

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนโดยใช้ร่องยูน

PERFORMANCE ENHANCEMENT OF A DOUBLE PIPE HEAT EXCHANGER WITH BY DIMPLE

โดย

นายชนกฤษ พันธุ์บุตร

นายอาหามะ ตีดี

อาจารย์ที่ปรึกษา
รศ.ดร.ชินรักษ์ เชียรพงษ์

ส.พ.
ศ 138 ก
2550

ทล

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน.....**80865**
วัน,เดือน,ปี.....**23 พ.ศ. 2551**

.b..... ๒, 118 ๖๕๐๙๕
i.....

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2550

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2550

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนโดยใช้รอยนูน

**PERFORMANCE ENHANCEMENT OF A DOUBLE PIPE HEAT EXCHANGER WITH
BY DIMPLE**

ผู้จัดทำ

1. นายชนกฤษ พันธุ์บุตร รหัสนักศึกษา 47015395
2. นายอาหามะ ศิลี รหัสนักศึกษา 47015421



Signature

(รศ.ดร. จินรัักษ์ เขียรพงษ์)

อาจารย์ที่ปรึกษา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนโดยใช้รอยนูน

นายชนกฤช	พันธ์บุตร	47015395
นายอาหามะ	ดีลี	47015421
รศ.ดร.ชินรักษ์	เชียรพงษ์	อาจารย์ที่ปรึกษา ปีการศึกษา 2550

บทคัดย่อ

โครงการนี้ เป็นการศึกษาถึงการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกท่อ (Shell-and-tube) เป็นการไหลแบบทอสวนทางกัน (Counter flow) ใช้น้ำกับน้ำเป็นสารตัวกลาง และลักษณะของของไหลร้อนไหลในท่อในและของไหลเย็นไหลในท่อนอกมีการวางรอยนูนในท่อ โดยใช้ระยะห่างของรอยนูนเป็น 1 เท่า ของเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ มีการวางเรียงแถวตรงและแถวสลับของรอยนูน ใส่ในท่อในเพื่อช่วยให้เกิดการไหลหมุนวนของของไหลในท่อ และพิจารณาผลของการทดลอง และแบบเรียบ ซึ่งค่าที่ใช้จะแสดงอยู่ในรูปของค่า Nusselt number กับ Reynolds number และค่าของ Friction factor กับ Reynolds number โดยค่า Reynolds number อยู่ระหว่าง 15,841 – 48,992 หลังจากการทดลองอัตราการไหลที่ค่า Reynolds number สูงๆ จะได้ค่า Nusselt number สูงด้วย ดังนั้น ค่าที่ได้จากการทดลองนี้การวางเรียงรอยนูนแถวสลับจะได้ค่า Nusselt number สูงสุดเมื่อเปรียบเทียบกับท่อเรียบและท่อรอยนูนแถวตรง แต่ค่า Friction factor ก็สูงด้วย

**PERFORMANCE ENHANCEMENT OF A DOUBLE PIPE HEAT EXCHANGER
WITH BY DIMPLE**

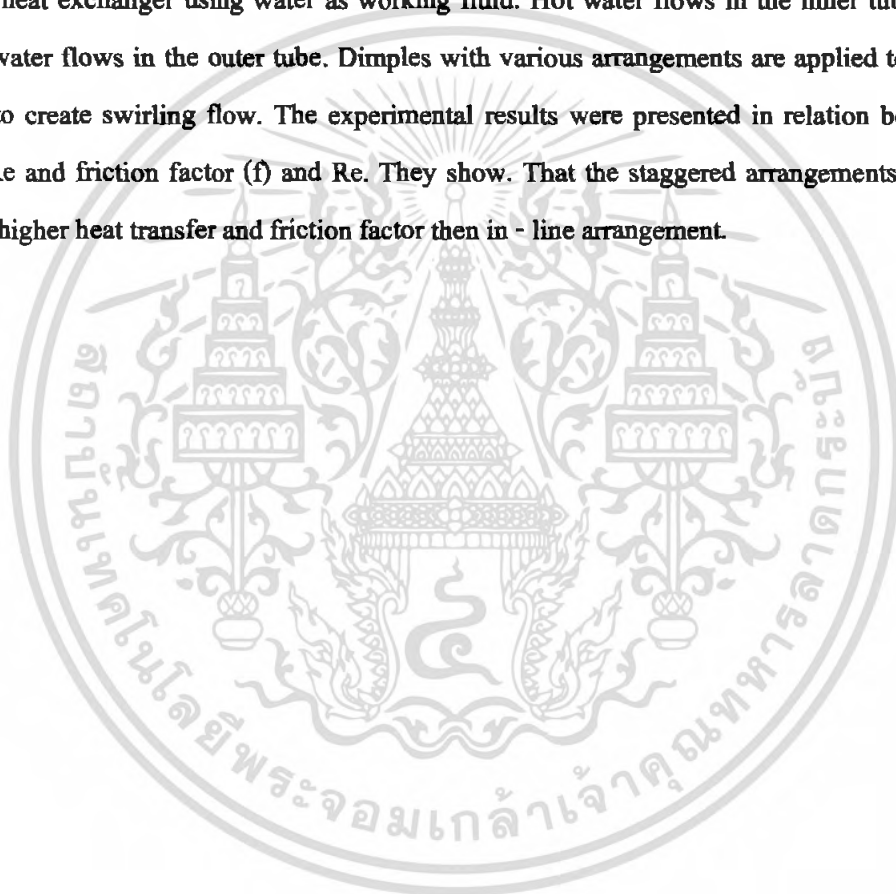
Mr. Thanakrid Phanbut 47015395

Mr. Ahama Teelee 47015421

Assoc.Prof.Dr.Chinaruk Thianpong

Abstrast

This project presents the study of heat transfer enhancement of a double pipe, counter flow, heat exchanger using water as working fluid. Hot water flows in the inner tube whereas cold water flows in the outer tube. Dimples with various arrangements are applied to the inner tube to create swirling flow. The experimental results were presented in relation between Nu and Re and friction factor (f) and Re. They show. That the staggered arrangements of dimple yield higher heat transfer and friction factor then in - line arrangement.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

โครงการเรื่องการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนโดยใช้รอยุนในท่อสำเร็จถูกลงไปด้วยดี ด้วยการให้คำปรึกษาและความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา รองศาสตราจารย์ ดร. ชินรัชย์ เชียรพงษ์ ซึ่งผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในความอนุเคราะห์จากท่านและขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบคุณอาจารย์ทุกท่านที่ให้คำแนะนำที่เกี่ยวข้องกับปริญญาบัตรฉบับนี้ และได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้แก่ผู้วิจัย

ขอขอบคุณสถาบันพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังที่ให้ความช่วยเหลือทางด้านอุปกรณ์และสถานที่ที่ใช้ในการทดลอง

ขอขอบคุณพี่ๆ น้องๆ ร่วมสถาบันทุกท่านจากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้ความช่วยเหลือข้าพเจ้าในทุกๆ ด้านที่ทำให้ปริญญาบัตรสำเร็จไปด้วยดี

ขอขอบคุณ คุณบิดา มารดา ที่ให้กำลังใจและให้การสนับสนุนการศึกษา

ขอขอบพระคุณในทุกประการที่ให้แก่ปริญญาบัตรเรื่องนี้ไว้ ณ โอกาสนี้

ธนภุช พันธุ์บุตร
อาหามะ ตีลิ

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VII
สารบัญรูป	VIII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มา	2
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย	2
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย	2
1.4 วิธีการวิจัย	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
บทที่ 2 คุณลักษณะอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	3
2.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	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
2.3 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Enhancement)	7
บทที่ 3 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	8
3.1 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	8
3.1.1 การแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลที่ใช้	8
3.1.2 การแบ่งตามจุดประสงค์ของการใช้งาน	9
3.1.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์	10
3.1.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม flow arrangement	18
3.1.5 ลักษณะที่แบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่ง Transfer Process	19

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
3.1.6 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบตาม Compactness	19
บทที่ 4 วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	20
4.1 วัสดุที่ใช้ในการทำ Heat Exchanger	20
4.1.1 วัสดุประเภทเหล็ก (Ferrous Materials)	20
4.1.2 เหล็กกล้าไร้สนิม (Stainless Steel)	22
4.1.3 วัสดุที่ไม่ใช่เหล็ก (Non-Ferrous Materials)	24
4.1.4 วัสดุโลหะ (Non-metallic Materials)	25
บทที่ 5 ทฤษฎีและสูตรในการคำนวณ	26
5.1 สภาวะการไหลของของไหล	26
5.2 การเปลี่ยนแปลงความดัน	27
5.3 ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนในท่อ	27
5.4 การถ่ายเทความร้อน โดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม	28
5.5 ค่า Nusselt number	30
5.6 การไหลภายในท่อซ้อนกันรูปวงแหวน (Concentric tube annulus)	30
5.7 การสัมพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบเทอร์รูเลนซ์ในท่อกลม	32
5.8 วิธีการของค่าประสิทธิภาพ - เอ็นทียู	33
บทที่ 6 แบบโครงสร้างชุดทดลอง	37
บทที่ 7 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	41
7.1 อุปกรณ์การทดลอง	41
7.2 ชุดทดลอง	41
7.3 การเตรียมการทดลอง	42
7.4 ขั้นตอนการทดลอง	43
7.5 ตัวอย่างการคำนวณ	48
บทที่ 8 ผลการทดลองและวิเคราะห์	57
8.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nusselt number กับ Reynolds number	57
8.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง Friction กับ Reynolds number	58
8.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง Energy transfer กับ Reynolds number	59

8.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน กับ Reynolds number	60
8.5 เปรียบเทียบประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อรอยนูนแบบต่างๆ กับ ตัวเลขเรย์โนลด์	61
บทที่ 9 สรุปผลการทดลอง	62
9.1 สรุปผลการทดลอง	62
9.2 ข้อเสนอแนะ	62
เอกสารอ้างอิง	64
ภาคผนวก	65
ภาคผนวก ก.	66
ภาคผนวก ข.	71



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ	17
3.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของสมรรถนะ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ สำหรับกรณีของก๊าซร้อน และก๊าซเย็น	17
5.1 Nu_D สำหรับการไหลแบบลามินาร์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อซ้อนกัน รูปวงแหวนซึ่งผิว หนึ่งหุ้มฉนวนและอีกผิวหนึ่งมีอุณหภูมิผิวงคงที่	32
5.2 สำหรับฟลักซ์ความร้อนคงที่ที่ผิวทั้งสอง	32



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
3.1 ลักษณะการไหลในท่อสองชั้น (a) parallel flow (b) counter flow	12
3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น	12
3.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell and tube แบบ (a) one shell pass และ one tube pass (b) Parallel flow (c) counter flow	13
3.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell and tube แบบ (a),(b) one shell pass และ two tube pass (c) two shell pass และ four tube pass	13
3.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน	14
3.6 (ก) การไหลขนานกัน (ข) การไหลสวนทางกัน	18
3.7 การไหลตัดขวางกัน (ก)แบบไหลเดี่ยวเดียว (ข)แบบไหลสองเที่ยว	18
3.8 การไหลแบบ Multi passing	18
5.1 การก่อตัวของบาวน์ครีเลเยอร์ของการไหลในท่อกลม	26
5.2 แสดงรูปร่างของอนุกรมสำหรับการไหลตามกัน และการไหลสวนทางกันในท่อซ้อนกัน	28
5.3 ท่อซ้อนกันรูปวงแหวน	30
6.1 ชุดทดลองการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน	37
6.2 ที่วางถังน้ำ 200 ลิตร	37
6.3 ที่วางชุดทดลอง	38
6.4 ถังพักน้ำ	38
6.5 ฝาถังพัก	38
6.6 ท่อนอก (tube)	39
6.7 ท่อใน แบบท่อเรียบ แบบท่อรอยนูนแถวตรง แบบท่อรอยนูนแถวสลับ	39
7.1 ชุดทดลองการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน	41
7.2 ส่วนชุดทดสอบ	41
7.3 แผนภาพชุดทดลอง	42
7.4 ถังน้ำร้อน	44
7.5 โรตاميเตอร์ (Rotameter) วัดอัตราการไหล	44
7.6 ยูเนียนบอลวาล์ว	44
7.7 ยางประเก็น	45
7.8 หน้าแปลน UPVC	45
7.9 หน้าแปลนทองเหลือง	45
7.10 ท่อ UPVC	46

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
7.11 ท่อ PVC	46
7.12 บอลวาล์วทองเหลือง	46
7.13 RTD pt100 วัดอุณหภูมิ	47
7.14 มานอมิเตอร์ (Manometer) วัดความดันตกคร่อม	47
7.15 ป้อน้ำขนาด 1 แรงม้า	47
7.16 รูปลิวเตอร์ ชนิด Immersion Heater	48
7.17 เครื่องบันทึกอุณหภูมิ(Data logger) Supcon R3000/4000 series Recorder	48
7.18 กราฟความสัมพันธ์ท่อเปล่า	53
7.19 กราฟความสัมพันธ์ท่อรอยนูนแถวสลับ	55
8.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re	57
8.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re	58
8.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Q กับ Re	59
8.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง U กับ Re	60
8.5 เปรียบเทียบประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อรอยนูนแบบต่างๆ กับ Re	61

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลเป็นสิ่งสำคัญมาก และขบวนการดังกล่าวพบได้ในอุตสาหกรรม เช่น หม้อน้ำ คอนเดนเซอร์ ซึ่งมีความพยายามที่จะหาทางลดขนาดและค่าใช้จ่ายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนตัวแปรที่สำคัญต่อการลดขนาดและค่าใช้จ่าย คือ การทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้น โดยมีวิธีการต่างๆ ในการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน เช่น เพิ่มพื้นที่หน้าตัดครีบริบายความร้อน และมีบทความวิจัยจากต่างประเทศมากมาย โดยมีรูปแบบแนวทางการวิจัยที่แตกต่างกันออกไปเช่น การศึกษาแรงเสียดทานและคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนในท่อที่เคลือบด้วยแผ่นบีด

ท่อที่ทำให้เกิดการหมุนวนเป็นอุปกรณ์เพิ่มการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยทั่วไปการไหลแบบหมุนวนในท่อ สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภท คือ การไหลแบบหมุนวนต่อเนื่อง และการไหลแบบหมุนวนเฉพาะช่วงเริ่มต้น ในการไหลแบบหมุนวนต่อเนื่อง การเคลื่อนที่แบบหมุนวนจะเกิดขึ้นตลอดทั้งความยาวของท่อ และจะลดการหมุนวนลงเรื่อยๆ ตามแนวการไหล แผ่นเทปเกลียวและลวดที่ถูกติดตั้งแทรกอยู่ภายในท่อ ในผิวท่อด้านในเป็นตัวทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวนต่อเนื่อง ในขณะที่อุปกรณ์ทำให้เกิดการหมุนวนที่ทางเข้า จะทำให้เกิดการหมุนวนภายในท่อ เฉพาะช่วงเริ่มต้น สำหรับการไหลแบบหมุนวนเฉพาะช่วงเริ่มต้นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะชะลอลงตามระยะทางการไหลในขณะที่การไหลแบบหมุนวนต่อเนื่อง สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าคงที่

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

การวิจัยครั้งนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อ

1.2.1 ศึกษาการออกแบบและสร้างชุดทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบการไหลสวนทางกัน

1.2.2 ศึกษาความแตกต่างของการถ่ายเทความร้อน ของรอยุนในท่อแบบต่างๆ

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

ขอบเขตของการทดลองในโครงการนี้ คือการเพิ่มประสิทธิภาพ โดยใช้ระยะห่างของท่อ รอยุนเป็น 1 เท่า ของเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ มีการวางรอยุนเรียงแถวตรงและแถวสลับในท่อ tube

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ภายในที่ว่าการศึกษานานาชาติของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง โดยทดลองที่อัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่ที่ 800 L/hr และน้ำร้อนที่อัตราการไหลตั้งแต่ 400 L/hr ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีเหตุดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และเพิ่มที่ละ 50 L/hr จนไปถึงอัตราการไหล 1200 L/hr โดยน้ำเย็นและน้ำร้อนเป็นการไหลสวนทางกัน (Counter flow) ทำการบันทึกผลการทดลองต่างๆ ที่ค่าของอุณหภูมิที่เข้าและออก ของทั้งน้ำเย็นและน้ำร้อน และยังวัดค่าความดันตกคร่อมที่ทางเข้าและออกของน้ำร้อนด้วย นำค่าที่ได้ไปคำนวณหาค่า Nusselt number และ Pressure drop เพื่อเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อนของการทดลอง และวิเคราะห์ผลที่ได้

1.4 วิธีการวิจัย

- 1.4.1 สร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เป็นแบบท่อซ้อน มีท่อในและท่อในนอก โดยทำให้การไหลสวนทางกัน (Counter flow)
- 1.4.2 หาความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ ที่สำคัญของระบบที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบท่อซ้อน แบบท่อในเป็นรอยหมุนแบบต่างๆ
- 1.4.3 ทำการทดลองรวบรวมและวิเคราะห์ผลที่ได้จากทฤษฎีมาเปรียบเทียบกับผลการทดลอง
- 1.4.4 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ
- 1.4.5 เขียนรายงานปริญาานิพนธ์

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

เนื่องจาก ภายในเรือสินค้ามีพื้นที่จำกัดหรือโรงงานมีพื้นที่ที่จำกัด เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดใหญ่ทำให้พื้นที่การใช้สอยมีขนาดเล็กลง ถ้าสมมติว่าถ้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนดีขึ้น, ขนาดของเครื่องเล็กลง, น้ำหนักเครื่องเบาลง, ราคาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่ำลงค่าบำรุงรักษาต่ำลง, การเคลื่อนย้ายเครื่องสะดวก, การติดตั้งของชุดเครื่องง่ายขึ้นและการทำงานของเครื่องง่ายขึ้น ดังนั้นปัญหานี้จึงเป็นปัญหาที่น่าสนใจในการศึกษาและนำมาใช้กับงานจริงในภาคอุตสาหกรรมต่อไป

บทที่ 2

คุณลักษณะอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน หมายถึง เครื่องมือที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลที่มีระดับพลังงานความร้อน(อุณหภูมิ) แตกต่างกัน 2 ชนิด ผ่านผนังกันระหว่างของไหลทั้งสองในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สิ่งแรกที่จะต้องศึกษาคือ คุณสมบัติของของไหลที่ใช้ จากนั้นจึงทำการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับจุดประสงค์เงื่อนไขของการใช้ที่มากที่สุด หัวข้อที่จะกล่าวถึงต่อไปนี้เป็นสิ่งสำคัญที่จะต้องพิจารณาในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง และถูกหลักเศรษฐศาสตร์ด้วย

2.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล

คุณสมบัติของของไหลที่สำคัญที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกประเภทอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนคือ ความหนืด ความหนาแน่น ความจุความร้อนจำเพาะของของไหล ปริมาณของสิ่งเจือปน หรืออนุภาคของแข็งที่มีอยู่ในของไหล ตลอดจนคุณสมบัติของสิ่งเจือปนเหล่านั้น เนื่องจากว่าสิ่งเจือปนอนุภาคของแข็ง และตะกอนมักจะสะสมในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จนเกิดการกีดขวางการไหล หรือเกาะเป็นคราบ (Scale) ติดกับผิวนำความร้อน ทำให้ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนลดลง จึงควรระวังเป็นพิเศษ ในกรณีที่มีการระเหยหรือการควบแน่นของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ถ้าสภาพการไหลของของไหลไม่เหมาะสม อาจเกิดการสั่นสะเทือนราวกับถูกค้อนน้ำ (Water hammer) หรือเกิดการสะสมของก๊าซ ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องลดลง

2.1.2 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง (Operating Condition)

เงื่อนไขต่างๆ ที่เกี่ยวกับความแข็งแรงของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกกำหนดโดยความดัน และอุณหภูมิของของเหลวที่ใช้ในการออกแบบ เพื่อให้วิธีแลกเปลี่ยนความร้อนและความแข็งแรงของวัสดุที่ใช้ปลอดภัยพอสำหรับการปฏิบัติงาน เราจำเป็นต้องใช้เงื่อนไขของการเดินเครื่องในการคำนวณความหนาของเปลือกโลหะ (Shell) ที่บางที่สุด ที่ต้องใช้ตลอดจนสัดส่วนของหน้าแปลน (Flange) ที่เหมาะสม

ในกรณีที่จำกัดผลการลดความดันของของไหลระหว่างทางออกและทางเข้าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอย่างเคร่งครัด เราควรพิจารณาทบทวนแบบของเครื่องที่เลือกไว้แล้ว ในกรณีที่เดินเครื่องเป็นแบบพักๆ (batch) ปริมาณของของไหลเวลาที่ใช้ในการเดินเครื่อง และผลต่างของอุณหภูมิที่ยอมให้ได้ในการเดินเครื่องแต่ละครั้ง เป็นปัจจัยสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล (Chemical Properties of Fluid)

การเกิดสนิม (Corrosion) และการกัดเซาะ (Erosion) เป็นผลของปฏิกิริยาเคมีที่สำคัญที่จะต้องคำนึงถึงเสมอ ในการออกแบบอุปกรณ์ทางอุตสาหกรรมเคมี การเกิดสนิมเป็นผลของการเปลี่ยนแปลงทางเคมีที่ของไหลกระทำต่อผิวสัมผัส ซึ่งโดยปกติแล้วผิวสัมผัสจะถูกกัดให้บางลงอย่างสม่ำเสมอ แต่ในบางครั้งสนิมอาจกัดเฉพาะแห่ง เนื่องจากปรากฏการณ์ทางด้านเซลล์ไฟฟ้า ส่วนการกัดเซาะนั้นเกิดจากการปะทะของของไหลกับผิวสัมผัส หรืออาจจะเป็นของ ความสึกหรอที่เกิดจากความคืบหน้าที่เกิดขึ้น ณ จุดบางจุด วัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงควรเป็นวัสดุที่ไม่เกิดสนิมง่าย หรือถูกกัดเซาะโดยของไหลที่ใช้

สิ่งที่กล่าวถึงข้างต้นนี้คือ ปัจจัยทั้งหมดที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกแบบ และวัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในขณะที่เดียวกันยังต้องคำนึงถึงราคาของการผลิตของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประกอบเข้าไปด้วย

2.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ถึงแม้ว่า การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน มาตรฐานต่างๆ ไป จะเป็นที่พอใจของความต้องการในการทำงาน หน่วยธรรมดาที่อุณหภูมิ และความดันปานกลาง สำหรับกรณี โดยเฉพาะ ถูกออกแบบให้ใช้ได้กับงานพิเศษได้มากมาย คือ ได้ช่วงอุณหภูมิและความดัน ตั้งแต่ค่าต่ำๆ จนสูงๆ

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

ดังนั้น เพื่อที่จะนำไปสู่การศึกษาความเหมาะสมที่สุด ในการออกแบบด้านอุณหภูมิของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ควรแสดงและการคำนวณควรถูกการทำซ้ำสำหรับแต่ละการออกแบบที่สามารถแปรผันได้ จนกระทั่ง มาตรการที่เหมาะสมที่สุด ถูกทำให้พึงพอใจ และได้มีการ นำโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์มาใช้ในการออกแบบด้านอุณหภูมิของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ขึ้นพื้นฐานจะมีการมุ่งความสนใจทางด้าน การออกแบบให้ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดกะทัดรัด แต่ให้ประสิทธิภาพดี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

ปัญหาด้านการประเมินค่า (Rating Problem) ถูกเกี่ยวข้องกับการหาค่า อัตราการถ่ายเทความร้อนอุณหภูมิต่างออกและความดันที่ลดลง ในแต่ละด้านและปริมาณต่อไปนี้เป็นปริมาณอย่างกว้างๆ ที่ระบุในปัญหาการประเมินค่า คือ ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, พื้นผิวเรขาคณิต, การจัดการการไหล, อัตราการไหล, อุณหภูมิด้านเข้า

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

งานของผู้ที่ออกแบบ คือ การเลือกชนิดของโครงสร้าง การจัดการการไหล และพื้นผิวรูปทรงเรขาคณิต ทั้งสองด้าน

ปริมาณต่อไปนี้เป็นปริมาณอย่างกว้างๆ คือ ของเหลวที่ทางเข้าและอุณหภูมิทางออก อัตราการไหล ความดันลดลง และอัตราการถ่ายเทความร้อน

อธิบายจุดเด่น ของความสำคัญของคอมพิวเตอร์ในการทำ Subroutine ที่ถูกต้องให้มีการคิดคำนวณการหาขนาด และการประเมินอัตราต่างๆ ซึ่งรวมถึงข้อต่อไปนี้เป็น

1. การออกแบบโดยเฉพาะ (Design specific) การออกแบบโดยเฉพาะที่มีการกำหนดแน่นอนที่สมบูรณ์ ควรถูกหาได้ที่ Computer subroutine ข้อมูลควรรวบรวมชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การจัดการไหล พื้นผิวเรขาคณิต ค่าสภาวะการทำงาน เช่น อุณหภูมิทางเข้า ความดัน อัตราการไหล ชนิดของของเหลว และอื่นๆ
2. คุณสมบัติของของเหลว (Fluid Properties) คุณสมบัติทางกายภาพหลายๆ อย่างของของเหลว เช่น ความร้อนจำเพาะ ความหนาแน่น ความหนืด ค่าการนำความร้อน และพารามิเตอร์อื่นๆ ค่าเหล่านี้ควรถูกรวมเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิในเทอมที่มีความสัมพันธ์ร่วมกัน หรือที่เรียกว่าสหสัมพันธ์ (Correlation)
3. Matrix geometry ข้อมูลที่บ่งบอกพฤติกรรม ของ Matrix geometry ควรถูกแบ่งแต่ละด้านของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงพื้นที่ที่มีการไหลแบบอิสระให้น้อยที่สุด เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์ ขนาดรอยนูน จำเป็นสำหรับการคำนวณประสิทธิภาพของรอยนูนและอื่นๆ
4. ความสัมพันธ์ระหว่าง $\epsilon - NTU$ ($\epsilon - NTU$ Relation) เนื่องจากวิธี $\epsilon - NTU$ ถูกนำไปใช้ในการออกแบบเกี่ยวกับความร้อน ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบกะทัดรัด การกำหนดสูตรหลายๆ สูตรของสัมพันธ์ระหว่าง NTU และ $C = C_{\min} / C_{\max}$ และคำนวณ NTU เมื่อรู้ ϵ และ C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. ความสัมพันธ์ h และ f (h and f relation) ลักษณะเฉพาะของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดถูกใช้เพื่อ h, f และ Plot กราฟ ในของ Reynolds number และ ข้อมูล h, f และ Re ควรถูกจัดทำขึ้นเป็นสหพันธ์ (Correlation)
6. ประสิทธิภาพพรอยนูน (Dimple Efficiency) เมื่อพื้นผิวถูกขยาย มีการใช้ใน Heat Transfer Matrix ประสิทธิภาพพรอยนูน (η) ในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน ดังนั้น ในการกำหนดสูตรประสิทธิภาพพรอยนูน และข้อมูลที่ต้องการสำหรับการคำนวณประสิทธิภาพของพื้นที่พรอยนูนควรถูกจัดทำขึ้น
7. ความดันลดลง (Pressure Drop) ความดันที่ลดลงสำหรับการไหลผ่านคลอด Matrix เกิดจากความเสียดทานการไหล การเร่งและการหน่วง อันเนื่องมาจากการถ่ายเทความร้อน การหดและการขยายที่ทางเข้า และทางออก Matrix ความสัมพันธ์ที่เหมาะสมควรถูกทำขึ้น การคำนวณความดันที่ลดลง เนื่องจากสาเหตุหลัก และรวมทั้งข้องอ (Bends) หัวจ่าย (Headers) และท่อรวม (Manifolds)

Rating Problem ถ้าเป็นปัญหาเกี่ยวข้องกับการเหมาะสมที่สุด (Optimization) ซึ่งถูกสัมพันธ์กับอัตราการถ่ายเทความร้อน หรือความดันลดลง ถัดมา Rating Problem ถูกแก้ปัญหาคือและเป็นผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและความดันลดลง ถูกแก้ปัญหาคือ Rating Problem จะถูกนำคอมพิวเตอร์มาคิดแทน

Sizing Problem ปัญหาเกี่ยวข้องกับความเหมาะสมที่สุด (Optimization) ซึ่งถูกสัมพันธ์กับ ขนาด น้ำหนัก หรือพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน รวมทั้งราคาด้วย ดังนั้น Sizing Problem ถูกแก้ปัญหาคือขนาดของแกนกลางของ Matrix และพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนถูกคำนวณ

Optimization Problem มาตรการที่เหมาะสมที่สุด ขึ้นกับงานโดยเฉพาะ ดังนั้นปริมาณที่ถูกทำให้เกิดสถานะที่เหมาะสมที่สุด ควรมีการกำหนดว่าต้องการมากที่สุด (Maximized) หรือต่ำสุด (Minimized) เนื่องจากอาจจะมีเงื่อนไขบางตัวถูกเพิ่มเข้ามา หนึ่งในความหลากหลายของวิธี อาจจะถูกนำมาใช้ ให้ถึงจุดของการออกแบบที่เหมาะสมที่สุด แต่อย่างไรก็ตาม วิธีนั้นก็ถูกปรับให้เหมาะสมกับแต่ละกรณีที่มีมันเกี่ยวข้องกับการแก้ปัญหาคือ Rating Problem หรือ Sizing Problem

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นแบบที่เหมาะสมที่สุด สำหรับราคาถูกที่สุด ปัญหาเกี่ยวกับเงื่อนไขที่เปิดเผยเห็นแจ้ง เช่น พื้นที่ด้านหน้าที่ถูกคงที่ (Fixed Frontal Area) และ ช่วงของขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และเงื่อนไขที่แสดงเป็นนัย (Implicit Constraints) โดยเฉพาะอัตราการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด และความดันลดลงมากที่สุดของความสูงพรอยนูน ความหนารอยนูน ระยะห่างระหว่างรอยนูน ค่าการนำทางความร้อนพรอยนูน เส้นผ่านศูนย์กลางพรอยนูน อัตราการไหลของน้ำ ดังนั้น ปัญหาลดลง จากการแก้ปัญหาคือ Rating Problem ภายใน ช่วงของการปรับค่าที่เจาะจง

2.3 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Enhancement)

มีวิธีหลายประการสำหรับช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในการไหลในท่อ วิธีที่ยอมรับกันก็โดยการเพิ่มค่า h และโดยการเพิ่มพื้นที่ผิวการพาให้มากขึ้น ตัวอย่างเช่น ค่า h อาจเพิ่มได้โดยทำให้ผิวขรุขระเพื่อให้เกิดเทอร์บูเลนซ์ ทำได้โดยการเจียรแต่งหรือสอดใส่ลวดคอคอยล์ – สปริง ก็ได้ การสอดใส่ลวดให้ความเป็นเกลียว (Helical Roughness) ในการสัมผัสกับผิวภายในท่อ อีกวิธีหนึ่งเป็นการเพิ่ม h โดยการทำให้เกิดการหมุนวน (Swirl) ด้วยการสอดใส่ของแผ่นเกลียวบิด (Twisted Tape) การทำรอยนูนในท่อ (Dimple Tube)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

3.1 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาจกระทำได้ 6 วิธีคือ วิธีแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลที่ใช้ วิธีแบ่งประเภทตามลักษณะการใช้งาน หรือจุดประสงค์การใช้งาน วิธีแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์ วิธีการแบ่งตามขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน วิธีการแบ่งตามการถ่ายเทความร้อน และวิธีการแบ่งตามการไหลของของไหล

3.1.1 การแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลที่ใช้

วิธีการแบ่งนี้เป็นตัวบอกว่าการไหล 2 ประเภท ที่ทำการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านผนังถ่ายเทความร้อนมีสถานะเป็นอะไร และมีการเปลี่ยนสถานะภายในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อนหรือไม่

1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลกับของไหล (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ของไหลทั้ง 2 ชนิด ต่างก็เป็นของไหล ซึ่งเพียงแต่ถูกให้ร้อนขึ้นหรือเย็นลงเท่านั้น ตัวอย่างเช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำมันก๊าดร้อนและน้ำมันดิบในอุปกรณ์กลั่นน้ำมัน เป็นต้น

2) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลกับของไหล (มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ของไหลฝ่ายหนึ่งในเครื่องจะเปลี่ยนสถานะเป็นก๊าซ หรือระเหยเป็นไอในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องคัมน์น้ำ (Reboiler) ของหอกลั่นน้ำมัน ซึ่งใช้น้ำมันอุณหภูมิสูงเป็นแหล่งความร้อน เป็นต้น

3) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับก๊าซ (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ของไหลทั้ง 2 ชนิด ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างเป็นก๊าซ ซึ่งไม่เกิดการควบแน่นเป็นของเหลว ตัวอย่าง เช่น เครื่องอุ่นอากาศ (Air Preheater) ซึ่งใช้ก๊าซทิ้งเป็นแหล่งความร้อน เป็นต้น

4) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับก๊าซ (มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ของไหลฝ่ายหนึ่งในเครื่องควบแน่นเป็นของเหลวในระหว่างการแลกเปลี่ยนความร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องกระจายความร้อน (Radiator) สำหรับทำความอบอุ่น โดยการทำอากาศให้อุ่นด้วยไอน้ำ

5) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับของเหลว (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ของไหลฝ่ายหนึ่งของผนังถ่ายเทความร้อนจากก๊าซ ส่วนของไหลอีกฝ่ายหนึ่งจะเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อน (Economizer หรือ Feed Water Preheat) วางในก๊าซทิ้งจากหมอน้ำไอน้ำเป็นแหล่งความร้อน

6) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับของเหลว (มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ยกตัวอย่างเช่น หม้อไอน้ำแบบท่อน้ำ (Water Tube Boiler) ซึ่งระเหยน้ำให้เป็น ไอด้วยก๊าซสันดาป และเครื่องควบแน่น (Condenser) ซึ่งควบแน่นไอ ให้เป็นของเหลวด้วยน้ำระบายความร้อน เป็นต้น

วิธีการแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลนี้ สะดวกสำหรับการหาค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้

3.1.2 การแบ่งตามจุดประสงค์ของการใช้งาน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่แบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน หรือ ลักษณะการใช้งานนั้น แบ่งออกได้ดังนี้

1) เครื่องระเหย (Evaporator) หรือหม้อเคี้ยว (Concentrator) จุดประสงค์การใช้งาน คือ การระเหยของเหลวให้เป็นไอ เพื่อใช้ไอที่เกิดขึ้นให้เป็นประโยชน์ หรือเพื่อให้ได้ของเหลวที่เข้มข้นขึ้น โดยทั่วไปนอกจากส่วนของการถ่ายเทความร้อนแล้ว ยังมีส่วนสำหรับสะสมไอดีด้วย ดังนั้น รูปร่างภายนอกจึงมักจะแตกต่างจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell and Tube

2) เครื่องอุ่นหรือเครื่องทำให้ร้อนล่วงหน้า (Preheater) จุดประสงค์ก็เพื่ออุ่นหรือทำให้ของเหลวร้อนล่วงหน้า เพื่อเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกระบวนการ โดยทั่วไปมักจะเรียกชื่อตามการใช้งาน หรือตามประเภทของไหลที่อุ่นให้ร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Boiler Feed Water Preheater)

3) เครื่องทำให้ร้อน (Heat) จุดประสงค์เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของของไหลให้สูงขึ้น โดยการใช้ความร้อน

4) เครื่องทำให้ร้อนยิ่งยวด (Superheater) เครื่องนี้ทำหน้าที่เพิ่มความร้อนแก่ของไหลที่ถูกทำให้ร้อนมาแล้ว เพื่อให้อยู่ในสภาพร้อนยิ่งยวด อย่างเช่น เครื่องไอคอง (Steam Super Heater) เป็นต้น

5) เครื่องต้มซ้ำ (Reboiler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ให้ความร้อนแก่ของเหลวควบแน่น เพื่อระเหยให้เป็นไออีกครั้งหนึ่ง แสดงตัวอย่างของการใช้เครื่องต้มซ้ำ ซึ่งติดตั้งอยู่ที่ใกล้ฐานของหอกลั่นหน้าที่ของเครื่องในที่นี้คือ การให้ความร้อนแก่น้ำมันก้นหอ เพื่อระเหยของค้ประกอบจุดเดือดต่ำที่มีอยู่ในน้ำมันนั้น เครื่องต้มซ้ำมีเป็นแบบกาต้ม (Kettle Type) และแบบกาลักน้ำเชิงความร้อน ซึ่งจะอธิบายรายละเอียดในภายหลัง

6) เครื่องควบแน่น (Condenser) จุดประสงค์ก็เพื่อควบแน่น ไอที่ควบแน่นได้ให้กลายเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องควบแน่นไอน้ำให้กลับเป็นน้ำ

7) เครื่องควบแน่นหมด (Total Condenser) เครื่องนี้เป็นเครื่องควบแน่นประเภทหนึ่งใช้หอกลั่น แต่ได้รับการออกแบบให้สามารถควบแน่นไอทั้งหมดที่ออกมาจากยอดของหอกลั่น

8) เครื่องควบแน่นบางส่วน (Partial Condenser) คล้ายกับเครื่องควบแน่นหมด เครื่องควบแน่นบางส่วนเป็นเครื่องควบแน่นประเภทหนึ่งที่ใช้กับหอกลั่น แต่มีจุดประสงค์ใช้เพื่อเพียงในการควบแน่น ส่วนหนึ่งของไอที่ออกจากยอดของหอกลั่นให้เป็นของเหลว

9) เครื่องระบายความร้อน (Cooler) เครื่องนี้มีหน้าที่ระบายความร้อนออกจากของไหลเพื่อลดอุณหภูมิของของไหล

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

11) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในคำจำกัดความที่แคบนี้ แตกต่างจากเครื่องต่างๆ ที่กล่าวมาข้างต้น ในแง่ที่ว่าจุดประสงค์เพื่อให้ความร้อนแก่ของของไหลตัวหนึ่ง ในขณะที่เดียวกันกับที่ระบายความร้อนออกจากของไหลอีกตัวหนึ่ง โดยทั่วไปจะใช้แม่น้ำ หรือน้ำบ่อในการระบายความร้อน หรือ ควบแน่นไอ แต่ในบางครั้ง อาจใช้สารทำความเย็นจำพวกแอมโมเนีย แคลเซียมคลอไรด์ ฟรอน เป็นต้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องมีใช้เสมอกับหอกลั่น ซึ่งทำหน้าที่แยกองค์ประกอบต่างๆ ออกจากของเหลวผสม โดยอาศัยความแตกต่างของจุดเดือดขององค์ประกอบเหล่านั้น โดยเฉพาะอย่างยิ่ง โรงกลั่นน้ำมันจะมีหอกลั่นจำนวนมาก ในกรณีนี้จะเห็นได้ว่าหอกลั่นหนึ่งหอยังต้องการอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 4 ประเภท ดังนั้น จึงทำให้เราสามารถวาดภาพออกได้ว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความร้อนมีความสำคัญมากเพียงไร

3.1.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีมากมายหลายประเภท แต่เมื่อแยกประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์แล้ว มีดังต่อไปนี้

1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ

เนื่องจากโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เป็นแบบง่ายๆ และราคาข้อมเยาจึงมีใช้กันมากในปัจจุบันจะพบเห็นบ่อยๆ ในรูปของเครื่องระบายความร้อนแบบกล่อง (Box Cooler) ในกระบวนการกลั่นน้ำมัน และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดเล็ก หรือในกรณีที่ใช้ของเหลวที่มีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูง โครงสร้างของประเภทนี้ไม่ต้องการกรรมวิธีการผลิตที่ละเอียดลออวัสดุที่ใช้ทำขดท่อ มีตั้งแต่ท่อทองแดง ท่อเหล็ก จนถึงวัสดุที่แปรรูปได้ยาก เช่น กระเบื้องดินเผา เซรามิก แก้ว เหล็กหล่อซิลิกอนสูง (High Silicon Cast Iron) กราไฟท์ (Graphite) ยางสังเคราะห์ (Synthetic Rubber) เป็นต้น เนื่องจากเป็นขดท่อจึงมีความแข็งแรงสูงแม้ว่าของไหลในท่อจะมีความดันสูง ดังนั้น ข้อดีคือปัญหาการรั่วไหลมีน้อย เมื่อเทียบกับสัดส่วนภายนอกของเครื่องด้วยเหตุนี้ ในอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของเครื่อง จึงมีค่าน้อย เครื่องแบบนี้มักใช้สำหรับการควบคุมอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บให้มีค่าอยู่ใน ช่วงที่ต้องการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

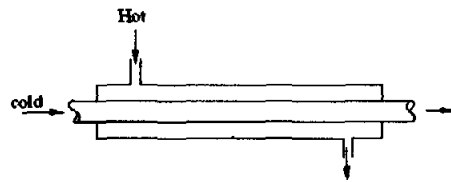
2) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปิด

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ใช้ระบายความร้อน โดยการปล่อยให้น้ำหยดลงบนท่อที่ติดตั้งอยู่ในแนวระดับ เพื่อลดอุณหภูมิของของไหลที่ไหลอยู่ภายในท่อ ชื่อเรียกอื่นๆ ของเครื่องประเภทนี้ก็มี เช่น เครื่องระบายความร้อนแบบทริกเคิล (Trickle Cooler) แบบทรอมโบน (Trombone Cooler) แบบคาสเคด (Cascade Cooler) หรือแบบตัว S (S-type Cooler) เป็นต้น โครงสร้างทั่วไปประกอบด้วย ท่อตรง ส่วนโค้ง (Bend) และสามารถวางซ้อนกันได้หลายๆ ชั้น เพื่อเพิ่มความของเครื่อง เครื่องแบบนี้เหมาะที่จะใช้กับของไหลความดันสูงที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง เพราะโอกาสที่จะเกิดการรั่วไหลมีน้อย และถ้าเกิดการรั่วไหลขึ้นก็รู้ได้ทันที วัสดุที่ใช้ทำท่อมีตั้งแต่ท่อเหล็ก จนกระทั่งวัสดุประเภทต่างๆ ที่ทนการกัดกร่อน เช่นเดียวกับที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ

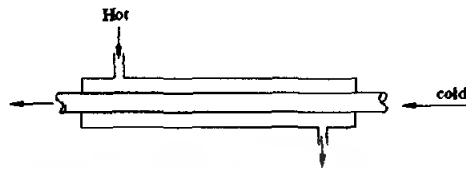
3) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

โครงสร้างของเครื่องแบบนี้ประกอบด้วยท่อ 2 ขนาดซ้อนกันอยู่ โดยมีแกนกลางของท่อ ร่วมกันของไหลชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในท่อใน และของไหลอีกชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในช่องว่างรูปวงแหวนระหว่างท่อในและท่อนอก โดยทั่วไปปลายข้างหนึ่งจะถูกเชื่อมกันด้วยท่อโค้งรูปตัว U บางทีก็เรียกชื่อตามรูปร่างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแฮร์พิน เครื่องแบบนี้เหมาะสำหรับการเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลภายในท่อที่มีความดันสูง ความหนืดสูง หรือฤทธิ์กัดกร่อนสูง ในบางครั้งจะใช้ท่อที่มีครีปเป็นท่อชั้นใน เพื่อเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อน และความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่อง

ลักษณะเด่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น คือ โครงสร้างค่อนข้างง่าย ราคาของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ความร้อนมีราคาถูก และเมื่อมีความจำเป็นสามารถเพิ่มความสามารถทำงานได้ง่าย โดยการเอาเครื่องที่มีส่วนคล้ายกันหลายๆ ชุดมาต่อกับแบบอนุกรม (Series) หรือแบบขนาน (Paralle) เพื่อให้ของไหลไหลสวนทางกันด้วยความเร็วที่เหมาะสม ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะมีค่าสูง ในขณะที่ความดันสูญเสียที่ต่ำ แต่เมื่อขนาดของเครื่องเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ ปริมาตรของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ถ่ายเทความร้อน จะเพิ่มตามขึ้นทำให้ราคาของเครื่องค่อนข้างแพง เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่น ดังนั้น เครื่องแบบนี้จึงควรเลือกใช้ในกรณีที่ปริมาณการถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อย หรือในกรณีที่ต้องการพื้นที่ถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า 20 m^2

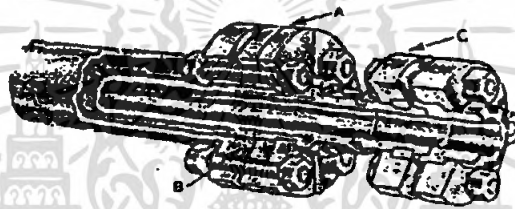


(a)



(b)

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

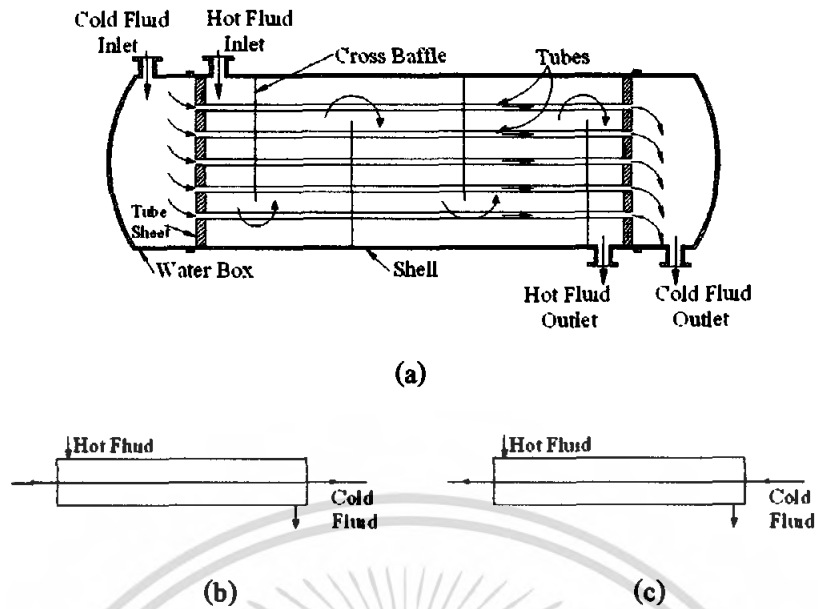


รูปที่ 3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

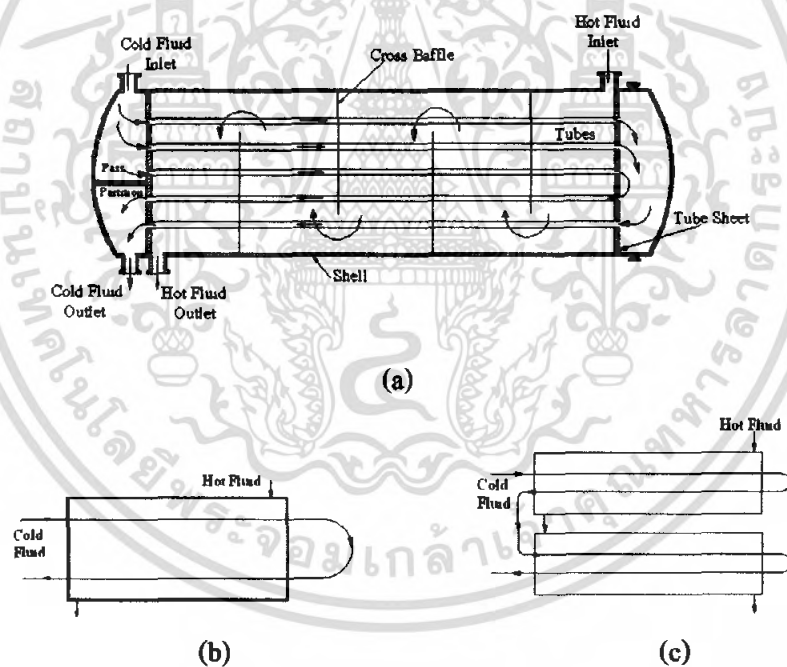
4) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี ส่วนใหญ่มีลักษณะเป็นประเภทนี้ เนื่องจากความนิยมใช้อุปกรณ์ประเภทนี้มีมากที่สุด ส่วนประกอบของ Heat Exchanger จะมีพวก tube bundle, front and rear end header and baffles จะขึ้น กับช่องว่าง, อัตราการไหล (flow rate), การเกิด pressure drop และ tube support requirement และการไหลที่ทำให้เกิดการสัมผัสกันภายในท่อ 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 ไม่จำเป็นต้องลึกลับหากเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบ liquid to gas ครีบบจะต้องถูกตัดเข้าไปใน gas side ของ tube ซึ่งเป็นจุดที่ค่า Heat transfer coefficient ต่ำ แบบ gas to gas จะใช้กับ Exhaust gas และเครื่องอุ่นอากาศ สำหรับระบบ gas – turbine, cryogenic gas – liquefaction และ shell furnaces ทั้งในและนอก tube จะมีการติดครีบบเข้าไปเพื่อเป็นการเพิ่ม Heat transfer

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



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



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

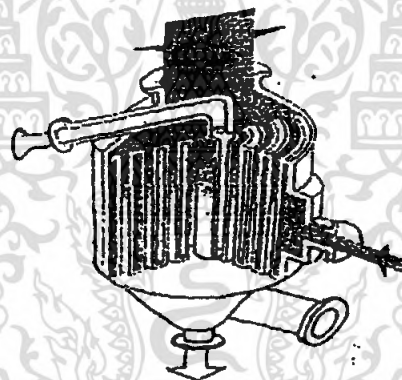
5) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคาบปลายป็น

เส้นทางไหลภายในท่อประเภทนี้ที่นอกซึ่งปลายข้างหนึ่ง มีฝาปิดอยู่ และท่อในซึ่งอยู่ในท่อนอก ของไหลภายในท่อจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลภายในเชลล์ ในระหว่างที่ไหลอยู่ในช่องว่างระหว่างท่อในและท่อนอก เนื่องจากมีคัทของเครื่องประเภทนี้สามารถติดตั้งหรือถอดออกได้ โดยไม่เกี่ยวข้องกับของเหลวภายในเชลล์ เครื่องประเภทนี้จะสะดวกที่จะสอดเข้า

ในภาชนะบรรจุระบบท่อได้โดยตรงเพื่อเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของไหลในเซลล์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสันดาปเป็น นิรราคาสูง เมื่อเทียบกับเครื่องชนิดอื่นๆ ดังนั้น จึงไม่เหมาะสมสำหรับงานที่มีอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง แต่เหมาะสำหรับใช้กับอุปกรณ์ที่มีอยู่แล้ว เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนจากเดิมให้สูงขึ้น

6) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน

ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 3.5 โครงสร้างแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ประกอบด้วยท่อทองแดงและท่ออลูมิเนียม หรือท่อวัสดุอ่อนอื่นๆ ซึ่งเล็กและยาว หมุนวนเป็นเกลียวหลายๆ ชั้น แล้วบรรจุในภาชนะรูปทรงกระบอก ผลที่ได้คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนมาก แต่มีการสูญเสียความร้อนน้อยมาก เพราะพื้นที่ผิวที่ความร้อนหนีออกจากเครื่องมีน้อย โดยโครงสร้าง นอกจากการผลิตการซ่อมแซมทำได้ยากและราคาสูงแล้วข้อเสียอย่างอื่นคือ ของไหลในท่อ และในเซลล์จะต้องสะอาด และมีฤทธิ์กัดกร่อนน้อยจึงจะใช้ได้ ในปัจจุบันนี้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวนส่วนใหญ่จะใช้กับอุปกรณ์แยกก๊าซซึ่งทำให้อากาศหรือก๊าซอื่นๆ กลายเป็นของเหลวที่อุณหภูมิต่ำมากๆ เพื่อทำการแบ่งแยกต่อไป



รูปที่ 3.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน

7) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ใช้อากาศเป็นตัวระบายความร้อนแทนน้ำเย็น จึงเป็นที่นิยมใช้กันเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ในปัจจุบันนี้ ซึ่งขาดแคลนน้ำระบายความร้อน โครงสร้างของเครื่องมี 3 องค์ประกอบ คือ มัดท่อซึ่งประกอบด้วยท่อถ่ายเทความร้อนที่มีครีป (Fim) โครงเหล็ก ซึ่งใช้สำหรับยึดมัดท่อและเครื่องเป่าลมพร้อมมอเตอร์สำหรับผ่านมัดท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศมีทั้งแบบเป่าพัดอากาศผ่านมัดท่อ และแบบที่ชักนำอากาศให้ผ่านมัดท่อ คุณสมบัติพิเศษของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้คือ ไม่ต้องอาศัยน้ำเป็นตัวระบายความร้อน (ผลคือ ไม่ต้องกังวลเรื่องการแสวงหาแหล่งน้ำ หรือการแก้ไขคุณภาพของน้ำที่ใช้) และอากาศที่ใช้สำหรับระบายความร้อนก็มีอยู่ไม่จำกัดปริมาณยิ่งกว่านั้น เหตุขัดข้องที่เกิดจากสนิม หรือความสกปรกของกรณีที่ใช้น้ำระบายความร้อนก็ไม่มีข้อดีอย่างอื่นคือ ค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้และจะเผยแพร่โดยไม่คิดค่าใช้จ่ายภายใต้การดูแลของกรมส่งเสริมการค้าระหว่างประเทศ กระทรวงพาณิชย์ หากมีข้อสงสัยหรือต้องการข้อมูลเพิ่มเติม กรุณาติดต่อกรมส่งเสริมการค้าระหว่างประเทศ โทร. 0-2562-54343 หรือ 0-2562-54344

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บำรุงรักษาถูกกว่ากรณีอื่นที่ใช้ และเวลาเกิดการรั่วไหลของท่อขึ้น เรื่องนี้ก็จะเข้าไปปนกับของเหลวภายในท่อที่ไม่มี อย่างไรก็ตามก็มีข้อเสียหลายอย่าง เช่น เติงดังต้องใช้พื้นที่ติดตั้งมาก ค่าก่อสร้างสูง

8) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกหุ้ม

มีใช้ในกระบวนการของอุตสาหกรรมเคมีมาเป็นเวลานาน โครงสร้างของเครื่องประกอบด้วยเปลือกหุ้มถังเก็บหรือถังปฏิกรณ์ (Reactor) เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนข้อเสียคือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าต่ำเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อหรือแบบอื่นๆ อีกทั้งพื้นที่ถ่ายเทความร้อนก็ถูกจำกัดโดยขนาดของตัวถัง ดังนั้นจึงไม่เหมาะสำหรับงานที่มีจุดประสงค์หลักเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนข้อดีคือ โครงสร้างเป็นแบบง่าย ราคากถูกและความจุของภาชนะภายในสูง ดังนั้นจึงเหมาะสำหรับการให้ความร้อน หรือทำความเย็นแก่ของเหลว โดยเฉพาะอย่างยิ่งสะดวกสำหรับการรักษาอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บหรือถังควงให้คงที่ในบางครั้งเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพถ่ายเทความร้อนอาจมีการติดตั้งเครื่องกวนสำหรับของเหลวภายในถังหรือเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อน โดยใช้ท่อถ่ายเทความร้อนร่วมด้วย โดยปกติแล้วการทำความสะอาดภายในเปลือกหุ้มทำไม่ได้ ดังนั้น ของไหลที่ใช้ในเปลือกหุ้มควรเป็นไอน้ำ น้ำเย็น ฟรีออน (Freon) หรือแอมโมเนีย (Ammonia) ที่มีความสกปรกน้อย

9) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

คือการเอาแผ่นถ่ายเทความร้อนหลายๆ แผ่นมาวางเรียงกันในระยะที่ห่างคงที่แล้วให้ของเหลวแต่ละชนิดไหลผ่านช่องว่างระหว่างแผ่นในลักษณะสลับกัน ช่องเว้นช่อง เครื่องแบบนี้มักใช้กับการเพิ่มอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าหม้อไอน้ำ (Boiler) ในกรณีนี้ค่าสูญเสียความดันจะมีน้อย แต่ประสิทธิภาพก็ไม่สู้ดีนัก ปัจจุบันได้มีการปรับปรุง และพัฒนาเครื่องแบบนี้ โดยจะใช้แผ่นเหล็กสแตนเลส (Stainless Steel) บางๆ หรือแผ่นไทเทเนียม (Titanium) ซึ่งทนต่อสนิมได้อย่างดี เอามาอัดให้เกิดส่วนนูน ส่วนเว้า แล้ววางประกบกันหลายๆ แผ่น ของไหลแต่ละชนิดจะไหลสลับกันไปทางช่องว่างที่เกิดจากการประกอบเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มความแข็งแรง ป้องกันการรั่ว และให้มีช่องว่างไหลดี ผิวของแผ่นนำความร้อนจะมีทั้งส่วนนูนและส่วนเว้าปะเก็น (gasket) จะถูกติดตั้งไว้ในตำแหน่งที่เหมาะสมเพื่อป้องกันไม่ให้อากาศรั่วไหลและรักษา ระยะห่างระหว่างแผ่นที่ต้องการสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปรับปรุงใหม่นี้มีค่าสูง ส่วนคุณลักษณะดีเด่นอย่างอื่น คือ สามารถถอดเป็นแผ่นๆ ออกมาทำความสะอาดได้ทั่วถึง การบำรุงรักษาก็ง่าย และสามารถปรับปริมาณการถ่ายเทความร้อนได้โดยการเพิ่ม หรือลดจำนวนแผ่นถ่ายเทความร้อน เนื่องจากปะเก็นที่ใช้โดยปกติทำจากยางหรือสังเคราะห์ จึงไม่เหมาะที่จะใช้กับอุณหภูมิสูง หรือความดันสูง เครื่องแบบนี้นิยมใช้กันมากในอุตสาหกรรมเวชภัณฑ์ และอุตสาหกรรมอาหาร ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูงประมาณ $1300\text{--}3500 \text{ kcal} / \text{m}^2 \text{ hr}^\circ\text{C}$ ส่วนของความดันและอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้ได้ ประมาณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์ไว้เฉพาะเพื่อการวิจัยและพัฒนาในอุตสาหกรรมเท่านั้น ไม่สามารถนำข้อมูลไปใช้เพื่อการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5 kg/cm^2 และ 150°C ตามลำดับแผ่นจะต้องราบเรียบ หากแผ่นไม่สมมาตรจะไม่สามารถใช้กับงานที่ต้องทนความดันกับความดันสูง ค่าของ compactness factor จะอยู่ในช่วง 120 ถึง 230 การเอาแผ่นถ่ายเทความร้อน 2 แผ่น มาประกบกันให้เกิดช่องทางไหลเหมือนกับขดท่อ ลักษณะการใช้มีตั้งแต่การเอามาวางประกบกันหลายๆ แผ่น ให้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น การวางใช้ภาชนะบรรจุแทนขดท่อถ่ายเทความร้อน (Coil) ตลอดจนการวางติดกับผนังถังแทนปลอกหุ้ม (jacket)

10) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหอยโข่ง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้สร้างขึ้นจากแผ่นราบ 2 แผ่น ที่เอามาตัดขนาดกันให้เหมือนลายหอยโข่ง คุณลักษณะที่เด่นชัดคือ โครงสร้างเป็นแบบไม่จำเป็นต้องคำนึงถึงการยึดหดตัวเชิงความร้อนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูง เมื่อเทียบกับค่าสูญเสียความดันที่น้อย และการไหลก็สม่ำเสมอด้วย ดังนั้น จึงสามารถออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ขนาดเล็กเมื่อเทียบกับพื้นที่ถ่ายเทความร้อน ข้อเสียคือ ทำความสะอาดหรือซ่อมแซมได้ยากเพราะปกติสร้างขึ้นโดยการเชื่อมโลหะ ดังนั้นจึงไม่เหมาะที่จะใช้กับของไหลที่สกปรกมาก ของไหลที่มีฤทธิ์กัดกร่อนแตกต่างกัน หรือของไหลที่มีความดันสูง ในปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมกระดาษ อุตสาหกรรมอาหาร เป็นต้น แต่การใช้ที่เหมาะสม คือใช้เป็นเครื่องทำความเย็นในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งใช้เป็นเครื่องควบแน่นที่ความดันใกล้เคียงบรรยากาศ

11) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบบล็อกร

ส่วนใหญ่แล้วเลือกใช้วัสดุประเภทโลหะที่เหมาะสมกับการแลกเปลี่ยนความร้อน ระหว่างสารเคมีสองชนิดที่มีฤทธิ์กัดกร่อน ผิดแผกกันนั้นทำได้ลำบาก ในกรณีเช่นนี้สมควรที่จะใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบบล็อกร ซึ่งทำจากตะกั่วดำหรือวัสดุทนการกัดกร่อนต่อสารเคมีอื่นๆ โครงสร้างของเครื่องประกอบด้วย ก้อนวัสดุทนการกัดกร่อน ซึ่งเจาะรูจำนวนมากให้ตั้งฉากกันระหว่างแต่ละชั้นของรู ของไหลแต่ละชนิดไหลสลับชั้นกันไปตามรูปที่เจาะไว้เครื่องแบบนี้ใช้ในอุตสาหกรรมเคมีภัณฑ์ เช่น กรดกำมะถัน และเคมีภัณฑ์อื่นๆ

12) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ได้มาจากความคิดริเริ่มที่ต้องการลดขนาดของเครื่องให้เล็กที่สุดแต่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนสูง เพื่อให้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรหนึ่งหน่วยมีค่าสูง ในกรณีที่ใช้ท่อกลมปกติจะใช้ท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กกว่า $1/4$ นิ้ว ร่วมกับครีบบหรือแผ่น โครงร่างแสดงตัวอย่างทั่วไปของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดเนื่องจากโครงสร้างแบบนี้ซ่อมแซมทำความสะอาดได้ยากและอุณหภูมิหรือความดันที่ใช้ก็มีจำกัด จึงไม่

ค่อยใช้ในกระบวนอุตสาหกรรมเคมี แต่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดระหว่างก๊าซ 2 ชนิด ที่สกปรกน้อย

ตารางที่ 3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ

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

ตารางที่ 3.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของสมรรถนะ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ สำหรับกรณีของก๊าซร้อน และก๊าซเย็น

ประเภท เครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน	ความดัน ที่สูญเสีย	สัมประสิทธิ์ การถ่ายเท ความร้อน	การ บำรุง รักษา	ราคา	พลัง งาน เสริม	การรั่ว หด ของ ไหล	พื้นที่การ ถ่ายเท ความร้อน ต่อปริมาตร หน่วย	คะแนน รวม
Regeneration	ปาน กลาง3	สูง 4	ยาก 2	สูง 2	จำเป็น	มี 0	มาก 4	15
Shell and tube	สูง 2	สูง 4	ธรรมดา 3	ปาน กลาง 3	ไม่ จำเป็น	ไม่มี 5	น้อย 2	19
Plate fin	ต่ำ 4	ปานกลาง 3	ธรรมดา 3	สูง 2	ไม่ จำเป็น	ไม่มี 5	มากพิเศษ 5	22
Recirculating	ต่ำ 4	ต่ำ 2	ยาก 2	สูง 2	จำเป็น	ไม่มี 5	มากพิเศษ 3	18
Heat-pipe	ต่ำ 4	สูง 4	ง่าย 5	ปาน กลาง 3	ไม่ จำเป็น	ไม่มี 5	มาก 3	25

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอก **80865** ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

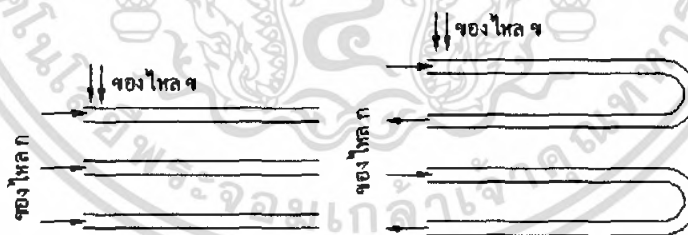
อย่างไรก็ดีถ้าการเลือกวัสดุ และการออกแบบฮีทไปป์กระทำอย่างไม่ถูกต้องก็อาจเกิดปัญหาในการใช้งานได้ เช่น การหลุดของผนังท่อ จะทำให้ฮีทไปป์หมดประสิทธิภาพในการทำงานโดยสิ้นเชิง การผุกร่อนของผนังด้านในอาจก่อให้เกิดการอุดตัน หรือเสื่อมคุณภาพได้ บางครั้ง วิกต์อาจเกิดการแห้งตัวได้ (Dry out) ถ้าแรงคาพิลลารีมีไม่เพียงพอที่จะถ่ายเทความร้อนของของเหลวควบแน่นกลับไปช่วงการระเหยได้ทันของเหลวใช้งานก็อาจเสื่อมคุณภาพได้ที่ อุณหภูมิสูงเกินไป

3.1.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม flow arrangement

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

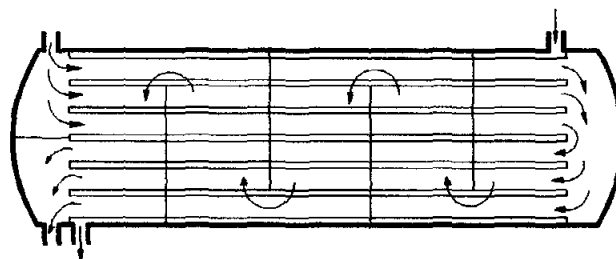


(ก) แบบไหลสวนทางกัน (ข) แบบไหลขนานกัน
รูปที่ 3.6 (ก)การไหลขนานกัน (ข)การไหลสวนทางกัน



(ก) แบบไหลที่ขยเดียว (ข) แบบไหลสองที่ขย

รูปที่ 3.7 การไหลตัดขวางกัน (ก)แบบไหลที่ขยเดียว (ข)แบบไหลสองที่ขย



รูปที่ 3.8 การไหลแบบ Multi passing

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.5 ลักษณะที่แบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่ง Transfer Process

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

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

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

- 2) Indirect Contact จะเป็นพวกหม้อน้ำรถยนต์ (Automobile Radiators)

3.1.6 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่งตาม Compactness

เป็นการแบ่งวัดตามอัตราส่วนของ Heat Transfer surfer one area ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ต่อปริมาตรของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หากมีค่ามากกว่า $700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ จะเรียกว่าเป็น Compact heat exchanger ยกตัวอย่างก็จะเป็นพวก Automobile radiator จะมี Area Density ประมาณ $1100 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ สำหรับ Vehicular gas turbine จะมี Area Density ประมาณ $20000 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ เป็นต้นจะถือว่าเป็น Area Density เข้าใกล้ปอดของมนุษย์ (Human lungs) สำหรับ Plane tubular และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Shell and tube exchanger) ที่มี Area Density ในช่วง 70 ถึง $500 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ จะไม่ถือว่าเป็น Considered Compact สำหรับการทำให้ Ratio มีค่าสูงทำได้โดยการติดครีป (fins) ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างแก๊สไปที่ของเหลว (gas to liquid) Heat transfer Coefficient ของทางด้านแก๊ส (gas) น้อยกว่าทางด้าน (liquid) จะต้องมีการติดครีป (fin) ทางด้านแก๊ส เพื่อความกะทัดรัดมากขึ้น

บทที่ 4

วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.1 วัสดุที่ใช้ในการทำ Heat Exchanger

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ แทบทั้งหมดทำจากโลหะแทบทั้งสิ้น โลหะเป็นวัสดุที่มีให้เลือกใช้อย่างกว้างขวางพร้อมลักษณะสมบัติความแข็งแรงที่หลากหลาย โลหะสามารถแต่งขึ้นรูปได้สะดวกและสามารถเชื่อมต่อโดยการเชื่อมหรือบัดกรี ปัจจัยทางด้านเศรษฐกิจเป็นตัวชี้มาให้ใช้ โลหะที่มีราคาต่ำสุดที่ยังสามารถทนต่ออัตราการไหลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้สามารถในการทนต่ออัตราการไหลที่สำคัญคือ ความต้านทานต่อการกัดกร่อนของเหลวและไอที่กัดกร่อน เช่น กรดไฮดรอกซอริก กรดกำมะถัน และกรดฟอสฟอริก เป็นเหตุให้ต้องหันไปใช้โลหะที่มีราคาแพง เช่น ไททาเนียม แทนทาลัม เซอร์โคเนียม และแอสเทลอย ตลอดจนโลหะผสมอื่นๆ ของโลหะบางชนิดมีความกัดกร่อนมากจนไม่สามารถหาโลหะที่มีความเหมาะสมในเชิงความต้านทานต่อการกัดกร่อนได้ ภายใต้ข้อจำกัดทางเศรษฐศาสตร์ ทางเลือกก็คือ ใช้โลหะที่ไม่ใช่โลหะ เช่น พลาสติก แก้ว ไฟไฟต์ แก้ว เป็นต้น

ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สิ่งที่จะต้องคำนึงถึงเป็นครั้งแรกคือการเลือกใช้วัสดุ วัสดุที่เหมาะสมที่สุดสำหรับความดัน อุณหภูมิ ตลอดจนคุณสมบัติเชิงกายภาพ และคุณสมบัติเชิงเคมีของของไหลที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อน

4.1.1 วัสดุประเภทเหล็ก (Ferrous Materials)

4.1.1.1 เหล็กเหนียวคาร์บอนมีความแข็งแรง (Strength) สูงเมื่อเทียบกับราคา และอาจถือได้ว่าความแข็งแรงที่อุณหภูมิสูงถึง 350°C เกือบเท่ากับที่อุณหภูมิห้อง เหล็กเหนียวคาร์บอนสามารถต่อการกัดกร่อนเชิงเคมีโดยค่าได้ค่อนข้างดี แต่ถูกกัดกร่อนโดยกรดได้ง่าย ดังนั้นจึงนิยมใช้กันอย่างกว้างขวาง สำหรับสถานะที่ไม่ต้องการคุณสมบัติทนต่อการกัดกร่อน ถ้ามีคาร์บอน (C) เกินกว่า 0.30% คุณสมบัติในการเชื่อมจะไม่ดี ดังนั้น เหล็กเหนียวคาร์บอนต่ำ (Low Carbon Steel) ซึ่งมี C น้อยกว่า 0.30% เหล็กเหนียวคาร์บอนยังแบ่งประเภทตามวิธีการไล่ ออกซิเจน (Deoxidation) เป็น Rimmed Steel, Semi-killed Steel และ Killed Steel

1. แผ่นโลหะรีดขึ้นรูป (Rolled Steel) สำหรับโครงสร้างทั่วไป (JIS G 3101: SS) ซึ่งมี SS41 เป็นขอบเขตอยู่รอบนอก เหล็กเหนียวชนิดนี้เกิดการแยกตัว (Segregation) ขององค์ประกอบในเนื้อเหล็กได้ง่าย และสามารถก่อให้เกิดการแตกร้าวเนื่องจากการเชื่อมได้อย่างไรก็ตามปัญหาเหล่านี้จะไม่เกิดเท่าไร กับ แผ่นโลหะรีดขึ้นรูป จนถึงระดับ SS 41 ระบายไอที่ความหนาของแผ่นเหล็กเหนียวไม่เกิน 40-50 mm. ที่อุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิห้องจะเกิดการแข็ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพราะเนื่องจากมีคุณสมบัติที่อุณหภูมิต่ำส่วนที่อุณหภูมิสูงกว่า $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ จะมีการสีกกร่อนง่าย ดังนั้นจึงนิยมใช้กว้างขวางกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนความดันต่ำที่อุณหภูมิต่ำกว่า $350\text{ }^{\circ}\text{C}$

2. แผ่นโลหะรีดขึ้นรูป (Rolled Steel) สำหรับโครงสร้างแบบเชื่อมเหล็ก เหนียวชนิดนี้ได้รับการปรับปรุงคุณสมบัติทางการแยกตัว (Segregation) และทางการแข็งเพราะที่อุณหภูมิต่ำ และมีคุณสมบัติลึกลับทางการเชื่อม ชนิด B,C จะได้รับการทดสอบการกระแทกของชาร์ปี (Charpy's Impact Test) เพื่อรับรองความเหนียวที่อุณหภูมิต่ำ ดังนั้นโดยทั่วไปจึงสามารถใช้ชนิด B ที่ประมาณ $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ และชนิด C ที่อุณหภูมิต่ำประมาณ -10 ถึง $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ได้

3. แผ่นโลหะรีดขึ้นรูป (Rolled Steel) สำหรับหม้อไอน้ำ (JIS G 31.3 : SB) ซึ่งมี SB42 เหล็กเหนียวประเภทนี้มีความเชื่อใจได้สูงเพราะแทบจะไม่ได้เกิดการแยกตัว (Segregation) และคุณสมบัติการเชื่อมและความแข็งแรงที่อุณหภูมิต่ำสูงลิ้นดิ่ง ดังนั้นจึงใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความดันสูง และอุณหภูมิต่ำกว่า $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ แต่ว่าวัสดุ SB จะมีคุณสมบัติที่แข็งตัวที่อุณหภูมิต่ำ ซึ่งวัสดุ SM ไม่ได้เพราะมีการเติมซิลิกอน (Si) เพื่อปรับขนาดของเม็ดผลึกให้มีขนาดปานกลาง และเพื่อความแข็งแรงที่อุณหภูมิต่ำ โดยการกำจัดออกซิเจนด้วย Si ดังนั้นในเวลาที่ต้องการใช้ที่อุณหภูมิต่ำกว่าที่อุณหภูมิห้อง ต้องใช้ความระมัดระวังอย่างเพียงพอ และระบุว่าเป็นแบบอะลูมิเนียมคิลด์ (Aluminum Killed) ผลึกเล็ก เป็นคั้น อุณหภูมิที่ใช้งานคือช่วง -45 ถึง $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ และผลกระทบจากการปรับคุณสมบัติของโลหะด้วยความร้อน (Heat Treatment) จะมีมาก โดยทั่วไป การรมดำ (Quenching) การชุบโลหะ (Tempering) นอร์มอไลซิง (Normalizing) ซึ่งคิดว่าการเผาโดยให้ความร้อนขึ้นทีละน้อยๆ แล้วปล่อยให้เย็นลงอย่างช้าๆ หรือการอบอ่อน นอกจากนี้ของที่แปรรูปในเวลาเย็น หรือของที่แปรรูปในเวลาร้อนแต่อยู่ที่อุณหภูมิต่ำแล้วจะมีค่าทนแรงกระแทก (Impact Value) ลดลง

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

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

1. เหล็กเหนียว C-0.5 Mo เนื่องจากเหล็กเหนียว C-0.5 Mo จะเกิดการแปรรูปเป็นกราไฟต์ (Graphitization) ได้ง่ายถ้าใช้งานที่อุณหภูมิต่ำเป็นเวลานาน ดังนั้นในกรณีที่ต้องการใช้ที่อุณหภูมิต่ำสูง ควรใช้เหล็กเหนียว Cr-Mo แทน แต่ในกรณีที่ต้องการใช้งานที่

อุณหภูมิ 400-480 °C ก็ให้ใช้เหล็กเหนียว C-0.5 Mo จึงมีคุณสมบัติการเชื่อมที่ดี โดยอุณหภูมิที่ต้องอุ่นให้ร้อนคือ 100-200 °C

2. เหล็กเหนียว Cr-Mo การเติม Cr เข้าด้วย จะมีผลดีในการเพิ่มความคงทนและเพิ่มคุณสมบัติทนการกัดกร่อน ดังนั้นจึงใช้เหล็กเหนียว Cr-Mo ซึ่งกรณีที่ต้องการคุณสมบัติทนการกัดกร่อนที่ 450-600 °C โดยใช้เหล็กเหนียว C-0.5 Mo เป็นต้นในแง่ของคุณสมบัติการเชื่อมทั้งส่วนที่ได้รับผลกระทบจากความร้อน และโลหะที่เชื่อมติดสามารถเกิดการแข็งตัวได้เอง (Self - Hardening) เนื่องจากการเชื่อม ดังนั้นจึงอาจมีอันตรายจากการแตกร้าวได้ด้วยเหตุนี้จึงมีความจำเป็นต้องอุ่นให้ร้อน 150-150 °C แล้วแต่ประเภทของเหล็กเหนียวในเวลาเชื่อม

4.1.2 เหล็กกล้าไร้สนิม (Stainless Steel)

4.1.2.1 มาร์เทนซิทิก สแตนเลส สตีล (Martensitic Stainless Steel)

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

4.1.2.2 เฟอไรติก สแตนเลส สตีล (Ferritic Stainless Steel)

เหล็กเหนียวชนิดนี้มี Cr มากกว่า 15% และคุณสมบัติทนการกัดกร่อนของกรดที่มีคุณสมบัติออกซิไดซ์ได้อย่างดีเลิศ เนื่องจากโดยทั่วไปเป็นโครงสร้างแบบเฟอร์ไรท์ (Ferrite) จึงไม่มีคุณสมบัติแข็งตัวด้วยตนเอง (Self Hardening) เนื่องจากการเชื่อม แต่ความเหนียวมีน้อยที่อุณหภูมิต่ำและแข็งเปราะและแตกร้าวได้ง่ายถ้าเชื่อมแผ่นหนา ดังนั้นจึงจำเป็นต้องอุ่นให้ร้อน 70-100 °C ในเวลาเชื่อม นอกจากนี้ยังต้องระวังคุณสมบัติแข็งเปราะ (Embrittment) ที่ 475 °C เป็นพิเศษด้วยถ้าเติม 0.1-0.3%Al เข้าใน 13 Cr โครงสร้างจะกลายเป็นแบบเฟอร์ไรท์ ดังนั้นคุณสมบัติแข็งตัวได้เองในเวลาเชื่อมจึงหมดไป และคุณสมบัติแข็งเปราะที่ 475 °C ก็มีน้อยลงเพราะปริมาณ Cr มีน้อย จึงใช้จนถึง 550 °C สำหรับ โครงสร้างที่เชื่อมได้

4.1.2.3 ออสเทนนิติก สแตนเลส สตีล (Austenitic Stainless Steel)

เหล็กเหนียวไร้สนิมชนิดนี้มี 18 Cr - 8 Ni เป็นตัวแทน และมีโครงสร้างแบบ

ออสเทนนิติกที่มีเสถียรภาพสูง เนื่องจากมีคุณสมบัติทนการกัดกร่อนได้ดีเลิศ จึงนิยมใช้กัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กว้างขวางมากที่สุด โดยแผ่นเหล็กเหนียว (Plate Steel) ท่อนเหล็กเหนียว (Rod Steel) และท่อเหล็กเหนียวโลหะผสมสำหรับหม้อไอน้ำ และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1. ความทนทานที่อุณหภูมิสูง

เมื่อเทียบกับเฟอร์ริติก สแตนเลส สตีล และออสทีนิก สแตนเลส สตีล มีความทนทานดีกว่าที่อุณหภูมิสูงกว่า 600°C ส่วนของ SUS 32, SUS 43, SUS 29 ซึ่งมีการเติมธาตุจำพวก Mo (Molybdenum), Nb (Niobium), Ti (Titanium) จะมีความต้านทานต่อการสึกกร่อนที่อุณหภูมิประมาณ 650°C ส่วนของ SUS 29 จะมีความแข็งแรงลดลงเล็กน้อย ที่อุณหภูมิสูงกว่า 800°C และความแข็งแรงของ SUS 42 จะสูงสุด ส่วนของ SUS 41 จะลดลงเล็กน้อย

2. คุณสมบัติทนการกัดกร่อน

การกัดกร่อนของเหล็กกล้าสแตนเลส ออสทีนิก (Austenitic Stainless Steel) มีแบบการกัดกร่อนทั่วไป (General Corrosion) การกัดกร่อนภายใน (Intergranular Corrosion) และการเป็นหลุม (Pitting) การกัดกร่อนทั่วไป คือการกัดกร่อนทั่วพื้นผิวของออสทีนิก สแตนเลส สตีล ซึ่งสัมพันธ์กับของเหลวหรือก๊าซเพราะคุณสมบัติทนการกัดกร่อนน้อย โดยกรดที่มีคุณสมบัติ รั้วคิ้วซ์ อย่างเช่น กรดกำมะถันเจือจาง, กรดน้ำส้ม (Acetic Acid) เป็นต้น การกัดภายในเกิดจากการแยกตัวของสารคาร์ไบด์ของโครเมียม (Chromium Carbides) ไปที่ผิวร่วมของเม็ดผลึกที่อุณหภูมิระหว่าง $500-850^{\circ}\text{C}$ โดยเฉพาะช่วง $650-700^{\circ}\text{C}$ ในระหว่างการแปรรูปหรือในระหว่างการใช้งานผล ก็คือทำให้เกิดการกัดกร่อนเนื่องจากการแข็งเปราะ จากผิวร่วมของเม็ดผลึกนั้น การกัดกร่อนที่เกิดขึ้นได้ง่ายกับวัสดุที่รับผลกระทบจากความร้อน เช่น การแปรรูปในขณะร้อน และการเชื่อม เป็นต้น มาตรการแก้ไขก็คือ ทำให้ตัวอย่างรวดเร็วจากอุณหภูมิสูง $1,050^{\circ}\text{C}$ เพื่อให้สารประกอบคาร์ไบด์ละลายแข็งอยู่ในออสเตอไรต์ (Austemite) หรือใช้ SUS 28, SUS 33 ซึ่งมี C% ต่ำ หรือใช้ SUS 43, SUS 29 ที่เติม Nb หรือ Ti เข้าไป การกัดกร่อนที่เกิดขึ้นได้ง่ายในสารละลายที่มีสารประกอบคลอไรด์ สารละลายด่าง (Alkaline Solution) หรือสารละลายอื่นๆ โดยเฉพาะอย่างยิ่งคุณสมบัติทนสารละลายที่มีคลอไรด์ไอออน (Chloride Ion) ผสมอยู่จะมีน้อยในกรณีนี้จะพบเห็นรอยร้าวเล็กๆ จำนวนมาก และการแตกร้าวที่แยกกิ่งก้าน ทั้งๆ ที่ไม่มีการกัดกร่อนทั่วไปเกิดขึ้น และการแตกร้าวเล็กๆ นี้จะตัดทะลุผลึกโดยไม่เกี่ยวกับการกัดกร่อนภายใน มาตรการป้องกัน สเตรส คอร์รชัน นั้นกระทำไต่ยาก นอกจากจะใช้วัสดุที่มี Ni เปอร์เซ็นต์สูง

3. การแยกเฟส (Phase Segregation)

ถ้าทำให้ร้อนเป็นเวลานานที่อุณหภูมิสูง เฟอร์ริติก และออสทีนิก สแตนเลส สตีล ในบางครั้งจะเกิดการแยกตัวของซิกมาเฟส ทำให้คุณสมบัติอ่อน (Ductility) และคุณสมบัติเหนียว (Tenacity) ลดลงอุณหภูมิที่ซิกมาเฟสแยกตัวได้ง่ายจะขึ้นกับประเภทของเหล็กเหนียวก็จริง แต่การแข็งเปราะ (Embrittlement) จะเกิดขึ้นถ้าทำให้ร้อน $540-850^{\circ}\text{C}$ แทน แต่ว่าอุณหภูมิที่ซิกมาเฟสแยกตัวออก ทำให้เกิดซิกมา เอ็มบริทเทิลเมนต์ (Sigma Embrittlement) ได้ และการกำจัดแรงเค้นอย่างแท้จริงก็ทำได้ลำบาก จึงมีความจำเป็นต้องระวังเรื่องแรงเค้นเหลือค้าง

4.1.2.4 เหล็กเหนียวสำหรับอุณหภูมิต่ำ

1. เหล็กเหนียว Ni ต่ำ

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

2. ออสเทนนิติก แอสตนเลส สตีล (Austenitic Stainless Steel)

SUS 27, SUS 28 สามารถใช้ได้กับของที่อุณหภูมิต่ำจนถึง -273 °C เนื่องจากออสเทนนิติก แอสตนเลส สตีล มีโครงสร้างผลึกแบบ เฟส เซ็นเตอร์ คิวบิกอล เลททิค (Face-centered Cubical Sattices) จึงไม่เกิดการแข็งเปราะที่อุณหภูมิต่ำ (Cryogenic Embrittlement) แต่โครงสร้าง ออสเทนไนท์ ไม่มีเสถียรภาพ ออสเทนนิติก แอสตนเลส สตีล จะเกิดการแยกตัวของ เฟอไรต์ ไรท์ไค์ง่ายหรือมีโครงสร้างเฟอไรท์ผสมอยู่ด้วย โครงสร้างออสเทนไนท์ที่กึ่งเสถียรภาพ (Metastable) เพราะมีการแปรรูปเป็น เฟอไรท์ (Ferritic Transformation) มากจะเกิดการแข็งเปราะที่อุณหภูมิต่ำได้ง่าย นอกจากนี้โครงสร้างแบบกึ่งเสถียรภาพ ยังก่อให้เกิดการแยกตัวของซิกม่าเฟส และการแยกตัวของสารประกอบคาร์ไบด์ที่ผิวร่วมของเม็ดผลึก ซึ่งทำให้ความทนทานลดลง

4.1.3 วัสดุที่ไม่ใช่เหล็ก (Non-Ferrous Materials)

4.1.3.1 ทองแดงและโลหะผสมของทองแดง (Copper and Copper Alloys)

ทองแดงถูกกัดกร่อนได้โดยโลหะหลอมเหลว (Molten metal) แอมโมเนียของเกลือโลหะและสารละลายน้ำที่มีคลอไรด์ไอออน แต่มีคุณสมบัติทนการกัดกร่อนจากบรรยากาศ น้ำจืดและน้ำทะเลเป็นต้น ตลอดจนสารละลายหลายชนิดของกรดที่ไม่มีคุณสมบัติออกซิไดซ์ นอกจากนี้มีค่าความนำความร้อน (Thermal Conductivity) สูงมาก และแปรรูปโดยการโค้งงอและดึงรั้งได้ง่าย ดังนั้นจึงนิยมใช้กันอย่างกว้างขวางเป็นท่อถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นต้น

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

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

4.1.3.2 อะลูมิเนียมและโลหะผสมของอะลูมิเนียม

เมื่อปล่อยทิ้งไว้ในบรรยากาศ อะลูมิเนียมจะเกิดฟิล์มออกไซด์ที่โปร่งใสและเนื้อละเอียดที่ผิวได้ง่าย ฟิล์มออกไซด์มีคุณสมบัติทนการกัดกร่อนของบรรยากาศต่าง ๆ ยกเว้นของกรดฮาโลเจน (Halogen Acid) และ ของด่าง (Alkali) แต่คุณสมบัติทนการกัดกร่อนนี้จะเปลี่ยนได้อย่างมากตามชนิดของสารเจือปนหรือโลหะที่เติมเข้าไป ความแข็งแรง (Strength) มีน้อยก็จริงแต่น้ำหนักเบาและมีคุณสมบัติตีแผ่ (Malleability) โครงสร้างของผลึกเป็นแบบ เฟค เซ็นเตอร์ ภูมิภาค ลมทิก คังนั้นจึงไม่ต้องห่วงเรื่องการเกิดการแข็งเปราะที่อุณหภูมิต่ำ (Cryogenic Embrittlement) และมีคุณสมบัติที่ดีเลิศสำหรับใช้เป็นวัสดุอุณหภูมิต่ำ

4.1.3.3 นิเกิล และ โลหะผสมของนิเกิล

นิเกิลสามารถทนด่าง (Alkali) โดยเฉพาะอย่างยิ่งโซดาไฟ (Caustic Soda) ได้ อย่างสมบูรณ์ และยังทนก๊าซคลอรีน และกรดเกลือได้อย่างดีด้วย แต่ทนกรดที่มีคุณสมบัติออกซิไดซ์ และเกลือของกรด (Acid Salt) ที่มีคุณสมบัติออกซิไดซ์ไม่ได้ดี นิเกิลสามารถทนการกระทำต่าง ๆ ที่อุณหภูมิสูงได้ดี แต่ไม่สามารถทนก๊าซที่มีกำมะถันปนอยู่ได้

4.1.4 วัสดุโลหะ (Non-metallic Materials)

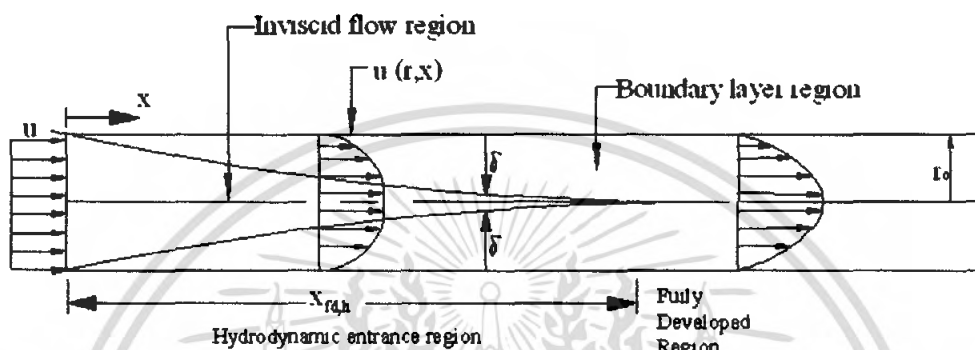
นอกจากปะเก็น (Gasket) แล้ว จะแทบไม่ใช้วัสดุโลหะกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แต่จะมีการใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำด้วยกราไฟท์ที่ซึมผ่านไม่ได้ กับของไหลที่ไม่สามารถใช้วัสดุโลหะได้ กราไฟท์ที่ซึมผ่านไม่ได้นี้มีคุณสมบัติทนการกัดกร่อนดีเลิศ และค่าการนำความร้อนสูง เนื่องจากสัมประสิทธิ์การขยายตัว เนื่องจากความร้อนมีค่าน้อยจึงทนต่อการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิที่รวดเร็วได้ดี คังนั้นจึงเหมาะที่จะใช้ในอุตสาหกรรมผลิตสารเคมี จำพวกกรดเกลือ กรดกำมะถัน เป็นต้น แต่ความแข็งแรง และโครงสร้างไม่อำนวยให้งานที่อุณหภูมิสูงความดันสูง วัสดุใยหิน (Asbestos), ยาง และพลาสติกใช้ทำปะเก็นได้ นอกจากนี้พวก ยาง และยางสังเคราะห์ (Synthetic Resin) ยังใช้เป็นวัสดุบุ (Lining) ได้ถ้าเลือกลักษณะสมบัติให้เหมาะสมกับกรณี

บทที่ 5

ทฤษฎีและสูตรในการคำนวณ

5.1 สถานะการไหลของของไหล

พิจารณาการไหลแบบ ในท่อกลมที่มีรัศมี r_0 ตามรูปที่ 5.1



รูปที่ 5.1 การก่อตัวของบาว์นคาร์เลเยอร์ของการไหลในท่อกลม

สำหรับการไหลภายในท่อนั้น ต้องคำนึงถึงการขยายของช่องบริเวณทางเข้า (entry region) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับว่าการไหลนั้นเป็นอย่างไร แบบลามินาร์หรือเทอร์บูเลนต์ เรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับการไหลภายในท่อกลมกำหนดเป็น

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

เรย์โนลด์นัมเบอร์วิกฤติสำหรับการเปลี่ยนแปลงการไหล จากลามินาร์หรือเทอร์บูเลนต์ เริ่มต้นจาก $Re_{D,c} \approx 2,300$ และการไหลเป็นแบบเทอร์บูเลนต์ เต็มที่ที่ $Re_D \geq 4,000$

สำหรับการไหลแบบลามินาร์ (คือ $Re_D \leq 2,300$) ความยาวของช่องบริเวณทางเข้า สำหรับการปรับตัวหาได้จากสมการ

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

ส่วนในการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ($Re_D \geq 4,000$) นั้น ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหาระยะสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเรย์โนลด์นัมเบอร์ และมีค่าประมาณดังนี้

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

สำหรับค่าที่ใช้ที่นี่ เราจะสมมติว่า $x_{fd} > 10D$ สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2 การเปลี่ยนแปลงความดัน

ปกติวิศวกรมักสนใจเกี่ยวกับความดันลดในการไหลภายในท่อ เนื่องจากตัวพารามิเตอร์นี้เกี่ยวข้องกับภาระขนาดกำลังงานของปั๊มหรือพัดลมโดยตรง ในการหาความดันลดลงเราจะใช้ตัวประกอบเสียดทานของ Moody (หรือ Darcy) ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ โดยนิยามว่า

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

ค่านี้ต่างกับสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน C_f ซึ่งบางครั้งเรียกว่า “ตัวประกอบเสียดทานเฟอนิ่ง” สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว การวิเคราะห์ยุ่งยากมากกว่าต้องใช้ผลจากการทดลองตัวประกอบเสียดทานสำหรับค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่างๆ ได้แสดงโคอะแกรมของ Moody ในรูปที่ 5.3 ตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าขึ้นอยู่กับเรย์โนลด์นัมเบอร์และสถานะผิวของท่อ ซึ่งจะมีค่าน้อยสำหรับผิวเรียบและเพิ่มมากขึ้นเมื่อความหยาบของผิว (e) เพิ่มขึ้นสหพันธ์โดยประมาณ เป็นดังนี้

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

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

นอกจากนี้เรารู้ว่า ความดันลด (Δp) ระหว่างระยะ x_1 ถึง x_2 เป็น

$$\Delta p = - \int_{p_1}^{p_2} dp = f \frac{\rho u_m^2}{2D} \int_{x_1}^{x_2} dx = f \frac{\rho u_m^2}{2D} (x_2 - x_1) \quad (5.7)$$

ซึ่งค่า f หาจากรูปที่ 5.3 และจากสมการ (5.5) และ (5.6) สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ในท่อกลมผิวเรียบ

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

จัดรูปสมการให้อยู่ในรูปตัวแปรไร้มิติ ในรูปของ f จะได้

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

เราอาจจะใช้ f บ่งบอกค่า loss ที่เกิดในท่อร์ูปของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานซึ่ง f เป็นตัวแปรไร้มิติที่เป็นฟังก์ชันของ $f = \phi[\text{Re}, e/D]$

5.3 ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนในท่อ

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

พิจารณาการไหลในท่อของไหล ไหลด้วยอัตรามวลคงที่ และมีการพาความร้อนเกิดขึ้น ผิวภายในโดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ และพลังงานศักย์ ของของไหลรวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางแนวแกนจะไม่นำมาคิดละทิ้งได้ ดังนั้นถ้าไม่มีงานเพลลา ซึ่งกระทำโดยตรงกับของไหลขณะไหลผ่านท่อแล้ว จะมีเพียงอิทธิพลเกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงงานความร้อน และกับงานจากการไหลเท่านั้น

จะได้สมการของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ในท่อร้อนที่อยู่ในชุดทดลอง ดังนี้

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

เราใช้ในการคำนวณค่าความร้อนของการถ่ายเทความร้อนที่อยู่ภายในท่อร้อน ซึ่งค่าความร้อนนี้เราจะให้เท่ากับค่าการแลกเปลี่ยนความร้อนของวิธี Log Mean Temperature Difference (วิธีความแตกต่างอุณหภูมิจลี่ยแบบลอการิทึม)

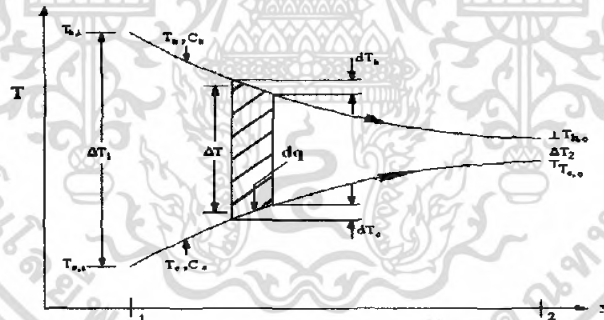
5.4 การถ่ายเทความร้อนโดยวิธีความแตกต่างอุณหภูมิจลี่ยแบบลอการิทึม

วิธีความแตกต่างอุณหภูมิจลี่ยแบบลอการิทึม (Log Mean Temperature Difference) พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยของไหลอาจจะไหลแบบ Counter flow หรือ Parallel flow ก็ได้และรูปร่างของอุณหภูมิจลี่ยสำหรับการไหลทั้ง 2 กรณีนี้ แสดงได้ตามรูปที่ 5.2 เราสามารถหาค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อซ้อนกันสองชั้นได้

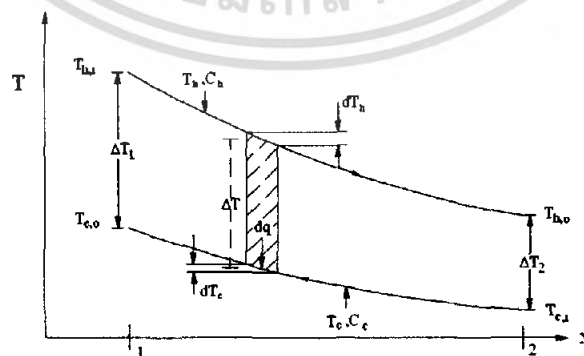
การออกแบบทางด้านความร้อนสมการพื้นฐานที่แสดงถึงความสัมพันธ์ของความร้อน Q คือ

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

ตามรูปที่ 5.2 แสดงว่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิจลี่ยของไหลที่ร้อน และของไหลเย็นแปรเปลี่ยนระหว่างทางเข้า และทางออก ดังนั้นเราคำนวณหาค่าเฉลี่ยเพื่อให้ออกกับสมการ



(a) Parallel flow



(b) Counter flow

รูปที่ 5.2 แสดงรูปร่างของอุณหภูมิจลี่ยสำหรับการไหลตามกัน (a) และการไหลสวนทางกันในท่อซ้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสาร (b) อนุญาตให้ใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

$$dq = -\dot{m}_h c_{ph} dT_h = \dot{m}_c c_{pc} dT_c \quad (5.13)$$

ทำนองเดียวกันการถ่ายเทความร้อนอาจเขียนในรูป

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

จากสมการ (5.14) เขียนใหม่ได้เป็น

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

$$dT_c = \frac{-dq}{\dot{m}_c c_{pc}} = \frac{-dq}{C_c} \quad (5.16)$$

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

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

หาค่า dq จากสมการ (5.16) และแทนสมการ (5.17) ให้

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

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

$$\frac{\ln(T_{2,h} - T_{2,c})}{(T_{1,h} - T_{1,c})} = -UA \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (5.19)$$

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

$$\dot{m}_h c_{ph} = \frac{q}{(T_{1,h} - T_{2,h})} = C_h \quad (5.20)$$

$$\dot{m}_c c_{pc} = \frac{q}{(T_{2,c} - T_{1,c})} = C_c \quad (5.21)$$

แทนกลับในสมการ (5.19) ได้

$$Q = UA \frac{(T_{2,h} - T_{2,c}) - (T_{1,h} - T_{1,c})}{\ln \left[\frac{(T_{1,h} - T_{1,c})}{(T_{2,h} - T_{2,c})} \right]} \quad (5.22)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการ [] ศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เปรียบเทียบ (5.12) และ (5.22) ได้

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{2,h} - T_{2,c}) - (T_{1,h} - T_{1,c})}{\ln \left[\frac{(T_{1,h} - T_{1,c})}{(T_{2,h} - T_{2,c})} \right]} \quad (5.23)$$

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

ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมินี้เรียกว่า Log mean temperature difference (LMTD) ซึ่งเป็นความแตกต่างของอุณหภูมิที่ปลายข้างหนึ่งของเครื่อง ลบด้วยความแตกต่างของอุณหภูมิที่ปลายข้างหนึ่งของเครื่องหารด้วยค่าลอการิทึมธรรมชาติของอัตราส่วนความแตกต่างของอุณหภูมิทั้งสองนี้ สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันเราสามารถหาค่าเฉลี่ยความแตกต่างของอุณหภูมิได้ทำนองเดียวกันกับการไหลตามกันทุกประการ นั่นคือสมการ (5.24) สามารถใช้ได้กับเครื่องแบบไหลสวนทางกันเพียงแต่กรณีนี้ค่า $\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co}$ และ

$\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci}$ เท่านั้นโดยตัวห้อย i และ o หมายถึงทางเข้าและทางออกตามลำดับ

ส่วนสูตรที่ใช้ในการคำนวณของโครงการนี้จะวิเคราะห์ของไหลแบบ Counter flow ซึ่งเราใช้สมการ 5.12 ในการวิเคราะห์ เพื่อหาค่า U (สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม)

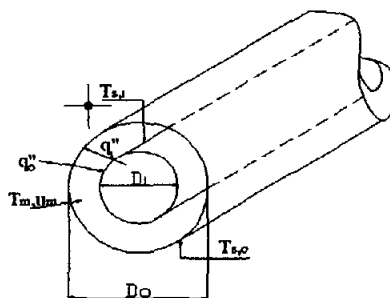
5.5 ค่า Nusselt number

ค่า Nusselt number เป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ ที่มีความสำคัญต่อความร้อนซึ่งอาจเรียกว่าเป็นค่าอัตราส่วนการนำการพาความร้อน จะเห็นได้จากสูตร

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

5.6 การไหลภายในท่อซ้อนกันรูปวงแหวน (Concentric tube annulus)

ปัญหาการไหลภายในท่อจำนวนมากเกี่ยวข้องกับ การถ่ายเทความร้อนในท่อซ้อนกันรูปวงแหวนตามรูปที่ 5.3



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ส่วนตัวเท่านั้น ไม่ควรเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของไหลไหลผ่านช่องว่างรูปวงแหวนในท่อซ้อนกัน และการพาความร้อนที่เกิดขึ้นอาจเข้าสู่หรือออกจากผิวท่อภายในและภายนอกทั้งสองก็ได้ เราสามารถระบุฟลักซ์ความร้อนหรืออุณหภูมิซึ่งเป็นเงื่อนไขทางความร้อนของแต่ละผิวในกรณีใด ๆ ฟลักซ์ความร้อนที่แต่ละผิว อาจคำนวณได้จากสมการในรูป

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

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

สังเกตว่าเราจะแยกค่า h แต่ละกรณีซึ่งเกี่ยวข้องกับผิวภายในและภายนอก และค่า Nu_D ที่สอดคล้องกันอยู่ในรูป

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

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

โดยที่ค่า D_h จากสมการ (5.30) คือ

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

สมการสำหรับหาค่า Nu ในท่อแบบนี้ มีดังนี้

1. การไหลแบบลามินาร์ปรับตัวเต็มที่แล้ว (Laminar fully developed flow) ภายในท่อซ้อนกัน รูปวงแหวนที่มีผิวด้านหนึ่งหุ้มฉนวน และอีกด้านหนึ่งเป็นแบบอุณหภูมิผิวคงที่ ให้ใช้ค่า Nu_i และ Nu_o จากตารางที่ 5.3 สังเกตว่าในกรณีเช่นนี้เราสนใจเฉพาะ h ที่ผิวความร้อนเท่านั้น
2. เหมือนข้อ 1 แต่พื้นที่ทั้งสองเป็นฟลักซ์ความร้อนคงที่ ให้ใช้สมการในรูป

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

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

โดยที่ $Nu_{ii}, Nu_{oo}, \theta_i^*$ และ θ_o^* หาจากตารางที่ 5.4 ส่วนค่า q''_i และ q''_o จะมีค่าเป็นบวก (+) หรือ (-)

3. สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ค่าต่าง ๆ ที่กล่าวในข้อ 2 จะเป็นฟังก์ชันของ Re_D และ Pr อย่างไรก็ตามโดยการประมาณว่า h ที่ผิวนอกและผิวในเท่ากัน และให้หาโดยใช้ค่า D_h แทน D กับสมการ Dittus Boelter คือสมการ (5.36)

สมการของ Colburn จะเป็น

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

Dittus – Boelter ได้เสนอสมการซึ่งต่างกันเล็กน้อย เป็น

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

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

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

สมการนี้ได้รับการยืนยันจากผลการทดลองสำหรับช่วงของเงื่อนไขดังนี้

$$0.7 \leq Pr \leq 160$$

$$Re_D \geq 10,000$$

$$L/D \geq 10$$

ตัวเลขพรันด์เทิล (Prandtl number) เป็นสมบัติการไหลเป็นอัตราส่วนระหว่างสภาพแพร่

ทางโมเมนตัมสภาพแพร่ความร้อน

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

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

เราใช้สมการ Dittus – Boelter ในการเปรียบเทียบสำหรับโครงการนี้ด้วย โดยใช้เทียบกับค่าการทดลองของชุดทดลอง โดยเทียบที่ค่าของ Nu_D ที่ได้จากการทดลอง

5.8 วิธีการของค่าประสิทธิผล - เอ็นทียู

วิธีการของ LMTD ที่ใช้วิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนำมาใช้ประโยชน์ เมื่อเราทราบค่าอุณหภูมิที่เข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและสามารถหาค่าได้ง่ายขึ้น LMTD เป็นวิธีที่ง่ายกับการคำนวณ และการไหลของความร้อน พื้นที่ผิว หรือค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนอาจหาได้ เมื่ออุณหภูมิที่เข้าและออกเป็นค่าที่นำมาประเมินเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น วิธีการของค่าประสิทธิผลมักมีข้อได้เปรียบมากกว่า ปัญหาที่ทำการวิเคราะห์ด้วยการเปรียบเทียบระหว่างประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ ซึ่งส่วนใหญ่มักใช้เป็นเหตุผลของการเลือกประเภทที่เหมาะสมที่สุดให้เป็นไปตามวัตถุประสงค์ของการถ่ายเทความร้อนนั้น

ค่า effectiveness (ϵ) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นิยามเป็นอัตราส่วนของความร้อนที่ถ่ายเทความจริงโดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อความร้อนที่ควรที่จะถ่ายเทเป็นไปได้สูงสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนักเรียนเห็นหน้าเว็บไซต์นี้ กรุณาแจ้งให้เราทราบ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\text{effectiveness} = \varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (5.39)$$

โดยที่การถ่ายเทความร้อนจริง (q) หาได้จากสมดุลพลังงานกระแสของไหลร้อนหรือกระแสของไหลเย็นก็ได้

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

ส่วนการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ควรจะเป็น (q_{\max}) ซึ่งถูกจำกัดโดยกระแสของไหลที่มีอัตราการจุกความร้อนน้อยที่สุดนั่นคือ

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

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

ดังนั้น

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

หรือ

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

ขนาดความร้อนสัมพันธ์ซึ่งกันของกระแสการไหลของพารามิเตอร์ทั้งสองเป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญมาก และเพื่อที่จะทำให้เป็นปริมาณที่น้อยกว่าหนึ่งเสมอ ดังนั้นอัตราความจุ (capacity ratio) นิยามเป็น

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

ผลคูณ UA แทนความจุการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อองศาความแตกต่างของอุณหภูมิขนาดความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นี้สามารถทำเป็นรูปตัวแปรไร้มิติโดยการอิงความจุของการเก็บสะสมของกระแสของไหลอันหนึ่ง เนื่องจากกระแสซึ่งมีอัตราความจุน้อยกว่า อีกอันจะเป็นตัวจำกัดการถ่ายเทความร้อนสูงสุด จึงต้องใช้ในรูปไร้มิติได้ ดังนั้นจำนวนของหน่วยการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (number of transfer units, NTU) นิยามเป็น

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

ค่า effectiveness สามารถเขียนเป็นฟังก์ชันของ C และ NTU ได้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่าง ๆ ค่า C และ NTU ทั้งสองนี้เกี่ยวข้องกับเฉพาะอัตราความจุของไหล ความจุความร้อน ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีเหตุตบแต่งเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดของเครื่อง และค่า U เท่านั้น effectiveness จึงหาได้โดยไม่ต้องรู้อุณหภูมิใด ๆ เนื่องจาก effectiveness เกี่ยวข้องเพียงอุณหภูมิทางออกของของไหลเท่านั้น ดังนั้นอุณหภูมิอีกอันจึงหาได้เมื่ออุณหภูมิทางเข้าทั้งสองกำหนดให้ความสัมพันธ์ของ effectiveness และ NTU เพื่อหารูปแบบความสัมพันธ์เฉพาะของ effectiveness และ NTU เราพิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกันที่ซึ่ง $C_{\min} = C_h$ ดังนั้น $C_{\max} = C_c$ และจากสมการที่ผ่านมาได้นั้น

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

ดังนั้น

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

จากสมการ (5.19) เขียนได้เป็น

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

แทนด้วยสมการ (5.43) ได้

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

เทอมซ้ายมือจัดใหม่ได้

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

จากสมการ (5.44)

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

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

แทนกลับไปสมการ (5.45) ได้

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

ดังนั้น

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

หรือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

และในการทำงานเดียวกันการไหลแบบสวนทางกันจะได้เป็น

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

หรือ

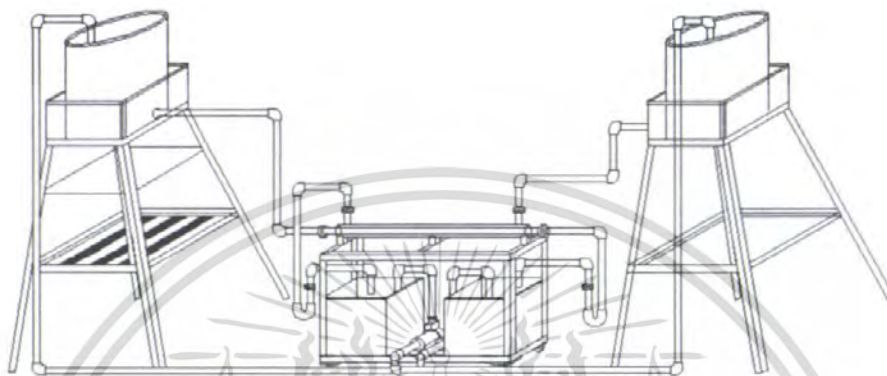
$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln \frac{(1 - \varepsilon)}{(1 - \varepsilon C_r)} \quad (5.51)$$



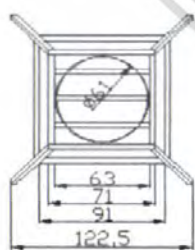
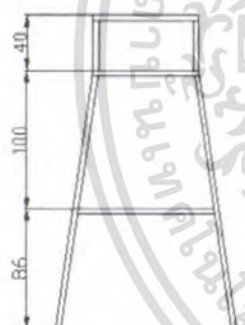
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

แบบโครงสร้างชุดทดลอง



รูปที่ 6.1 ชุดทดลองการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน

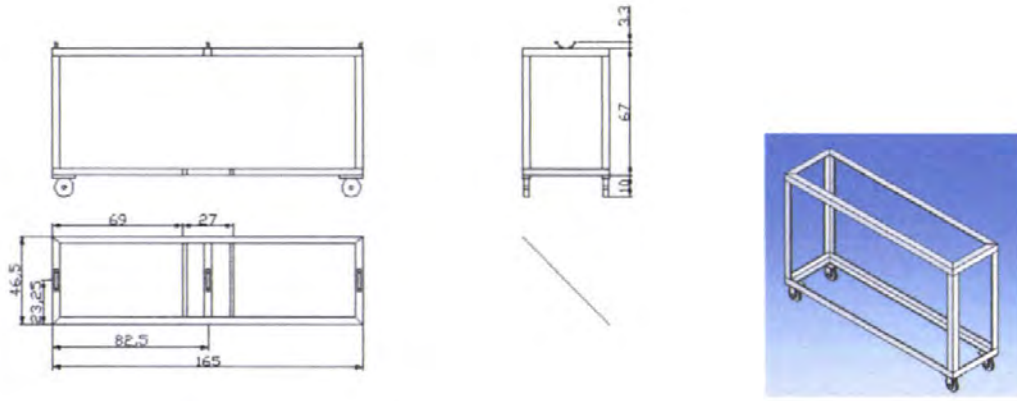


หน้า 8 - cm

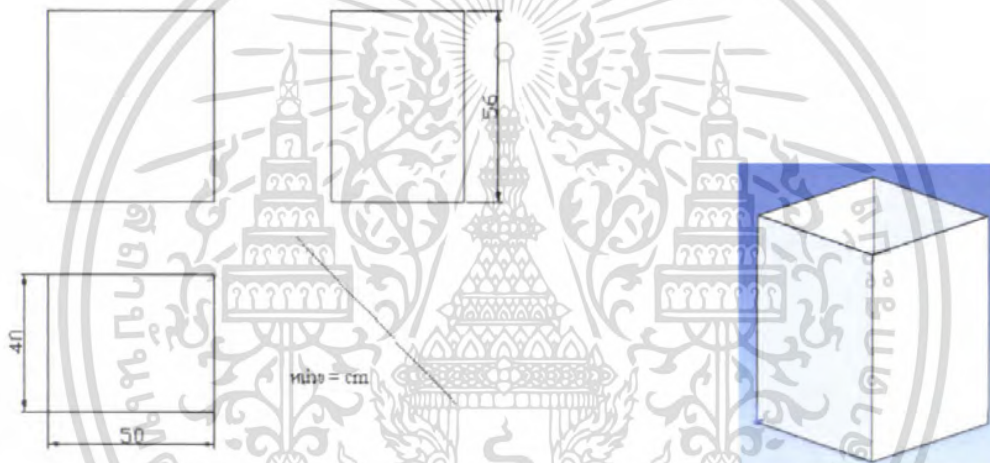


แบบที่ 6.2 ที่วางถังน้ำ 200 ลิตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



แบบที่ 6.3 ทวางชุดทดลอง

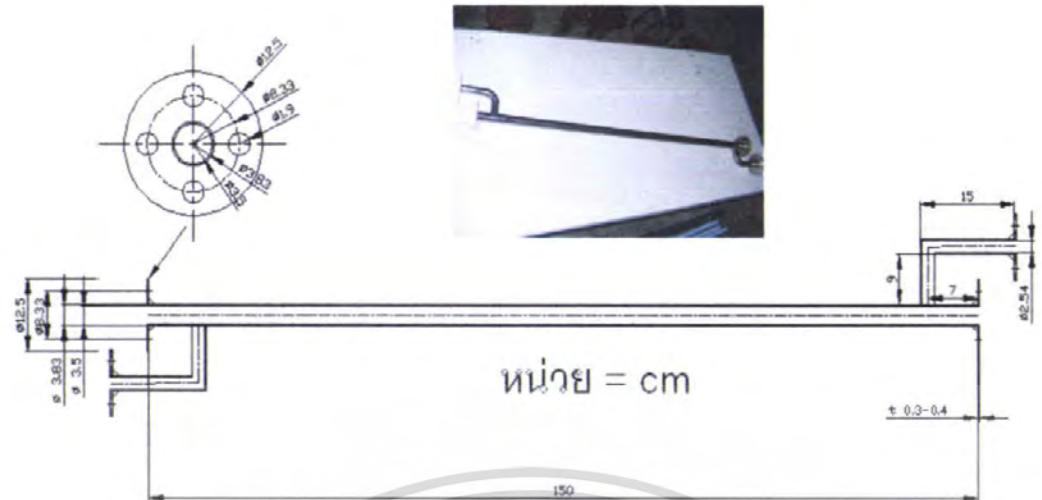


แบบที่ 6.4 ถึงพักน้ำ

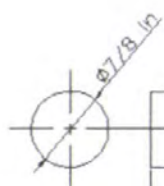


แบบที่ 6.5 ฝาถังพัก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

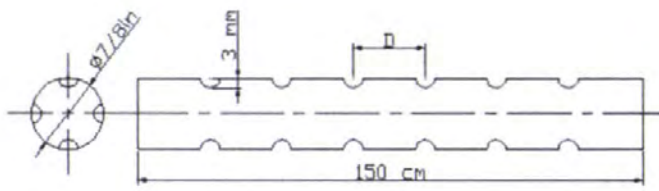


แบบที่ 6.6 ท่อนอก (tube)

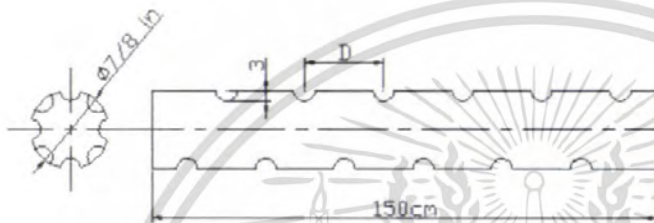


แบบท่อเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



แบบท่อรอยนูนแฉวตรง



แบบท่อรอยนูนแฉวสลับ

แบบที่ 6.7 ท่อใน

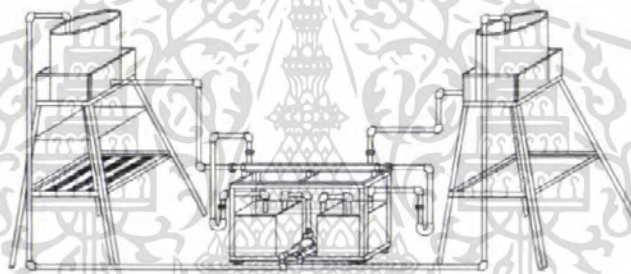
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 7

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

7.1 อุปกรณ์การทดลอง

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



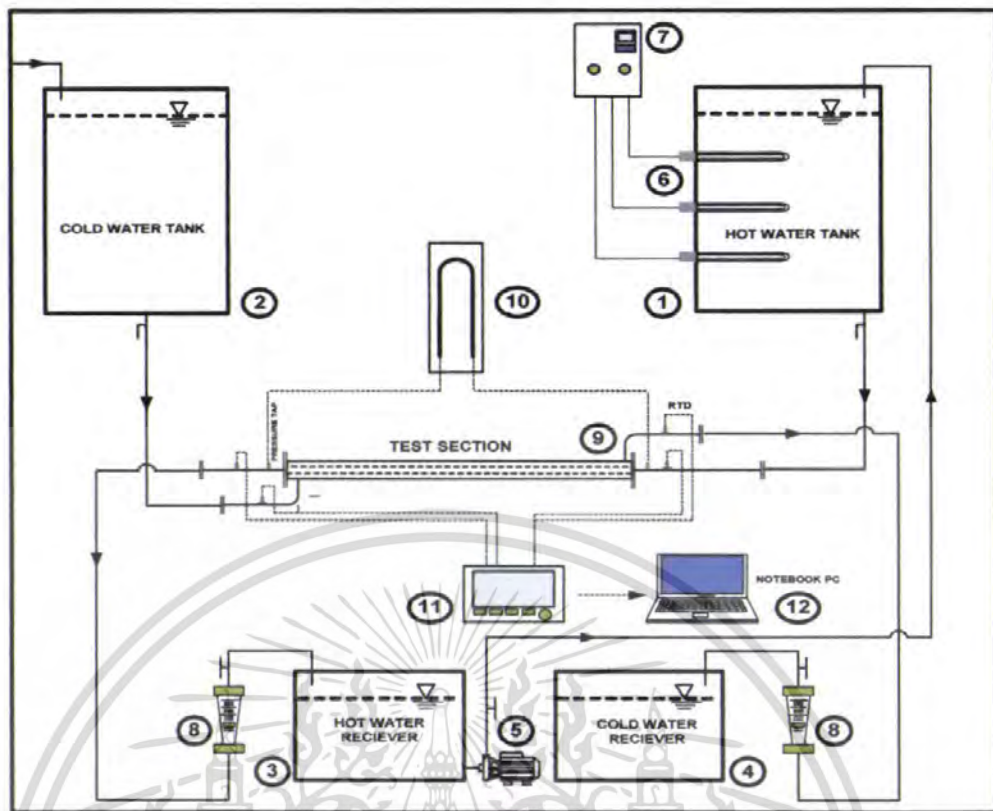
รูปที่ 7.1 ชุดทดลองการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน

7.2 ชุดทดลอง



รูปที่ 7.2 ส่วนชุดทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.3 แผนภาพชุดทดลอง

- | | | |
|-------------------|-----------------------------|---------------------------|
| 1. ถังเก็บน้ำร้อน | 5. ปั๊มน้ำร้อน | 9. ส่วนทดสอบ |
| 2. ถังเก็บน้ำเย็น | 6. ฮีตเตอร์ | 10. มานอมิเตอร์ |
| 3. ถังพักน้ำร้อน | 7. ชุดควบคุมอุณหภูมิน้ำร้อน | 11. เครื่องบันทึกอุณหภูมิ |
| 4. ถังพักน้ำเย็น | 8. โรตัมมิเตอร์ | 12. คอมพิวเตอร์ |

7.3 การเตรียมการทดลอง

1. เปิดน้ำจากระบบประปาเข้าถังพักน้ำร้อน(ด้านล่างชุดทดลอง)
2. เปิดปั๊มน้ำร้อน เพื่อส่งน้ำจากถังพักน้ำร้อนขึ้นสู่ถังเก็บน้ำร้อน จนถึงระดับที่ปรับตั้งไว้ (ตรวจสอบจากการไหลล้นช่อง Over flow) และเปิดน้ำจากระบบประปา
3. เปิดวาล์วให้น้ำร้อนให้ไหลลงจากถังเก็บน้ำร้อนด้านบนผ่านเข้าสู่ชุดทดลอง ผ่าน Rotameter ไหลลงสู่ถังพักน้ำร้อน พร้อมกับปรับวาล์วควบคุมอัตราไหลของปั๊มน้ำร้อน ให้เหมาะสม เพื่อปั๊มน้ำหมุนเวียนจากถังพักน้ำร้อนด้านล่างขึ้นสู่ถังเก็บน้ำร้อนด้านบน ให้สัมพันธ์กับอัตราไหลน้ำที่ปล่อยลงมาจากถังเก็บน้ำร้อน โดยที่ระดับน้ำในถังเก็บน้ำร้อนอยู่ที่ระดับที่ปรับตั้งไว้
4. ปรับตั้งอุณหภูมิน้ำร้อนที่ Control panel ที่ 70°C และกดสวิทซ์การทำงานของ Heater

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. เมื่อ Heater ทำงานจนอุณหภูมิน้ำร้อนในถังเก็บได้ 70°C แล้ว เปิดน้ำจากระบบประปา ขึ้นสู่ถังเก็บน้ำเย็นด้านบน
6. เมื่อน้ำในถังเก็บน้ำเย็นด้านบนอยู่ที่ระดับที่ตั้งไว้แล้ว (ตรวจสอบจากการไหลล้นช่อง Over flow) เปิดวาล์วน้ำเย็นด้านล่างถัง เพื่อให้ น้ำเย็นไหลจากถังเก็บด้านบนเข้าสู่ชุดทดลอง ผ่าน Rotameter และเข้าสู่ถังพักน้ำเย็นก่อนไหลออกจากระบบทดลอง
7. ปรับวาล์วควบคุมการไหลของน้ำเย็น เข้าสู่ชุดทดลองและปรับวาล์วควบคุมอัตราการไหลที่ระบบประปาที่ส่งเข้าถังเก็บน้ำเย็นด้านบน ให้สัมพันธ์กัน
8. ปลดปล่อยให้น้ำร้อนและน้ำเย็น ไหลหมุนเวียนแลกเปลี่ยนความร้อนชั่วระยะเวลาหนึ่ง ก่อนเริ่มการทดลองตามขั้นตอนต่อไป

7.4 ขั้นตอนการทดลอง

1. ปรับวาล์วอัตราการไหลของน้ำเย็น ตรวจสอบอัตราการไหลของน้ำจากโรตاميเตอร์ให้คงที่ที่ 800 ลิตร/ชั่วโมง
2. ปรับวาล์วอัตราการไหลของน้ำร้อน พร้อมตรวจสอบอัตราการไหลจากโรตاميเตอร์ ให้ได้อัตราการไหลที่กำหนดไว้ และเมื่อค่าอุณหภูมิที่วัดจาก RTD Pt100 ของน้ำร้อนที่ทางเข้าเป็น $70 \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ แล้ว จึงเริ่มอ่านและบันทึกค่า อุณหภูมิ น้ำร้อนเข้า-ออก, อุณหภูมิ น้ำเย็นเข้า-ออก ชุดทดสอบ ด้วย เครื่องบันทึกอุณหภูมิ Supcon R3000/4000 series Recorder และอ่านค่าระดับความสูงแตกต่างของน้ำในแมนอมิเตอร์หลอดแก้วด้วย เพื่อวิเคราะห์ค่าการสูญเสียเนื่องมาจากความเสียดทานภายในท่อ
3. ปรับอัตราไหลของน้ำร้อนเพิ่มขึ้นตามที่กำหนด และทำตามขั้นตอนในข้อ 2.จนครบทุกช่วงการไหล หลังจากนั้น นำผลที่ได้ไปวิเคราะห์ผลการถ่ายเทความร้อน และ ความเสียดทานที่ช่วงอัตราการไหลต่าง ๆ
4. เมื่อทำการทดลองท่อชั้นในแบบเรียบ แล้ว เปลี่ยนท่อชั้นในเป็นแบบที่มีรอยขรุขระ แบบต่าง ๆ แล้วทำตามขั้นตอนจากข้อ 1. ถึงข้อ 3.



รูปที่ 7.4 ถังน้ำร้อน

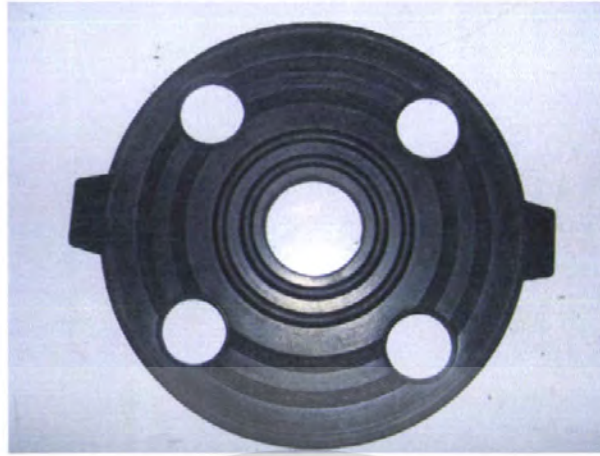


รูปที่ 7.5 โรตاميเตอร์ (Rotameter) วัดอัตราการไหล



รูปที่ 7.6 ยูเนียนบอลวาล์ว

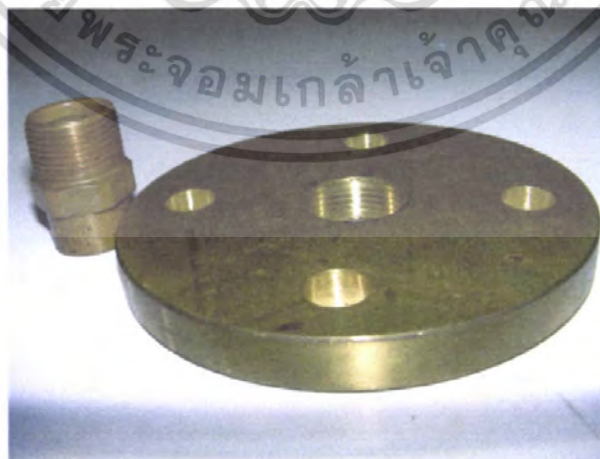
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.7 ยางประเก็น

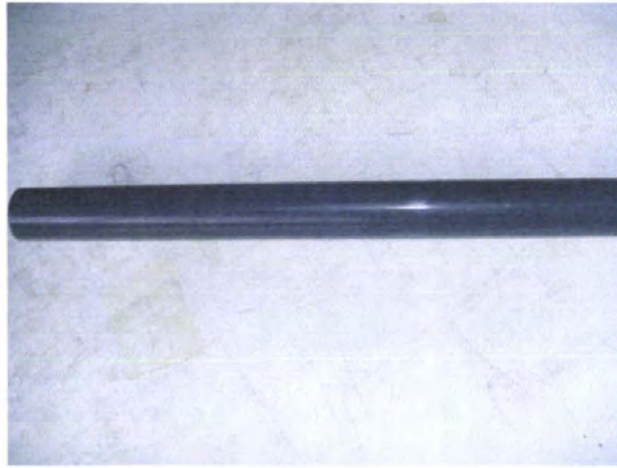


รูปที่ 7.8 หน้าแปลน UPVC



รูปที่ 7.9 หน้าแปลนทองเหลือง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.10 ท่อ UPVC

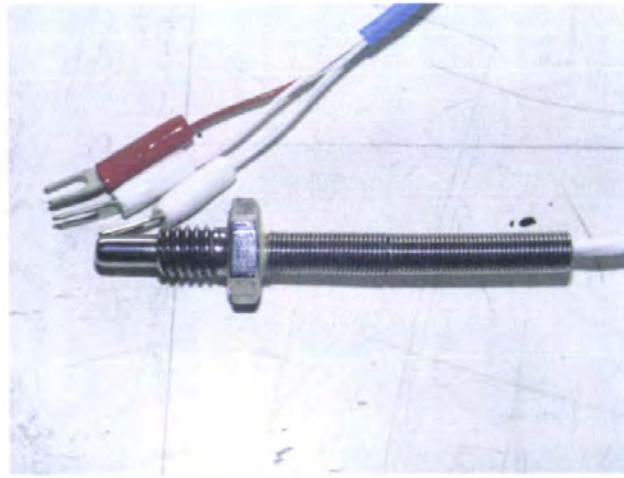


รูปที่ 7.11 ท่อ PVC



รูปที่ 7.12 บอลวาล์วทองเหลือง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.13 RTD pt100 วัดอุณหภูมิ



รูปที่ 7.14 มานอมิเตอร์ (Manometer) วัดความดันตกคร่อม

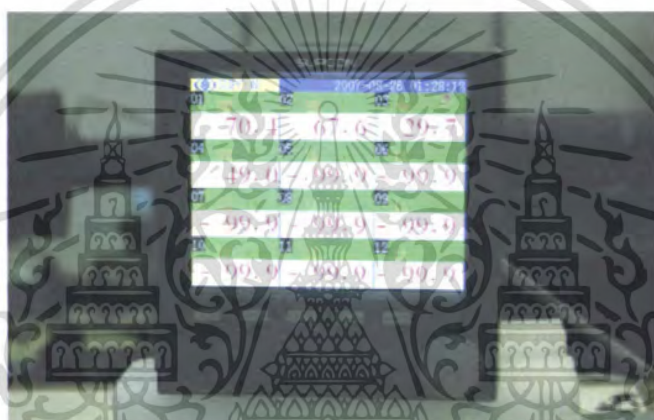


รูปที่ 7.15 ปั๊มน้ำขนาด 1 แรงม้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.16 รูปฮีตเตอร์ ชนิด Immersion Heater



รูปที่ 7.17 เครื่องบันทึกอุณหภูมิ(Data logger) Supcon R3000/4000 series Recorder

7.5 ตัวอย่างการคำนวณ

ในการทดลองนี้ เราจะสนใจค่าของ Nusselt number ที่เปลี่ยนแปลงไปตามสภาพการไหลต่างๆ คือ ที่การไหลที่ระยะพิคซ์ต่างๆ และเราต้องคำนึงถึงค่า Pressure drop ด้วยซึ่งเป็นผลกระทบจากการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เราจะเริ่มการคำนวณหาค่าถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำเย็นกับน้ำร้อน

ตัวอย่างที่ 1

สภาพเป็นแบบท่อเรียบที่อัตราการไหลน้ำร้อน 800 L/hr น้ำเย็น 800 L/hr (ที่น้ำเย็นจะเท่ากับตลอดทุกการทดลอง)

ที่น้ำร้อน

อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยน้ำร้อน

$$Q_h = (mC_p)_h \cdot (T_{hi} - T_{ho})$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
เปิดตารางภาคผนวก ข ที่เฉลี่ย , $(70.11+64.95)/2 = 67.53 \text{ }^{\circ}\text{C} = 340.53 \text{ K}$,
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\text{Density} = 979.127 \text{ kg/m}^3, \quad C_{p_h} = 4.188 \text{ kJ/kg K},$$

$$m^\circ = \rho V^\circ = 979.127 \text{ kg/m}^3 \times 800 \text{ L/hr} / (1000 \times 3600)$$

$$m^\circ = 0.2175 \text{ kg/s}$$

แทนค่า ในสมการ 1

$$Q_h = 0.2175 \text{ kg/s} \times 4.188 \text{ kJ/kg K} \times (70.11 - 64.95)$$

$$Q_h = 4.702 \text{ kW}$$

ที่น้ำเย็น

หาค่า Re ที่อัตราไหลน้ำเย็น 800 L/hr

$$Re = \frac{\rho u_m D_h}{\mu} \quad \text{A}$$

เปิดตารางคุณสมบัติที่น้ำภาคผนวก ข ที่ t เฉลี่ย, $(29.40 + 34.91)/2 = 32.15 \text{ C} = 305.2 \text{ K}$,

$$\rho = 994.965 \text{ kg/m}^3, \quad \mu = 766.78 \times 10^{-6} \text{ Ns/m}^2, \quad D_h = D_o - D_i = 0.035 - 0.022 = 0.013 \text{ m},$$

$$u_m = \frac{V^\circ}{A} = \frac{V^\circ}{\frac{\pi}{4}(D_o^2 - D_i^2)} \quad \text{2}$$

$$u_m = \frac{(800 \text{ L/hr}) / (1000 \times 3600)}{\frac{\pi}{4}(0.035^2 - 0.022^2)} = 0.3818 \text{ m/s},$$

แทนค่า ρ , μ , D_h , u_m ในสมการ A

$$Re = \frac{\rho u_m D_h}{\mu} = \frac{994.965 \times 0.3818 \times 0.013}{766.78 \times 10^{-6}} = 6441.096 \text{ (Turbulent flow)}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่น้ำเย็นได้รับ

$$Q_c = (m C_p)_c \cdot (T_{c_o} - T_{c_i}) \quad \text{3}$$

เปิดตารางคุณสมบัติที่น้ำภาคผนวก ข ที่ t เฉลี่ย, $(29.40 + 34.91)/2 = 32.15 \text{ C} = 305.2 \text{ K}$,

$$\rho = 994.965 \text{ kg/m}^3, \quad C_{p_c} = 4.178 \text{ kJ/kg K},$$

$$m^\circ = \rho V^\circ = 994.965 \text{ kg/m}^3 \times 800 \text{ L/hr} / (1000 \times 3600)$$

$$m^\circ = 0.22104 \text{ kg/s}$$

แทนค่า ในสมการ 3

$$Q_c = 0.22104 \text{ kg/s} \times 4.178 \text{ kJ/kg K} \times (34.91 - 29.40)$$

$$Q_c = 5.089 \text{ kW}$$

หาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย เพราะค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำเย็นและน้ำร้อนไม่เท่ากัน

$$Q_{\text{average}} = Q = \frac{(Q_h + Q_c)}{2}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่ (4.702 + 5.089) / 2 ใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= 4.8955 \text{ kW}$$

หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมได้จากสมการ

$$Q = UA\Delta T_{LM} \quad 4$$

หาค่าอุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึมจากสมการ

$$\Delta T_{LM} = \frac{[(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})]}{\ln[(T_{hi} - T_{co}) / (T_{ho} - T_{ci})]} \quad 5$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{[(70.11 - 34.91) - (64.95 - 29.40)]}{\ln[(70.11 - 34.91) / (64.95 - 29.40)]}$$

$$\Delta T_{LM} = 35.374 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$A = \pi D_o L$ (พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, ผิวท่อทองแดง) $D_o = 22.0 \text{ mm}$, $L = 1.5 \text{ m}$

$$A = \pi(0.022) \times 1.5 = 0.1037 \text{ m}^2$$

แทนค่าในสมการที่ 4 หาค่า U

$$U = (4.8955 \times 1000) / (0.1037 \times 35.374)$$

$$U = 1334.55 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

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

6

Re ของน้ำเย็น = 6441.096 (Turbulent flow) และผิวท่อเรียบ, เลือกใช้สมการ Dittus-Boelter

$$Nu_o = 0.023 Re_D^{4/5} \cdot Pr^{0.3} \quad B$$

เปิดตารางคุณสมบัติน้ำภาคผนวก ข ที่ t เฉลี่ย $(29.40 + 34.91) / 2 = 32.15 \text{ }^{\circ}\text{C} = 305.2 \text{ K}$,

ได้ $Pr = 5.183$ แทนค่าในสมการ B

$$Nu_o = 0.023(6,441.096)^{4/5} \cdot (5.183)^{0.3}$$

$$Nu_o = 42.002$$

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

7

$$D_h = D_o - D_i = 0.035 - 0.022 = 0.013 \text{ m},$$

เปิดตารางคุณสมบัติน้ำภาคผนวก ข ที่ t เฉลี่ย $(29.40 + 34.91) / 2 = 32.15 \text{ }^{\circ}\text{C} = 305.2 \text{ K}$,

$K_c = 0.62 \text{ W/mK}$, แทนค่า Nu_o , D_h , K_c ในสมการ 7

$$h_o = \frac{(42.002)(0.62)}{(0.013)} = 2003.172 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

แทนค่า U และ h_o ในสมการ 6

$$h_i = \frac{1}{\frac{1}{U} - \frac{1}{h_o}} = \frac{1}{\frac{1}{1334.55} - \frac{1}{2003.172}} = 3998.273 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \text{Ans}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Nu_i = \frac{h_i D_i}{k_h} \quad 8$$

เปิดตารางคุณสมบัติน้ำภาคผนวก ข ที่ t เฉลี่ย $(70.11+64.95)/2 = 67.53 \text{ C} = 340.53 \text{ K}$,
 $K_h = 0.661 \text{ W/mK}$, $D_i = ID = 0.0206$, แทนค่า Nu_i , D_i , K_h ในสมการ 8

$$Nu_i = \frac{3998.273 \times 0.0206}{0.661} = 124.61 \text{ Ans}$$

เปิดตารางคุณสมบัติน้ำภาคผนวก ข ที่ t เฉลี่ย $(70.11+64.95)/2 = 67.53 \text{ C} = 340.53 \text{ K}$,
 $\rho = 979.127 \text{ kg/m}^3$, $\mu = 416.714 \times 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$

$$Re_i = \frac{\rho u_m D_i}{\mu} \quad 9$$

$$u_m = \frac{V^o}{A} = \frac{V^o}{\frac{\pi D_i^2}{4}} = \frac{(800 \text{ L/hr}) / (1000 \times 3600)}{\frac{\pi (0.0206)^2}{4}} = 0.66675 \text{ m/s}$$

แทนค่า ρ , μ , D_i , u_m ในสมการ 7

$$Re_i = \frac{979.127 \times 0.66675 \times 0.0206}{416.714 \times 10^{-6}} = 32272.404 \text{ Ans}$$

คำนวณหาค่า f (แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นจาก Pressure drop) จากสมการ

$$\frac{\Delta P}{\rho} = H = \frac{f L V^2}{D 2g} \quad 10$$

จากการวัดमानอมิเตอร์ $H_m = 42.9 \text{ cm}$, $H_{out} = 35.9 \text{ cm}$

$$\Delta P = H_m - H_{out} = (42.9 - 35.9) / 100 = 0.07 \text{ m}$$

แทนค่า ΔP , V^2 , g , D , L ในสมการ 10

$$f = \frac{H D 2g}{L V^2} = \frac{0.07 \times 0.0206 \times 2 \times 9.81}{1.5 \times 0.66675^2} = 0.0424 \text{ Ans}$$

ตัวอย่างที่ 2

สภาพเป็นแบบท่อรอยขนแมวสลัที่อัตราไหลน้ำร้อน 800 L/hr น้ำเย็น 800 L/hr (ที่น้ำเย็นจะเท่ากันตลอดทุกการทดลอง)

ที่น้ำร้อน

อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยน้ำร้อน

$$Q_h = (mC_p)_h \cdot (T_{hi} - T_{ho}) \quad 1$$

เปิดตารางภาคผนวก ข ที่ t เฉลี่ย , $(70.36+62.95)/2 = 66.65 \text{ C} = 339.65 \text{ K}$,

$$\text{Density} = 979.633 \text{ kg/m}^3, \quad C_{p_h} = 4.188 \text{ kJ/kg K},$$

$$m^\circ = \rho \cdot V^\circ = 979.633 \text{ kg/m}^3 \times 800 \text{ L/hr} / (1000 \times 3600)$$

$$m^\circ = 0.2177 \text{ kg/s}$$

แทนค่า ในสมการ 1

$$Q_h = 0.2177 \text{ kg/s} \times 4.188 \text{ kJ/kg K} \times (70.36-62.95)$$

$$Q_h = 6.7558 \text{ kW}$$

ที่น้ำเย็น

หาค่า Re ที่อัตราไหลน้ำเย็น 800 L/hr

$$Re = \frac{\rho \cdot u_m \cdot D_h}{\mu} \quad A$$

เปิดตารางคุณสมบัติที่ภาคผนวก ข ที่ t เฉลี่ย , $(30.50+37.88)/2 = 34.19 \text{ C} = 307.19 \text{ K}$,

$$\rho = 994.158 \text{ kg/m}^3, \quad \mu = 736.588 \times 10^{-6} \text{ Ns/m}^2, \quad D_h = D_o - D_i = 0.035 - 0.022 = 0.013 \text{ m},$$

$$u_m = \frac{V^\circ}{A} = \frac{V^\circ}{\frac{\pi}{4}(D_o^2 - D_i^2)} \quad 2$$

$$u_m = \frac{(800 \text{ L/hr}) / (1000 \times 3600)}{\frac{\pi}{4}(0.035^2 - 0.022^2)} = 0.3818 \text{ m/s},$$

แทนค่า ρ , μ , D_h , u_m ในสมการ A

$$Re = \frac{\rho \cdot u_m \cdot D_h}{\mu} = \frac{994.158 \times 0.3818 \times 0.013}{736.588 \times 10^{-6}} = 6,696.97 \text{ (Turbulent flow)}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่น้ำเย็นได้รับ

$$Q_c = (mC_p)_c \cdot (T_{co} - T_{ci}) \quad 3$$

เปิดตารางคุณสมบัติที่ภาคผนวก ข ที่ t เฉลี่ย , $(30.50+37.88)/2 = 34.19 \text{ C} = 307.19 \text{ K}$,

$$\rho = 994.158 \text{ kg/m}^3, \quad C_{p_c} = 4.178 \text{ kJ/kg K},$$

$$m^\circ = \rho \cdot V^\circ = 994.158 \text{ kg/m}^3 \times 800 \text{ L/hr} / (1000 \times 3600)$$

$$m^\circ = 0.2209 \text{ kg/s}$$

แทนค่า ในสมการ 3

$$Q_c = 0.2209 \text{ kg/s} \times 4.178 \text{ kJ/kg K} \times (37.88 - 30.50)$$

$$Q_c = 6.8119 \text{ kW}$$

หาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย เพราะค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำเย็นและน้ำร้อนไม่เท่ากัน

$$Q_{average} = Q = \frac{(Q_h + Q_c)}{2}$$

$$Q = (6.7558 + 6.8119) / 2 \\ = 6.7838 \text{ kW}$$

หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมได้จากสมการ

$$Q = UA\Delta T_{LM} \quad 4$$

หาค่าอุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึมจากสมการ

$$\Delta T_{LM} = \frac{[(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})]}{\ln[(T_{hi} - T_{co}) / (T_{ho} - T_{ci})]} \quad 5$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{[(70.11 - 34.91) - (64.95 - 29.40)]}{\ln[(70.11 - 34.91) / (64.95 - 29.40)]}$$

$$\Delta T_{LM} = 32.467 \text{ }^\circ\text{C}$$

$A = \pi D_i L$ (พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน ผิวท่อทองแดง) $D_i = 22.0 \text{ mm}$, $L = 1.5 \text{ m}$

$$A = \pi(0.022) \times 1.5 = 0.104 \text{ m}^2$$

แทนค่าในสมการที่ 4 หาค่า U

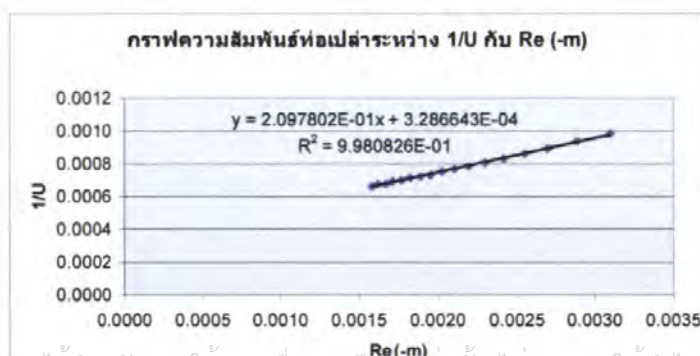
$$U = (6.7838 \times 1000) / (0.104 \times 32.467)$$

$$U = 2009.08 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

หาค่า h_i จากสมการของ Willson Plot

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \text{constan } t \quad 6$$

การเขียนกราฟจากสมการ Willson Plot ของท่อเปล่า จะต้องทำการสมมติค่า m ที่ค่าของ Re^{-m}



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 7.18 กราฟความสัมพันธ์ท่อเปล่า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 7.18 จะได้ค่า constant = 3.286643×10^{-04} ของท่อเปล่า

จะทำการสมมติค่า m เพื่อหาค่า constant แล้วนำมาคำนวณหา h , จากนั้นนำค่า h , ไปคำนวณหา ค่า Nu_h ของท่อเปล่า เพื่อเปรียบเทียบกับสมการ Dittus-Boelter ให้มีค่า error น้อยที่สุด

ข้อมูลการคำนวณท่อเปล่า

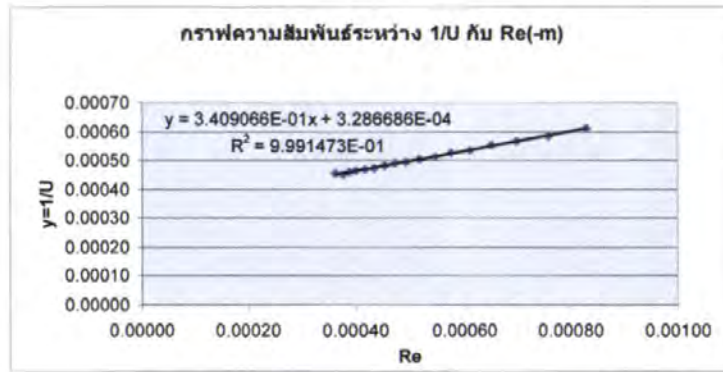
$y=1/U$	(m)	$Re^{(-m)}$	h_i	$Nu_{h, Plain}$	$Nu_{Dittus-Boelter}$	Dittus error $Nu\%$
0.0010	0.59739	0.0031	1523.19	47.0516	47.05148	0.000
0.0009	0.59739	0.0029	1645.91	50.8095	50.77839	0.061
0.0009	0.59739	0.0027	1766.04	54.4866	54.39723	0.164
0.0009	0.59739	0.0025	1870.41	57.7011	57.57073	0.226
0.0008	0.59739	0.0024	1992.14	62.1760	61.99281	0.295
0.0008	0.59739	0.0023	2102.99	65.6245	65.37841	0.375
0.0008	0.59739	0.0022	2178.93	67.9499	67.66442	0.420
0.0008	0.59739	0.0021	2285.98	71.2934	70.91995	0.524
0.0008	0.59739	0.0020	2368.41	73.8284	73.39002	0.594
0.0007	0.59739	0.0020	2471.63	77.0402	76.51997	0.675
0.0007	0.59739	0.0019	2529.82	78.8274	78.24382	0.740
0.0007	0.59739	0.0018	2577.22	80.2867	79.65900	0.782
0.0007	0.59739	0.0018	2669.20	83.1219	82.40095	0.867
0.0007	0.59739	0.0017	2778.55	86.4853	85.67596	0.936
0.0007	0.59739	0.0017	2875.70	89.5179	88.66338	0.955
0.0007	0.59739	0.0016	2899.91	90.2849	89.42906	0.948
0.0007	0.59739	0.0016	2974.75	92.5364	91.60037	1.012
						0.563

การเขียนกราฟจากสมการ Willson Plot ของท่อรอยนูนแถวสลับ จะต้องทำการสมมติค่า m ที่ค่าของ Re^{-m} เพื่อให้ค่า constant ของท่อรอยนูนแถวสลับใกล้เคียงกับท่อเปล่าให้มากที่สุด แล้วนำค่า constant ของท่อรอยนูนแถวสลับ มาคำนวณหา h , จากนั้นนำค่า h , ไปคำนวณหา ค่า Nu_h ของท่อรอยนูนแถวสลับ

ข้อมูลการคำนวณรอยนูนแถวสลับ

$y=1/U$	m	$Re^{(-m)}$	h_i	$Nu_{Zigzag tube}$
0.00061	0.73378	0.00083	3556.94	111.348
0.00059	0.73378	0.00076	3879.19	121.379
0.00057	0.73378	0.00070	4177.14	130.651
0.00055	0.73378	0.00065	4477.75	140.049
0.00054	0.73378	0.00061	4831.82	151.068
0.00053	0.73378	0.00058	5060.22	158.186
0.00051	0.73378	0.00054	5429.95	169.703
0.00051	0.73378	0.00052	5649.32	176.511
0.00050	0.73378	0.00049	5906.75	184.440
0.00049	0.73378	0.00047	6181.99	193.103
0.00048	0.73378	0.00045	6539.09	204.215
0.00047	0.73378	0.00043	6856.34	214.141
0.00047	0.73378	0.00042	7061.55	220.473
0.00046	0.73378	0.00040	7373.80	230.163
0.00046	0.73378	0.00039	7590.27	236.817
0.00045	0.73378	0.00037	8014.90	249.914
0.00045	0.73378	0.00036	7965.69	248.415

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.19 กราฟความสัมพันธ์ที่อรรถยูนแวงสลั

จากรูปที่ 7.19 จะได้ constant = 3.286686×10^{-4} แล้วนำค่า constant ของที่อรรถยูนแวงสลั มาคำนวณหา h_i จากนั้นนำค่า h_i ไปคำนวณหาค่า Nu_i ของที่อรรถยูนแวงสลั ที่น้ำร้อน 800 L/hr จะได้

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \text{const} \tan t$$

แทนค่า U กับ constant ในสมการ 6

$$h_i = \frac{1}{\frac{1}{2009.08} - 3.286686 \times 10^{-4}}$$

$$h_i = 5906.75 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

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

เปิดตารางภาคผนวก ข ที่เฉลี่ย $(70.36+62.95)/2 = 66.65 \text{ C} = 339.65 \text{ K}$

$k_h = 0.660 \text{ W/mK}$, $D_i = ID = 0.0206$, แทนค่า Nu_i , D_i , k_h ในสมการ 7

$$Nu_i = \frac{5906.75 \times 0.0206}{0.66} = 184.440 \text{ Ans}$$

เปิดตารางคุณสมบัติที่น้ำภาคผนวก ข ที่เฉลี่ย $(70.36+62.95)/2 = 66.65 \text{ C} = 339.65 \text{ K}$

$$\rho = 979.633 \text{ kg/m}^3, \mu = 436.038 \times 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

$$Re_i = \frac{\rho u_m D_i}{\mu}$$

$$u_m = \frac{V^o}{A} = \frac{V^o}{\frac{\pi}{4} D_i^2} = \frac{(800 \text{ L/hr}) / (1000 \times 3600)}{\frac{\pi}{4} (0.0206^2)} = 0.66675 \text{ m/s}$$

แทนค่า ρ , μ , D_i , u_m ในสมการ 8

$$Re_i = \frac{979.633 \times 0.66675 \times 0.0206}{436.038 \times 10^{-6}} = 30,858.11 \text{ Ans}$$

คำนวณหาค่า f (แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นจาก Pressure drop) จากสมการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

จากการวัดमानอมิเตอร์ $H_m = 51.3$ cm, $H_{out} = 44.9$ cm

$$\Delta P = H_m - H_{out} = (51.3 - 44.9)/100 = 0.064 \text{ m}$$

แทนค่า $\Delta P, V^2, g, D, L$ ในสมการ 9

$$f = \frac{HD2g}{LV^2} = \frac{0.064 \times 0.0206 \times 2 \times 9.81}{1.5 \times 0.6667^2} = 0.08657 \text{ Ans}$$

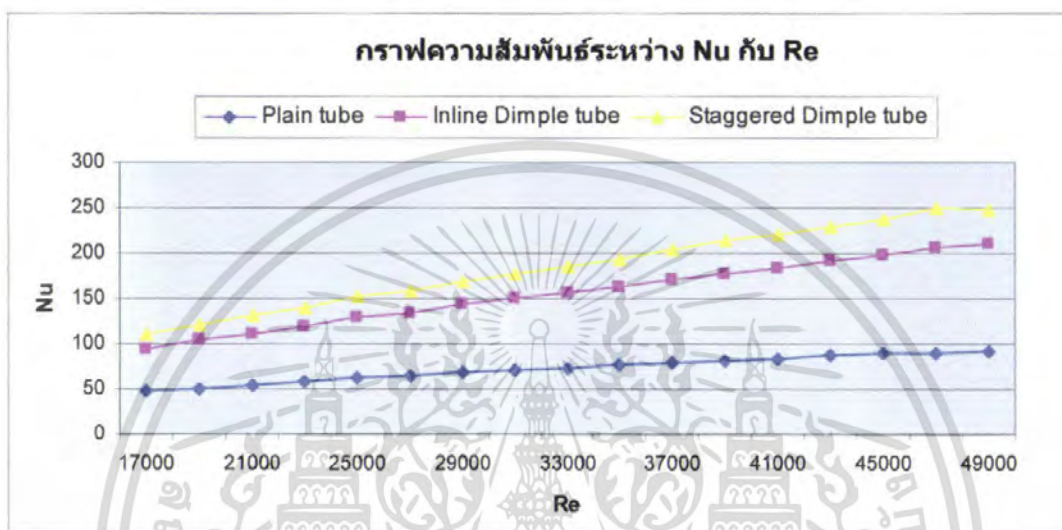


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 8

ผลการทดลองและวิเคราะห์

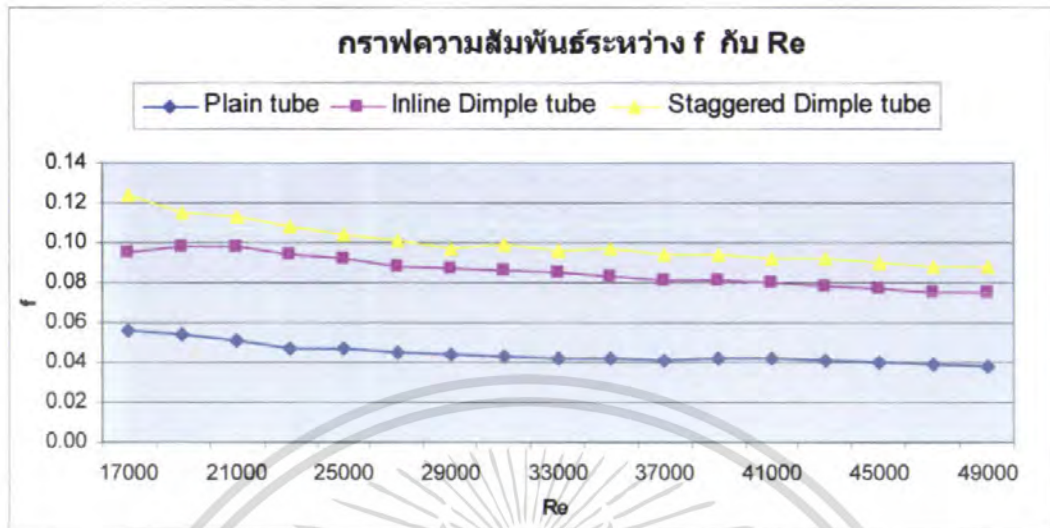
8.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nusselt number กับ Reynolds number



รูปที่ 8.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu กับ Re

การถ่ายเทความร้อน Nu จากรูปที่ 8.1 จะเห็นได้ว่าที่แบบท่อรอยนูนแถวสลับจะมีค่า Nu สูงกว่าแบบท่อรอยนูนแถวตรง ซึ่งค่า Nu เป็นตัวบ่งชี้ถึงค่าการถ่ายเทความร้อน จากกราฟรูปที่ 8.1 ที่ค่า Re ต่ำๆ หรือค่าการไหลแบบปั่นป่วนต่ำๆ การถ่ายเทความร้อนจะไม่ค่อยดีนัก และที่แบบรอยนูนแถวสลับจะมีค่าการถ่ายเทความร้อนดีกว่าท่อรอยนูนแถวตรง จากกราฟโดยรวมแล้วสามารถบอกได้ว่าแบบท่อรอยนูน มีการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าแบบท่อเรียบ และทำให้เห็นว่าค่า Nu หรือค่าการถ่ายเทความร้อนจะแปรผันตามค่า Re การไหลแบบปั่นป่วนของระยะพิทช์ มีลักษณะการว่างตัวสลับไปมา ทำให้ค่าความต้านทานจากแรงเสียดทานมาก จึงทำให้ค่าแรงเสียดทานของท่อรอยนูนแถวสลับสูงกว่าแบบท่อรอยนูนแถวตรงและท่อเรียบด้วย

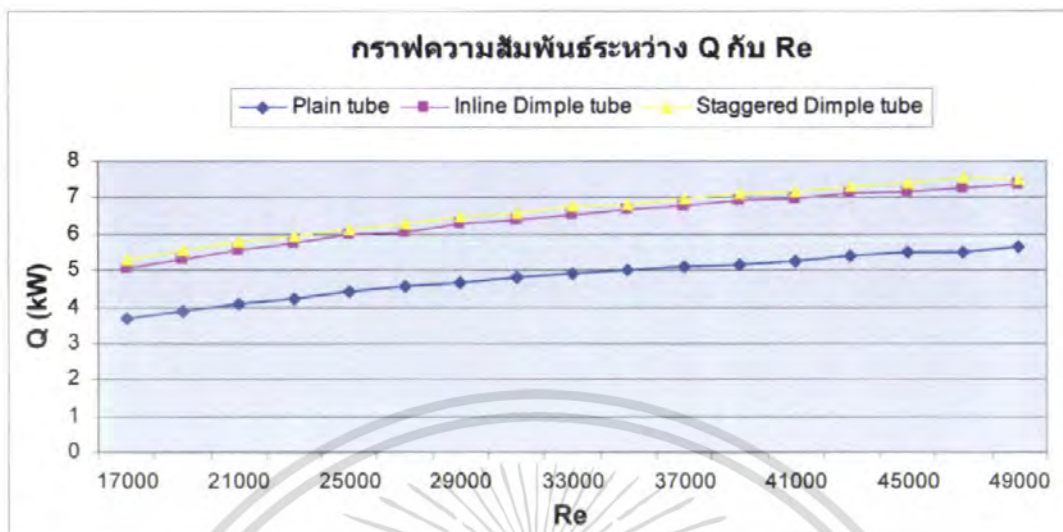
8.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง Friction กับ Reynolds number



รูปที่ 8.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง f กับ Re

รูปที่ 8.2 แสดงการเปรียบเทียบค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นจากการไหลระหว่างท่อเปล่ากับท่อรอยนูนแบบต่างๆ ตามที่แสดงให้เห็นในรูปพบว่าค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของท่อเปล่ามีค่าต่ำสุดในช่วงค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่ใช้ทดสอบ ส่วนแบบท่อรอยนูนแถวสลับ มีค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานสูงที่สุด และแบบท่อรอยนูนแถวตรง มีค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานต่ำที่สุด และเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มสูงขึ้นค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานก็จะลดลง สาเหตุที่แฟกเตอร์ความเสียดทานของรอยนูนในท่อที่มีค่าสูงกว่าท่อเปล่า เนื่องจากผนังของท่อผิวรอยนูนมีความขรุขระมากจึงทำให้ของไหลไหลผ่านได้ยากขึ้นแล้วส่งผลทำให้ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานเพิ่มสูงขึ้นตามลักษณะของผิวท่อคือท่อที่มีผิวการวางแถวสลับค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานก็เพิ่มมาก

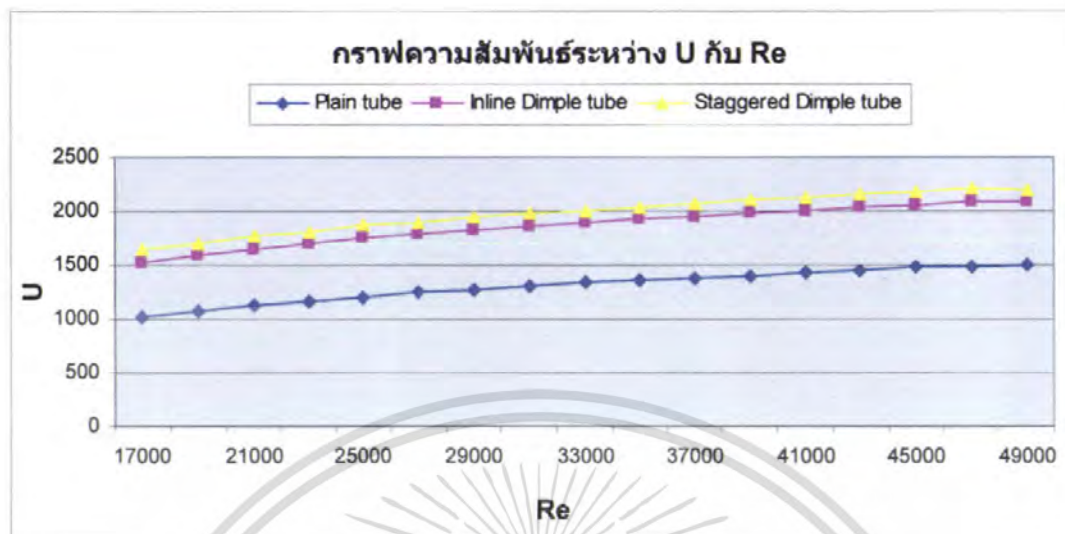
8.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง Energy transfer กับ Reynolds number



รูปที่ 8.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Q กับ Re

รูปที่ 8.3 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างท่อเรียบกับท่อรอยนูนต่างๆ ที่ Re ต่ำมีค่า Q น้อย จากกราฟจะเห็นว่า ท่อเรียบมีค่าน้อยที่สุด แต่สำหรับแบบท่อรอยนูนมีค่าค่อนข้างใกล้เคียงกันมาก จะเห็นได้ว่าที่ Re สูงขึ้นจะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงขึ้นตามค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ซึ่งแปรผันตามความเร็วของของไหลจากสมการการถ่ายเทความร้อนจะเห็นได้ว่า ถ้าค่า m มีค่าสูงค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะสูงตามและค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนในแต่ละแบบของท่อ จะมีความแตกต่างกัน ตามค่า Nu ของรูปที่ 8.1 ดังนั้นเหตุผลของความแตกต่างแต่ละแบบรอยนูน จะเหมือนกับรูปที่ 8.1 ซึ่งเป็นผลของการไหลแบบปั่นป่วนแต่ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ในรูปที่ 8.3 จะมีผลไม่แตกต่างกันมากเมื่อเปรียบเทียบกับรอยนูนแต่ละแบบอาจเป็นผลมาจากขนาดท่อ ที่ใช้ในการทดลองมีขนาดค่อนข้างเล็ก และจำกัดค่าการไหลของน้ำเย็นคงที่ไว้ที่ 800 L/hr

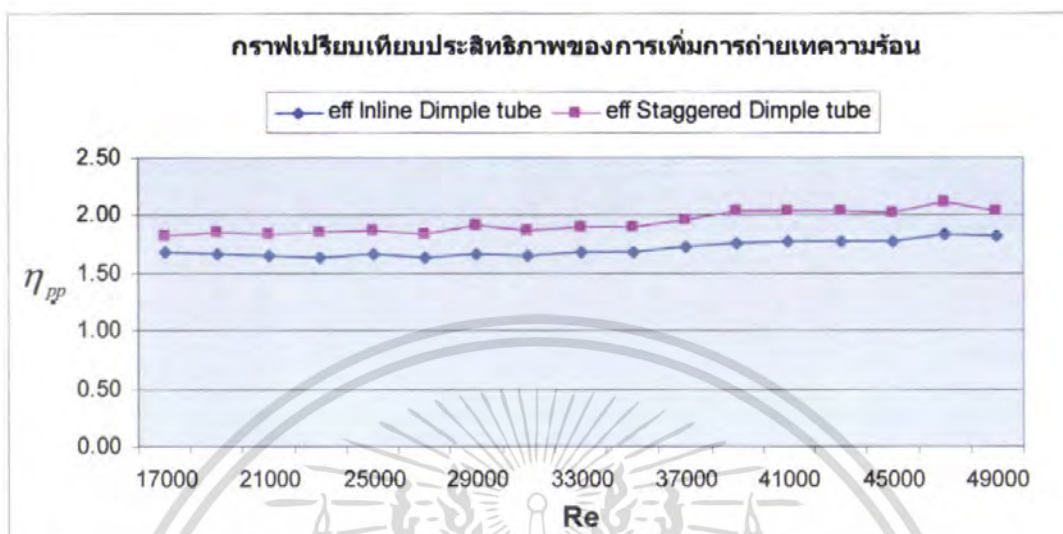
8.4 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน กับ Reynolds number



รูปที่ 8.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง U กับ Re

จากรูปที่ 8.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง U กับ Re ที่ Re สูงขึ้นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนก็จะสูงขึ้นตามค่า Re และ U ซึ่งแปรผันตามความเร็วของของไหลจากสมการ Q จะเห็นว่าถ้าค่า m มีค่าสูงค่า U จะสูงตามและค่า U ในแต่ละแบบของท่อจะมีความแตกต่างกัน ตามค่า Nu ของรูปที่ 8.1 ดังนั้นเหตุผลของความแตกต่างแต่ละแบบรอยนูนจะเหมือนกับรูปที่ 8.1 ซึ่งเป็นผลของการไหลแบบปั่นป่วนแต่ค่า U ในรูปที่ 8.4 จะมีผลไม่แตกต่างกันมากเมื่อเปรียบเทียบกับรอยนูนแต่ละแบบอาจเป็นผลมาจากขนาดท่อที่ใช้ในการทดสอบมีขนาดค่อนข้างเล็ก และจำกัดค่าการไหลของน้ำเย็นคงที่ไว้ที่ 800 L/hr

8.5 เปรียบเทียบประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อรอยนูนแบบต่างๆ กับ ตัวเลขเรย์โนลด์



รูปที่ 8.5 เปรียบเทียบประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อรอยนูนแบบต่างๆ กับ Re

รูปที่ 8.5 เปรียบเทียบประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อรอยนูนแบบต่างๆ ในรูปพบว่าค่าประสิทธิภาพของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของท่อรอยนูนแถวสลับ มีค่าสูงสุด และรองลงมาคือท่อรอยนูนแถวตรง ซึ่งประสิทธิภาพการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีค่าอยู่ในช่วง 181-204 เปอร์เซ็นต์ และ 169-182 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับค่าประสิทธิภาพของท่อรอยนูนทุกแบบมีค่ามากกว่าหนึ่ง ซึ่งได้แสดงให้เห็นว่าการนำท่อรอยนูนมาประยุกต์ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นมีความเป็นไปได้สูง

บทที่ 9

สรุปผลการทดลอง

9.1 สรุปผลการทดลอง

จากผลการทดลองที่ได้ เราจะพบว่า ที่ท่อรอยนูนแถวสลับนั้นให้ค่า Nusselt number มากที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับท่อรอยนูนแถวตรงและท่อเรียบ ซึ่งค่า Nusselt number เป็นค่าของการพาความร้อน แต่มีค่าของ f (สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน) หรือความดันตกคร่อม (Pressure drop) ที่มากที่สุด จากการที่เราทดลองจะพบว่า การที่วางรอยนูนให้สลับกันนั้น จะให้ค่า Nusselt number ที่มาก เนื่องจากรอยนูนที่สลับกันนั้นทำให้เกิดการไหลปั่นป่วน (Turbulent flow) ที่มาก จึงทำให้ค่าของ Nusselt number มาก เพราะว่า Nusselt number มีฟังก์ชันของ Reynolds number เมื่อค่า Reynolds number มาก ก็จะทำให้ค่า Nusselt number มากตามไปด้วย แต่ก็มีผลทำให้ความดันตกคร่อม (Pressure drop) มากตาม เราสามารถใช้หลักการในการเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้หรือสามารถลดขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ด้วย แต่เราก็ต้องคำนึงถึงแรงของของไหล ที่มากขึ้นด้วย เพราะทำให้เกิดการไหลปั่นป่วน (Turbulent flow) มากๆ แล้ว ก็จะทำให้ความดันตกคร่อม (Pressure drop) มากขึ้นด้วย จากการทดลองนี้สามารถนำหลักการนี้ไปใช้ได้ แต่ก็ต้องดูที่ค่าความดันตกคร่อม (Pressure drop) ด้วย ถ้าให้ค่าการถ่ายเทความร้อนดี แต่ต้องเสียแรงในการขับมากก็ไม่ควรนำไปใช้ควรเลือกรอยนูนให้เหมาะสม โดยดูที่ค่าความดันตกคร่อม ผลที่ได้ในการทดลองครั้งนี้อาจมีบางค่าค่อนข้างผิดพลาดอาจเกิดจากอุปกรณ์ และสภาพแวดล้อมต่างๆ ที่เกิดขึ้นระหว่างการทดลอง ผลการทดลองจึงวิเคราะห์ได้เฉพาะส่วนที่ค่าที่ได้ผิดพลาดน้อยที่สุด

9.2 ข้อเสนอแนะ

จากการศึกษาวิเคราะห์ในงานวิจัยนี้ ยืนยันได้ว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยใช้รอยนูน ทำให้การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ดีขึ้น แต่เมื่อพิจารณาในเรื่องแรงเสียดทาน พบว่า ความดันตกคร่อม จะมีค่าสูงตามไปด้วย ถ้าคิดในทางเศรษฐศาสตร์แล้ว การใช้รอยนูนในท่อ ทำให้การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ดีขึ้น แต่ต้องสูญเสียพลังงานให้กับแรงเสียดทานมาก ซึ่งอาจไม่คุ้มทุนในการทำรอยนูนในท่อ แต่อย่างไรก็ตามเรายังสามารถใช้หลักการเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้หรือสามารถลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ด้วย ซึ่งสามารถนำไปใช้งานให้เหมาะสมกับงานที่ไม่คำนึงถึงเรื่องแรงเสียดทานเป็นหลักได้ สิ่งที่น่าทำการศึกษาต่อไปได้ การทดลองเปลี่ยนระยะพิชต์ เปลี่ยนความลึกของรอยนูน ฯลฯ เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อน และค่าความปั่นป่วนของการไหล รวมถึงค่าแรงเสียดทานอีกด้วย ซึ่งการวิเคราะห์นำไปถึงการลดขนาดของ

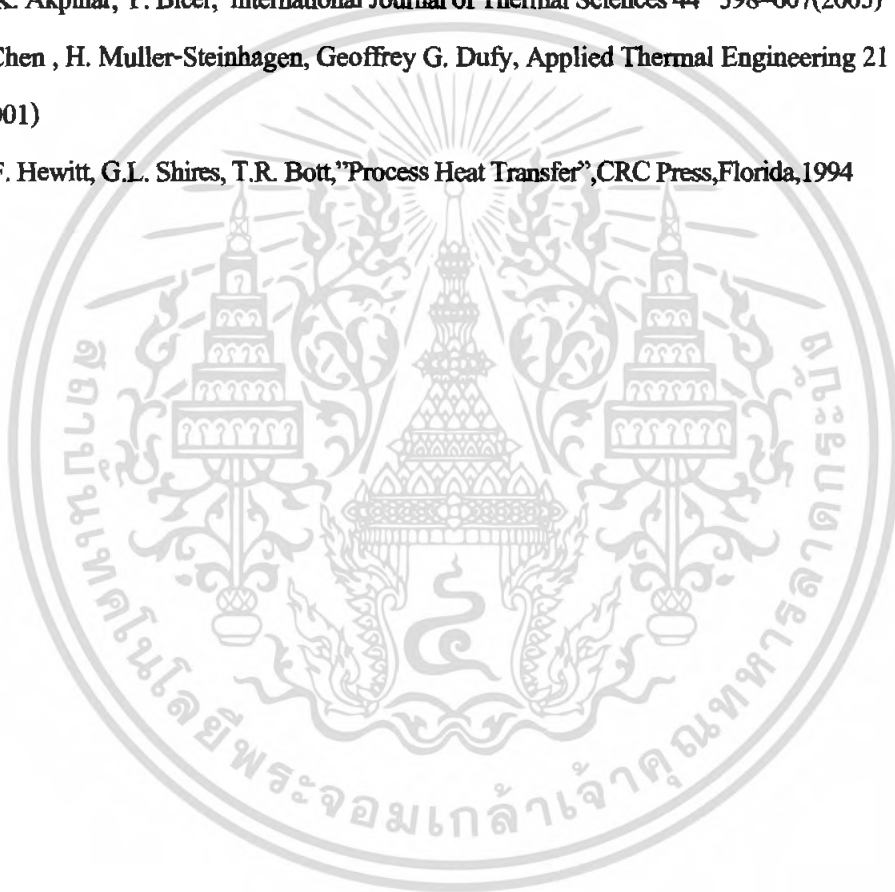
**เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน และยังคงต้นทุนในการ
สร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน**



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารอ้างอิง

- [1] รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์, “ การถ่ายเทความร้อน ”, มิถุนายน พ.ศ. 2542
- [2] นิติวศ ทองนุช วิทยานิพนธ์, “ การเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน โดยใช้แผ่นบิดแบ่งเป็นช่วงในท่อ”, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล,สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, พ.ศ. 2548
- [3] Holman,JP, "Heat Transfer", McGraw-Hill, Newyork, 1989
- [4] C. Yildiz, Y. Bicer , D. Pehlivan, Applied Energy 54(1), 49(1996)
- [5] E. K. Akpınar, Y. Bicer, International Journal of Thermal Sciences 44 598–607(2005)
- [6] J. Chen , H. Muller-Steinhagen, Geoffrey G. Dufy, Applied Thermal Engineering 21 535±547 (2001)
- [7] G.F. Hewitt, G.L. Shires, T.R. Bott, "Process Heat Transfer", CRC Press, Florida, 1994



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ก.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก-1 แสดงผลการทดลองของท่อเปล่า

\dot{V}_h L/hr	Re	\dot{m}_h kg/s	\dot{m}_c kg/s	พอน้ำร้อน		พอน้ำเย็น		Q_h kW	Q_c kW	Q kW	ΔT_m °C	U W/m ² ·°C	h_o W/m ² ·°C	h_i W/m ² ·°C	Nu	$\Delta P(H)$ m	f	Pr
				$T_{h,i}$	$T_{h,o}$	$T_{c,i}$	$T_{c,o}$											
400	15,840.84	0.108870	0.221160	70.14	62.47	29.42	33.58	3.49949	3.84188	3.67069	34.7720	1015.042	1987.491	1523.192	47.0516	0.023	0.05581	2.69
450	17,893.21	0.122460	0.221150	70.16	62.98	29.40	33.82	3.68201	4.08072	3.88137	34.9409	1068.113	1990.219	1645.911	50.8095	0.028	0.05368	2.68
500	19,953.28	0.136050	0.221140	70.21	63.41	29.44	34.06	3.87590	4.27066	4.07328	35.0499	1117.441	1993.703	1766.044	54.4866	0.033	0.05125	2.67
550	21,961.86	0.149650	0.221130	70.08	63.62	29.42	34.18	4.04684	4.39645	4.22165	35.0440	1158.338	1994.951	1870.411	57.7011	0.037	0.06032	2.67
600	24,019.56	0.163240	0.221130	70.11	63.92	29.40	34.34	4.23411	4.56596	4.40003	35.1426	1203.896	1996.701	1992.142	62.1760	0.044	0.04745	2.66
650	26,047.04	0.176830	0.221120	70.05	64.13	29.40	34.50	4.38034	4.70853	4.54444	35.1397	1243.507	1998.706	2102.992	65.6245	0.049	0.04502	2.66
700	28,158.59	0.190400	0.221120	70.20	64.51	29.40	34.60	4.53329	4.80396	4.66863	35.3561	1269.673	1999.962	2178.935	67.9499	0.054	0.04358	2.64
750	30,157.02	0.204010	0.221110	70.04	64.63	29.40	34.76	4.62008	4.95110	4.78559	35.2529	1305.291	2003.257	2285.984	71.2934	0.062	0.04279	2.65
800	32,259.42	0.217580	0.221100	70.11	64.95	29.40	34.91	4.70900	5.08982	4.89941	35.3741	1331.757	2004.799	2368.414	73.8284	0.070	0.04246	2.64
850	34,290.33	0.231180	0.221100	70.05	65.07	29.40	35.03	4.82170	5.20281	5.01226	35.3391	1363.781	2005.682	2471.630	77.0402	0.078	0.04191	2.64
900	36,380.24	0.244760	0.221090	70.09	65.31	29.40	35.12	4.90078	5.28044	5.09061	35.4360	1381.313	2006.786	2529.823	78.8274	0.086	0.04122	2.63
950	38,450.95	0.258340	0.221090	70.06	65.52	29.40	35.23	4.91338	5.38197	5.14768	35.4734	1395.324	2006.786	2577.220	80.2867	0.098	0.04216	2.63
1000	40,562.00	0.271910	0.221080	70.15	65.73	29.40	35.34	5.03313	5.48402	5.25857	35.5615	1421.850	2008.112	2669.198	83.1219	0.108	0.04193	2.62
1050	42,712.97	0.285480	0.221080	70.32	65.95	29.40	35.42	5.22799	5.56188	5.39494	35.7189	1452.297	2008.998	2778.547	86.4853	0.116	0.04085	2.61
1100	44,721.12	0.299080	0.221080	70.21	65.99	29.30	35.47	5.27622	5.70310	5.48966	35.7042	1478.402	2008.555	2875.699	89.5179	0.124	0.03978	2.61
1150	46,713.48	0.312680	0.221080	70.07	66.00	29.30	35.46	5.32351	5.68555	5.50453	35.6472	1484.777	2008.334	2899.915	90.2849	0.134	0.03934	2.62
1200	48,991.56	0.326210	0.221080	70.40	66.38	29.30	35.54	5.49084	5.76112	5.62588	35.9638	1504.151	2009.22	2974.750	92.5364	0.142	0.03828	2.60

ตารางที่ ก-2 แสดงผลการทดลองของท่อรอยุนแถวตรง

\dot{V}_h L/hr	Re	\dot{m}_h kg/s	\dot{m}_c kg/s	พอน้ำร้อน		พอน้ำเย็น		Q_h kW	Q_c kW	Q kW	ΔT_m °C	U W/m ² ·°C	h_o W/m ² ·°C	h_i W/m ² ·°C	Nu	$\Delta P(H)$ m	f	Pr
				$T_{h,i}$	$T_{h,o}$	$T_{c,i}$	$T_{c,o}$											
400	15840.84	0.10887	0.22116	70.06	59.32	29.90	35.50	4.89786	5.17444	5.03615	31.92440	1516.649	3042.608	3024.84	94.677	0.039	0.09463	2.76
450	17693.21	0.12246	0.22115	70.22	60.26	29.90	35.88	5.10828	5.52623	5.31725	32.31082	1582.382	3042.608	3297.05	103.128	0.051	0.09777	2.74
500	19953.28	0.13605	0.22114	70.36	60.92	29.90	36.12	5.37851	5.74359	5.56105	32.60734	1639.865	3042.608	3556.94	111.203	0.063	0.09783	2.72
550	21961.86	0.14965	0.22113	70.20	61.35	29.90	36.31	5.54893	5.92506	5.73699	32.65381	1689.34	3042.608	3798.21	118.726	0.073	0.09369	2.71
600	24019.56	0.16324	0.22113	70.30	61.85	29.80	36.52	5.77599	6.20451	5.99025	32.90603	1750.395	3042.608	4121.43	128.784	0.085	0.09166	2.70
650	26047.04	0.17683	0.22112	69.88	61.92	29.80	36.53	5.89330	6.22179	6.05754	32.72677	1779.755	3042.608	4287.98	134.016	0.096	0.08821	2.71
700	28158.59	0.19040	0.22112	70.25	62.49	29.80	36.72	6.18278	6.39434	6.28856	33.10611	1826.458	3042.608	4569.50	142.733	0.110	0.08715	2.69
750	30157.02	0.20401	0.22111	70.10	62.75	29.80	36.86	6.27521	6.51926	6.39723	33.09814	1858.469	3042.608	4775.28	149.150	0.125	0.08627	2.69
800	32259.42	0.21758	0.22110	70.12	63.11	29.80	37.02	6.38912	6.67089	6.53000	33.20072	1891.179	3042.608	4997.37	156.052	0.140	0.08492	2.68
850	34290.33	0.23118	0.22110	70.19	63.38	29.80	37.10	6.59644	6.74113	6.66878	33.33660	1923.499	3042.608	5229.56	163.267	0.154	0.08275	2.67
900	36380.24	0.24476	0.22109	70.11	63.57	29.80	37.21	6.70691	6.84388	6.77539	33.33697	1954.228	3042.608	5463.12	170.549	0.170	0.08148	2.67
950	38450.95	0.25834	0.22109	70.41	64.10	29.80	37.40	6.82688	7.02023	6.92355	33.65497	1978.092	3042.608	5653.79	176.356	0.188	0.08087	2.65
1000	40562.00	0.27191	0.22108	70.00	63.97	29.80	37.43	6.87020	7.04739	6.95880	33.36719	2005.308	3042.608	5881.97	183.591	0.207	0.08036	2.66
1050	42712.97	0.28548	0.22108	70.20	64.32	29.80	37.56	7.03422	7.17182	7.10302	33.56808	2034.62	3042.608	6141.49	191.568	0.222	0.07817	2.65
1100	44721.12	0.29908	0.22108	70.01	64.32	29.80	37.59	7.11985	7.19701	7.15843	33.45919	2057.165	3042.608	6351.60	198.165	0.239	0.07668	2.65
1150	46713.48	0.31268	0.22108	70.08	64.55	29.80	37.71	7.24340	7.30464	7.27402	33.54795	2084.851	3042.608	6623.17	206.563	0.257	0.07544	2.65
1200	48991.56	0.32621	0.22108	70.14	64.82	29.80	37.82	7.27682	7.40999	7.34340	33.65721	2097.905	3042.608	6756.73	210.647	0.277	0.07468	2.64

ตารางที่ ก-3 แสดงผลการทดลองของท่อรอยุนแนวระดับ

\dot{V}_h L/hr	Re	\dot{m}_h kg/s	\dot{m}_c kg/s	พ่นาร้อน		พ่นารเย็น		Q_h KW	Q_c KW	Q KW	ΔT_m °C	U W/m ² .°C	h_o W/m ² .°C	h_i W/m ² .°C	Nu	$\Delta P(H)$ m	f	Pr
				$T_{h,i}$	$T_{h,o}$	$T_{c,i}$	$T_{c,o}$											
400	15840.84	0.10887	0.22116	70.14	59.00	30.52	36.47	5.079105	5.49593	5.287518	31.00362	1639.857	3042.578	3556.94	111.348	0.051	0.12375	2.77
450	17893.21	0.12246	0.22115	70.23	59.67	30.50	36.66	5.41515	5.691927	5.553638	31.31631	1705.163	3042.578	3879.19	121.379	0.060	0.11503	2.75
500	19953.28	0.13605	0.22114	70.21	60.34	30.50	36.91	5.621961	5.924561	5.773261	31.53459	1760.357	3042.578	4177.14	130.651	0.073	0.11336	2.74
550	21961.86	0.14965	0.22113	69.95	60.64	30.53	37.06	5.836398	6.026806	5.931502	31.4823	1811.611	3042.578	4477.75	140.049	0.084	0.10780	2.73
600	24019.56	0.16324	0.22113	70.05	61.15	30.50	37.24	6.085042	6.230471	6.157757	31.71422	1866.96	3042.578	4831.82	151.068	0.096	0.10353	2.72
650	26047.04	0.17683	0.22112	69.92	61.52	30.50	37.36	6.225022	6.33708	6.281051	31.78505	1900.098	3042.578	5080.22	158.186	0.110	0.10108	2.72
700	28158.59	0.1904	0.22112	69.95	61.88	30.50	37.54	6.436495	6.499706	6.4681	31.89471	1949.955	3042.578	5429.95	169.703	0.125	0.09666	2.71
750	30157.02	0.20401	0.22111	69.99	62.29	30.50	37.65	6.579539	6.607061	6.5933	32.05872	1977.531	3042.578	5649.32	176.511	0.143	0.09869	2.70
800	32259.42	0.21758	0.22110	70.36	62.95	30.50	37.88	6.748337	6.81289	6.780614	32.48653	2008.167	3042.578	5906.75	184.440	0.159	0.09645	2.68
850	34290.33	0.23118	0.22110	69.84	62.87	30.50	37.94	6.751669	6.877019	6.814344	32.13413	2039.032	3042.578	6181.99	193.103	0.180	0.09672	2.69
900	36380.24	0.24476	0.22109	69.91	63.15	30.44	38.04	6.92378	7.022516	6.973148	32.29071	2076.433	3042.578	6539.09	204.215	0.197	0.09442	2.68
950	38450.95	0.25834	0.22109	70.00	63.47	30.40	38.15	7.062933	7.161456	7.112194	32.45069	2107.397	3042.578	6856.34	214.141	0.219	0.09421	2.67
1000	40562.00	0.27191	0.22108	69.89	63.61	30.42	38.21	7.150654	7.193193	7.171924	32.43093	2126.39	3042.578	7061.55	220.473	0.237	0.09201	2.67
1050	42712.97	0.28548	0.22108	70.02	63.93	30.41	38.34	7.282231	7.319149	7.30069	32.59224	2153.855	3042.578	7373.80	230.163	0.260	0.09155	2.66
1100	44721.12	0.29908	0.22108	70.10	64.22	30.41	38.44	7.364149	7.417623	7.390886	32.72003	2171.948	3042.578	7590.27	236.817	0.281	0.09016	2.65
1150	46713.48	0.31268	0.22108	70.28	64.53	30.30	38.53	7.526941	7.600067	7.563504	32.97661	2205.382	3042.578	8014.90	249.914	0.299	0.08777	2.64
1200	48991.56	0.32621	0.22108	70.09	64.61	30.35	38.55	7.486823	7.571059	7.528941	32.88171	2201.639	3042.578	7965.69	248.415	0.325	0.08762	2.65



ภาคผนวก ข.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ข.

คุณสมบัติเทอร์โมไดนามิกส์ของน้ำอิมตัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water^a

Temperature, T (K)	Pressure, P (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vaporization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion Coefficient, $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Temperature, T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_f	Pr_g			
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	273.15
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	275
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	280
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	285
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	290
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	295
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	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
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	310
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	315
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	320
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	325
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	330
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	335
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	340
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	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385

390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2		430
440	7.333	1.110	0.261	2059	4.36	2.46	162	14.50	682	31.7	1.04	1.12	45.1		440
450	9.319	1.123	0.208	2024	4.40	2.56	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	42.9		450
460	11.71	1.137	0.167	1989	4.44	2.68	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	40.7		460
470	14.55	1.152	0.136	1951	4.48	2.79	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	38.5		470
480	17.90	1.167	0.111	1912	4.53	2.94	129	15.88	660	38.1	0.89	1.23	36.2		480
490	21.83	1.184	0.0922	1870	4.59	3.10	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	33.9	—	490
500	26.40	1.203	0.0766	1825	4.66	3.27	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	31.6	—	500
510	31.66	1.222	0.0631	1779	4.74	3.47	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	29.3	—	510
520	37.70	1.244	0.0525	1730	4.84	3.70	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	26.9	—	520
530	44.58	1.268	0.0445	1679	4.95	3.96	104	17.72	608	50.6	0.85	1.39	24.5	—	530
540	52.38	1.294	0.0375	1622	5.08	4.27	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	22.1	—	540
550	61.19	1.323	0.0317	1564	5.24	4.64	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	19.7	—	550
560	71.08	1.355	0.0269	1499	5.43	5.09	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	17.3	—	560
570	82.16	1.392	0.0228	1429	5.68	5.67	91	19.7	548	70.7	0.94	1.59	15.0	—	570
580	94.51	1.433	0.0193	1353	6.00	6.40	88	20.4	528	76.7	0.99	1.68	12.8	—	580
590	108.3	1.482	0.0163	1274	6.41	7.35	84	21.5	513	84.1	1.05	1.84	10.5	—	590
600	123.5	1.541	0.0137	1176	7.00	8.75	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	8.4	—	600
610	137.3	1.612	0.0115	1068	7.85	11.1	77	24.1	467	103	1.30	2.60	6.3	—	610
620	159.1	1.705	0.0094	941	9.35	15.4	72	25.9	444	114	1.52	3.46	4.5	—	620
625	169.1	1.778	0.0085	858	10.6	18.3	70	27.0	430	121	1.65	4.20	3.5	—	625
630	179.7	1.856	0.0075	781	12.6	22.1	67	28.0	412	130	2.0	4.8	2.6	—	630
635	190.9	1.935	0.0066	683	16.4	27.6	64	30.0	392	141	2.7	6.0	1.5	—	635
640	202.7	2.075	0.0057	560	26	42	59	32.0	367	155	4.2	9.6	0.8	—	640
645	215.2	2.351	0.0045	361	90	—	54	37.0	331	178	12	26	0.1	—	645
647.3 ^a	221.2	3.170	0.0032	0	∞	∞	45	45.0	238	238	∞	∞	0.0	—	647.3 ^a

^aAdapted from Reference 19.

^b1 bar = 10⁵ N/m².

^cCritical temperature.