

การปรับปรุงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
 THE IMPROVEMENT OF HEAT EXCHANGER

นางสาวกาญจนพร จิตต์หาญ
 นายเกรียงสิทธิ์ ชีรอภิศักดิ์กุล
 นายคชา ปัญญาโรจน์



โครงการวิศวกรรมศาสตร์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
 สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
 คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
 พ.ศ. 2541

6 ส.ย. 2543

หัวข้อโครงการวิศวกรรมศาสตร์
โดย

การปรับปรุงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
นางสาวกาญจนพร จิตต์หาญ
นายเกรียงสิทธิ์ ชีรอภิศักดิ์กุล
นายคชา ปัญญาโรจน์
วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์กฤษณะ วัฒนสีวัต
อาจารย์สมชาย เข้มใส

ภาควิชา
อาจารย์ที่ปรึกษา
อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ อนุมัติให้นำโครงการ
วิศวกรรมศาสตร์เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

_____ คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(รองศาสตราจารย์ณรงค์ อาจฤทธิ์)

คณะกรรมการสอบปริญญาโท

Dr. Somsak ประธานกรรมการ
(อาจารย์กฤษณะ วัฒนสีวัต)

_____ กรรมการ
(รองศาสตราจารย์วิระ จันทร์วัฒนนะ)

_____ กรรมการ
(อาจารย์เกียรติชัย รักษาชาติ)

การปรับปรุงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ปีการศึกษา 2541

โดย

นางสาวกาญจนพร จิตต์หาญ
นายเกรียงสิทธิ์ วีรอกิจศักดิ์กุล
นายคชา ปัญญาโรจน์

อาจารย์ที่ปรึกษา

อาจารย์ กฤษณะ วัฒนศิริวัต
อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม
อาจารย์ สมชาย เข้มใส

บทคัดย่อ

โครงการวิศวกรรมศาสตร์นี้ เป็นการปรับปรุงชุดทดลองการแลกเปลี่ยนความร้อน 2 แบบคือ แบบ ท่อสองชั้น(Concentric tube) และแบบ เชลล์และทิวป์(Shell and tube) โดยมีการเปลี่ยนการอ่านอุณหภูมิจากอนาล็อกเป็นดิจิตอลโดยใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิดเค (Type K) เพื่อใช้วัดอุณหภูมิน้ำร้อนและน้ำเย็น

จากการทดลองและการคำนวณทำให้เราทราบถึงผลกระทบต่าง ๆ ที่มีต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน ซึ่งผลกระทบต่าง ๆ มีดังนี้คือ ผลกระทบจากอัตราการไหลที่เปลี่ยนไป พบว่าเมื่อเพิ่มอัตราการไหลจะทำให้มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น ผลกระทบจากการไหลของน้ำระหว่างแบบขนานและสวนทาง นั่นคือเมื่อของไหลไหลแบบสวนทางจะได้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่า ผลกระทบของอุณหภูมิของของไหลที่แลกเปลี่ยนกัน พบว่าเมื่ออุณหภูมิของของไหลแตกต่างกันมาก ๆ จะทำให้มีอัตราการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น และในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และทิวป์ ที่มีจำนวนทิวป์มากขึ้นจะมีการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีขึ้น

IMPROVEMENT OF THE HEAT EXCHANGER

ACADEMIC YEAR 1998

By

Miss Karnjanaporn Jitharn

Mr. Kriengsit Theera-apisakkul

Mr. Kacha Panyaroj

Project Report Advisor

Mr. Krishana Wattanasinrawat

Project Report Co. Advisor

Mr. Somchai Yamsai

ABSTRACT

This project is the improvement of the concentric tube and shell and tube heat exchangers which have been changed the temperature indicators from analog to digital. All digital temperature indicators with type K thermocouple were used to measure the hot water temperatures and the cold water temperatures.

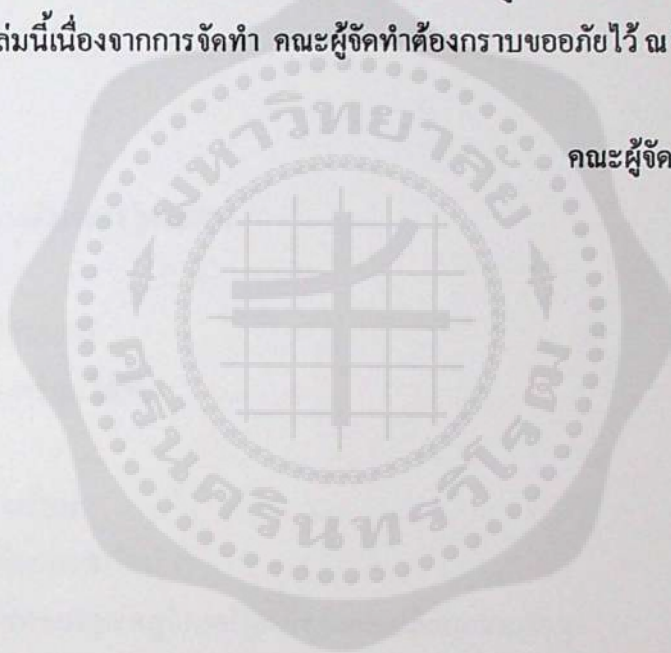
From the results and calculations are found many factors effected to the heat transfer rate. For instance the heat transfer rate is increased by flow rate and heat transfer rate of counter flow heat exchanger have better than parallel flow. Higher different between hot and cold water and higher heat transfer rate. Especially the shell and tube heat exchanger, heat transfer rate is increased with the numerous tube.

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้จัดทำโครงการเล่มนี้ขอกราบขอบพระคุณอาจารย์กฤษณะ วัฒนศิริวัต อาจารย์ที่ปรึกษา อาจารย์สมชาย เข้มโต อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม อาจารย์สมมาศ แก้วล้วน อาจารย์ลิขิต ไสหนู และคุณประมาณ จันทรักษา ที่ร่วมให้การแนะนำและคำปรึกษาแก่คณะผู้จัดทำโครงการนี้ สำเร็จล่วงไปด้วยดี ขอกราบเท้าบิดา มารดา และครูบาอาจารย์ทุกท่านที่ให้การอบรมสั่งสอน ด้วยความรักและความเอาใจใส่จนทำให้ผู้จัดทำมีโอกาสมาถึงวันนี้ ขอขอบใจเพื่อน ๆ ทุกคนที่ให้กำลังใจ ข้อเสนอแนะและคำติชมที่เป็นประโยชน์แก่ผู้จัดทำเป็นอย่างยิ่ง

หวังเป็นอย่างยิ่งว่าโครงการเล่มนี้คงมีประโยชน์แก่ผู้อ่านไม่มากนักน้อย ข้อผิดพลาดที่เกิดขึ้นในโครงการเล่มนี้เนื่องจากการจัดทำ คณะผู้จัดทำต้องกราบขอภัยไว้ ณ ที่นี้ด้วย

คณะผู้จัดทำ



สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ก
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ง
กิตติกรรมประกาศ	จ
สารบัญ	ฉ
สารบัญตาราง	ช
สารบัญรูป	ญ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ท
บทที่	
1. บทนำ	1
ความสำคัญและที่มาของโครงการ	1
วัตถุประสงค์	1
ขอบเขตของโครงการ	2
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
2. ทฤษฎี	3
การถ่ายเทความร้อน	3
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	5
การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	8
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	10
ผลต่างอุณหภูมิเชิงล็อก	19
เฟว์ลิงแฟคเตอร์	24
ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	25
3. การคำนวณและออกแบบ	27
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และทิวป์	27
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น	33
4. อุปกรณ์ วิธีการทดลอง และผลการทดลอง	39
วิธีการทดลอง	39
ผลการทดลอง	44

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
5. สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	61
ผลกระทบจากการไหลของของไหลแบบสวนทางและแบบขนาน	61
ผลกระทบจากการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็น	61
ผลกระทบจากผลต่างของอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น	62
ผลกระทบจากการต่อเซลล์แบบอนุกรมหรือขนาน(สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนแบบ เซลล์และทิวป์)	62
ข้อเสนอแนะ	62
บรรณานุกรม	64
ภาคผนวกที่ 1 รายละเอียดเกี่ยวกับวิธีการทดลอง	65
ภาคผนวกที่ 2 ภาพถ่ายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	69
ภาคผนวกที่ 3 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุปกรณ์	72
ภาคผนวกที่ 4 รูปภาพแสดงลักษณะการไหลแบบต่างๆ	100

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า	
2.1	ค่าตัวเลขนัสเซลล์ท์สำหรับการไหลเต็มท่อแบบปั่นป่วนในท่อกลม	14
2.2	ค่าสำหรับการไหลของอากาศหนึ่งแถวของท่อ 10 ท่อหรือมากกว่านั้น (ใช้ในสมการที่ (2.21) และ (2.23))	18
2.3	ค่า C_2 สำหรับสมการ 2.24	18
2.4	ค่าเฟวริงแฟคเตอร์ของน้ำ	24
4.1	การศึกษาผลกระทบของอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยเพิ่มอัตราการไหลของน้ำ ร้อนเท่ากับน้ำเย็น ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และ ทิวป์ เป็นการ ไหลแบบสวนทาง	45
4.2	การศึกษาผลกระทบของอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยให้อัตราการไหลของน้ำเย็น คงที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และ ทิวป์ เป็นการไหลแบบสวนทาง	46
4.3	การศึกษาผลกระทบของอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยให้อัตราการไหลของน้ำ ร้อนคงที่ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ และทิวป์ เป็นการไหลแบบ สวนทาง	47
4.4	การศึกษาผลกระทบของการไหลแบบขนาน และแบบสวนทางกับอัตราการถ่ายเท ความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ และทิวป์	48
4.5	การศึกษาผลกระทบของผลต่างของอุณหภูมิกับอัตราการถ่ายเทความร้อนของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ และทิวป์ เป็นการไหลแบบสวนทาง	48
4.6	การศึกษาผลกระทบของการต่ออนุกรมและการต่อขนานกับอัตราการถ่ายเท ความร้อนแบบเซลล์ และทิวป์ เป็นการไหลแบบสวนทาง	50
4.7	การศึกษาผลกระทบของอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยเพิ่มอัตราการไหลของน้ำ ร้อนเท่ากับน้ำเย็น ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นเป็นการไหล แบบสวนทาง	52
4.8	การศึกษาผลกระทบของอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยให้อัตราการไหลของน้ำเย็น คงที่ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นเป็นการไหลแบบสวนทาง	54
4.9	การศึกษาผลกระทบของอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยให้อัตราการไหลของน้ำ ร้อนคงที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นเป็นการไหลแบบสวนทาง	56

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่	หน้า
4.10 การศึกษาผลกระทบของการไหลแบบขนาน และแบบสวนทางกับอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น	58
4.11 การศึกษาดูผลกระทบของผลต่างของอุณหภูมิกับอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น เป็นการไหลแบบสวนทาง	59
ตารางภาคผนวกที่	
1.1.1 เวลาในการอ่านอุณหภูมิแต่ละจุดสำหรับอัตราการถ่ายเทความร้อนต่างๆ ที่ใช้ในการทดลองสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และทิวบ์สำหรับน้ำร้อน	66
1.1.2 เวลาในการอ่านอุณหภูมิแต่ละจุดสำหรับอัตราการถ่ายเทความร้อนต่างๆ ที่ใช้ในการทดลองสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ และทิวบ์ สำหรับน้ำเย็น	66
1.2.1 เวลาในการอ่านอุณหภูมิแต่ละจุดสำหรับอัตราการถ่ายเทความร้อนต่างๆ ที่ใช้ในการทดลองสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น สำหรับน้ำร้อน	67
1.2.2 เวลาในการอ่านอุณหภูมิแต่ละจุดสำหรับอัตราการถ่ายเทความร้อนต่างๆ ที่ใช้ในการทดลองสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น สำหรับน้ำเย็น	67

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซตส์และทิวป์	6
2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นชนิดไหลสวนทางและขนาน	7
2.3 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนาน	8
2.4 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง	9
2.5 โครงร่างและลักษณะการไหลของของไหลในกลุ่มท่อแบบคลอสโฟลว์ (Cross flow)	15
2.6 การจัดเรียงของท่อในกลุ่มท่อแบบ a) อไลน์ (Aligned) b) สแตกเกอร์ (Staggered)	16
2.7 (a) การแปรผันของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Parallel flow และ Counter flow : เฉพาะในกรณีของ LMTD เท่านั้น (b) Control volume เล็ก ๆ ภายในแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ	19
2.8 ตัวคูณชดเชยสำหรับหาผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย	23
4.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน กับอัตราการไหลของ ตารางที่ 4.1	45
4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน กับอัตราการไหลของ ตารางที่ 4.2	46
4.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน กับอัตราการไหลของ ตารางที่ 4.3	47
4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน กับอุณหภูมิของ ตารางที่ 4.5	49
4.5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน กับอัตราการไหลของ ตารางที่ 4.7	53
4.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน กับอัตราการไหลของ ตารางที่ 4.8	55
4.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน กับอัตราการไหลของ ตารางที่ 4.9	57

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.8	60
กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน กับอุณหภูมิของ ตารางที่ 4.11	
รูปภาคผนวกที่	
2.1	70
ภาพถ่ายด้านหน้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ และทิวป์	
2.2	70
ภาพถ่ายด้านข้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ และทิวป์	
2.3	71
ภาพถ่ายด้านบนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ และทิวป์	
2.4	71
ภาพถ่ายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น	
3.1	74
กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 1 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความ ร้อนแบบเซลล์ และทิวป์	
3.2	75
กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 2 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความ ร้อนแบบเซลล์ และทิวป์	
3.3	76
กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 3 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความ ร้อนแบบเซลล์ และทิวป์	
3.4	77
กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 4 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความ ร้อนแบบเซลล์ และทิวป์	
3.5	78
กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 1 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบเซลล์ และทิวป์	
3.6	79
กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 2 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบเซลล์ และทิวป์	
3.7	80
กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 3 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบเซลล์ และทิวป์	
3.8	81
กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 4 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบเซลล์ และทิวป์	
3.9	82
กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 1 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบท่อสองชั้น	

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปภาคผนวกที่	หน้า
3.23 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอัตราการไหลน้ำร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ และทิวป์	96
3.24 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอัตราการไหลน้ำเย็นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ และทิวป์	97
3.25 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอัตราการไหลน้ำร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น	98
3.26 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอัตราการไหลน้ำเย็นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น	99
4.1 รูปภาพแสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น ในลักษณะการไหลแบบสวนทาง	101
4.2 รูปภาพแสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น ในลักษณะการไหลแบบขนาน	102
4.3 รูปภาพแสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ และทิวป์ ในลักษณะการไหลแบบสวนทาง	103
4.4 รูปภาพแสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ และทิวป์ ในลักษณะการไหลแบบขนาน	104
4.5 รูปภาพแสดงด้านหน้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ และทิวป์	105
4.6 รูปภาพแสดงด้านข้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ และทิวป์	106
4.7 รูปภาพแสดงด้านหน้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น	107
4.8 รูปภาพแสดงด้านข้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น	108

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่	m^2
A_i	พื้นที่ผิวภายในท่อ	m^2
A_m	พื้นที่เฉลี่ยเชิงลอกการิทึม	m^2
A_o	พื้นที่ผิวภายนอกท่อ	m^2
$A_{C,H}$	พื้นที่หน้าตัดท่อน้ำร้อน	m^2
$A_{C,C}$	พื้นที่หน้าตัดท่อส่วนที่เป็นวงแหวน	m^2
$A_{C,I}$	พื้นที่หน้าตัดท่อน้ำเย็น โดยใช้เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน	m^2
$A_{H,o}$	พื้นที่หน้าตัดท่อน้ำร้อน โดยใช้เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก	m^2
$C_{p,C}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำเย็น	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$
$C_{p,H}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำร้อน	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$
C_1	ค่าคงที่	-
C_2	ค่าคงที่	-
$D_{C,i}$	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อน้ำเย็นภายใน	m
$D_{H,o}$	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อน้ำร้อนภายนอก	m
D_b	Hydraulic diameter	m
D_i	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อภายใน	m
D_o	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อภายนอก	m
E	ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	%
F	เฟาว์ลิงแฟคเตอร์	$m^2 \cdot \text{K/W}$
F	ตัวคูณชดเชยสำหรับหาค่าอุณหภูมิเฉลี่ย	-
F_i	เฟาว์ลิงแฟคเตอร์ที่ผิวท่อภายใน	$m^2 \cdot \text{K/W}$
F_o	เฟาว์ลิงแฟคเตอร์ที่ผิวท่อภายนอก	$m^2 \cdot \text{K/W}$
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน	$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$
h_i	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ	$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$
h_o	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ	$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$
k	ค่าการนำความร้อนของวัสดุ	$\text{W/m} \cdot \text{K}$
L	ความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	m

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
$(mc)_{\min}$	ผลคูณระหว่างมวลกับความจุความร้อนจำเพาะที่น้อยที่สุด	kJ/K
\dot{m}_C	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเย็น	kg/s
\dot{m}_H	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำร้อน	kg/s
N	จำนวนทิวบ์	-
Nu_D	ตัวเลขนัสเซิลต์	-
Nu_i	ตัวเลขนัสเซิลต์ของของไหลภายในท่อ	-
Nu_o	ตัวเลขนัสเซิลต์ของของไหลภายนอกท่อ	-
P	อัตราส่วนระหว่างผลต่างของอุณหภูมิของของไหลในท่อที่ทางออกและเข้ากับผลต่างของอุณหภูมิของของไหลทั้งสองที่ปากทางเข้า	-
Pr	ตัวเลขเพรคเดิลต์	-
\dot{Q}	อัตราการถ่ายเทความร้อน	kW
q	อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วย	W/m ²
R	ผลต่างของอุณหภูมิที่ปากทางเข้าออกของของไหลทั้งสองชนิด	-
R	ค่าความต้านทานความร้อน	(°C/W)
Re_D	ตัวเลขเรย์โนลด์	-
$r_{C,i}$	รัศมีของผนังท่อน้ำเย็นภายใน	m
$r_{C,o}$	รัศมีของผนังท่อน้ำเย็นภายนอก	m
$r_{H,i}$	รัศมีของผนังท่อน้ำร้อนภายใน	m
$r_{H,o}$	รัศมีของผนังท่อน้ำร้อนภายนอก	m
$r_{S,i}$	รัศมีของเซลล์ด้านใน	m
$r_{S,o}$	รัศมีของเซลล์ด้านนอก	m
$r_{T,i}$	รัศมีของทิวบ์ด้านใน	m
$r_{T,o}$	รัศมีของทิวบ์ด้านนอก	m
S_L	ระยะลองจิจิวคินัล (ระยะตามแนวยาว)	m
S_T	ระยะทรานเวอร์ซ (ระยะตามแนวขวาง)	m

คำอธิบายสัญลักษณ์และค่าย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
$T_{C,i}$	อุณหภูมิของน้ำเย็นที่ทางเข้า	$^{\circ}\text{C}$
$T_{C,L}$	อุณหภูมิของน้ำเย็นที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนความยาว L	$^{\circ}\text{C}$
$T_{C,o}$	อุณหภูมิของน้ำเย็นที่ทางออก	$^{\circ}\text{C}$
\overline{T}_C	อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำเย็น	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
ΔT_C	ผลต่างอุณหภูมิของน้ำเย็น	$^{\circ}\text{C}$
$T_{H,i}$	อุณหภูมิของน้ำร้อนที่ทางเข้า	$^{\circ}\text{C}$
$T_{H,L}$	อุณหภูมิของน้ำร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนความยาว L	$^{\circ}\text{C}$
$T_{H,o}$	อุณหภูมิของน้ำร้อนที่ทางออก	$^{\circ}\text{C}$
\overline{T}_H	อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำร้อน	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_H	ผลต่างอุณหภูมิของน้ำร้อน	$^{\circ}\text{C}$
T_i	อุณหภูมิที่ทางเข้าของของไหลในเซลล์	$^{\circ}\text{C}$
ΔT_{LMTD}	ผลต่างอุณหภูมิเชิงลอการิทึม	-
T_o	อุณหภูมิที่ทางออกของของไหลในเซลล์	$^{\circ}\text{C}$
T_s	อุณหภูมิที่ผิว	$^{\circ}\text{C}$
T_{∞}	อุณหภูมิของของไหล	$^{\circ}\text{C}$
T	ความหนาของท่อ	m
t_i	อุณหภูมิที่ทางเข้าของของไหลใน Tube	$^{\circ}\text{C}$
T_o	อุณหภูมิที่ทางออกของของไหลใน Tube	$^{\circ}\text{C}$
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
U_i	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อ	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
U_o	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกท่อ	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
V_{\max}	ความเร็วของของไหลสูงสุด	m/s
V_{∞}	ความเร็วของของไหลผ่านกลุ่มท่อ	m/s
\dot{V}_C	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำเย็น	l/h
\dot{V}_H	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำร้อน	l/h , l/m
η_{actual}	ประสิทธิภาพทางอุณหพลศาสตร์	%
μ	ความหนืดของของไหล	$\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
μ_s	ความหนืดของของไหลที่ผิวท่อ	$N \cdot s / m^2$
ρ	ความหนาแน่นของน้ำ	kg / m^3



บทที่ 1

บทนำ

ความสำคัญและที่มาของโครงการ

ในปัจจุบันนี้งานทางด้านวิศวกรรมศาสตร์ส่วนมากนั้นได้พัฒนาพลังงานความร้อนให้เกิดประโยชน์ได้หลายอย่างเช่น หม้อน้ำรถยนต์ คอนเดนเซอร์ (Condenser) การใช้บอยเลอร์ (Boiler) ต้มน้ำให้ได้ไอน้ำเพื่อนำไปผลิตกระแสไฟฟ้าในโรงจักรต้นกำลัง ซึ่งอุปกรณ์ทางความร้อนต่าง ๆ นั้นต้องใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับอุปกรณ์ต่าง ๆ ดังนั้นจะเห็นได้ว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีความสำคัญมากในงานด้านวิศวกรรมศาสตร์ ซึ่งทางภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลมีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อ 2 ชั้น (Concentric Tube) และ ชนิดเชลล์และท่อ (Shell and Tube) ที่ชำรุดไม่สามารถทำการทดลองได้ จึงทำให้นิสิตในภาควิชาขาดการปฏิบัติเกี่ยวกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากที่ได้กล่าวมาแล้วทางกลุ่มผู้เสนอโครงการได้เล็งเห็นความสำคัญตรงจุดนี้ จึงได้นำชุดการทดลองการแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อ 2 ชั้น และชนิดเชลล์และท่อ มาปรับปรุงประสิทธิภาพและเปลี่ยนแปลงระบบการอ่านอุณหภูมิจากอนาล็อก (Analog) เป็น ดิจิตอล (Digital) ให้พร้อมที่จะใช้ในการเรียนการสอนของภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลได้

วัตถุประสงค์

1. ปรับปรุงเครื่องทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้นและชนิดเชลล์และท่อ

ขอบเขตของโครงการ

1. กำหนดออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามทฤษฎี
2. ปรับปรุงเครื่องทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อ 2 ชั้นแบบการไหลขนานและแบบการไหลสวนทาง
3. ปรับปรุงเครื่องทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเซลล์และท่อ
4. เปลี่ยนระบบการอ่านอุณหภูมิจากอนาล็อก (Analog) เป็น ดิจิตอล (Digital)
5. ทำการทดลองแล้วคำนวณหาประสิทธิภาพเพื่อนำไปเปรียบเทียบกับประสิทธิภาพทางทฤษฎี

ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. สามารถใช้ทดลองหาค่าต่าง ๆ ของการถ่ายเทความร้อนชนิดท่อ 2 ชั้นและ ชนิดเซลล์และทิวป์
2. นิสิตสามารถทำความเข้าใจเกี่ยวกับทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อน

บทที่ 2

ทฤษฎี

การถ่ายเทความร้อน

ความร้อนจะเคลื่อนที่จากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งได้ 3 วิธีด้วยกัน คือ การนำ การพา และการแผ่รังสี แต่ในที่นี้จะกล่าวถึงเฉพาะการนำความร้อนและการพาความร้อนเท่านั้น

1. การนำความร้อน (Conduction Heat Transfer)

การนำความร้อน คือ วิธีการที่ความร้อนเคลื่อนที่จากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่บริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำภายในตัวกลางเดียวกัน หรืออาจจะเป็นการเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างตัวกลางที่ติดกัน แต่มีอุณหภูมิต่างกันในการทำความร้อน ความร้อนจะเคลื่อนที่ผ่านโมเลกุลของสาร โดยที่โมเลกุลไม่เคลื่อนที่ การนำความร้อนจะเกิดขึ้นได้ดีมากในตัวกลางที่เป็นของแข็ง ความร้อนเคลื่อนที่โดยการนำได้โดยการเคลื่อนที่ของอิเล็กตรอนภายในตัวกลางจากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่จุดที่มีอุณหภูมิต่ำ นอกจากนี้ความร้อนยังเคลื่อนที่ไปได้โดยการสั่นสะเทือนของโมเลกุลภายในของของแข็ง ในลักษณะการสั่นสะเทือน (Vibrational Energy) อีกด้วย

หลักการคำนวณที่เกี่ยวข้องกับการนำความร้อนถูกตั้งขึ้นโดย โจเซฟ ฟูเรียร์ (Joseph Fourier) นักวิทยาศาสตร์ชาวฝรั่งเศส ฟูเรียร์ได้เสนอสมการที่ใช้ในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำไว้ดังนี้ คือ

$$\dot{Q} = -kA[dT/dx] \quad (2.1)$$

โดยที่ k คือค่าการนำความร้อนของสาร (Thermal Conductivity) ที่ความร้อนเคลื่อนที่ผ่านมีหน่วยเป็น $W/m \cdot K$ ในระบบ SI และ $Btu/Ft \cdot hr \cdot ^\circ F$ ในระบบอังกฤษ A เป็นพื้นที่ตั้งฉากกับการเคลื่อนที่ของความร้อน

2. การพาความร้อน (Convection Heat Transfer)

การพาความร้อน คือวิธีการที่ความร้อนเคลื่อนที่ระหว่างผิวของของแข็งและของไหล ของไหลจะเป็นตัวพาความร้อนมาให้หรือเป็นตัวพาความร้อนออกจากผิวของของแข็ง

การพานั้นยังแบ่งออกได้เป็น 2 อย่าง คือ

2.1. การพาโดยการบังคับ คือการเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างผิวของของแข็งและของไหล โดยที่ของไหลถูกบังคับให้เคลื่อนที่ไปสัมผัสกับผิวของของแข็ง โดยกลไกภายนอก เช่น พัดลมหรือเครื่องสูบน้ำ

2.2. การพาตามธรรมชาติ คือการเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างผิวของของแข็งกับของไหล โดยที่ของไหลไม่มีกลไกใด ๆ ทำให้ของไหลเคลื่อนที่

การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยวิธีการพานั้นเป็นสิ่งที่ยุ่งยากมากเมื่อพิจารณาแล้ว มีหลายสิ่งหลายอย่างที่มีผลต่อการเคลื่อนที่ของความร้อนแบบการพานี้ เมื่อความหนาแน่น ความร้อนจำเพาะ ความหนืด ความเร็วของของไหล ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของพื้นผิวของของแข็ง และของไหลเป็นต้น ซึ่งนิวตันได้เสนอสมการสำหรับการคำนวณหาอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพาไว้ดังนี้ คือ

$$q = h(T_s - T_\infty) \quad (2.2)$$

โดยที่ h คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Heat Transfer Coefficient) ซึ่งได้รวมเอาความยุ่งยากทั้งหมดไว้ มีหน่วยเป็น $W/m^2 \cdot K$ ในระบบ SI และ $Btu/ft^2 \cdot hr \cdot ^\circ F$ ในระบบอังกฤษ q คืออัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ของของแข็งที่สัมผัสกับของไหล T_s คืออุณหภูมิที่ผิวของของแข็ง T_∞ คืออุณหภูมิของของไหล ซึ่งสมการการคำนวณหาอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพาความร้อนอาจจะเขียนได้ดังนี้

$$q = h(T_{\infty} - T_s) \quad (2.3)$$

เมื่ออุณหภูมิที่ผิวของของแข็งน้อยกว่าอุณหภูมิของของไหล

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (HEAT EXCHANGER)

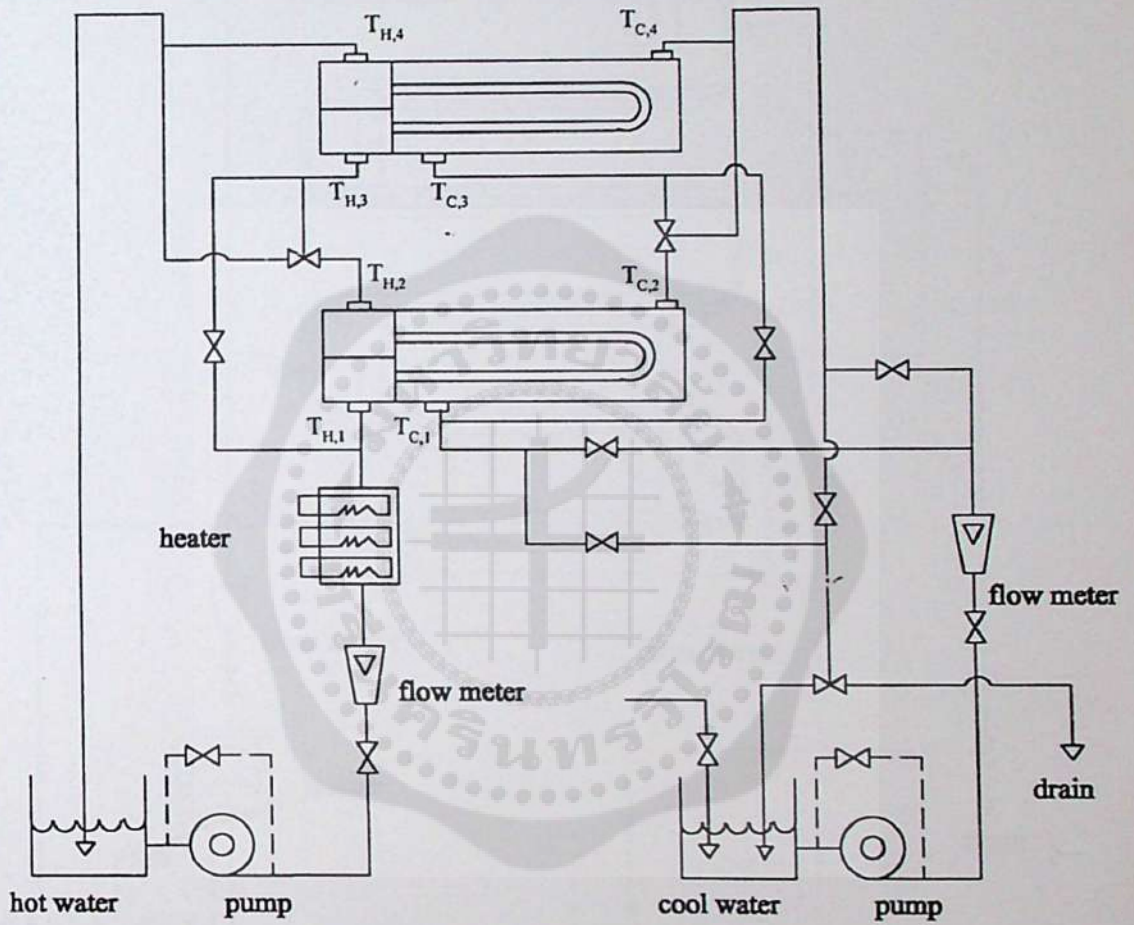
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายแบบ การจำแนกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอาจทำได้โดยอาศัยทิศทางการเคลื่อนที่ของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นหลัก โดยทั่วไปแล้วอาจจำแนกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนออกได้เป็น 2 แบบคือ

1. แบบเชลล์และทิวบ์ (Shell and Tube)

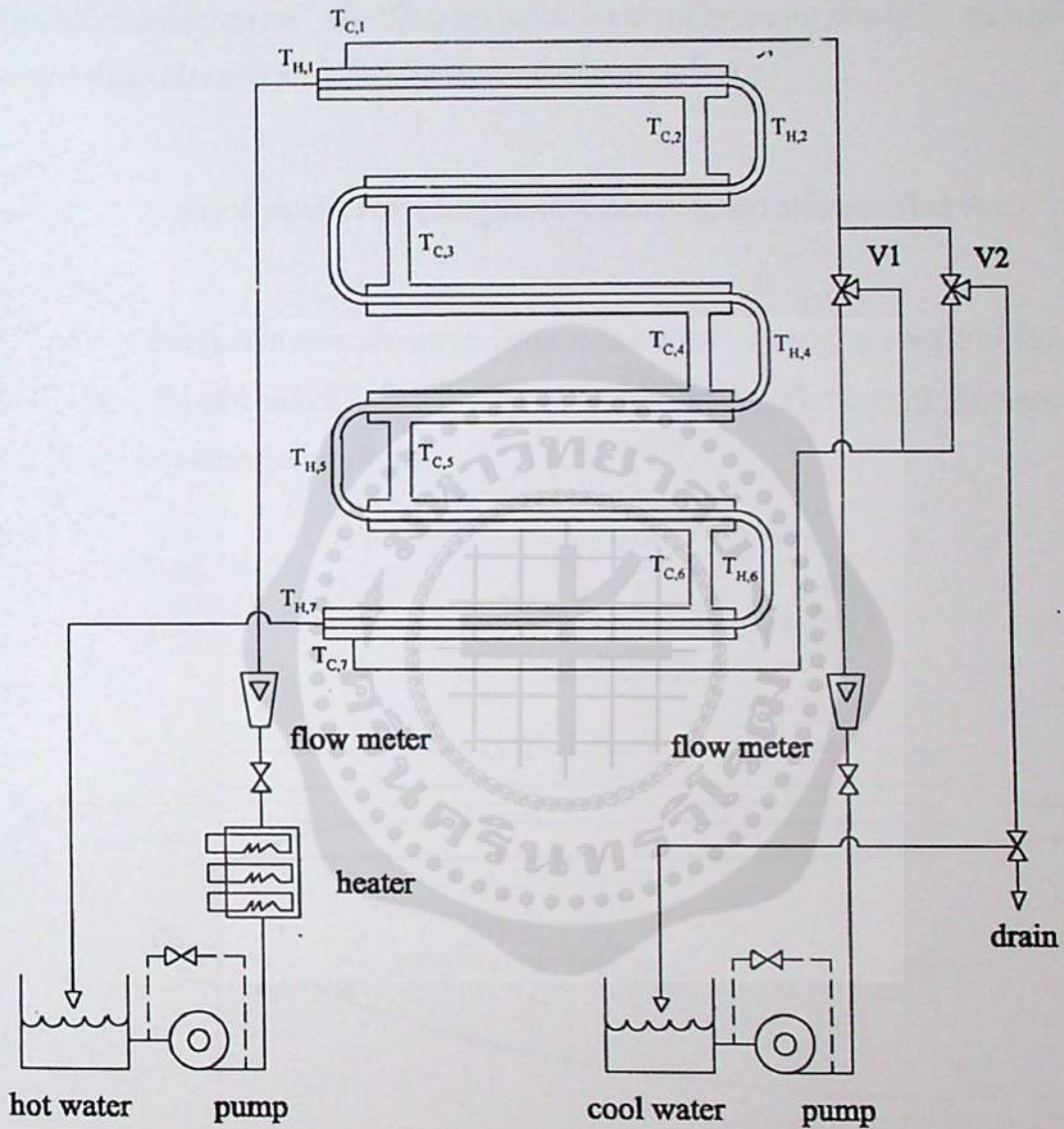
แบบเชลล์และทิวบ์ (Shell and Tube) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ของไหลอย่างหนึ่งจะอยู่ในเชลล์ และอีกอย่างหนึ่งจะอยู่ในทิวบ์ ส่วนการไหลนั้นอาจอยู่ในลักษณะแบบไหลสวนทางหรือแบบไหลขนาน หรือทั้งไหลสวนทางและไหลขนาน ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเดียวกันก็ได้ นอกจากนี้ของไหลอาจจะมีทิศทางตั้งฉากกับท่อตั้งแสดงในรูปที่ 2.1

2. แบบท่อสองชั้น (Concentric Tube)

แบบท่อสองชั้น (Concentric Tube) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ อาจอยู่ในลักษณะของท่อสวมเข้าด้วยกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.2 ส่วนการไหลของของไหลนั้นอาจไหลสวนทางเรียกว่า Counter flow หรือไหลขนาน (ในทิศทางเดียวกัน) เรียกว่า Parallel flow



รูปที่ 2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และทิวป์



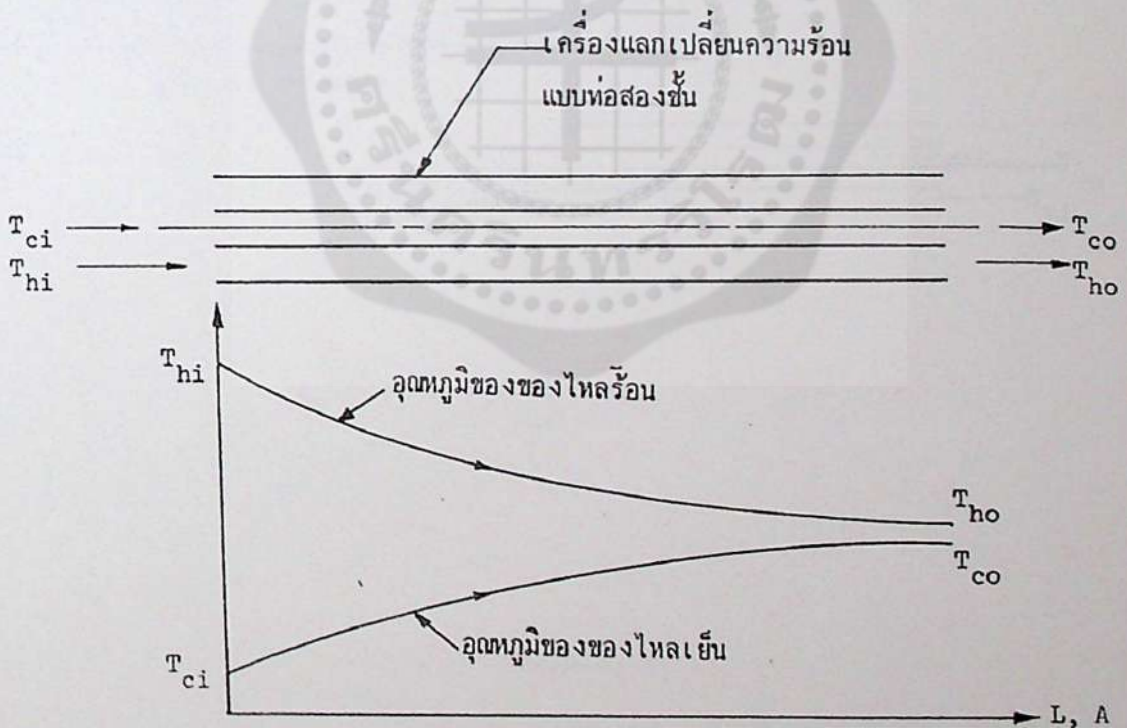
รูปที่ 2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้นแบบไหลสวนทาง (Counter flow) และแบบไหลขนาน (Parallel flow)

การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Temperature Variation)

ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของไหลจะถ่ายเทความร้อนให้แก่กัน คั้งนั้นถ้าของไหลไม่มีการเปลี่ยนสถานะ (คือเปลี่ยนจากไอเป็นของเหลวหรือของเหลวเป็นไอ) อุณหภูมิจึงมีความสำคัญมากในการคำนวณเกี่ยวกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1. การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนาน

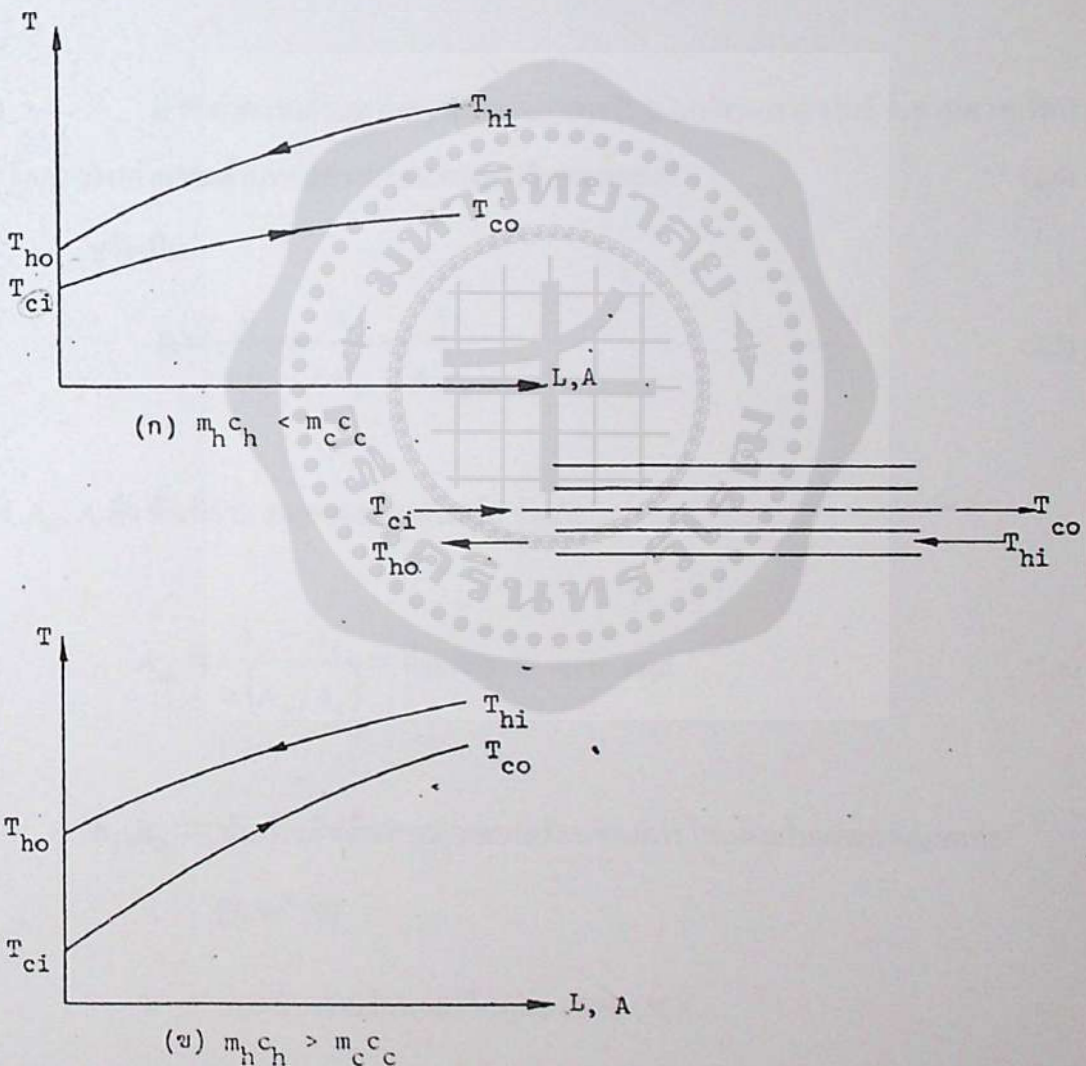
สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนาน อุณหภูมิของของไหลที่ร้อนและเย็นจะค่อย ๆ มีค่าเข้าใกล้กันถ้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีความยาวถึง ∞ อุณหภูมิทางออกของของไหลทั้งสองจะเท่ากันดังรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนาน

2. การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง เราจะมี 2 กรณีด้วยกันดังแสดงในรูปที่ 2.4 (ก) และ 2.4 (ข) ในกรณีที่แสดงไว้ในรูปที่ 4 (ก) $m_h c_h < m_c c_c$ ดังนั้นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนยาวถึง ∞ $T_{h,o}$ จะมีค่าเท่ากับ $T_{c,i}$ ในกรณีที่แสดงไว้ในรูปที่ 4 (ข) $m_h c_h > m_c c_c$ ถ้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนยาวถึง ∞ $T_{c,o}$ จะมีค่าเท่ากับ $T_{h,i}$



รูปที่ 2.4 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (U)

ในการวิเคราะห์เกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนค่าความต้านทานความร้อน (Thermal resistance) ของไหลที่ร้อนไปของไหลที่เย็นนั้นอยู่ในรูปของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนซึ่งจะได้กล่าวต่อไป

เมื่อวิเคราะห์ค่าความต้านทานความร้อน(R)ระหว่างการใช้ในและข้างนอก ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะได้สมการของค่าความต้านทานความร้อนดังนี้

$$R = \text{ค่าความต้านทานความร้อนของการไหลในท่อ} + (\text{ค่าความต้านทานความร้อนของวัสดุท่อ}) + (\text{ค่าความต้านทานความร้อนของการไหลนอกท่อ}) \quad (2.4)$$

หรือเป็น

$$R = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{t}{k A_m} + \frac{1}{A_o h_o} \quad (2.5)$$

ซึ่ง A_o, A_i คือ พื้นที่ผิวภายนอกและภายในท่อ (m^2)

$$A_m = \frac{A_o - A_i}{\ln(A_o/A_i)} = \text{logarithmic mean area} \quad (2.6)$$

h_i, h_o = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการไหลภายในและภายนอกท่อ
($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

k = การนำความร้อนของวัสดุท่อ ($W/m \cdot ^\circ C$).

R = ค่าความต้านทานความร้อนทั้งหมดจากการไหลภายในถึงการไหลภายนอก ($^\circ C/W$)

t = ความหนาของท่อ (m)

จากสมการที่ (2.5) แสดงให้เห็นว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนนั้นมีค่าขึ้นกับพื้นที่ผิวภายในหรือพื้นที่ผิวภายนอกเท่านั้นซึ่งไม่มีความเกี่ยวข้องกับความยาวเลี้ยวตัวอย่างเช่น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (U_o) พื้นที่ผิวภายนอกท่อได้สมการดังนี้

$$U_o = \frac{1}{A_o R} = \frac{1}{\left(\frac{A_o}{A_i}\right)\left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{A_o}{A_m}\right)\left(\frac{t}{k}\right) + \frac{1}{h_o}}$$

$$= \frac{1}{\left(\frac{D_o}{D_i}\right)\left(\frac{1}{h_i}\right) + \left[\frac{1}{(2k)}\right] D_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{h_o}} \quad (2.7)$$

$$\text{ซึ่ง } \frac{A_o}{A_m} = \frac{D_o}{2t} \ln \frac{D_o}{D_i}, \quad D_o - D_i = 2t \quad (2.8)$$

โดยที่ D_i และ D_o คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกของท่อ เช่นเดียวกับ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของพื้นที่ผิวภายใน (U_i)

$$U_i = \frac{1}{A_i R} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \left(\frac{A_i}{A_m}\right)\left(\frac{t}{k}\right) + \left(\frac{A_i}{A_o}\right)\left(\frac{1}{h_o}\right)}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \left[\frac{1}{(2k)}\right] D_i \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \left(\frac{D_i}{D_o}\right)\left(\frac{1}{h_o}\right)} \quad (2.9)$$

ถ้าผนังท่อมีความหนาน้อยมากเราอาจจะตัดผลกระทบจากส่วนนี้ได้ สมการจะเปลี่ยนรูปเป็น

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.10)$$

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนจะเกิดการสะสมของตะกอนคราบสกปรก ซึ่งมีผลต่อค่าความต้านทานความร้อน ค่าความสกปรกนี้จะแสดงในรูปของเฟาว์ลิง แฟคเตอร์ (Fouling factor หรือ F) มีหน่วยเป็น $m^2 \cdot ^\circ C / W$ ซึ่งจะอธิบายในหัวข้อต่อไป

เมื่อวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนที่ท่อซึ่งมีตะกอนสะสมอยู่ทั้งผิวภายในและผิวภายนอก ค่าความต้านทานความร้อน (R) ในทางการไหลสำหรับกรณีนี้เป็น

$$R = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{F_i}{A_i} + \frac{t}{k A_m} + \frac{F_o}{A_o} + \frac{1}{A_o h_o} \quad (2.11)$$

ซึ่ง F_i และ F_o คือเฟาว์ลิง แฟคเตอร์ (Fouling factor) สำหรับผิวท่อภายในและภายนอก

การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ผิวภายนอกท่อนั้น จากสมการที่ (2.11) เปลี่ยนเป็นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ผิวภายนอกได้ดังนี้

$$UA = \left[\frac{1}{h_i A_i} + \frac{F_i}{A_i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k L} + \frac{F_o}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \right]^{-1} \quad (2.12)$$

สำหรับการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนนั้นจะสามารถหาได้จากสมการ

$Nu_i = \frac{h_i D_i}{k}$ สำหรับการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อชั้นใน ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

$Nu_o = \frac{h_o D_h}{k}$ สำหรับการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อชั้นนอก ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น โดยที่ $D_h = D_o - D_i$

การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent) ในท่อกลม

ค่าตัวเลขนัสเซิลท์ (Nu_o) ในการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) และพิจารณาเฉพาะการไหลแบบเต็มท่อในท่อกลมผนังเรียบ ซึ่งหาค่ามาได้จากสมการต่าง ๆ ดังนี้

สมการ Colburn

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (2.13)$$

สมการ Dittus - Boelter นั้นก็มีความแตกต่างกันไปเล็กน้อยดังสมการ

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (2.14)$$

เมื่อ $n = 0.4$ สำหรับการทำความร้อน ($T_s > T_m$) และ 0.3 สำหรับการทำความเย็น ($T_s < T_m$) สมการเหล่านี้จะต้องมีค่าต่าง ๆ อยู่ในช่วงดังนี้

$$0.7 \leq Pr \leq 160, Re_D \geq 10,000, \frac{L}{D} \geq 10$$

สมการเหล่านี้ใช้ได้เฉพาะอุณหภูมิที่แตกต่างกันน้อย ๆ ($T_s - T_m$) ซึ่งคุณสมบัติต่าง ๆ นั้นหาได้จาก T_m สำหรับการไหลที่มีคุณสมบัติของค่าตัวเลขเพรคเดิล (Prandtl number) จะคำนวณหาค่า Nu_D ได้จากสมการของ Seider and Tate ดังนี้

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (2.15)$$

$$0.7 \leq Pr \leq 16,700, Re_D \geq 10,000, \frac{L}{D} \geq 10$$

คุณสมบัติทุกค่ายกเว้น μ , หาค่าโดยใช้คุณสมบัติที่ T_m การจะหาค่า Nu_D ต่อไปนั้น เราอาจจะใช้เงื่อนไขของอุณหภูมิที่ผิว (T_s) และ heat flux (q'')

สมการของ Petukhov

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D)Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.16)$$

ซึ่งค่า f หาได้จาก แผนภูมิมูดี้ (Moody diagram) หรือจากสมการ

$$f = (0.79 \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad (2.17)$$

สมการที่ (2.15) นั้นมี $0.5 < Pr < 2000$ และ $10^4 < Re_D < 5 \times 10^6$ หากค่าของตัวเลขเรย์โนลด์น้อยกว่า ค่า Nu_D จะหาได้จากสมการของ Gnielinski

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.18)$$

ซึ่งค่า f หาได้จาก (2.19) ช่วงที่ใช้คือ $0.5 < Pr < 2000$ และ $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$
ค่าตัวเลขนัสเซิลท์สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนสำหรับการทำโครงการนี้สรุปได้ดังตารางที่ 2.2

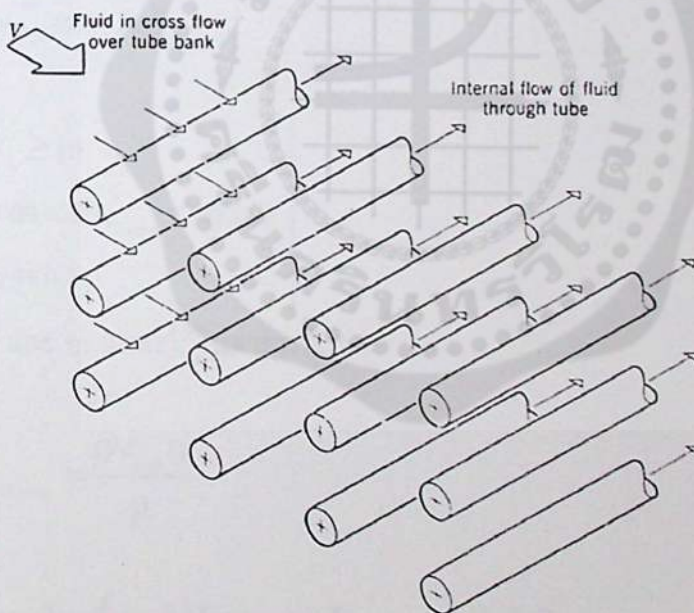
ตารางที่ 2.1 ค่าตัวเลขนัสเซิลท์สำหรับการไหลเต็มท่อแบบปั่นป่วนในท่อกลม

Nu_D	เงื่อนไขของการใช้
$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$	$0.7 \leq Pr \leq 160, Re_D \geq 10,000, \frac{L}{D} \geq 10$ $n=0.4$ ที่ $T_s > T_m$ และ $n=0.3$ ที่ $T_s < T_m$
$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	$0.7 \leq Pr \leq 16,700, Re_D \geq 10,000, \frac{L}{D} \geq 10$ $0.5 < Pr < 2000, 10^4 < Re_D < 5 \times 10^6$
$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D)Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	
$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	$0.5 < Pr < 2000, 3000 < Re_D < 5 \times 10^6$

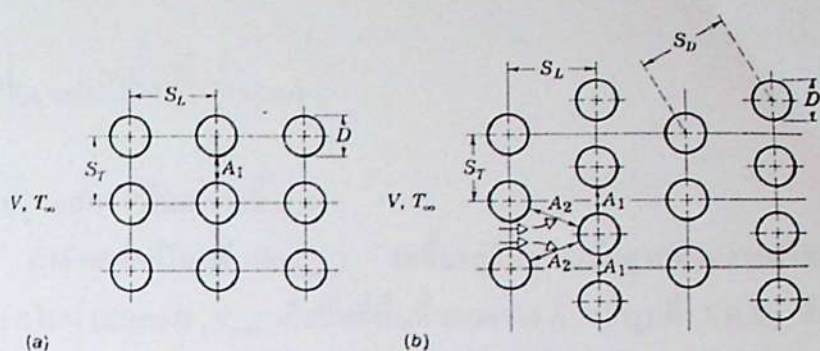
การวิเคราะห์การไหลผ่านกลุ่มท่อ

การถ่ายเทความร้อนของการไหลผ่านกลุ่มท่อนั้นจะตรงกับการใช้งานในอุตสาหกรรมจำนวนมาก เช่น เครื่องกำเนิดไอน้ำในบอยเลอร์หรือคอยล์ทำความเย็นในเครื่องปรับอากาศ ดังแสดงในรูปที่ 2.5 โดยซึ่งเป็นการไหลแบบ คลอสโฟลว์ (Cross flow) ดังแสดงในรูปที่ 2.5 ซึ่งมีการจัดเรียงท่อแบ่งเป็น 2 แบบคือ แบบ aligned and staggered โดยลักษณะการพาความร้อนจะเกิดที่บริเวณผิวท่อด้านนอกซึ่งของไหลภายนอกพาความร้อนออกจากของไหลภายในท่อ

การถ่ายเทความร้อนจะสามารถหาได้จากตำแหน่งของทิวป์ในกลุ่มที่ซึ่งในกลุ่มท่อแถวแรกนั้นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าประมาณเท่ากับการไหลแบบ Cross Flow ผ่านท่อเดียวและค่าสัมประสิทธิ์จะเพิ่มขึ้นเมื่อไหลผ่านไปในกลุ่มท่อแถวต่อไปอย่างไรก็ตามค่าสัมประสิทธิ์จะเกิดการเปลี่ยนแปลงน้อยลงเมื่อไหลเข้าไปในแถวที่ 4 และ 5



รูปที่ 2.5 โครงสร้างและลักษณะการไหลของของไหลในกลุ่มท่อแบบ คลอสโฟลว์ (cross flow)



รูปที่ 2.6 การจัดเรียงของท่อในกลุ่มท่อแบบ A) อไลน์ (Aligned) B) สแตกเกอร์ (Staggered)

สำหรับการไหลของอากาศที่ 10 แถวหรือมากกว่านั้น ($N_L \geq 10$) Grimison ได้แสดงความสัมพันธ์ไว้ดังนี้

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,max}^m \quad (2.19)$$

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re_{D,max} < 40,000 \\ Pr = 0.7 \end{array} \right]$$

ซึ่งค่าของ C_1 และ m แสดงไว้ในตารางที่ 2.3

$$Re_{D,max} = \frac{\rho v_{max} D}{\mu} \quad (2.20)$$

สามารถใช้กับของไหลอื่นๆ ได้โดยการคูณด้วย $1.13 Pr^{1/3}$ ดังนี้

$$\overline{Nu}_D = 1.13 C_1 Re_{D,max}^m Pr^{1/3} \quad (2.21)$$

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re_{D,max} < 40,000 \\ Pr \geq 0.7 \end{array} \right]$$

ค่าของคุณสมบัติทั้งหมดหาจากอุณหภูมิที่ผิว (film temperature) ถ้า $N_L < 10$ ตัวคูณจะได้อีกดังนี้

$$\overline{Nu}_D|_{(N_L < 10)} = C_2 \overline{Nu}_D|_{(N_L \geq 10)} \quad (2.22)$$

ซึ่งค่าของ C_2 แสดงไว้ในตารางที่ 2.4

ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ($Re_{D,max}$) จะขึ้นอยู่กับความเร็วสูงสุดของของไหลที่มีกลุ่มท่อที่การคิดแบบ อไลน์ (aligned), V_{max} เกิดขึ้นที่พื้นที่แนวขวาง A_1 จากรูปที่ 2.7(A) สำหรับของไหลที่อัดตัวไม่ได้

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (2.23)$$

สำหรับ สแตกเกอร์ (staggered) ความเร็วสูงสุดจะเกิดขึ้นในพื้นที่ที่ดาวแนวขวางหรือพื้นที่ตามแนวทแยงมุมดังรูปที่ 2.7(B) ที่ A_2 จะได้ว่า

$$2(S_D - D) < (S_T - D) \quad (2.24)$$

เลข 2 ที่ได้นั้นเป็นผลมาจากการแยกออกของของไหล จากพื้นที่ทาง A_1 ไป A_2 ดังนั้นค่า V_{max} จะเกิดขึ้นที่ A_2 ถ้า

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2} \quad (2.25)$$

สำหรับกรณีนี้จะได้ V_{max}

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (2.26)$$

ถ้า V_{max} เกิดขึ้นที่ A_1 ตามแบบของ สแตกเกอร์ (Staggered) ก็สามารถหาได้จากสมการของสแตกเกอร์

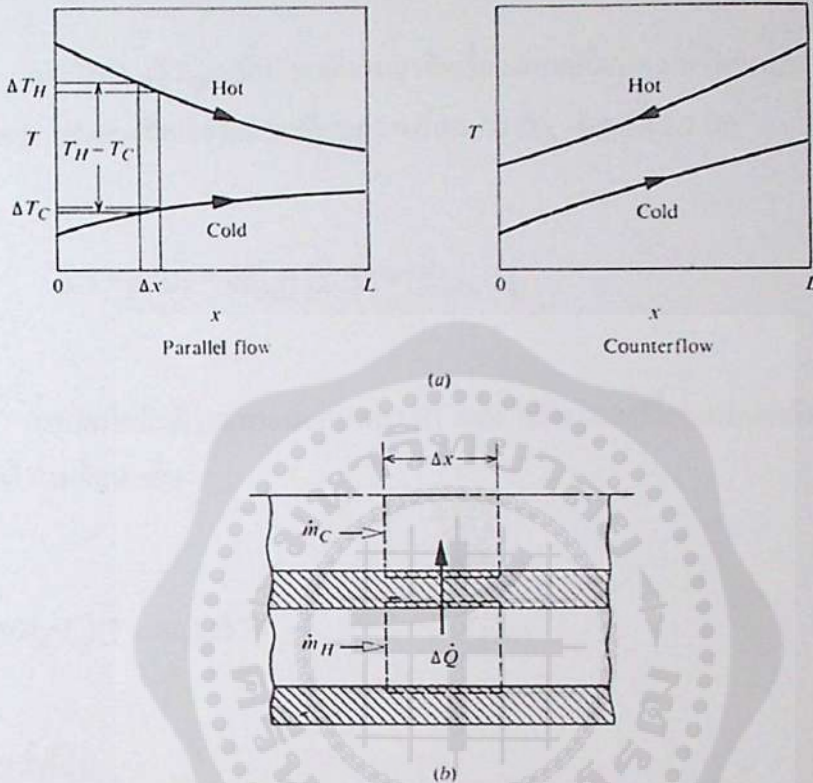
ตารางที่ 2.2 ค่าสำหรับการไหลของอากาศหนึ่งแถวของท่อ 10 ท่อหรือมากกว่านั้น
(ใช้ในสมการที่(2.21) และ (2.23))

S_L/D	S_T/D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
อไลน์ (Aligned)								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
สแตกเกอร์ (Staggered)								
0.600	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
0.900	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-
1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

ตารางที่ 2.3 ค่า C_2 สำหรับสมการที่ (2.24)

N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Aligned	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Staggered	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

ผลต่างอุณหภูมิเชิงล็อก (The logarithmic Temperature Difference)



รูปที่ 2.7 (a) การแปรผันของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Parallel flow และ Counter flow :เฉพาะในกรณีของ LMTD เท่านั้น (b) Control volume เล็กๆภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ coaxial-tube parallel flow

จากรูปที่ 2.7 (a) ซึ่งแสดงถึงอุณหภูมิของน้ำร้อนและน้ำเย็น คือ T_H และ T_C ตามลำดับภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ parallel flow และ counter flow ความแตกต่างอุณหภูมิสำหรับการถ่ายเทความร้อนจากน้ำร้อนไปน้ำเย็น คือ $T_H - T_C$ ซึ่งขึ้นอยู่กับความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ยกตัวอย่างเช่น ในกรณีของ parallel flow นั้น $T_H - T_C$ จะลดลงเรื่อย ๆ ตลอดทั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากทางเข้าถึงทางออก การถ่ายเทความร้อนรวมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอาจจะเขียนได้ดังนี้

$$Q = UPL\Delta T_{LMTD} \quad (2.29)$$

ในการหา ΔT_{LMTD} นั้น เราพิจารณาที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ parallel flow และทำ energy balance ที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนยาว Δx ดังรูปที่ 2.7 (b)

$$\Delta Q = m\Delta h = mC_p\Delta T; \Delta T = T|_{x+\Delta x} - T|_x \quad (2.30)$$

กำหนดให้ไม่มีงานภายนอกมากระทำ และไม่คิดการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ และพลังงานศักย์ สำหรับน้ำเย็น

$$UP\Delta x(T_H - T_C) = (mC_p)_C\Delta T_C \quad (2.31a)$$

และสำหรับน้ำร้อน

$$-UP\Delta x(T_H - T_C) = (mC_p)_H\Delta T_H \quad (2.31b)$$

สมมติให้ $C = mC_p$ (J/K·s) คือ flow thermal capacity ของน้ำ

จากสมการที่ (2.31) แสดงให้เห็นว่าค่า C นั้น จะเพิ่มหรือลดขึ้นอยู่กับการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ 1K หากสมการที่ (2.31) ด้วย Δx และให้ $\Delta x \rightarrow 0$ จะได้ดังนี้คือ

$$C_C \frac{dT_C}{dx} = UP(T_H - T_C) \quad (2.32a)$$

$$C_H \frac{dT_H}{dx} = -UP(T_H - T_C) \quad (2.32b)$$

นำสมการที่ (2.32a) ลบออกจาก(2.32b) จะได้

$$\frac{d(T_H - T_C)}{T_H - T_C} = -UP \left(\frac{1}{C_H} + \frac{1}{C_C} \right) dx \quad (2.33)$$

อินทิเกรตจาก $x=0$ ถึง $x=L$

$$\ln \left[\frac{T_{H,L} - T_{C,L}}{T_{H,0} - T_{C,0}} \right] = - \int_0^L UP \left(\frac{1}{C_H} + \frac{1}{C_C} \right) dx \quad (2.34)$$

กำหนดให้ UP และ fluid specific heads คงที่ ดังนั้น

$$\ln \left[\frac{T_{H,L} - T_{C,L}}{T_{H,0} - T_{C,0}} \right] = -UPL \left(\frac{1}{C_H} + \frac{1}{C_C} \right) \quad (2.35)$$

เมื่อ Exchanger energy balance คือ

$$(mC_P)_H (T_{H,0} - T_{H,L}) = Q = (mC_P)_C (T_{C,L} - T_{C,0}) \quad (2.36)$$

เมื่อ $C_H = \frac{Q}{T_{H,0} - T_{H,L}}$, $C_C = \frac{Q}{T_{C,L} - T_{C,0}}$

แทนลงในสมการที่ (2.32) จะได้

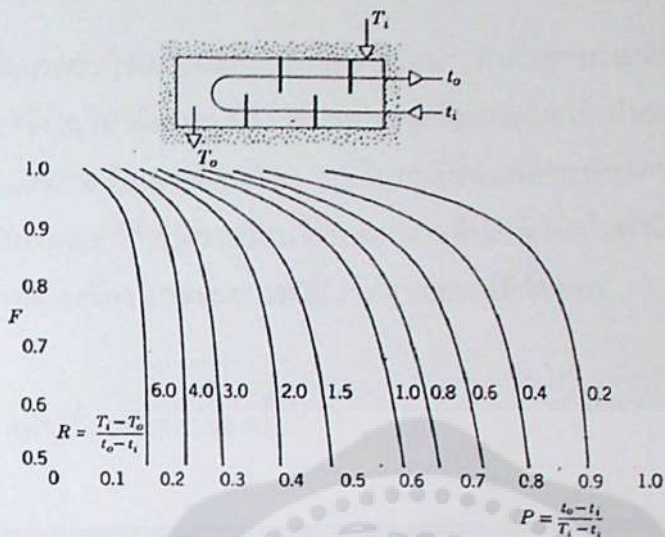
$$Q = UPL \left[\frac{(T_{H,L} - T_{C,L}) - (T_{H,0} - T_{C,0})}{\ln \left[\frac{(T_{H,L} - T_{C,L})}{(T_{H,0} - T_{C,0})} \right]} \right] \quad (2.37)$$

เปรียบเทียบกับสมการที่ (2.31) กับ (2.26) จะได้สูตรของ ΔT_{LMTD} ดังนี้

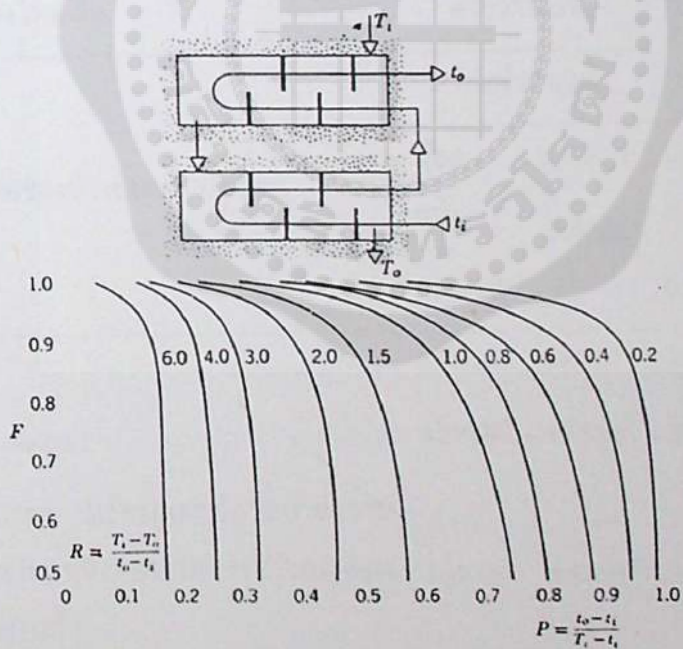
$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_H - T_C)_L - (T_H - T_C)_0}{\ln[(T_H - T_C)_L / (T_H - T_C)_0]} \quad (2.38)$$

ΔT_{LMTD} คือ log mean temperature difference หรืออาจจะเรียกว่า LMTD ถ้าลองกลับไปพิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ counter flow จะได้สมการในลักษณะเดียวกันนี้

โดยทั่วไป เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ต้องเลือกจำนวนเที่ยวการไหลของของไหลในเซลล์ และจำนวนเที่ยวการไหลของของไหลในท่อ ให้เหมาะสมกับประเภทและความเร็วของของไหลที่ใช้ ผลก็คือ การไหลแบบสวนทางอย่างสมบูรณ์แทบจะไม่เกิดขึ้นเลย ด้วยเหตุนี้จึงมีความจำเป็นต้องคูณผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย ΔT_{LMTD} ที่คำนวณได้ด้วยตัวคูณชดเชยค่าที่เหมาะสม เพื่อให้ได้ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยที่ถูกต้องสำหรับใช้คำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ตัวคูณชดเชยนี้มีชื่อเรียกเต็มว่า ตัวคูณชดเชยสำหรับหาผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย และมีค่าขึ้นกับจำนวนเที่ยวของการไหลในเซลล์และจำนวนเที่ยวการไหลในท่อ ตัวคูณชดเชยสำหรับหาผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยนี้สามารถเขียนเป็นฟังก์ชันของอัตราส่วนระหว่างผลต่างของอุณหภูมิของของไหลในท่อที่ทางออกและทางเข้ากับผลต่างของอุณหภูมิของของไหลทั้งสองที่ปากทางเข้า $(P = \frac{t_o - t_i}{T_o - t_i})$ และอัตราส่วนระหว่างผลต่างของอุณหภูมิที่ปากทางเข้าออกของของไหลทั้งสองชนิด $(R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i})$ รูปที่ 2.8 แสดงตัวอย่างของค่าตัวคูณชดเชยสำหรับหาผลอุณหภูมิเฉลี่ยของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



(a)



(b)

รูปที่ 2.8 ตัวคูณชดเชยสำหรับหาค่าต่างอุณหภูมิเฉลี่ย (a) one shell , (b) two shell

เฟวว์ลิ่งแฟคเตอร์ (Fouling Factor)

เมื่อแรกเริ่มใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ผิวถ่ายเทความร้อนจะยังสะอาดและใหม่ อยู่ แต่หลังจากใช้งานไปได้ระยะหนึ่ง สิ่งสกปรกจะเริ่มเกาะติดที่ผิวถ่ายเทความร้อน ทำให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนลดต่ำลงเรื่อย ๆ ในกรณีที่ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ใช้ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้มาจากการคำนวณโดยไม่คำนึงถึงผลเสียที่เกิดจากสิ่งเปรอะเปื้อน การเดินเครื่องในระยะแรกจะเป็นไปตามเกณฑ์ที่ต้องการ

ตารางที่ 2.4 ค่าเฟวว์ลิ่งแฟคเตอร์ของน้ำ

เฟวว์ลิ่งแฟคเตอร์ของน้ำ ($m^2.K/W$)				
อุณหภูมิของของไหลร้อน	จนถึง 390K		390K ถึง 480K	
	ต่ำกว่า 325K		สูงกว่า 325K	
อุณหภูมิของของไหลเย็น	ความเร็วของน้ำ		ความเร็วของน้ำ	
	น้อยกว่า 0.9m/s	มากกว่า 0.9m/s	น้อยกว่า 0.9m/s	มากกว่า 0.9m/s
ประเภทของน้ำระบายความร้อน	น้อยกว่า 0.9m/s	มากกว่า 0.9m/s	น้อยกว่า 0.9m/s	มากกว่า 0.9m/s
น้ำทะเล	8.8×10^{-5}	8.8×10^{-5}	1.8×10^{-4}	1.8×10^{-4}
น้ำเสีย (Waste water)	3.5×10^{-4}	1.8×10^{-4}	5.3×10^{-4}	3.5×10^{-4}
น้ำจากหอระบายความร้อนและบ่อระบายความร้อนที่ใช้หมุนเวียนหลังจากผ่านการปรับปรุงคุณภาพ (Treatment) แล้ว	1.8×10^{-4}	1.8×10^{-4}	3.5×10^{-4}	3.5×10^{-4}
โดยไม่ผ่านการปรับปรุงคุณภาพ	5.31×10^{-4}	5.3×10^{-4}	8.8×10^{-4}	7.0×10^{-4}
น้ำประปา และน้ำบ่อ	1.8×10^{-4}	1.8×10^{-4}	3.5×10^{-4}	3.5×10^{-4}

ตารางที่ 2.4 ค่าเฟว์ดิงแฟคเตอร์ของน้ำ(ต่อ)

เฟว์ดิงแฟคเตอร์ของน้ำ ($m^2 \cdot K/W$)				
อุณหภูมิของของไหลร้อน	จนถึง 390K		390K ถึง 480K	
อุณหภูมิของของไหลเย็น	ต่ำกว่า 325K		สูงกว่า 325K	
ประเภทของน้ำระบายความร้อน	ความเร็วของน้ำ		ความเร็วของน้ำ	
	น้อยกว่า 0.9m/s	มากกว่า 0.9m/s	น้อยกว่า 0.9m/s	มากกว่า 0.9m/s
น้ำทะเลสาป	1.8×10^{-4}	1.8×10^{-4}	3.5×10^{-4}	3.5×10^{-4}
น้ำแม่น้ำ (ค่าอย่างน้อยที่สุด)	3.5×10^{-4}	1.8×10^{-4}	5.3×10^{-4}	3.5×10^{-4}
น้ำโคลน	5.3×10^{-4}	3.5×10^{-4}	7.0×10^{-4}	5.3×10^{-4}
น้ำกระด้าง (มากกว่า 312 mg/l)	5.3×10^{-4}	5.3×10^{-4}	8.8×10^{-4}	1.8×10^{-4}
น้ำจากปลอกหุ้มเครื่องยนต์ (engine jacket)	1.8×10^{-4}	1.8×10^{-4}	1.8×10^{-4}	1.8×10^{-4}
น้ำกลั่น	8.8×10^{-5}	8.8×10^{-5}	8.8×10^{-5}	8.8×10^{-5}
น้ำเติมหม้อไอน้ำ (Boiler) ที่ผ่านการปรับปรุงคุณภาพแล้ว	1.8×10^{-4}	8.8×10^{-5}	1.8×10^{-4}	1.8×10^{-4}

ประสิทธิภาพ (Effectiveness) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (E)

ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ อัตราส่วนระหว่างความร้อนที่ถ่ายเทจริงๆ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะถ่ายเทได้มากที่สุด

จะเห็นได้ว่าความร้อนจะถ่ายเทได้มากที่สุด เมื่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบไหลสวนทาง จากรูปที่ 2.3 จะเห็นว่าในเครื่องแลกเปลี่ยนแบบไหลขนาน อุณหภูมิของของไหลที่อุณหภูมิต่ำกว่าจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น และเข้าใกล้อุณหภูมิของของไหลที่ร้อนกว่าตอนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หรืออาจจะกล่าวได้ว่า $T_{C,o}$ จะต้องน้อยกว่า $T_{H,o}$ เสมอ แต่จากรูปที่ 2.4 จะเห็นว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบไหลสวนทางเป็นไปได้ที่ $T_{C,o}$ จะต้องมากกว่า $T_{H,o}$

ในกรณีที่ $m_C c_C > m_H c_H$ (รูปที่ 2.4) ความร้อนที่ถ่ายเทจริง ๆ เท่ากับ $m_H c_H (T_{H,i} - T_{H,o})$

ความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้จะถ่ายเทได้มากที่สุด เมื่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้มีความยาวเป็น ∞ นั่นก็คือ $T_{H,o} \rightarrow T_{C,i}$

ดังนั้นความร้อนที่ถ่ายเทมากที่สุด = $m_H c_H (T_{H,i} - T_{C,i}) = (mc)_{\min} (T_{H,i} - T_{C,i})$

ดังนั้นประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเขียนได้ดังนี้คือ

$$E = \frac{m_H c_H (T_{H,i} - T_{H,o})}{(mc)_{\min} (T_{H,i} - T_{C,i})} \quad (2.39)$$

ในทำนองเดียวกันในกรณีที่ $m_H c_H < m_C c_C$

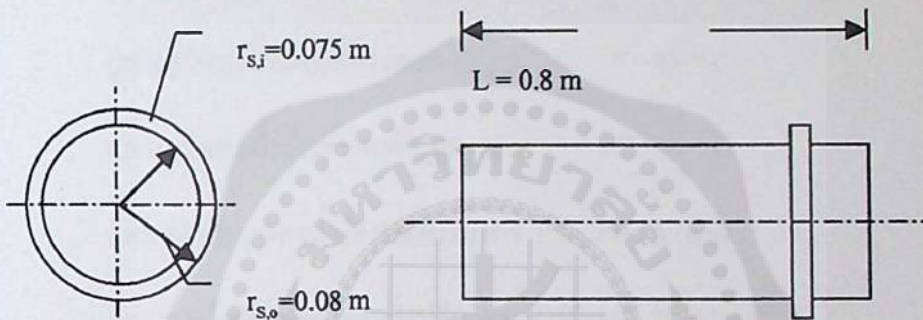
$$E = \frac{m_C c_C (T_{C,o} - T_{C,i})}{(mc)_{\min} (T_{H,i} - T_{C,i})} \quad (2.40)$$

บทที่ 3

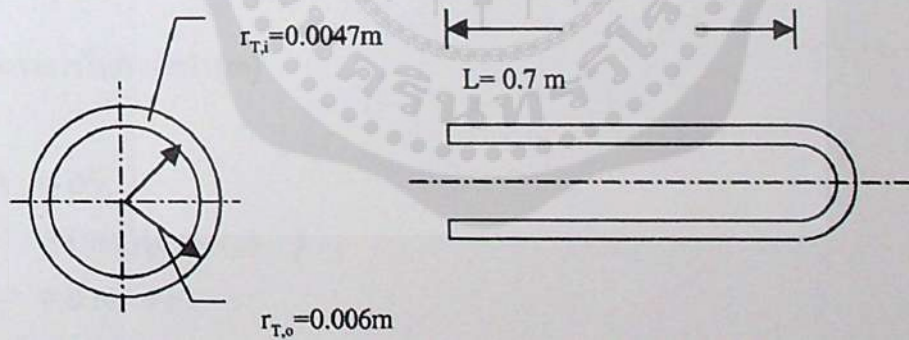
การคำนวณและออกแบบ

Shell and tube Heat exchanger

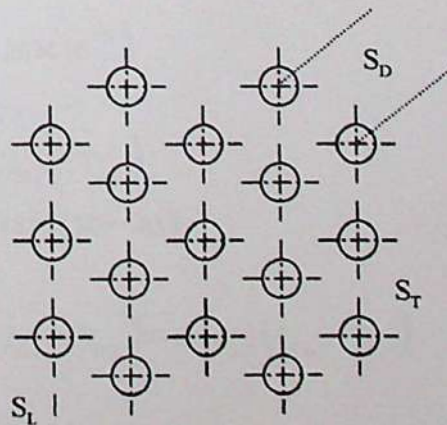
ขนาดของ shell



ขนาดของ tube



การเรียงตัวของ tube



$$N_L = 3$$

$$N = 16$$

$$D = 0.0095 \text{ m}$$

$$S_D = 0.02146 \text{ m}$$

$$S_T = 0.0199 \text{ m}$$

$$S_L = 0.0192 \text{ m}$$

กำหนดให้ อุณหภูมิของน้ำร้อนที่ทางเข้า ($T_{H,i}$) = 50 °C

อุณหภูมิของน้ำร้อนที่ทางออก ($T_{H,o}$) = 43 °C

อุณหภูมิของน้ำเย็นที่ทางเข้า ($T_{C,i}$) = 33 °C

อัตราการไหลของน้ำร้อนเชิงปริมาตร (\dot{V}_H) = 0.16 l/s

อัตราการไหลของน้ำเย็นเชิงปริมาตร (\dot{V}_C) = 0.26 l/s

เฟว์ถึงแฟคเตอร์ (F) = $1.8 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

การหาอัตราการไหลของน้ำ (m)

$$\begin{aligned} \dot{m}_H &= \rho \dot{V}_H \\ &= (998)(0.16 \times 10^{-3}) \\ &= 0.16 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_C &= \rho \dot{V}_C \\ &= (998)(0.26 \times 10^{-3}) \\ &= 0.26 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}_H c_{p,H} (T_{H,i} - T_{H,o}) \\ &= 0.16 \times 4.18 \times (50 - 43) \\ &= 4.68 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_H c_{p,H} (T_{H,i} - T_{H,o}) = \dot{m}_C c_{p,C} (T_{C,o} - T_{C,i})$$

$$\begin{aligned}
 T_{C,o} &= T_{C,i} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_C c_{p,C}} \\
 &= 33 + \frac{4.68}{(0.26)(4.18)} \\
 &= 37.31 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

ดังนั้นจะได้คุณสมบัติต่างของน้ำดังนี้

น้ำร้อน : $\bar{T}_H = 319.65\text{K}$, $\mu = 580.78 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$
 $k = 639.58 \times 10^{-3} \text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$, $\text{Pr} = 3.80$

น้ำเย็น : $\bar{T}_C = 308.31\text{K}$, $\mu = 721.77 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$
 $k = 625.17 \times 10^{-3} \text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$, $\text{Pr} = 4.83$

การหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายใน (h_i)

$$\text{Re}_D = \frac{\rho v D_i}{\mu} = \frac{\rho \dot{V}_H D_i}{A \mu} = \frac{998 \left(1.57 \times 10^{-4} / 16\right) \times 0.0095}{\frac{\pi}{4} (0.0095)^2 (580.78 \times 10^{-6})} = 2260$$

จากสมการที่ (2.13)

$$\text{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668(D/L) \text{Re}_D \text{Pr}}{1 + 0.04[(D/L) \text{Re}_D \text{Pr}]^{2/3}}$$

$$\text{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668(0.0095/1.4)(2260)(3.80)}{1 + 0.04[(0.0095/1.4)(2260)(3.80)]^{2/3}}$$

$$= 3.66 + \frac{3.89}{1.60}$$

$$= 6.09$$

$$h_i = \frac{\text{Nu}_D k}{D} = \frac{(6.09)(639.58 \times 10^{-3})}{0.0095} = 410.00 \text{ W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$$

การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอก (h_o)

$$V_\infty = \frac{\dot{V}_c}{A} = \frac{(0.26 \times 10^{-3})}{\frac{\pi}{4}(0.0254)^2} = 0.52 \text{ m/s}$$

$$V_{\max} = \frac{V_\infty S_T}{2(S_D - D)} = \frac{(0.52)(0.0199)}{2(0.02146 - 0.0095)} = 0.43 \text{ m/s}$$

$$Re_D = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu} = \frac{(998)(0.43)(0.0095)}{721.17 \times 10^{-6}} = 5653$$

$$Nu_{D(N_L \geq 10)} = 1.13 C_1 Re_D^m Pr^{1/3}$$

จากตารางที่ 2.3

$$C_1 = 0.48, m = 0.56$$

จากตารางที่ 2.4

$$C_2 = 0.95$$

$$Nu_{D(N_L \geq 10)} = 1.13(0.48)(5653^{0.56})(4.83^{1/3})$$

$$= 115.77$$

$$Nu_{D(N_L \geq 10)} = C_2 Nu_{D(N_L \geq 10)}$$

$$= (0.95)115.77 = 109.98$$

$$h_o = \frac{Nu_D k}{D} = \frac{(109.98)(625.17 \times 10^{-3})}{0.0095} = 7237.49 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

การหา overall heat transfer coefficient (U)

$$UA = \left[\frac{1}{h_i A_i} + \frac{F_i}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{F_o}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \right]^{-1}$$

$$\begin{aligned}
 &= \left[\frac{1}{(410)(0.67)} + \frac{1.8 \times 10^{-4}}{0.67} + (16) \frac{\ln(0.012/0.0095)}{2\pi(205 \times 1.4)} + \frac{1.8 \times 10^{-4}}{0.84} \right]^{-1} \\
 &\quad + \left[\frac{1}{(7237.49)(0.84)} \right]^{-1} \\
 &= \left(3.64 \times 10^{-3} + 2.68 \times 10^{-4} + 2.07 \times 10^{-3} + 2.14 \times 10^{-4} + 1.64 \times 10^{-4} \right)^{-1} \\
 &= 157.33 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}
 \end{aligned}$$

การหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน

การไหลแบบสวนทาง

$$\Delta T_{\text{LMTD,CF}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{12.69 - 10}{\ln \frac{12.69}{10}} = 11.29$$

หาค่า Correction factor (F) จากรูปที่ 2.8 (a)

$$R = \frac{43 - 50}{33 - 50} = 0.41$$

$$R = \frac{33 - 37.16}{43 - 50} = 0.59$$

$$F = 0.97$$

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= UAF\Delta T_{LMTD,CF} \\ &= (157.33)(0.97)(11.29) \\ &= 1.72 \text{ kW}\end{aligned}$$

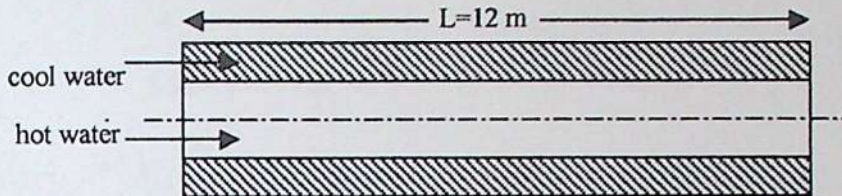
การไหลแบบขนาน

ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะเท่ากับการไหลแบบสวนทาง

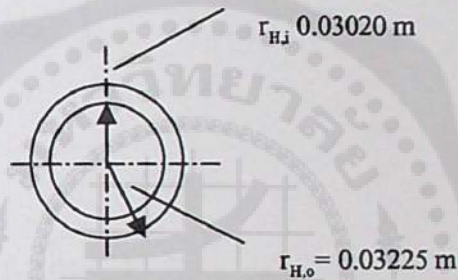


Concentric tube Heat Exchanger

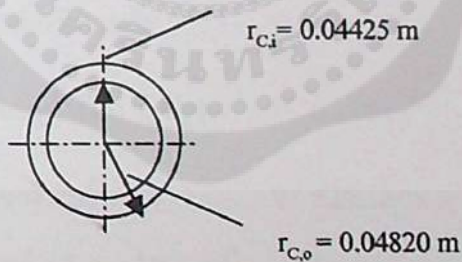
ขนาดเครื่อง



ท่อน้ำร้อน (ท่อนใน)



ท่อน้ำเย็น (ท่อนอก)



การหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อน

$$\begin{aligned} D_h &= D_{C,i} - D_{H,o} \\ &= 0.0885 - 0.0645 \end{aligned}$$

$$D_h = 0.024 \text{ m}$$

$$L = 12 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} A_{C,H} &= \frac{\pi}{4} D_{H,i}^2 \\ &= \frac{\pi}{4} (0.0604)^2 \\ &= 2.86 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{C,C} &= A_{C,i} - A_{H,o} \\ &= \frac{\pi}{4} (D_{C,i}^2 - D_{H,o}^2) \\ &= \frac{\pi}{4} (0.0885^2 - 0.0645^2) \\ &= 2.88 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

กำหนดให้

$$\begin{aligned} \text{อุณหภูมิของน้ำร้อนที่ทางเข้า } (T_{H,i}) &= 50 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{อุณหภูมิของน้ำร้อนที่ทางออก } (T_{H,o}) &= 40 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{อุณหภูมิของน้ำเย็นที่ทางเข้า } (T_{C,i}) &= 32 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{อัตราการไหลของน้ำร้อน } (\dot{V}_H) &= 0.15 \text{ l/s} \\ \text{อัตราการไหลของน้ำเย็น } (\dot{V}_C) &= 0.26 \text{ l/s} \\ \text{เฟววีลิ่งแฟกเตอร์ } (F) &= 1.8 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \end{aligned}$$

การหาอัตราการไหลของน้ำ (\dot{m})

$$\begin{aligned} \dot{m}_H &= \rho \dot{V}_H \\ &= (998)(0.15 \times 10^{-3}) \\ &= 0.15 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_C &= \rho \dot{V}_C \\ &= (998)(0.26 \times 10^{-3}) \end{aligned}$$

$$= 0.26 \text{ kg/s}$$

$$\text{จาก } \dot{Q}_H = \dot{m}_H c_{p,H} (\Delta T_H)$$

$$= (0.152)(4.18)(50 - 40)$$

$$= 6.35 \text{ kW}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_H c_{p,H} (T_{H,i} - T_{H,o}) = \dot{m}_C c_{p,C} (T_{C,o} - T_{C,i})$$

$$T_{C,o} = T_{C,i} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_C c_{p,C}}$$

$$= 32 + \frac{6.35}{(0.26)(4.18)}$$

$$= 37.74 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ดังนั้นจะได้คุณสมบัติต่างของน้ำดังนี้

$$\text{น้ำร้อน: } \bar{T}_H = 318.15\text{K}, \quad \mu = 596.98 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$$

$$k = 637.78 \times 10^{-3} \text{ W/m}\cdot\text{K}, \quad \text{Pr} = 3.93$$

$$\text{น้ำเย็น: } \bar{T}_C = 308.02\text{K}, \quad \mu = 724.33 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$$

$$k = 624.83 \times 10^{-3} \text{ W/m}\cdot\text{K}, \quad \text{Pr} = 4.85$$

การหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายใน (h_i)

$$\text{Re}_D = \frac{\rho v D_i}{\mu} = \frac{\rho \dot{V}_H D_i}{A \mu} = \frac{(998)(1.52 \times 10^{-4})(0.0604)}{(2.86 \times 10^{-3})(598.98 \times 10^{-6})} = 5848$$

$$f = (0.79 \ln \text{Re}_D - 1.64)^{-2}$$

$$= (0.79 \ln 5848 - 1.64)^{-2}$$

$$= 0.037$$

$$\begin{aligned} \text{Nu}_D &= \frac{(f/8)(\text{Re}_D - 1000) \text{Pr}}{1 + 12.7(f/8)^{1/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \\ &= \frac{(0.037/8)(5848 - 1000)(3.93)}{1 + 12.7(0.037/8)^{1/2} (3.93^{2/3} - 1)} \\ &= \frac{88.12}{2.29} \end{aligned}$$

$$= 38.48$$

จาก $Nu_D = \frac{h_i D_i}{k}$

$$h_i = \frac{Nu_D k}{D_i} = \frac{(38.48)(637.78 \times 10^{-3})}{0.0604} = 406.32 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนนอกท่อ (h_o)

$$Re_D = \frac{\rho v D_h}{\mu} = \frac{\rho \dot{V}_c D_h}{A \mu} = \frac{(998)(2.65 \times 10^{-4})(0.024)}{(2.88 \times 10^{-3})(724.3 \times 10^{-6})} = 3043$$

$$f = (0.79 \ln Re_D - 1.64)^{-2}$$

$$= (0.79 \ln 3043 - 1.64)^{-2}$$

$$= 0.045$$

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$$

$$= \frac{(0.045/8)(3043 - 1000)(4.85)}{1 + 12.7(0.045/8)^{1/2} (4.85^{2/3} - 1)}$$

$$= \frac{55.74}{2.78}$$

$$= 20.05$$

จาก

$$Nu_D = \frac{h_o D_h}{k}$$

$$h_o = \frac{Nu_D k}{D_h} = \frac{(20.05)(624.83 \times 10^{-3})}{0.024} = 522 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

การหา overall heat transfer coefficient (U)

$$\begin{aligned}
 UA &= \left[\frac{1}{h_i A_i} + \frac{F_i}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{F_o}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \right]^{-1} \\
 &= \left[\frac{1}{(406.32)(2.277)} + \frac{1.8 \times 10^{-4}}{2.277} + \frac{\ln(0.0645/0.0604)}{2\pi(205 \times 12)} + \frac{1.8 \times 10^{-4}}{2.432} + \frac{1}{(522)(2.432)} \right]^{-1} \\
 &= (1.08 \times 10^{-3} + 7.91 \times 10^{-5} + 4.25 \times 10^{-6} + 7.4 \times 10^{-5} + 7.87 \times 10^{-4})^{-1} \\
 &= 493.98 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}
 \end{aligned}$$

การหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน

การไหลแบบขนาน

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{LMTD} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \\
 &= \frac{(50 - 32) - (40 - 37.74)}{\ln \frac{(50 - 32)}{(40 - 37.74)}}
 \end{aligned}$$

$$= 7.59$$

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{LMTD}$$

$$= (493.98)(7.59)$$

$$= 3.75 \text{ kW}$$

การไหลแบบสวนทาง

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$= \frac{(50 - 37.74) - (40 - 32)}{\ln \frac{12.26}{8}}$$

$$= 9.98$$

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{LMTD}$$

$$= (493.98)(9.98)$$

$$= 4.93 \text{ kW}$$

บทที่ 4

อุปกรณ์ วิธีการทดลอง และผลการทดลอง

เนื่องจากการติดตั้งอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในการใช้งานจริงนั้นสภาวะต่าง ๆ มีผลทำให้มีการเปลี่ยนแปลงต่างกัน ดังนั้นค่าตัวแปรต่าง ๆ ที่มีผลกระทบต่อการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีดังนี้

1. แบบการไหลของน้ำ (ไหลขนานหรือไหลสวนทาง)
2. อัตราการไหลของน้ำ
3. อุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำร้อน
4. การต่อ Shell แบบอนุกรมหรือขนาน (Shell and tube heat exchanger)

วิธีการทดลอง

เนื่องจากเราไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิที่ทางเข้าให้คงที่เป็นเวลานาน ๆ ได้ ดังนั้นทางผู้จัดทำได้เสนอวิธีการปรับอุณหภูมิที่ต้องการไว้ที่ภาคผนวกที่ 1 ซึ่งในการทดลองทุกตอนจะมีวิธีการเหมือนกัน

เพื่อความแม่นยำของผลการทดลองเวลาที่ใช้ในการอ่านค่าอุณหภูมิแต่ละจุดนั้นก็คือเวลาที่ของไหล ณ อัตราการไหลนั้นไหลไปถึงจุดวัดอุณหภูมิแต่ละจุด ซึ่งเวลาที่ใช้ในการวัดอุณหภูมิทุกจุดของแต่ละอัตราการไหลนั้นแสดงไว้ในตารางภาคผนวกที่ 1.1 และ 1.2

การทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell and tube

หมายเหตุ การทดลองตอนที่ 1-3 ปรับการไหลของน้ำเข้าเพียง 1 shell

การทดลองที่ 4.1 การศึกษาผลกระทบของอัตราการไหลกับอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยเพิ่มอัตราการไหลของน้ำร้อนเท่ากับน้ำเย็น ($\dot{V}_H = \dot{V}_C$) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และ ทิวป์ เป็นการไหลแบบสวนทาง

1. ปรับการไหลให้เป็นแบบสวนทาง

2. ปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนเป็น 200 l/h
3. ปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นเป็น 200 l/h
4. ปรับอุณหภูมิน้ำร้อน 50°C
5. บันทึกอุณหภูมิทั้ง 4 จุด (จุด 1, 2 ของทั้งน้ำร้อนและเย็น)
6. คำนวณค่าอัตราการไหล เปลี่ยนอัตราการไหลของทั้งน้ำร้อนและน้ำเย็นเป็น 400 l/h , 600 l/h , 800 l/h และ 1000 l/h ตามลำดับแล้วทำการทดลองเหมือนข้อที่ 2-5

การทดลองที่ 4.2 การศึกษาผลกระทบของอัตราการไหลกับอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยให้อัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่ ($\dot{V}_c = 0.17 \text{ l/s}$) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และทิวป์ เป็นการไหลแบบสวนทาง

1. ปรับการไหลให้เป็นแบบสวนทาง
2. ปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นเป็น 600 l/h
3. ปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนเป็น 200 l/h
4. ปรับอุณหภูมิน้ำร้อน 50°C
5. บันทึกอุณหภูมิทั้ง 4 จุด (จุด 1, 2 ของทั้งน้ำร้อนและเย็น)
6. คำนวณค่าอัตราการไหล เปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำร้อนเป็น 400 l/h , 600 l/h , 800 l/h และ 1000 l/h ตามลำดับแล้วทำการทดลองเหมือนข้อที่ 2-5

การทดลองที่ 4.3 การศึกษาผลกระทบของอัตราการไหลกับอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยให้อัตราการไหลของน้ำร้อนคงที่ ($\dot{V}_H = 0.17 \text{ l/s}$) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และทิวป์ เป็นการไหลแบบสวนทาง

1. ปรับการไหลให้เป็นแบบสวนทาง
2. ปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนเป็น 600 l/h
3. ปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นเป็น 200 l/h
4. ปรับอุณหภูมิน้ำร้อน 50°C
5. บันทึกอุณหภูมิทั้ง 4 จุด (จุด 1, 2 ของทั้งน้ำร้อนและเย็น)
6. คำนวณค่าอัตราการไหล เปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำเย็นเป็น 400 l/h , 600 l/h , 800 l/h และ 1000 l/h ตามลำดับแล้วทำการทดลองเหมือนข้อที่ 2-5

การทดลองที่ 4.4 การศึกษาผลกระทบของการไหลแบบขนานและแบบสวนทางกับอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และทิวป์ ($\dot{V}_H = 0.17 \text{ l/s}$, $\dot{V}_C = 0.28 \text{ l/s}$)

1. ปรับการไหลให้เป็นแบบขนาน
2. ปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนเป็น 600 l/h และน้ำเย็นเป็น 1000 l/h
3. ปรับอุณหภูมิน้ำร้อน 50°C
4. บันทึกค่าอุณหภูมิทั้ง 4 จุด (จุด 1, 2 ของทั้งน้ำร้อนและเย็น)
5. ปรับการไหลเป็นแบบสวนทาง แล้วทำการทดลองเหมือนข้อที่ 2-4

การทดลองที่ 4.5 การศึกษาผลกระทบของผลต่าง ของอุณหภูมิกับอัตราการถ่ายเทความร้อน ($\dot{V}_H = \dot{V}_C = 0.17 \text{ l/s}$) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และทิวป์ เป็นการไหลแบบสวนทาง

1. ปรับอัตราการไหลเป็นแบบสวนทาง
2. ปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนเป็น 600 l/h และน้ำเย็นเป็น 600 l/h
3. ปรับอุณหภูมิน้ำร้อนเป็น 40°C
4. บันทึกค่าอุณหภูมิทั้ง 4 จุด (จุด 1, 2 ของทั้งน้ำร้อนและเย็น)
5. คำนวณค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน
6. เปลี่ยนค่าอุณหภูมิน้ำร้อนเป็น 45°C , 50°C และ 55°C ตามลำดับแล้วทำการ

ทดลองเหมือนข้อที่ 2-5

การทดลองที่ 4.6 การศึกษาผลกระทบของการต่ออนุกรมและการต่อขนานกับอัตราการถ่ายเทความร้อน ($\dot{V}_H = \dot{V}_C = 0.17 \text{ l/s}$) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และทิวป์ เป็นการไหลแบบสวนทาง

1. ปรับการไหลเป็นแบบสวนทาง และเปิดวาล์วให้น้ำไหลเข้าทั้ง 2 shell โดยปรับให้ Shell ต่อกันแบบอนุกรม

2. ปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนเป็น 600 l/h และน้ำเย็นเป็น 600 l/h
3. ปรับอุณหภูมิน้ำร้อนเป็น 50°C
4. บันทึกค่าอุณหภูมิทั้ง 8 จุด
5. คำนวณค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน
6. ปรับวาล์วให้ Shell ต่อกันแบบอนุกรม และทำการทดลองเหมือนข้อที่ 2-5

การทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Concentric tube

การทดลองที่ 4.7 การศึกษาผลกระทบของอัตราการไหลกับอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยเพิ่มอัตราการไหลของน้ำร้อนเท่ากับน้ำเย็น ($\dot{V}_H = \dot{V}_C$) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น เป็นการไหลแบบสวนทาง

1. ปรับการไหลให้เป็นแบบสวนทาง
2. ปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนเป็น 3 l/m
3. ปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นเป็น 180 l/h
4. ปรับอุณหภูมิน้ำร้อน 50°C
5. บันทึกอุณหภูมิทั้ง 4 จุด (จุด 1, 2 ของทั้งน้ำร้อนและเย็น)
6. คำนวณค่าอัตราการไหล เปลี่ยนอัตราการไหลของทั้งน้ำร้อนและน้ำเย็นเป็น 6 l/m

(360 l/h) , 9 l/m (540 l/h) , 12 l/m (720 l/h) และ 15 l/m (900 l/h) ตามลำดับแล้วทำการทดลองเหมือนข้อที่ 2-5 (ในวงเล็บคืออัตราการไหลของน้ำเย็น)

การทดลองที่ 4.8 การศึกษาผลกระทบของอัตราการไหลกับอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยให้อัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่ (\dot{V}_C) = 0.15 l/s ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น เป็นการไหลแบบสวนทาง

1. ปรับการไหลให้เป็นแบบสวนทาง
2. ปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่ 540 l/h
3. ปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนเป็น 3 l/m
4. ปรับอุณหภูมิน้ำร้อน 50°C
5. บันทึกอุณหภูมิทั้ง 14 จุด
6. คำนวณค่าอัตราการไหล เปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำร้อนเป็น 6 l/m, 9 l/m, 12

l/m และ 15 l/m ตามลำดับแล้วทำการทดลองตามข้อที่ 2-5

การทดลองที่ 4.9 การศึกษาผลกระทบของอัตราการไหลกับอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยให้อัตราการไหลของน้ำร้อนคงที่ ($\dot{V}_H = 0.15 \text{ l/s}$) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น เป็นการไหลแบบสวนทาง

1. ปรับการไหลให้เป็นแบบสวนทาง
2. ปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนคงที่ 9 l/m
3. ปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนเป็น 200 l/h
4. ปรับอุณหภูมิน้ำร้อน 50°C
5. บันทึกอุณหภูมิทั้ง 14 จุด
6. คำนวณค่าอัตราการไหล เปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำร้อนเป็น 400 l/h , 600 l/h, 800 l/h, และ 1000 l/h ตามลำดับแล้วทำการทดลองตามข้อที่ 2-5

การทดลองที่ 4.10 การศึกษาผลกระทบของการไหลแบบขนานและแบบสวนทางกับอัตราการถ่ายเทความร้อน ($\dot{V}_H = 0.15 \text{ l/s}$, $\dot{V}_C = 0.28 \text{ l/s}$) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

1. ปรับการไหลให้เป็นแบบขนาน
2. ปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนเป็น 9 l/m และน้ำเย็น 1000 l/h
3. ปรับอุณหภูมิน้ำร้อน 50°C
4. บันทึกอุณหภูมิทั้ง 14 จุด
5. ปรับการไหลเป็นแบบสวนทาง แล้วทำการทดลองเหมือนข้อที่ 2 – 4

การทดลองที่ 4.11 การศึกษาผลกระทบของผลต่างของอุณหภูมิกับอัตราการถ่ายเทความร้อน ($\dot{V}_H = \dot{V}_C = 0.17 \text{ l/s}$) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น เป็นการไหลแบบสวนทาง

1. ปรับการไหลเป็นแบบสวนทาง
2. ปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนเป็น 9 l/m และน้ำเย็นเป็น 540 l/h
3. ปรับอุณหภูมิน้ำร้อนเป็น 40°C
4. บันทึกค่าอุณหภูมิทั้ง 14 จุด
5. คำนวณค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน
6. เปลี่ยนค่าอุณหภูมิน้ำร้อนเป็น 45°C , 50°C และ 55°C ตามลำดับแล้วทำการทดลองเหมือนข้อที่ 2-5

ผลการทดลอง

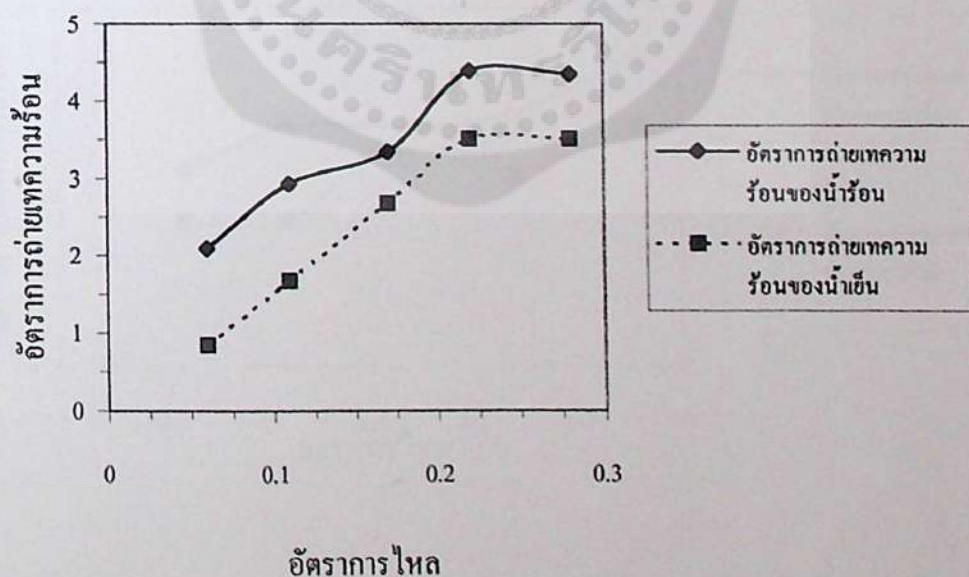
สัญลักษณ์ที่ใช้ในตารางบันทึกผลการทดลอง (Shell and tube heat exchanger)

อุณหภูมิของน้ำร้อนที่เข้า shell ตัวแรก	$T_{H,1}$	($^{\circ}\text{C}$)
อุณหภูมิของน้ำร้อนที่ออก shell ตัวแรก	$T_{H,2}$	($^{\circ}\text{C}$)
อุณหภูมิของน้ำร้อนที่เข้า shell ตัวที่สอง	$T_{H,3}$	($^{\circ}\text{C}$)
อุณหภูมิของน้ำร้อนที่เข้า shell ตัวที่สอง	$T_{H,4}$	($^{\circ}\text{C}$)
อุณหภูมิของน้ำเย็นที่เข้า shell ตัวแรก	$T_{C,1}$	($^{\circ}\text{C}$)
อุณหภูมิของน้ำเย็นที่เข้า shell ตัวแรก	$T_{C,2}$	($^{\circ}\text{C}$)
อุณหภูมิของน้ำเย็นเข้า shell ตัวที่สอง	$T_{C,3}$	($^{\circ}\text{C}$)
อุณหภูมิของน้ำเย็นที่เข้า shell ตัวที่สอง	$T_{C,4}$	($^{\circ}\text{C}$)
อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำร้อน	\dot{V}_H	(l/s)
อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำเย็น	\dot{V}_C	(l/s)
ความร้อนที่น้ำร้อนถ่ายเทไป	\dot{Q}_H	(kW)
ความร้อนที่น้ำเย็นได้รับ	\dot{Q}_C	(kW)

ตารางที่ 4.1 การศึกษาผลกระทบของอัตราการไหลกับอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยเพิ่มอัตราการไหลของน้ำร้อนเท่ากับน้ำเย็น ($\dot{V}_H = \dot{V}_C$) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์ และทิวน์ เป็นการไหลแบบสวนทาง

$\dot{V}_H = \dot{V}_C$	0.06 l/s	0.11 l/s	0.17 l/s	0.22 l/s	0.28 l/s
$T_{H,1}$	50	50	50	50	50✓
$T_{H,2}$	40	43	45	45	46✓
$T_{C,1}$	37	37	37	37	36
$T_{C,2}$	33	33	33	33	33
\dot{Q}_H	2.09	2.93	3.34	4.39	4.35
\dot{Q}_C	0.84	1.67	2.67	3.51	3.51
$\eta_{act} (\%)$	40.19	56.99	79.94	79.98	80.68

จากตารางที่ 4.1 สามารถสร้างกราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อน และอัตราการไหล

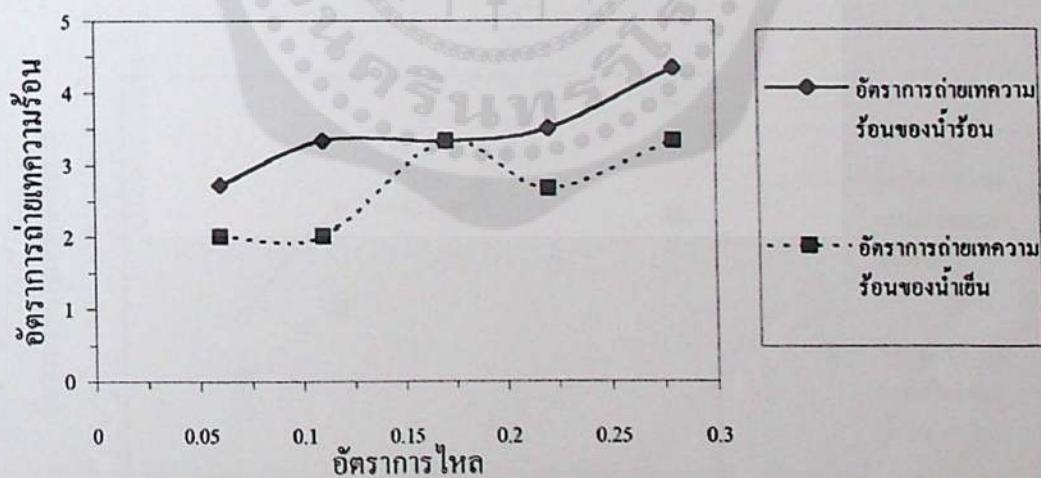


รูปที่ 4.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนกับอัตราการไหลของตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.2 การศึกษาผลกระทบของอัตราการไหลกับอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยให้อัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่ ($\dot{V}_C = 0.17 \text{ l/s}$) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และ ทิวน์ เป็นการไหลแบบสวนทาง

\dot{V}_H	0.06 l/s	0.11 l/s	0.17 l/s	0.22 l/s	0.28 l/s
$T_{H,1}$	50	50	50	50	50
$T_{H,2}$	37	42	44	46	46
$T_{C,1}$	36	36	38	38	38
$T_{C,2}$	33	33	33	34	33
\dot{Q}_H	2.72	3.34	3.34	3.51	4.35
\dot{Q}_C	2.01	2.01	3.34	2.68	3.34
$\eta_{act} (\%)$	73.90	60.18	100	76.35	76.78

จากตารางที่ 4.2 สามารถสร้างกราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อน และอัตราการไหล

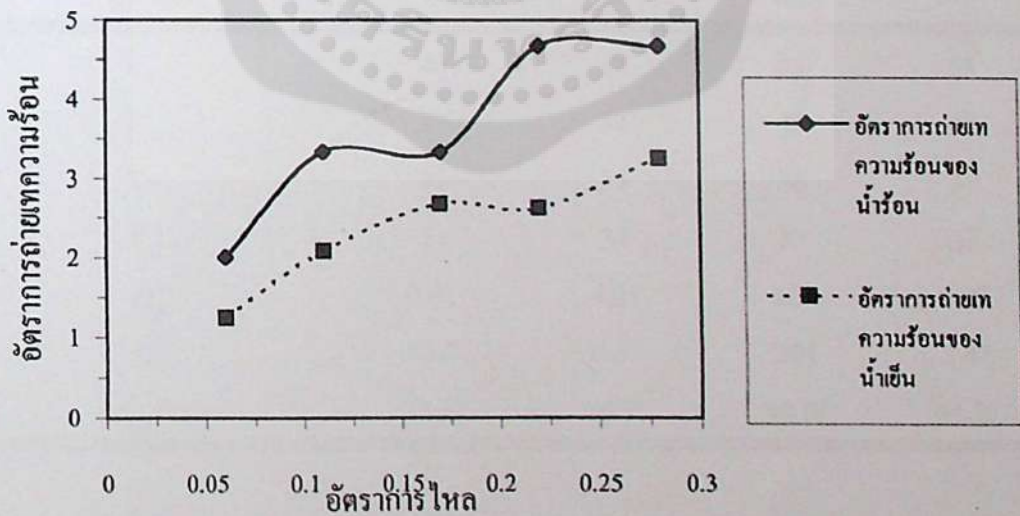


รูปที่ 4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนกับอัตราการไหลของตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.3 การศึกษาผลกระทบของอัตราการไหลกับอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยให้อัตราการไหลของน้ำร้อนคงที่ ($\dot{V}_H = 0.17 \text{ l/s}$) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และทิวบ์ เป็นการไหลแบบสวนทาง

\dot{V}_C	0.06 l/s	0.11 l/s	0.17 l/s	0.22 l/s	0.28 l/s
$T_{H,1}$	50	50	50	50	50
$T_{H,2}$	47	45	45	43	43
$T_{C,1}$	39	38	37	37	36
$T_{C,2}$	33	33	33	34	33
\dot{Q}_H	2.01	3.34	3.34	4.68	4.68
\dot{Q}_C	1.25	2.09	2.68	2.63	3.26
$\eta_{act} (\%)$	62.19	62.57	80.24	56.20	69.66

จากตารางที่ 4.3 สามารถสร้างกราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อน และอัตราการไหล



รูปที่ 4.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนกับอัตราการไหลของตารางที่ 4.3

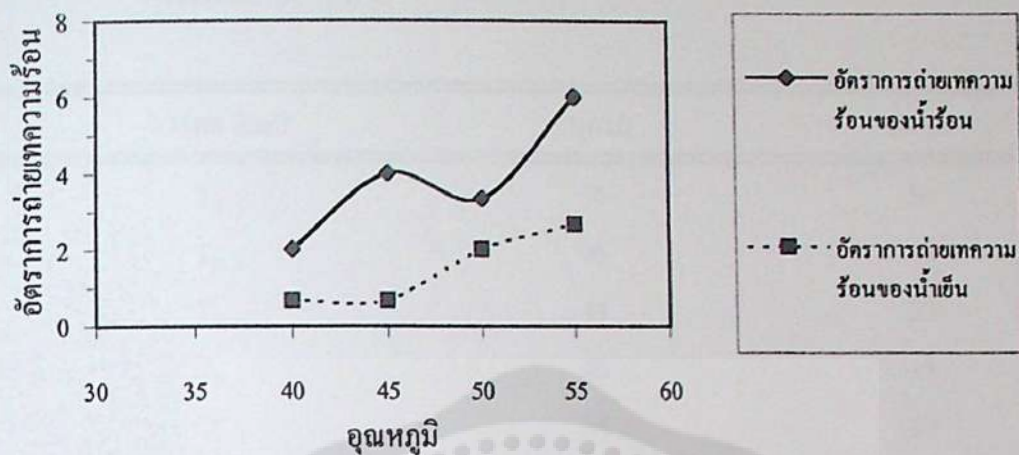
ตารางที่ 4.4 การศึกษาผลกระทบของการไหล แบบขนานและแบบสวนทาง กับอัตราการถ่ายเทความร้อน ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และทิวป์ ($\dot{V}_H = 0.17 \text{ l/s}$, $\dot{V}_C = 0.28 \text{ l/s}$)

การไหลแบบ	ขนาน	สวนทาง
$T_{H,1}$	50	50
$T_{H,2}$	43	43
$T_{C,1}$	33	36
$T_{C,2}$	36	33
\dot{Q}_H	4.68	4.68
\dot{Q}_C	3.51	3.51
$\eta_{act} (\%)$	75	75

ตารางที่ 4.5 การศึกษาอุณหภูมิของผลต่างของอุณหภูมิกับอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และทิวป์ เป็นการไหลแบบสวนทาง ($\dot{V} = 0.17 \text{ l/s}$)

T_H เริ่มต้น	40	45	50	55
$T_{H,1}$	40	45	50	55
$T_{H,2}$	37	39	45	46
$T_{C,1}$	36	35	36	37
$T_{C,2}$	35	34	33	33
\dot{Q}_H	2.01	4.01	3.34	6.02
\dot{Q}_C	0.67	0.67	2.01	2.67
$\eta_{act} (\%)$	33.33	16.71	60.18	44.35

จากตารางที่ 4.5 สามารถสร้างกราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อน และอุณหภูมิ



รูปที่ 4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนกับอุณหภูมิของตารางที่ 4.5

ตารางที่ 4.6 การศึกษาผลกระทบ ของการต่ออนุกรมและการต่อขนาน กับอัตราการถ่ายเทความร้อน ($\dot{V}_H = \dot{V}_C = 0.17 \text{ l/s}$) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และทิวป์ เป็นการไหลแบบสวนทาง

การต่อ Shell	อนุกรม	ขนาน
$T_{H,1}$	50	50
$T_{H,2}$	45	45
$T_{H,3}$	43	50
$T_{H,4}$	40	45
$T_{C,1}$	34	35
$T_{C,2}$	33	31
$T_{C,3}$	36	35
$T_{C,4}$	31	31
\dot{Q}_H	6.69	Shell ตัวแรก 3.34 Shell ตัวที่สอง 3.34
\dot{Q}_C	2.01	Shell ตัวแรก 2.67 Shell ตัวที่สอง 2.67
$\eta_{act} (\%)$	30.04	79.94

ตัวอย่างการคำนวณหาความร้อนที่ถ่ายเท

จากตารางที่ 4.4 การไหลแบบขนาน

$$\begin{aligned}\dot{Q}_H &= m_H C_{p,H} (T_{H,1} - T_{H,2}) \\ &= (0.16)(4.18)(50 - 43) = 4.68 \text{ kW}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_C &= m_C C_{p,C} (T_{C,2} - T_{C,1}) \\ &= (0.28)(4.18)(36 - 33) = 3.51 \text{ kW}\end{aligned}$$

การหาประสิทธิภาพจริง

$$\eta_{\text{actual}} = \frac{Q_C}{Q_H} = \frac{3.51}{4.68} = 0.75 = 75\%$$

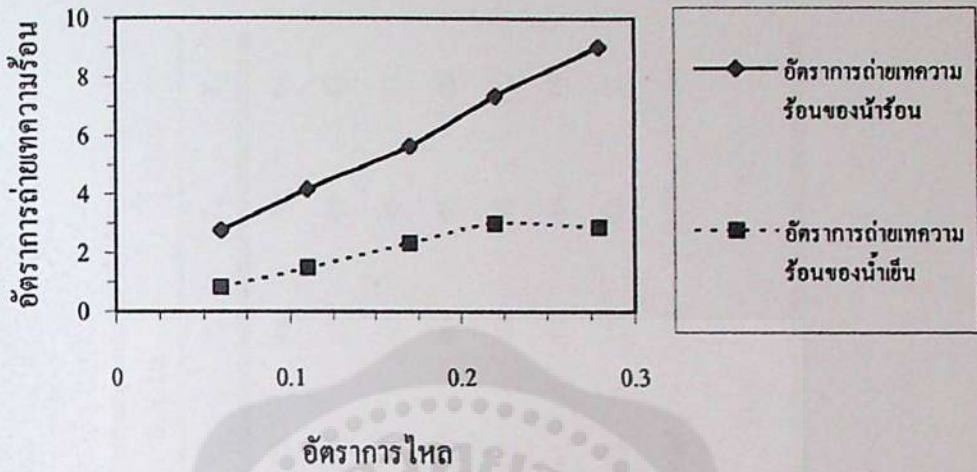
สัญลักษณ์ที่ใช้ในตารางบันทึกผลการทดลอง (Concentric tube heat exchanger)

อุณหภูมิของน้ำร้อนจุดที่ 1-7	$T_{H,1} - T_{H,7}$	(°C)
อุณหภูมิของน้ำเย็นจุดที่ 1-7	$T_{C,1} - T_{C,7}$	(°C)
อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำร้อน	\dot{V}_H	(l/s)
อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำเย็น	\dot{V}_C	(l/s)
ความร้อนที่ถ่ายเท	\dot{Q}	(kW)

ตารางที่ 4.7 การศึกษาผลกระทบของอัตราการไหลกับอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยเพิ่มอัตราการไหลของน้ำร้อนเท่ากับน้ำเย็น ($\dot{V}_H = \dot{V}_C$) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น เป็นการไหลแบบสวนทาง

อัตราการไหล	0.06 l/s		0.11 l/s		0.17l/s		0.22l/s		0.28l/s	
จุดที่	T_H	T_C	T_H	T_C	T_H	T_C	T_H	T_C	T_H	T_C
1	50	40	50	40	50	40	50	40	50	40
2	50	40	50	40	50	40	49	39	48	39
3	47	40	46	39	47	39	46	39	46	39
4	42	39	43	38	44	38	44	38	44	39
5	41	39	41	38	43	38	43	38	44	38
6	40	35	41	37	42	37	42	38	43	38
7	39	35	40	36	41	36	42	36	42	37
\dot{Q}	2.76	0.84	4.18	1.50	5.64	2.34	7.36	3.01	9.03	2.88
$\eta_{\text{actual}} (\%)$	30.43		35.89		41.49		40.89		31.89	

จากตารางที่ 4.7 สามารถสร้างกราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อน และอัตราการไหล

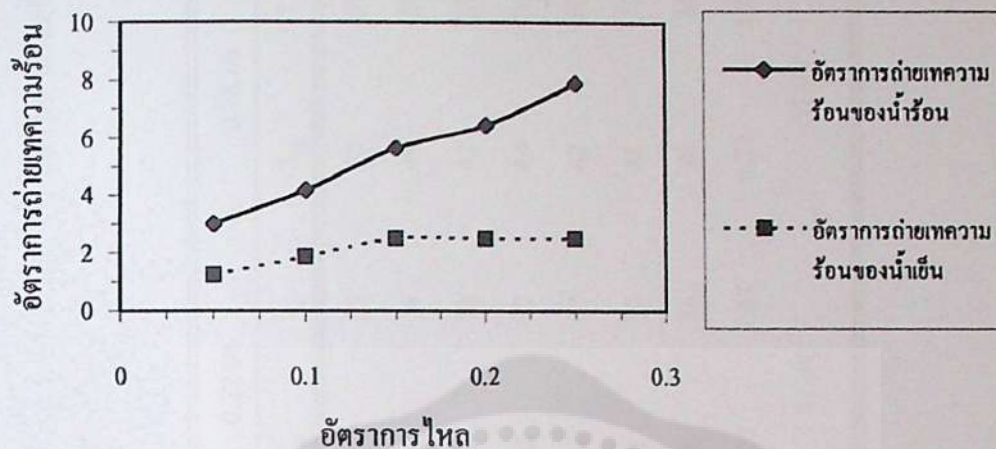


รูปที่ 4.5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน
กับอัตราการไหลของตารางที่ 4.7

ตารางที่ 4.8 การศึกษาผลกระทบของอัตราการไหลกับอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยให้อัตราการไหลของน้ำเย็นคงที่ (\dot{V}_C) = 0.15 l/s ของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนแบบท่อสองชั้น เป็นการไหลแบบสวนทาง

\dot{V}_H	0.05 l/s		0.1 l/s		0.15 l/s		0.20 l/s		15 l/s	
จุดที่	T_H	T_C	T_H	T_C	T_H	T_C	T_H	T_C	T_H	T_C
1	50	39	50	40	50	41	50	41	50	41
2	50	39	50	40	49	41	49	41	48	41
3	44	38	46	39	46	40	46	40	46	41
4	41	38	43	39	44	40	44	40	45	40
5	40	38	42	39	43	39	44	40	45	40
6	39	37	41	38	42	38	43	39	44	39
7	38	37	40	37	41	37	43	37	43	37
\dot{Q}	3.01	1.25	4.18	1.88	5.64	2.51	6.44	2.51	7.90	2.51
$\eta_{\text{actual}} (\%)$	41.53		44.98		44.5		38.97		31.77	

จากตารางที่ 4.8 สามารถสร้างกราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อน และอัตราการไหล

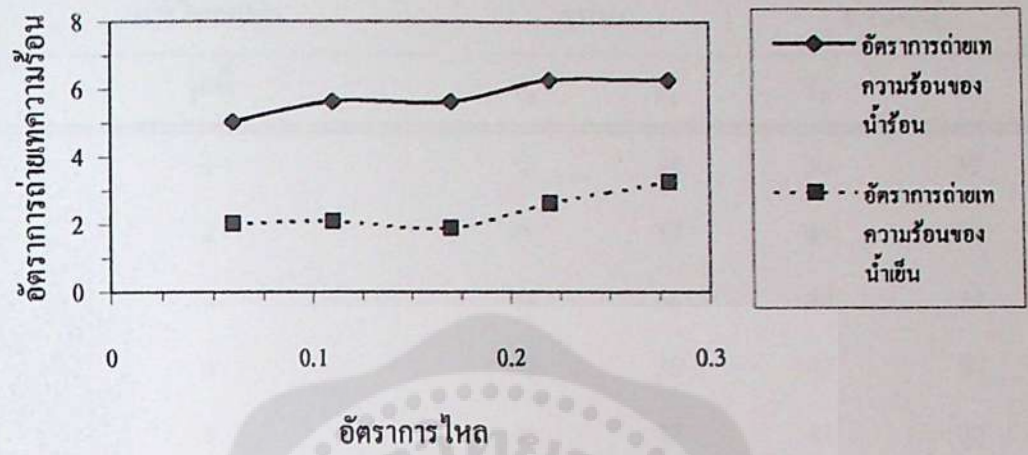


รูปที่ 4.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนกับอัตราการไหล
ของตารางที่ 4.8

ตารางที่ 4.9 การศึกษาผลกระทบของอัตราการไหลกับอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยให้อัตราการไหลของน้ำร้อนคงที่ (\dot{V}_H) = 0.15 l/s ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น เป็นการไหลแบบสวนทาง

\dot{V}_C	0.06 l/s		0.11 l/s		0.17 l/s		0.22 l/s		0.28 l/s	
จุดที่	T_H	T_C	T_H	T_C	T_H	T_C	T_H	T_C	T_H	T_C
1	50	41	50	40	50	39	50	39	50	39
2	50	41	50	40	50	39	49	38	49	38
3	48	40	47	39	46	38	45	38	45	38
4	45	40	44	38	44	38	42	37	43	38
5	44	39	43	38	43	37	42	37	42	37
6	43	37	42	37	42	37	41	37	41	37
7	42	33	41	35	41	36	40	36	40	36
\dot{Q}	5.02	2.01	5.64	2.09	5.64	1.88	6.27	2.63	6.27	3.26
$\eta_{\text{actual}} (\%)$	40.04		37.06		33.33		41.94		51.99	

จากตารางที่ 4.9 สามารถสร้างกราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อน และอัตราการไหล



รูปที่ 4.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อน กับอัตราการไหลของตารางที่ 4.9

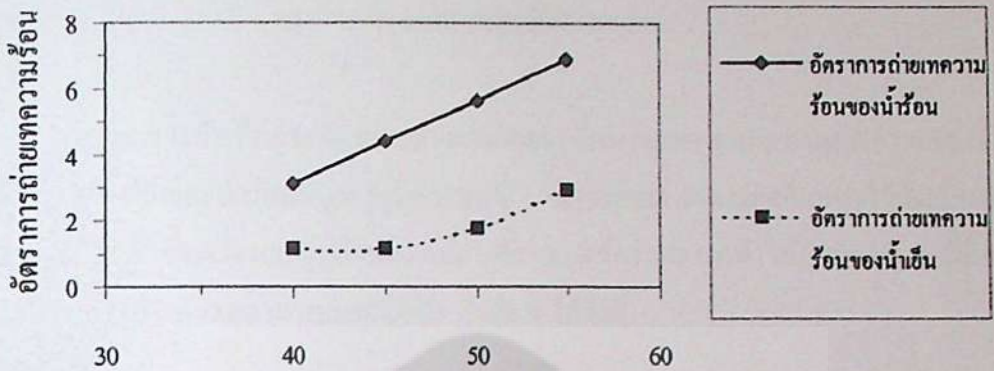
ตารางที่ 4.10 การศึกษาผลกระทบของการไหล แบบขนานและแบบสวนทาง กับอัตราการถ่ายเท ร้อน ($\dot{V}_H = 0.15 \text{ l/s}$, $\dot{V}_C = 0.28 \text{ l/s}$) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

การไหลแบบ	ขนาน		สวนทาง	
	จุดที่	T_H	T_C	T_H
1	50	36	50	39
2	49	37	49	38
3	44	38	44	37
4	42	38	42	37
5	41	38	41	37
6	41	38	40	37
7	41	38	40	37
\dot{Q}	5.64	2.17	6.27	2.17
$\eta_{\text{actual}} (\%)$	38.47		34.60	

ตารางที่ 4.11 การศึกษาอุณหภูมิของผลต่างของอุณหภูมิกับอัตราการถ่ายเทความร้อน ($\dot{V}_H = \dot{V}_C = 0.17 \text{ l/s}$) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น เป็นการไหลแบบสวนทาง

T_H เริ่มต้น	40		45		50		55	
จุดที่	T_H	T_C	T_H	T_C	T_H	T_C	T_H	T_C
1	40	34	45	38	50	39	55	42
2	40	34	45	37	50	39	54	42
3	38	34	41	37	46	38	48	41
4	37	34	40	37	43	37	46	40
5	36	33	40	37	42	37	46	40
6	35	32	39	37	41	37	45	38
7	35	32	38	36	41	36	44	37
\dot{Q}	3.14	1.17	4.39	1.17	5.64	1.76	6.89	2.93
$\eta_{\text{actual}} (\%)$	37.26		26.65		31.21		42.53	

จากตารางที่ 4.11 สามารถสร้างกราฟแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อน และอุณหภูมิตั้งแต่



รูปที่ 4.8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนกับอุณหภูมิของตารางที่ 4.11

ตัวอย่างการคำนวณ

จากตารางที่ 4.10 การไหลแบบขนาน

$$\begin{aligned}\dot{Q}_H &= \dot{m}_H c_{p,H} (T_{H,i} - T_{H,o}) \\ &= 0.15 \times 4.18 \times 9 = 5.64 \text{ kW}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_C &= \dot{m}_C c_{p,C} (T_{C,o} - T_{C,i}) \\ &= 0.28 \times 4.18 \times 2 = 2.17 \text{ Kw}\end{aligned}$$

การหาประสิทธิภาพจริง

$$\eta_{\text{actual}} = \frac{Q_C}{Q_H} = \frac{2.17}{5.64} = 38.47 \%$$

บทที่ 5

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

จากตารางบันทึกการทดลองทุกการทดลองนั้นมาจากการทดลองทุกสภาวะของน้ำ ทั้งวันที่มีสภาพน้ำเย็นและน้ำร้อนที่อุณหภูมิห้องปกติ ตารางผลการทดลองที่แสดงไว้เป็นผลการทดลองที่ดีที่สุด ซึ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้ง 2 เครื่องสามารถทำได้ปัจจัยต่าง ๆ ที่มีผลต่อความร้อนที่เกิดการถ่ายเทสามารถแยกได้เป็นหัวข้อ ๆ ได้ดังนี้

ผลกระทบจากการไหลของของไหลแบบสวนทางและแบบขนาน

เมื่อปรับการไหลเป็นแบบสวนทางนั้น ผลต่างของอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ถ่ายเทออกมาจะมีค่ามากกว่าผลต่างของอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ถ่ายเทเมื่อการไหลเป็นแบบขนาน ซึ่งดูจากการทดลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Concentric tube และ Shell and tube เห็นว่าผลต่างของอุณหภูมิของน้ำร้อนมีค่ามากกว่าผลต่างของอุณหภูมิน้ำเย็น เนื่องจากน้ำเย็นไม่สามารถรับความร้อนจากน้ำร้อนได้ทั้งหมด ทั้งนี้เนื่องจากระบบที่ทำการทดลองเป็นระบบเปิดมีการถ่ายเทอุณหภูมิสู่สภาวะแวดล้อม

ผลกระทบจากการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำร้อนและน้ำเย็น

เราได้ทำการทดลอง 3 การทดลองคือสังเกตผลกระทบเมื่อน้ำเย็นคงที่โดยปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนได้ผลว่า ถ้าอัตราการไหลของน้ำร้อนเพิ่มขึ้นน้ำร้อนจะมีการถ่ายเทอุณหภูมิได้น้อยลงซึ่งสังเกตจากผลต่างอุณหภูมิที่ลดลง เมื่อเปลี่ยนการทดลองเป็นให้อัตราการไหลของน้ำร้อนคงที่ปรับอัตราการไหลของน้ำเย็นให้เพิ่มขึ้นพบว่า เมื่ออัตราการไหลของน้ำเย็นเพิ่มขึ้นการถ่ายเทความร้อนก็ดีขึ้นสังเกตจากผลต่างอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น และการทดลองสุดท้ายเป็นการปรับอัตราการไหลให้เพิ่มขึ้นพร้อมๆ กันทั้งน้ำร้อนและน้ำเย็นพบว่าเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้นทั้ง 2 ด้านนั้นผลต่างของอุณหภูมิก็น้อยลง จากการทดลองทั้ง 3 ตอนทำให้เราทราบว่าอัตราการไหลของน้ำเย็นมีผลกระทบกับอัตราการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดคือถ้าอัตราการไหลของน้ำเย็นเพิ่มขึ้นจะช่วยให้การถ่ายเทความร้อนนั้นดีขึ้น

ผลกระทบจากผลต่างของอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น

เมื่อเราเพิ่มอุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำร้อนเป็นผลให้ผลต่างของอุณหภูมิเพิ่มขึ้น และยังเป็นให้การถ่ายเทความร้อนดีขึ้นด้วย

ผลกระทบจากการต่อ Shell แบบอนุกรมหรือขนาน (สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell and tube)

สำหรับการต่อ Shell แบบอนุกรมนั้นเปรียบเหมือนการเพิ่มจำนวน Tube ให้กับระบบการถ่ายเทความร้อน เป็นผลให้การถ่ายเทความร้อนดีขึ้น โดยสังเกตจากผลต่างของอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นเมื่อต่อ Shell แบบอนุกรม ส่วนการต่อ Shell แบบขนานนั้นไม่ได้มีผลกระทบอะไรกับการถ่ายเทความร้อนเลยเนื่องจากการต่อแบบขนานก็เปรียบเหมือนการให้น้ำไหลเข้า Shell เพียง 1 Shell ผลการทดลองที่ได้ก็มีลักษณะคล้ายกับการที่ให้น้ำไหลเข้า Shell เพียง 1 Shell

จากผลกระทบทั้งหมดทำให้เรารู้สภาพที่เหมาะสมสำหรับการถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุดคือ การแลกเปลี่ยนความร้อนของไหลต้องอยู่ในลักษณะการไหลสวนกัน อัตราการไหลของน้ำเย็นถ้ามีค่ามากกว่าของน้ำร้อนก็จะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่า และถ้าน้ำร้อนมีอุณหภูมิสูง ๆ การถ่ายเทความร้อนก็จะดีขึ้นด้วย สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell and tube ถ้าสามารถเพิ่มจำนวน Tube โดยการต่ออนุกรมกันได้การถ่ายเทความร้อนก็จะดีขึ้น

ข้อเสนอแนะ

1. อุปกรณ์ที่ใช้ในการอ่านค่าอุณหภูมิ มีค่าความละเอียดค่อนข้างน้อยเกินไป ถึงแม้ว่าจะใช้อุปกรณ์การวัดอุณหภูมิที่มีความแม่นยำมากขึ้น แต่การอ่านค่าของตัวอ่านค่าอุณหภูมิไม่สามารถอ่านค่าเป็นจุดทศนิยมได้ความคลาดเคลื่อนจึงอาจเกิดจากตรงนี้ได้

2. โรตารีมิเตอร์ที่ใช้ใช้นั้น มีความสามารถในการทนอุณหภูมิสูงได้ไม่มากนัก คือสูงสุดเพียง 60 องศาเซลเซียสเท่านั้น ทำให้ที่อุณหภูมิสูงกว่านี้เราไม่สามารถทำการทดลองได้

3. ในการคำนวณมิได้คำนึงถึง การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างชุดทดลองกับสิ่งแวดล้อม (ถึงแม้จะหุ้มฉนวนกันความร้อนแล้วก็ตาม)
4. ควรที่จะหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน h_0 ในหน้าที่ 26 ให้ถูกต้องที่สุด
5. ระบบน้ำร้อนควบคุมอุณหภูมิที่ต้องการได้ไม่นาน และระบบน้ำเย็นไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิของน้ำได้ซึ่งค่าอุณหภูมิขึ้นอยู่กับสถานะแวดล้อมของวันที่ทดลองซึ่งอาจจะไม่เหมือนกันในแต่ละวัน
6. น้ำที่ใช้ในห้องทดลอง มีความสะอาดไม่เพียงพอซึ่งใช้ไปนานๆ จะทำให้เกิดตะกอนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน
7. ข้อจำกัดสำหรับปริมาณน้ำในห้องทดลอง สำหรับวันที่ทำการทดลองแล้วน้ำไหลไม่เต็มที่เมื่อทดลองที่อัตราการไหลของน้ำสูง ๆ นั้นทำให้มีปริมาณน้ำไม่เพียงพอกับการทดลอง
8. น้ำเย็นนั้นจะต้องเปิดทิ้งตลอดเวลา ทำให้สิ้นเปลืองปริมาณน้ำเป็นจำนวนมาก ถ้าสามารถนำน้ำเย็นกลับมาใช้ใหม่ได้อีกครั้งก็จะเป็นการประหยัดน้ำขึ้นด้วย

บรรณานุกรม

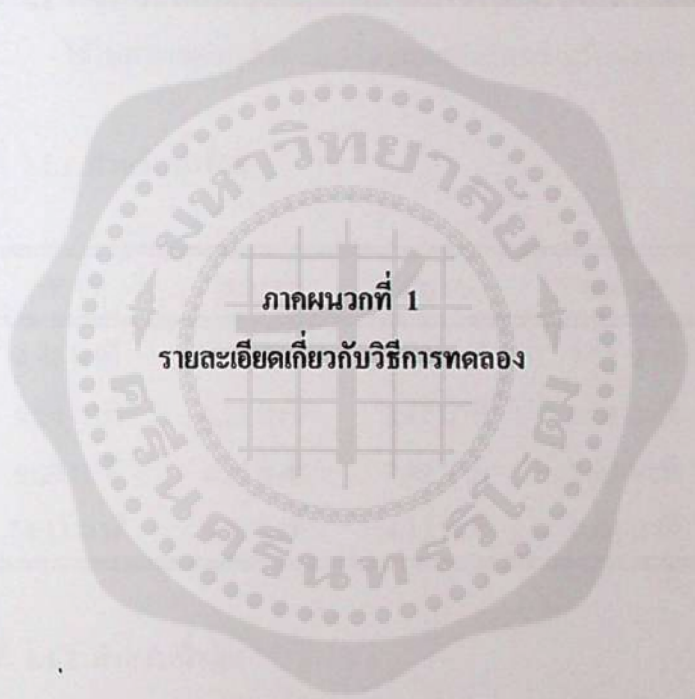
นักสิทธิ์ คุ้มพัฒนาชัย, การถ่ายเทความร้อน :สำนักพิมพ์เซ็นเตอร์(พฤศจิกายน 2533)

Anthony F.Mills,Basic Heat and Mass Transfer USA:Irwin,1995

Frank P.Incropera,Fundamentals of Heat and Mass Transfer Singapore:John Wiley,1985

M.Necati Ozisik,Heat Transfer A Basic Approach Singapore:McGraw-Hill Book Company,1985





ภาคผนวกที่ 1

รายละเอียดเกี่ยวกับวิธีการทดลอง

การปรับตั้งอุณหภูมิ

1. ให้เปิดปั๊มพ่น้ำร้อน
2. เปิด Heater แล้วปรับ Thermo stat มาที่อุณหภูมิที่เราต้องการในที่นี่ขอยกตัวอย่างที่ 50°C
3. รอให้อุณหภูมิเพิ่มขึ้นจนถึงประมาณ $48 - 49^{\circ}\text{C}$
4. เปิดปั๊มพ่น้ำเย็นรอนอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ทางเข้าเท่ากับ 50°C เริ่มจับเวลาอ่านค่าอุณหภูมิทุกจุด

ตารางภาคผนวกที่ 1.1 เวลาในการอ่านอุณหภูมิแต่ละจุดสำหรับอัตราการถ่ายเทความร้อนต่าง ๆ ที่ใช้ในการทดลองสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell and tube

ตารางภาคผนวกที่ 1.1.1 สำหรับน้ำร้อน

\dot{V}_h	200 l/h	400 l/h	600 l/h	800 l/h	1000 l/h
จุดที่ 1	4:42 นาที	2:11 นาที	1:24 นาที	1:01 นาที	0:50 นาที
จุดที่ 2	9:24 นาที	4:23 นาที	2:47 นาที	2:02 นาที	1:39 นาที
จุดที่ 3	9:29 นาที	4:25 นาที	2:49 นาที	2:03 นาที	1:40 นาที
จุดที่ 4	14:11 นาที	6:36 นาที	4:13 นาที	3:04 นาที	2:30 นาที

ตารางภาคผนวกที่ 1.1.2 สำหรับน้ำเย็น

\dot{V}_h	200 l/h	400 l/h	600 l/h	800 l/h	1000 l/h
จุดที่ 1	12:18 นาที	5:47 นาที	3:21 นาที	2:44 นาที	2:06 นาที
จุดที่ 2	24:35 นาที	11:34 นาที	6:42 นาที	5:24 นาที	4:12 นาที
จุดที่ 3	24:48 นาที	11:40 นาที	6:46 นาที	5:27 นาที	4:15 นาที
จุดที่ 4	37:06 นาที	17:27 นาที	10:07 นาที	8:11 นาที	6:21 นาที

ตารางภาคผนวกที่ 1.2 เวลาในการอ่านอุณหภูมิแต่ละจุดสำหรับอัตราการถ่ายเทความร้อนต่าง ๆ ที่ใช้ในการทดลองสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Concentric tube

ตารางภาคผนวกที่ 1.2.1 สำหรับน้ำร้อน

\dot{V}_h	3 l/m	6 l/m	9 l/m	12 l/m	15 l/m
จุดที่ 1	1:59 นาที	1:06 นาที	0:43 นาที	0:30 นาที	0:24 นาที
จุดที่ 2	3:58 นาที	2:12 นาที	1:26 นาที	1:00 นาที	0:48 นาที
จุดที่ 3	5:58 นาที	3:18 นาที	2:09 นาที	1:30 นาที	1:13 นาที
จุดที่ 4	7:57 นาที	4:24 นาที	2:52 นาที	2:00 นาที	1:37 นาที
จุดที่ 5	9:57 นาที	5:30 นาที	3:36 นาที	2:30 นาที	2:02 นาที
จุดที่ 6	11:56 นาที	6:36 นาที	4:19 นาที	3:00 นาที	2:26 นาที
จุดที่ 7	13:56 นาที	7:42 นาที	5:02 นาที	3:30 นาที	2:51 นาที

ตารางภาคผนวกที่ 1.2.2 สำหรับน้ำเย็น

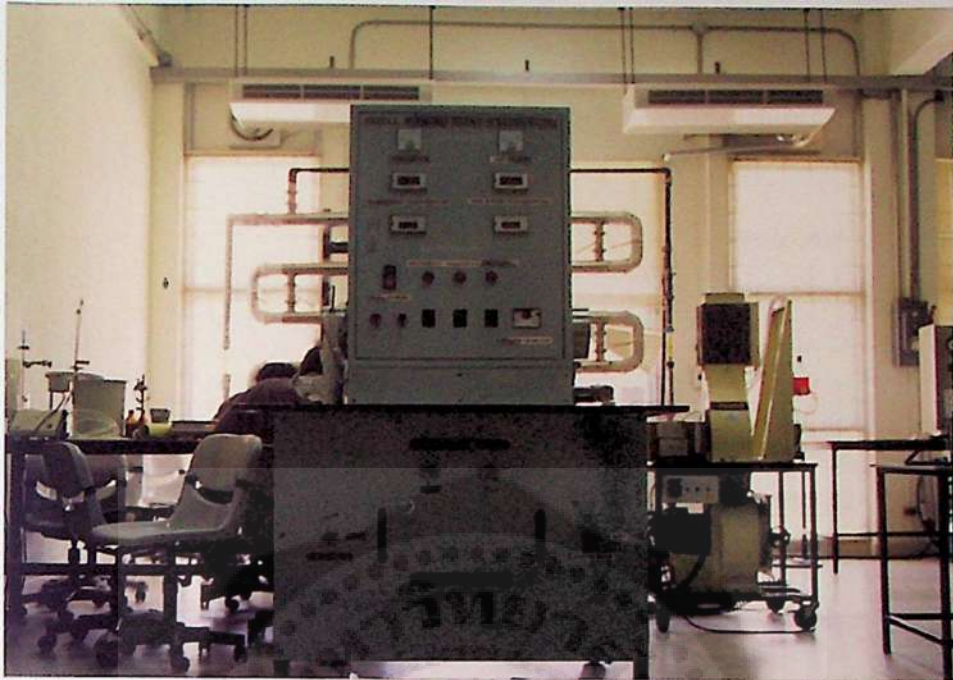
\dot{V}_c	180 l/h	200 l/h	360 l/h	400 l/h	540 l/h
จุดที่ 1	2:24 นาที	2:00 นาที	1:06 นาที	0:57 นาที	0:40 นาที
จุดที่ 2	4:48 นาที	4:00 นาที	2:12 นาที	1:54 นาที	1:21 นาที
จุดที่ 3	7:12 นาที	6:01 นาที	3:18 นาที	2:51 นาที	2:01 นาที
จุดที่ 4	9:37 นาที	8:01 นาที	4:24 นาที	3:48 นาที	2:41 นาที
จุดที่ 5	12:01 นาที	10:01 นาที	5:30 นาที	4:46 นาที	3:21 นาที
จุดที่ 6	14:25 นาที	12:01 นาที	6:35 นาที	5:43 นาที	4:02 นาที
จุดที่ 7	16:50 นาที	14:01 นาที	7:31 นาที	6:40 นาที	4:42 นาที

ตารางภาคผนวกที่ 1.2.2 สำหรับน้ำเย็น (ต่อ)

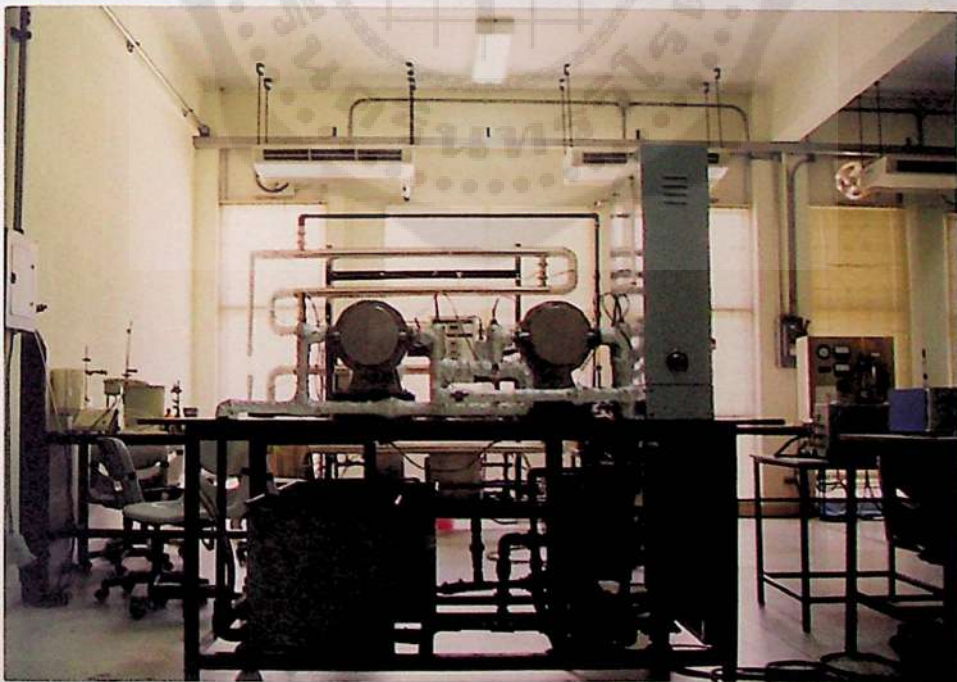
\dot{V}_h	600 l/h	720 l/h	800 l/h	900 l/h	1000 l/h
จุดที่ 1	0:37 นาที	0:32 นาที	0:27 นาที	0:26 นาที	0:22 นาที
จุดที่ 2	1:15 นาที	1:03 นาที	0:55 นาที	0:51 นาที	0:44 นาที
จุดที่ 3	1:52 นาที	1:35 นาที	1:22 นาที	1:16 นาที	1:05 นาที
จุดที่ 4	2:30 นาที	2:06 นาที	1:49 นาที	1:42 นาที	1:27 นาที
จุดที่ 5	3:07 นาที	2:37 นาที	2:17 นาที	2:07 นาที	1:48 นาที
จุดที่ 6	3:45 นาที	3:09 นาที	2:44 นาที	2:33 นาที	2:10 นาที
จุดที่ 7	4:22 นาที	3:40 นาที	3:12 นาที	2:58 นาที	2:32 นาที



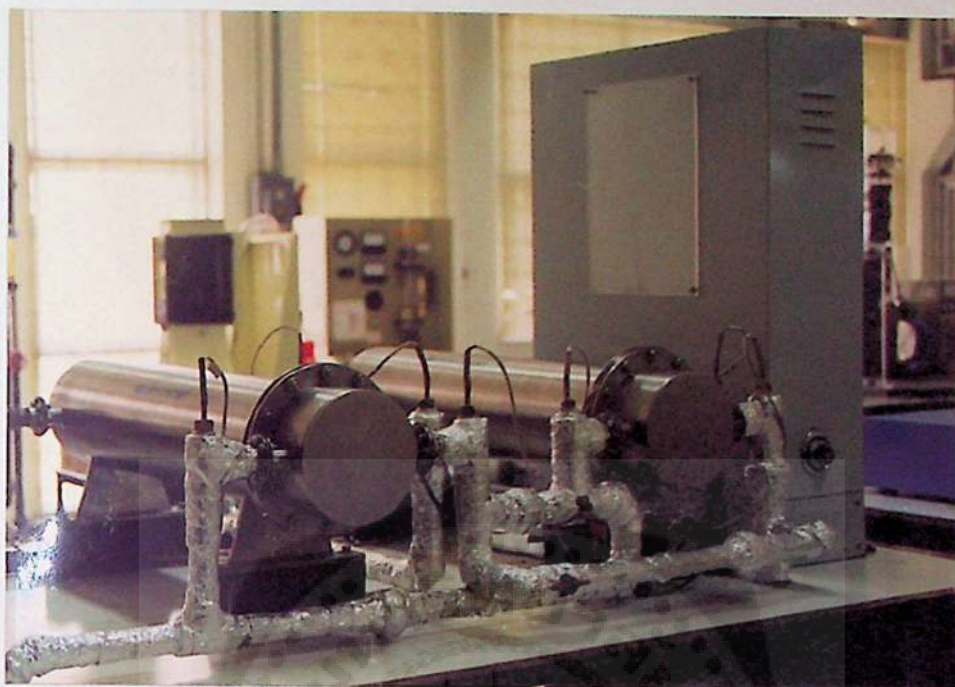
ภาคผนวกที่ 2
ภาพถ่ายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



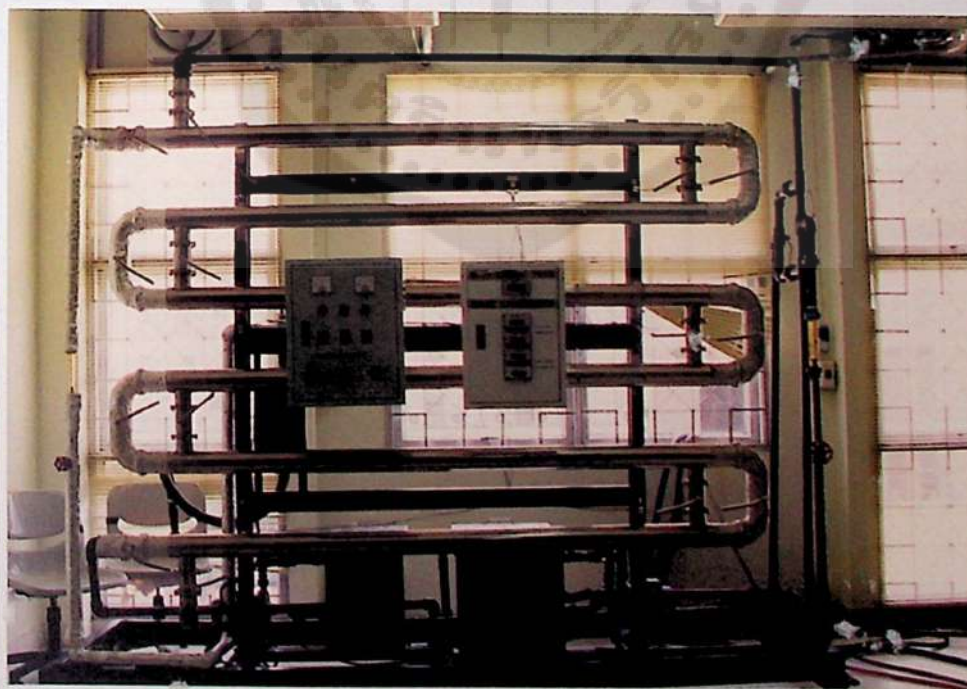
รูปภาคผนวกที่ 2.1 ภาพถ่ายด้านหน้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลด์และทิวบ์



รูปภาคผนวกที่ 2.2 ภาพถ่ายด้านข้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลด์และทิวบ์



รูปภาคผนวกที่ 2.3 ภาพถ่ายด้านบนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และทิวป์



รูปภาคผนวกที่ 2.4 ภาพถ่ายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น



ภาคผนวกที่ 3

กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุปกรณ์

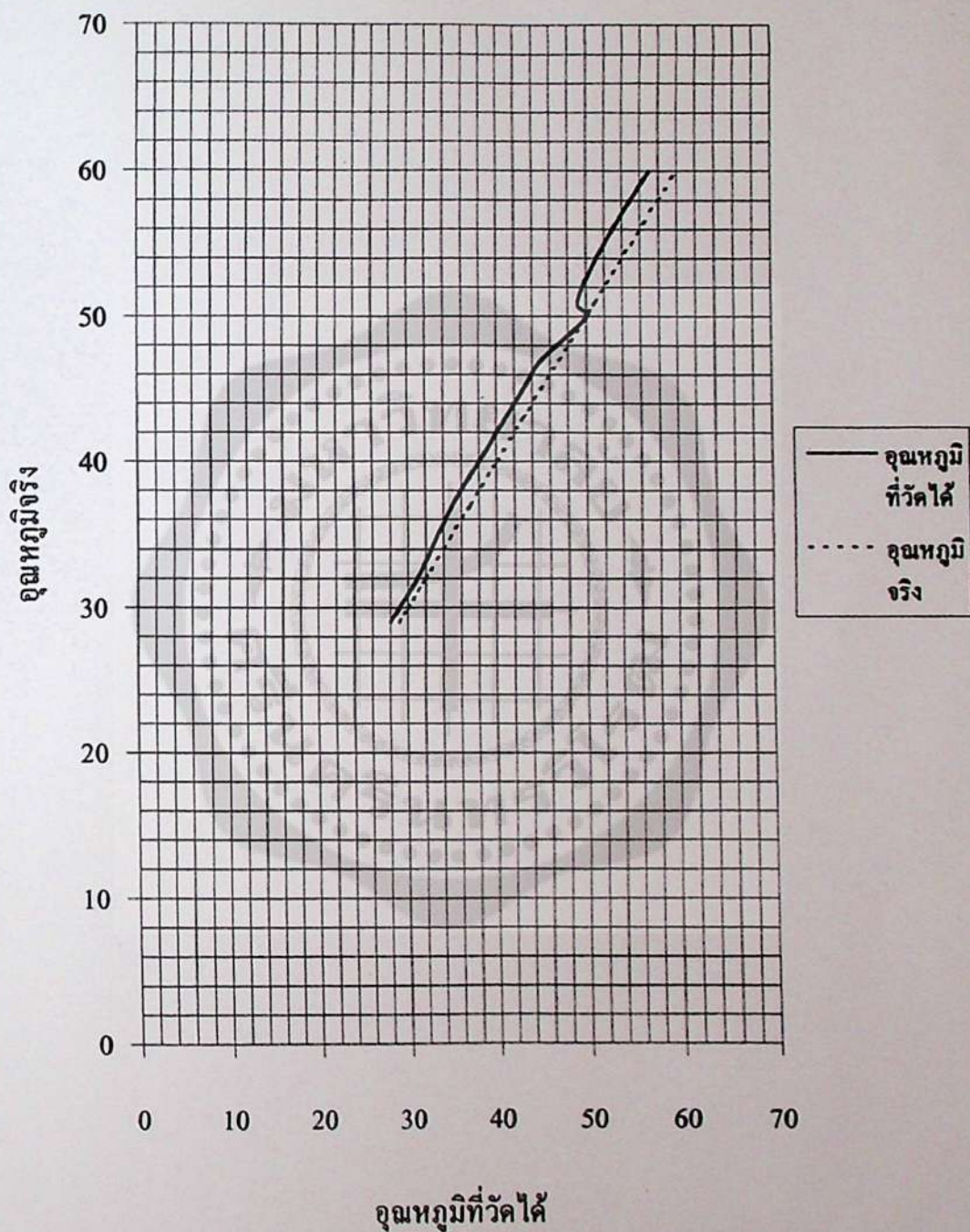
วิธีการอ่านค่าจากกราฟ

1. ค่าอุณหภูมิที่อ่านได้จากตัวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นค่าในแกนนอน
2. จากค่าในแนวนอนลากไปตัดกราฟ
 - ตัดเส้นทึบคืออุณหภูมิจริงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำได้
 - ตัดเส้นประคืออุณหภูมิจริง
3. อ่านค่าที่ได้จากการตัดกราฟเส้นทึบ

หมายเหตุ ค่าที่เราสนใจคือกราฟเส้นทึบเท่านั้น ส่วนกราฟเส้นประคือกราฟที่ให้เปรียบเทียบเพียงเท่านั้น

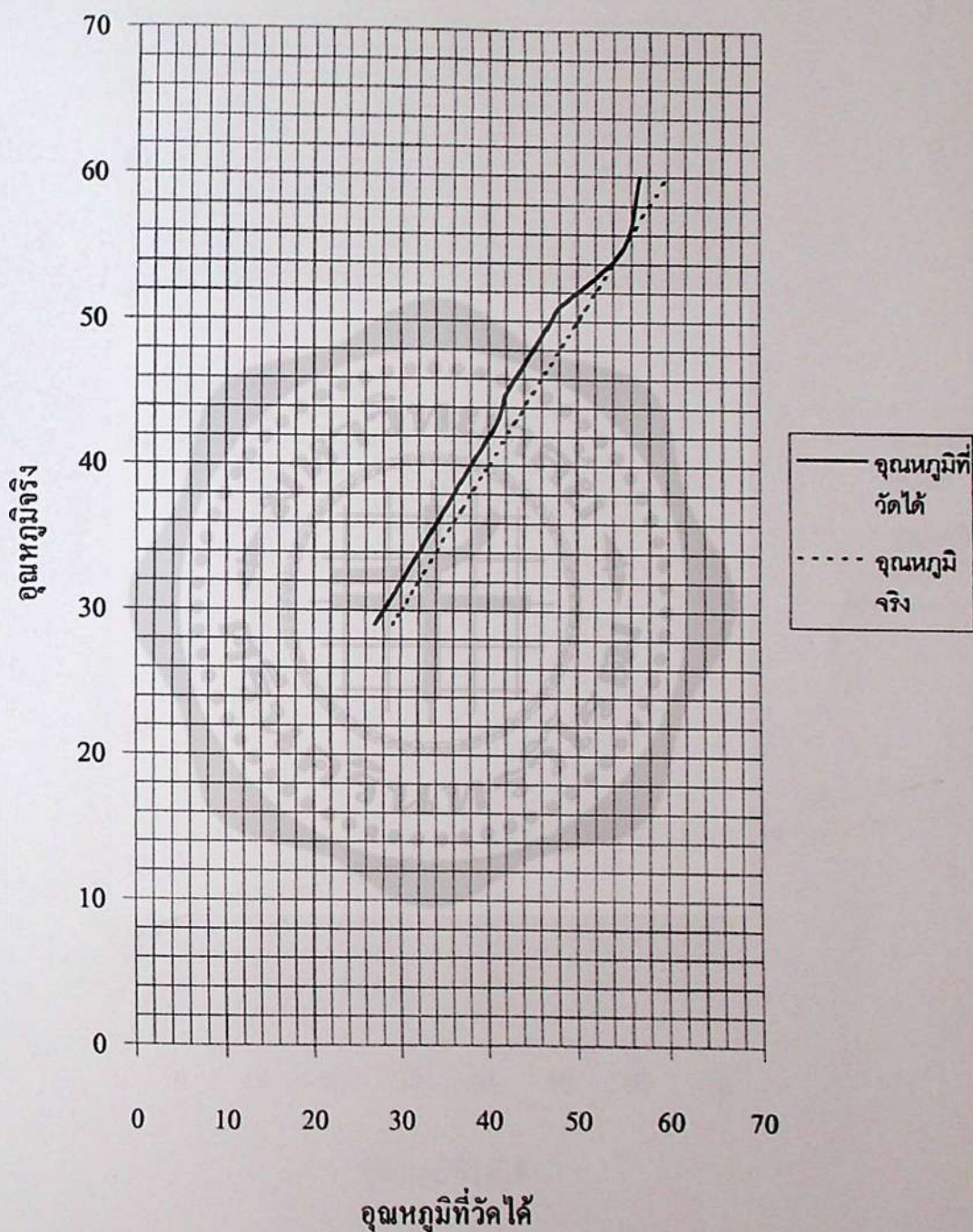


อุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 1



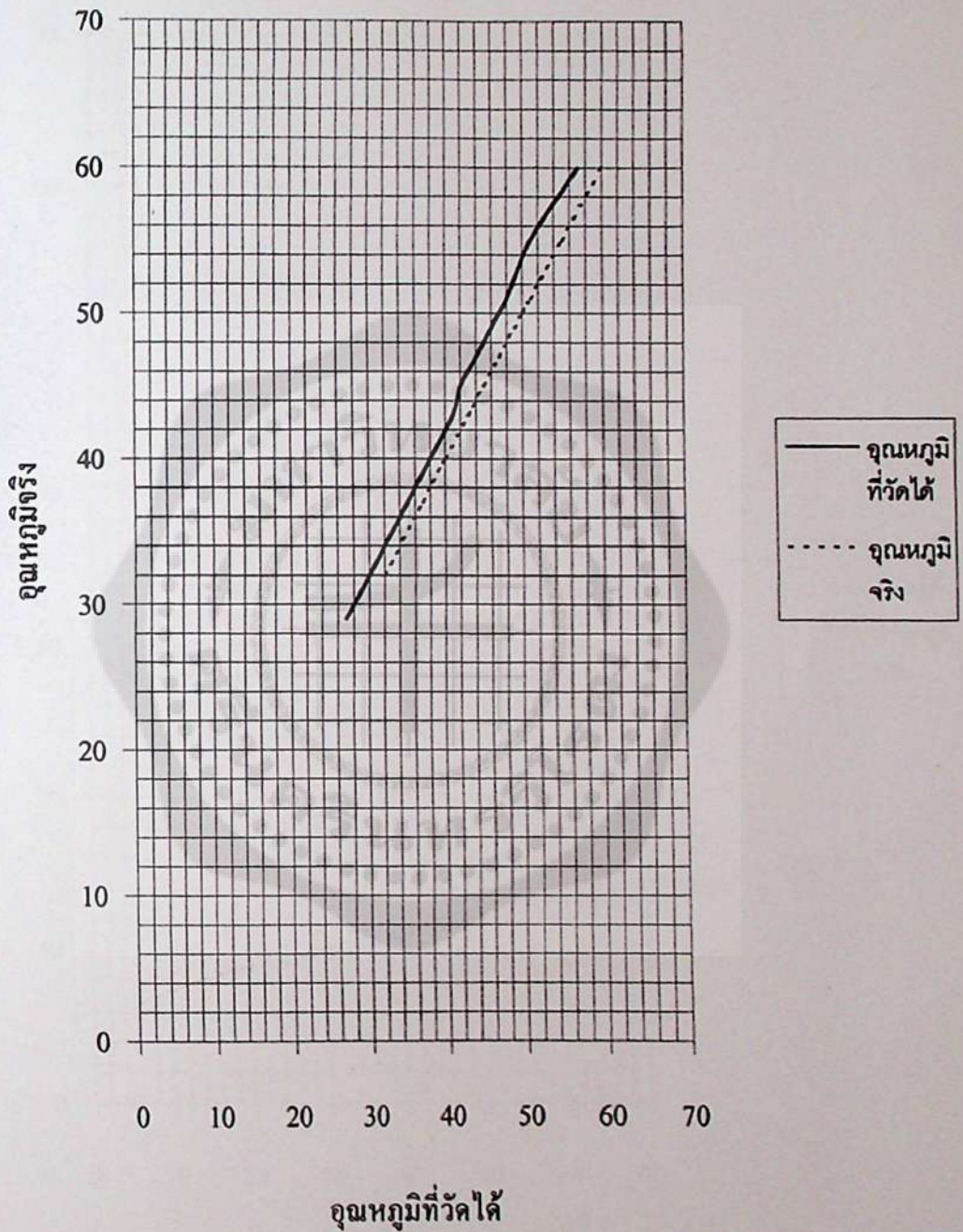
รูปภาคผนวกที่ 3.1 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 1 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และทิวป์

อุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 2



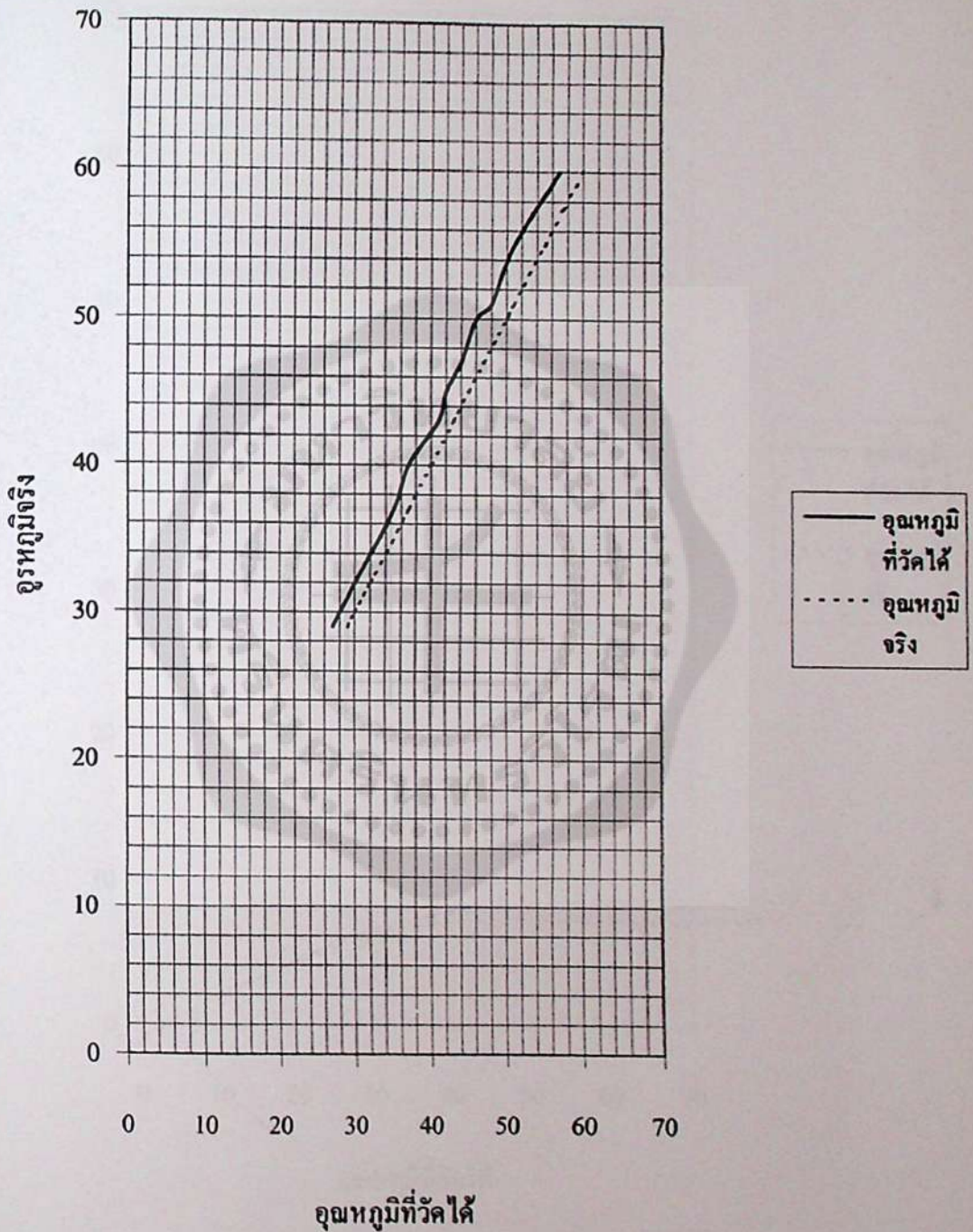
รูปภาคผนวกที่ 3.2 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 2 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และทิวป์

อุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่3



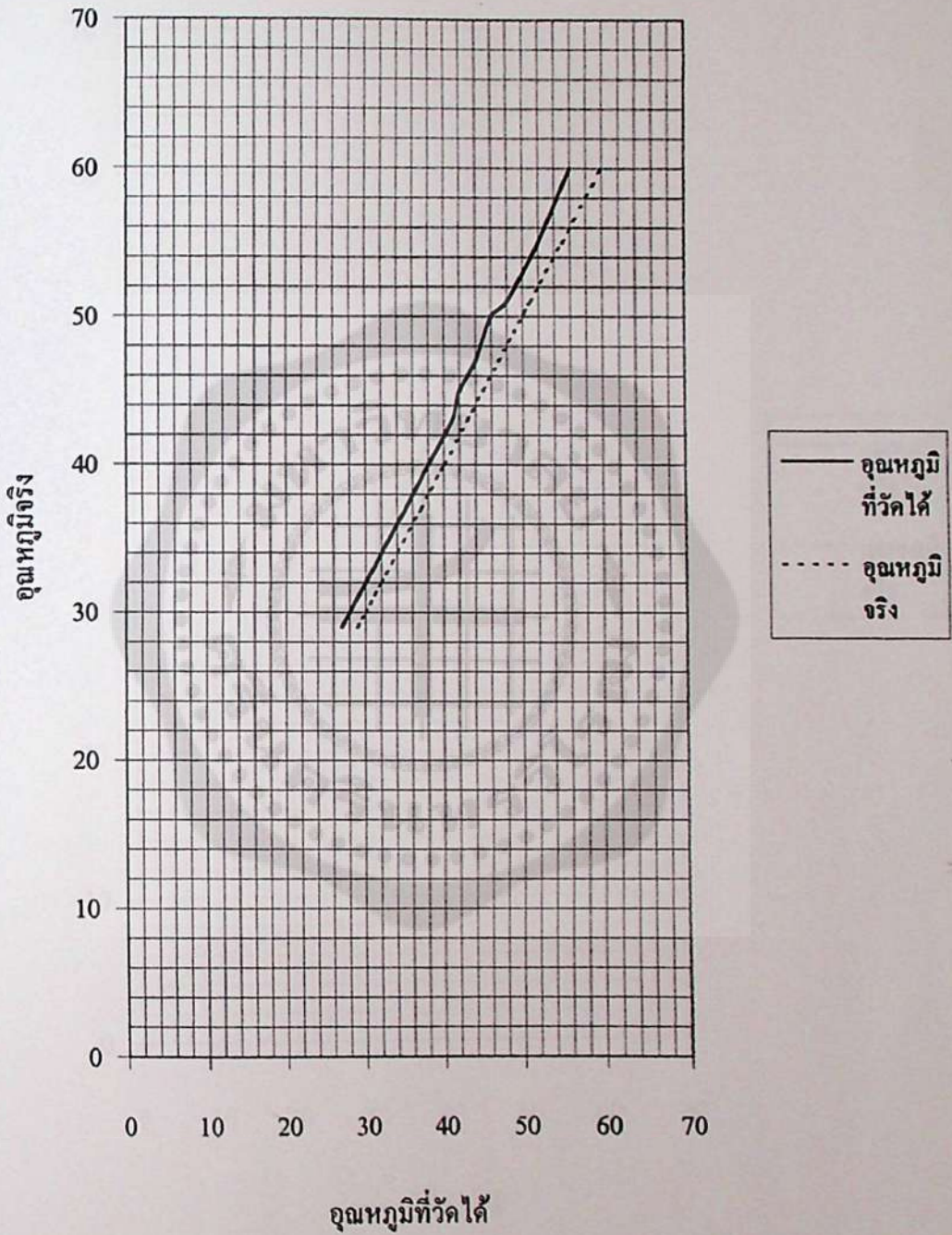
รูปภาคผนวกที่ 3.3 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่3 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และทิวป์

อุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 4



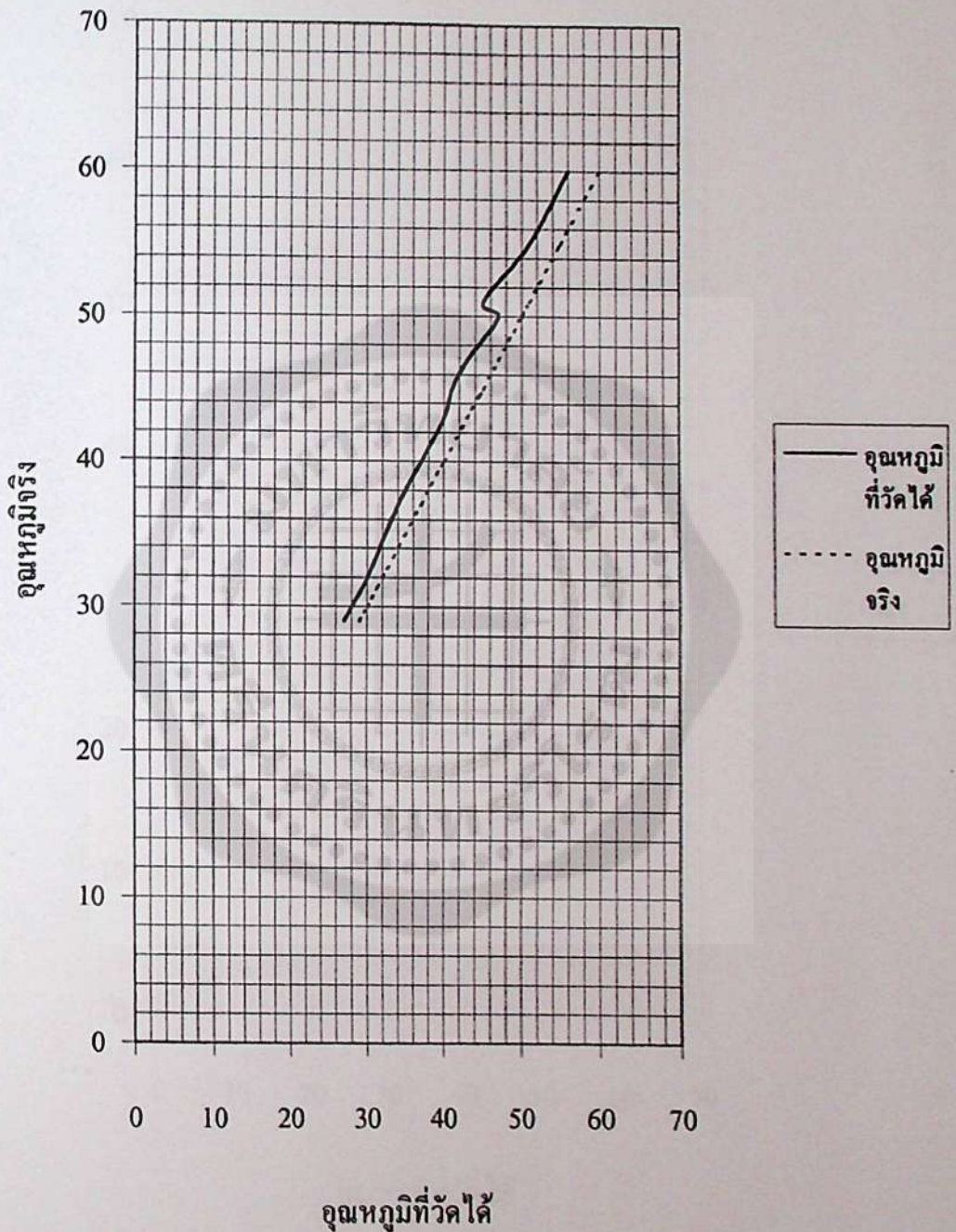
รูปภาคผนวกที่ 3.4 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 4 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และทิวป์

อุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 1



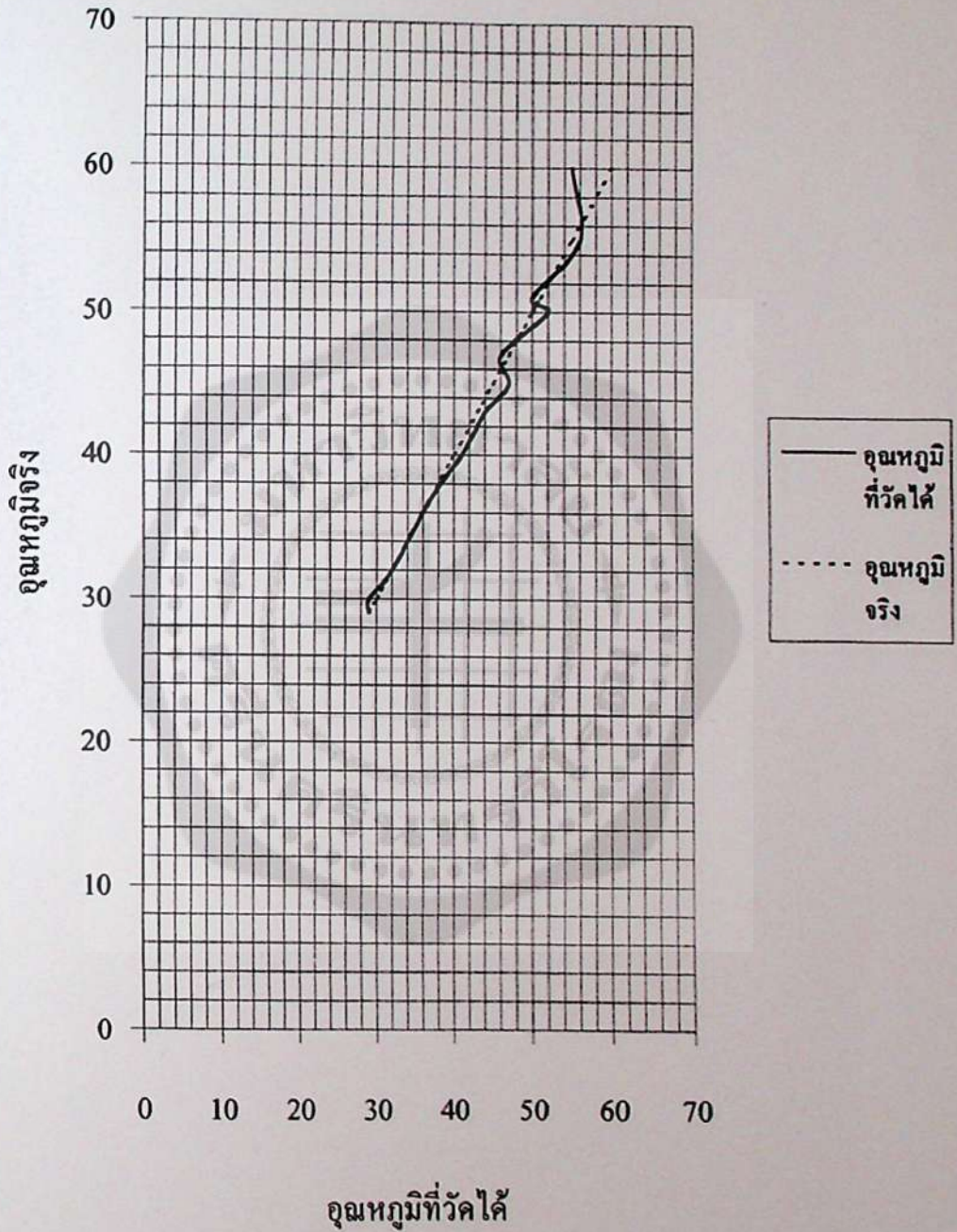
รูปภาคผนวกที่ 3.5 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 1 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และทิวบ์

อุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 2



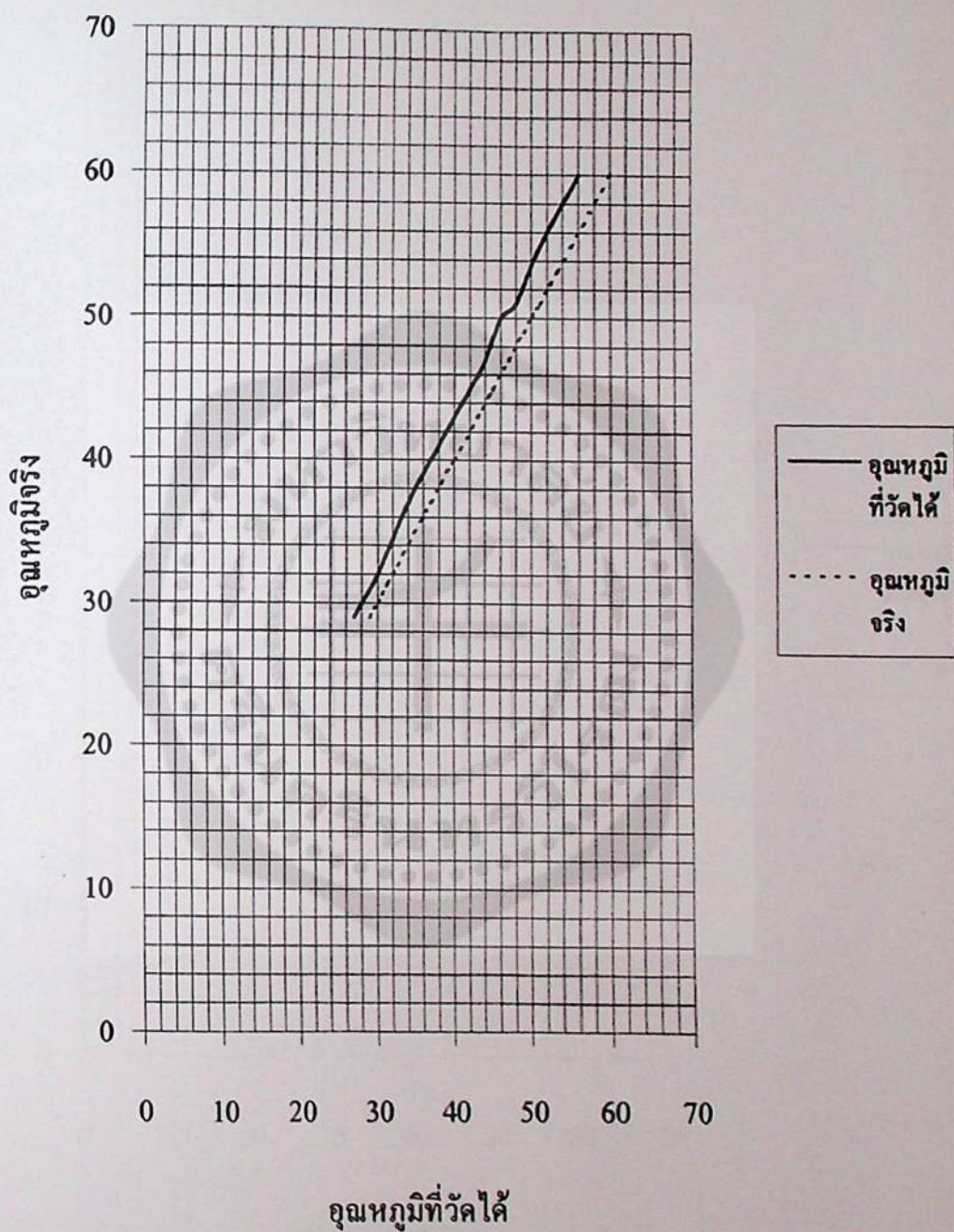
รูปภาคผนวกที่ 3.6 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 2 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และทิวป์

อุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่3



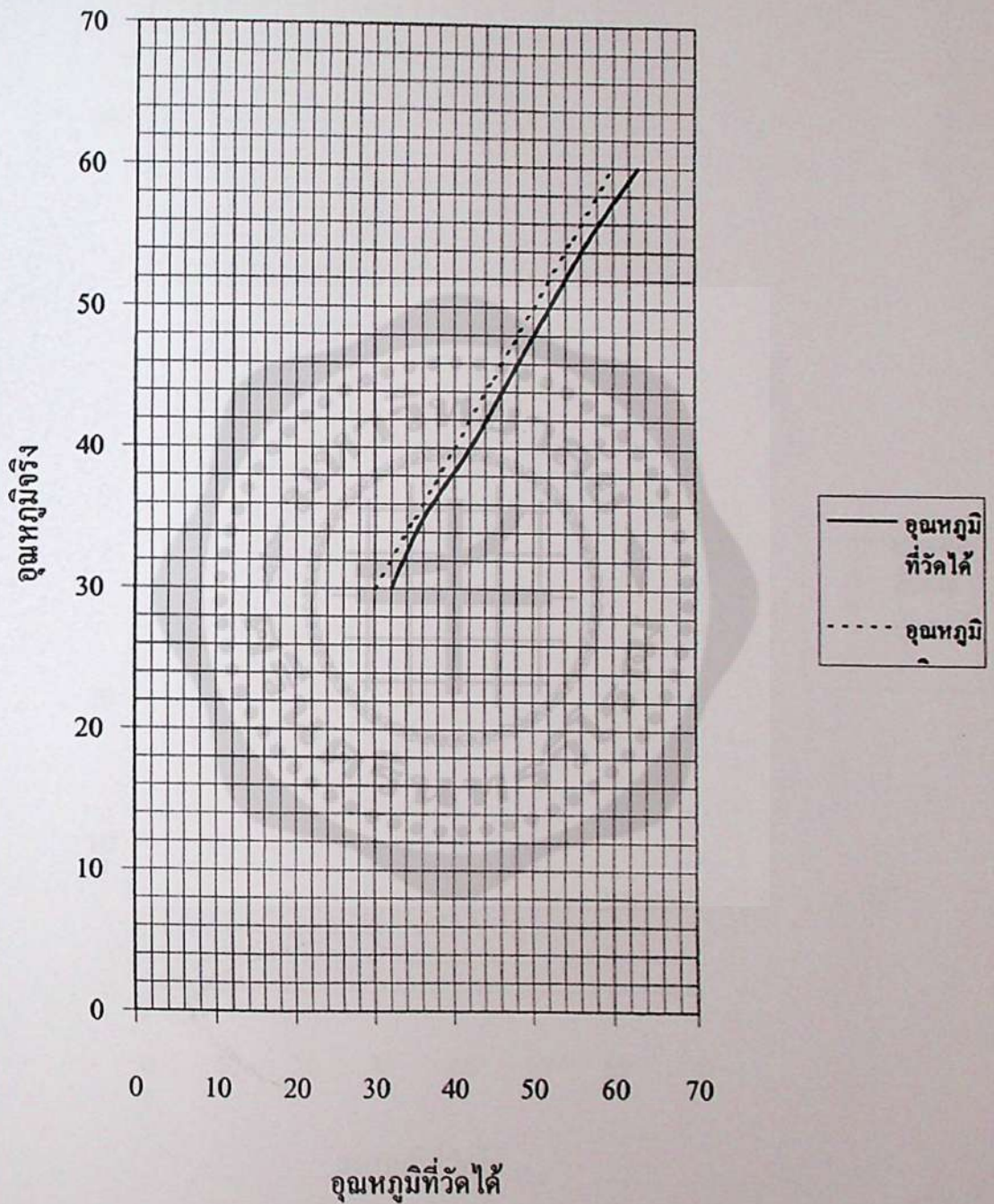
รูปภาคผนวกที่ 3.7 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่3 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และทิวบ์

อุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่4



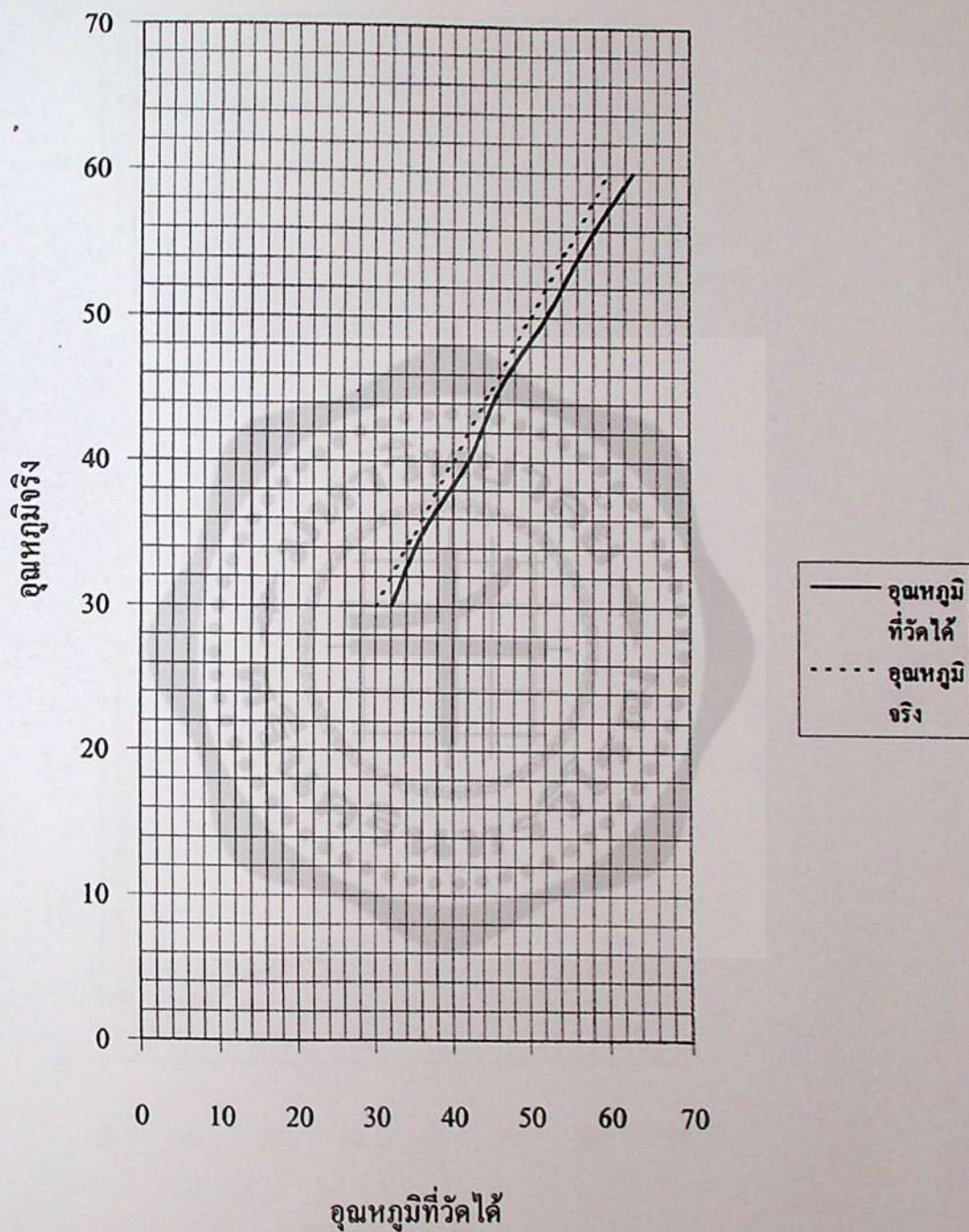
รูปภาคผนวกที่ 3.8 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่4 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และทิวป์

อุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 1



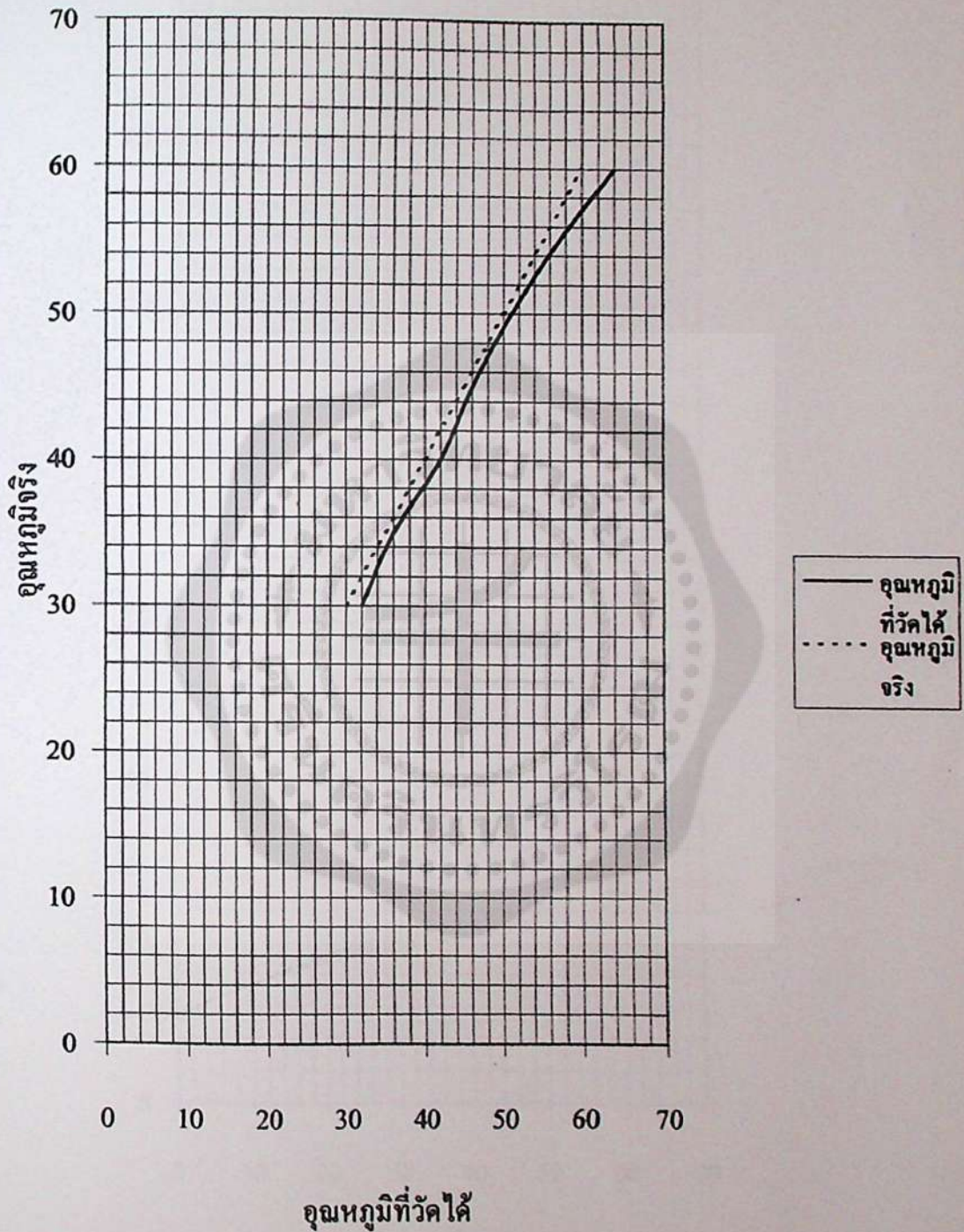
รูปภาคผนวกที่ 3.9 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 1 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น

อุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 2



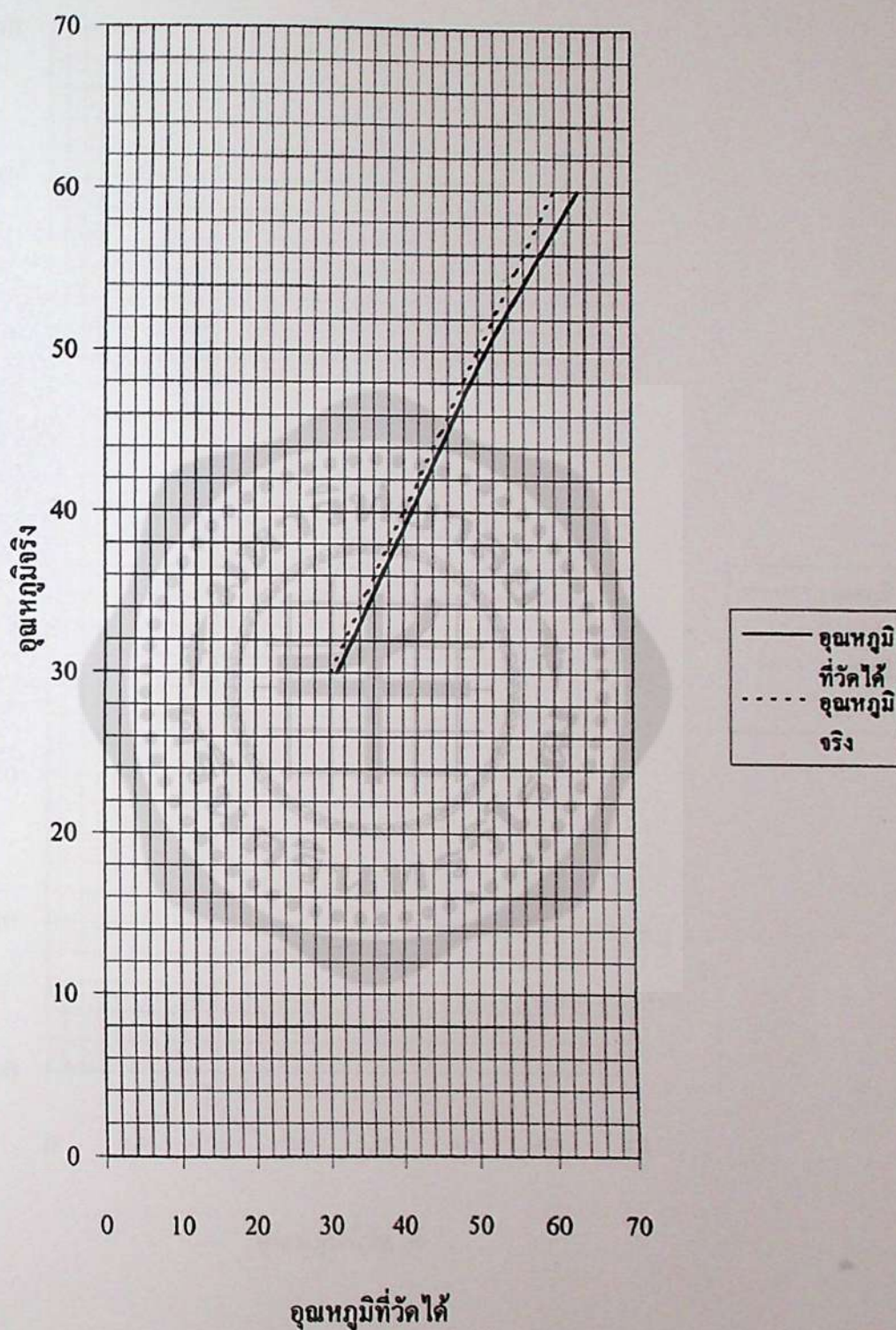
รูปภาคผนวกที่ 3.10 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 2 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น

อุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 3



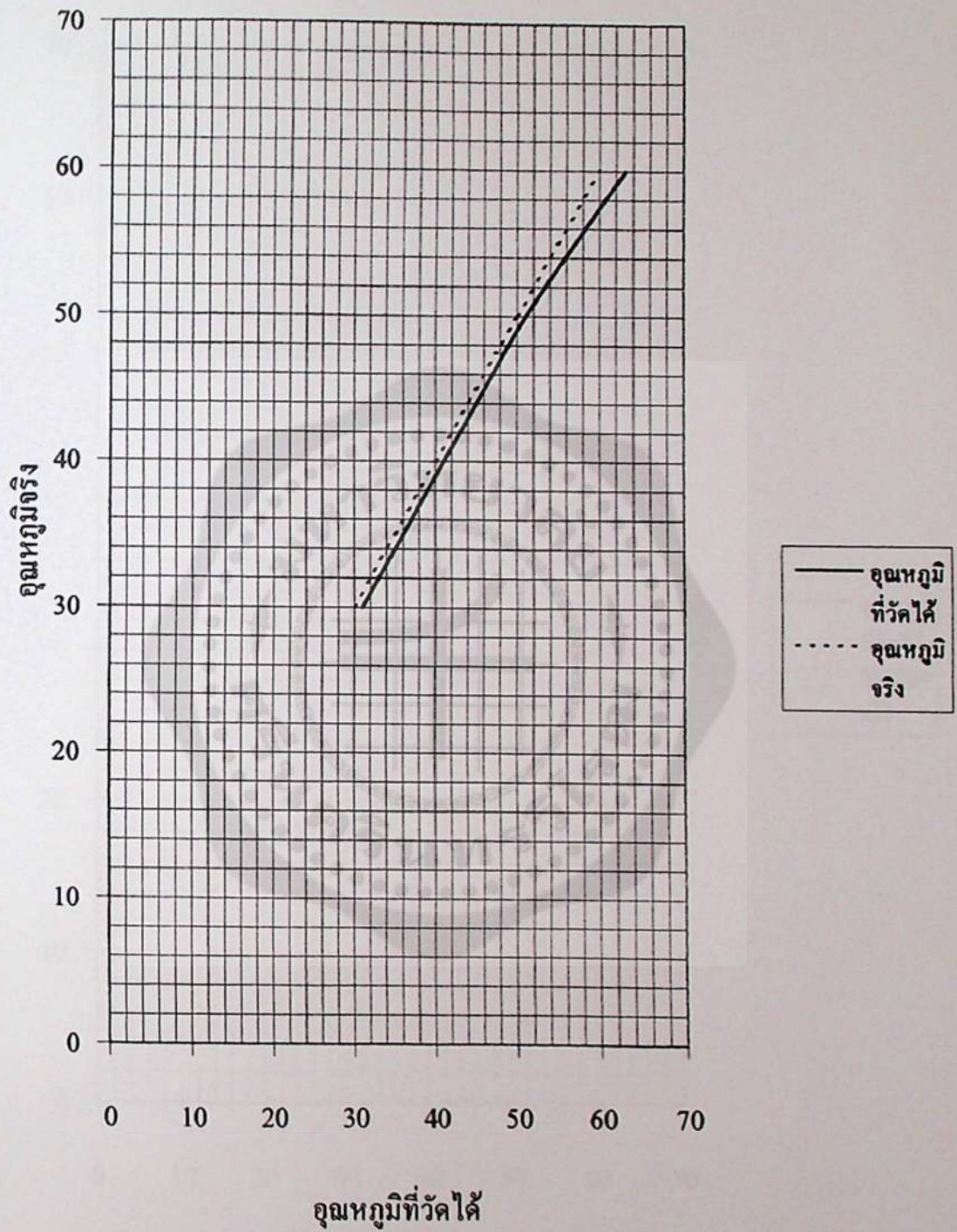
รูปภาคผนวกที่ 3.11 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 3 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น

อุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่4



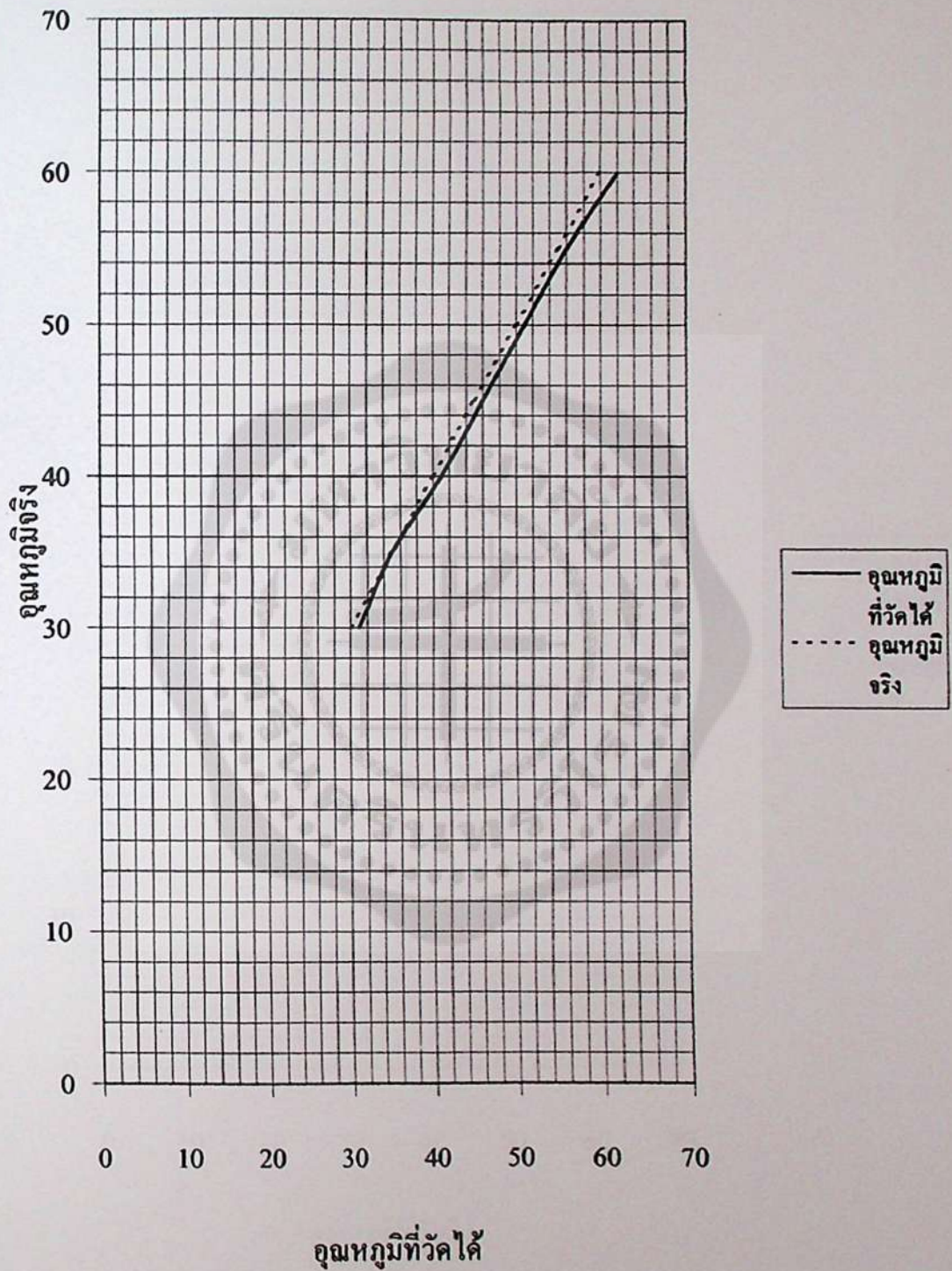
รูปภาคผนวกที่ 3.12 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่4 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น

อุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 5



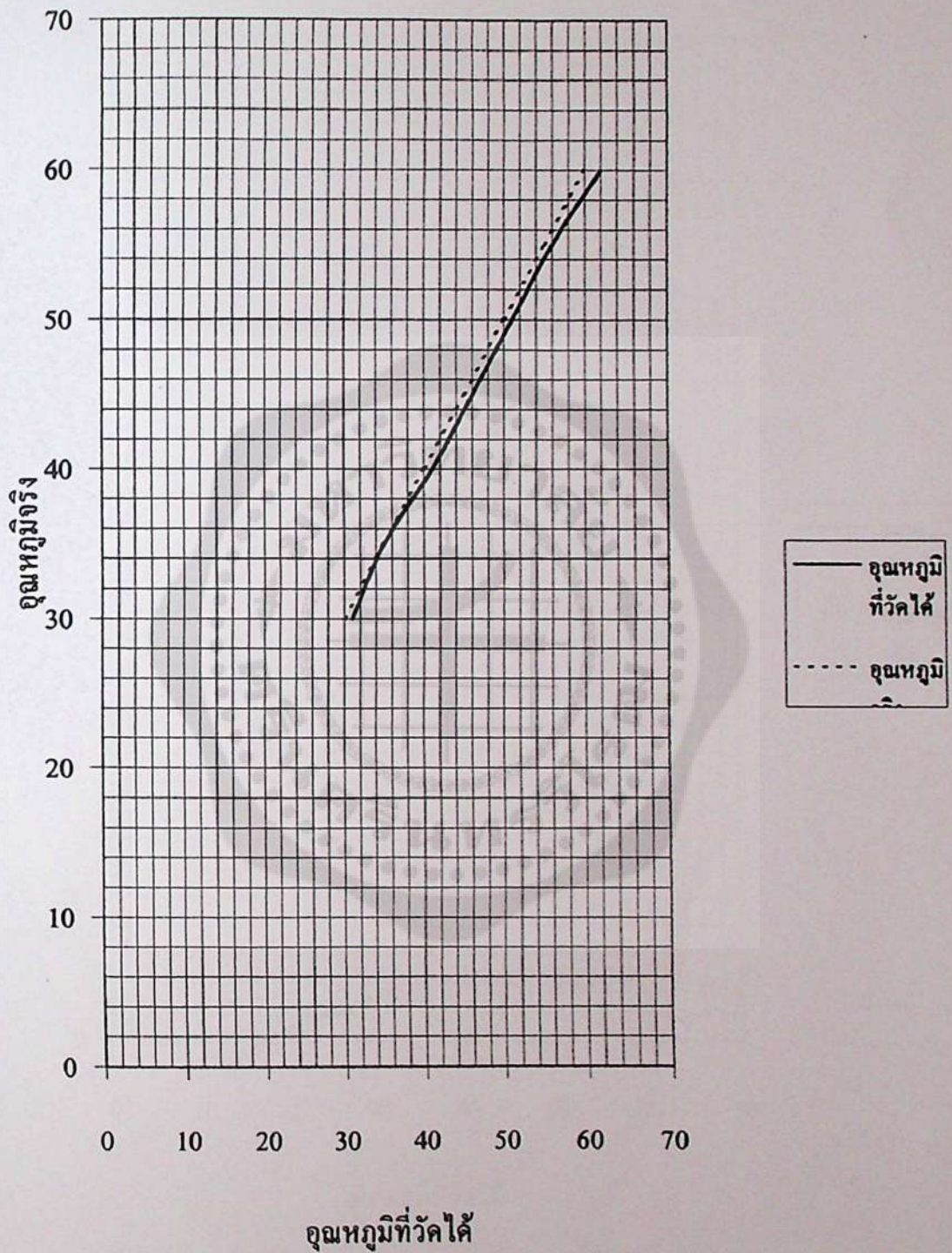
รูปภาคผนวกที่ 3.13 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 5 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น

อุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 6



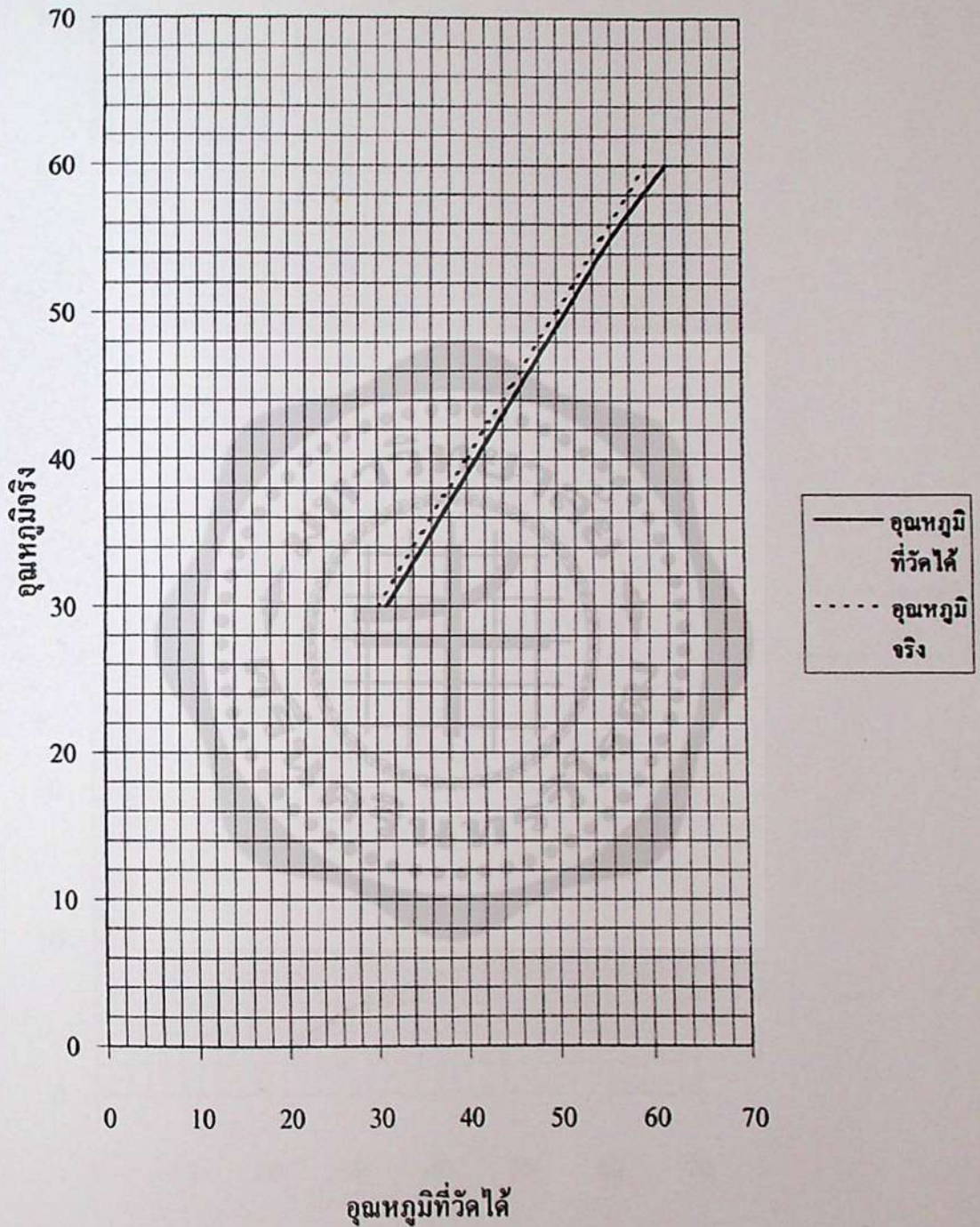
รูปภาคผนวกที่ 3.14 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 6 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น

อุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 7



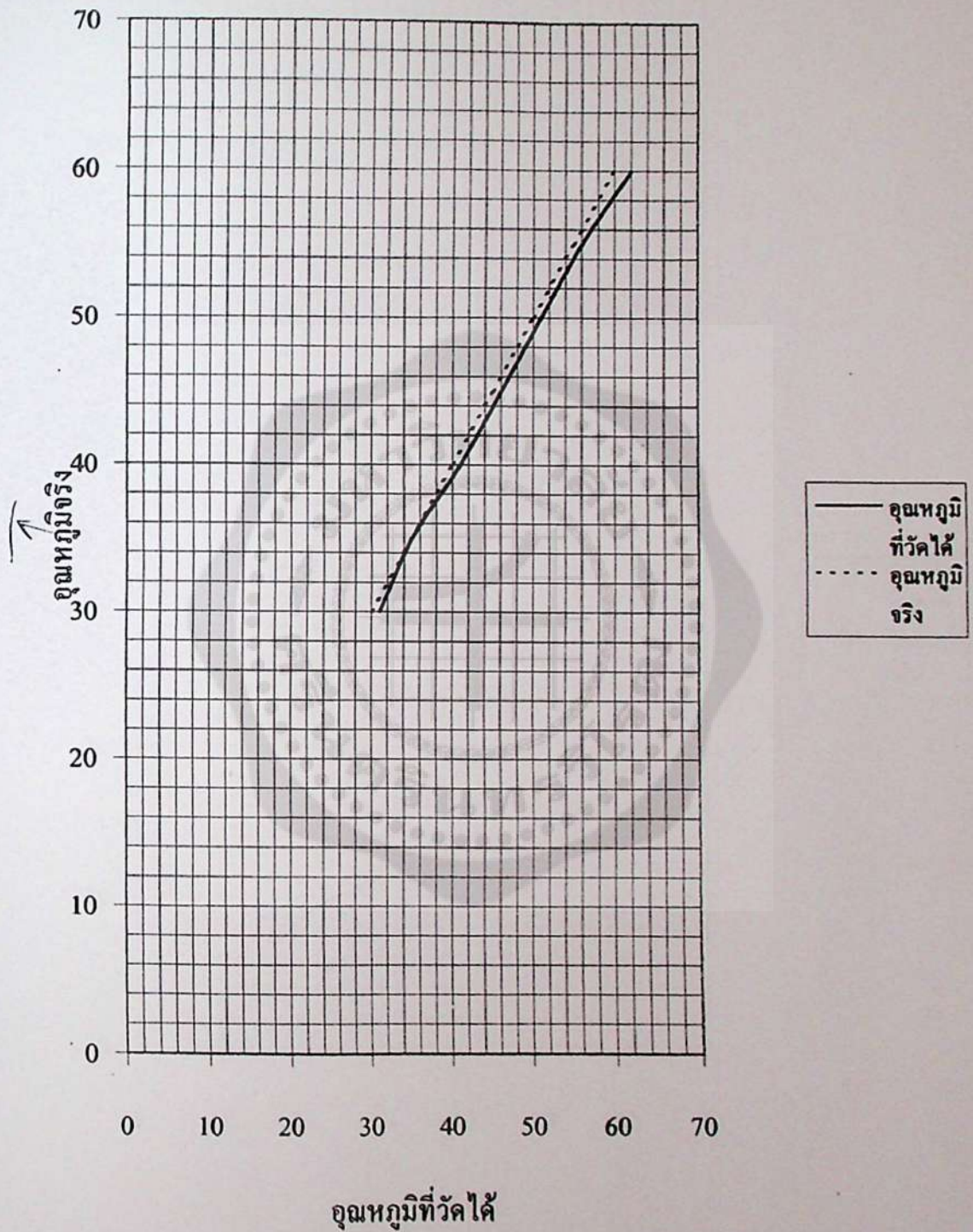
รูปภาคผนวกที่ 3.15 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำร้อนจุดที่ 7 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น

อุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 1



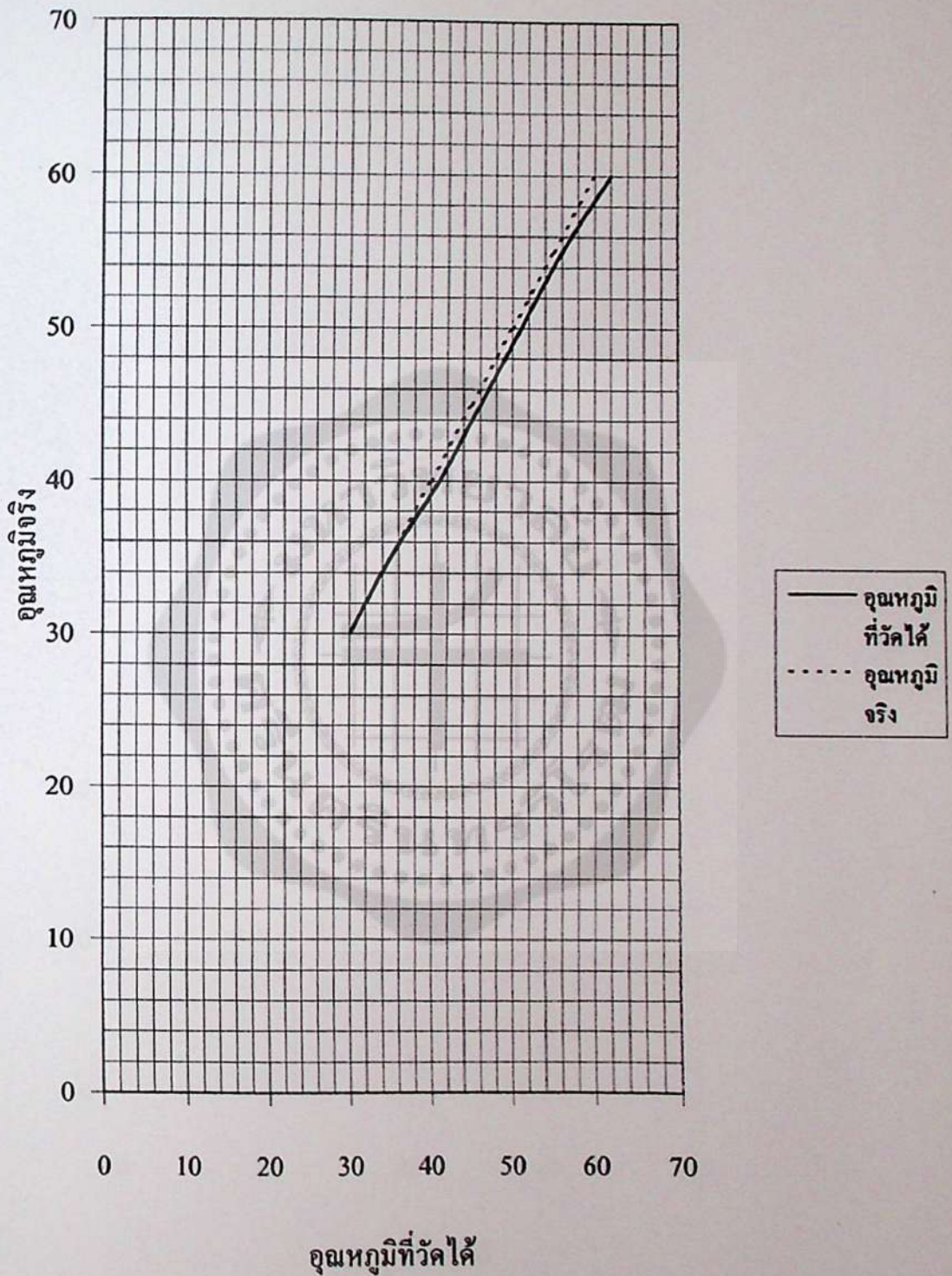
รูปภาคผนวกที่ 3.16 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 1 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น

อุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 2



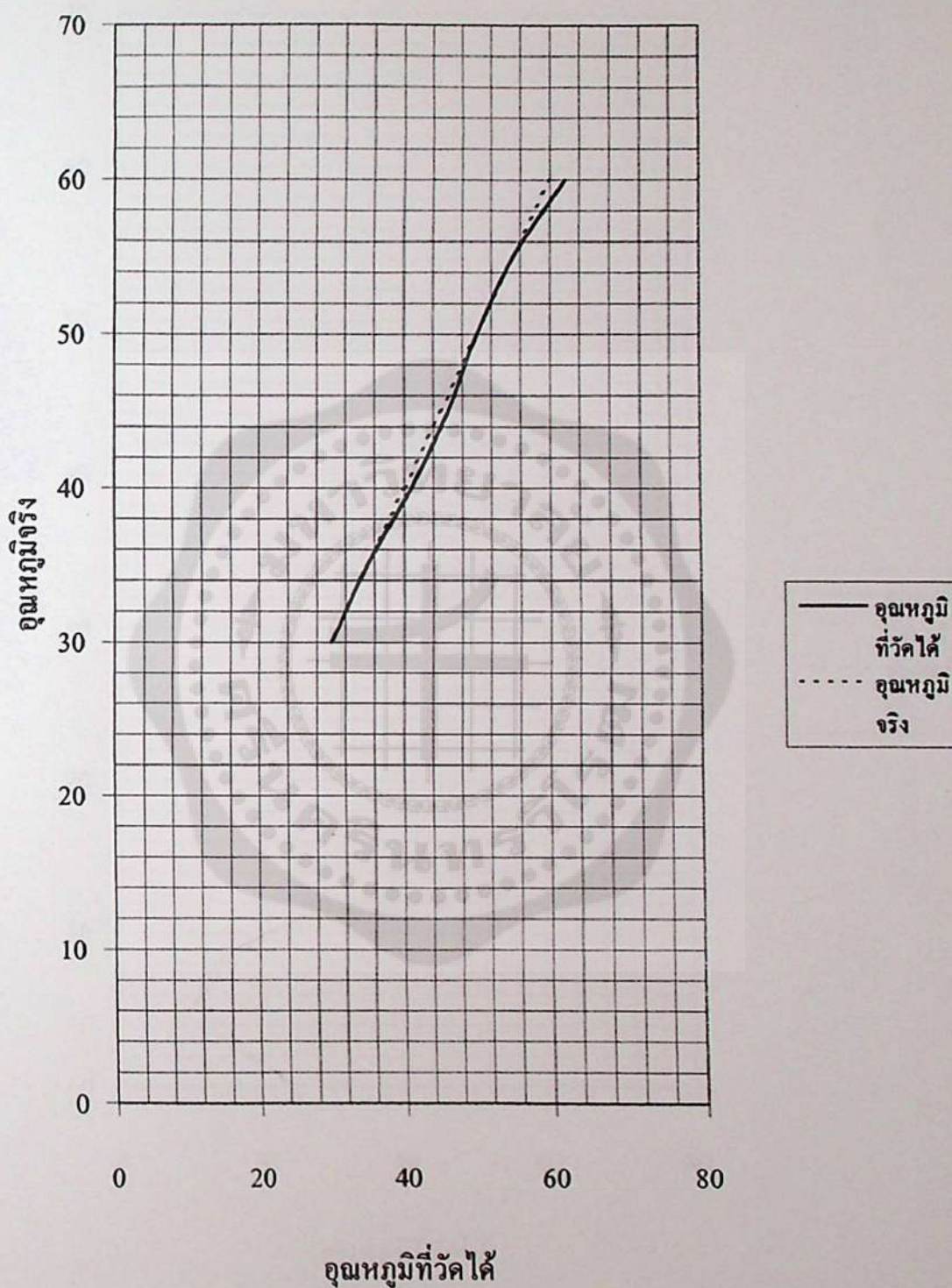
รูปภาคผนวกที่ 3.17 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 2 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น

อุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 3



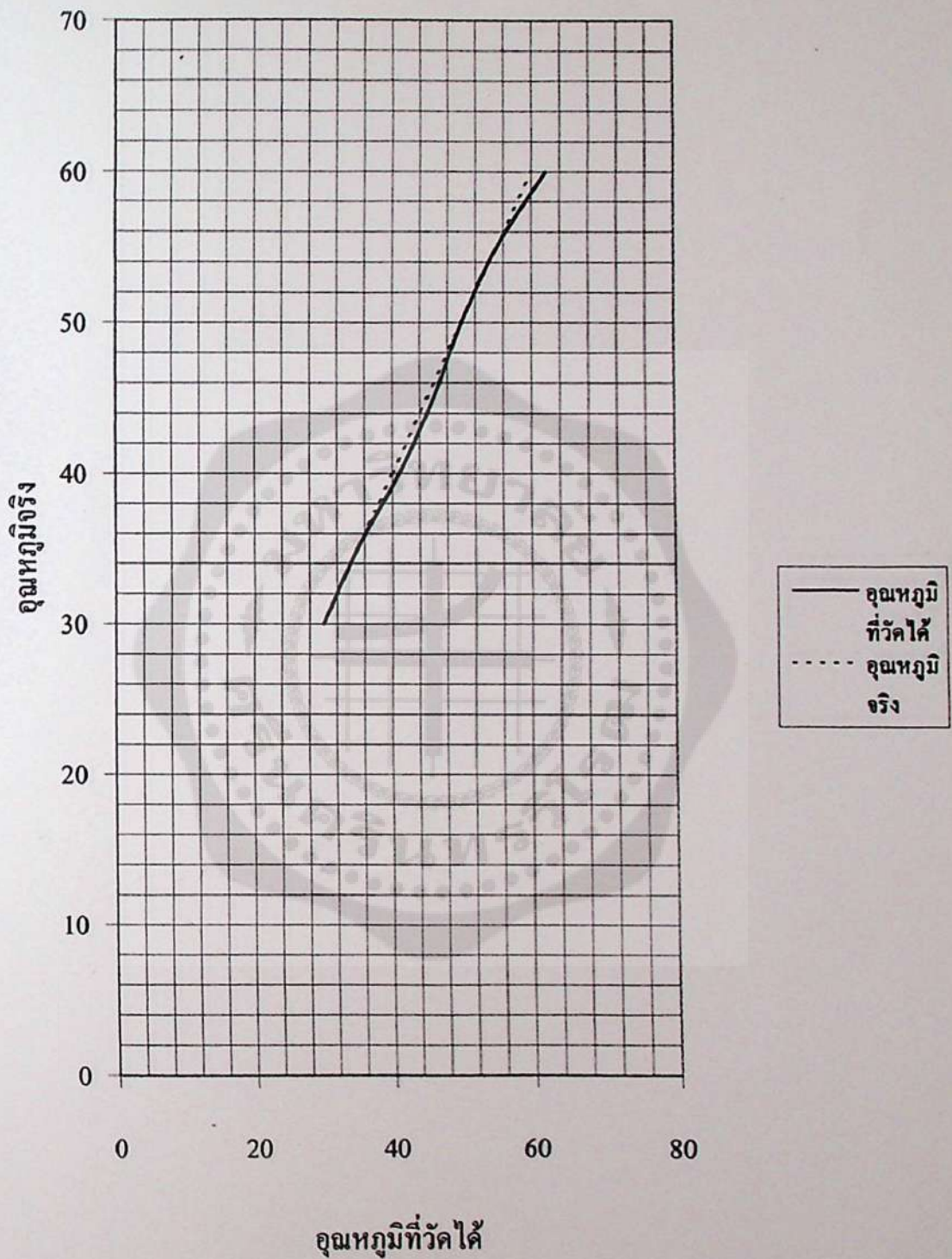
รูปภาคผนวกที่ 3.18 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 3 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น

อุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่4

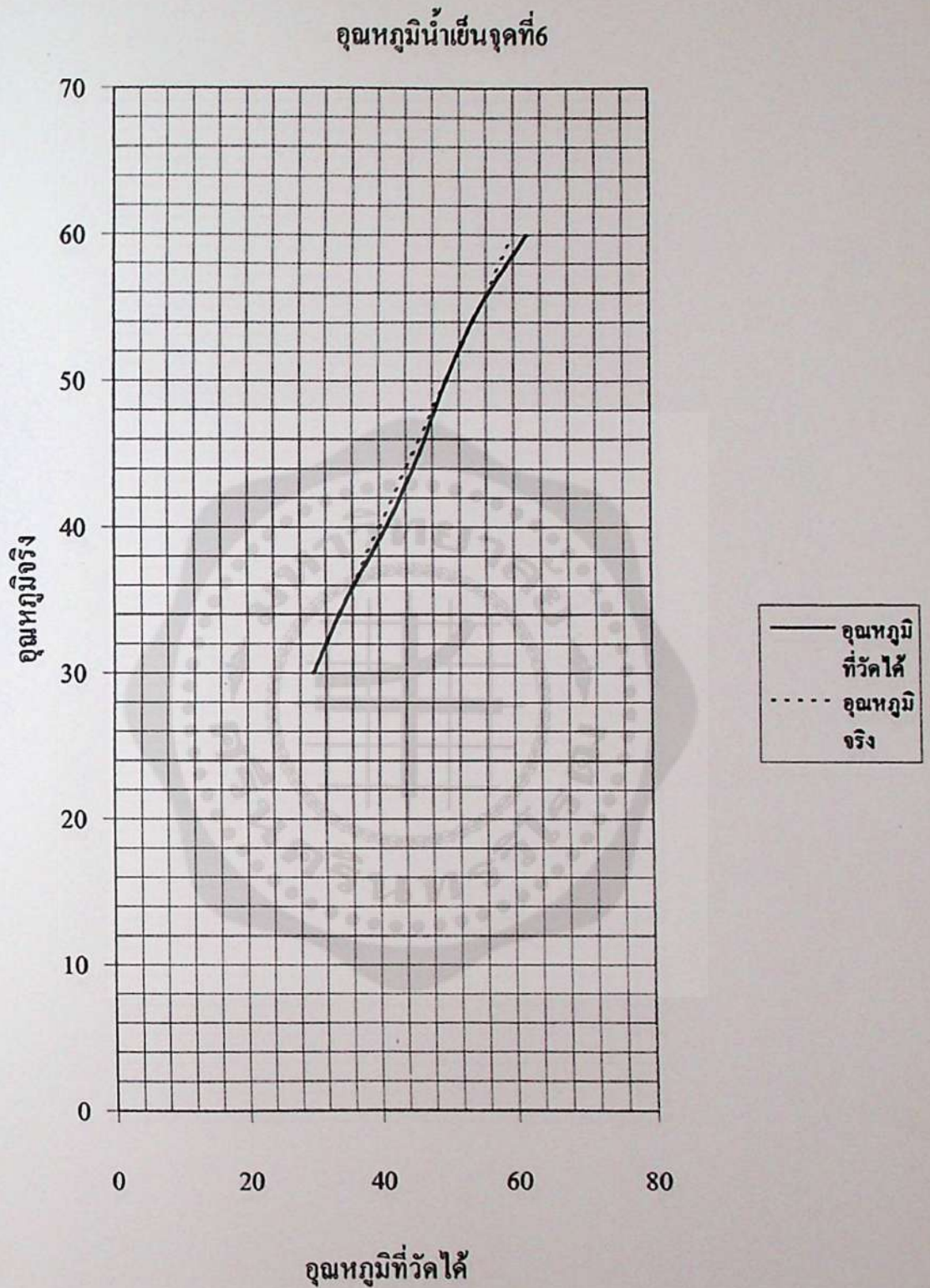


รูปภาคผนวกที่ 3.19 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่4 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น

อุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 5

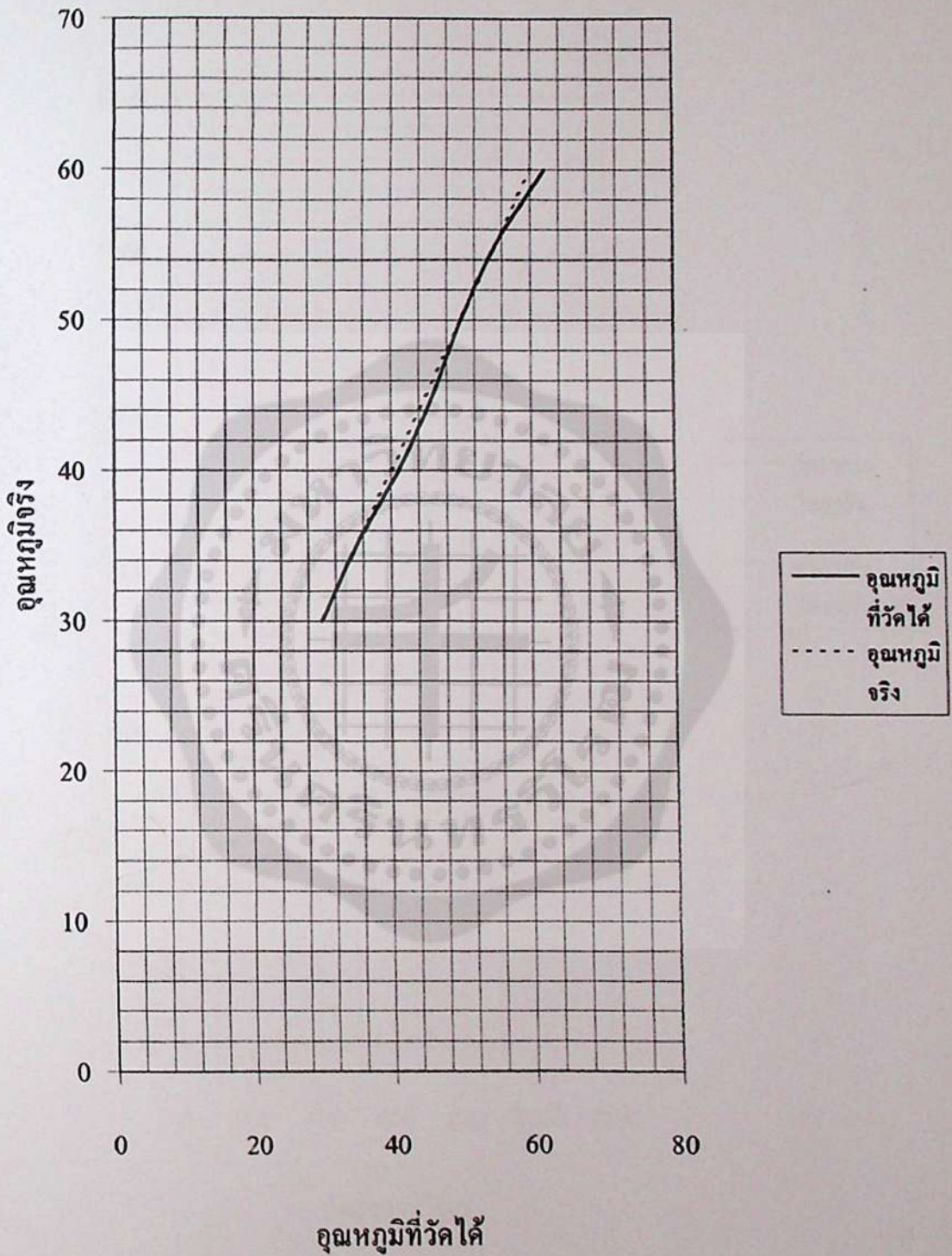


รูปภาคผนวกที่ 3.20 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 5 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น



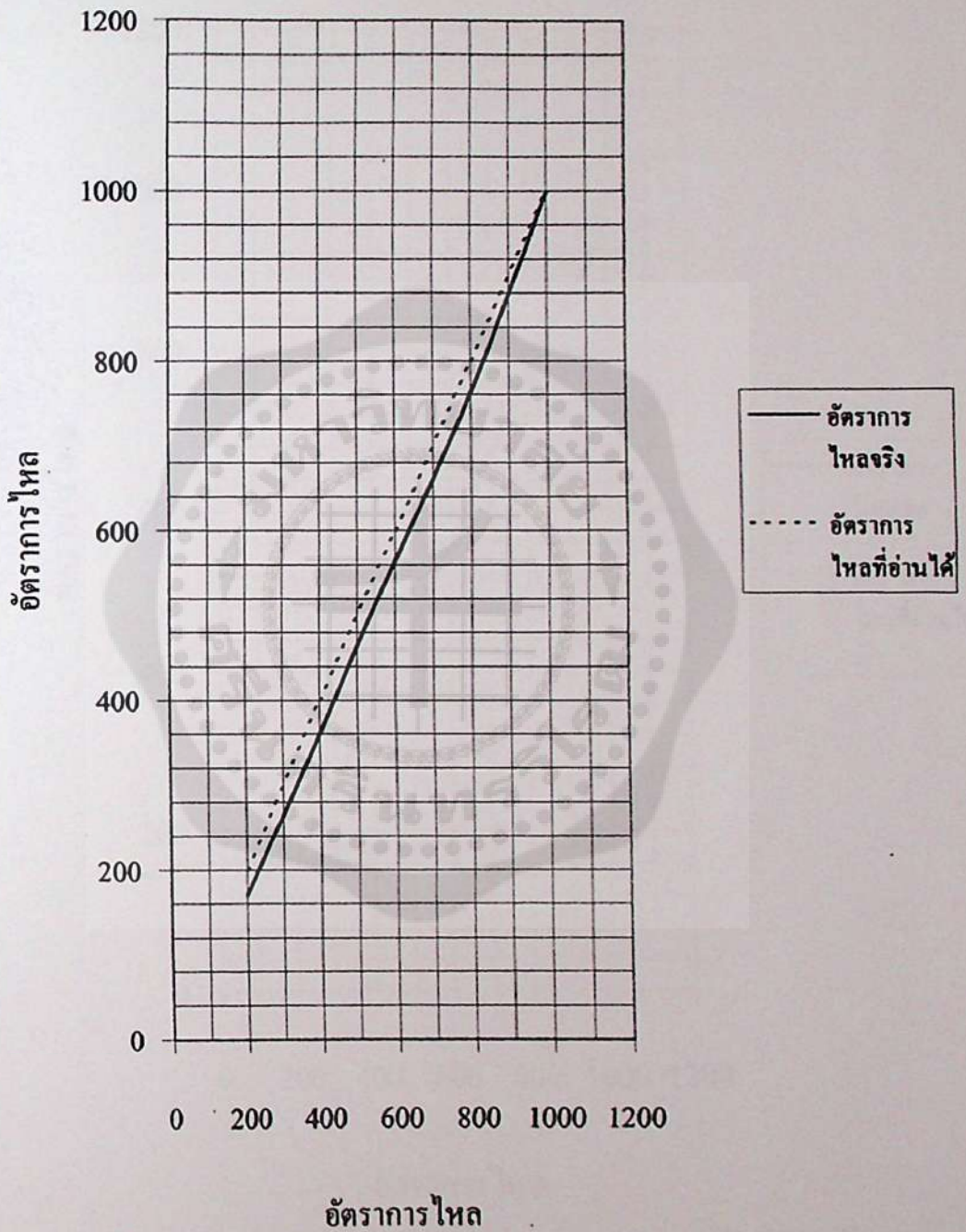
รูปภาคผนวกที่ 3.21 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 6 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น

อุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 7



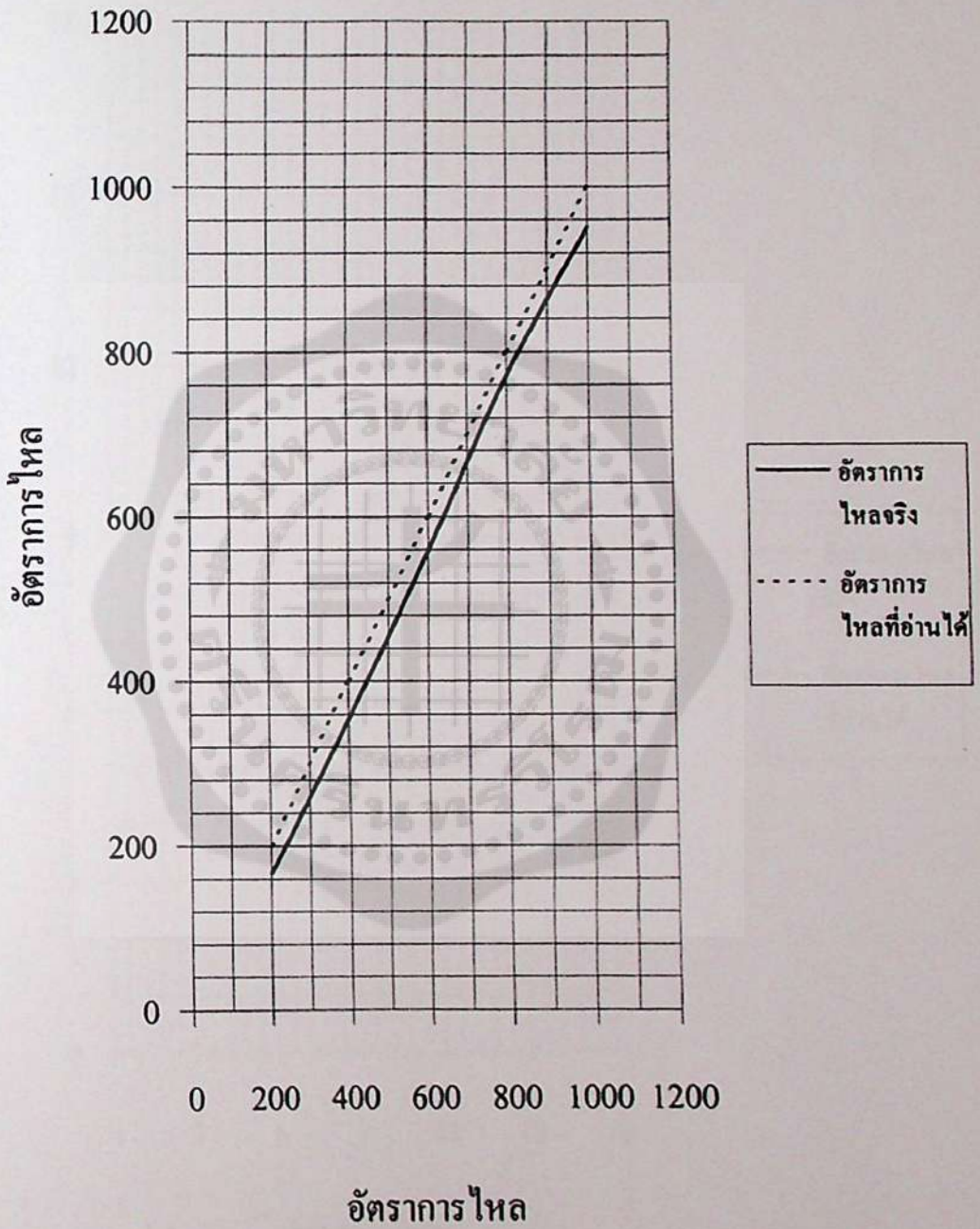
รูปภาคผนวกที่ 3.22 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอุณหภูมิน้ำเย็นจุดที่ 7 ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น

อัตราการไหลของน้ำร้อน



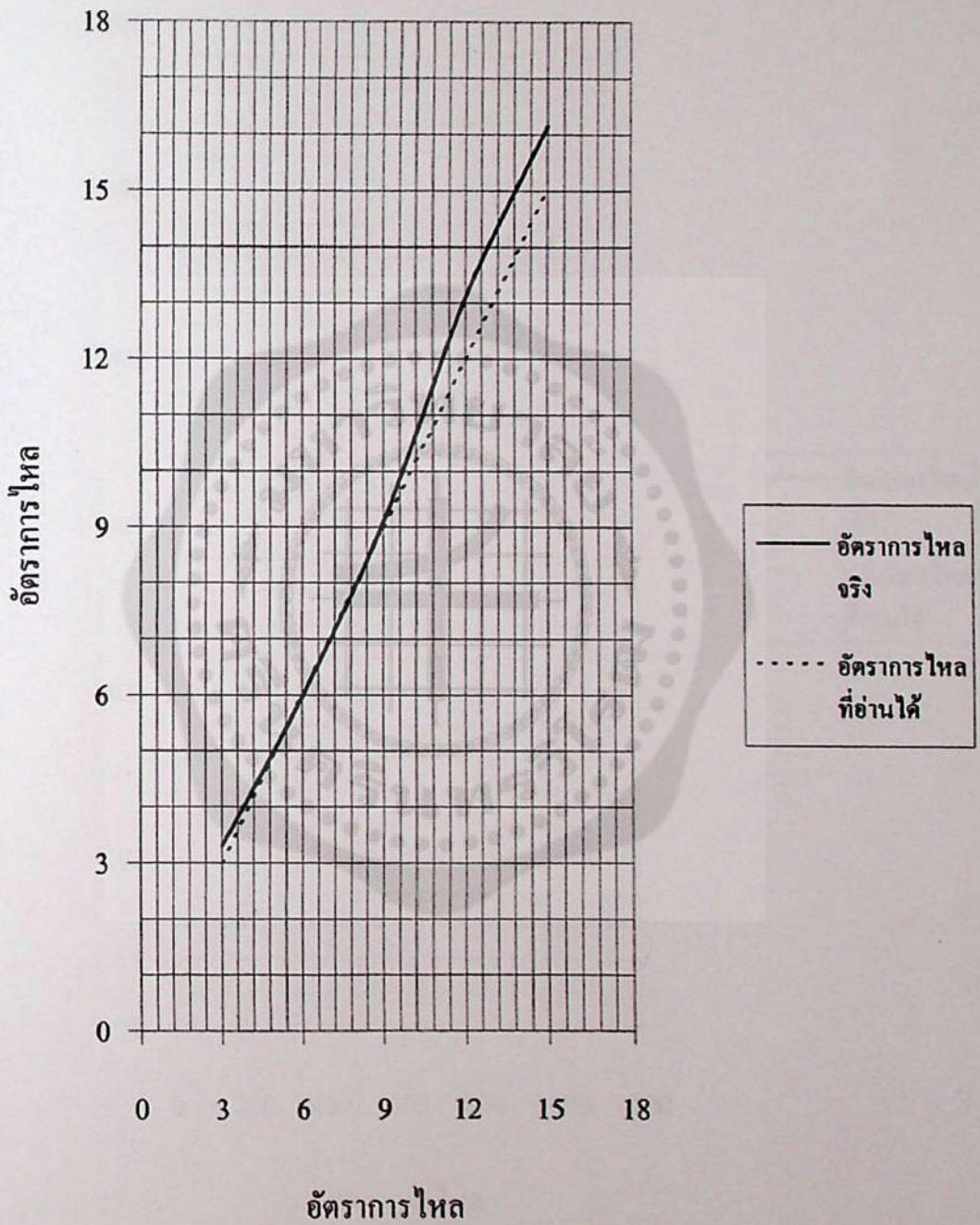
รูปภาคผนวกที่ 3.23 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอัตราการไหลน้ำร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และทิวป์

อัตราการไหลของน้ำเย็น



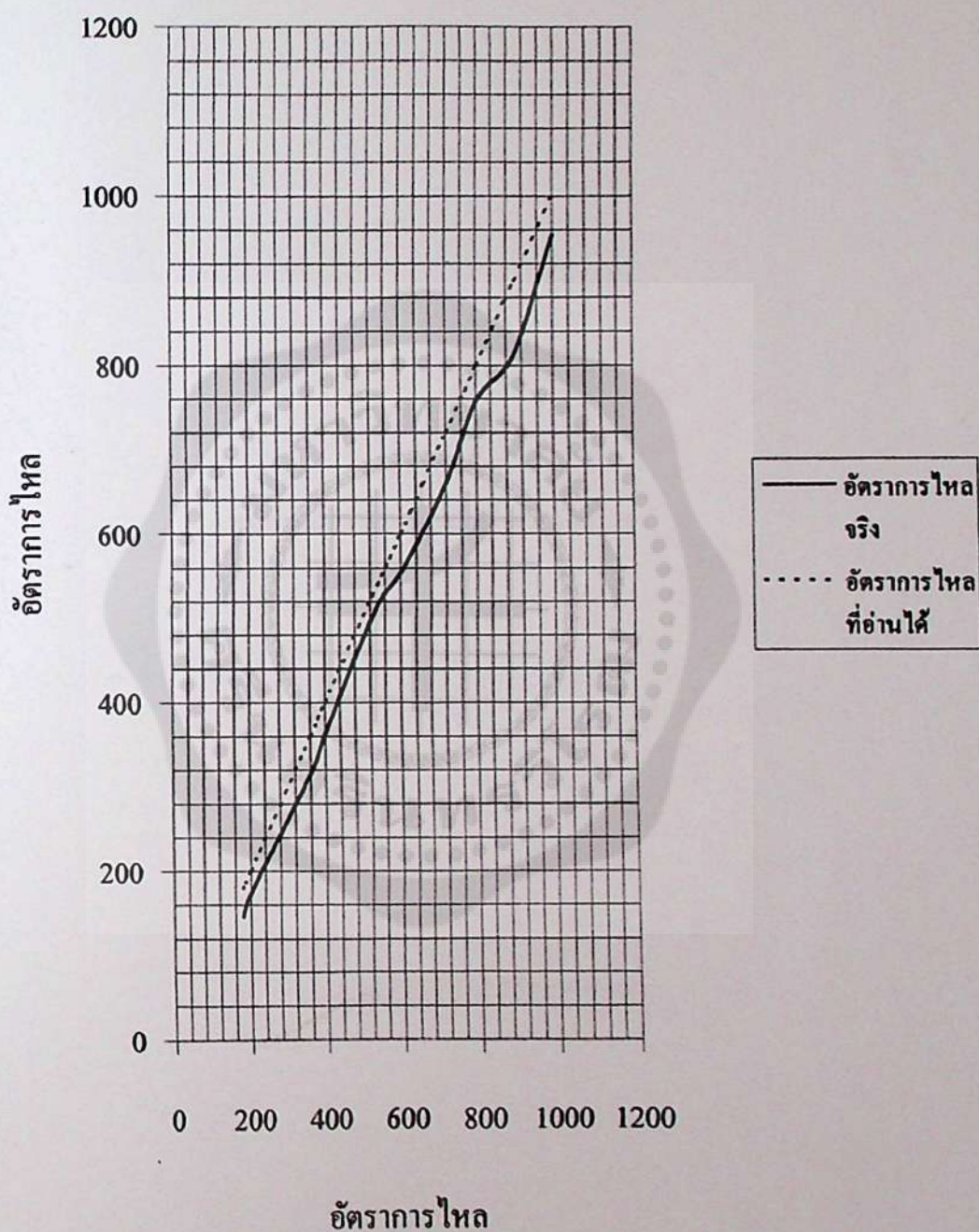
รูปภาคผนวกที่ 3.24 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอัตราการไหลน้ำเย็นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ เซลล์และทิวป์

อัตราการไหลของน้ำร้อน



รูปภาคผนวกที่ 3.25 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอัตราการไหลน้ำร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น

อัตราการไหลของน้ำเย็น

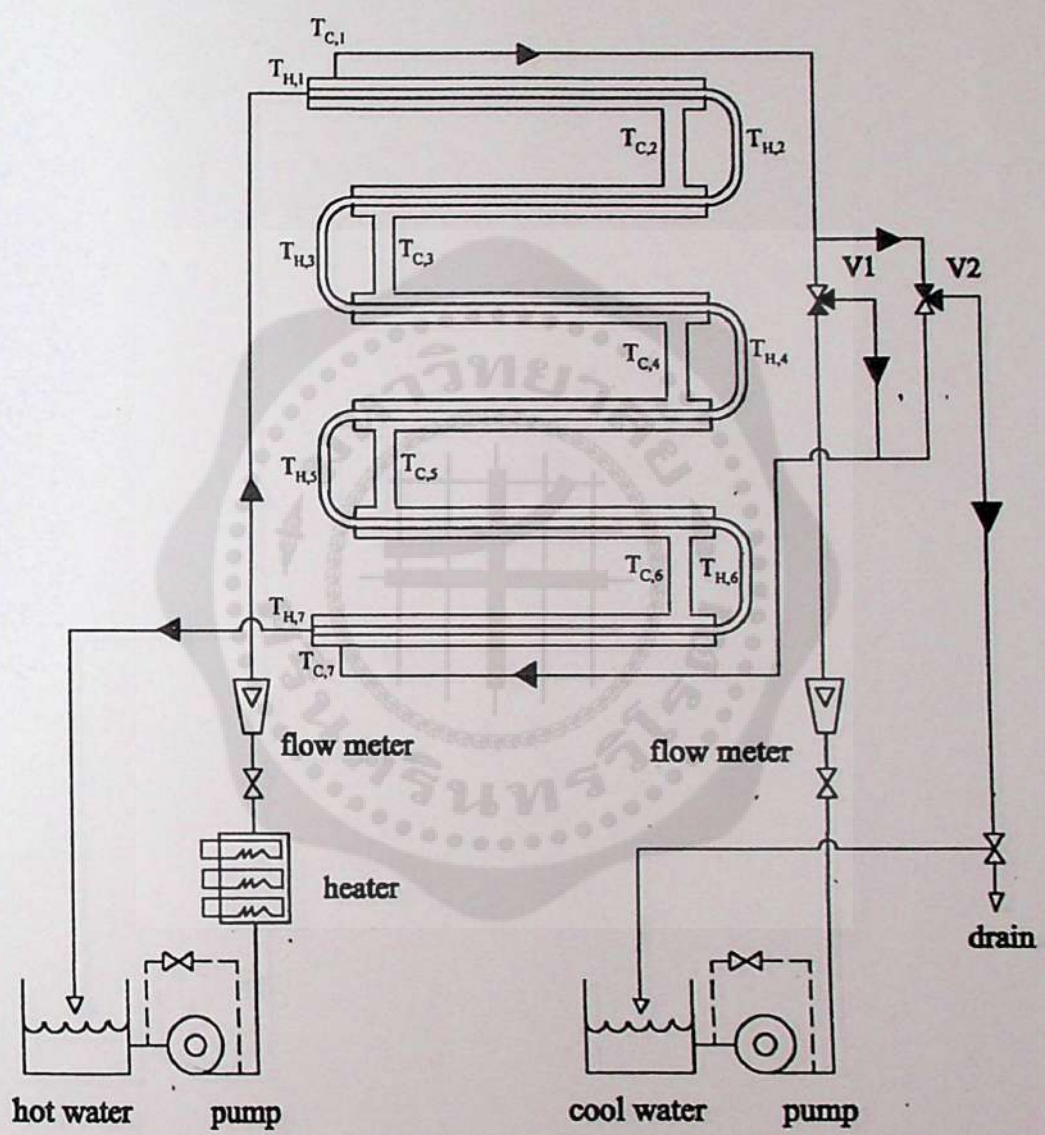


รูปภาคผนวกที่ 3.26 กราฟแสดงค่าผิดพลาดของอัตราการไหลน้ำเย็นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น

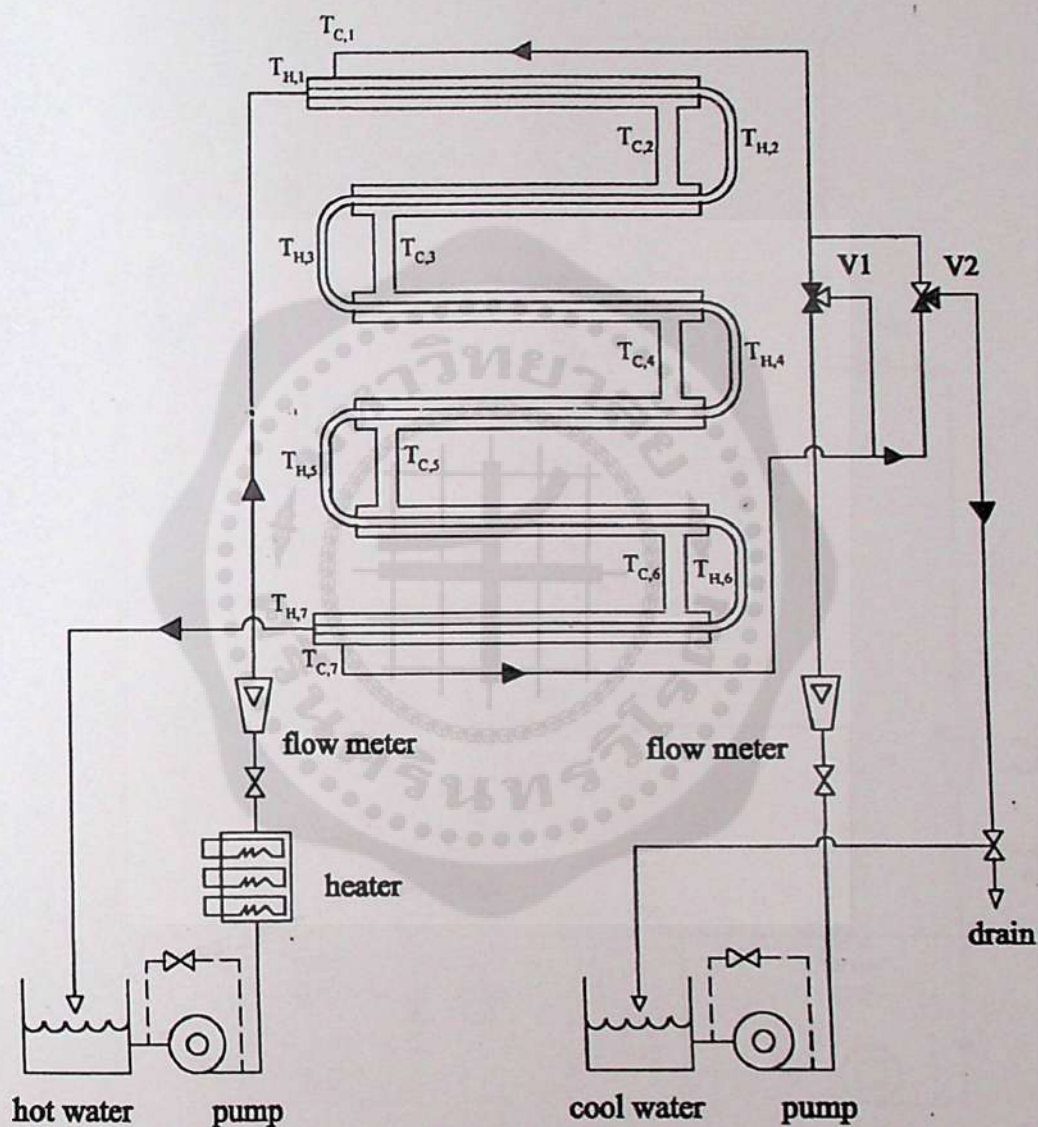
ภาคผนวกที่ 4

รูปภาพแสดงลักษณะการไหลแบบต่างๆ

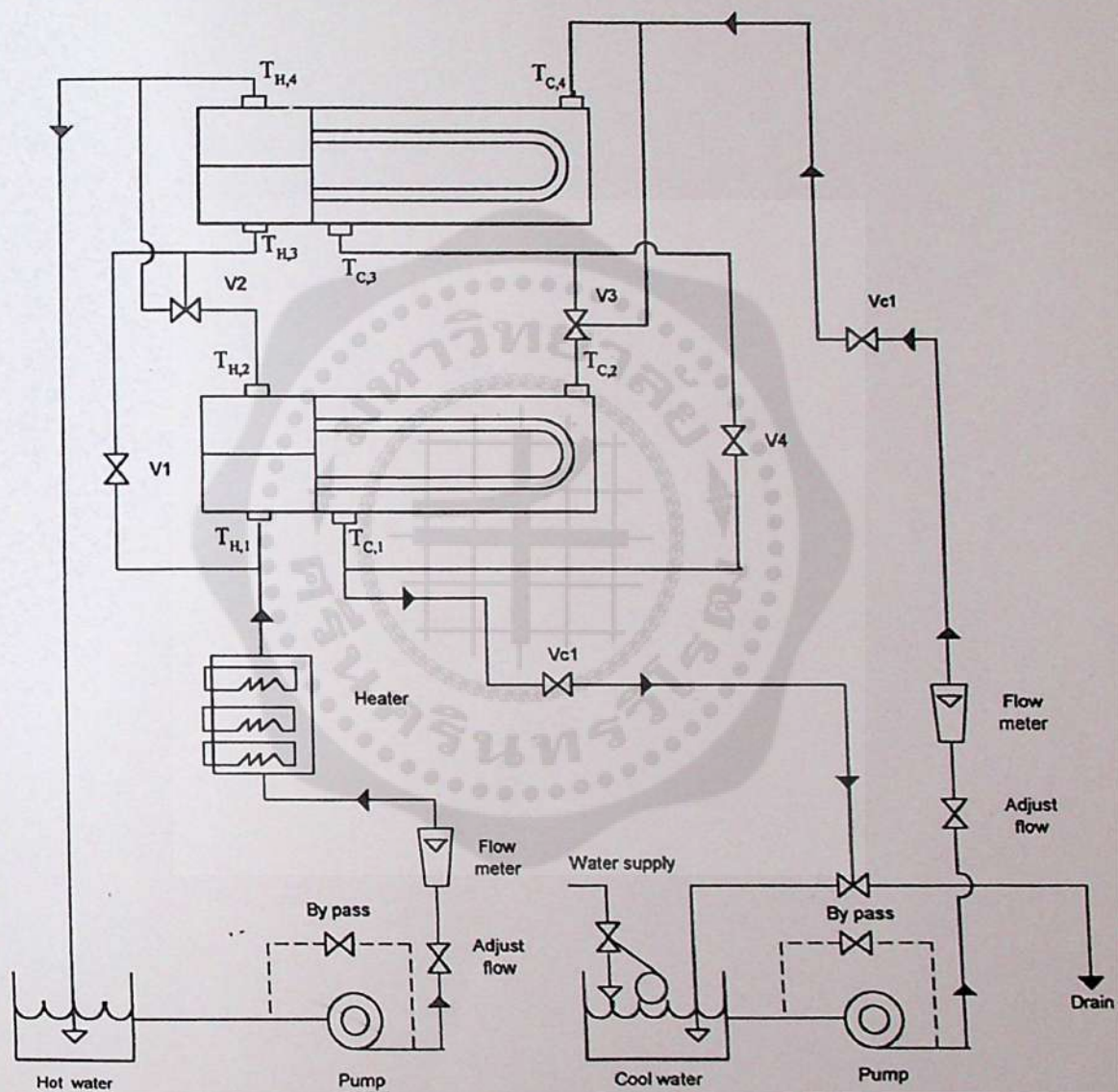




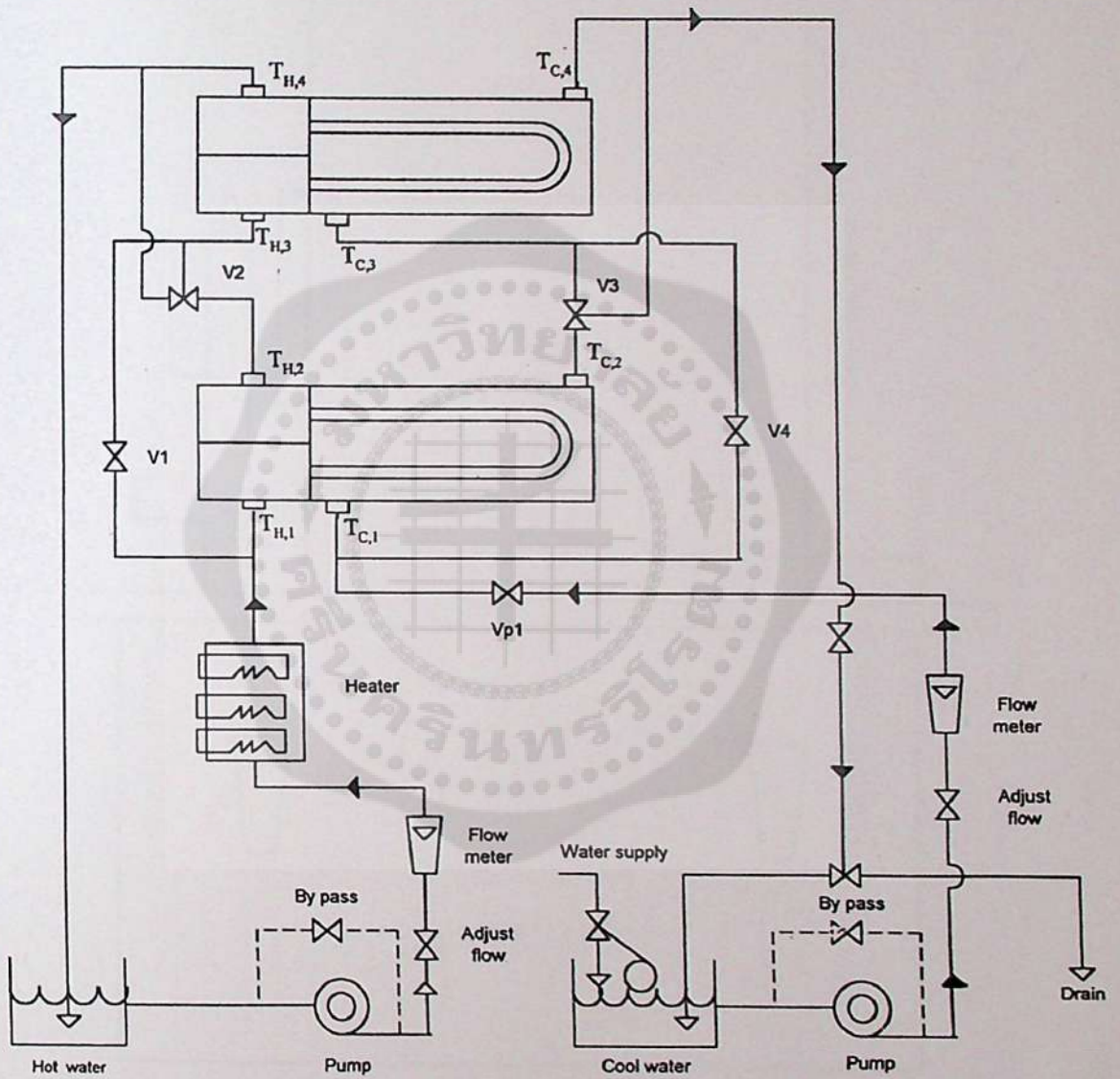
รูปภาคผนวกที่ 4.1 รูปภาพแสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นในลักษณะการไหลแบบสวนทาง



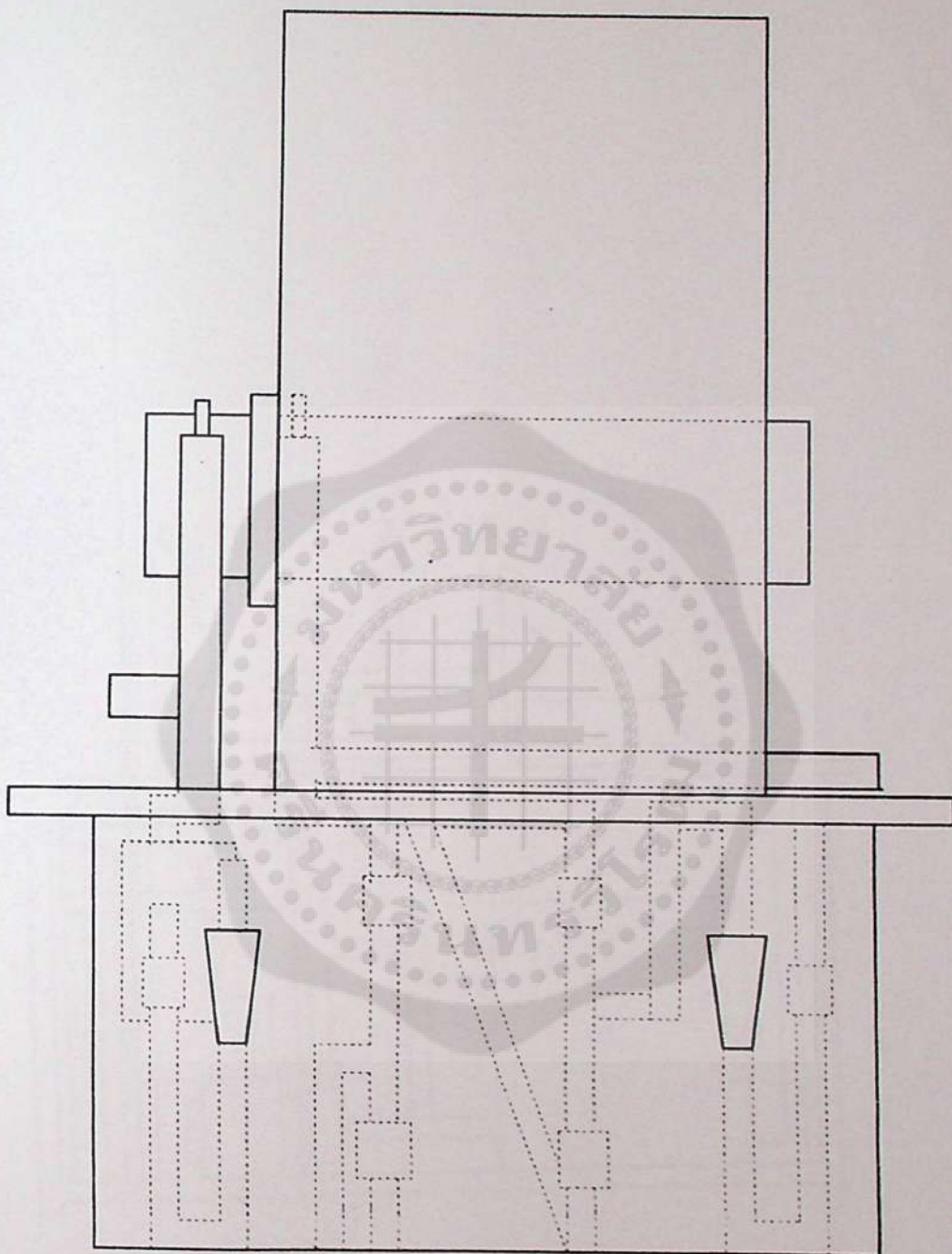
รูปภาคผนวกที่ 4.2 รูปภาพแสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นในลักษณะการไหลแบบขนาน



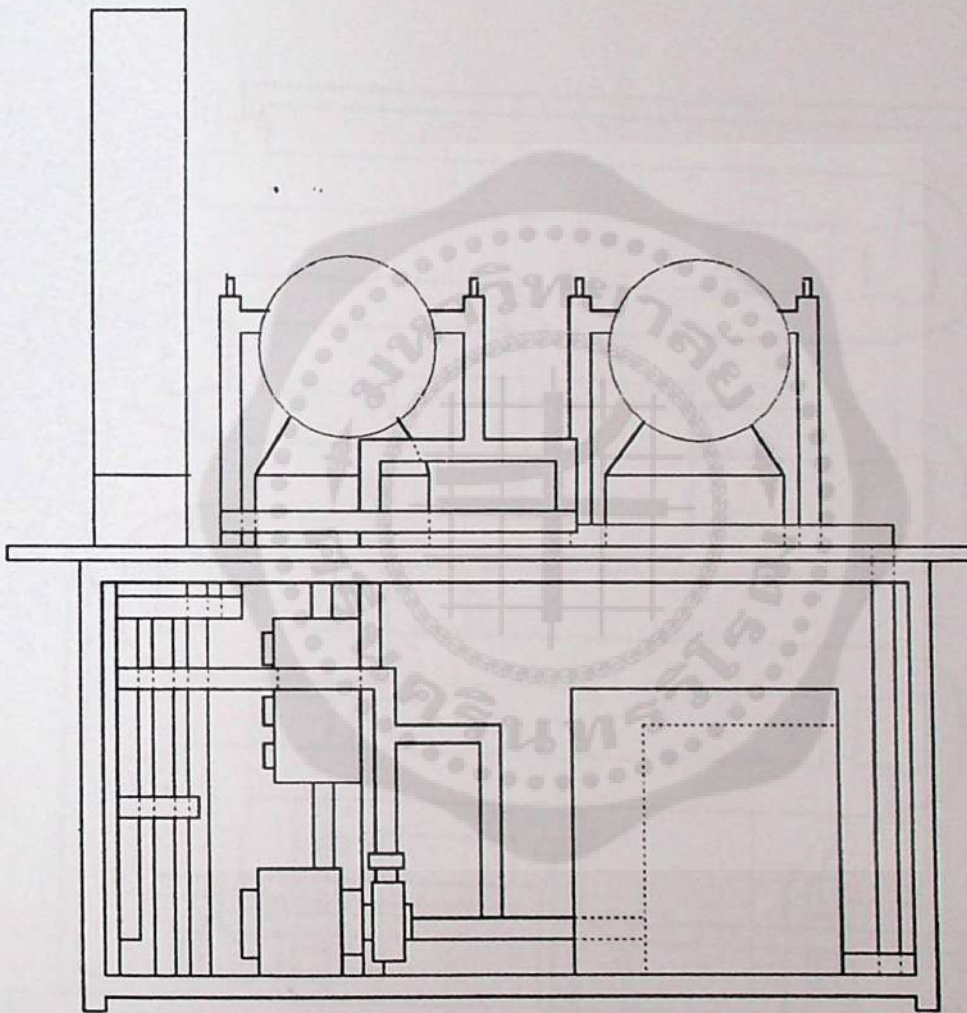
รูปภาคผนวกที่ 4.3 รูปภาพแสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลด์และทิวบ์ในลักษณะการไหลแบบสวนทาง



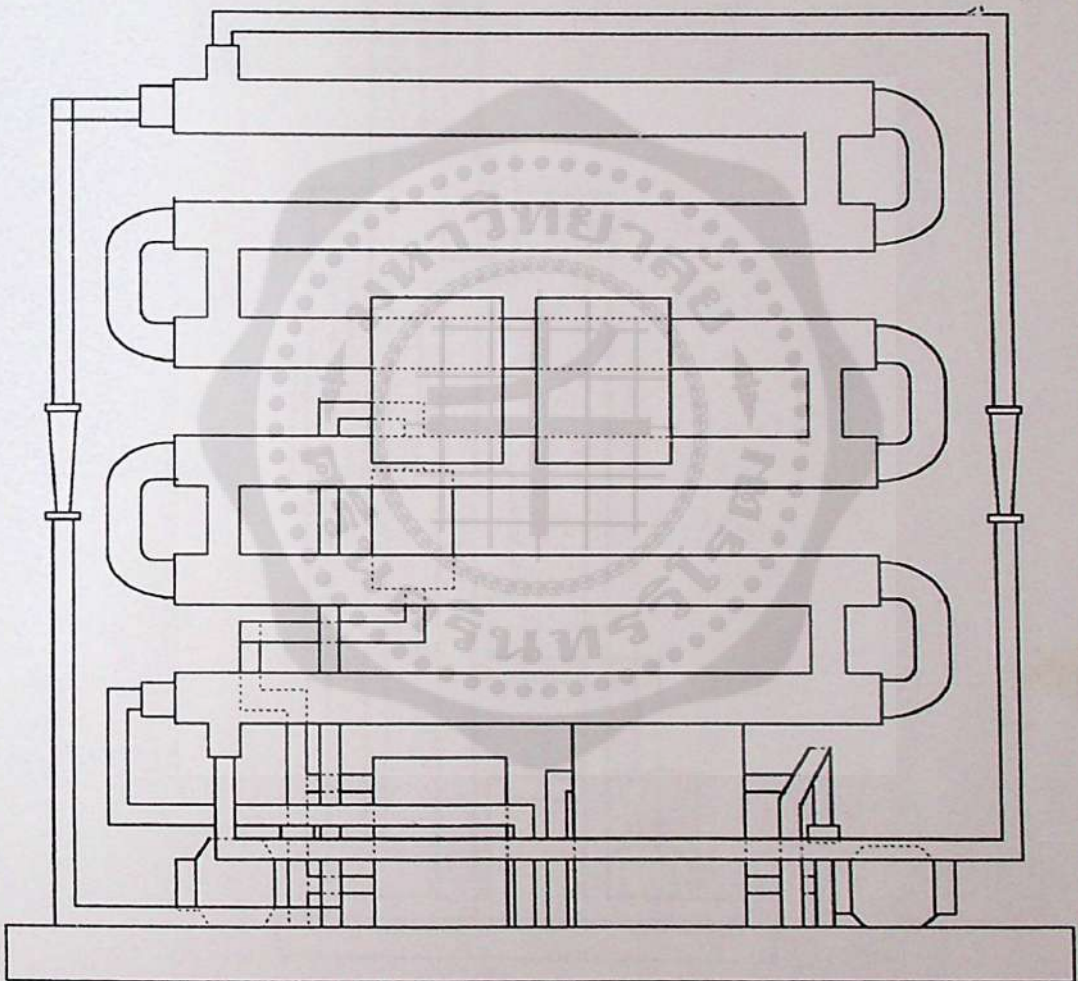
รูปภาคผนวกที่ 4.4 รูปภาพแสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และทิวป์ในลักษณะการไหลแบบขนาน



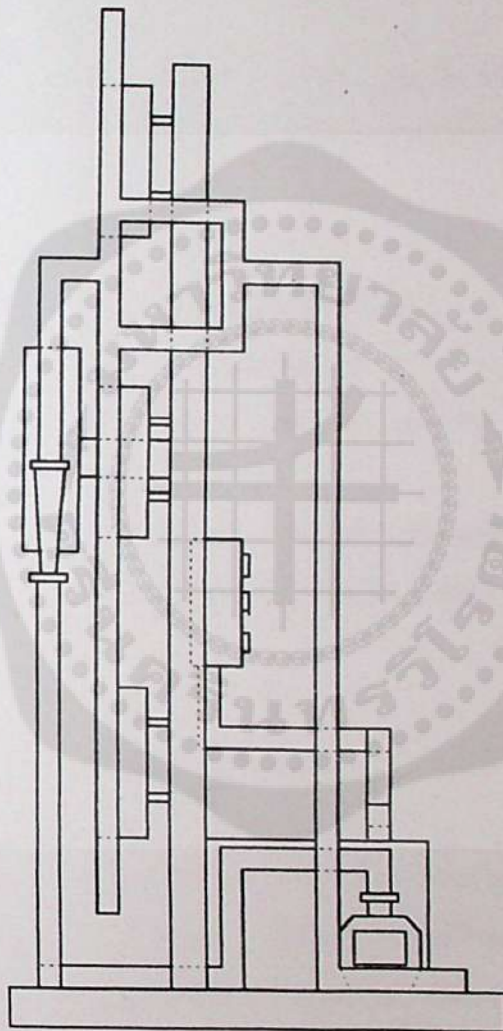
รูปภาคผนวกที่ 4.5 รูปภาพด้านหน้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และทิวบ์



รูปภาคผนวกที่ 4.6 รูปภาพด้านข้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และทิวป์



รูปภาคผนวกที่ 4.7 รูปภาพด้านหน้าของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น



รูปภาคผนวกที่ 4.8 รูปภาพด้านข้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

ประวัติผู้จัดทำ

ชื่อ นางสาวกาญจนพร จิตต์หาญ
ประวัติ เกิดวันที่ 20 กรกฎาคม 2520
ที่อยู่ปัจจุบัน 15/4 หมู่ที่ 8 ถ.เจ้าฟ้า ต.ฉลอง อ.เมือง จ. ภูเก็ต
83130
ประวัติการศึกษา มัธยมศึกษา โรงเรียนสตรีภูเก็ต จังหวัดภูเก็ต
ประถมศึกษา โรงเรียนเทศบาลปลุกปัญญา จังหวัดภูเก็ต

ชื่อ นายเกรียงสิทธิ์ ชีรอนิศักดิ์กุล
ประวัติ เกิดวันที่ 11 ธันวาคม 2520
ที่อยู่ปัจจุบัน 19/5 ถ. วุฒากาศ แขวงตลาดพลู เขตธนบุรี
กรุงเทพฯ 10600
ประวัติการศึกษา มัธยมศึกษา โรงเรียนธนบุรีวรเทพีพลารักษ์ กรุงเทพฯ
ประถมศึกษา โรงเรียนวัฒนะศึกษา กรุงเทพฯ

ชื่อ นายคชา ปัญญาโรจน์
ประวัติ เกิดวันที่ 5 กันยายน 2519
ที่อยู่ปัจจุบัน 87 หมู่ที่ 20 ต.รอบเวียง อ.เมือง จ.เชียงราย 57000
ประวัติการศึกษา มัธยมศึกษา โรงเรียน สามัคคีวิทยาคม จ.เชียงราย
ประถมศึกษา โรงเรียนอนุบาลเชียงราย จ.เชียงราย