



รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ ลักษณะเฉพาะของการถ่ายเทความร้อนและการไหล
ของสารทำความเย็นที่ระเหยตัวภายในเครื่องแลกเปลี่ยน
เปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่มีการเพิ่มพื้นผิว

โดย ผศ.ดร.กิตติ นิลผึ้ง

กรกฎาคม 2557

สัญญาเลขที่ MRG5580119

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ ลักษณะเฉพาะของการถ่ายเทความร้อนและการไหล
ของสารทำความเย็นที่ระเหยตัวภายในเครื่องแลกเปลี่ยน
ความร้อนแบบแผ่นที่มีการเพิ่มพื้นผิว

ผู้วิจัย ผศ.ดร.กิตติ นิลผึ่ง สังกัด มหาวิทยาลัยเอเซียอาคเนย์

สนับสนุนโดยสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย

(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย
สกว.ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

Abstract

Project Code: MRG5580119

**Project Title: Evaporation Heat Transfer and Flow Characteristics of refrigerants
inside Plate Heat Exchanger with enhanced surfaces**

Investigator: Asst.Prof.Dr. Kitti Nilpueng South East Asia University

E-mail Address: nilpueng@yahoo.com

Project Period: 2 years

Flow pattern, heat transfer coefficient and pressure drop of refrigerant during evaporation inside the plate heat exchangers with rough surface are investigated. The effect of mass flux, heat flux, quality, and saturation temperature on the heat transfer and flow characteristics is presented. A commercial plate heat exchanger (Alfa Laval M3) which consists of three stainless steel corrugated plates with symmetrical chevron angle of 30° and 60° is examined under counter flow conditions. The plate surface roughness is made by using a sand blasting machine and measured by surface roughness measuring machine (Taylor Hobson Talysurf series 2). Working fluids is water and refrigerant R-134a. The flow direction is vertical downward for hot water and vertical upward for refrigerant. The test run are done at mass flux ranging between 65 and 95 kg/m²s, heat flux ranging between 5 and 15 kW/m², quality ranging between 0.2 and 0.8, and saturation temperature ranging between 10 and 20 °C. In order to observe the flow pattern inside the plate heat exchanger, a transparent plate having the same configuration as the stainless steel plates is cast and used as a cover plate. Two-phase flow pattern inside plate heat exchanger is recorded by a digital camera (shutter speed of 1/2000 s) and video camera. The evaporation heat transfer coefficient and pressure drop is enhanced with increasing the quality heat flux and mass flux. Conversely, it is decreased when the saturation temperature and chevron angle is increased. The heat transfer coefficient and pressure drop of refrigerant through rough surface plate is enhanced by 20% and 31.2% comparing with the smooth surface plate.

Keywords: Heat transfer coefficient, Pressure drop, Flow pattern, Corrugated sinusoidal channel, Chevron angle, Rough surface

บทคัดย่อ

รหัสโครงการ: **MRG5580119**

ชื่อโครงการ: ลักษณะเฉพาะของการถ่ายเทความร้อนและการไหลของสารทำความเย็น
ที่ระเหยตัวภายในอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบแผ่นที่มีการเพิ่มพื้นผิว

ชื่อนักวิจัย: ผศ.ดร.กิตติ นิลผึ่ง มหาวิทยาลัยเอเชียอาคเนย์

E-mail Address: nilpueng@yahoo.com

ระยะเวลาโครงการ: 2 ปี

งานวิจัยนี้ได้ศึกษารูปแบบการไหล สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และความดันลดของสารทำความเย็นที่ระเหยตัวภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่มีพื้นผิวหยาบ โดยได้ทำการศึกษาผลกระทบของฟลักซ์มวล ฟลักซ์ความร้อน คุณภาพไอและ อุณหภูมิระเหยตัวที่มีต่อลักษณะเฉพาะในการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมกรรมการไหล เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ทำจากแผ่นสแตนเลสที่มีลักษณะเป็นลอนทำมุม 30° and 60° และมีการไหลของของไหลสวนทางกัน ความหยาบของพื้นผิวแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนทำได้จากการใช้เครื่องยิงทรายและวัดค่าความหยาบโดยใช้เครื่องวัดความหยาบผิว สารทำงานที่ใช้คือน้ำและ สารทำความเย็น R-134a ทิศทางการไหลของน้ำและสารทำความเย็นคือ การไหลลงในแนวดิ่งและการไหลขึ้นในแนวดิ่งตามลำดับ การทดลองได้ดำเนินการที่ฟลักซ์มวลระหว่าง 65 ถึง 95 kg/m²s ฟลักซ์ความร้อนระหว่าง 5 และ 15 kW/m², คุณภาพไอระหว่าง 0.2 และ 0.8, และอุณหภูมิระเหยตัวระหว่าง 10 และ 20 °C ในการสังเกตรูปแบบการไหลของของไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำได้โดยการหล่อเรซินให้มีลักษณะเหมือนกับแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจากสแตนเลสและใช้เป็นแผ่นปิด รูปแบบการไหลสองสถานะภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถูกบันทึกภาพด้วยกล้องดิจิทัล(shutter speed of 1/2000 s)และกล้องวิดีโอ ผลการทดลองพบว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดเพิ่มขึ้นเมื่อคุณภาพไอ ฟลักซ์ความร้อน และฟลักซ์มวล ในทางตรงกันข้ามกันพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิระเหยตัวเพิ่มขึ้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดมีค่าเพิ่มขึ้น 13.3% และ 18.5 % เมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผิวเรียบ

คำหลัก: สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, ความดันลด, รูปแบบการไหล, ช่องทางการไหลที่เป็นคลื่นไซน์, พื้นผิวหยาบ

Output จากโครงการวิจัยที่ได้รับทุนจาก สกว.

1. ผลงานตามที่คาดไว้ในสัญญาโครงการ
 - An experimental study of evaporation heat transfer and friction characteristics of HFC-134a flowing inside a plate heat exchanger
 - Effect of plate roughness on performance characteristics of HFC-134a during evaporation in a plate heat exchanger
 - Effect of chevron angle on evaporation heat transfer and pressure drop of HFC-134a in a plate heat exchanger with roughened surfaces
2. การนำผลงานวิจัยไปใช้ประโยชน์
 - นำองค์ความรู้และผลการทดลองที่ได้นำมาใช้เป็นสื่อการเรียนการสอนในรายวิชาเทอร์โมไดนามิกส์และการทำความเย็น ในสาขาวิศวกรรมเครื่องกล
 - ได้สร้างกลุ่มนักวิจัยใหม่ โดยให้นักศึกษาได้มีส่วนร่วมในงานวิจัยนี้ด้วยการนำงานส่วนหนึ่งจัดทำเป็นโครงงานวิศวกรรมเพื่อฝึกสอนให้นักศึกษามีพื้นฐานแนวคิดในการทำงานวิจัย
3. การเสนอผลงานในที่ประชุมวิชาการ
 - Nilpueng, K. and Wongwises, S., Heat transfer and flow characteristic of water inside a plate heat exchanger with rough surface, TRF Seminar in Basic Research CIII “Advance Research of Mechanical Engineering” Faculty of Engineering, King Mongkut's University of Technology Thonburi, Thailand, 27 June 2014. (Oral presentation)

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ ศ.ดร.สมชาย วงศ์วิเศษ ที่ได้ให้คำปรึกษาและแนะนำความรู้ทางด้านวิชาการและปฏิบัติ และแนวทางในการดำเนินงานวิจัยอันเป็นประโยชน์อย่างยิ่ง ทำให้งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี ขอขอบคุณคณาจารย์สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเอเซียอาคเนย์ ที่ได้ให้คำแนะนำในการสร้างชุดอุปกรณ์ทดลอง และให้ความช่วยเหลือในการตรวจสอบแก้ไขข้อบกพร่องต่างๆ พร้อมทั้งสนับสนุนเครื่องมือและอุปกรณ์ในการดำเนินงาน การดำเนินงานวิจัยนี้ได้รับทุนอุดหนุนจากสำนักงานคณะกรรมการอุดมศึกษา สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยและ มหาวิทยาลัยเอเซียอาคเนย์ซึ่งถือเป็นส่วนสำคัญอย่างยิ่งต่อการส่งเสริมและพัฒนาทักษะ ความรู้ความสามารถในการทำงานวิจัยของผู้วิจัย ตลอดจนได้ผลงานวิจัยที่เป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาองค์ความรู้ทางด้านวิชาการ การประยุกต์ใช้งานในทางปฏิบัติและการพัฒนาของประเทศ ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งและขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ ที่นี้

ผู้ดำเนินการวิจัย

ผศ.ดร.กิตติ นิลผึ้ง

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย	ก
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ข
ผลที่ได้จากโครงการวิจัยที่ได้รับทุนจาก สกว.	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญ.....	จ
สารบัญรูป	ช
สารบัญตาราง.....	ฎ
1. บทนำ	
1.1 ความเป็นมา และความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์	2
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.....	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
1.5 ทบทวนงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	2
2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	
2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น.....	6
2.2 โครงสร้างและส่วนประกอบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น	6
2.3 ลักษณะของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน.....	7
2.4 หลักการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น.....	8
2.5 การไหลของของไหลภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น.....	9
2.6 ข้อดีของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น.....	10
2.7 พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน.....	10
2.8 ช่องว่างเฉลี่ยของช่องทางการไหล	11
2.9 สมบัติการถ่ายเทความร้อน.....	12
2.10 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	13
2.11 การหาความดันตกภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น.....	14
2.12 สมการพลังงานของสายของไหลร้อนและสายของไหลเย็น.....	15
2.13 สมการการถ่ายเทความร้อน.....	16
2.14 เทคนิคการพล็อตของวิลสัน	16
2.15 พฤติกรรมการเดือดด้วยการพาความร้อนแบบบังคับ	17

3. การคำนวณและการออกแบบ	
3.1 อุปกรณ์การทดลอง	20
3.2 วิธีการทดลอง	25
3.3 การวิเคราะห์ข้อมูล	27
4. ผลการทดลองและการวิจารณ์	
4.1 การศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของน้ำที่ไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น	32
4.2 การศึกษาพฤติกรรมการไหลสองสถานะของใช้น้ำและอากาศภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น	40
4.3 การศึกษาพฤติกรรมการไหลของสารทำความเย็นที่ระเหยตัวภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น	43
5. สรุปผลการทดสอบ	
5.1 สรุปผลการทดสอบ	66
5.2 ข้อเสนอแนะสำหรับการวิจัยในอนาคต	66
บรรณานุกรม	68
ภาคผนวก ก ตารางผลการทดสอบ	70
ภาคผนวก ข แบบงาน	75
ภาคผนวก ค การนำเสนอผลงานในที่ประชุมวิชาการ	77

สารบัญรูป

รูปที่ หน้า

รูปที่ 1.1	การไหลแบบฟอง (bubbly flow).....	4
รูปที่ 1.2	การไหลแบบวงแหวน (annular- liquid bridge flow)	4
รูปที่ 2.1	ส่วนประกอบต่างๆของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น	7
รูปที่ 2.2	ลักษณะลอนบนแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน	8
รูปที่ 2.3	ลักษณะการไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น.....	8
รูปที่ 2.4	การไหลแบบปั่นป่วนระหว่างแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน	9
รูปที่ 2.5	การทิศทางการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	9
รูปที่ 2.6	ลักษณะของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนแบบก้างปลา.....	11
รูปที่ 2.7	รูปแบบการไหลระหว่างการระเหยตัวภายในท่อกลม	18
รูปที่ 2.8	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกับสัดส่วนของความแห้ง ของสารทำความเย็น.....	19
รูปที่ 3.1	แผนภาพแสดงขั้นตอนการดำเนินงานตามระเบียบวิธีวิจัย	20
รูปที่ 3.2	ชุดอุปกรณ์ทดลอง	21
รูปที่ 3.3	ภาพถ่ายชุดอุปกรณ์การทดลอง.....	21
รูปที่ 3.4	แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความขรุขระผิวแตกต่างกัน	25
รูปที่ 4.1	สมดุลพลังงานความร้อนระหว่างสายของไหลร้อนและเย็น.....	32
รูปที่ 4.2	ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซล และตัวเลขเรย์โนลด์ (30°)	33
รูปที่ 4.3	ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซล และตัวเลขเรย์โนลด์(60°)	34
รูปที่ 4.4	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและตัวเลขเรย์โนลด์ที่มุม ลอนต่างกัน (พื้นผิวเรียบ)	35
รูปที่ 4.5	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและตัวเลขเรย์โนลด์ ที่มุมลอน 60° และความหยาบพื้นผิวแตกต่างกัน	36
รูปที่ 4.6	ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและตัวเลขเรย์โนลด์ ที่มุมลอน 30° และความหยาบพื้นผิวแตกต่างกัน	36
รูปที่ 4.7	ความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่ลดลงและตัวเลขเรย์โนลด์ที่มุมลอนต่างกัน	37
รูปที่ 4.8	พฤติกรรมการณ์ไหลของน้ำภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น	38
รูปที่ 4.9	ความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่ลดลงและตัวเลขเรย์โนลด์ที่มุมลอน 60° และความ หยาบพื้นผิวแตกต่างกัน	39

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่

หน้า

รูปที่ 4.10 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่ลดลงและตัวเลขเรย์โนลด์ที่มุมลอน 30° และ ความหยาบพื้นผิวแตกต่างกัน.....	39
รูปที่ 4.11 การไหลแบบฟอง (Bubbly flow).....	41
รูปที่ 4.12 การไหลแบบฟองหมุน (Bubbly recirculation flow).....	41
รูปที่ 4.13 แผนที่รูปแบบการไหล (Flow regime map)	42
รูปที่ 4.14 การไหลแบบฟอง (Bubbly flow).....	43
รูปที่ 4.15 การไหลแบบฟองหมุน (Bubbly recirculation flow).....	43
รูปที่ 4.16 แผนที่รูปแบบการไหล (Flow regime map)	44
รูปที่ 4.17 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไอของสารทำ ความเย็นที่อุณหภูมิระเหยตัวแตกต่างกัน	46
รูปที่ 4.18 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่อุณหภูมิ ระเหยตัวแตกต่างกัน	47
รูปที่ 4.19 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดัน ลดและอุณหภูมิระเหยตัว	48
รูปที่ 4.20 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไอของสารทำ ความเย็นที่ฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกัน	49
รูปที่ 4.21 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ฟลักซ์ ความร้อนแตกต่างกัน	50
รูปที่ 4.22 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดัน ลดและฟลักซ์ความร้อน.....	50
รูปที่ 4.23 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไอของสารทำ ความเย็นที่ของฟลักซ์มวลแตกต่างกัน.....	52
รูปที่ 4.24 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ของฟลักซ์ มวลแตกต่างกัน.....	52
รูปที่ 4.25 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดัน ลดและฟลักซ์มวล	53
รูปที่ 4.26 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไอของสารทำ ความเย็นที่อุณหภูมิระเหยตัวแตกต่างกัน	54

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ หน้า

รูปที่ 4.27 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่อุณหภูมิ ระเหยตัวแตกต่างกัน	55
รูปที่ 4.28 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดัน ลดและอุณหภูมิระเหยตัว	56
รูปที่ 4.29 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไอของสารทำ ความเย็นที่ฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกัน	57
รูปที่ 4.30 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ฟลักซ์ ความร้อนแตกต่างกัน	58
รูปที่ 4.31 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดัน ลดและฟลักซ์ความร้อน.....	58
รูปที่ 4.32 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไอของสารทำ ความเย็นที่ของฟลักซ์มวลแตกต่างกัน.....	60
รูปที่ 4.33 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ของฟลักซ์ มวลแตกต่างกัน	60
รูปที่ 4.34 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดัน ลดและฟลักซ์มวล	61
รูปที่ 4.35 ความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเมื่อพื้นผิวมีความหยาบ แตกต่างกัน ($G = 65 \text{ kg/m}^2\text{S}$, $q = 10 \text{ kW/m}^2$, $T = 20^\circ\text{C}$)	62
รูปที่ 4.36 ความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเมื่อพื้นผิวมีความหยาบ แตกต่างกัน ($G = 80 \text{ kg/m}^2\text{S}$, $q = 10 \text{ kW/m}^2$, $T = 20^\circ\text{C}$)	63
รูปที่ 4.37 ความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเมื่อพื้นผิวมีความหยาบ แตกต่างกัน ($G = 95 \text{ kg/m}^2\text{S}$, $q = 10 \text{ kW/m}^2$, $T = 20^\circ\text{C}$)	63
รูปที่ 4.38 รูปแบบการไหลสองสถานะภายในช่องทางการไหล	64
รูปที่ ความสัมพันธ์ของความดันลดเมื่อพื้นผิวมีความหยาบแตกต่างกัน ($G = 65 \text{ kg/m}^2\text{S}$, q $= 10 \text{ kW/m}^2$, $T = 20^\circ\text{C}$)	64
รูปที่ 4.40 ความสัมพันธ์ของความดันลดเมื่อพื้นผิวมีความหยาบแตกต่างกัน ($G = 80$ $\text{kg/m}^2\text{S}$, $q = 10 \text{ kW/m}^2$, $T = 20^\circ\text{C}$)	65

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่
หน้า

รูปที่ 4.41 ความสัมพันธ์ของความดันลดเมื่อพื้นผิวมีความหยาบแตกต่างกัน ($G = 95$ $\text{kg/m}^2\text{S}$, $q = 10 \text{ kW/m}^2$, $T = 20^\circ\text{C}$)	65
---	----

สารบัญตาราง

ตารางที่

หน้า

ตารางที่ 2.1 ตารางค่า Ch และ n สำหรับสหสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน.....	13
ตารางที่ 2.2 ตารางค่าคงที่ Kp และ m สำหรับสหสัมพันธ์ของตัวประกอบความเสียดทาน.....	12
ตารางที่ 3.1 อุปกรณ์การทดลอง	22
ตารางที่ 3.2 ขนาดของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน.....	24

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นได้ถูกนำมาใช้งานทางวิศวกรรมด้านต่างๆ เช่น อุตสาหกรรมอาหาร อุตสาหกรรมเคมีและระบบระบายความร้อน เนื่องจากมีข้อดีคือประสิทธิภาพการทำงานสูง ขนาดกะทัดรัด สามารถทำความสะอาดและตรวจสอบได้ง่าย เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นได้รับความนิยมนำมาใช้งานเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างการไหลของของเหลวและของเหลวอย่างแพร่หลาย ดังนั้นในอดีตจึงได้มีการวิจัยและตีพิมพ์ผลงานวิจัยเกี่ยวกับลักษณะเฉพาะของการถ่ายเทความร้อนและการไหลสำหรับของไหลสถานะเดียวอย่างกว้างขวาง [1,2,3] อย่างไรก็ตามเมื่อไม่นานมานี้ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นได้ถูกประยุกต์ใช้กับการไหลสองสถานะเช่นอิวาโปรเตอร์และคอนเดนเซอร์ที่ใช้ในระบบทำความเย็นและระบบปรับอากาศ [4] ที่มีการระเหยตัวและควบแน่นระหว่างการไหล นอกจากนั้นยังพบว่าได้มีการนำเทคนิคต่างๆมาใช้ในการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น โดยสามารถแบ่งออกเป็น 2 วิธี กล่าวคือ แอ็กทีฟเทคนิค (Active technique) และพาสซีฟเทคนิค (Passive technique) ซึ่งหลักการสำคัญของวิธีแอ็กทีฟเทคนิคคือจะใช้กำลังงานจากภายนอกในการเพิ่มสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อน เช่น ใช้สนามไฟฟ้า (Electric field) หรือการใช้การสั่นของพื้นผิว (Surface vibration) เป็นต้น ส่วนกรณีของวิธีพาสซีฟเทคนิคจะมีการใส่อนุภาคของแข็งบางอย่างลงไปในช่วงของไหลหรือ วิธีการปรับปรุงพื้นผิวถ่ายเทความร้อน เช่น เพิ่มพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อน (Extended surface), การเพิ่มความขรุขระของพื้นผิว (Surface roughening) เป็นต้น จึงส่งผลให้พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและการไหลสองสถานะภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีความซับซ้อนมากเนื่องจากมีผลกระทบจากตัวแปรต่างๆ เช่น รูปแบบการไหล อุณหภูมิอิ่มตัว ฟลักซ์มวล คุณภาพไอ ฟลักซ์ความร้อน ความขรุขระของพื้นผิวและมุมลอนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน งานวิจัยนี้จึงได้ทำการศึกษาผลกระทบของความขรุขระของพื้นผิวและมุมลอนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันที่ลดลง เพื่อนำข้อมูลที่ได้นำไปใช้สำหรับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นให้มีสมรรถนะการทำงานที่เหมาะสมกล่าวคือมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสูงในขณะที่เกิดความดันที่ลดลงต่ำ

1.2 วัตถุประสงค์

1.2.1 ศึกษาผลกระทบของฟลักซ์มวล คุณภาพไอ ฟลักซ์ความร้อน อุณหภูมิอิ่มตัว ความขรุขระของผิว และมุมลอนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีต่อสัมประสิทธิ์การพาและความดันที่ลดลงภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

1.2.2 เปรียบเทียบลักษณะเฉพาะของการถ่ายเทความร้อนและการไหลของสารทำความเย็นที่ระเหยตัวภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีพื้นผิวเรียบและขรุขระ

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1.3.1 ความสามารถในการทำความเย็นของอีวาโปเรเตอร์ 3.52 kW

1.3.2 สารทำงานที่ใช้ในการทดสอบคือ R-134a

1.3.3 อุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็นคือ 10° , 15° และ 20°

1.3.4 แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้มีขนาดความกว้าง 12.3 cm ยาว 42.8 cm หนา 0.50 mm และมีมุมลอนเท่ากับ 30°

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 มีความรู้ความเข้าใจในถึงผลกระทบของความขรุขระของพื้นผิว มุมลอน ฟลักซ์มวล และฟลักซ์ความร้อน และอุณหภูมิอิ่มตัวที่มีต่อสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

1.4.2 นำข้อมูลที่ได้เป็นแนวทางในการออกแบบและประยุกต์ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นในงานที่มีการไหลสองสถานะได้อย่างเหมาะสมเช่นอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศ

1.5 ทบทวนงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

จากการทบทวนเอกสารวิจัยที่ได้ตีพิมพ์ในอดีตพบว่าได้มีงานวิจัยที่เกี่ยวข้องและตีพิมพ์อยู่บ้าง โดยสามารถแยกประเด็นการศึกษาออกเป็น 2 กลุ่มคือกลุ่มงานวิจัยที่ศึกษาผลกระทบของสภาวะการทำงานและกลุ่มงานวิจัยที่ศึกษาถึงลักษณะทางกายภาพของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันที่ลดลง

ในกลุ่มงานวิจัยที่ศึกษาผลกระทบของสภาวะการทำงานพบว่าHsieh et al. [5] ได้ศึกษาผลกระทบของฟลักซ์ความร้อน ฟลักซ์มวลและระดับอุณหภูมิองศาเย็นเยือกที่มีต่อลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น HFC-134a ผลการทดลองพบว่าฟลักซ์มวลมีผลกระทบอย่างมากต่อลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อน ในทางกลับกันพบว่าระดับอุณหภูมิองศาเย็นเยือกมีผลกระทบค่อนข้างน้อย

Hsieh and Lin [6] ได้ศึกษาลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนและการไหลของสารทำความเย็น HFC-410A ผลการทดลองพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันที่ลดลงจะเพิ่มขึ้นเมื่อฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้น และในกรณีที่ฟลักซ์ความร้อนสูงสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะสูงขึ้นตามฟลักซ์มวล

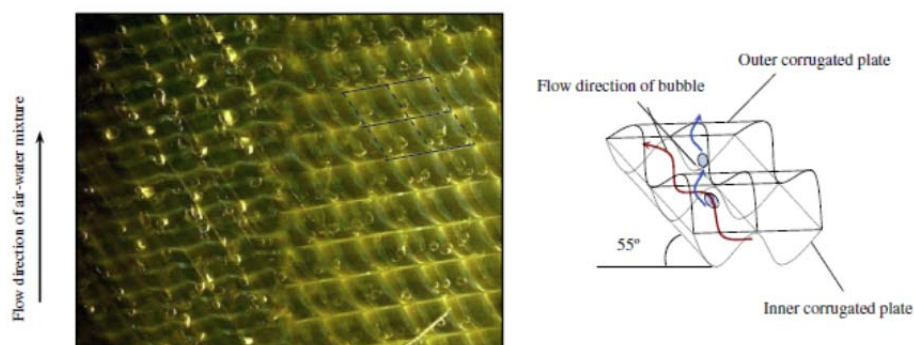
Vlasogiannis et al. [7] ศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างรูปแบบการไหลของน้ำและอากาศ และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่มีมุมลอน 60 องศาซึ่งพบว่ารูปแบบการไหลที่อากาศไหลอยู่กลางช่องทางและน้ำไหลตามร่องลอนส่งผลให้ลักษณะการถ่ายเทความร้อนสูง

Kuo et al. [8] ได้ทดสอบความสามารถการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของสารทำความเย็น R-410A ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่อยู่ในแนวตั้ง แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ทดสอบมีจำนวน 3 แผ่น โดยมีมุมลอนเท่ากับ 60° เขาได้กล่าวว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดเพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนโดยตรงกับค่าคุณภาพไอเฉลี่ย แต่พบว่าความดันลดมีค่าเพิ่มขึ้นค่อนข้างน้อย

ผลการทดลองของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันที่ลดลงของสารทำความเย็น HFC-134a HFC-410A และ HFC-236fa ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นได้ถูกนำเสนอโดย Longo and Gasparella [9], Longo and Gasparella [10] และ Longo and Gasparella [11]. โดยศึกษาผลกระทบของ อุณหภูมิอิ่มตัว ฟลักซ์มวล ฟลักซ์ความร้อน ที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันที่ลดลง ผลการทดลองของเขาแสดงให้เห็นว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีแปรผันตามฟลักซ์ความร้อน แต่มีผลกระทบน้อยมากเมื่ออุณหภูมิอิ่มตัวเปลี่ยนแปลงไป

Longo [12] ได้ทำการศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดของสารทำความเย็น R-410A ระหว่างการควบแน่นภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น ผลกระทบของอุณหภูมิอิ่มตัว ฟลักซ์มวล และไอร้อนยวดยิ่งที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดได้ถูกนำเสนอ

Nilpueng and Wongwises [13] ศึกษาผลกระทบของรูปแบบการไหลของน้ำและอากาศที่มีต่อความดันที่ลดลง แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้มีมุมลอนไม่สมมาตรกันมุม 55 and 10 องศา ผลการทดลองพบว่าความดันที่ลดลงจะเพิ่มขึ้นตามความเร็วของน้ำและอากาศ



รูปที่ 1.1 การไหลแบบฟอง (bubbly flow)

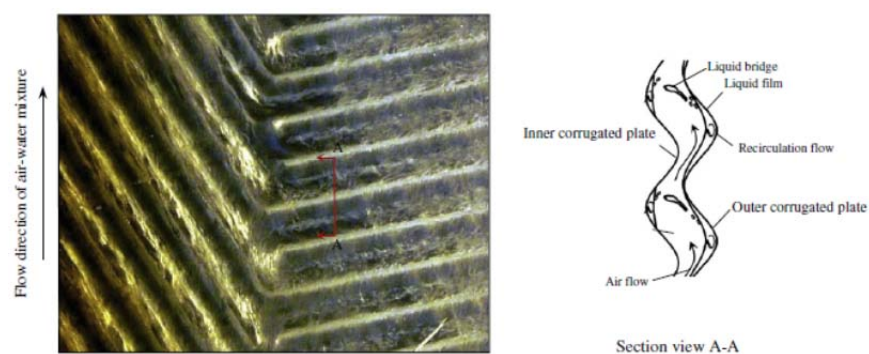


Fig. 6. Annular-liquid bridge flow at $J_L = 0.11$ m/s and $J_G = 1.573$ m/s.

รูปที่ 1.2 การไหลแบบวงแหวน (annular- liquid bridge flow)

ในกลุ่มงานวิจัยที่ศึกษาผลกระทบจากลักษณะทางกายภาพของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนพบว่า Matsushita and Ucida [14] ได้ศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันที่ลดลงของสารทำความเย็น HCFC-22 ที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ทดสอบมีลักษณะนูนเป็นรูปปริมาตร ผลการทดสอบพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงกว่ากรณีของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนลายก้างปลาประมาณ 50 – 100% แต่ความดันที่ลดลงมีค่าที่ใกล้เคียงกัน

Longo et al. [15] ได้ทดสอบสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น HCFC-22 ที่ระเหยตัวภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น ผลการทดลองพบว่าพื้นผิวของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นร่องส่งผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น 30 -40 % เมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีพื้นผิวเรียบ

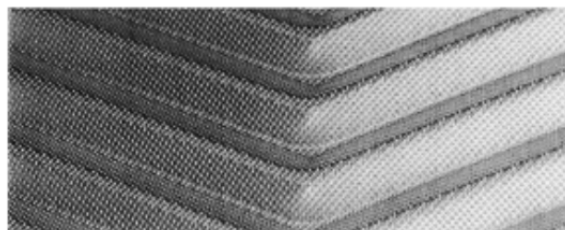


Photo of cross-grooved plate.

ตามที่ได้กล่าวมาพบว่าในอดีตงานวิจัยที่เกี่ยวข้องได้ถูกตีพิมพ์อยู่ไม่มากนัก และโดยส่วนใหญ่ได้มุ่งเน้นทำการศึกษาเกี่ยวกับผลกระทบของสภาวะการทำงานเช่นอุณหภูมิอิ่มตัว ฟลักซ์มวล คุณภาพไอ และฟลักซ์ความร้อนที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันที่ลดลง อย่างไรก็ตามงานวิจัยที่ศึกษาเกี่ยวกับลักษณะทางกายภาพของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนมีน้อยมาก จึงทำให้ยังขาดความรู้ความเข้าใจอย่างถ่องแท้เกี่ยวกับพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและการไหลสองสถานะภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น งานวิจัยนี้จึงได้ทำการศึกษาผลกระทบของความขรุขระของพื้นผิวและมุมลอนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันที่ลดลง เพื่อนำข้อมูลที่ได้นำไปใช้สำหรับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นให้มีสมรรถนะการทำงานที่เหมาะสมกล่าวคือมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสูงในขณะที่เกิดความดันที่ลดลงต่ำ

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Plate Heat Exchanger)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Plate Heat Exchanger) หรือ (PHE) ได้ถูกนักวิจัยชาวอังกฤษชื่อ Dr. Richard Seligman ประดิษฐ์ขึ้นปี ค.ศ.1923 เป็นเครื่องแรกเพื่อใช้ในอุตสาหกรรม ต่อมาในปี ค.ศ. 1930 ได้มีการพัฒนาขึ้นในงานอุตสาหกรรมอาหารเพื่อความสะดวกในการทำ ความสะอาดใน ปี 1960 มีการปรับเปลี่ยนให้มีประสิทธิภาพมากขึ้นในรูปทรงแบบแผ่นและมีการ นำแผ่นเหล็กกล้าไร้สนิมมาใช้ผลิตแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน และมีการทดสอบความดันในการใช้ งานให้เพิ่มขึ้น ดังนั้นการประดิษฐ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีการศึกษาลักษณะของ แผ่น Plate โดยมีการออกแบบแผ่น Plate ที่มีอยู่ให้ใช้ประโยชน์ได้สูงสุดในเครื่องแลกเปลี่ยนความ ร้อนแบบแผ่น จนกระทั่งปัจจุบันได้มีการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นอย่าง ต่อเนื่อง ผู้ผลิตมีการพัฒนาการคำนวณเพื่อตรวจสอบประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความ ร้อนแบบแผ่นที่มีอยู่ในตลาด

การใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นในปัจจุบันมีประสิทธิภาพมากขึ้นทั้งในด้านให้ ความร้อน การทำความเย็น และ การนำความร้อนกลับมาใช้ ดังเช่น งานด้านต่าง ๆ ดังเช่น งาน ทางด้านอุตสาหกรรม งานทางด้านโรงไฟฟ้า งานทางด้านอุตสาหกรรมกระดาษ งานอุตสาหกรรม จักรกล เป็นต้น

2.2 โครงสร้างและส่วนประกอบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น เป็นอุปกรณ์ที่สร้างขึ้นจากการนำโลหะเป็นแผ่นขึ้น รูปหลายแผ่นมาประกอบกัน โดยโลหะแผ่นแต่ละแผ่นมีการขึ้นรูปให้เกิดร่องแบบต่างกัน เครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นจะมีลักษณะของลอนที่หลากหลายรูปแบบ แม้ว่าแผ่นแลกเปลี่ยน ความร้อนจะมีพื้นผิวที่เป็นลอนที่เรียกว่า Washboard ในลักษณะของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่ มีลักษณะไม่เหมือนกันดังนั้นในการคำนวณจะต้องอาศัยข้อมูลที่เฉพาะเจาะจงของแผ่น Washboard ซึ่งเมื่อเกิดการไหลขึ้นบนแผ่น Washboard จะมีการไหลที่ปั่นป่วนอย่างต่อเนื่อง ซึ่ง มุมลอนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนจะติดตั้งสลับด้านกันและแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนมีความ หนาประมาณ 0.66 มิลลิเมตร ส่วนประกอบต่างๆของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นแสดง ดังรูปที่ 2.1 ซึ่งประกอบด้วย

2.2.1 รวบบังคับหรือแกนบังคับ (Carrying bar) มีหน้าในการทำให้แผ่นประกบเรียงตรงกัน อย่างเป็นระเบียบ

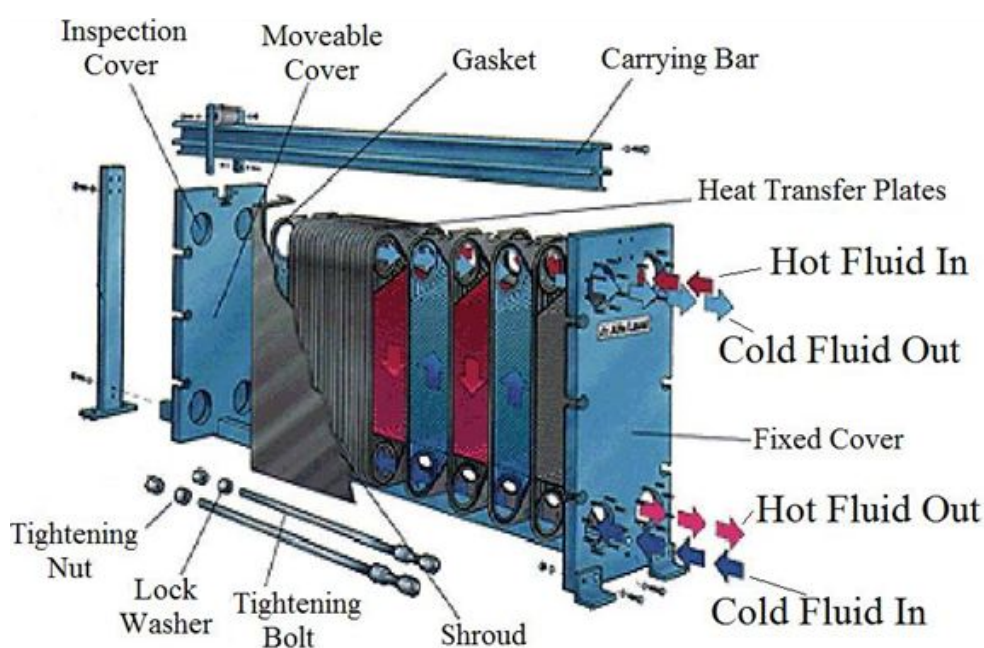
2.2.2 แผ่นประกบ มีหน้าที่บีบให้แผ่นโลหะแลกเปลี่ยนความร้อนให้แนบชิดกัน เพื่อไม่ให้เกิด การรั่วไหลระหว่างสารที่มีอุณหภูมิสูงและอุณหภูมิต่ำ

2.2.3 สลักเกลียวสำหรับขันแน่น (Tightening bolt) ทำหน้าที่ขันอัดให้แผ่นประกบกับแผ่นโลหะแลกเปลี่ยนความร้อน

2.2.4 แผ่นโครงท่าย (Fixed frame) ทำหน้าที่รองรับแผ่นโลหะแลกเปลี่ยนความร้อนกับแผ่นประกบหน้า โดยมีช่องให้สลักเกลียวขันอัดได้

2.2.5 แผ่นโลหะแลกเปลี่ยนความร้อน (Channel plate) เป็นแผ่นโลหะที่ให้สารทำงานอุณหภูมิสูงและสารทำงานที่อุณหภูมิต่ำไหลผ่าน

2.2.6 แผ่นรองประกบหัวท่าย (End plate) เป็นแผ่นรองประกบหัวท่ายระหว่าง Pressure plate กับ Fixed

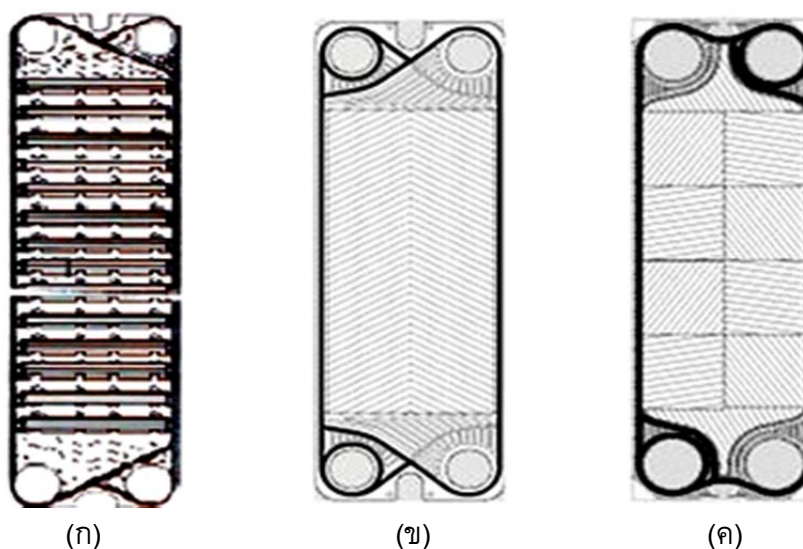


รูปที่ 2.1 ส่วนประกอบต่างๆของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

2.3 ลักษณะของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน

แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรมส่วนใหญ่ทำจากเหล็ก AISI 304 และ AISI 316 (Stainless Steel) และเจาะรู 4 รูบริเวณมุมของแผ่น ซึ่งเมื่อนำแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนมาเรียงเข้าด้วยกันในแนวตั้ง รูดังกล่าวจะทำหน้าที่เป็นช่องทางการไหลของของไหลเข้าไปภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกขึ้นรูปเป็นลอน (Corrugation) เพื่อเพิ่มพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนและยังเพิ่มความแข็งแรงให้กับแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน นอกจากนี้ลักษณะของลอนยังเป็นตัวกำหนดการไหลภายในช่องทางการไหลทำให้ของไหลที่ไหลภายในช่องทางการไหลมีการไหลแบบปั่นป่วน

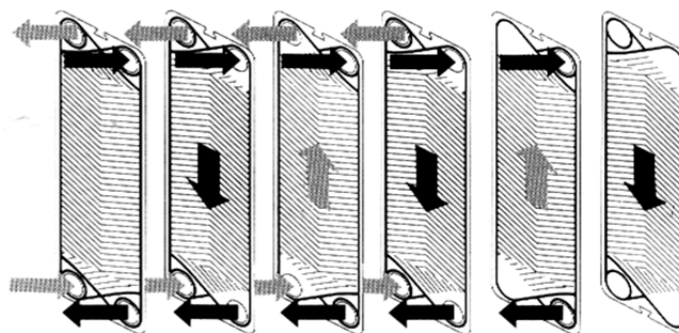
ส่วนลักษณะของมุลอนแลกเปลี่ยนความร้อนมีอยู่หลายชนิด เช่น มุลอนแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระดานลื่นดังรูปที่ 2.2 (ก) มุลอนแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทางปลาดังรูปที่ 2.2 (ข) มุลอนแลกเปลี่ยนความร้อนแบบมูมป้านผสมมุลอนแหลมดังรูปที่ 2.2 (ค)



รูปที่ 2.2 ลักษณะลอนบนแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน

2.4 หลักการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

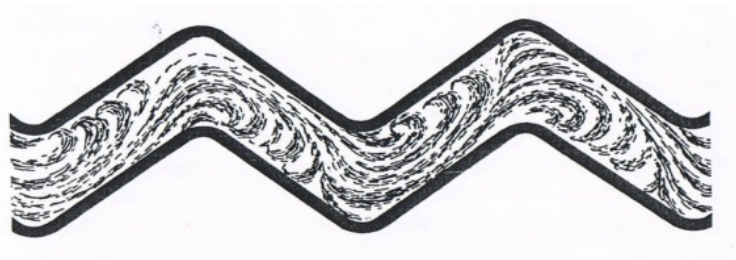
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีช่องทางการไหลของน้ำแบ่งออกเป็นสายร้อนและสายเย็น เมื่อของไหลที่ถูกปั๊มส่งมายังแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีรูทั้งสี่มุมของไหลก็จะไหลผ่านแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนโดยมีประกันบังคับการไหลของของไหลให้ไหลสลับกันระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็นเพื่อทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนระหว่างอุณหภูมิที่สูงกับอุณหภูมิที่ต่ำ ซึ่งลักษณะการทำงานของช่องทางการไหลแสดงดังรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 ลักษณะการไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

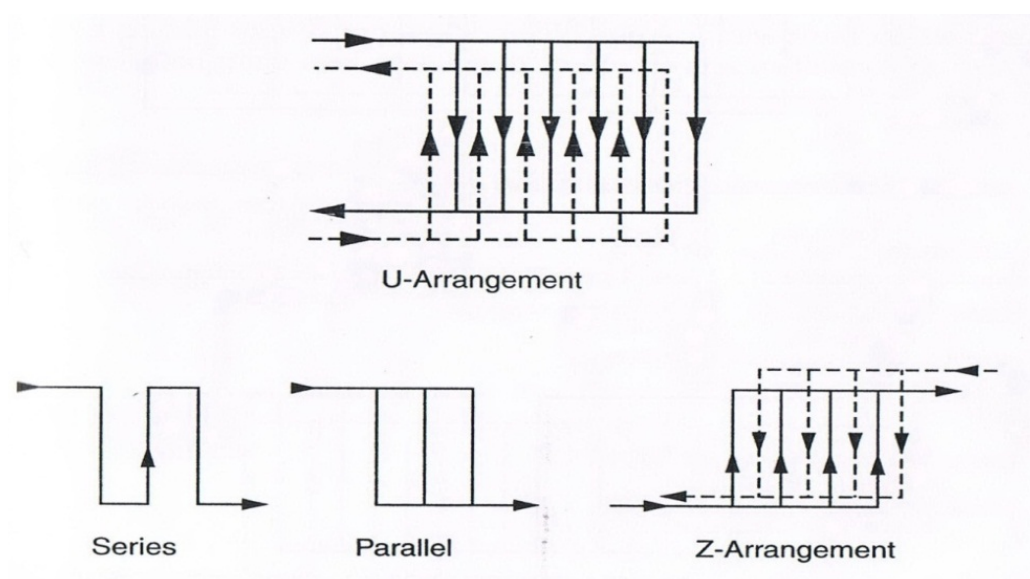
2.5 การไหลของของไหลภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

การไหลของของไหลที่เกิดขึ้นในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นจะเกิดจากการไหลของของไหลที่มีอุณหภูมิร้อนไหลอยู่ระหว่างแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน และจะมีของไหลเย็นไหลประกบอยู่ทั้งสองด้าน ด้วยลักษณะของลอนบนแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน จะสร้างการไหลที่ปั่นป่วน ซึ่งจะจัดการเกิดตะกอนได้ดังรูปที่ 2.4 ที่แสดงการไหลแบบปั่นป่วนระหว่างแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 2.4 การไหลแบบปั่นป่วนระหว่างแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน

ในแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนมีการไหลของของไหลในทิศทางต่างกันในรูปที่ 2.5 แสดงให้เห็นการจัดเรียงการไหลแบบประเภท U - Arrangement และ Z - Arrangement U - Arrangement จะมีการไหลของ ทิศทางการไหลส่วนทางกันและช่องน้ำเข้าด้านเดียวกัน ส่วน Z - Arrangement จะมิติศทางการไหลที่ส่วนทางกันแต่ช่องน้ำเข้าจะอยู่คนละด้านกัน



รูปที่ 2.5 การทิศทางการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2.6 ข้อดีของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

2.6.1 การเกิด (Fouling) ต่ำ เนื่องจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นนี้มีช่องว่างที่ใหญ่หรือกว้างพอที่จะให้เศษสิ่งเจือปนในของไหลที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เกิน 2 มิลลิเมตร ไหลผ่านได้สะดวก การเกิด Fouling คือ การเกิดคราบสกปรกในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอันเนื่องมาจากการตกตะกอนของเกลือแร่ในของไหลหรือน้ำ การตกตะกอนของสิ่งปนเปื้อนในสารละลาย ตะกอนและสนิมต่างๆ ที่เกิดขึ้นภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อเกิดสิ่งสกปรกไปสะสมที่ผิวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมาก ทำให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนลดลง เนื่องมาจากเกิดความต้านทานในการถ่ายเทความร้อน เราเรียกว่า การเกิด Fouling

2.6.2 การทำความสะอาดกระทำได้ง่ายกว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดอื่นๆ เนื่องจากสามารถถอดประกอบแผ่นโลหะแลกเปลี่ยนความร้อนได้ง่ายสามารถทำความสะอาดได้ตลอดทั้งแผ่น ซึ่งไม่ยุ่งยากเหมือนกับการใช้สารเคมีทำความสะอาด

2.6.3 สามารถใช้งานกับของไหลหรือสารทำงานที่มีความหนืดสูงได้ดี เนื่องจากสามารถกระจายการไหลของของไหลที่มีความหนืดสูงได้ดีกว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดอื่นๆ ทำให้อัตราการการถ่ายโอนความร้อนสูงขึ้นและเมื่อเกิดคราบจากของไหลความหนืดสูงที่อาจเกิดจากการระเหยของของไหลที่ได้รับอุณหภูมิสูง ทำให้เกิดคราบเกาะติดกับแผ่น Plate ก็สามารถทำความสะอาดได้ง่ายกว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดอื่นๆ

2.6.4 สามารถเพิ่มลดขนาดการถ่ายโอนความร้อนได้ เนื่องจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นนี้สามารถถอดแผ่น Plate โลหะแลกเปลี่ยนความร้อนได้จึงสามารถเพิ่มลดขนาดของตัวเองได้ด้วย ซึ่งจะไม่ยุ่งยากในการถอดประกอบเหมือนแบบอื่นๆ

2.7 พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน

แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะเป็นลอนจะมีพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนมากกว่าแผ่นเรียบ ในการคำนวณจึงต้องกำหนดตัวคูณขยายตัวของพื้นที่ (Enlargement Factor, ϕ) โดยเท่ากับสัดส่วนระหว่างพื้นที่การถ่ายเทความร้อนจริงซึ่งถูกกำหนดจากโรงงานผู้ผลิต (A_{actual}) ต่อพื้นที่การถ่ายเทความร้อนแผ่นที่มีลักษณะเรียบ (A_{project}) สามารถเขียนได้ดังสมการ

$$\phi = \frac{A_{\text{actual}}}{A_{\text{project}}} \quad (2.1)$$

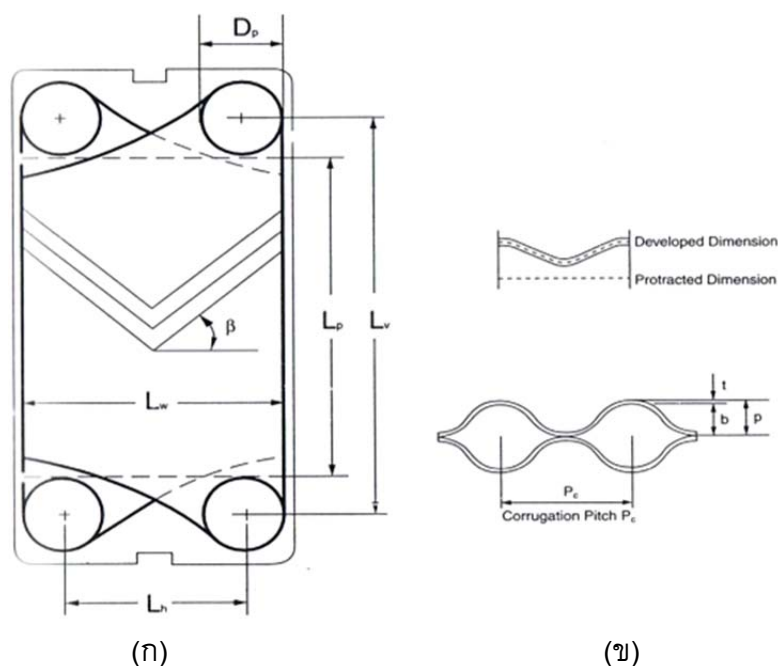
โดยทั่วไปแล้วตัวคูณขยายตัวของพื้นที่จะมีค่าระหว่าง 1.15 – 1.25 แต่โดยเฉลี่ยแล้วจะนิยมใช้ค่า 1.17 ส่วนพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่มีลักษณะเรียบเมื่อพิจารณารูปที่ 2.6 (ก) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$A_{\text{project}} = wL \quad (2.2)$$

เมื่อ

w = ระยะห่างระหว่างประเก็น(m)

L = ระยะห่างระหว่างท่อทางเข้าและออก(m)



รูปที่ 2.6 ลักษณะของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกังปลา

(ก) ภาพฉายของพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน (ข) ลักษณะและขนาดของลอน

2.8 ช่องว่างเฉลี่ยของช่องทางการไหล

เนื่องจากช่องทางการไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีลักษณะเป็นลอนและมีความซับซ้อนในการคำนวณหาพื้นที่หน้าตัด จึงได้กำหนดค่าเฉลี่ยช่องทางการไหลเพื่อสะดวกในการคำนวณดังสมการ

$$b = p - t \quad (2.3)$$

เมื่อ

b = ช่องว่างเฉลี่ยของช่องทางการไหล (m)

p = ระยะพิชต์ของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน (m)

t = ความหนาแน่นของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน (m)

โดยที่เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนได้จากสมการ

$$D_h = \frac{4bw}{2(b+w)} \quad (2.4)$$

2.9 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Coefficient)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะแปรตามความเร็วของของไหล และแปรตามช่องทางการไหลซึ่งคุณสมบัติของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในทางฟิสิกส์ สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$h = \frac{kNu}{D_h} \quad (2.5)$$

เมื่อ h = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ($\text{W/m}^2 \text{ K}$)
 k = ค่าการนำความร้อนของของไหล ($\text{W/m}^2 \text{ K}$)
 D_h = เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (m)

โดยค่านัสเซลต์นัมเบอร์ (Nusselt Number, Nu) หาได้จากการทดลองซึ่งถูกเสนออยู่ในรูปของสหพันธ์ (Correlation) โดยมีรูปแบบสมการ

$$Nu = C_h R_e^n P_r^{1/3} \left[\frac{\mu_b}{\mu_w} \right]^{0.17} \quad (2.6)$$

โดยที่ C_h และ n เป็นค่าคงที่จากการทดลองซึ่งเป็นฟังก์ชันของ Reynolds Number และมุมลอนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนดังตารางที่ 2.1

เมื่อ R_e = ตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds Number)
 P_r = ตัวเลขพรานด์เทิล (Prandtl Number)
 μ_b = ความหนืดของของไหลเฉลี่ย (Ns/m^2)
 μ_w = ความหนืดของของไหลที่ผนัง (Ns/m^2)

ตารางที่ 2.1 แสดงค่า C_h และ n สำหรับสหสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

มุมลอน (องศา)	Reynolds Number	C_h	n
≤ 30	≤ 10	0.718	0.349
	> 10	0.348	0.663
45	<10	0.718	0.349
	10 – 100	0.400	0.598
	>100	0.300	0.663
50	<20	0.630	0.333
	20 – 300	0.291	0.591
	>300	0.130	0.732
60	<20	0.562	0.326
	20 – 400	0.306	0.529
	>400	0.108	0.703
≥ 65	<20	0.562	0.326
	20-500	0.331	0.503
	>500	0.087	0.718

2.10 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall Heat Transfer Coefficient)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นจะประกอบด้วย การพาความร้อน การนำความร้อน ของด้านสายร้อนและสายเย็น แล้วยังรวมไปถึง ค่าความต้านทานการเกิดตะกอนของด้านสายร้อนและสายเย็นดังสมการ

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} + R_{fh} + R_{fc} \quad (2.7)$$

เมื่อ h_h = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านสายร้อน ($W/m^2 K$)
 h_c = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านสายเย็น ($W/m^2 K$)
 k_w = ค่าการนำความร้อนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน (W/mK)
 t = ความหนาของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน (m)
 R_{fh} = ความต้านทานความร้อนของคราบตะกอนด้านสายของไหลร้อน ($m^2 K/W$)

$$R_{fc} = \text{ความต้านทานความร้อนของคราบตะกรันด้านสายของไหลเย็น} \\ (m^2 K/W)$$

$$U_f = \text{ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (W/m}^2\text{K)}$$

2.11 การหาความดันลดภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

ความดันลดที่เกิดขึ้นภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ ความดันที่ลดลงเนื่องจากความเสียดทานของการไหลและความดันที่ทางเข้าและออกของท่อ

$$\Delta P = \Delta P_c + \Delta P_p \quad (2.8)$$

เมื่อ
$$\Delta P_p = 1.4 \rho \frac{V^2}{2} \quad (2.9)$$

$$\Delta P_c = f \frac{L_{eff}}{D_h} \rho \frac{V^2}{2} \quad (2.10)$$

$$f = \frac{K_p}{Re^m} \quad (2.11)$$

โดยที่ L_{eff} คือ ระยะในแนวตั้งระหว่างจุดศูนย์กลางท่อทางเข้าและท่อทางออก ส่วน K_p และ m เป็นค่าคงที่จากการทดลองซึ่งเป็นฟังก์ชันของ Reynolds Number และมุมลอนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนดังในตารางที่ 2.2

$$Gp = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi D_p^2}{4}} = \frac{\dot{m}}{A} = \frac{\rho VA}{A} \quad (2.12)$$

เมื่อ $D_p = \text{เส้นผ่านท่อทางเข้าและทางออก (m)}$

$$G_p = \text{ฟลักซ์มวลที่ไหลผ่านท่อเข้าและท่อออก (kg/m}^2\text{ s)}$$

ตารางที่ 2.2 ค่าคงที่ K_p และ m สำหรับสหสัมพันธ์ของตัวประกอบความเสียหาย

มุมลอน(องศา)	Reynold Number	K_p	M
≤ 30	≤ 10	50.00	1.000
	10 -100	19.400	0.589
	> 10	2.900	0.183
45	<15	47.00	1.000
	15 – 300	18.29	0.652
	>300	1.441	0.206
50	<20	34.00	1.000
	20 – 300	11.25	0.631
	>300	0.772	0.161
60	<40	24.00	1.000
	40 – 400	3.24	0.457
	>400	0.760	0.215
≥ 65	<50	24.00	1.000
	50-500	2.800	0.451
	>500	0.639	0.213

2.12 สมการพลังงานของสายของไหลร้อนและสายของไหลเย็น

อัตราการถ่ายเทความร้อนของสายร้อนและสายเย็นที่มีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนจะเขียนสมการคำนวณได้ดังนี้

$$Q = \dot{m}_h c_{p,h} T_h \quad (2.13)$$

$$Q = \dot{m}_c c_{p,c} T_c \quad (2.14)$$

เมื่อ

Q = ปริมาณการถ่ายเทความร้อน (W)

$\dot{m}_h$ = อัตราการไหลของของไหลเย็น (kg/s)

$\dot{m}_c$ = อัตราการไหลของของไหลเย็น (kg/s)

T_h = อุณหภูมิของสายของไหลร้อน (K)

T_c = อุณหภูมิสายของไหลเย็น (K)

C_p = ค่าความร้อนจำเพาะของของไหล (kJ/kg K)

2.13 สมการการถ่ายเทความร้อน

ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีการถ่ายเทความร้อนระหว่างแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าผลต่างระหว่างอุณหภูมิของของไหลที่ไหลผ่านไประหว่างแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจำเป็นมากที่จะต้องใช้สมการการถ่ายเทความร้อนเพื่อใช้คำนวณและออกแบบอุปกรณ์ สมการถ่ายเทความร้อนมีดังนี้

$$Q = UA\Delta T_m \quad (2.15)$$

เมื่อ Q = ปริมาณการถ่ายเทความร้อน (W)
 U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ($\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$)
 A = พื้นที่ที่ทำการแลกเปลี่ยนความร้อน (m^2)
 ΔT_m = อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึมของของไหล (m^2)

2.14 เทคนิคการพล็อตของวิลสัน (Wilson plot technique)

เทคนิคการพล็อตของวิลสันเป็นเทคนิคที่ใช้ในการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยมีรูปแบบของสหสัมพันธ์ตามสมการ

$$Nu = a Re^b Pr^{0.33} \quad (2.16)$$

หรือ

$$\frac{h D_H}{k} = a \left(\frac{\rho V D_H}{\mu} \right)^b \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{0.33}$$

เมื่อ

$$Nu = \frac{h D_H}{k} \quad Re = \frac{\rho V D_H}{\mu} \quad Pr = \frac{\mu C_p}{k}$$

ในการทดสอบกำหนดให้ทำการทดสอบที่อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทั้งสองสายเท่ากัน และช่องทางการไหลมีลักษณะรูปทรง ขนาดที่เท่ากัน และภายใต้สภาวะการทดสอบสมมติว่าความหนาแน่นของน้ำเปลี่ยนแปลงน้อยมาก จึงพบว่าอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านเย็นต่อด้านร้อนจะขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของของไหลเพียงอย่างเดียวซึ่งสามารถเขียนได้ว่า

$$\frac{\frac{h_c D_H}{k_c}}{\frac{h_h D_H}{k_h}} = \frac{a \left(\frac{\rho_c V_c D_H}{\mu_c} \right)^b \left(\frac{\mu_c C_{p,c}}{k_c} \right)^{0.33}}{a \left(\frac{\rho_h V_h D_H}{\mu_h} \right)^b \left(\frac{\mu_h C_{p,h}}{k_h} \right)^{0.33}}$$

เมื่อจัดรูปสมการใหม่จะได้

$$\frac{h_c}{h_h} = \alpha = \left(\frac{k_c}{k_h} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu_h}{\mu_c} \right)^{b-0.33} \quad (2.17)$$

โดยคุณสมบัติของสารทำงานสามารถหาค่าได้จากอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างสายของไหลร้อนและเย็น ดังนั้นแทนค่า $h_c = \alpha h_h$ จากสมการ (2.17) ลงในสมการด้านล่าง

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_h} \quad (2.18)$$

จะได้ว่า

$$h_h = \frac{(1/\alpha)+1}{\frac{1}{U} - \frac{\Delta x}{k}} \quad (2.19)$$

จากชุดข้อมูลการทดลองทั้งหมดนำมาคำนวณหาค่า h_h , Nu , Re และ Pr โดยการคำนวณครั้งแรกให้สมมติค่า $\alpha = 1$ จากนั้นนำผลการคำนวณมาพล็อตความสัมพันธ์ระหว่าง $\log Nu / Pr^{1/3}$ และ $\log Re$ และใช้วิธีการ ถดถอยพหุคูณ (Regression Method) เพื่อหาค่าคงที่ a , b ของ สหสัมพันธ์ตัวเลขนัสเซล (สมการที่ 2.16) และนำค่าคงที่ a , b มาคำนวณตรวจสอบค่า α ใน สมการ 2.17 ถ้าค่าเท่ากันก็ได้ค่าคงที่ที่ถูกต้อง อย่างไรก็ตามถ้าไม่เท่ากัน ค่า α จากการคำนวณจะถูกนำไปใช้เป็นค่าสมมติและทำซ้ำอีกรอบจนกว่าค่า α จากการคำนวณมีค่าเท่ากับ ค่าที่สมมติจึงจะได้ค่าคงที่ a , b ที่ถูกต้องสำหรับสหสัมพันธ์ตัวเลขนัสเซล

2.15 พฤติกรรมการเดือดด้วยการพาความร้อนแบบบังคับ (forced convection boiling)

การเดือดที่เกิดขึ้นเมื่อของเหลวมีการพาความร้อนแบบบังคับบนพื้นผิวถูกรักษาอุณหภูมิให้ สูงกว่าอุณหภูมิอิ่มตัวของของไหล การเดือดภายใต้สภาวะดังกล่าวถูกเรียกว่า การเดือดด้วยการ พาความร้อนแบบบังคับ การถ่ายเทความร้อนในการเดือดด้วยการพาความร้อนแบบบังคับจะมีค่า สูงกว่าการเดือดที่เกิดบนผิวร้อนที่แช่อยู่ในของเหลว โดยที่ Rohsenow และ Griffith ได้เสนอว่า

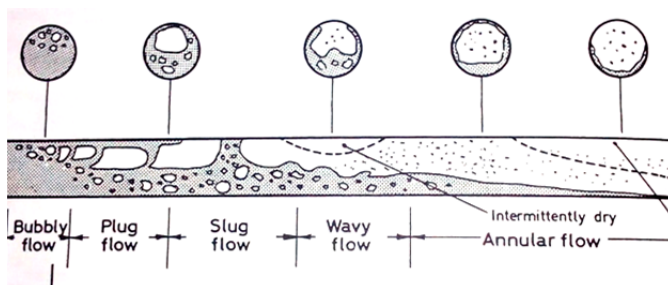
ผลรวมของการถ่ายเทความร้อนแบ่งเป็น 2 ส่วน คือ การถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการเดือด (Boiling flux, $\dot{Q}_b / A$) และการถ่ายเทความร้อนจากการพาความร้อน (Convective flux, $\dot{Q}_c / A$) ดังนั้นผลรวมของความร้อนสามารถเขียนได้ว่า

$$q = q_b + q_c \quad (2.20)$$

การถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการเดือด (q_b) สามารถหาค่าได้จากสหสัมพันธ์ของการเดือดที่เกิดขึ้นบนผิวร้อนที่แช่อยู่ในของเหลว สำหรับการถ่ายเทความร้อนจากการพาความร้อน (q_c) เช่นการพาความร้อนแบบบังคับในท่อสามารถใช้สมการของ Dittus – Boelter ในการคำนวณได้ อย่างไรก็ตามค่าคงที่ 0.023 จะถูกเปลี่ยนเป็น 0.019 ในกระบวนการเดือดด้วยการพาความร้อนแบบบังคับจะพบเห็นในอัตราเตอร์แห่งจะมีความซับซ้อนมากเมื่อคุณภาพไอน้ำมีค่าต่ำที่ทางเข้าและเมื่อระเหยตัวจนมีคุณภาพไอน้ำสูงขึ้น โดยHoogendooren พบว่าระหว่างการระเหยตัวจะเกิดการเปลี่ยนแปลงรูปแบบการไหลที่แตกต่างกัน 5 แบบดังนี้

1. การไหลแยกชั้น (Stratified flow) กล่าวคือการไหลไปด้วยกันของของเหลวและไอ โดยของเหลวอยู่ส่วนล่างของท่อและไอยุ้ส่วนบนของท่อ
2. การไหลแบบคลื่น (Wavy flow) พบว่าที่ผิวสัมผัสระหว่างของเหลวและไอน้ำจะมีลักษณะเป็นคลื่นเนื่องจากความเค้นเฉือนระหว่างผิวสัมผัส
3. การไหลแบบสลัก (slug flow) เป็นการไหลของก้อนของเหลวที่มีขนาดเกือบเต็มช่องทางการไหลในการไหลของไอ
4. การไหลแบบวงแหวน (Annular flow) เป็นการไหลของของเหลวเป็นรูปวงแหวนสัมผัสกับช่องทางการไหลและมีไอยุ้บริเวณแกนกลางของช่องทางการไหล
5. การไหลแบบหมอก (Mist flow) ลักษณะการไหลคล้ายหมอกเต็มช่องทางการไหล

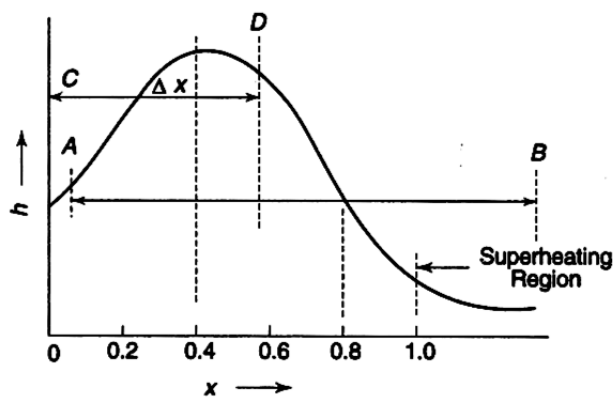
การถ่ายเทความร้อนจะขึ้นอยู่กับสัดส่วนของของเหลวที่สัมผัสกับผิวท่อโดยพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อการไหลเปลี่ยนเป็นการไหลแบบวงแหวน แต่เมื่อของเหลวระเหยตัวจนหมด ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนก็จะลดลงอย่างรวดเร็ว



รูปที่ 2.7 รูปแบบการไหลระหว่างการระเหยตัวภายในท่อกลม

เมื่อพิจารณาขดท่ออีวาโปเรเตอร์สามารถแบ่งรูปแบบการไหลออกเป็น 3 ส่วนคือ การไหลแบบแยกชั้นซึ่งจะเกิดขึ้นที่ทางเข้า จากนั้นเป็นการไหลแบบสลัก การไหลแบบวงแหวนจะเกิดขึ้นที่บริเวณกลางท่อ ส่วนที่บริเวณทางออกเป็นการไหลแบบหมอก

พฤติกรรมของการถ่ายเทความร้อนระหว่างการเดือดจะขึ้นอยู่กับคุณภาพไอที่เปลี่ยนแปลงไป กล่าวคือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้นจนมีค่าสูงสุด จากนั้นจึงมีค่าลดลงดังแสดงในรูปที่ 2.8 โดยผลการทดลองของสารทำความเย็น R-11 พบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงสุดเมื่อ $x \leq 0.8$ สำหรับน้ำพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงสุดที่ $x=0.4$ ส่วนฟลูออโรคาร์บอนอื่นๆพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงสุดเมื่อ $0.4 < x < 0.8$ จากเมื่อพิจารณาจากรูปพบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนของอีวาโปเรเตอร์แบบไหลท่วมจะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (เส้น C-D) สูงกว่าการทำงานในอีวาโปเรเตอร์แบบแห้ง (เส้น A-B)

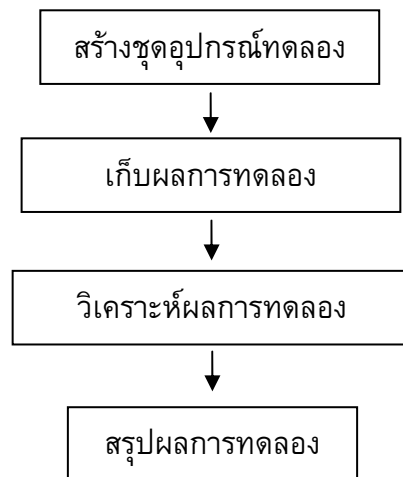


รูปที่ 2.8 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกับสัดส่วนของความแห้งของสารทำความเย็น

บทที่ 3

ระเบียบวิธีวิจัย

ระเบียบวิธีวิจัยการศึกษาลักษณะเฉพาะของการถ่ายเทความร้อนและการไหลของสารทำความเย็นที่ระเหยตัวภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะดำเนินการด้วยระเบียบวิธีเชิงทดลองตามขั้นตอนที่ได้ดังแสดงในแผนภาพในรูปที่ 3.1

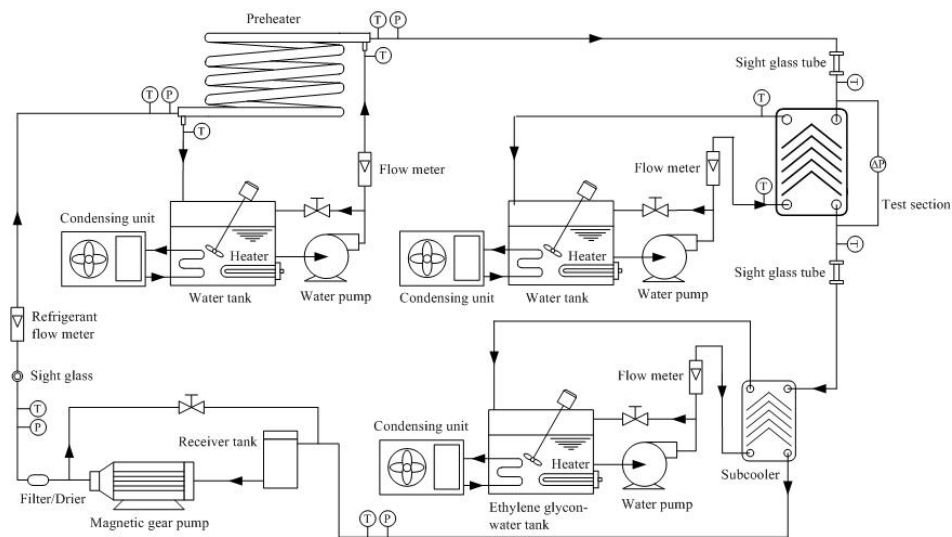


รูปที่ 3.1 แผนภาพแสดงขั้นตอนการดำเนินงานตามระเบียบวิธีวิจัย

3.1 อุปกรณ์การทดลอง

ชุดอุปกรณ์การทดลองสำหรับการศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันที่ลดลงของสารทำความเย็นที่ระเหยตัวภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่มีผิวขรุขระแสดงดังรูปที่ 3.2 ซึ่งประกอบด้วยวงจรให้ความร้อนขั้นแรก (pre-heating loop) ชุดทดลอง (test section) วงจรน้ำร้อน (heating loop) และวงจรน้ำเย็น (chilling loop)

โดยสารทำความเย็นเหลวจะถูกไหลเวียนด้วยปั๊มสารทำความเย็น (Magnetic gear pump) ผ่านชุดกรองและลดความชื้น โรตามิเตอร์ และไหลเข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของวงจรให้ความร้อนขั้นแรกเพื่อควบคุมสถานะของสารทำความเย็นก่อนไหลเข้าสู่ชุดทดสอบ จากนั้นน้ำจากวงจรน้ำร้อนจะถูกจ่ายเข้าสู่ชุดทดสอบเพื่อถ่ายเทความร้อนให้กับสารทำความเย็น ทำให้สารทำความเย็นระเหยตัวกลายเป็นไอภายในชุดทดสอบ ก่อนที่สารทำความเย็นจะไหลออกจากชุดทดสอบเข้าสู่วงจรน้ำเย็นเพื่อระบายความร้อนออกส่งผลทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว ก่อนที่จะไหลกลับไปยังปั๊มสารทำความเย็นอีกครั้ง ภาพถ่ายของอุปกรณ์การทดลองต่างๆที่ใช้แสดงดังรูปที่ 3.3 และตารางที่ 3.1

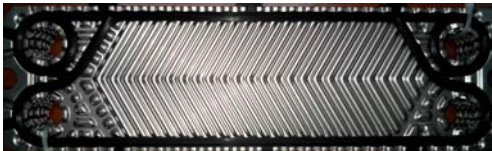
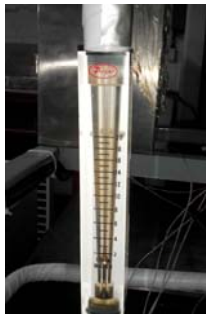


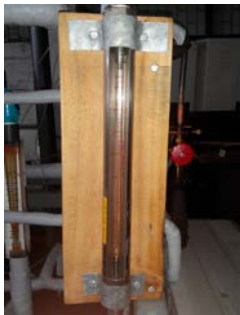
รูปที่ 3.2 ชุดอุปกรณ์ทดลอง



รูปที่ 3.3 ภาพถ่ายชุดอุปกรณ์การทดลอง

ตารางที่ 3.1 อุปกรณ์การทดลอง

3.1.1 คอมพิวเตอร์	
3.1.2 ชุดเก็บบันทึกข้อมูล (Data Acquisition system)	
3.1.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น	
3.1.4 แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน	
3.1.5 เครื่องมือวัดอัตราการไหลน้ำ	

3.1.6 เครื่องมือวัดอัตราการไหลน้ำ	
3.1.7 ชุดทำความเย็น	
3.1.8 ถังพักน้ำ (ชุดทำความร้อน + ชุดทำความเย็น)	
3.1.9 แผงควบคุมการทำงาน	
3.1.10 เครื่องมือวัดความดัน	
3.1.11 ปั๊มน้ำ	

3.1.12 เซอร์โมคัปเปิล



ในการทดสอบนี้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีการจัดเรียงการไหลสวนทางกัน ระหว่างน้ำร้อนและสารทำความเย็น แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการทดลองมีลักษณะเป็นลอนลายก้างปลาทำมุม 30 องศา ขนาดของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ทดลองแสดงในตารางที่ 3.2 ความขรุขระของพื้นผิวแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนทำได้โดยการพ่นทราย โดยจะใช้เม็ดทรายที่มีขนาดแตกต่างกันเพื่อให้ได้ความขรุขระของพื้นผิวที่แตกต่างกันคือ 0.936 mm, 1.189 mm, 1.378 mm, และ 3.312 mm ความขรุขระของพื้นผิวถูกวัดค่าโดยใช้เครื่องวัดความหยาบ (Taylor Hobson Talysurf series 2) รูปถ่ายของพื้นผิวแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผิวเรียบและผิวขรุขระแสดงดังรูปที่ 3.4 เซอร์โมคัปเปิลชนิด ที่ ได้ถูกติดตั้งที่ตำแหน่งทางเข้าและออกจากจากอุปกรณ์ต่างๆ เพื่อวัดอุณหภูมิสารทำความเย็น เครื่องมือวัดความดัน (pressure transmitter) และเครื่องมือวัดความดันแตกต่างถูกติดตั้งเพื่อวัดความดันที่ลดลงภายในชุดทดสอบและความดันที่ตำแหน่งต่างๆ

ตารางที่ 3.2 ขนาดของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน

Parameters	Dimension
Plate length, m	0.26
Plate width, m	0.10
Mean spacing between plates (b_c), m	0.0015
Plate sheet thickness (t), m	0.0005
Port-to-port length, m	0.22
Port diameter, m	0.02
Plate width inside gasket (w), m	0.1



(ก)



(ข)



(ค)



(ง)

รูปที่ 3.4 แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความขรุขระผิวแตกต่างกัน
(ก) 0.936 μm (ข) 1.189 μm (ค) 1.378 μm (ง) 3.312 μm

3.2 วิธีการทดลอง

3.2.1 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง

(ก) ตรวจวัดระดับน้ำในถังน้ำร้อนและถังน้ำเย็น ให้อยู่ในระดับเหนือชุดทำความร้อน

(ข) ตรวจวัดระยะห่างระหว่างแผ่นประกบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นและหุ้ม

ฉนวนเป็นอย่างดีเพื่อลดการสูญเสียความร้อนระหว่างการทดลอง

3.2.2 เปิดสวิตช์แผงควบคุมหลักเพื่อควบคุมการเดินเครื่องทดสอบ

(ก) เปิดปั๊มน้ำของชุด Pre- heating, subcooling และ test section

(ข) เปิดชุดไบกวอนน้ำสำหรับถึงพักน้ำของชุด pre- heating, subcooling และ test section

(ค) เปิดเกียร์ปั๊มเพื่อไหลเวียนสารทำความเย็นภายในระบบและ ปรับอัตราการไหลของสารทำความเย็นที่ $65 \text{ kg/m}^2\text{s}$

(ง) ปรับอุณหภูมิที่ถึงพักน้ำชุด pre- heating, subcooling และ test section เพื่อควบคุมอุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็นที่ 10°

(จ) ปรับอัตราการไหลของน้ำที่จ่ายเข้าสู่ชุดทดสอบ (test section) เพื่อควบคุมฟลักซ์ความร้อนที่จ่ายให้ชุดทดลองที่ 65 kW/m^2

(ฉ) เก็บบันทึกผลการทดลองของอุณหภูมิและความดันที่ตำแหน่งต่างๆ อัตราการไหลของน้ำและสารทำความเย็น

(ช) ปรับอัตราการไหลของสารทำความเย็นที่ $80 \text{ kg/m}^2\text{s}$ และ $95 \text{ kg/m}^2\text{s}$ และดำเนินการตามเก็บบันทึกข้อมูลตามข้อ ฉ

(ซ) ปรับอัตราการไหลของน้ำที่จ่ายเข้าสู่ชุดทดสอบ (test section) เพื่อควบคุมฟลักซ์ความร้อนที่จ่ายให้ชุดทดลองที่ 80 kW/m^2 และ 95 kW/m^2 จากนั้นดำเนินการตามเก็บบันทึกข้อมูลตามข้อ ฉ

(ณ) ปรับอุณหภูมิที่ถึงพักน้ำชุด pre- heating, subcooling และ test section เพื่อควบคุมอุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็นที่ 15° และ 20° จากนั้นดำเนินการตามเก็บบันทึกข้อมูลตามข้อ ฉ

(ญ) เปลี่ยนชุดทดลองที่มีความขรุขระพื้นผิวต่างกัน จากนั้นดำเนินการตามเก็บบันทึกข้อมูลตามข้อ ค-ญ

(ฎ) นำค่าที่บันทึกได้ไปคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันที่ลดลง

(ฏ) นำผลมาสร้างกราฟเพื่อสังเกตพฤติกรรมของตัวแปรต่างๆที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันที่ลดลง และสรุปผลการทดลอง

3.3 การวิเคราะห์ข้อมูล

ข้อมูลจากการทดลองได้ถูกนำมาคำนวณและวิเคราะห์ผลกระทบของตัวแปรต่างๆดังนี้

3.3.1 การคำนวณหาคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น ($X_{TS,in}$)

$$X_{TS,in} = \frac{i_{TS,in} - i_{IT,in}}{i_{fgT,TS,in}} \quad (3.1)$$

เมื่อ $i_{IT,in}$ และ $i_{fgT,TS,in}$ คือเอนทัลปีในสถานะของเหลวอิ่มตัวและเอนทัลปีในการระเหยตัว ที่อุณหภูมิ ณ ทางเข้าชุดทดสอบ ส่วน $i_{TS,in}$ คือเอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ทางเข้าชุดทดสอบ ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$i_{TS,in} = i_{ph,in} + \frac{Q_{ph}}{\dot{m}_{ref}} \quad (3.2)$$

เมื่อ $i_{ph,in}$ คือเอนทัลปีของสารทำความเย็นเหลวก่อนเข้าสู่ชุดให้ความร้อน (Pre-heater) $\dot{m}_{ref}$ คืออัตราการไหลของสารทำความเย็น Q_{ph} คืออัตราการถ่ายเทความร้อนภายในชุดให้ความร้อน (Pre-heater)

$$Q_{ph} = \dot{m}_{w,ph} C_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,out})_{ph} \quad (3.3)$$

โดยที่ $\dot{m}_{w,ph}$ คืออัตราการไหลของน้ำในชุดให้ความร้อน $C_{p,w}$ คือค่าความร้อนจำเพาะของน้ำในชุดให้ความร้อน $T_{w,in}$ และ $T_{w,out}$ คืออุณหภูมิของน้ำที่ทางเข้าและออกจากชุดให้ความร้อน

3.3.2 คุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น ($X_{TS,out}$)

$$X_{TS,out} = \frac{i_{TS,out} - i_{IT,TS,in}}{i_{fgT,TS,out}} \quad (3.4)$$

เมื่อ $i_{TS,out}$ คือเอนทัลปีของสารทำความเย็น ณ ทางเข้าชุดทดสอบ $i_{fgT,TS,out}$ คือเอนทัลปีของสารทำความเย็นในสถานะของเหลวอิ่มตัวที่อุณหภูมิทางออกชุดทดสอบ และ $i_{fgT,TS,out}$ คือเอนทัลปีในการระเหยตัว ที่อุณหภูมิทางออกชุดทดสอบ

$$i_{TS,out} = i_{TS,in} + \frac{Q_{TS}}{\dot{m}_{ref}} \quad (3.5)$$

โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนภายในชุดทดลอง

$$Q_{TS} = \dot{m}_{w,TS} C_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,out})_{TS} \quad (3.6)$$

$\dot{m}_{w,TS}$ คืออัตราการไหลของน้ำในชุดทดลอง $C_{p,w}$ คือค่าความร้อนจำเพาะของน้ำในชุดทดลอง $(T_{w,in} - T_{w,out})_{TS}$ คือผลต่างอุณหภูมิของน้ำที่ทางเข้าและออกจากชุดทดลอง

3.3.3 คุณภาพไอเฉลี่ยของสารทำความเย็นภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น ($X_{TS,m}$)

$$X_{TS,m} = \frac{X_{TS,in} + X_{TS,out}}{2} \quad (3.7)$$

3.3.4 ฟลักซ์ความร้อน (q'')

$$q'' = \frac{Q_{TS}}{A_s} \quad (3.8)$$

โดยที่ A_s คือพื้นที่การถ่ายเทความร้อน

3.3.5 ฟลักซ์มวล (G)

$$G = \frac{\dot{m}_{ref}}{A_f} \quad (3.8)$$

เมื่อ A_s คือพื้นที่การไหลของสารทำความเย็น

3.3.6 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของสารทำความเย็น (h_r)

$$h_r = \frac{1}{\frac{1}{U} - \frac{t}{k} - \frac{1}{h_w}} \quad (3.9)$$

เมื่อ t คือความหนาของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน k คือค่าการนำความร้อนของแผ่นแลกเปลี่ยน h_w คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำ และ U คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมซึ่งคำนวณได้จากสมการ

$$U = \frac{Q_{TS}}{A_s \Delta T_{lm}} \quad (3.10)$$

เมื่อ ΔT_{lm} คือผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อกซึ่งหาค่าได้จาก

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.11)$$

โดย

$$\Delta T_1 = (T_{w,TS,in} - T_{r,TS,out})$$

$$\Delta T_2 = (T_{w,TS,out} - T_{r,TS,in})$$

3.3.7 ความดันลดเนื่องจากความเสียดทาน (ΔP_{fr})

ความดันลดเนื่องจากความเสียดทานสามารถคำนวณได้จากการนำความดันลดรวม (ΔP_T) ลบด้วยความดันลดเนื่องจากความเร่ง (ΔP_G) ความดันลดเนื่องแรงโน้มถ่วง (ΔP_G) และความดันลดที่ทางเข้าออกชุดทดลอง (ΔP_p) ตามสมการ

$$\Delta P_{fr} = \Delta P_T - \Delta P_A - \Delta P_G - \Delta P_p \quad (3.12)$$

เมื่อ ความดันลดเนื่องแรงโน้มถ่วง (ΔP_G) ในทิศทางการไหลขึ้นในแนวตั้งหาค่าได้จาก

$$\Delta P_G = \frac{gL}{v_m} \quad (3.13)$$

g คือความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก L คือความสูงในแนวตั้งระหว่างทางเข้าและออกชุดทดลอง v_m คือปริมาตรจำเพาะเฉลี่ยของสารทำความเย็น

$$\Delta P_G = 1.4 \frac{v_m G_p^2}{2} \quad (3.14)$$

เมื่อปริมาตรจำเพาะเฉลี่ยของสารทำความเย็นคำนวณได้ตามสมการ

$$v_m = v_f + x v_{fg} \quad (3.15)$$

พลักซ์มวลที่ทางเข้าแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน (พื้นที่หน้าตัดมีลักษณะเป็นวงกลม)

$$G_p = \frac{\dot{m}_r}{\frac{\pi D_p^2}{4}} \quad (3.16)$$

$$\Delta P_A = \frac{G \Delta x}{\nu_{fg}} \quad (3.17)$$

เมื่อ Δx คือผลต่างของคุณภาพไอน้ำที่ทางเข้าและออก
ตัวประกอบความเสียหายคำนวณได้ตามสมการ

$$f = \Delta P_{fr} \frac{\rho_f D_h}{L G^2} \quad (3.18)$$

เมื่อ D_h คือเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์

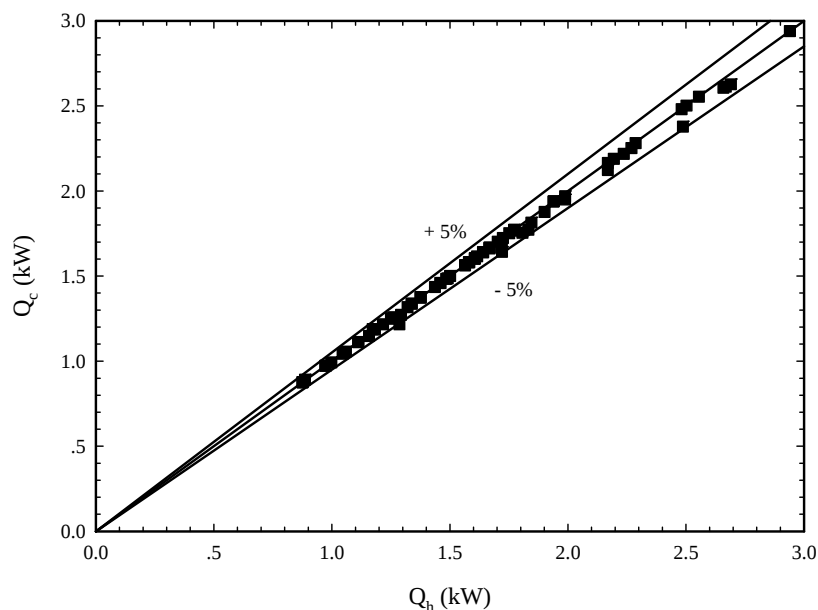
บทที่ 4

ผลการทดลองและการวิจารณ์

ผลการทดลองในงานวิจัยนี้แบ่งออกเป็น 2 ส่วนหลักคือการศึกษาพฤติกรรมการไหลสองสถานะของใช้น้ำและอากาศภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น และลักษณะเฉพาะของการถ่ายเทความร้อนและการไหลของสารทำความเย็น R-134a ที่ระเหยตัวภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

4.1 การศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของน้ำที่ไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

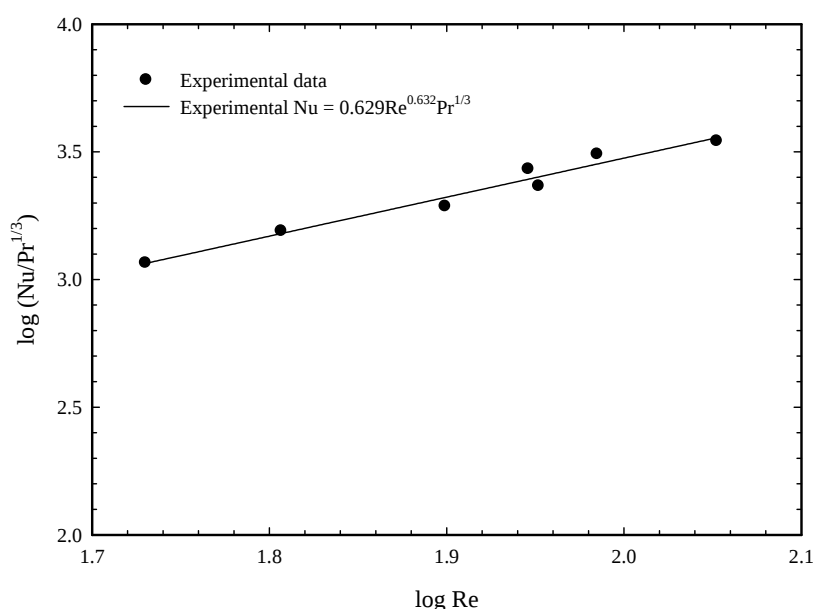
ในการทดสอบพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนระหว่างการระเหยตัวของสารทำความเย็นต้องการข้อมูลสหสัมพันธ์ของตัวเลขนัสเซิล (Nu) ในกรณีที่มีการไหลสถานะเดียวซึ่งในการทดลองนี้จะทำการทดสอบเพื่อหาค่าโดยใช้วิธีสันพล็อตเทคนิค (Wilson plot technique) อย่างไรก็ตามก่อนทำการทดสอบได้สมมูลพลังงานในการถ่ายเทความร้อนจากสายของไหลร้อนผ่านแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนไปยังสายของไหลเย็นดังแสดงในรูปที่ 4.1 ซึ่งจากกราฟพบว่าการสูญเสียความร้อนเกิดขึ้นค่อนข้างน้อย โดยจากข้อมูลทั้งหมดค่าความแตกต่างของอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างสายของไหลร้อนและสายของไหลเย็นมีค่าค่อนข้างน้อยนั่นคือแตกต่างกันไม่เกิน 5 % หรือหมายความว่ามีการสูญเสียความร้อนเกิดขึ้นสูงสุดไม่เกิน 5 %



รูปที่ 4.1 สมมูลพลังงานความร้อนระหว่างสายของไหลร้อนและเย็น

ตามวิธีการของวิลสันพล็อตเทคนิคเพื่อหาสหสัมพันธ์ของตัวเลขนัสเซล (Nu) ในการทดสอบจะทำการทดสอบที่อัตราการไหลที่เท่ากันทั้งสายของไหลร้อนและเย็น โดยทำการเพิ่มขึ้นครั้งละ 1 LPM โดยช่วงที่ทำการทดสอบคือ 3-9 LPM อุณหภูมิสายของไหลร้อนและสายของไหลเย็นเท่ากับ 40°C และ 25°C ในการหาค่าสหสัมพันธ์ของตัวเลขนัสเซลและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทำได้โดยใช้เทคนิคของวิลสัน ร่วมกับการใช้วิธีการถดถอยพหุคูณ (Regression Method) ดังรูปที่ 4.2 เพื่อหาค่าคงที่ a , b และทำซ้ำจนได้ค่าที่ถูกต้อง จากการทำซ้ำจะได้สหสัมพันธ์ของตัวเลขนัสเซลสำหรับมุมลอนเท่ากับ 30° คือ

$$Nu = 0.629 Re^{0.632} Pr^{1/3}$$

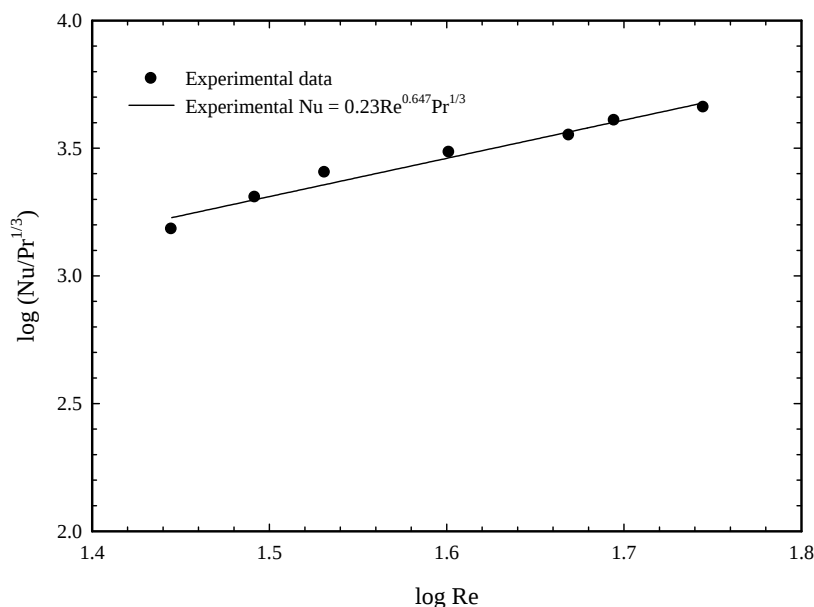


รูปที่ 4.2 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซล และตัวเลขเรย์โนลด์

ในลักษณะเดียวกันได้ทำการทดสอบเพื่อหาสหสัมพันธ์ของตัวเลขนัสเซล (Nu) สำหรับมุมลอน 60° การทดสอบจะใช้อัตราการไหลที่เท่ากันทั้งสายของไหลร้อนและเย็นคือ 3-9 LPM เพิ่มขึ้นครั้งละ 1 LPM โดยอุณหภูมิสายของไหลร้อนและสายของไหลเย็นเท่ากับ 40°C และ 25°C ในการหาค่าสหสัมพันธ์ของตัวเลขนัสเซลและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทำได้โดยใช้เทคนิคของวิลสัน ร่วมกับการใช้วิธีการถดถอยพหุคูณ (Regression Method) ดังรูปที่ 4.3 เพื่อหา

ค่าคงที่ a, b และทำซ้ำจนได้ค่าที่ถูกต้อง ดังนั้นจะได้สหสัมพันธ์ของตัวเลขนัสเซลสำหรับมุมลอนเท่ากับ 60° คือ

$$Nu = 0.23 Re^{0.647} Pr^{1/3}$$

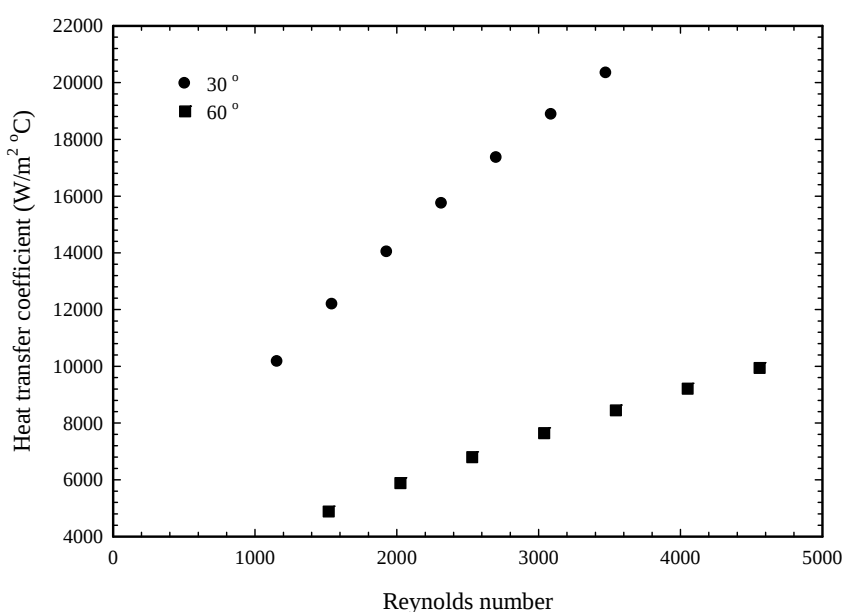


รูปที่ 4.3 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซล และตัวเลขเรย์โนลด์

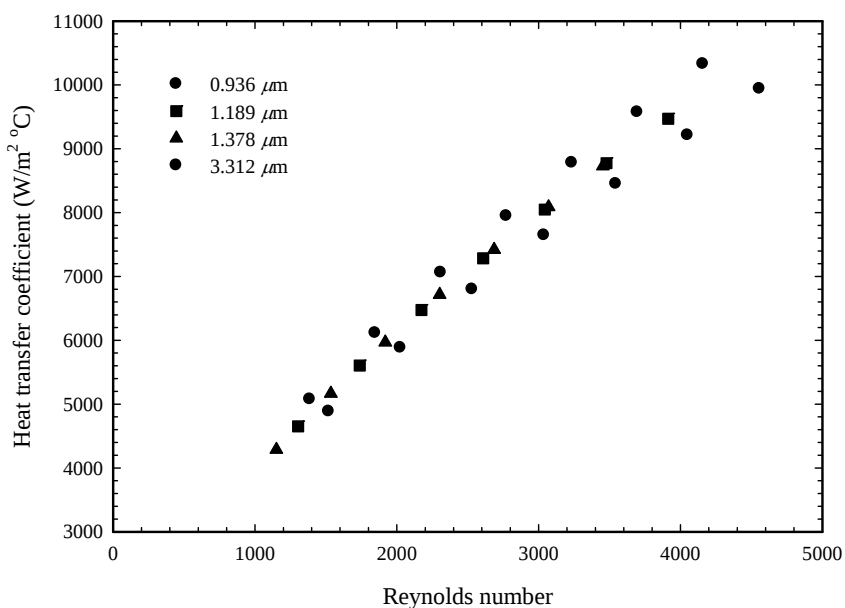
สหสัมพันธ์ของตัวเลขนัสเซลที่คำนวณได้จากด้านบนสามารถใช้สำหรับคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำด้านสายร้อนได้ อย่างไรก็ตามเพื่อให้ทราบค่าของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำด้านสายเย็นผ่านพื้นผิวที่มีความหยาบต่างกัน จะต้องทำการทดสอบและคำนวณตามสมการที่ 2.7 โดยในกราฟที่ 4.4 แสดงระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและตัวเลขเรย์โนลด์ที่มุมลอนต่างกันสำหรับพื้นผิวเรียบ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์และมุมลอนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนลดลงจะมีผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งสามารถอธิบายได้ว่าเกิดจากการเพิ่มตัวเลขเรย์โนลด์มีผลให้ระดับการไหลหมุนวนที่บริเวณร่องลอนของช่องทางมีค่าสูงขึ้น และส่งผลกระทบต่อการไหลหลักที่ไหลอยู่บริเวณกลางช่องทางการไหล ในลักษณะเดียวกันพบว่ามุมลอนที่ลดลงมีผลให้แรงเฉือนที่กระทำระหว่างของไหลหลักและของไหลที่หมุนวนภายในร่องลอน ส่งผลกระทบต่อการไหลหลัก ดังนั้นความปั่นป่วนในการไหลของของไหลภายในช่องทางการไหลจึงสูงขึ้นและทำให้การผสมกันระหว่างของไหลที่ร่องลอนและกลางช่องทางการไหล ซึ่งพบว่าสัมประสิทธิ์การ

ถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 146.6 % เมื่อมุมลอนเปลี่ยนแปลงจากมุม 60° กลายเป็น 30°

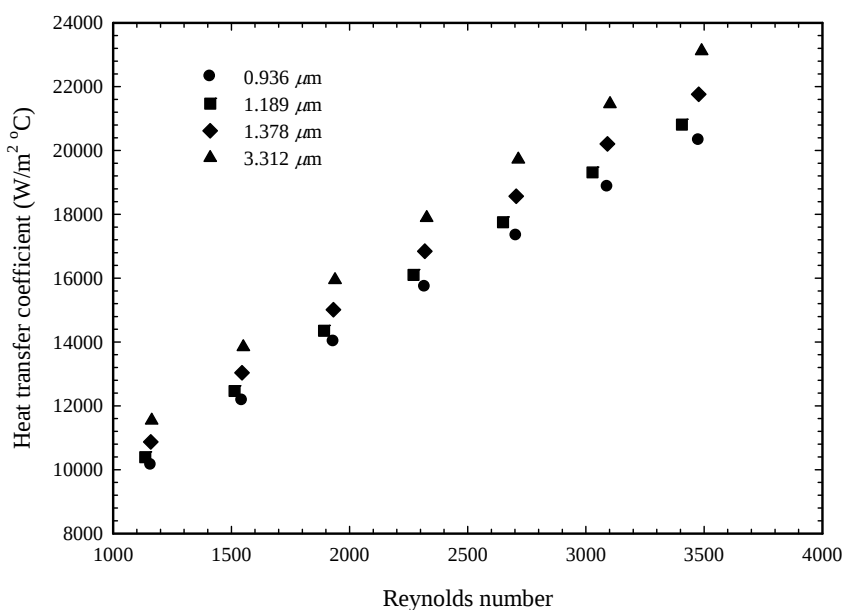
ในรูปที่ 4.5 และ 4.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่ความหยาบของพื้นผิวต่างกันสำหรับมุมลอน 60° และ 30° ตามลำดับ จากรูปสังเกตว่าการเพิ่มความหยาบมีผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้น ความหยาบผิวของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนมีผลให้ความปั่นป่วนของการไหลหมุนวนเพิ่มขึ้น จึงส่งผลกระทบต่ออัตราการไหลหลัก ดังนั้นความปั่นป่วนในการไหลของของไหลภายในช่องทางการไหลจึงสูงขึ้นหรือการผสมกันระหว่างของไหลที่ผนังและกลางช่องทางการไหลและทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น โดยพบว่าแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีมุมลอน 60° มีค่าความดันเพิ่มขึ้น 3.32 % 3.85 % และ 13.28 % ที่ความหยาบ $1.189 \mu\text{m}$ $1.378 \mu\text{m}$ และ $3.312 \mu\text{m}$ ตามลำดับเมื่อเปรียบเทียบกับผิวเรียบ และสำหรับแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีมุมลอน 30° มีค่าความดันเพิ่มขึ้น 2.38 % 7.09 % และ 13.75 % ที่ความหยาบ $1.189 \mu\text{m}$ $1.378 \mu\text{m}$ และ $3.312 \mu\text{m}$ ตามลำดับเมื่อเปรียบเทียบกับผิวเรียบ



รูปที่ 4.4 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและตัวเลขเรย์โนลด์ที่มุมลอนต่างกัน (พื้นผิวเรียบ)

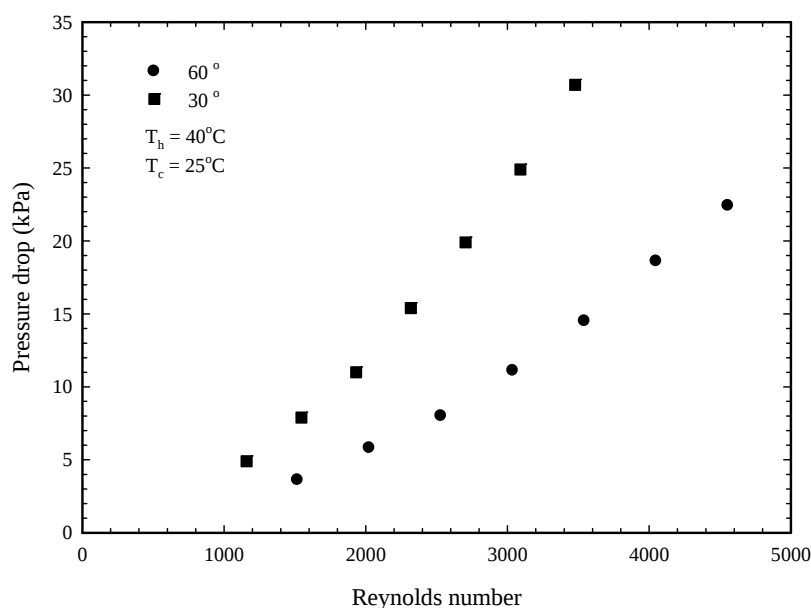


รูปที่ 4.5 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและตัวเลขเรย์โนลด์
ที่มุมลอน 60° และความหยาบพื้นผิวแตกต่างกัน

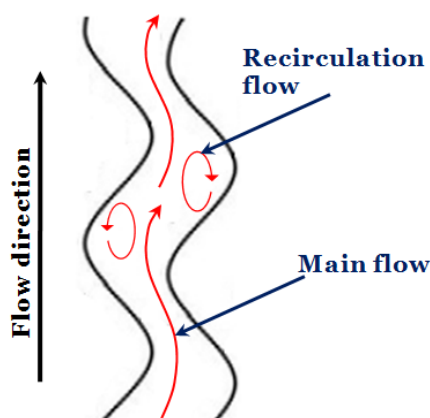


รูปที่ 4.6 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและตัวเลขเรย์โนลด์
ที่มุมลอน 30° และความหยาบพื้นผิวแตกต่างกัน

สำหรับการศึกษาพฤติกรรมการไหลของน้ำสถานะเดียวที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนแบบแผ่นที่มีพื้นผิวหยาบทำได้โดยการวัดค่าความดันที่ลดลงที่เกิดขึ้น สำหรับมุมลอน 30° และ 60° ที่ความหยาบของพื้นผิวแตกต่างกัน ดังแสดงในรูปที่ 4.7 จากรูปพบว่าเป็นการ เปรียบเทียบความดันที่ลดลงที่ตัวเลขเรย์โนลด์ต่างกัน สำหรับมุมลอนต่างกัน ซึ่งพบว่าการ เพิ่มตัวเลขเรย์โนลด์มีผลให้ความดันที่ลดลงเพิ่มขึ้น และเมื่อมุมลอนลดลงมีผลให้ค่าความดันลด เพิ่มขึ้นด้วย โดยมีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 26.83 % เมื่อมุมลอนลดลง การเพิ่มตัวเลขเรย์โนลด์มีผล ให้ระดับการไหลหมุนวนที่บริเวณร่องลอนของช่องทางมีค่าสูงขึ้น และส่งผลกระทบต่อการไหล หลักที่ไหลอยู่บริเวณกลางช่องทางการไหล (รูปที่ 4.8) ในลักษณะเดียวกันพบว่ามุมลอนที่ลดลง มีผลให้แรงเฉือนที่กระทำระหว่างของไหลหลักและของไหลที่หมุนวนภายในร่องลอน ส่งผล กระทบต่อการไหลหลัก ดังนั้นความปั่นป่วนในการไหลของของไหลภายในช่องทางการไหลจึง สูงขึ้นและทำให้ความดันที่ลดลงเพิ่มขึ้น

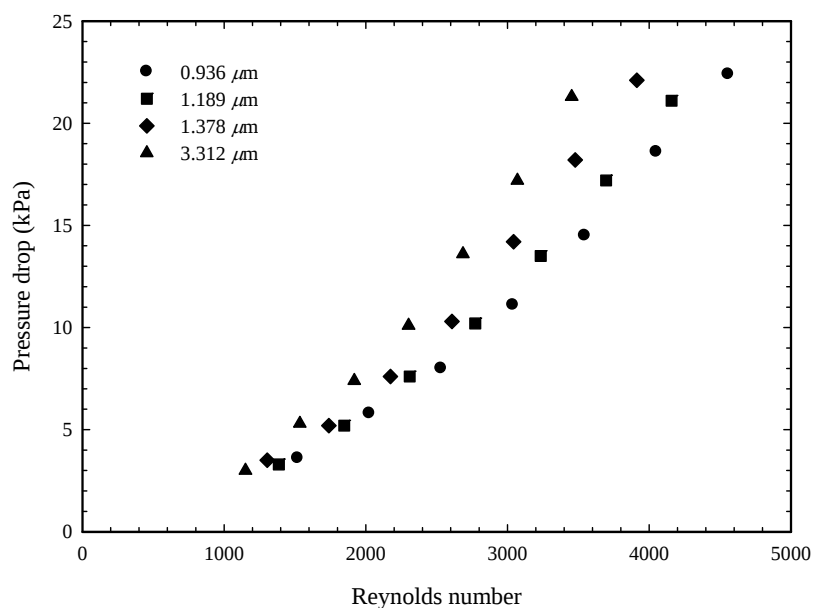


รูปที่ 4.7 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่ลดลงและตัวเลขเรย์โนลด์ที่มุมลอนต่างกัน

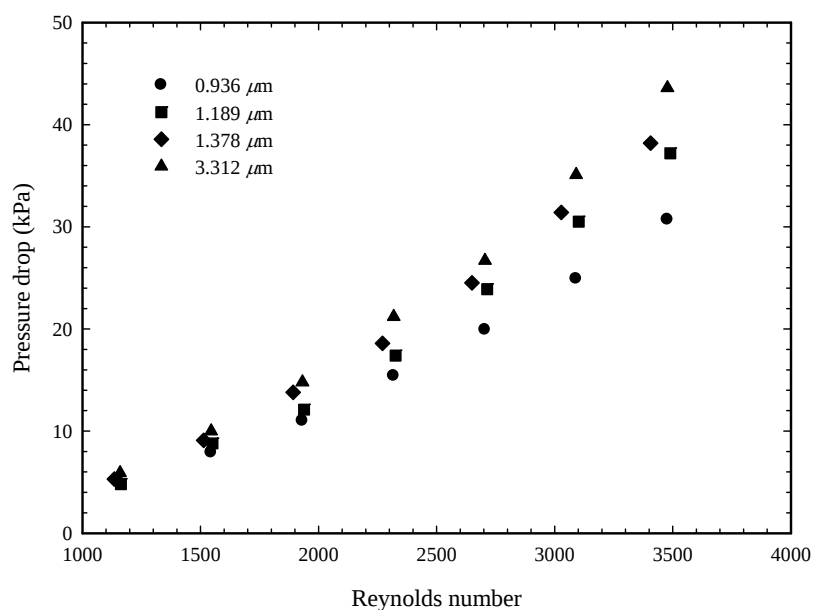


รูปที่ 4.8 พฤติกรรมการไหลของน้ำภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

เมื่อพิจารณาผลกระทบของความหยابที่มีต่อความดันที่ลดลงของน้ำที่ไหลผ่านแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนพบว่า การเพิ่มความหยابมีผลให้ความดันที่ลดลงเพิ่มสูงขึ้น ความหยابผิวของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนมีผลให้ความปั่นป่วนของการไหลหมุนวนเพิ่มขึ้น จึงส่งผลกระทบต่ออัตราการไหลหลัก ดังนั้นความปั่นป่วนในการไหลของของไหลภายในช่องทางการไหลจึงสูงขึ้นและทำให้ความดันที่ลดลงเพิ่มขึ้น โดยพบว่าแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีมุมลอน 60° มีค่าความดันเพิ่มขึ้น 18.9 % 27.9 % และ 54.9 % ที่ความหยاب 1.189 μm 1.378 μm และ 3.312 μm ตามลำดับ และสำหรับแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีมุมลอน 30° มีค่าความดันเพิ่มขึ้น 22.5 % 26.1 % และ 40.9 % ที่ความหยاب 1.189 μm 1.378 μm และ 3.312 μm ตามลำดับ



รูปที่ 4.9 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่ลดลงและตัวเลขเรย์โนลด์ที่มุมลอน 60° และความหยาบพื้นผิวแตกต่างกัน



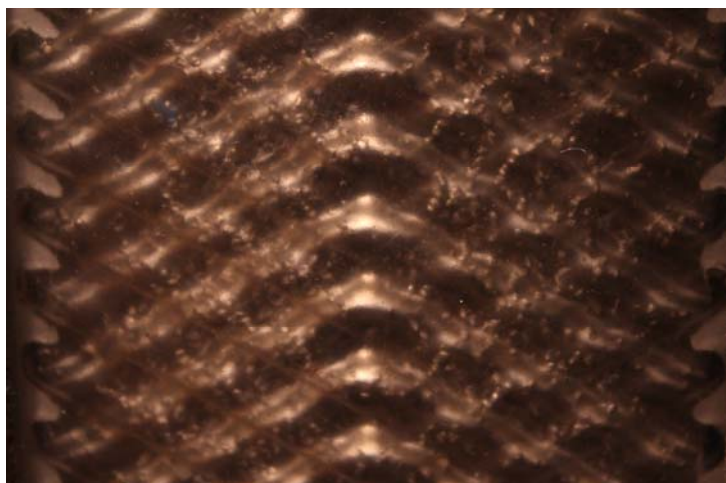
รูปที่ 4.10 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่ลดลงและตัวเลขเรย์โนลด์ที่มุมลอน 30° และความหยาบพื้นผิวแตกต่างกัน

4.2 การศึกษาพฤติกรรมการไหลสองสถานะของใช้น้ำและอากาศภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

ในงานวิจัยนี้ การศึกษาพฤติกรรมการไหลสองสถานะของใช้น้ำและอากาศภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีวัตถุประสงค์เพื่อจำลองพฤติกรรมการไหลของสารทำความเย็นเนื่องจากการทดสอบโดยใช้สารทำความเย็นจะอยู่ภายใต้สภาวะความดันค่อนข้างสูง การทดลองจึงทำได้ค่อนข้างยาก แต่อย่างไรก็ตามจากการศึกษางานวิจัยในอดีตพบว่าผลการทดลองของรูปแบบการไหลของน้ำและอากาศมีความสอดคล้องกับพฤติกรรมการไหลของสารทำความเย็นและสามารถใช้อ้างอิงกันได้โดยเฉพาะอย่างยิ่งผลการทดลองในส่วนขอรูปแบบการไหล ในการศึกษาครั้งนี้จึงซึ่งได้ทำการทดลองรูปแบบการไหลของน้ำและอากาศที่อัตราการไหลของน้ำระหว่าง 4-18 LPM และอัตราการไหลของอากาศระหว่าง 0.05 – 100 CFH ทิศทางการไหลคือไหลขึ้นในแนวดิ่ง โดยได้ศึกษาผลกระทบของมุมลอนที่มีต่อพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อน

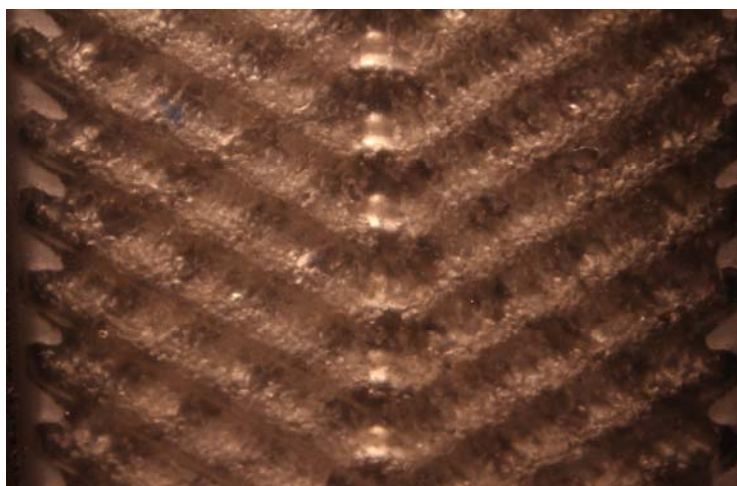
4.2.1 รูปแบบการไหลของน้ำและอากาศภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่มุมลอน 30 องศาสามารถแบ่งออกเป็น 2 รูปแบบคือ

1. การไหลแบบฟอง (Bubble flow) เป็นรูปแบบการไหลที่มีฟองอากาศกระจายไหลปะปนกับน้ำ โดยที่น้ำไหลอยู่อย่างจะต่อเนื่องภายในช่องทางการไหล โดยการไหลของฟองอากาศมีทิศทางการไหล 2 ทิศทางคือไหลตามร่องลอนที่มีมุม 30 องศา โดยจะมีการไหลขึ้นและลงตามลักษณะของลอนที่เป็นคลื่น และขณะเดียวกันพบว่าการไหลขึ้นในแนวดิ่งตามช่องว่างระหว่างลอนดังรูปที่ 4.11



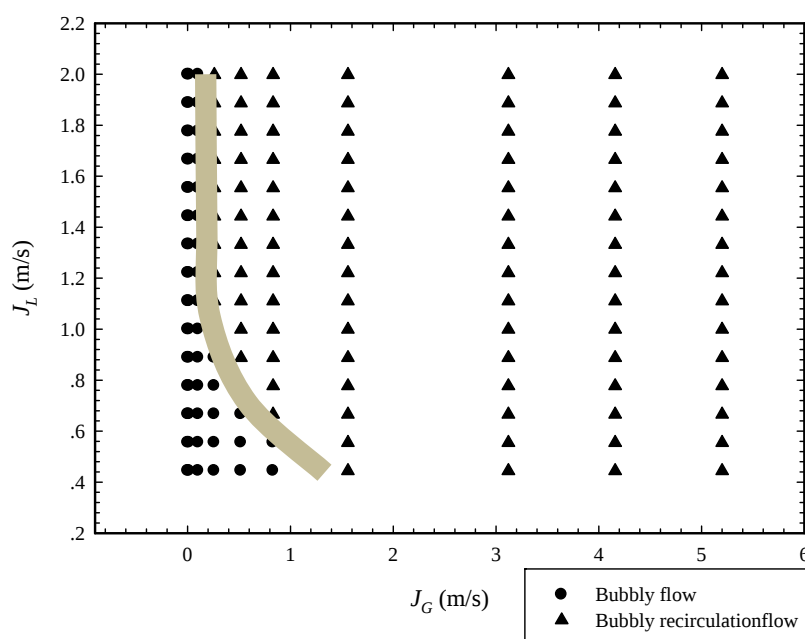
รูปที่ 4.11 การไหลแบบฟอง (Bubbly flow)

2. การไหลแบบฟองหมุนวน (Bubbly recirculation flow) เป็นรูปแบบการไหลต่อเนื่องจาก bubbly flow เมื่อความเร็วของอากาศเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ฟองอากาศเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูง และทำให้เกิดแรงเฉือนระหว่างน้ำและอากาศ ดังนั้นฟองอากาศจึงไหลหมุนวนที่บริเวณจุดตัดร่องลอน และการหมุนวนจะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของน้ำและอากาศสูงขึ้น (รูปที่ 4.12)



รูปที่ 4.12 การไหลแบบฟองหมุนวน (Bubbly recirculation flow)

ผลจากการสังเกตรูปแบบการไหลได้ถูกนำมาสร้างเป็นแผนที่รูปแบบการไหลโดยให้แกน x เป็น superficial gas velocity และแกน y เป็น superficial liquid velocity ดังแสดงในรูปที่ 4.13



รูปที่ 4.13 แผนที่รูปแบบการไหล (Flow regime map)

4.2.2 รูปแบบการไหลของน้ำและอากาศภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่มุลอน 60 องศาสามารถแบ่งออกเป็น 2 รูปแบบซึ่งมีพฤติกรรมคล้ายกับที่มุลอน 30 องศาคือ

1. การไหลแบบฟอง (Bubble flow) เป็นรูปแบบการไหลที่มีฟองอากาศกระจายไหลปะปนกับน้ำ โดยที่น้ำไหลอยู่อย่างจะต่อเนื่องภายในช่องทางการไหล โดยการไหลของฟองอากาศมีทิศทางทางการไหล 2 ทิศทางคือไหลตามร่องลอนที่มีมุม 30 องศา โดยจะมีการไหลขึ้นและลงตามลักษณะของลอนที่เป็นคลื่น และขณะเดียวกันพบว่าการไหลขึ้นในแนวตั้งตามช่องว่างระหว่างลอน (รูปที่ 4.14)



รูปที่ 4.14 การไหลแบบฟอง (Bubbly flow)

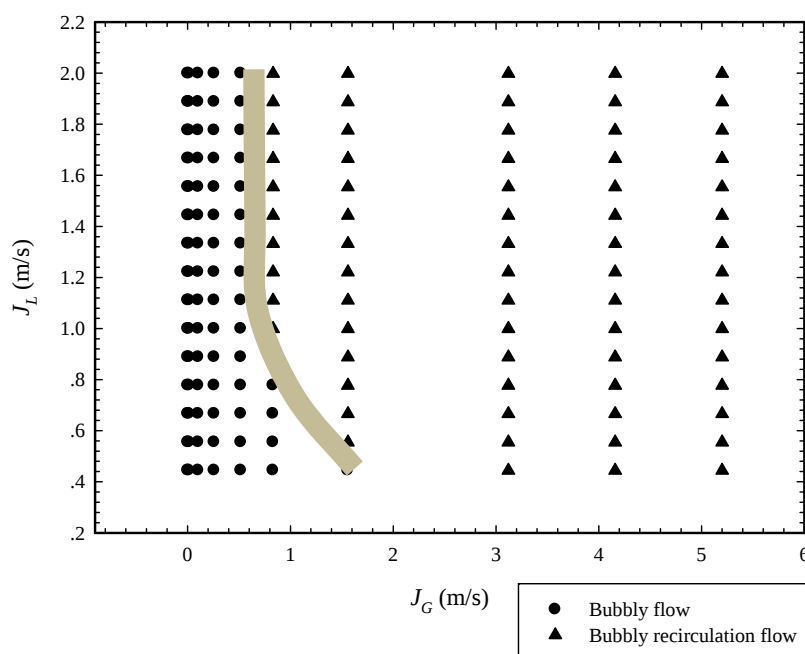
2. การไหลแบบฟองหมุน (Bubbly recirculation flow) เป็นรูปแบบการไหลต่อเนื่องจาก bubbly flow เมื่อความเร็วของอากาศเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ฟองอากาศเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูง และทำให้เกิดแรงเฉือนระหว่างน้ำและอากาศ ดังนั้นฟองอากาศจึงไหลหมุนวนที่บริเวณจุดตัดร่องลอน และการหมุนวนจะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของน้ำและอากาศสูงขึ้น (รูปที่ 4.15)



รูปที่ 4.15 การไหลแบบฟองหมุน (Bubbly recirculation flow)

อย่างไรก็ตามพบว่าการเปลี่ยนรูปแบบการไหลจากการไหลแบบฟองเป็น การไหลแบบฟองหมุนเกิดที่ superficial gas velocity และ superficial liquid velocity แตกต่างกันดังแสดงในรูป

ที่ 4.16 ซึ่งจะพบว่าเมื่อมุลอนลดลงจาก 30 องศาเป็น 60 องศา การเปลี่ยนแปลงรูปแบบการไหลเกิดได้ที่ความเร็วของอากาศสูงขึ้น



รูปที่ 4.16 แผนที่รูปแบบการไหล (Flow regime map)

4.3 การศึกษาพฤติกรรมการไหลของสารทำความเย็นที่ระเหยตัวภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

ในการทดสอบคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลของสารทำความเย็นที่ระเหยตัวภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น ทำได้โดยให้สายของไหลร้อนเป็นน้ำและสายของไหลเย็นเป็นสารทำความเย็นจากนั้นควบคุมสภาวะของสารทำความเย็นให้ได้ตามต้องการกล่าวคือมีคุณภาพไอระหว่าง 0.2 – 0.8 อุณหภูมิอิ่มตัวระหว่าง 10 – 20 °C ฟลักซ์มวลระหว่าง 65 – 95 kg/m² s ฟลักซ์ความร้อนระหว่าง 5 -15 kW/m² และทำการศึกษาผลกระทบของตัวแปรต่างๆคือ คุณภาพไอ อุณหภูมิอิ่มตัว ฟลักซ์มวล ฟลักซ์ความร้อน และความหนาของพื้นที่ผิวที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหล โดยผลการทดลองจะแบ่งออกเป็น 2 กลุ่มหลักคือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นเรียบและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นหยาบ

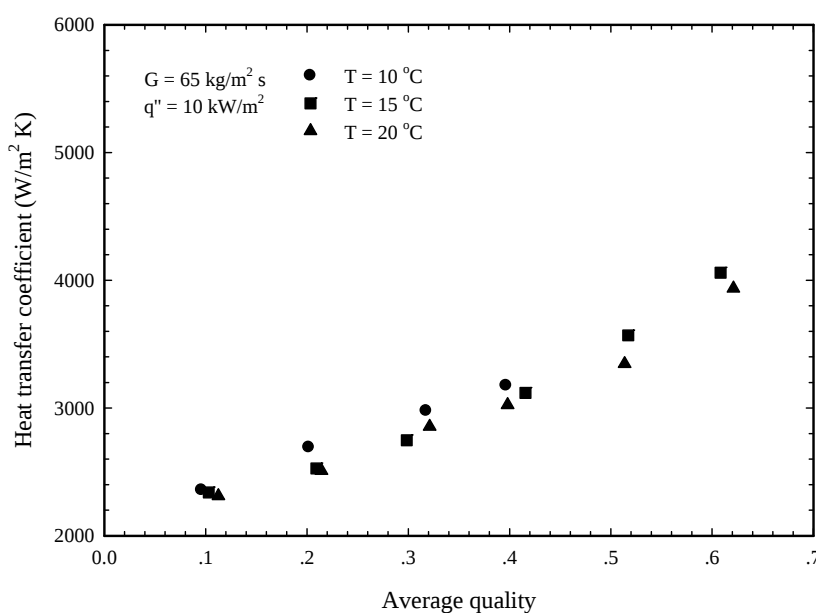
4.3.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นเรียบ

ในหัวข้อนี้ได้นำเสนอผลการศึกษาระบบของตัวแปรต่างๆคืออุณหภูมิอิ่มตัว ฟลักซ์มวล ฟลักซ์ความร้อนที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นเรียบ

4.3.1.1 ผลกระทบของอุณหภูมิอิ่มตัว

ในรูปที่ 4.17 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่อุณหภูมิระเหยตัวแตกต่างกัน ซึ่งจากรูปจะเห็นว่าเมื่อคุณภาพไอหรือสัดส่วนสารทำความเย็นที่เป็นไอเพิ่มขึ้นจะมีผลทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นโดยมีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 73.56 % สำหรับการเปลี่ยนแปลงคุณภาพไอระหว่าง 0.1 – 0.6 นอกจากนั้นยังพบว่าการลดลงของอุณหภูมิระเหยตัวของสารทำความเย็นภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีแนวโน้มให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นโดยพบว่ามีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 4.63 % เมื่ออุณหภูมิระเหยตัวเปลี่ยนแปลงระหว่าง 20°C และ 10°C ซึ่งอธิบายได้ว่าการไหลสองสถานะสัดส่วนของไอจะมีผลกระทบต่อสมบัติของปริมาตรจำเพาะ กล่าวคือเมื่อสัดส่วนของไอเพิ่มขึ้น ปริมาตรจำเพาะของไอสารทำความเย็นจะเพิ่มขึ้น และการเพิ่มขึ้นของปริมาตรจำเพาะของไอสารทำความเย็น ณ อัตราการไหลเชิงมวลที่กำหนดจะผลให้ความเร็วของไอสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น จากการตรวจสอบข้อมูลของ superficial liquid velocity และ superficial gas velocity จากแผนที่รูปแบบการไหลสองสถานะภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Nilpueng and Wongwises 2010) พบว่ารูปแบบการไหลอยู่ในรูปแบบ Annular – liquid bridge flow ซึ่งเป็นการไหลของของเหลวเคลือบเป็นฟิล์มที่บริเวณร่องลอนและไอไหลที่บริเวณกลางช่องทางการไหล และเกิดการไหลข้ามระหว่างกันของของเหลวที่อยู่บริเวณร่องลอนบริเวณด้านข้างทั้งสองด้านของช่องทางการไหล และเมื่อความเร็วของไอเพิ่มขึ้นจึงส่งผลให้เกิดแรงเฉือนระหว่างของเหลวและไอสารภายในช่องทางการไหลสูงขึ้น และเกิดความปั่นป่วนในการไหลสูงขึ้น จึงมีผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นด้วย สำหรับสาเหตุของการเพิ่มขึ้นของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเมื่ออุณหภูมิระเหยตัวลดลง สามารถอธิบายได้ว่าเกิดจากปริมาตรจำเพาะของไอสารมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิระเหยตัวลดลง ซึ่งส่งผลให้ความเร็วของไอ

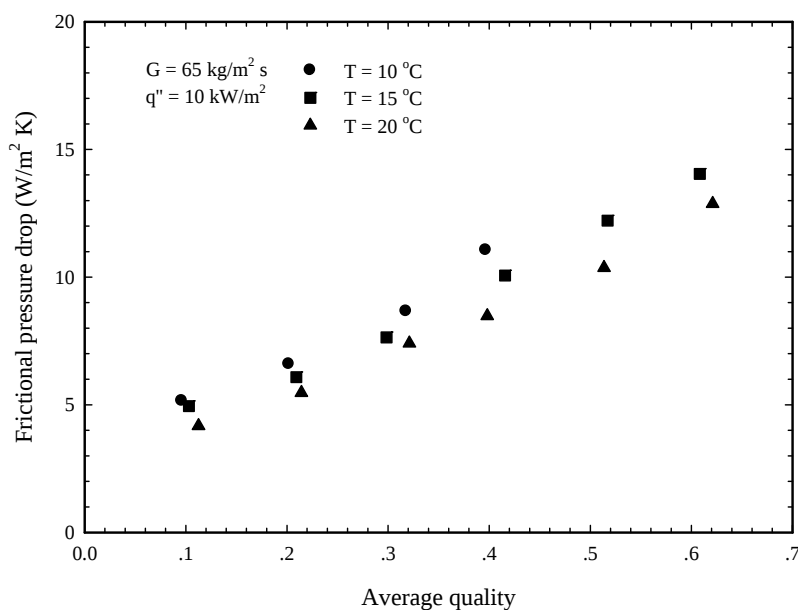
สารสูงขึ้นด้วย ความเร็วของไอสารที่เพิ่มขึ้นก่อให้เกิดแรงเฉือนระหว่างไอสารที่กลางช่องทางการไหลกับฟิล์มสารทำความเย็นเหลวที่ร่องลอน จึงก่อให้เกิดการไหลข้ามของสารระหว่างผนังด้านหนึ่งไปยังผนังอีกด้านหนึ่ง พฤติกรรมดังกล่าวมีผลให้ความปั่นป่วนในการไหลเพิ่มขึ้น ดังนั้นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจึงเพิ่มขึ้น



รูปที่ 4.17 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไอของสารทำ

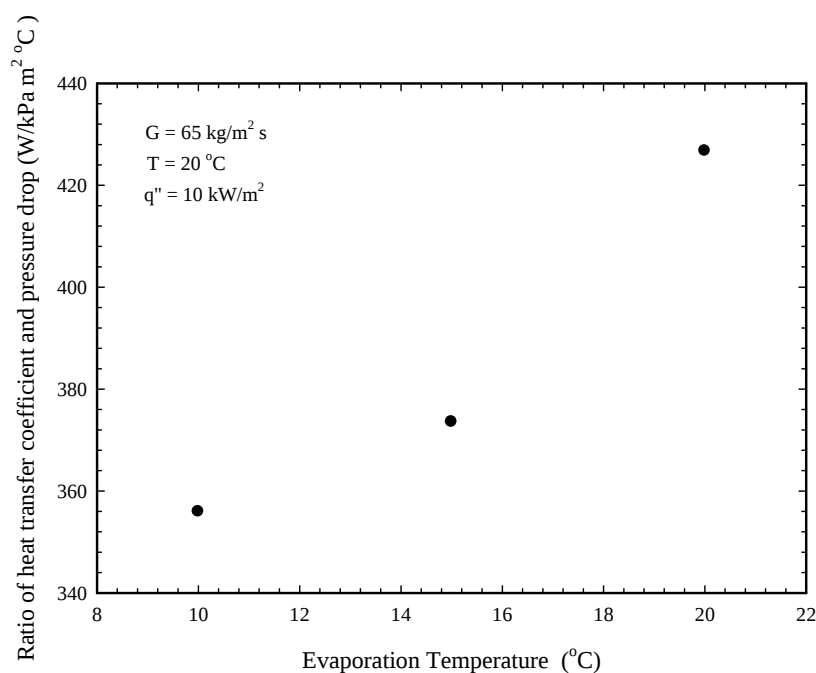
ความเย็นที่อุณหภูมิระเหยตัวแตกต่างกัน

ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่อุณหภูมิระเหยตัวแตกต่างกันแสดงในรูปที่ 4.18 จากรูปพบว่าความดันลดที่เกิดขึ้นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อคุณภาพไรมีค่าเพิ่มขึ้น และในทางตรงกันข้ามกันพบว่าความดันลดที่เกิดขึ้นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิระเหยตัวของสารทำความเย็นลดลง เหตุผลของการเพิ่มขึ้นของค่าความดันลดสามารถอธิบายได้จากพฤติกรรมการไหลของสารภายในช่องทางการไหลในลักษณะเดียวกัน กล่าวคือในรูปแบบ Annular – liquid bridge flow เมื่อความเร็วของไอเพิ่มขึ้นจึงส่งผลให้เกิดแรงเฉือนระหว่างของเหลวและไอสารภายในช่องทางการไหลสูงขึ้น จึงก่อให้เกิดการไหลข้ามของสารทำความเย็นเหลวระหว่างผนังด้านหนึ่งไปยังผนังอีกด้านหนึ่ง พฤติกรรมดังกล่าวมีผลให้ความปั่นป่วนในการไหลเพิ่มสูงขึ้น ดังนั้นความดันลดจึงมีค่าเพิ่มขึ้นตามเนื่องจากการเพิ่มคุณภาพไอและการลดอุณหภูมิระเหยตัวมีผลให้ความเร็วของไอสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น



รูปที่ 4.18 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่อุณหภูมิระเหยตัวแตกต่างกัน

ในรูปที่ 4.19 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดที่อุณหภูมิระเหยตัวแตกต่างกันระหว่าง 10 – 20 °C ข้อมูลจากกราฟได้จากการพิจารณาค่าอัตราส่วนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลด (RHP) ที่ค่าคุณภาพไอน้ำเฉลี่ยระหว่าง 0.1 – 0.6 จากรูปพบว่า RHP มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิระเหยตัวของสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น ซึ่งค่าอัตราส่วนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดแสดงถึงความสามารถในการถ่ายเทพลังงานความร้อนระหว่างน้ำไปยังสารทำความเย็นเทียบกับพลังงานที่ต้องใช้ในการขับเคลื่อนของไหล กล่าวคือ RHP มีค่าสูงหมายถึงพลังงานที่ได้รับจากอุปกรณ์มีค่าสูงเมื่อจ่ายพลังงานให้อุปกรณ์ในปริมาณที่เท่ากัน โดยพบว่า RHP มีค่าเพิ่มขึ้น 19.89 % เมื่ออุณหภูมิระเหยตัวเพิ่มขึ้นจาก 10 °C เป็น 20 °C ซึ่งสังเกตว่า RHP มีค่าเพิ่มขึ้นค่อนข้างน้อยกล่าวคือ 4.94 % เมื่ออุณหภูมิระเหยตัวเพิ่มขึ้นจาก 10 °C เป็น 15 °C อย่างไรก็ตามพบว่า RHP มีค่าเพิ่มขึ้นค่อนข้างมากกล่าวคือ 14.24 % เมื่ออุณหภูมิระเหยตัวเพิ่มขึ้นจาก 15 °C เป็น 20 °C

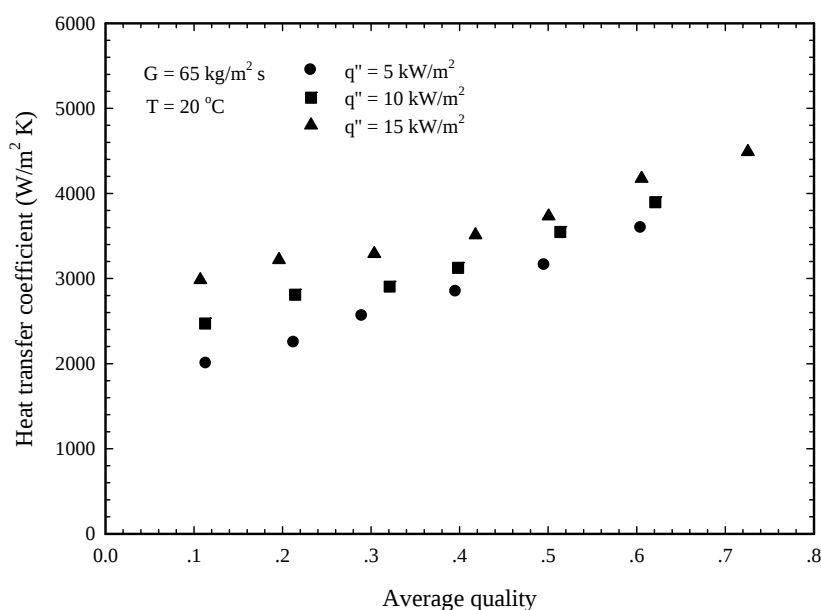


รูปที่ 4.19 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตก และอุณหภูมิระเหยตัว

4.3.1.2 ผลกระทบของฟลักซ์ความร้อน

ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไของสารทำความเย็นที่ฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกันแสดงดังรูปที่ 4.20 ซึ่งพบว่าการเพิ่มฟลักซ์ความร้อนมีผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตามพบว่าการเพิ่มขึ้นของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนยังขึ้นอยู่กับคุณภาพไอีกด้วยกล่าวคือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นค่อนข้างมากเมื่อคุณภาพไมีค่าต่ำๆ ในตรงกันข้ามกันพบว่าการเพิ่มขึ้นของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนค่อยลดลงเมื่อคุณภาพไมีค่าเพิ่มมากขึ้น โดยมีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 49.2 % และ 16.17% สำหรับคุณภาพไ 0.1 และ 0.6 ตามลำดับ ซึ่งอธิบายได้ว่าการถ่ายเทความร้อนระหว่างการระเหยตัวมีผลกระทบจากพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน 2 ลักษณะคือการถ่ายเทความร้อนของการเดือดนิวคลีโอ (Nucleate boiling heat transfer) และการถ่ายเทความร้อนของการเดือดโดยการพาความร้อน (Convection boiling heat transfer) ซึ่งการเปลี่ยนแปลงของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของทั้งสองเทอมที่กล่าวถึงจะขึ้นอยู่กับคุณภาพไและฟลักซ์ความร้อน และจากการศึกษาในท่อกลมพบว่าผลกระทบของการถ่ายเท

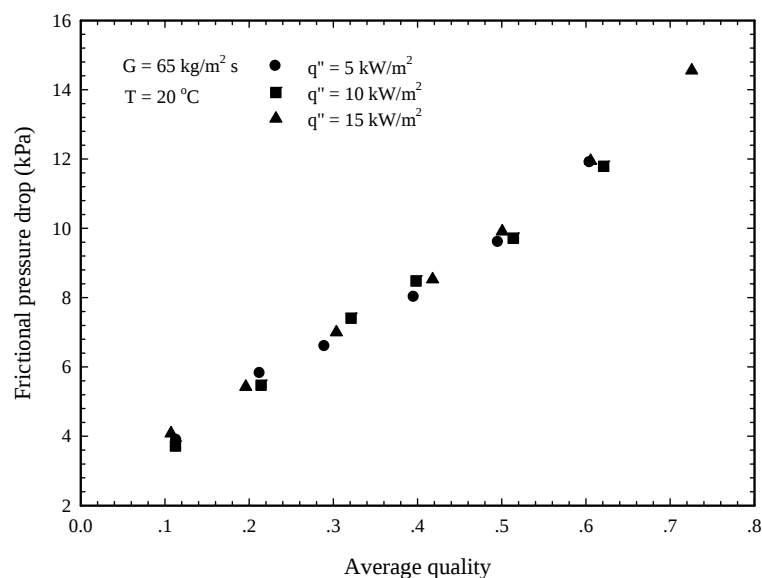
ความร้อนของการเดือดนิวคลีเอทจะมีอิทธิพลเหนือกว่าการถ่ายเทความร้อนของการเดือดโดยการพาความร้อนในกรณีที่คุณภาพไอน้ำต่ำๆหรือสัดส่วนของเหลวมาก และจะค่อยๆลดลงเมื่อคุณภาพไอน้ำเพิ่มมากขึ้น ดังนั้นจึงทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นมากที่คุณภาพไอน้ำต่ำๆและ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นไม่มากนักที่คุณภาพไอน้ำสูงขึ้น



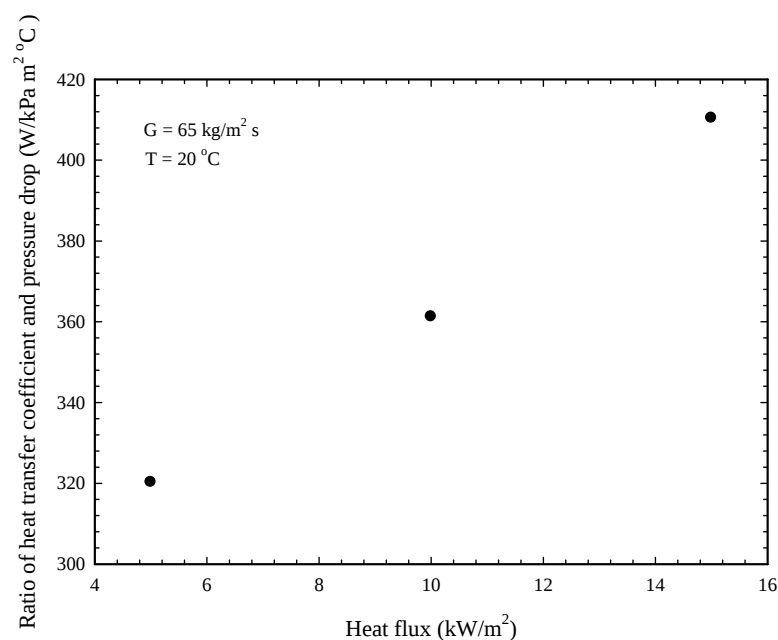
รูปที่ 4.20 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไอน้ำของสารทำความเย็นที่ฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกัน

เมื่อพิจารณาผลกระทบของฟลักซ์ความร้อนที่มีต่อความดันลดของสารทำความเย็นภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นในรูปที่ 4.21 พบว่าความดันลดของสารทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อคุณภาพไอน้ำมากขึ้น โดยพบว่าความดันลดมีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 95.59 % เมื่อคุณภาพไอน้ำเพิ่มขึ้นระหว่าง 0.1 -0.6 อย่างไรก็ตามพบว่าการเปลี่ยนแปลงฟลักซ์ความร้อนมีผลกระทบต่อความดันลดค่อนข้างน้อย หรืออาจกล่าวได้ว่าฟลักซ์ความร้อนไม่มีผลกระทบต่อความดันลด โดยพบว่าความดันลดมีค่าคลาดเคลื่อนเมื่อฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกันเทียบกับค่าเฉลี่ยเท่ากับ $\pm 2.6 \%$ อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาค่าอัตราส่วนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดที่ฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกันระหว่าง 5 – 15 kW/m² ข้อมูลจากรูปที่ 4.22 ได้พิจารณาค่าที่ค่าคุณภาพไอน้ำเฉลี่ยระหว่าง 0.1 – 0.6 จากรูปพบว่า RHP มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มฟลักซ์ความร้อนของสารทำความเย็น ซึ่งแสดงให้เห็นว่าพลังงานที่ได้นำไปใช้ประโยชน์เทียบกับพลังงานที่ต้อง

ใช้ในการขับเคลื่อนของไหลมีค่าสูงขึ้นเมื่อฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้น โดยพบว่า RHP เพิ่มขึ้นเป็นเชิงเส้นตรง 28.15 % เมื่อฟลักซ์ความร้อนเปลี่ยนแปลงระหว่าง 5 – 15 kW/m²



รูปที่ 4.21 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกัน



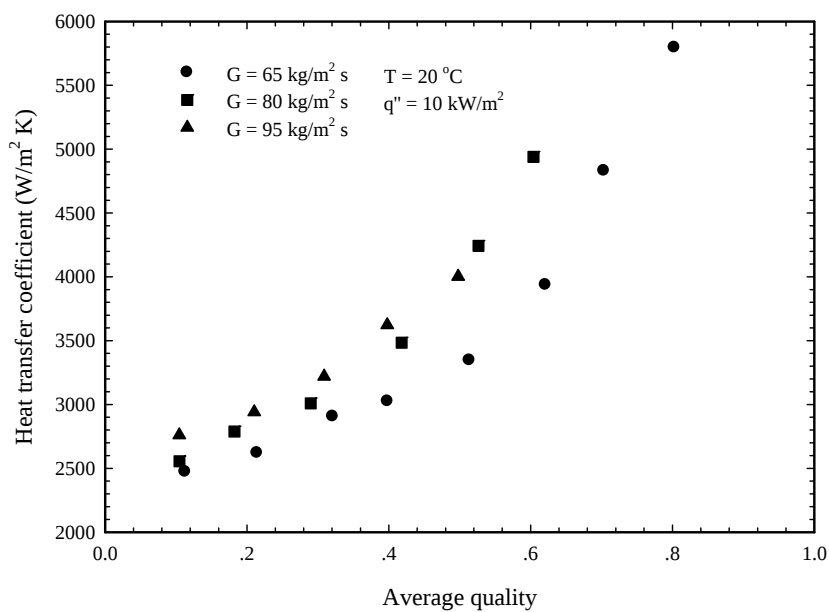
รูปที่ 4.22 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกและฟลักซ์ความร้อน

4.3.1.3 ผลกระทบของฟลักซ์มวล

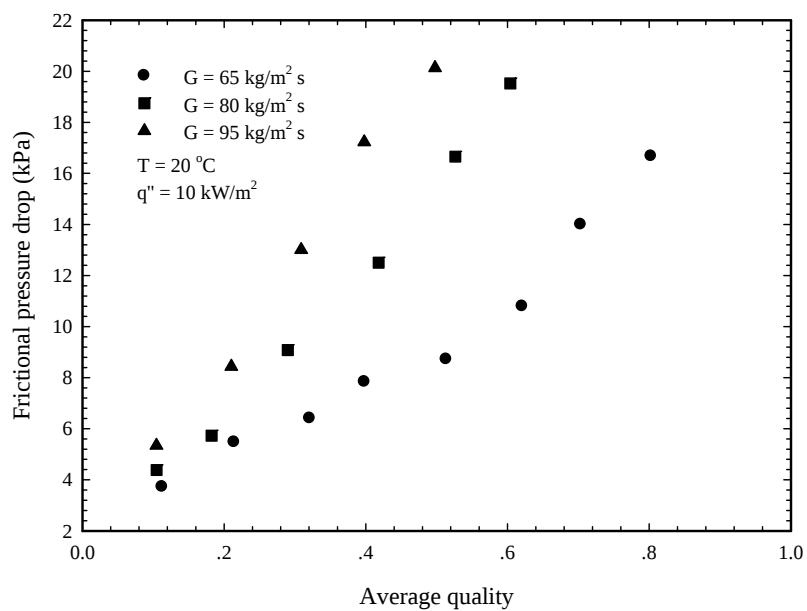
ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ของฟลักซ์มวลแตกต่างกันแสดงในรูปที่ 4.20 จากรูปพบว่า การเพิ่มฟลักซ์มวลมีผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น และพบว่า การเพิ่มขึ้นของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนยังขึ้นอยู่กับคุณภาพไอ กล่าวคือคุณภาพไอสูงมีผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตามที่ฟลักซ์มวล 65 และ 80 kg/m² s การเพิ่มขึ้นของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบ่งออกเป็น 2 ช่วงคือที่คุณภาพไอน้อยกว่า 0.4-0.5 และคุณภาพไอมากกว่า 0.4-0.5 ซึ่งความชันของข้อมูลทั้ง 2 ช่วงมีความแตกต่างกันกว่าคือที่คุณภาพไอมากกว่า 0.4-0.5 ความชันของข้อมูลมีค่าสูงเมื่อเปรียบเทียบกับในช่วงของคุณภาพไอน้อยกว่า 0.4-0.5 โดยพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 13.65 % เมื่อเปลี่ยนแปลงฟลักซ์มวลระหว่าง 65 - 95 kg/m² s ซึ่งเป็นไปตามที่คาดไว้ กล่าวคือเนื่องจากการเพิ่มอัตราการไหลของสารทำความเย็นต่อพื้นที่ที่ไหลผ่านช่องทางการไหลเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

ในลักษณะเดียวกันพบว่าความดันลดที่เกิดขึ้นภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อคุณภาพไอและฟลักซ์มวลเพิ่มสูงขึ้น (รูปที่ 4.24) แต่มีข้อสังเกตคือการเพิ่มขึ้นของความดันลดมีค่าไม่มากนัก โดยเพิ่มขึ้น 43.79% เมื่อเปลี่ยนแปลงฟลักซ์มวลที่คุณภาพไอล่างๆ ($x = 0.1$) ในทางตรงกันข้ามการเพิ่มขึ้นของความดันลดมีค่าสูง โดยเพิ่มขึ้น 131.05% เมื่อเปลี่ยนแปลงฟลักซ์มวลที่คุณภาพไอสูง ($x = 0.5$) ซึ่งอธิบายได้ว่าความเสียดทานในการไหลมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลรวมของสารเพิ่มมากขึ้น และการเพิ่มคุณภาพไอมีผลให้ความเร็วของไอสารทำความเย็นเพิ่มมากขึ้น ผลกระทบทั้งสองมีผลให้ความดันป้อนในการไหลเพิ่มมากขึ้นดังนั้นความดันลดจึงมีค่าเพิ่มสูงขึ้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อคุณภาพไอมีค่าสูงขึ้น

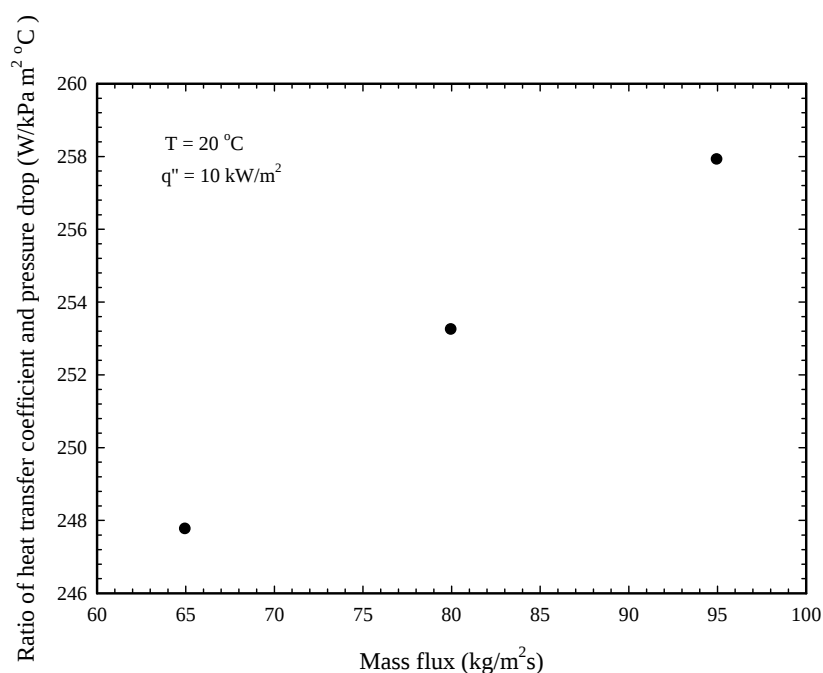
เมื่อพิจารณาผลกระทบของฟลักซ์มวลที่มีต่ออัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดในรูปที่ 4.25 พบว่าการเพิ่มฟลักซ์มวลมีผลให้ RHP เพิ่มขึ้น 4.09 % ในการเปลี่ยนแปลงฟลักซ์มวลระหว่าง 80 - 95 kg/m² s



รูปที่ 4.23 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ของฟลักซ์มวลแตกต่างกัน



รูปที่ 4.24 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ของฟลักซ์มวลแตกต่างกัน



รูปที่ 4.25 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตก และฟลักซ์มวล

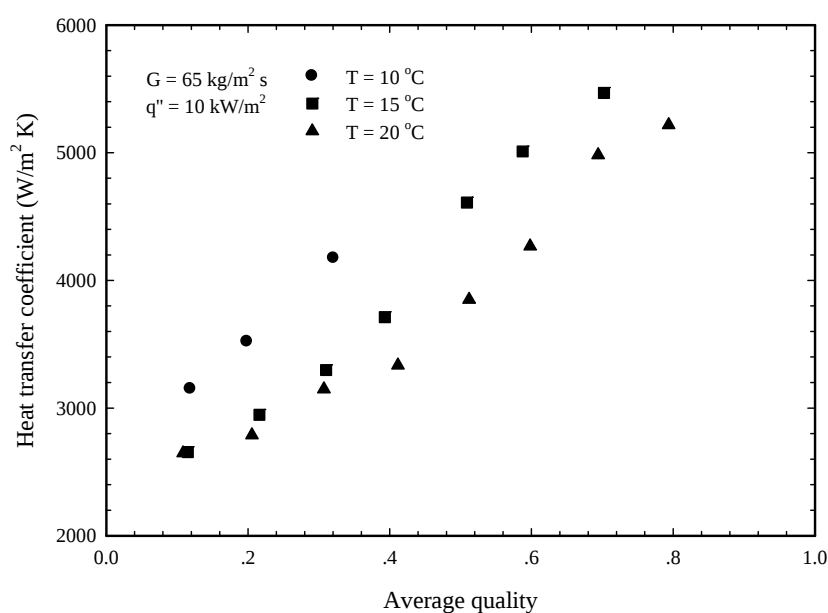
4.3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่มีพื้นผิวหยาบ

ในหัวข้อนี้ได้นำเสนอผลการศึกษาระทบของตัวแปรต่างๆคืออุณหภูมิอิ่มตัว ฟลักซ์มวล ฟลักซ์ความร้อนที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่มีพื้นผิวหยาบ

4.3.2.1 ผลกระทบของอุณหภูมิอิ่มตัว

ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่อุณหภูมิระเหยตัวแตกต่างกันในแสดงรูปที่ 4.26 ซึ่งจากรูปจะเห็นว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อคุณภาพไอหรือสัดส่วนสารทำความเย็นที่เป็นไอเพิ่มขึ้น โดยมีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 13.1 % ซึ่งอธิบายได้ว่าเมื่อสัดส่วนของไอเพิ่มขึ้น ปริมาตรจำเพาะของไอสารทำความเย็นจะเพิ่มขึ้น และการเพิ่มขึ้นของปริมาตรจำเพาะของไอสารทำความเย็นจะมีผลให้ความเร็วของไอสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น และ

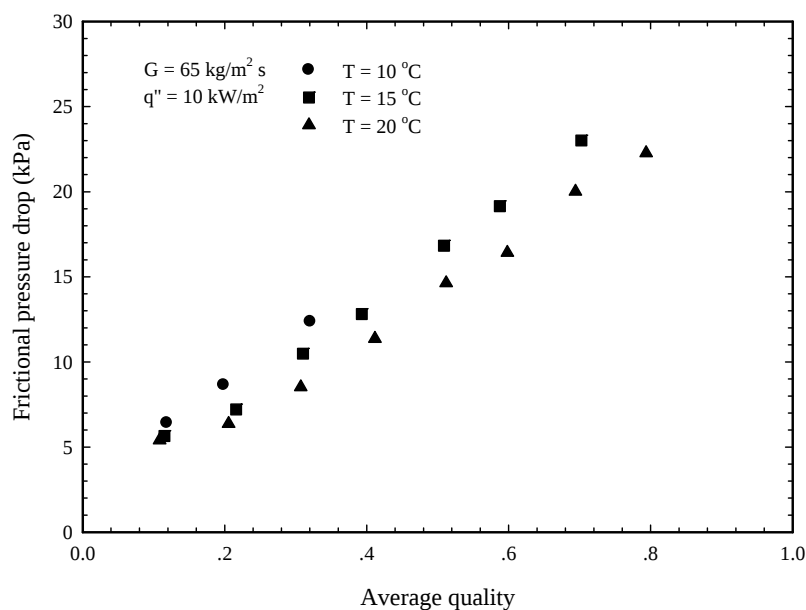
ส่งผลให้เกิดความปั่นป่วนในการไหลสูงขึ้น ดังนั้นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจึงเพิ่มขึ้น ส่วนสาเหตุของการเพิ่มขึ้นของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเมื่ออุณหภูมิระเหยตัวลดลงสามารถอธิบายได้ว่าเกิดจากปริมาตรจำเพาะของไอสารมีค่าแปรผกผันตามอุณหภูมิระเหยตัว ซึ่งส่งผลให้ความเร็วของไอสารสูงขึ้นด้วย ดังนั้นจึงมีผลให้ความปั่นป่วนในการไหลเพิ่มขึ้น ดังนั้นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจึงเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังพบว่าความหนาของฟิล์มผิวของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนมีผลให้ความปั่นป่วนในการไหลเพิ่มมากขึ้นด้วย



รูปที่ 4.26 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไอของสารทำ

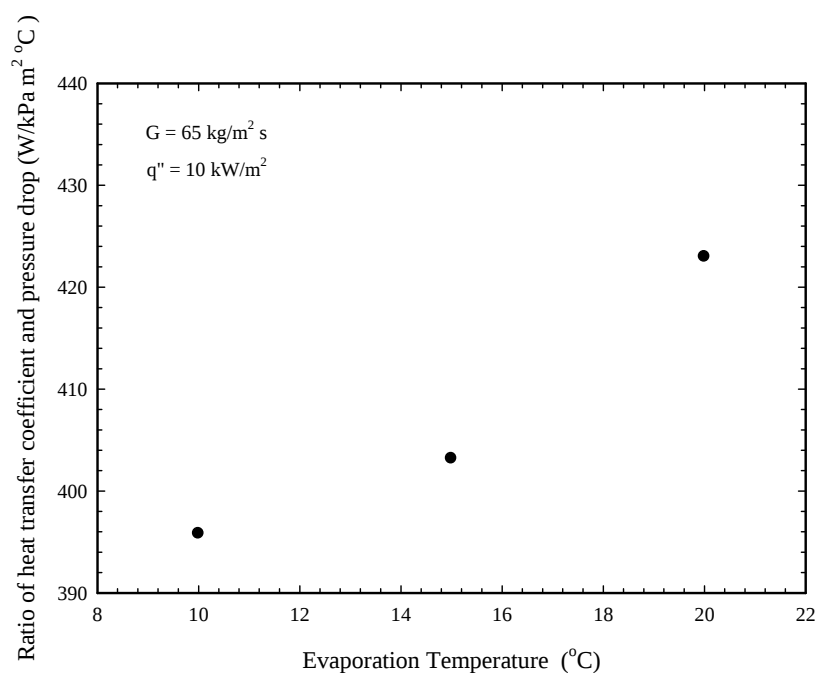
ความเย็นที่อุณหภูมิระเหยตัวแตกต่างกัน

ผลกระทบของคุณภาพไอของสารทำความเย็นและอุณหภูมิระเหยตัวที่มีต่อความดันแสดงในรูปที่ 4.27 จากรูปพบว่าความดันที่เกิดขึ้นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อคุณภาพไอมีค่าเพิ่มขึ้น และในทางตรงกันข้ามกันพบว่าความดันที่เกิดขึ้นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิระเหยตัวของสารทำความเย็นลดลง เหตุผลของการเพิ่มขึ้นของค่าความดันสามารถอธิบายได้ในลักษณะเดียวกันกับการถ่ายเทความร้อนกล่าวคือเมื่ออุณหภูมิระเหยตัวลดลงส่งผลให้ปริมาตรจำเพาะของไอเพิ่มขึ้น ดังนั้นความเร็วของไอจึงเพิ่มขึ้นและก่อให้เกิดความปั่นป่วนในการไหลเพิ่มสูงขึ้น ความดันจึงมีค่าเพิ่มมากขึ้น



รูปที่ 4.27 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันลดและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่อุณหภูมิระเหยตัวแตกต่างกัน

ในรูปที่ 4.28 แสดงผลกระทบของอุณหภูมิระเหยตัวที่มีต่ออัตราส่วนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลด (RHP) จากรูปพบว่าเมื่ออุณหภูมิระเหยตัวของสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น RHP จะมีค่าเพิ่มขึ้น โดยพบว่า RHP มีค่าเพิ่มขึ้น 6.5 % เมื่ออุณหภูมิระเหยตัวเพิ่มขึ้นจาก 10 °C เป็น 20 °C ผลการทดลองทำให้ทราบว่า การเพิ่มอุณหภูมิระเหยตัวมีผลให้ประสิทธิภาพการใช้พลังงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น กล่าวคือ ได้รับพลังงานที่นำไปใช้ประโยชน์มากขึ้นในขณะที่กำลังงานที่จ่ายให้อุปกรณ์ทำงานเท่ากัน



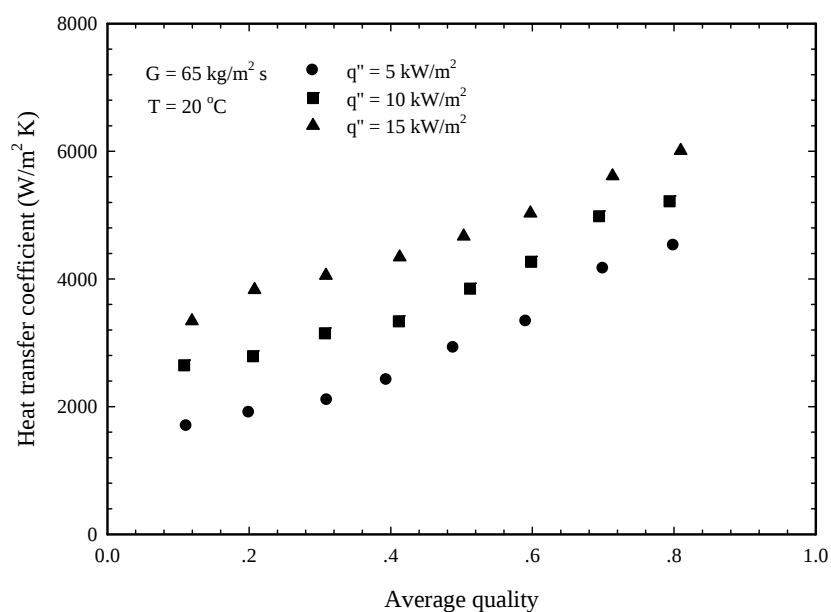
รูปที่ 4.28 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลด และอุณหภูมิระเหยตัว

4.3.2.2 ผลกระทบของฟลักซ์ความร้อน

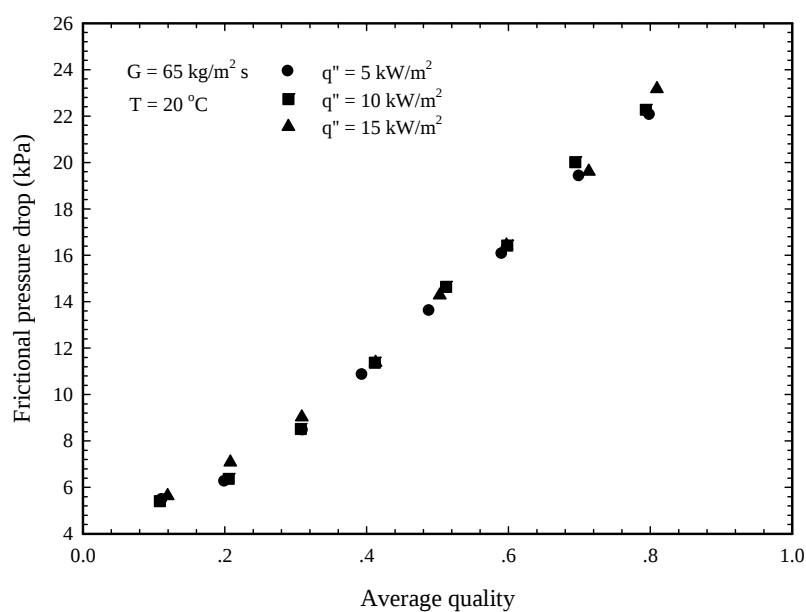
ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกันแสดงในรูปที่ 4.29 ผลการทดลองพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าสูงขึ้นเมื่อฟลักซ์ความร้อนและคุณภาพไอของสารมีค่าเพิ่มขึ้น โดยมีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 85.3 % สำหรับคุณภาพไอระหว่าง 0.1 และ 0.6 ซึ่งเหตุผลของการเพิ่มขึ้นอธิบายได้ว่าการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่เพิ่มขึ้น ในขณะที่ผลต่างอุณหภูมิมีค่าเปลี่ยนแปลงค่อนข้างน้อย จะมีผลทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น หรือกล่าวได้ว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแปรผันตามฟลักซ์ความร้อน

เมื่อพิจารณาผลกระทบของฟลักซ์ความร้อนที่มีต่อความดันลดของสารทำความเย็นภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นในรูปที่ 4.30 พบว่าความดันลดของสารทำความเย็นมีค่าเปลี่ยนแปลงค่อนข้างน้อย หรืออาจกล่าวได้ว่าฟลักซ์ความร้อนไม่มีผลกระทบต่อความดันลด โดยพบว่าความดันลดมีค่าคลาดเคลื่อนเมื่อฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกัน อย่างไรก็ตาม

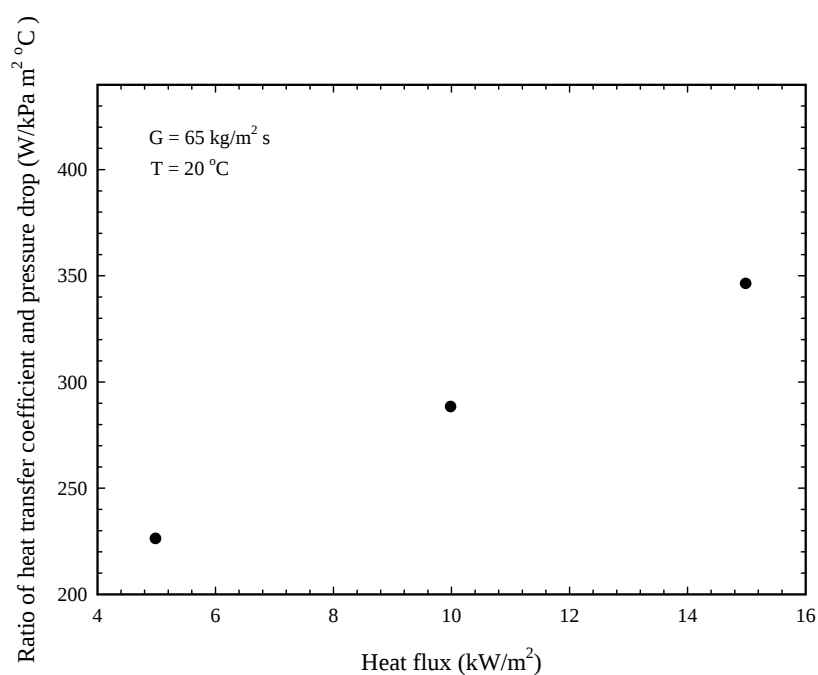
เมื่อพิจารณาค่าอัตราส่วนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดที่ฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกันระหว่าง $5 - 15 \text{ kW/m}^2$ ข้อมูลจากรูปที่ 4.31 พบว่า RHP มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มฟลักซ์ความร้อนของสารทำความเย็น โดยพบว่า RHP เพิ่มขึ้นเป็นเชิงเส้นตรง 47.8 % เมื่อฟลักซ์ความร้อนเปลี่ยนแปลงระหว่าง $5 - 15 \text{ kW/m}^2$



รูปที่ 4.29 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกัน



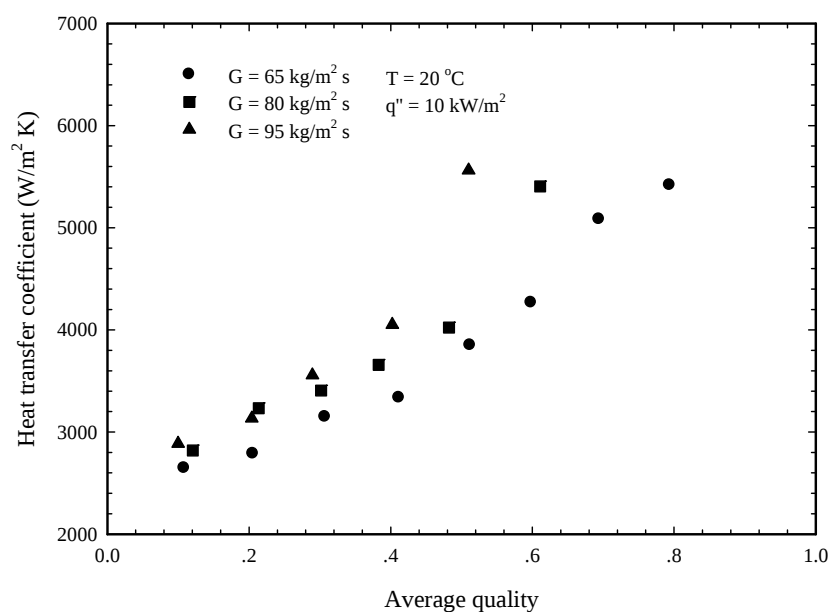
รูปที่ 4.30 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกัน



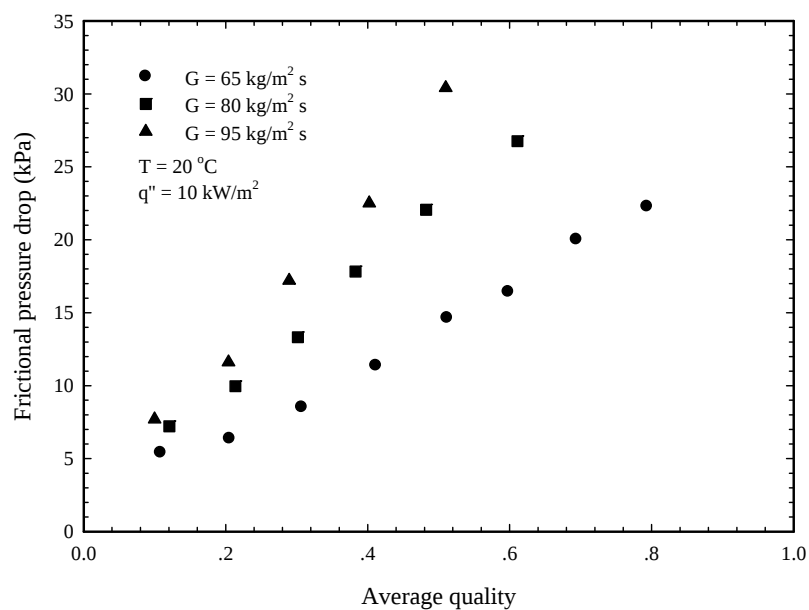
รูปที่ 4.31 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกและฟลักซ์ความร้อน

4.3.2.3 ผลกระทบของฟลักซ์มวล

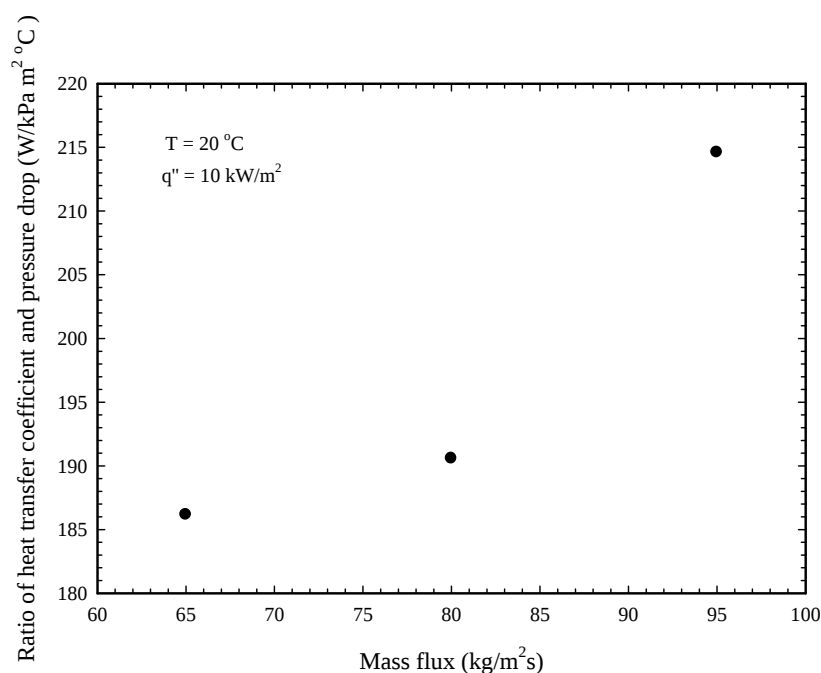
ความสัมพันธ์ของของฟลักซ์มวลที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแสดงในรูปที่ 4.32 จากรูปพบว่าการเพิ่มฟลักซ์มวลมีผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตามพบว่าการเพิ่มขึ้นของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนยังขึ้นอยู่กับคุณภาพไอดีด้วย กล่าวคือคุณภาพไอดีสูงมีผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น โดยพบว่าการเพิ่มขึ้นของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่คุณภาพไอดีมากกว่า 0.4-0.5 มีความชันของข้อมูลมีค่าสูงเมื่อเปรียบเทียบกับในช่วงของคุณภาพไอดีน้อยกว่า 0.4-0.5 โดยพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 21.3 % นั่นเป็นเพราะว่าการเพิ่มอัตราการไหลของสารทำความเย็นต่อพื้นที่ที่ไหลผ่านช่องทางการไหลเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ในลักษณะเดียวกันพบว่าความดันลดที่เกิดขึ้นภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อคุณภาพไอดีและฟลักซ์มวลเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งสังเกตว่าการเพิ่มขึ้นของความดันลดมีค่าสูง โดยเพิ่มขึ้น 109.1 % เมื่อเปลี่ยนแปลงฟลักซ์มวลที่คุณภาพไอดีสูง ($x = 0.5$) ซึ่งอธิบายได้ว่าความเสียดทานในการไหลมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลรวมของสาร ในขณะเดียวกันพบว่าการเพิ่มคุณภาพไอดีมีผลให้ความเร็วของไอสารทำความเย็นเพิ่มมากขึ้น ซึ่งผลกระทบทั้งสองมีผลให้ความดันปั่นป่วนในการไหลเพิ่มมากขึ้น จึงส่งผลให้ความดันลดจึงมีค่าเพิ่มสูงขึ้น เมื่อพิจารณาผลกระทบของฟลักซ์มวลที่มีต่ออัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดในรูปที่ 4.34 พบว่าการเพิ่มฟลักซ์มวลมีผลให้ RHP เพิ่มขึ้น 13.30 % ในการเปลี่ยนแปลงฟลักซ์มวลระหว่าง 80 - 95 kg/m² s



รูปที่ 4.32 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ของฟลักซ์มวลแตกต่างกัน



รูปที่ 4.33 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกและคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ของฟลักซ์มวลแตกต่างกัน



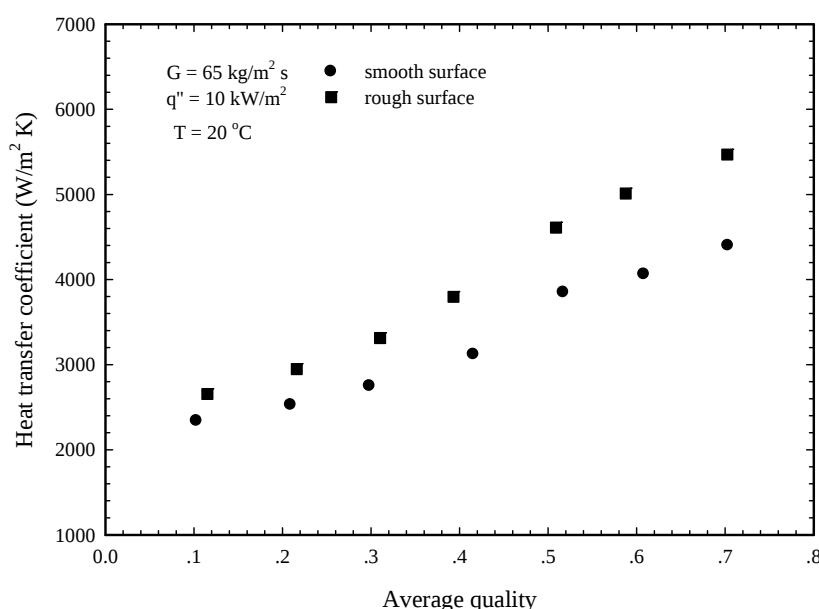
รูปที่ 4.34 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตก และฟลักซ์มวล

4.3.3 การเปรียบเทียบสมรรถนะการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นเรียบและแผ่นที่มีพื้นผิวหยาบ

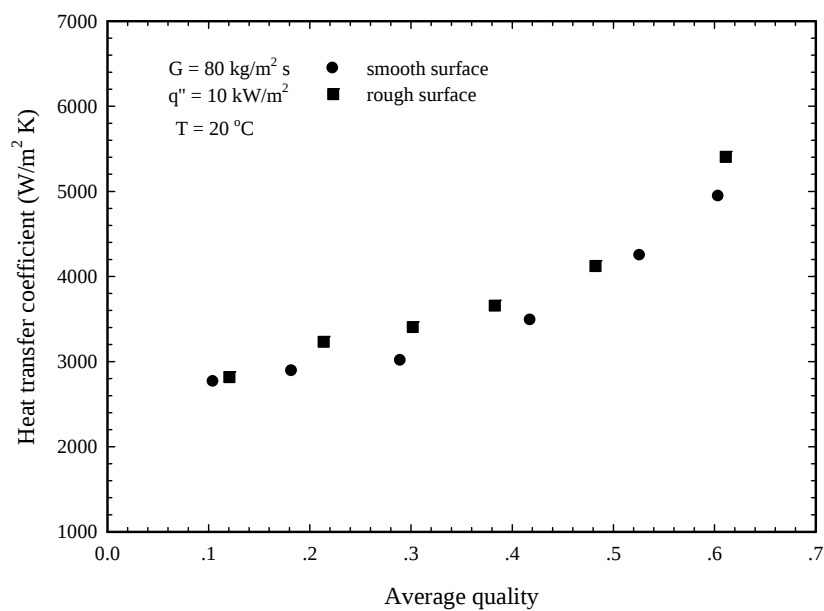
ในหัวข้อนี้ได้นำเสนอเปรียบเทียบสมรรถนะการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น โดยตัวแปรที่ใช้ในการเปรียบเทียบคือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันที่ลดลง โดยทำการเปรียบเทียบที่สภาวะการทำงานเดียวกันแต่มีพื้นผิวต่างกันคือแบบแผ่นเรียบและแผ่นที่มีพื้นผิวหยาบ

ผลกระทบของความหยาบผิวที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สภาวะทำงานแตกต่างกันแสดงดังรูปที่ 4.35 – 4.37 จากรูปพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อพื้นผิวมีความหยาบมากขึ้น ซึ่งอธิบายได้ว่าในกรณีที่มีการไหลมีรูปแบบการไหลฟอง (รูปที่ 4.38) จะมีผลให้ฟองที่บริเวณร่องลอนรอบกวนการไหลหลักที่บริเวณกลางช่องทางการไหล ส่วนในกรณีที่เป็นการไหลแบบวงแหวนพบว่าของเหลวที่ไหลเป็นฟิล์มที่รอง

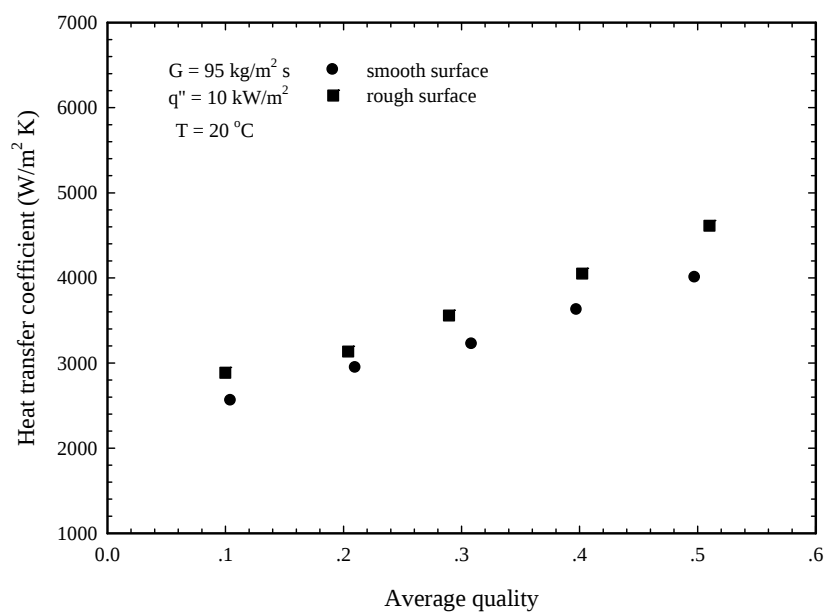
ลอนทั้งสองด้านจะเกิดการไหลข้ามจากด้านหนึ่งไปยังอีกด้านหนึ่ง ซึ่งพฤติกรรมในทั้งสองรูปแบบก่อให้เกิดความปั่นป่วนภายในช่องทางการไหล และเมื่อความหยาบของพื้นผิวเพิ่มขึ้นจะทำให้การไหลหมุนวนของสารทำความเย็นที่บริเวณร่องลอนและการไหลข้ามของของเหลวที่ร่องลอนมีความรุนแรงมากขึ้นซึ่งก่อให้เกิดความปั่นป่วนของการไหลภายในช่องทางเพิ่มขึ้น ดังนั้นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจึงเพิ่มขึ้น โดยพบว่ามีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 13.3 % ในลักษณะเดียวกันพบว่าความดันตกก็มีค่าเพิ่มขึ้นด้วย (รูปที่ 4.39 - 4.41) ซึ่งก็สามารถอธิบายได้ว่าความหยาบผิวที่เพิ่มขึ้นทำให้ความเสียดทานของของไหลภายในช่องทางเพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้ความดันตกมีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 18.5 %



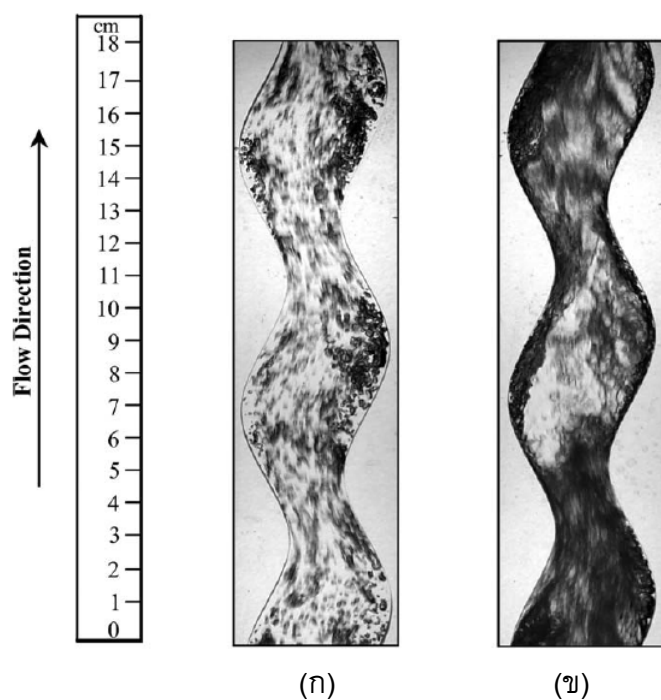
รูปที่ 4.35 ความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเมื่อพื้นผิวมีความหยาบแตกต่างกัน ($G = 65 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, $q = 10 \text{ kW/m}^2$, $T = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$)



รูปที่ 4.36 ความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเมื่อพื้นผิวมีความหยาบแตกต่างกัน ($G = 80 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, $q = 10 \text{ kW/m}^2$, $T = 20^\circ \text{C}$)

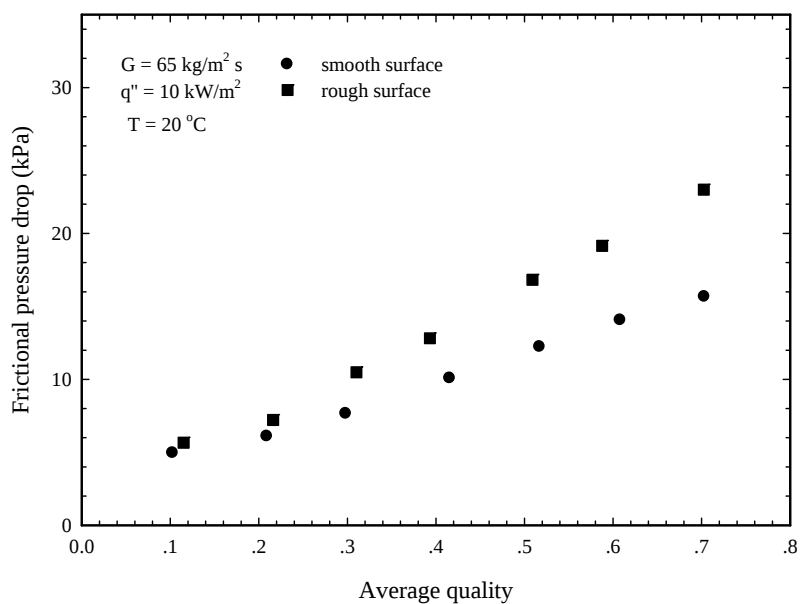


รูปที่ 4.37 ความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเมื่อพื้นผิวมีความหยาบแตกต่างกัน ($G = 95 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, $q = 10 \text{ kW/m}^2$, $T = 20^\circ \text{C}$)

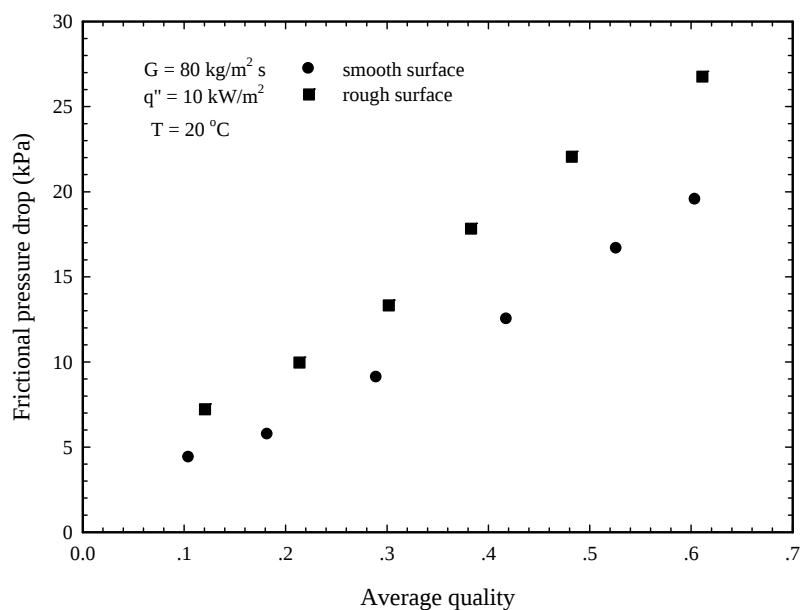


รูปที่ 4.38 รูปแบบการไหลสองสถานะภายในช่องทางการไหล

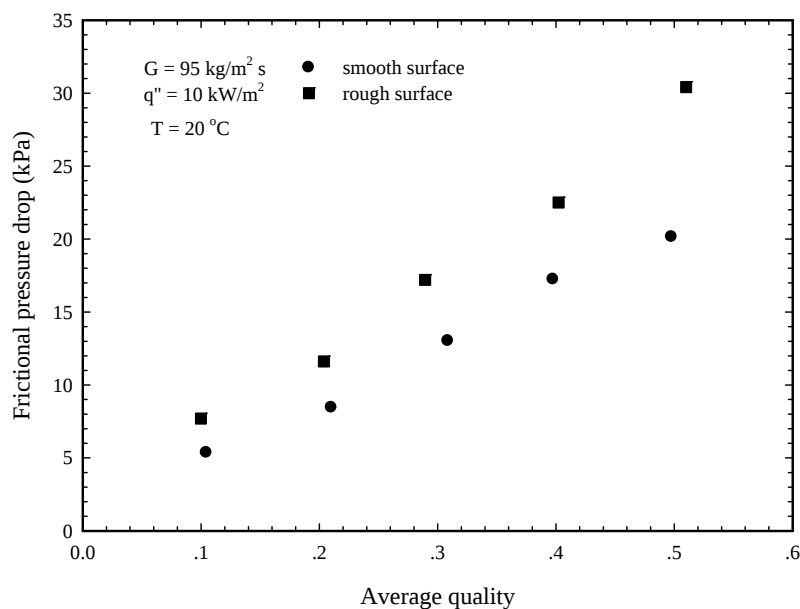
(ก) การไหลแบบฟอง (ข) การไหลแบบวงแหวน



รูปที่ 4.39 ความสัมพันธ์ของความดันลดเมื่อพื้นผิวมีความหยาบแตกต่างกัน ($G = 65 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, $q = 10 \text{ kW/m}^2$, $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)



รูปที่ 4.40 ความสัมพันธ์ของความดันลดเมื่อพื้นผิวมีความหยาบแตกต่างกัน ($G = 80 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q = 10 \text{ kW/m}^2$, $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)



รูปที่ 4.41 ความสัมพันธ์ของความดันลดเมื่อพื้นผิวมีความหยาบแตกต่างกัน ($G = 95 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q = 10 \text{ kW/m}^2$, $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)

บทที่ 5

สรุปผลการทดลอง

5.1 สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยนี้ได้ศึกษารูปแบบการไหล สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และความดันลดของสารทำความเย็นที่ระเหยตัวภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่มีพื้นผิวหยาบ โดยได้ทำการศึกษาผลกระทบของฟลักซ์มวล ฟลักซ์ความร้อน คุณภาพไอและ อุณหภูมิระเหยตัวที่มีต่อลักษณะเฉพาะในการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมกรไหล

ผลการทดลองของการไหลสถานะเดียวของน้ำพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น และความหยาบผิวเพิ่มขึ้น สำหรับแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีมุมลอน 30° มีค่าความดันเพิ่มขึ้น 2.38 % 7.09 % และ 13.75 % ที่ความหยาบ 1.189 μm 1.378 μm และ 3.312 μm ตามลำดับเมื่อเปรียบเทียบกับผิวเรียบ สำหรับการไหลสองสถานะของน้ำและอากาศพบว่ารูปแบบการไหลของน้ำและอากาศภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นสามารถแบ่งออกเป็น 2 รูปแบบคือการไหลแบบฟอง (Bubble flow) และการไหลแบบฟองหมุน (Bubbly recirculation flow)

เมื่อพิจารณาผลการทดลองในกรณีสารทำความเย็นระเหยตัวภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดของสารทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อคุณภาพไอ ฟลักซ์ความร้อน และฟลักซ์มวล ในทางตรงกันข้ามกันพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิระเหยตัวเพิ่มขึ้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีพื้นผิวหยาบมีค่าเพิ่มขึ้น 13.1 % และ 23.1 % เมื่ออุณหภูมิระเหยตัวลดลง การเพิ่มฟลักซ์ความร้อนและฟลักซ์มวลมีผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีพื้นผิวหยาบเพิ่มขึ้น 85.3 % และ 21.3 % ตามลำดับ โดยสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดมีค่าเพิ่มขึ้น 13.3 % และ 18.5 % เมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผิวเรียบ

5.2 ข้อเสนอแนะสำหรับการวิจัยในอนาคต

ในการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของสารทำความเย็นระเหยตัวภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นในงานวิจัยในอนาคต สิ่งที่ต้องพัฒนาต่อยอดคือการศึกษาในผลกระทบของความหยาบผิวสำหรับมุมลอนของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่แตกต่างกันซึ่งจะทำให้ทราบข้อมูลของสมรรถนะการทำงานที่กว้างมากขึ้นและสามารถทราบถึงสภาวะการ

ทำงานที่เหมาะสม และนอกจากนั้นควรมีการศึกษาถึงรูปแบบการไหลสองสถานะของสารทำความเย็นที่ระเหยตัวภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเนื่องจากความรู้และเข้าใจถึงรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นมีความสำคัญอย่างมากต่อ คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันลดที่เกิดขึ้นภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

บรรณานุกรม

- [1] Cooper, A., Usher, J.D., 1983. Plate heat exchangers. In: Schlunder, E.U. (Ed.), Heat Exchanger Design Handbook, vol. 3. Hemisphere, Washington.
- [2] Raju, K.S.N., Bansal, J.C., 1983. Design of plate heat exchangers. In: Kakac, S., et al. (Eds.), Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers. Hemisphere, Washington, pp. 913–932.
- [3] Shah, R.K., Focke, W.W., 1988. Plate heat exchangers and their design theory. In: Shah, R.K., et al. (Eds.), Heat Transfer Equipment Design. Hemisphere, Washington, pp. 227–254.
- [4] Patel, N., Thompson, P., 1991. Plate heat exchangers for process evaporation and condensation. In: Sharp, D. (Ed.), Heat Exchange Engineering, vol. 2. Ellis Horwood, New York, pp. 385–397.
- [5] Hsieh, Y.Y., Chiang, L.J., Lin, T.F., 2002, Subcooled flow boiling heat transfer of R-134a and the associated bubble characteristics in a vertical plate heat exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer 45, pp.1791–1806.
- [6] Hsieh, Y.Y., Lin, T.F., 2002, Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A in a vertical plate heat exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer 45, pp.1033–1044.
- [7] Bontozoglou, V., Vlasogiannis, P., Karagiannis, G., Argyropoulos P., 2002, “Air-Water two-phase flow and heat transfer in plate heat exchanger”, International Journal of Multiphase flow, Vol.28, pp.757-772.
- [8] Kuo, W.S., Lie, Y.M., Hsieh, Y.Y., Lin, T.F., 2005, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer 48, pp. 5205–5220.
- [9] Longo, G.A., Gasparella, A., 2007, Refrigerant R134a vaporisation heat transfer and pressure drop inside a small brazed plate heat exchanger, International Journal of Refrigeration 30, pp. 821-830.

- [10] Longo, G.A., Gasparella, A., 2007, HFC-410A vaporisation inside a commercial brazed plate heat exchanger, *Experimental Thermal and Fluid Science* 32, pp.107–116.
- [11] Longo, G.A., Gasparella, A., 2007, Heat transfer and pressure drop during HFC refrigerant vaporisation inside a brazed plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50,pp. 5194–5203.
- [12] Longo, G.A., 2009, R410A condensation inside a commercial brazed plate heat exchanger, *Experimental Thermal and Fluid Science* 33,pp. 284–291.
- [13] Nilpueng, K, Wongwises, S, 2010, Two-phase gas–liquid flow characteristics inside a plate heat exchanger, *Experimental Thermal and Fluid Science* 34, pp. 1217–1229.
- [14] Matsushita, H., Uchida, M., 2002, Evaporation performance of a plate heat exchanger embossed with pyramid-like structures, *J. Enhanced Heat Transfer* 9 ,pp. 171–179.
- [15] Longo, G.A., Gasparella, A., Sartori, R., 2004, Experimental heat transfer coefficients during refrigerant vaporisation and condensation inside herringbone-type plate heat exchangers with enhanced surfaces, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47,pp. 4125–4136.

ตารางที่ ก-1 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดสำหรับแผ่นเรียบ $G=65 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ $T = 10^\circ \text{C}$ $q=10 \text{ kW/m}^2$

x	0.100	0.200	0.300	0.400
$T_{r,p,i} [^\circ \text{C}]$	11.512	8.180	6.332	4.680
$T_{r,p,o} [^\circ \text{C}]$	10.206	10.782	11.452	11.967
$T_{w,p,i} [^\circ \text{C}]$	10.947	13.022	14.202	15.770
$T_{w,p,o} [^\circ \text{C}]$	10.842	12.625	13.492	14.837
$T_{r,t,i} [^\circ \text{C}]$	10.107	10.205	10.312	10.381
$T_{r,t,o} [^\circ \text{C}]$	9.918	9.680	9.663	9.539
$T_{w,t,i} [^\circ \text{C}]$	15.939	15.656	15.394	15.217
$T_{w,t,o} [^\circ \text{C}]$	15.006	14.733	14.464	14.278
$\Delta P_{\text{total}} [\text{kPa}]$	5.184	6.592	8.663	11.054
$m_{r,p} [\text{L/min}]$	0.800	0.800	0.800	0.800
$m_{r,p} [\text{kg/s}]$	0.017	0.017	0.017	0.017
$m_{w,p} [\text{L/min}]$	20.000	20.000	20.000	20.000
$m_{w,p} [\text{kg/s}]$	0.333	0.333	0.333	0.333
$m_{r,t} [\text{L/min}]$	0.800	0.800	0.800	0.800
$m_{r,t} [\text{kg/s}]$	0.017	0.017	0.017	0.017
$m_{w,t} [\text{L/min}]$	5.000	5.000	5.000	5.000
$m_{w,t} [\text{kg/s}]$	0.083	0.083	0.083	0.083
$Q_{w,p} [\text{W}]$	146.617	554.092	990.667	1300.658
$Q_{w,t} [\text{W}]$	325.126	321.735	324.205	327.241
$G [\text{kg/m}^2 \text{ s}]$	67.794	67.806	67.798	67.803
$q [\text{W/m}^2]$	10160.182	10054.221	10131.410	10226.280
$U [\text{W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}]$	1867.452	1926.991	2068.351	2161.331
LMTD [$^\circ \text{C}$]	5.441	5.218	4.899	4.732
$h_{r,t} [\text{W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}]$	2572.819	2689.936	2976.304	3174.788

ตารางที่ ก-2 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดสำหรับแผ่นเรียบ $G=65 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $T = 15^\circ\text{C}$ $q=10 \text{ kW/m}^2$

x	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70
$T_{r,p,i} [^\circ\text{C}]$	16.01	13.73	12.29	10.50	9.88	9.37	9.41
$T_{r,p,o} [^\circ\text{C}]$	15.26	15.54	15.89	16.51	17.22	17.84	18.14
$T_{w,p,i} [^\circ\text{C}]$	16.24	18.12	19.73	18.51	19.60	20.78	21.44
$T_{w,p,o} [^\circ\text{C}]$	16.14	17.74	19.11	17.59	18.42	19.37	19.81
$T_{r,t,i} [^\circ\text{C}]$	15.15	15.08	15.08	15.17	15.35	15.57	15.59
$T_{r,t,o} [^\circ\text{C}]$	14.97	14.63	14.53	14.49	14.53	14.72	14.57
$T_{w,t,i} [^\circ\text{C}]$	21.17	20.60	20.34	19.92	19.46	19.59	18.73
$T_{w,t,o} [^\circ\text{C}]$	20.26	19.70	19.42	19.01	18.55	18.66	17.82
$\Delta P_{\text{total}} [\text{kPa}]$	4.95	6.08	7.64	10.06	12.21	14.04	15.65
$m_{r,p} [\text{L/min}]$	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
$m_{r,p} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,p} [\text{L/min}]$	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00
$m_{w,p} [\text{kg/s}]$	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
$m_{r,t} [\text{L/min}]$	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
$m_{r,t} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,t} [\text{L/min}]$	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00
$m_{w,t} [\text{kg/s}]$	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
$Q_{w,p} [\text{W}]$	144.94	540.15	861.02	1291.11	1640.92	1951.57	2256.98
$Q_{w,t} [\text{W}]$	317.37	313.45	318.89	316.97	317.80	321.61	316.55
$G [\text{kg/m}^2\text{s}]$	66.88	66.92	66.93	66.92	66.90	66.86	66.88
$q [\text{W/m}^2]$	9917.79	9795.43	9965.39	9905.28	9931.24	10050.26	9892.10
$U [\text{W/m}^2\text{C}]$	1758.33	1859.92	1976.58	2159.14	2481.44	2569.77	3191.16
LMTD [$^\circ\text{C}$]	5.64	5.27	5.04	4.59	4.00	3.91	3.10
$h_{r,t} [\text{W/m}^2\text{C}]$	2339.30	2526.13	2748.25	3118.75	3847.22	4060.21	5897.27

ตารางที่ ก-3 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดสำหรับแผ่นเรียบ $G=65 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ $T = 20^\circ \text{C}$ $q=5 \text{ kW/m}^2$

x	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80
$T_{r,p,i} [^\circ \text{C}]$	20.42	19.06	18.44	17.43	16.71	15.25	14.68	13.72
$T_{r,p,o} [^\circ \text{C}]$	20.32	20.86	21.12	21.21	21.75	22.33	22.65	22.99
$T_{w,p,i} [^\circ \text{C}]$	21.63	23.37	24.37	23.18	24.10	25.80	26.55	27.38
$T_{w,p,o} [^\circ \text{C}]$	21.44	22.94	23.75	22.32	22.99	24.41	24.94	25.48
$T_{r,t,i} [^\circ \text{C}]$	20.08	20.39	20.35	20.26	20.45	20.46	20.52	20.52
$T_{r,t,o} [^\circ \text{C}]$	19.79	19.94	19.89	19.66	19.75	19.69	19.62	19.51
$T_{w,t,i} [^\circ \text{C}]$	23.42	23.40	22.95	22.70	22.61	22.27	21.87	21.82
$T_{w,t,o} [^\circ \text{C}]$	22.95	22.93	22.48	22.23	22.14	21.81	21.41	21.36
$\Delta P_{\text{total}} [\text{kPa}]$	3.89	5.81	6.59	8.01	9.60	11.90	13.96	16.49
$m_{r,p} [\text{L/min}]$	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
$m_{r,p} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,p} [\text{L/min}]$	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00
$m_{w,p} [\text{kg/s}]$	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
$m_{r,t} [\text{L/min}]$	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
$m_{r,t} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,t} [\text{L/min}]$	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00
$m_{w,t} [\text{kg/s}]$	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
$Q_{w,p} [\text{W}]$	257.90	600.28	852.90	1201.37	1535.33	1918.43	2225.36	2629.38
$Q_{w,t} [\text{W}]$	162.07	163.54	163.36	164.36	160.69	159.91	161.57	161.86
$G [\text{kg/m}^2 \text{ s}]$	65.96	65.92	65.93	65.96	65.93	65.93	65.94	65.95
$q [\text{W/m}^2]$	5064.63	5110.52	5105.07	5136.37	5021.72	4997.17	5048.93	5058.07
$U [\text{W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}]$	1565.91	1713.15	1992.92	2087.03	2256.81	2630.19	3479.37	3515.48
LMTD [$^\circ \text{C}$]	3.23	2.98	2.56	2.46	2.23	1.90	1.46	1.45
$h_{r,t} [\text{W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}]$	2000.37	2246.98	2758.98	2945.99	3297.82	4164.11	6893.41	7114.06

ตารางที่ ก-4 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดสำหรับแผ่นเรียบ $G=65 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $T = 20^\circ\text{C}$ $q=10 \text{ kW/m}^2$

x	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80
$T_{r,p,i} [^\circ\text{C}]$	20.21	18.33	17.13	16.58	15.63	15.06	14.19	13.11
$T_{r,p,o} [^\circ\text{C}]$	20.26	20.56	20.85	21.19	21.71	22.30	22.41	23.01
$T_{w,p,i} [^\circ\text{C}]$	21.48	23.23	24.46	25.21	25.92	25.85	27.56	27.39
$T_{w,p,o} [^\circ\text{C}]$	21.35	22.84	23.81	24.38	24.81	24.49	26.00	25.57
$T_{r,t,i} [^\circ\text{C}]$	20.07	20.08	20.08	20.13	20.28	20.54	20.31	20.53
$T_{r,t,o} [^\circ\text{C}]$	19.92	19.73	19.68	19.67	19.73	19.87	19.56	19.61
$T_{w,t,i} [^\circ\text{C}]$	25.88	25.33	25.19	25.12	24.81	24.73	23.70	23.80
$T_{w,t,o} [^\circ\text{C}]$	24.96	24.40	24.26	24.19	23.90	23.79	22.78	22.86
$\Delta P_{\text{total}} [\text{kPa}]$	3.72	5.47	7.41	8.48	8.72	10.79	13.99	16.67
$m_{r,p} [\text{L/min}]$	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
$m_{r,p} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,p} [\text{L/min}]$	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00
$m_{w,p} [\text{kg/s}]$	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
$m_{r,t} [\text{L/min}]$	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
$m_{r,t} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,t} [\text{L/min}]$	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00
$m_{w,t} [\text{kg/s}]$	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
$Q_{w,p} [\text{W}]$	179.49	537.99	897.98	1151.39	1541.51	1888.96	2172.94	2513.46
$Q_{w,t} [\text{W}]$	319.87	320.54	320.05	322.95	315.71	326.75	317.04	326.35
$G [\text{kg/m}^2\text{s}]$	65.95	65.97	65.97	65.97	65.95	65.91	65.96	65.94
$q [\text{W/m}^2]$	9996.04	10016.86	10001.52	10092.26	9865.87	10211.05	9907.39	10198.30
$U [\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}]$	1848.25	2029.05	2077.47	2137.39	2291.93	2553.35	3062.89	3214.58
LMTD [$^\circ\text{C}$]	5.41	4.94	4.82	4.72	4.30	4.00	3.24	3.17
$h_{r,t} [\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}]$	2471.93	2810.28	2905.59	3024.50	3346.49	3937.33	5329.56	5795.60

ตารางที่ ก-5 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดสำหรับแผ่นเรียบ $G=65 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ $T = 20^\circ \text{C}$ $q=15 \text{ kW/m}^2$

x	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70
$T_{r,p,i} [^\circ \text{C}]$	20.6407	18.58	17.43	16.51	16.05	15.38	14.4533
$T_{r,p,o} [^\circ \text{C}]$	20.0051	20.24	20.57	21.36	21.66	22.07	22.4699
$T_{w,p,i} [^\circ \text{C}]$	19.7657	20.98	21.93	23.17	25.08	26.36	27.4881
$T_{w,p,o} [^\circ \text{C}]$	19.7151	20.70	21.39	22.35	24.07	25.10	25.9376
$T_{r,t,i} [^\circ \text{C}]$	19.8198	19.89	19.99	20.38	20.42	20.31	20.4233
$T_{r,t,o} [^\circ \text{C}]$	20.3535	19.81	19.74	20.00	20.00	19.86	19.6954
$T_{w,t,i} [^\circ \text{C}]$	27.7371	27.29	27.20	27.32	27.02	26.49	26.2075
$T_{w,t,o} [^\circ \text{C}]$	26.3701	25.90	25.81	25.92	25.63	25.10	24.8238
$\Delta P_{\text{total}} [\text{kPa}]$	4.5325	4.02	6.00	8.53	9.91	11.95	14.5547
$m_{r,p} [\text{L/min}]$	0.8	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.8
$m_{r,p} [\text{kg/s}]$	0.0165	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.0166
$m_{w,p} [\text{L/min}]$	20	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20
$m_{w,p} [\text{kg/s}]$	0.3327	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.3322
$m_{r,t} [\text{L/min}]$	0.8	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.8
$m_{r,t} [\text{kg/s}]$	0.0165	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.0165
$m_{w,t} [\text{L/min}]$	5	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5
$m_{w,t} [\text{kg/s}]$	0.0830	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.0831
$Q_{w,p} [\text{W}]$	70.2748	388.6940	750.3427	1133.1766	#####	#####	#####
$Q_{w,t} [\text{W}]$	473.8495	481.9317	481.7383	486.7577	481.3767	481.9395	#####
$G [\text{kg/m}^2 \text{ s}]$	65.9319	65.9774	65.9750	65.9121	65.9085	65.9322	65.9372
$q [\text{W/m}^2]$	#####	#####	#####	#####	#####	#####	#####
$U [\text{W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}]$	#####	#####	#####	2380.1575	#####	#####	#####
LMTD [$^\circ \text{C}$]	6.9586	6.7152	6.6114	6.3909	6.0694	5.6566	5.3875
$h_{r,t} [\text{W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}]$	#####	#####	#####	3510.6071	#####	#####	#####

ตารางที่ ก-6 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดสำหรับแผ่นเรียบ $G=80 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $T = 20^\circ\text{C}$ $q=10 \text{ kW/m}^2$

x	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60
$T_{r,p,i} [^\circ\text{C}]$	19.21	18.26	16.42	14.70	12.36	11.37
$T_{r,p,o} [^\circ\text{C}]$	20.70	20.95	21.15	21.94	23.01	23.36
$T_{w,p,i} [^\circ\text{C}]$	21.65	22.67	24.02	26.01	28.21	29.21
$T_{w,p,o} [^\circ\text{C}]$	21.45	22.23	23.25	24.82	26.65	27.41
$T_{r,t,i} [^\circ\text{C}]$	20.38	20.37	20.12	20.25	20.49	20.42
$T_{r,t,o} [^\circ\text{C}]$	20.13	19.95	19.53	19.49	19.44	19.22
$T_{w,t,i} [^\circ\text{C}]$	25.80	25.41	25.08	24.60	24.27	23.85
$T_{w,t,o} [^\circ\text{C}]$	24.86	24.50	24.15	23.69	23.34	22.92
$\Delta P_{\text{total}} [\text{kPa}]$	4.39	5.73	9.08	12.50	16.66	19.53
$m_{r,p} [\text{L/min}]$	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
$m_{r,p} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,p} [\text{L/min}]$	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00
$m_{w,p} [\text{kg/s}]$	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
$m_{r,t} [\text{L/min}]$	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
$m_{r,t} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,t} [\text{L/min}]$	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00
$m_{w,t} [\text{kg/s}]$	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
$Q_{w,p} [\text{W}]$	274.60	606.83	1073.40	1640.61	2158.43	2498.48
$Q_{w,t} [\text{W}]$	324.01	315.72	323.48	317.92	321.26	323.87
$G [\text{kg/m}^2\text{s}]$	82.37	82.40	82.48	82.47	82.44	82.48
$q [\text{W/m}^2]$	10125.31	9866.15	10108.86	9934.90	10039.41	10120.95
$U [\text{W/m}^2\text{C}]$	2004.70	2069.81	2129.16	2353.51	2675.85	2932.46
LMTD [$^\circ\text{C}$]	5.05	4.77	4.75	4.22	3.75	3.45
$h_{r,t} [\text{W/m}^2\text{C}]$	2760.74	2888.17	3009.22	3483.85	4243.27	4938.86

ตารางที่ ก-7 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดสำหรับแผ่นเรียบ $G=95 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $T = 20^\circ\text{C}$ $q=10 \text{ kW/m}^2$

x	0.100	0.200	0.300	0.400	0.500
$T_{r,p,i} [^\circ\text{C}]$	18.07	16.16	13.91	11.88	10.11
$T_{r,p,o} [^\circ\text{C}]$	20.69	21.15	22.03	22.94	23.72
$T_{w,p,i} [^\circ\text{C}]$	21.87	23.68	25.88	27.80	29.37
$T_{w,p,o} [^\circ\text{C}]$	21.60	23.01	24.83	26.39	27.57
$T_{r,t,i} [^\circ\text{C}]$	20.28	20.25	20.43	20.64	20.80
$T_{r,t,o} [^\circ\text{C}]$	19.98	19.64	19.63	19.64	19.59
$T_{w,t,i} [^\circ\text{C}]$	25.93	25.19	25.04	24.77	24.63
$T_{w,t,o} [^\circ\text{C}]$	25.00	24.27	24.12	23.85	23.71
$\Delta P_{\text{total}} [\text{kPa}]$	5.35	8.44	13.01	17.23	20.14
$m_{r,p} [\text{L/min}]$	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15
$m_{r,p} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,p} [\text{L/min}]$	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00
$m_{w,p} [\text{kg/s}]$	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
$m_{r,t} [\text{L/min}]$	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15
$m_{r,t} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,t} [\text{L/min}]$	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00
$m_{w,t} [\text{kg/s}]$	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
$Q_{w,p} [\text{W}]$	379.58	923.88	1462.74	1959.60	2491.47
$Q_{w,t} [\text{W}]$	322.09	318.05	321.10	316.92	320.11
$G [\text{kg/m}^2\text{s}]$	94.77	94.82	94.79	94.76	94.75
$q [\text{W/m}^2]$	10065.36	9939.15	10034.45	9903.69	10003.50
$U [\text{W/m}^2\text{C}]$	1894.30	2095.99	2232.73	2417.94	2580.05
LMTD [$^\circ\text{C}$]	5.31	4.74	4.49	4.10	3.88
$h_{r,t} [\text{W/m}^2\text{C}]$	2554.71	2941.28	3219.77	3622.76	4001.77

ตารางที่ ก-8 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดสำหรับแผ่นหยาบ $G=65 \text{ kg/m}^2\text{s}$ $T = 10^\circ\text{C}$ $q=10 \text{ kW/m}^2$

x	0.100	0.200	0.300
$T_{r,p,i} [^\circ\text{C}]$	11.565	8.082	4.965
$T_{r,p,o} [^\circ\text{C}]$	10.360	11.150	11.704
$T_{w,p,i} [^\circ\text{C}]$	11.464	14.710	17.619
$T_{w,p,o} [^\circ\text{C}]$	11.326	14.313	16.870
$T_{r,t,i} [^\circ\text{C}]$	10.221	10.563	10.622
$T_{r,t,o} [^\circ\text{C}]$	9.913	9.922	9.637
$T_{w,t,i} [^\circ\text{C}]$	15.240	15.111	14.577
$T_{w,t,o} [^\circ\text{C}]$	14.316	14.185	13.653
$\Delta P_{\text{total}} [\text{kPa}]$	6.402	8.641	12.354
$m_{r,p} [\text{L/min}]$	0.800	0.800	0.800
$m_{r,p} [\text{kg/s}]$	0.017	0.017	0.017
$m_{w,p} [\text{L/min}]$	20.000	20.000	20.000
$m_{w,p} [\text{kg/s}]$	0.333	0.333	0.333
$m_{r,t} [\text{L/min}]$	0.800	0.800	0.800
$m_{r,t} [\text{kg/s}]$	0.017	0.017	0.017
$m_{w,t} [\text{L/min}]$	5.000	5.000	5.000
$m_{w,t} [\text{kg/s}]$	0.083	0.083	0.083
$Q_{w,p} [\text{W}]$	193.4791	552.9373	1042.4939
$Q_{w,t} [\text{W}]$	322.1560	322.7846	322.2451
$G [\text{kg/m}^2\text{s}]$	67.7843	67.7530	67.7732
$q [\text{W/m}^2]$	#####	#####	#####
$U [\text{W/m}^2\text{C}]$	2149.8420	2315.3399	2577.1481
LMTD [$^\circ\text{C}$]	4.6838	4.3579	3.9080
$h_{r,t} [\text{W/m}^2\text{C}]$	3149.9341	3520.4150	4173.9325

ตารางที่ ก-9 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดสำหรับแผ่นหยาบ $G=65 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ $T = 15^\circ \text{C}$ $q=10 \text{ kW/m}^2$

x	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70
$T_{r,p,i} [^\circ \text{C}]$	15.74	15.84	12.08	10.42	9.54	8.93	8.71
$T_{r,p,o} [^\circ \text{C}]$	14.85	15.66	16.36	16.81	17.34	17.76	18.23
$T_{w,p,i} [^\circ \text{C}]$	15.56	17.54	20.64	20.92	19.73	20.50	21.41
$T_{w,p,o} [^\circ \text{C}]$	15.43	17.18	19.98	20.03	18.56	19.13	19.78
$T_{r,t,i} [^\circ \text{C}]$	14.84	15.25	15.49	15.65	15.56	15.65	15.74
$T_{r,t,o} [^\circ \text{C}]$	14.77	14.81	14.85	14.84	14.49	14.46	14.30
$T_{w,t,i} [^\circ \text{C}]$	20.45	20.36	20.12	20.21	19.14	19.05	18.93
$T_{w,t,o} [^\circ \text{C}]$	19.53	19.43	19.20	19.29	18.23	18.13	18.00
$\Delta P_{\text{total}} [\text{kPa}]$	5.65	7.21	10.48	12.82	16.83	19.15	23.01
$m_{r,p} [\text{L/min}]$	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
$m_{r,p} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,p} [\text{L/min}]$	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00
$m_{w,p} [\text{kg/s}]$	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
$m_{r,t} [\text{L/min}]$	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
$m_{r,t} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,t} [\text{L/min}]$	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00
$m_{w,t} [\text{kg/s}]$	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
$Q_{w,p} [\text{W}]$	179.56	507.31	912.20	1226.09	1627.07	1899.09	2273.81
$Q_{w,t} [\text{W}]$	318.84	321.19	319.50	319.21	316.74	319.64	323.71
$G [\text{kg/m}^2 \text{ s}]$	66.93	66.89	66.86	66.84	66.89	66.88	66.89
$q [\text{W/m}^2]$	9963.77	10037.15	9984.45	9975.38	9898.04	9988.81	10115.92
$U [\text{W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}]$	1928.14	2077.42	2250.53	2244.43	2775.14	2915.22	3062.55
LMTD [$^\circ \text{C}$]	5.17	4.83	4.44	4.45	3.57	3.43	3.30
$h_{r,t} [\text{W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}]$	2654.86	2947.53	3312.49	3297.58	4609.53	5010.48	5468.79

ตารางที่ ก-10 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดสำหรับแผ่นหยาบ $G=65 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ $T = 20^\circ \text{C}$ $q=5 \text{ kW/m}^2$

x	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80
$T_{r,p,i} [^\circ \text{C}]$	20.44	20.36	17.54	16.66	15.63	15.52	15.12	13.94
$T_{r,p,o} [^\circ \text{C}]$	20.47	20.81	21.09	21.35	21.60	22.28	22.60	22.87
$T_{w,p,i} [^\circ \text{C}]$	21.63	22.87	23.71	24.66	25.58	26.88	27.95	27.09
$T_{w,p,o} [^\circ \text{C}]$	21.45	22.49	23.03	23.78	24.47	25.54	26.36	25.25
$T_{r,t,i} [^\circ \text{C}]$	20.32	20.42	20.40	20.39	20.30	20.66	20.61	20.56
$T_{r,t,o} [^\circ \text{C}]$	20.09	20.01	19.89	19.68	19.41	19.67	19.44	19.25
$T_{w,t,i} [^\circ \text{C}]$	24.12	23.64	23.38	23.09	22.55	22.78	22.24	22.11
$T_{w,t,o} [^\circ \text{C}]$	23.66	23.18	22.93	22.63	22.09	22.30	21.77	21.65
$\Delta P_{\text{total}} [\text{kPa}]$	5.46	6.24	8.45	10.84	13.60	16.05	19.40	22.04
$m_{r,p} [\text{L/min}]$	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
$m_{r,p} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,p} [\text{L/min}]$	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00
$m_{w,p} [\text{kg/s}]$	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
$m_{r,t} [\text{L/min}]$	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
$m_{r,t} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,t} [\text{L/min}]$	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00
$m_{w,t} [\text{kg/s}]$	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
$Q_{w,p} [\text{W}]$	255.18	530.03	941.47	1221.88	1542.96	1865.41	2214.24	2558.15
$Q_{w,t} [\text{W}]$	161.36	159.36	155.22	160.62	159.46	165.69	163.30	161.90
$G [\text{kg/m}^2 \text{ s}]$	65.91	65.91	65.92	65.94	65.98	65.92	65.94	65.97
$q [\text{W/m}^2]$	5042.47	4979.93	4850.52	5019.52	4983.19	5177.87	5103.08	5059.51
$U [\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}]$	1373.81	1568.67	1626.49	1806.68	2075.22	2270.20	2742.38	2765.12
LMTD [$^\circ \text{C}$]	3.67	3.17	2.98	2.79	2.40	2.29	1.86	1.83
$h_{r,t} [\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}]$	1695.27	2003.91	2101.20	2416.78	2921.31	3334.71	4459.76	4522.27

ตารางที่ ก-11 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดสำหรับแผ่นหยาบ $G=65 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ $T = 20^\circ \text{C}$ $q=10 \text{ kW/m}^2$

x	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80
$T_{r,p,i} [^\circ \text{C}]$	20.49	19.82	17.49	16.04	15.30	15.17	14.36	14.05
$T_{r,p,o} [^\circ \text{C}]$	20.14	20.46	20.77	21.17	22.03	22.38	22.45	22.57
$T_{w,p,i} [^\circ \text{C}]$	21.05	22.53	23.59	24.97	25.63	26.41	27.24	27.47
$T_{w,p,o} [^\circ \text{C}]$	20.93	22.19	22.98	24.10	24.51	25.10	25.70	25.70
$T_{r,t,i} [^\circ \text{C}]$	20.09	20.14	20.13	20.15	20.67	20.71	20.53	20.32
$T_{r,t,o} [^\circ \text{C}]$	20.06	19.84	19.66	19.49	19.85	19.76	19.44	19.52
$T_{w,t,i} [^\circ \text{C}]$	25.57	25.39	24.93	24.66	24.79	24.45	23.89	23.83
$T_{w,t,o} [^\circ \text{C}]$	24.67	24.48	24.01	23.74	23.86	23.54	22.96	22.90
$\Delta P_{\text{total}} [\text{kPa}]$	5.41	6.37	8.52	11.37	14.64	16.42	20.01	22.27
$m_{r,p} [\text{L/min}]$	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
$m_{r,p} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,p} [\text{L/min}]$	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00
$m_{w,p} [\text{kg/s}]$	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
$m_{r,t} [\text{L/min}]$	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
$m_{r,t} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,t} [\text{L/min}]$	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00
$m_{w,t} [\text{kg/s}]$	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
$Q_{w,p} [\text{W}]$	161.40	473.49	845.46	1209.82	1547.98	1822.69	2136.74	2452.78
$Q_{w,t} [\text{W}]$	312.93	317.80	319.28	316.76	322.52	316.38	323.32	320.20
$G [\text{kg/m}^2 \text{ s}]$	65.93	65.95	65.97	65.98	65.90	65.90	65.95	65.96
$q [\text{W/m}^2]$	9778.97	9931.27	9977.44	9898.63	10078.63	9886.80	#####	10006.23
$U [\text{W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}]$	1943.80	2017.90	2197.78	2285.73	2516.81	2685.98	3027.63	2977.77
LMTD [$^\circ \text{C}$]	5.03	4.92	4.54	4.33	4.01	3.68	3.34	3.37
$h_{r,t} [\text{W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}]$	2647.60	2788.78	3148.61	3335.35	3849.77	4267.79	5217.86	5082.68

ตารางที่ ก-12 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดสำหรับแผ่นหยาบ $G=65 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ $T = 20^\circ \text{C}$ $q=15 \text{ kW/m}^2$

x	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80
$T_{r,p,i} [^\circ \text{C}]$	12.36	17.74	16.89	16.29	15.28	15.07	14.76	12.36
$T_{r,p,o} [^\circ \text{C}]$	21.70	20.38	20.69	21.13	21.56	22.06	22.38	21.70
$T_{w,p,i} [^\circ \text{C}]$	25.81	22.48	23.89	25.27	25.62	26.76	27.90	25.81
$T_{w,p,o} [^\circ \text{C}]$	24.04	22.15	23.33	24.46	24.58	25.51	26.38	24.04
$T_{r,t,i} [^\circ \text{C}]$	19.30	20.03	20.12	20.29	20.31	20.50	20.50	19.30
$T_{r,t,o} [^\circ \text{C}]$	21.17	19.83	19.77	19.76	19.63	19.72	19.51	21.17
$T_{w,t,i} [^\circ \text{C}]$	25.21	26.41	26.42	26.23	26.21	26.09	25.52	25.21
$T_{w,t,o} [^\circ \text{C}]$	23.83	25.03	25.04	24.85	24.83	24.69	24.14	23.83
$\Delta P_{\text{total}} [\text{kPa}]$	23.17	7.08	9.03	11.38	14.28	16.44	19.62	23.17
$m_{r,p} [\text{L/min}]$	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
$m_{r,p} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,p} [\text{L/min}]$	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00
$m_{w,p} [\text{kg/s}]$	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
$m_{r,t} [\text{L/min}]$	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
$m_{r,t} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,t} [\text{L/min}]$	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00
$m_{w,t} [\text{kg/s}]$	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
$Q_{w,p} [\text{W}]$	110.10	448.44	783.13	1123.96	1434.10	1732.47	2102.19	2460.37
$Q_{w,t} [\text{W}]$	482.27	480.66	478.39	477.88	478.90	484.37	479.30	477.86
$G [\text{kg/m}^2 \text{ s}]$	65.94	65.96	65.96	65.94	65.95	65.93	65.95	65.90
$q [\text{W/m}^2]$	15071.07	15020.54	14949.79	14933.75	14965.71	15136.43	#####	14932.97
$U [\text{W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}]$	2301.62	2611.87	2602.66	2737.42	2727.09	2910.12	3171.49	3489.36
LMTD [$^\circ \text{C}$]	6.55	5.75	5.74	5.46	5.49	5.20	4.72	4.28
$h_{r,t} [\text{W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}]$	3342.76	4053.77	4031.52	4368.27	4341.59	4828.79	5613.06	6708.98

ตารางที่ ก-13 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดสำหรับแผ่นหยาบ $G=80 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ $T = 20^\circ \text{C}$ $q=10 \text{ kW/m}^2$

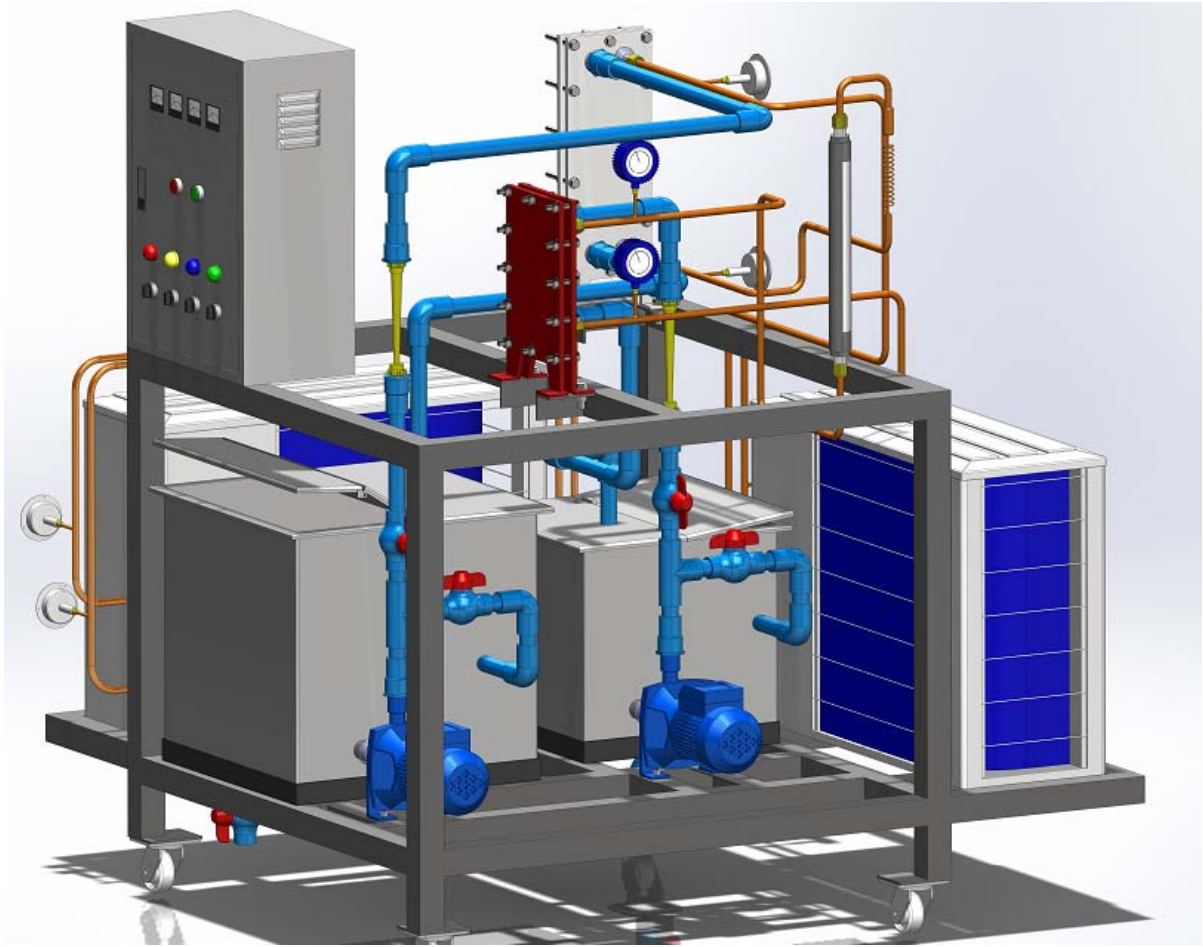
x	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60
$T_{r,p,i} [^\circ \text{C}]$	18.33	16.71	15.09	13.55	12.18	10.27
$T_{r,p,o} [^\circ \text{C}]$	20.23	20.88	21.35	22.41	23.27	23.76
$T_{w,p,i} [^\circ \text{C}]$	21.83	24.07	25.65	25.99	27.69	28.79
$T_{w,p,o} [^\circ \text{C}]$	21.58	23.51	24.80	24.87	26.24	26.93
$T_{r,t,i} [^\circ \text{C}]$	19.96	20.18	20.24	20.74	20.96	20.95
$T_{r,t,o} [^\circ \text{C}]$	19.63	19.58	19.46	19.72	19.70	19.47
$T_{w,t,i} [^\circ \text{C}]$	25.19	24.81	24.63	24.82	24.76	24.05
$T_{w,t,o} [^\circ \text{C}]$	24.27	23.90	23.72	23.91	23.84	23.13
$\Delta P_{\text{total}} [\text{kPa}]$	7.22	9.96	13.33	17.83	22.05	26.76
$m_{r,p} [\text{L/min}]$	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
$m_{r,p} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,p} [\text{L/min}]$	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00
$m_{w,p} [\text{kg/s}]$	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
$m_{r,t} [\text{L/min}]$	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
$m_{r,t} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,t} [\text{L/min}]$	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00
$m_{w,t} [\text{kg/s}]$	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
$Q_{w,p} [\text{W}]$	350.34	771.40	1170.91	1557.48	2002.32	2575.89
$Q_{w,t} [\text{W}]$	319.54	317.41	316.46	315.49	320.43	319.56
$G [\text{kg/m}^2 \text{ s}]$	82.48	82.46	82.47	82.38	82.36	82.39
$q [\text{W/m}^2]$	9985.71	9918.99	9889.45	9859.06	10013.43	9986.14
$U [\text{W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}]$	2032.78	2237.37	2318.29	2433.03	2588.91	3091.41
LMTD [$^\circ \text{C}$]	4.91	4.43	4.27	4.05	3.87	3.23
$h_{r,t} [\text{W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}]$	2818.55	3232.17	3405.70	3657.36	4023.08	5404.91

ตารางที่ ก-14 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดสำหรับแผ่นหยาบ $G=95 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ $T = 20^\circ \text{C}$ $q=10 \text{ kW/m}^2$

x	0.100	0.200	0.300	0.400	0.500
$T_{r,p,i} [^\circ \text{C}]$	17.90	15.98	13.68	11.28	7.37
$T_{r,p,o} [^\circ \text{C}]$	20.70	21.36	22.18	22.87	24.47
$T_{w,p,i} [^\circ \text{C}]$	22.08	24.32	26.19	28.34	29.14
$T_{w,p,o} [^\circ \text{C}]$	21.82	23.67	25.19	26.90	27.21
$T_{r,t,i} [^\circ \text{C}]$	20.40	20.49	20.72	20.60	21.18
$T_{r,t,o} [^\circ \text{C}]$	20.04	19.81	19.70	19.27	19.53
$T_{w,t,i} [^\circ \text{C}]$	25.55	25.26	24.99	24.30	24.13
$T_{w,t,o} [^\circ \text{C}]$	24.62	24.33	24.05	23.39	23.20
$\Delta P_{\text{total}} [\text{kPa}]$	7.70	11.62	17.20	22.51	30.41
$m_{r,p} [\text{L/min}]$	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15
$m_{r,p} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,p} [\text{L/min}]$	20.00	20.00	20.00	20.00	20.00
$m_{w,p} [\text{kg/s}]$	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
$m_{r,t} [\text{L/min}]$	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15
$m_{r,t} [\text{kg/s}]$	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
$m_{w,t} [\text{L/min}]$	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00
$m_{w,t} [\text{kg/s}]$	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
$Q_{w,p} [\text{W}]$	366.00	906.14	1388.76	2002.30	2675.11
$Q_{w,t} [\text{W}]$	320.38	322.62	323.96	315.76	323.98
$G [\text{kg/m}^2 \text{ s}]$	94.74	94.76	94.74	94.82	94.70
$q [\text{W/m}^2]$	10011.74	10081.99	10123.77	9867.58	10124.45
$U [\text{W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}]$	2069.14	2192.18	2390.02	2598.33	3233.39
LMTD [$^\circ \text{C}$]	4.84	4.60	4.24	3.80	3.14
$h_{r,t} [\text{W/m}^2 \text{ }^\circ \text{C}]$	2886.40	3134.17	3557.96	4051.35	5862.67

ภาคผนวก ข

แบบงานชุดทดสอบ



รูปที่ ข-1 ส่วนประกอบของชุดทดสอบ

ภาคผนวก ค

การนำเสนอผลงานในที่ประชุมวิชาการ

TRF Seminar Series in Basic Research: CIII

“Advanced Research in Mechanical Engineering”

Organized by: Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,

King Mongkut’s University of Technology Thonburi (KMUTT) and

the Thailand Research Fund (TRF)

27th June 2014

Putahracsa room 3rd floor, Seminar Building

King Mongkut’s University of Technology Thonburi

Oral presentation

08.30 – 09.00	Registration
09.00 - 09.20	Welcome Address Vice President for Research, King Mongkut’s University of Technology Thonburi
09.20 – 09.40	Opening Address Prof. Dr. Suthipun Jitpimolmard, MD FRCP Director, The Thailand Research Fund
09.40 – 12.00	Oral presentation Session 1 Chairperson : Prof. Dr. Somchai Wongwises Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut’s University of Technology Thonburi
09.40 – 10.00	Dynamical Analysis of Low Speed Horizontal Axis Wind Turbine Rotor Blade Flapwise Bending Dr. Chawin Chantharasenawong Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut’s University of Technology Thonburi
10.00 – 10.20	Buckling and Vibration analysis of Laminated Plates using Extended Kantorovich Method

	Assoc. Prof. Dr. Paired Singhatanadgid Department of Mechanical Engineering, Chulalongkorn University
10.20 – 10.40	Coffee break
10.40-11.00	Partially Wet Fin Efficiency for Longitudinal Fins Asst. Prof. Dr. Worachest Pirompugd Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Burapha University
11.00– 11.20	Stability Analysis of Beams Bonded with Macro-fiber Composite Actuator under Buckling Condition Asst. Prof. Dr. Sontipee Aimmanee Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut’s University of Technology Thonburi
11.20 – 11.40	Modelling of damage behavior of high strength steels using RVE technique Dr. Vitoon Uthaisangsuk Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut’s University of Technology Thonburi
11.40 – 12.00	Fabrication of Lab-on-Chip Platforms by Printing Techniques Asst. Prof. Dr. Wishsanuruk Wechsato Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut’s University of Technology Thonburi
12.00 – 13.00	Lunch
13.00 – 13.45	Poster Presentation Chairperson : Prof. Dr. Somchai Wongwises Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut’s University of Technology Thonburi
13.45 – 16.05	Oral presentation Session 2 Chairperson : Asst. Prof. Dr. Worachest Pirompugd Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,

	Burapha University
13.45 – 14.05	A study of calcination temperature for ternary NdEuGd-Ba-Cu-O powders Dr. Atikorn Wongsatanawarid Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's University of Technology Thonburi
14.05 – 14.25	Channel Configuration Affecting on the Heat Transfer Performance of Nanofluids Flow in Microchannel Heat Sinks Asst. Prof. Dr. Weerapun Duangthongsuk Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Southeast Asia University
14.25 – 14.45	Coffee break
14.45 - 15.05	Heat transfer and flow characteristics of water inside a plate heat exchanger with roughed surface Asst. Prof. Dr. Kitti Nilpueng Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Southeast Asia University
15.05– 15.45	Combustion Characteristics of Hydrous Ethanol with Ignition Improvers under CI Engine-like Conditions Mr. Ronnachart Munsin Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's University of Technology Thonburi
15.45 – 16.05	Investigation on the Heat Transfer Performance of Spiral Fin-and-Tube Heat Exchangers Mr. Parinya Pongsoi Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's University of Technology Thonburi
16.05 – 16.30	Closing Ceremony

Poster Presentation

Heat transfer characteristics of air flowing through the cross-cut plate fin heat sink

Mr. Nares Chimres

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering
King Mongkut's University of Technology Thonburi

Improvement of heat sinks for electronic cooling

Mr. Sakkarin Chingulpitaak

The joint graduate school of energy and environment
King Mongkut's University of Technology Thonburi

**Experimental study on evaporative heat transfer and pressure drop of R134a flowing through
dimpled tube**

Mr. Kanit Aroonrat

The joint graduate school of energy and environment
King Mongkut's University of Technology Thonburi

Heat transfer and flow characteristics of water inside a plate heat exchanger with roughed surface

Kitti Nilpueng^a and Somchai Wongwises^b

^a Department of Mechanical Engineering, South East Asia University, Bangkok 10160, Thailand

^b Fluid Mechanics, Thermal Engineering and Multiphase Flow Research Lab (FUTURE), Department of Mechanical Engineering, King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangmod, Bangkok 10140, Thailand

Introduction and Objective

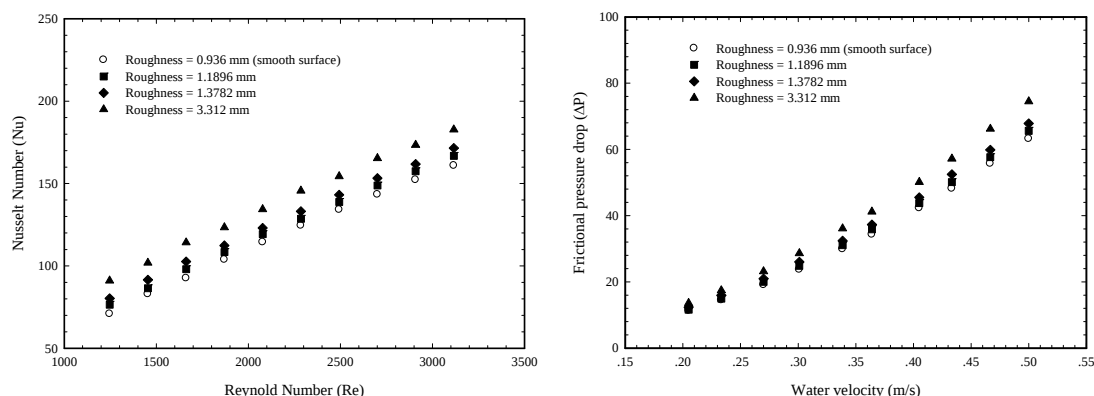
The roughed surface is a technique used for increasing the heat transfer of heat exchangers. This paper presents the effects of surface roughness on heat transfer coefficient, pressure drop and the ratio of Nusselt number and friction factor (Nu/f) of water inside a plate heat exchanger.

Methods

A commercial plate heat exchanger which consists of three stainless steel corrugated plates with symmetrical chevron angle of 30° is examined under counter flow conditions. The plate surface roughness is made by using a sand blasting machine. Under steady conditions, the water flow rates, temperature and pressure drop of hot and cold water are recorded to estimate the heat transfer coefficient and pressure drop of water inside the plate heat exchanger with different surface roughness.

Results

The experimental results show that Nusselt number is increased by about 4.46%, 8.18% and 17.95% for surface roughness of 1.1896 μm , 1.3782 μm , and 3.312 μm compared with the smooth surface (0.936 μm). It is also observe that the pressure drops increased with the increasing surface roughness



Conclusion

To obtain the proper performance, the ratio of Nu/f of roughed surface and smooth surface is presented. It is found that Nusselt number to friction factor ratio of roughed surface is enhanced within 0.97 – 6.52 % at Reynolds number less than 1700. However, it is decreased within 0.10 – 4.01 % when Reynolds number increased more than 1700.

Keywords: Heat transfer coefficient, Pressure drop, Nusselt number, Friction factor

Selected References:

1. Longo G A, Gasparella A, Sartori R. International Journal of Heat and Mass Transfer 2004; 47: 4125–4136.
2. Nilpueng K, Wongwises S. Experimental Thermal and Fluid Science 2006; 30: 523–534.
3. Nilpueng K, Wongwises S. Experimental Thermal and Fluid Science 2010; 34: 1217–1229.

ภาคผนวก ง

บทความสำหรับการเผยแพร่

Experimental study of single phase heat transfer and flow characteristics inside a plate heat exchanger with roughed surface

Kitti Nilpueng^a, Somchai Wongwises^{b,*}

^a Department of Mechanical Engineering, South East Asia University, Bangkok 10160,
Thailand

^b Fluid Mechanics, Thermal Engineering and Multiphase Flow Research Lab (FUTURE),
Department of Mechanical Engineering,
King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangmod, Bangkok 10140, Thailand

*Corresponding author. Tel.: +662-470-9115; fax: +662-470-9111

E-mail address: somchai.won@kmutt.ac.th (S.Wongwises)

Abstract

The experimental data of heat transfer coefficient and pressure drop of water flow inside the plate heat exchanger with roughed surface is investigated and compared with that obtained from smooth surface. Three commercial stainless steel corrugated plates with symmetrical chevron angle of 30° is used. The water flow inside the plate heat exchanger is arranged for a single pass and counter flow. The test run are performed at Reynolds number ranging between 1300 and 3200 and plate surface roughness ranging between 0.936 μm and 3.312 μm . The experimental results show that the increase in surface roughness gives an increase in heat transfer coefficient between 4.46% and 17.95% and increase in pressure drop between 3.90% and 19.24% with respect to a smooth surface. The correlations for predicting the heat transfer coefficient and pressure drop of water flow inside the plate heat exchanger with roughed surface are proposed.

Keywords: Heat transfer coefficient, Pressure drop, Nusselt number, Friction factor, Surface roughness

Nomenclature

A	heat transfer area, m^2
b_c	mean spacing between plates, m
c_p	specific heat at constant pressure, J/ kg K
D_H	hydraulic diameter of tube, m
dP_F	frictional pressure drop, Pa
dP_G	gravitational pressure drop, Pa
dP_M	pressure loss at the inlet and outlet, Pa
dP_T	total pressure drop, Pa
f	friction factor
g	gravitational acceleration , m/s^2
h	heat transfer coefficient , $\text{W/m}^2 \text{ K}$
k_s	thermal conductivity of plate, W/m K
L	port-to-port length, m
$\dot{m}$	mass flow rate, kg/s
Nu	Nusselt number
Pr	Prandtl number
Q	heat transfer rate, W
Re	Reynolds number
T	temperature, K
$\Delta T_{\ln}$	logarithmic mean temperature difference, K
U	overall heat transfer coefficient, $\text{W/m}^2 \text{ K}$
V	velocity, m/s
w	plate width inside gasket, m
Δx	plate thickness , m
<i>Greek symbols</i>	
ε	surface roughness, m
μ	dynamic viscosity, kg/ m s

ρ density, kg/ m³

ν specific volume, m³/ kg

Subscripts

avg average condition

c cold water

h hot water

i inlet condition

o outlet condition

1. Introduction

A plate heat exchanger is one type of heat exchangers that has been extensively used in many engineering applications such as food and beverage industry, chemical processing, heat pump systems, and cooling system. The plate heat exchangers have been popularly applied for transferring heat from liquid to liquid. The advantage of plate heat exchangers are compactness, flexibility, high heat transfer efficiency, and ease of cleaning and maintenance. However, the plate heat exchanger performance depends on various parameters such as flow arrangement, plate configuration, corrugation angle, port configuration, and working conditions. Therefore, to obtain the optimum performance of plate heat exchanger, the clear understanding of these effects on single phase heat transfer and flow mechanisms are investigated by previous researchers. Miura et al. (2008) reported the effect of the water flow arrangement on the pressure drop inside a laboratory scale plate heat exchanger. Thirty two patterns of flow arrangements were studied. The pressure drop results depended on the number of pass. But, the relationship between pressure drop and number of flow channel per pass was unclear. This was because the flow maldistribution in plate heat exchanger. The predicted pressure drop from CFD model gave agreement with experimental results. The effects of surface geometries on the performance of plate heat exchanger were studied by

Durmus et al. (2009). Three different plate types which were flat plate, corrugated plate, and asterisk plate were tested. The experiments were performed under parallel and counter flow and Reynolds number ranging between 50 and 1000. Under testing conditions, heat gained and pressure drop of corrugated type was highest. They suggested that optimization between heat transfer and pressure drop should be considered. Khan et al. (2010) investigated the convection heat transfer coefficient of water inside plate heat exchangers with different chevron angles, corrugation depths and configurations. Chevron pattern plates with angle of $30^\circ/30^\circ$, $60^\circ/60^\circ$, and $30^\circ/60^\circ$ were used. Experiments were performed at Reynolds number ranging between 500-2500. Heat transfer coefficient greatly increased with increasing chevron angles and Reynolds number. Nusselt number correlation which was a function of Reynolds number, Prandtl number, viscosity and chevron angle was also proposed. Kim et al. (2010) explored the performance of air in plate heat exchangers. The cross-flow of air and water was tested in the different plate patterns of single-wave plates and double-wave plates. They reported that air-side heat transfer in double-wave plates increased about 50%. However, pressure drop was increased about 30% when comparing with single-wave plates. They recommended that the enlargement of gap in double-wave plates led to a decrease of pressure drop. Iulian Gherasim et al. (2011) numerically studied the heat transfer and friction factor of water/water and water/engine oil inside the gasket plate heat exchanger. The k- ϵ model was used to simulate the flow and heat transfer characteristics in a plate heat exchanger. The influence of smooth longitudinal passages and port configuration was presented. Test runs were done under laminar and turbulent flow. Heat transfer and friction factor was decreased when using obstructed longitudinal channels. They also reported that the temperature distribution in plate heat exchanger slightly changed with the different port arrangement. Faizal and Ahmed (2011) investigated the heat transfer and flow characteristic of water through corrugated plate heat exchanger with different spacing between plates. The

spacing of 6 mm, 9 mm, and 12 mm was tested. The results showed that, at given spacing, the increase of flow rate led to an increase of heat transfer. They mentioned that the spacing of 6 mm obtained the proper heat transfer. Iulian Gherasim et al. (2011) studied the Nusselt number, friction factor, and temperature distribution of water in a chevron-type plate heat exchanger. Testing conditions were performed under laminar and turbulent flow. The temperature distribution was measured on the outside of plates. It was found that the highest and lowest temperature appeared at the inlet of the hot and cold fluid, respectively. Temperature gradient was high at the side plates.

Moreover, due to the small size and high performance of heat exchanger are required, the heat transfer enhancement technique is applied on the plate heat exchanger for practical application. Therefore, the research about the performance characteristics of plate heat exchanger with enhancement technique is attractive. The heat transfer coefficient of refrigerant R-22 inside the plate heat exchanger with enhanced surface was investigated by Longo et al. (2004). The three different surfaces which was smooth surface, roughened surface and cross-grooved surface was examined. The experimental results showed that heat transfer coefficient of cross-grooved surface were higher than that from smooth surface about 30-40 % and up to 60% for vaporization and condensation. The semi-empirical correlations of heat transfer coefficient were also proposed. Pantzali et al. (2009b) investigated the efficacy of nanofluid in plate heat exchanger. Three types of nanofluids which were Al_2O_3 , CuO and carbon nanotubes (CNT) were tested inside a commercial herringbone-type plate heat exchanger. They reported that the flow type of nanofluid inside plate heat exchanger showed significant effect on the system performance. The results showed that the use of nanofluid gave benefit under laminar flow; however, the suspension of nanofluid is unstable. The heat transfer and friction factor of Al_2O_3 nanofluid inside plate heat exchanger was studied by Pandey and Nema (2012). The viscosity, density, thermal conductivity, and

specific heat of Al_2O_3 nanofluid were experimentally measured. The increase of Reynolds number and decrease the nanofluid concentration resulted in the heat transfer enhancement. The highest overall heat transfer coefficient appeared at 2% volume concentration and the Peclet number of 7700.

As described above, it is observed that the main recent researches focus on the effect of flow arrangement, plate configuration, and corrugation angle on the plate heat exchanger performance. However, the studies concerning on the plate heat exchanger performance with enhanced technique are reported by a few researcher. Moreover, the applying the enhanced surface to improve the liquid to liquid heat transfer inside a plate heat exchanger have never been found before. Therefore, the clear understanding about the performance characteristic is still limited. The main purpose of this study is to investigate the influence of the surface roughness on the heat transfer coefficient and pressure drop inside plate heat exchanger. The plate heat exchanger performance presented by Nu/f between rough and smooth surface is also presented.

2. Experimental apparatus

In order to study the heat transfer and pressure drop of water inside the plate heat exchanger with roughed surface, the experimental apparatus is setup as shown schematically in Fig.1. It can be separated into three main components: a hot water loop, a cold water loop, and a test section. The hot water is stored in a 50 liter stainless tank and circulated through a rotameter, a plate heat exchanger and return to the tank by the centrifugal pump. The hot water temperature is controlled using 4 kW electrical heater. The cold water which contained in the 30 liter storage tank is supplied past the rotameter and a plate heat exchanger. The 5 kW vapor compression refrigeration system with 4 kW electrical heaters are installed in cold water tank to adjust the water temperature. The temperature of hot and cold water is controlled at 40 °C and 25 °C, respectively. The hot and cold water flow rate is regulated by

using the needle valve and measured by the rotameter within the ranges 2-12 LPM. The accuracy of the water flow rate measurements is $\pm 2 \%$.

A commercial plate heat exchanger which consists of three stainless steel corrugated plates with symmetrical chevron angle of 30° is examined under counter flow conditions. The flow direction is vertical downward and vertical upward for hot water and cold water, respectively. The detail of plate configurations and main dimension of plates are shown in Fig.2 and Table.1, respectively. In the experiment, the plate surface roughness of cold stream is made by using a sand blasting machine. In order to obtain the different roughness, the size of sand diameter is changed and roughness is measured by surface roughness measuring machine (Taylor Hobson Talysurf serie 2). The surface roughness of plate which used in this study is $0.936 \mu\text{m}$, $1.1896 \mu\text{m}$, $1.3782 \mu\text{m}$ and $3.312 \mu\text{m}$ (Fig.3). T-type thermocouples are installed at inlet and outlet of hot and cold stream to measure the water temperature. The uncertainty of temperature measurements is $\pm 0.1^\circ\text{C}$. A plate heat exchanger, water tank, and pipe line are covered with a 6.4 mm thick Aeroflex insulation to reduce the heat loss. The pressure drop between inlet and outlet port of the cold stream is monitored by a differential pressure transducer (YOKOGAWA, EJA110A). The accuracy of transducer is $\pm 0.1 \%$.

3. Data reduction

In this section, the details of calculation about the heat transfer and pressure drop of water inside a plate heat exchanger are described.

3.1 Heat transfer

The measured data which is recorded in this experiment are water flow rate of hot and cold water, the hot water temperature at inlet section ($T_{h,i}$), the hot water temperature at outlet section ($T_{h,o}$), the cold water temperature at inlet section ($T_{c,i}$), the cold water temperature at

outlet section($T_{c,o}$). Based on the energy balance, the heat transfer rate of hot and cold water can be determined by the following equations

$$Q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (1)$$

$$Q_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2)$$

The heat transfer rate between hot and cold water is related with the overall heat transfer coefficient (U), heat transfer area (A) and the logarithmic mean temperature difference ($\Delta T_{\ln}$) as follows:

$$Q_{avg} = UA\Delta T_{\ln} \quad (3)$$

The logarithmic mean temperature difference can be expressed as

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)} \quad (4)$$

Due to the fact that the heat transfer rate between hot and cold water is difference ($\pm 5.57\%$), the average heat transfer rate is applied in Eq.(3). It can be determined by the following equations

$$Q_{avg} = \frac{Q_h + Q_c}{2} \quad (5)$$

According to Eq.(3), the relation between overall heat transfer and heat transfer coefficient inside a plate heat exchanger can be estimated by the following equations

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{\Delta x}{k_s} + \frac{1}{h_c} \quad (6)$$

where h_h is heat transfer coefficient of hot stream, Δx is plate thickness, k_s is thermal conductivity of plate, and h_c is heat transfer coefficient of cold stream. In order to calculate the heat transfer coefficient of cold water flowing along the roughed surface plate from Eq.(6), the correlation of hot water heat transfer coefficient are required. To obtain the hot water heat transfer coefficient correlation, the experiment of water flow along the smooth

plate is conducted and the modified Wilson plot technique [] is applied to generated the correlation.

3.2 Pressure drop

The total pressure drop (dP_T) of cold water inside the plate heat exchanger with rough surface which is measured and recorded by the differential pressure transducer can be separated into three parts: frictional pressure drop (dP_F), gravitational pressure drop (dP_G), and pressure loss at the inlet and outlet (dP_M). Therefore, the frictional pressure drop of water inside the plate heat exchanger can be calculated from

$$dP_F = dP_T \pm dP_G - dP_M \quad (7)$$

The pressure loss at the inlet and outlet is determined by the correlation obtained from Shah and Focke [].

$$dP_M \cong 1.5 \left(\frac{V^2}{2\nu} \right) \quad (8)$$

where V is the water velocity.

The gravitational pressure drop is related with gravitational acceleration (g), specific volume of fluid (ν), and vertical distance between inlet and outlet port (L) as follows:

$$dP_G = \frac{gL}{\nu} \quad (9)$$

Based on the frictional pressure drop data, the relationship between the friction factor (f) and Reynolds number (Re) are proposed. It can be estimated from the equations:

$$f = \frac{dP_F}{4 \left(\frac{L}{D_H} \rho \frac{V^2}{2} \right)} \quad (10)$$

$$Re = \frac{\rho V D_H}{\mu} \quad (11)$$

where ρ is density of water, and D_H is hydraulic diameter. Hydraulic diameter can be determined from

$$D_H = \frac{2wb_c}{w + b_c} \quad (12)$$

where w is plate width inside gasket and b_c is mean spacing between plates.

4. Results and discussion

4.1 Heat transfer coefficient

Before the heat transfer coefficient of cold water flowing through the rough surface plate is calculated, Nusselt number correlation of hot water flowing inside the smooth plate is generated by the modified Wilson plot technique. The measured data between $Nu/Pr^{1/3}$ and Re of hot water for smooth plate is depicted in Fig.4. Under the testing conditions, the difference of heat transfer rate between hot and cold water is within $\pm 5.57\%$. According to the data, the constant value and the exponent of Reynolds number is estimate by the linear regression method. The Nusselt number correlation of hot water can be expressed as

$$Nu = \frac{h_h D_h}{k} = 0.471 Re^{0.664} Pr^{1/3} \quad \text{for } 1300 < Re < 3200 \quad (13)$$

The tendency of experimental data and present correlation is similar with previous correlation []. Comparison between measured data and proposed correlation gives good agreement with mean absolute deviation of 1.61 %.

The relation between heat transfer coefficient and Reynolds number of cold water at different surface roughness is shown in Fig.5. It is discovered from figure that the heat transfer coefficient is increased with increasing Reynolds number and surface roughness. The increase of Reynolds number between 1300 and 3200 results in the augment of the heat transfer coefficient around 89.4%. This is because, in the corrugated channel, the re-circulation flow at the troughs is higher when the water velocity is increased. This leads to the increase of turbulence intensity and heat transfer coefficient inside the plate heat

exchanger. The comparison between the roughed surfaces and smooth surface (0.936 μm) show that the heat transfer coefficient is increased by about 4.46%, 8.18% and 17.95% for surface roughness of 1.1896 μm , 1.3782 μm , and 3.312 μm , respectively. This is due to the fact that the higher surface roughness leads to the enhancement of turbulence intensity of water flow along the plate heat exchanger. Moreover, it is also found that the heat transfer area of roughed surfaces is higher than the smooth surface. These two effects cause the increase of heat transfer coefficient. Based on the data in this study, the heat transfer characteristic of water flow through the heat exchanger plate with roughed surfaces is presented. The Nusselt number is generated as a function of Reynolds number, Prandtl number and the ratio of surface roughness to hydraulic diameter (ε/D_H).

$$Nu = 0.061Re^{0.831} Pr^{0.333} (\varepsilon / D_H)^{0.122} \text{ for } 1300 < Re < 3200 \text{ and } 0.936\mu\text{m} < \varepsilon < 3.312\mu\text{m} \quad (14)$$

It is found that the mean absolute deviation between measured results and proposed correlation is 1.21 %.

4.2 Pressure drop

The effects of water velocity and surface roughness on the frictional pressure drop (dP_F) are represented in Fig. 6. The water velocity change causes the exponential variation of frictional pressure drop. In addition, it can be clearly observe that the pressure drops increased with the increasing surface roughness. Comparison of the data obtained from the surface roughness of 1.1896 μm , 1.3782 μm , and 3.312 μm with smooth surface (0.936 μm) found that the average pressure drops increased by 3.90%, 8.25% and 19.24%, respectively. This is because the main flow of water along the channel is disturbed by the re-circulation flow at the troughs as increasing the water velocity. In addition, the higher surface roughness

results in the enhancement of turbulence intensity. These effects lead to the increase of pressure drop.

The relation between friction factor and Reynolds number is depicted in Fig. 7. As expected, the friction factor gradually decreased with increasing Reynolds number. Conversely, friction factor is increased when surface roughness is high. A correlation of friction factor for different surface roughness is also proposed as follows:

$$f = 0.88\text{Re}^{-0.074}(\varepsilon/D_H)^{0.138} \text{ for } 1300 < \text{Re} < 3200 \text{ and } 0.936\mu\text{m} < \varepsilon < 3.312\mu\text{m} \quad (15)$$

The mean absolute deviation and relative deviation of calculation are 0.95% and $\pm 2.5\%$ of the measured data.

To observe the effect of surface roughness on the heat transfer and flow characteristic of water inside the plate heat exchanger, the ratio of Nusselt number and friction factor of roughed surface plate is compared with that obtained from smooth surface plate as shown in Fig xxx. It is found that the ratio of Nusselt number and friction factor of roughed surface is enhanced within 0.97 – 6.52 % at Reynolds number less than 1700. However, it is decreased within 0.10 – 4.01 % when Reynolds number is increased more than 1700. This means that, at Reynolds number less than 1700, the enhancement in heat transfer for rough surface with respect to smooth surface is greater than the penalty in pressure drop. In contrast, the penalty in pressure drop dominates the augmentation in heat transfer at Reynolds number more than 1700.

5. Conclusions

This paper investigated the effect of plate surface roughness and Reynolds number on the heat transfer coefficient and pressure drop of water flow inside the plate heat exchanger. Three commercial stainless steel corrugated plates with symmetrical chevron angle of 30° is tested under counter flow conditions. The experiments are performed at Reynolds number

ranging between 1300 and 3200 and plate surface roughness ranging between 0.936 μm and 3.312 μm . The experimental results showed that, for all surface roughness, the heat transfer coefficient increased around xxx - 89.4% with increasing Reynolds number between 1300 and 3200. The heat transfer coefficient of roughed surfaces plate increases by about 4.46% - 17.95% by comparing with smooth surface. The frictional pressure drop increased exponentially when the water velocity change is increased. The increase in surface roughness gives a 3.90% - 19.24% increase in pressure drop with respect to a smooth surface. Nusselt number to friction factor ratio of roughed surface is enhanced within 0.97 – 6.52 % at Reynolds number less than 1700. However, it is decreased within 0.10 – 4.01 % when Reynolds number increased more than 1700. The Nu and f correlation of water flow through plate heat exchanger with rough surface plate which is a function of Reynolds number, Prandtl number and surface roughness is proposed for predicting heat transfer coefficient and pressure drop.

Acknowledgments

The authors would like to express their appreciation to the Thailand Research Fund (TRF), the Office of Higher Education Commission, South East Asia University and the National Research University Project for providing financial support for this study.

References

Miura, R. Y., Galeazzo, F.C., Tadini, C.C., Gut, J. W., 2008. The effect of flow arrangement on the pressure drop of plate heat exchangers. Chemical Engineering Science 63, 5386 – 5393.

Durmus, A., Benli, H., Kurtbas, I., Gul, H., 2009. Investigation of heat transfer and pressure drop in plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52, 1451–1457.

Khan, T.S., Khan, M.S., Chyu, M-C., Ayub, Z.H., 2010. Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations. *Applied Thermal Engineering* 30, 1058–1065.

Kim, M., Baik, Y-J., Park, S-R., Ra, H-S., Lim, H., 2010. Experimental study on corrugated cross-flow air-cooled plate heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science* 34, 1265–1272.

Faizal, M., Ahmed, M.R., 2011. Experimental studies on a corrugated plate heat exchanger for small temperature difference applications. *Experimental Thermal and Fluid Science* , xxx–xxx.

Gherasim, I., Taws, M., Galanis, N., Nguyen, C. T., 2011. Heat transfer and fluid flow in a plate heat exchanger: part I. Experimental investigation. *International Journal of Thermal Sciences* 50, 1492-1498

Gherasim, I., Taws, M., Galanis, N., Nguyen, C. T., 2011. Effects of smooth longitudinal passages and port configuration on the flow and thermal fields in a plate heat exchanger. *Applied Thermal Engineering* 31, 4113-4124.

Pantzali, M.N., Kanaris, A.G., Antoniadis, K.D., Mouza, A.A., Paras, S.V., 2009. Effect of nanofluids on the performance of a miniature plate heat exchanger with modulated surface. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 30, 691–699.

Pandey, S.D., Nema, V.K., 2012. Experimental analysis of heat transfer and friction factor of nanofluid as a coolant in a corrugated plate heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science* 38, 248–256.

Pantzali, M.N., Mouza, A.A., Paras, S.V., 2009. Investigating the efficacy of nanofluids as coolants in plate heat exchangers (PHE). *Chemical Engineering Science* 64, 3290 – 3300.

Longo, G.A., Gasparella, A., Sartori, R., 2004. Experimental heat transfer coefficients during refrigerant vaporisation and condensation inside herringbone-type plate heat exchangers with enhanced surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47, 4125–4136.

Vlasogiannis, P., Karagiannis, G., Argyropoulos, P., Bontozoglou, V., 2002, Air–water two-phase flow and heat transfer in a plate heat exchanger, *International Journal of Multiphase Flow* 28, 757–772.

Shah, R.K., Focke, W.W., Plate heat exchangers and their design theory, in: R.K. Shah, E.C. Subbarao, R.A. Mashelkar (Eds.), *Heat Transfer Equipment Design*, Hemisphere, Washington, DC, 1988.

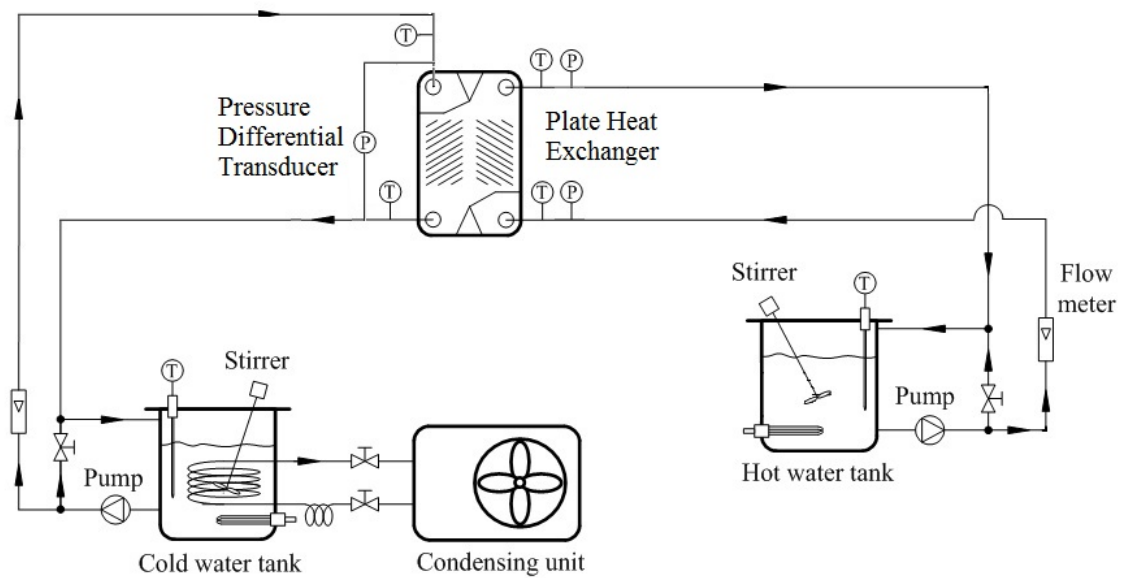


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

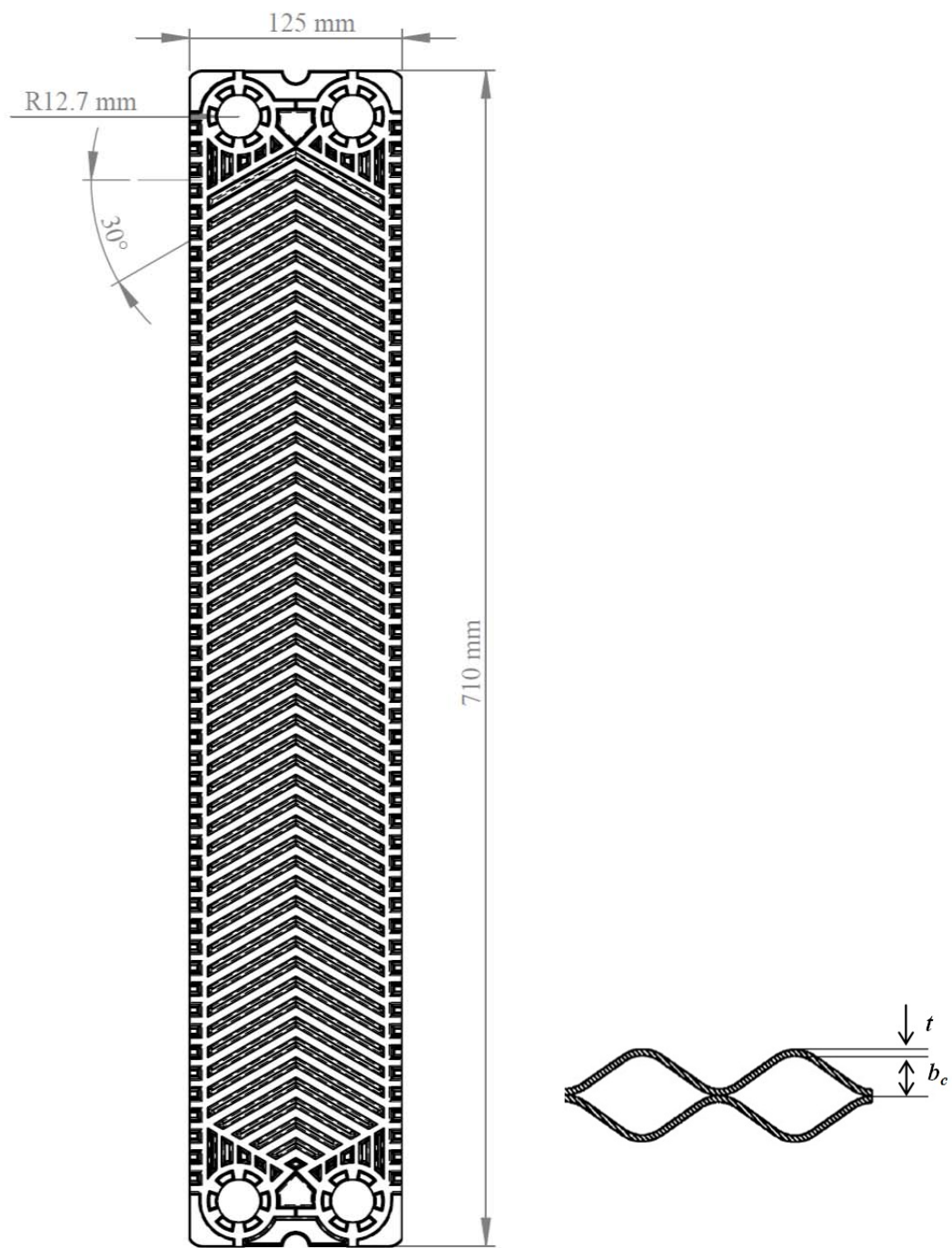


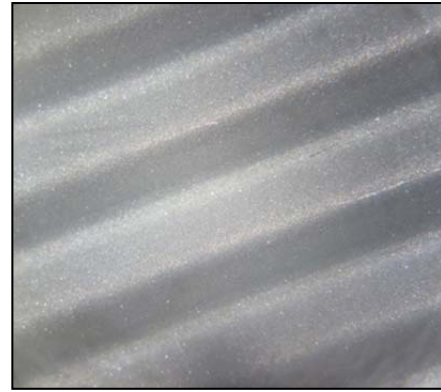
Fig. 2. Schematic diagram of heat exchanger plate.

Table. 1. Dimensions of a Plate

Parameters	Dimension
Plate length, m	0.710
Plate width, m	0.125
Mean spacing between plates (b_c), m	0.0025
Plate sheet thickness (t), m	0.0005
Port-to-port length, m	0.635
Port diameter, m	0.0254
Plate width inside gasket (w), m	0.1
Heat transfer area per plate, m ²	0.07



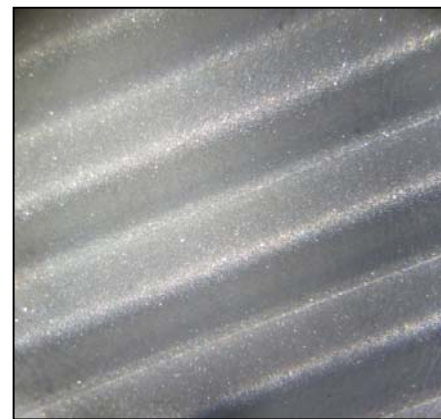
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 3. Photo of smooth and roughened plate surface.

(a) Roughness = $0.936 \mu\text{m}$ (smooth surface) (b) Roughness = $1.1896 \mu\text{m}$
 (c) Roughness = $1.3782 \mu\text{m}$ (d) Roughness = $3.312 \mu\text{m}$

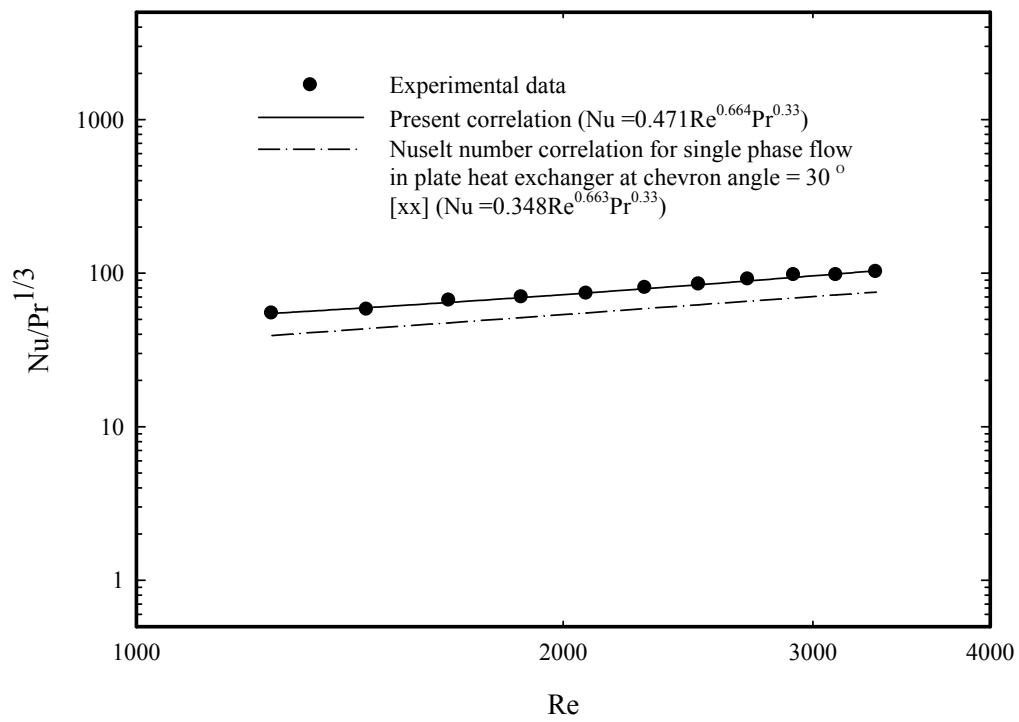


Fig. 4. The relation between $Nu/Pr^{1/3}$ and Re of hot water inside the plate heat exchanger with smooth plate.

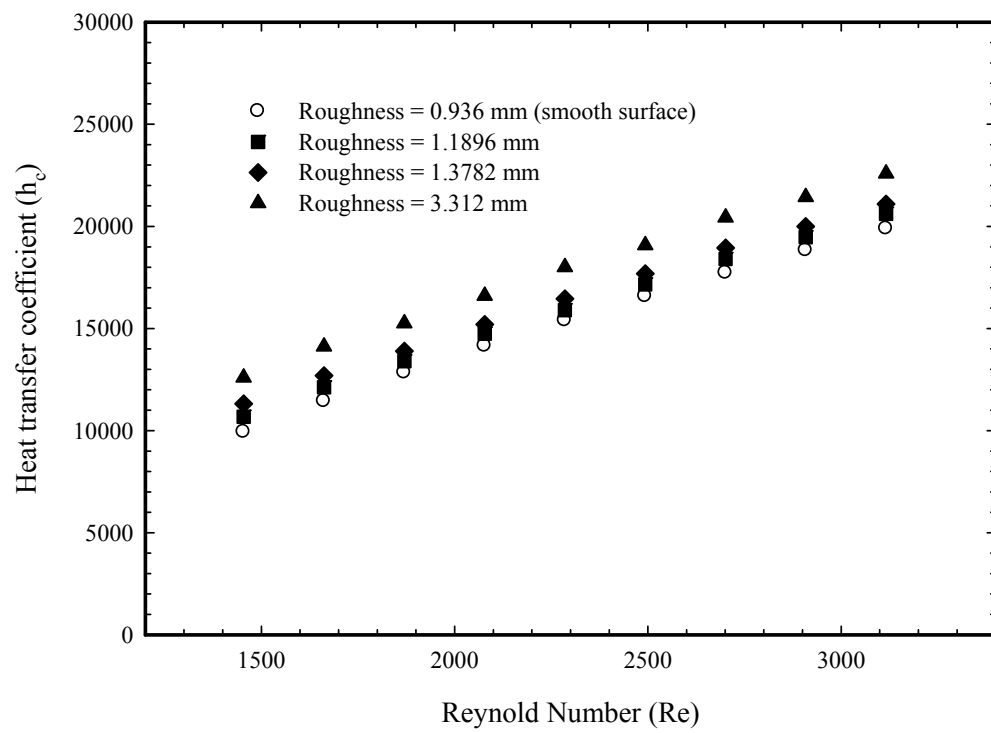


Fig. 5. The relation between heat transfer coefficient and Reynold number of cold water inside plate heat exchanger with rough surface.

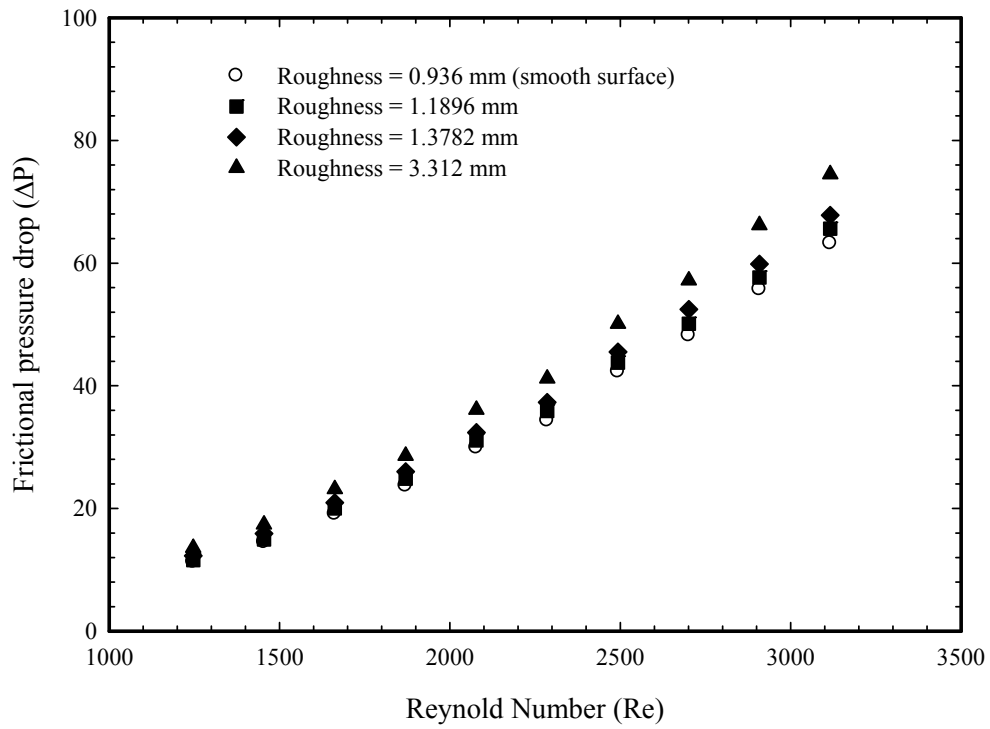


Fig. 6. The relation between frictional pressure drop and Reynold number of cold water inside plate heat exchanger with rough surface.

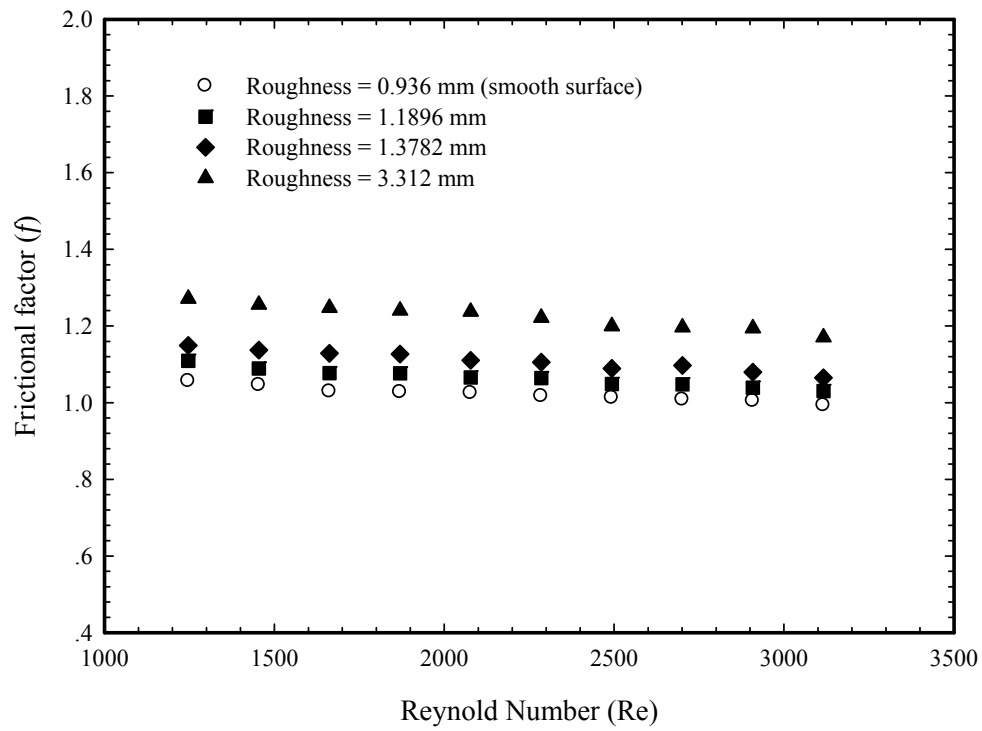


Fig. 7. The relation between friction factor and and Reynold number of cold water inside plate heat exchanger with rough surface.

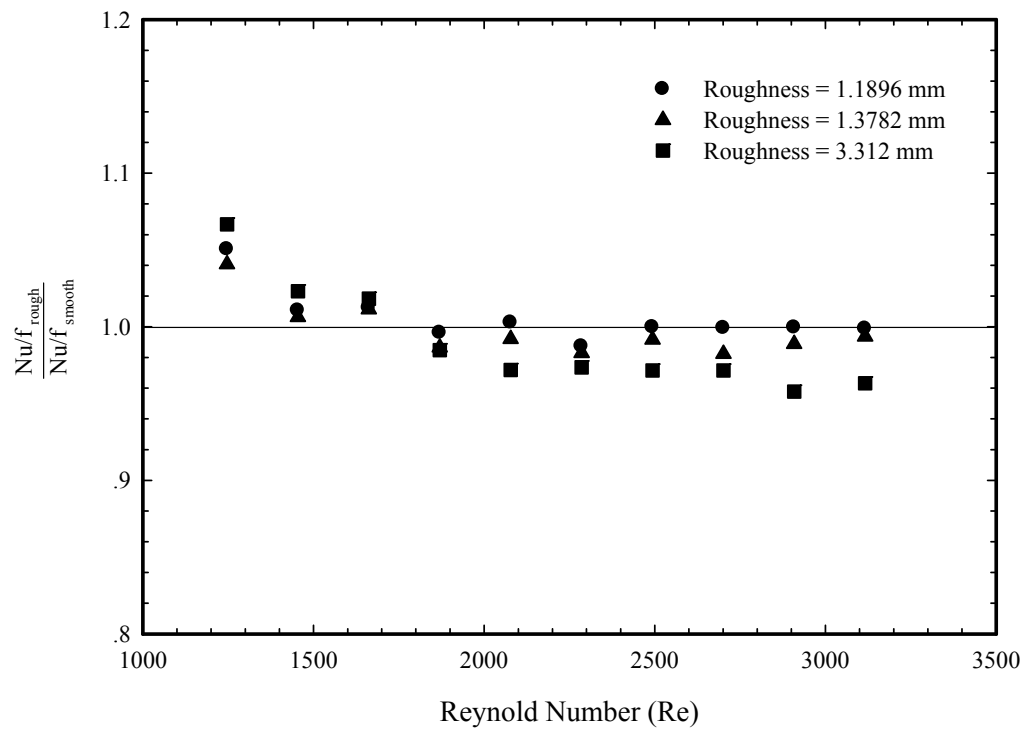


Fig. 8. The ratio between Nu/f of rough surface and Nu/f of smooth surface at different Reynold number.