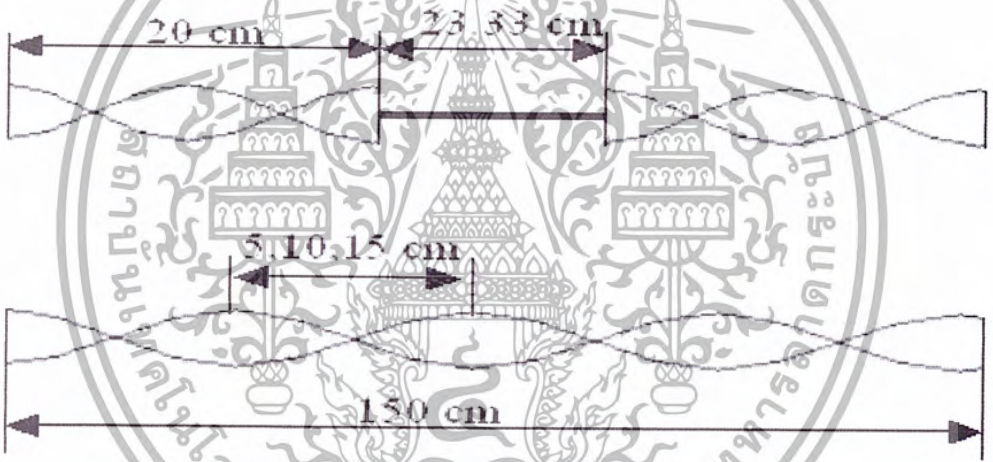
ภาคผนวก ค

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ท่อในที่มีขนาด 1/2inc เป็นท่อทองแดง
ท่อนอกที่มีขนาด 4/3 inc เป็นท่อสแตนเลส

รูปที่ ค1 ขนาดของท่อที่ใช้ทำชุดทดลอง



รูปที่ ค2 ขนาดของแผ่นบิดที่ใส่ไปในท่อต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้