



ใบรับรองวิทยานิพนธ์

บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

เรื่อง การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับกระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแส
โดยใช้วิธีการวิเคราะห์ฟินช์

โดย นายรัชนิกร พันภัย

ได้รับอนุมัติให้นับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร

วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเคมี

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

(อาจารย์ ดร.มงคล หวังสถิตย์วงศ์)

6 ตุลาคม 2549

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

ประธานกรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ภาวนี นรัตถรักษา)

กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ไกรพัฒน์ จินซจร)

กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วรรณวิไล ไกรเพชร)

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับกระแสน้ำไหลมากกว่า
สองกระแสโดยใช้วิธีการวิเคราะห์ฟินช์

นายรัชนิกร พันภัย

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเคมี ภาควิชาวิศวกรรมเคมี
บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
ปีการศึกษา 2549
ISBN-974-19-0829-6
ลิขสิทธิ์ของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

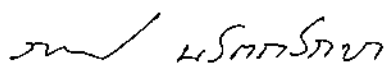
ชื่อ : นายรัชนิกร พันภัย
ชื่อวิทยานิพนธ์ : การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับ
กระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแสโดยใช้วิธีการวิเคราะห์ฟินซ์
สาขาวิชา : วิศวกรรมเคมี
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ภาวนี นรัตถรักษา
ปีการศึกษา : 2549

บทคัดย่อ

ปัจจุบันค่าใช้จ่ายในการก่อสร้างและดำเนินงานของโครงข่ายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นค่าใช้จ่ายหลักของอุตสาหกรรมทางเคมีโดยส่วนใหญ่ วิธีการที่จะสามารถลดรายจ่ายส่วนนี้ลงได้แก่ การประยุกต์ใช้วิธีการวิเคราะห์ฟินซ์เพื่อทำการออกแบบโครงข่ายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ให้สามารถดึงกลับพลังงานความร้อนมาใช้เป็นประโยชน์ได้มากยิ่งขึ้น อย่างไรก็ตามการประยุกต์ใช้เทคนิคนี้กับโครงข่ายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบไปด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อจะพบกับข้อจำกัดในการดึงกลับพลังงานที่มีระดับอุณหภูมิต่ำ เพราะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ต้องการแรงขับของอุณหภูมิในระดับหนึ่ง (ประมาณ 10 องศาเซลเซียส) ด้วยเหตุนี้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดความสามารถสูง เช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง จึงได้รับความนิยมนำมาแก้ปัญหามากขึ้น ด้วยสามารถดำเนินงานได้ที่สภาวะแรงขับของอุณหภูมิต่ำ (ประมาณ 3-5 องศาเซลเซียส) นอกจากนี้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ยังสามารถดำเนินการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแสในเครื่องเดียว ซึ่งสามารถนำไปสู่การประหยัดค่าการก่อสร้าง การดำเนินงาน การซ่อมบำรุง และพื้นที่ติดตั้ง เมื่อนำไปติดตั้งทดแทน อย่างไรก็ตามการออกแบบลักษณะของการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแสเพื่อให้ได้ประสิทธิภาพในการดึงกลับพลังงานความร้อนมาใช้ได้มากที่สุด ต้องการเทคนิควิธีที่เป็นระบบเพื่อกำหนดรูปแบบการไหลของกระแสน้ำไหล ในงานวิจัยนี้จึงได้นำเอาวิธีการวิเคราะห์ฟินซ์มาประยุกต์ใช้ในการกำหนดเบื้องต้นของตำแหน่งและช่องทางการไหลของกระแสน้ำร้อนและเย็นทั้งหมดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับกระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแส ผลที่ได้จะเป็นรูปแบบการจัดช่องทางการไหลต่าง ๆ ที่สามารถทำให้การดำเนินงานบรรลุเป้าหมายของการดึงกลับพลังงานมาใช้ประโยชน์ได้สูงสุด

(วิทยานิพนธ์มีจำนวนทั้งสิ้น 213 หน้า)

คำสำคัญ : เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, การวิเคราะห์ฟินซ์



อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์

Name : Mr.Rachanikorn Ponpai
Thesis Title : Design of Multistream Plate and Frame Heat Exchanger
by Pinch Analysis
Major Field : Chemical Engineering
King Mongkut's Institute of Technology North Bangkok
Thesis Advisor : Assistant Professor Dr.Phavanee Narataruksa
Academic Year : 2006

Abstract

The capital and energy cost of heat exchanger networks are major parts of the total annual cost of most chemical plants. Therefore, the obvious way to reduce this cost is to make use of process integration by pinch analysis to recover more heat from waste heat streams. However, most of this heat is always at relatively low temperature and usually it is not economical to recover the heat by shell and tube heat exchangers, which can only operate at above 10 °C of temperature approach. One solution to this problem is the use of high efficiency heat exchanger, i.e. plate and frame heat exchangers, which can operate economically with a close temperature approach (3-5 °C). Also, this type of heat exchangers can handle more than two streams in a single unit. When replacement of some parts, or the whole of a network of conventional shell and tube heat exchangers with these multistream heat exchangers, will provide a reduction in capital and energy cost including maintenance and installation cost. To design a multistream plate and frame heat exchanger, systematic design procedure is required to make the fullest use of its potential. In this work, the pinch analysis is used to identify matching of streams and to configure the flow arrangements within the whole plate pack. The design obtained will meet with the maximum level of energy integration.

(Total 213 pages)

Keywords : Plate and frame heat exchanger, Pinch analysis

P. Narataruksa

Advisor

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงตามวัตถุประสงค์ไปได้ด้วยความช่วยเหลืออย่างดียิ่งของผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ภาวนี นรัตถรักษา อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำและข้อคิดเห็นต่าง ๆ ของการวิจัยมาโดยตลอด ตลอดจนได้กรุณาปรับปรุงวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ให้สมบูรณ์มากยิ่งขึ้น ซึ่งข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอกราบขอบพระคุณอาจารย์ และขอขอบคุณบุคคลากรในภาควิชาวิศวกรรมเคมีทุก ๆ ท่าน และขอขอบคุณเพื่อน ๆ พี่ ๆ และน้อง ๆ โดยเฉพาะอย่างยิ่ง นางสาววันวิสาข์ อินทอง ที่ให้กำลังใจ และให้ความช่วยเหลือจนวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

ท้ายนี้ผู้วิจัยใคร่ขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา ซึ่งสนับสนุนในด้านการเงินและให้กำลังใจแก่ผู้วิจัยเสมอมาจนสำเร็จการศึกษา

รัชนีกร พันภัย

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ข
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญตาราง	ช
สารบัญภาพ	ฅ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 มูลเหตุและที่มาของงานวิจัย	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	3
1.3 ขอบเขตของการวิจัย	3
1.4 วิธีการวิจัย	4
1.5 ประโยชน์ของการวิจัย	4
บทที่ 2 ทฤษฎีและผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	7
2.1 การแบ่งประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	7
2.2 โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง	10
2.3 การประยุกต์ใช้งานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง	14
2.4 คุณสมบัติในการถ่ายเทความร้อนของแผ่นเพลท	14
2.5 ความดันตก	16
2.6 รูปแบบการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง	17
2.7 การเกิดเฟอ์ลิง	20
2.8 สภาวะในการใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง	21
2.9 วัสดุที่ใช้ทำเป็นส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบน โครง	22
2.10 เพลทรูปแบบต่างๆ	22
2.11 การออกแบบเชิงอุณหภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง	24
2.12 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับกระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแส	26
2.13 ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	27
บทที่ 3 การดำเนินงานวิจัย	31
3.1 การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลมากกว่าสองกระแส	31

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.2 การวิเคราะห์การใช้ประโยชน์ช่องทางการไหลเข้าและออก	32
3.3 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	50
3.4 การวิเคราะห์พินช์	72
3.5 การออกแบบเพื่อกำหนดคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้แผนผังบล็อก	95
3.6 การคำนวณหาพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน	98
3.7 การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน	100
บทที่ 4 กรณีศึกษาตัวอย่างการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน	103
4.1 ข้อสมมุติฐานในการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน	103
4.2 กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	104
4.3 กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	142
บทที่ 5 สรุปผลการดำเนินงานและข้อเสนอแนะ	191
5.1 สรุปผลการดำเนินงาน	191
5.2 ข้อเสนอแนะในการดำเนินงานต่อไป	193
เอกสารอ้างอิง	195
ภาคผนวก ก	199
การคำนวณช่องทางการไหลกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว	200
การคำนวณช่องทางการไหลกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง	205
การคำนวณหาพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน	209
การคำนวณทางเศรษฐศาสตร์	209
ประวัติผู้วิจัย	213

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2-1 การทำงานภายใต้อุณหภูมิของปะเก็นและการนำไปใช้	22
3-1 สภาวะในการออกแบบจำนวนช่องทางการไหล	67
3-2 คุณสมบัติของกระแสน้ำของไหล	67
3-3 คุณสมบัติของแผ่นเพลทแบบ APV Junior	67
3-4 ผลการคำนวณจำนวนช่องทางการไหล	70
3-5 แสดงผลการปรับค่าอุณหภูมิเป็นอุณหภูมิปรับแก้ (ΔT_{min})	80
4-1 คุณลักษณะของแผ่นเพลท	104
4-2 แสดงข้อมูลของกระแสน้ำของไหลสำหรับกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	104
4-3 คุณสมบัติของกระแสน้ำของไหลแต่ละกระแสน้ำ	105
4-4 แสดงค่าอุณหภูมิเริ่มต้น อุณหภูมิสุดท้ายและอุณหภูมิปรับแก้ของแต่ละกระแสน้ำ	105
4-5 แสดงจำนวนช่องทางการไหลรวม พื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนรวม จำนวนแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน และจำนวนแผ่นประกบกันความร้อน ในกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	133
4-6 ตารางแสดงค่าต้นทุนรวมประจำปี ต้นทุนด้านพลังงานประจำปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างประจำปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่า แผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 5 เท่า	135
4-7 ตารางแสดงค่าต้นทุนรวมประจำปี ต้นทุนด้านพลังงานประจำปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างประจำปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่า แผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 10 เท่า	136
4-8 ตารางแสดงค่าต้นทุนรวมประจำปี ต้นทุนด้านพลังงานประจำปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างประจำปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่า แผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 15 เท่า	137
4-9 แสดงข้อมูลของกระแสน้ำของไหลสำหรับกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	142
4-10 คุณสมบัติของกระแสน้ำของไหลแต่ละกระแสน้ำ	143
4-11 แสดงค่าอุณหภูมิเริ่มต้น อุณหภูมิสุดท้ายและอุณหภูมิปรับแก้ของแต่ละกระแสน้ำ	143
4-12 แสดงจำนวนช่องทางการไหลรวม พื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนรวม จำนวนแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน และจำนวนแผ่นประกบกันความร้อน ในกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	178

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่	หน้า
4-13 ตารางแสดงค่าต้นทุนรวมประจำปี ต้นทุนด้านพลังงานประจำปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างประจำปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่า แผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 5 เท่า	180
4-14 ตารางแสดงค่าต้นทุนรวมประจำปี ต้นทุนด้านพลังงานประจำปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างประจำปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่า แผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 10 เท่า	182
4-15 ตารางแสดงค่าต้นทุนรวมประจำปี ต้นทุนด้านพลังงานประจำปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างประจำปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่า แผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 15 เท่า	184
ก-1 คุณลักษณะของแผ่นเพลท	201
ก-2 แสดงข้อมูลของกระแสน้ำของไหลสำหรับกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	201
ก-3 คุณสมบัติของกระแสน้ำของไหลแต่ละกระแสน้ำ	201

สารบัญภาพ

ภาพที่	หน้า
2-1 โครงสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง	11
2-2 แผ่นเพลทโลหะขึ้นรูป	12
2-3 ปะเก็น	12
2-4 โครงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง	12
2-5 ตัวอย่างการไหลแบบขนาน	17
2-6 ตัวอย่างการไหลแบบอนุกรม	18
2-7 ตัวอย่างการไหลแบบซับซ้อน	18
2-8 การไหลแบบไหลสวนทาง	19
2-9 การไหลแบบไหลตามกัน	19
2-10 ตัวอย่างการไหลทิศทางเดียวที่มีลักษณะการไหลแบบขนาน	19
2-11 ตัวอย่างการไหลหลายทิศทาง	19
2-12 รูปแบบของเพลท	23
2-13 ภาพหน้าตัดขวางและจุดสัมผัสกันของเพลทแบบ Intermating	24
2-14 ภาพหน้าตัดขวางและจุดสัมผัสกันของเพลทแบบ Chevron	24
3-1 ลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว	32
3-2 ลักษณะของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง	32
3-3 ตัวอย่างร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมมีค่าเท่ากับ 100 ของแผ่นเพลทที่ 1-4	34
3-4 ตัวอย่างร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมมีค่าเท่ากับ 75 ของแผ่นเพลทที่ 1 และ 5	34
3-5 ตัวอย่างร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมมีค่าเท่ากับ 50 ของแผ่นเพลทที่ 5 และ 6 ประเภทมีช่องทางการไหลเข้าและออกที่ไม่ได้ ใช้งานอยู่ด้านเดียวกัน	35
3-6 ตัวอย่างร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมมีค่าเท่ากับ 50 ของแผ่นเพลทที่ 5 และ 6 ประเภทมีช่องทางการไหลเข้าและออกที่ไม่ได้ ใช้งานอยู่ด้านตรงข้ามกัน	36
3-7 ตัวอย่างร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมมีค่าเท่ากับ 25 ของแผ่นเพลทที่ 5	36
3-8 ตัวอย่างการจัดรูปแบบการไหลเป็นแบบขนาน	37

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
3-9 รูปแบบการไหลแบบขนานแบบตัวอักษร U	38
3-10 รูปแบบการไหลแบบขนานแบบอักษร Z	38
3-11 การเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลสองกระแสแบบตัวอักษร U	39
3-12 การลดจำนวนช่องทางการไหลของของไหลเย็น C	40
3-13 การเพิ่มของไหลเย็น C จำนวนหนึ่งช่องทางการไหล	40
3-14 การลดจำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อน H	41
3-15 การเพิ่มของไหลร้อน H จำนวนหนึ่งช่องทางการไหล	41
3-16 การขยายจำนวนช่องทางการไหลสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนของ ของไหล 3 กระแส	42
3-17 การขยายจำนวนช่องทางการไหลสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนของ ของไหล 4 กระแส	42
3-18 การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลสองกระแสแบบตัวอักษร Z	43
3-19 การลดจำนวนช่องทางการไหลของของไหลเย็น C	44
3-20 การลดจำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อน H	44
3-21 แผ่นประกบกันความร้อนที่มีช่องทางการไหลเข้าและออกที่ถูกออกแบบ เป็นพิเศษคือมีช่องทางการไหลเข้าและออกเพิ่มที่ด้านข้าง	46
3-22 การติดตั้งแผ่นประกบกันความร้อนในชุดแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนของ ของไหล 3 กระแส	46
3-23 การติดตั้งแผ่นประกบกันความร้อนในชุดแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนของ ของไหล 4 กระแส	47
3-24 การติดตั้งแผ่นประกบกันความร้อนที่มีทางเข้าออก 3 ทาง ในชุดแผ่นเพลท แลกเปลี่ยนความร้อนของของไหล 4 กระแส	48
3-25 การติดตั้งแผ่นประกบกันความร้อนที่มีทางเข้าออก 3 ทาง ในชุดแผ่นเพลท แลกเปลี่ยนความร้อนของของไหล 5 กระแส	48
3-26 การแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางสำหรับกระแสของไหล 3 กระแส ในชุดแผ่นเพลทที่มีจำนวนช่องทางการไหลทั้งหมด 6 ช่อง	49
3-27 ตัวอย่างลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางกรณีกระแส ของไหลร้อน 1 กระแสกับกระแสของไหลเย็น 2 กระแส	55

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
3-28 ตัวอย่างลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าแรงขับของอุณหภูมิ (Driving Force) ΔT_{LM} ระหว่างกระแสของไหลร้อนและเย็นเท่ากัน	56
3-29 ตัวอย่างลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางกรณีกระแสของไหลร้อน 2 กระแสกับกระแสของไหลเย็น 1 กระแส	60
3-30 การแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียวระหว่างของไหลที่ 1 เป็นของไหลชนิดเปลี่ยนสถานะเมื่อแลกเปลี่ยนความร้อนและของไหลที่ 2 เป็นของไหลที่เป็นของเหลว	64
3-31 การหาค่าช่องทางการไหลของของไหลร้อน H (n) และช่องทางการไหลของของไหลเย็น $C1$ (m) ในกรณีที่ 1	68
3-32 การหาค่าช่องทางการไหลของของไหลร้อน H (n) และช่องทางการไหลของของไหลเย็น $C1$ (m) ในกรณีที่ 2	69
3-33 การหาค่าช่องทางการไหลของของไหลร้อน H (n) และช่องทางการไหลของของไหลเย็น $C1$ (m) ในกรณีที่ 3	69
3-34 การหาค่าช่องทางการไหลของของไหลร้อน H (n) และช่องทางการไหลของของไหลเย็น $C1$ (m) ในกรณีที่ 4	70
3-35 ตัวอย่างการใช้กราฟคอมโพสิทรวมของกระแสของไหลร้อนและเย็นเพื่อหาเป้าหมายในการดึงกลับพลังงาน ข	76
3-36 เส้นกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของกระแสของไหลร้อนของไหลร้อน	77
3-37 กราฟคอมโพสิทรวมของกระแสของไหลร้อน	77
3-38 เส้นกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของกระแสของไหลเย็น	78
3-39 กราฟคอมโพสิทรวมของกระแสของไหลเย็น	78
3-40 กราฟคอมโพสิทรวมของโครงข่ายการถ่ายเทความร้อน	79
3-41 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิรับแก้ของแต่ละกระแสของไหล	80
3-42 ผลการคำนวณสมดุลพลังงานในแต่ละช่วงของอุณหภูมิรับแก้	81
3-43 แสดงการจัดเรียงค่าพลังงานเอนทาลปีเพื่อหาเป้าหมายต่ำสุดของการใช้ยูทิลิตี้ร้อน	82
3-44 แสดงการจัดเรียงค่าพลังงานเอนทาลปีเพื่อหาเป้าหมายต่ำสุดของการใช้ยูทิลิตี้	83
3-45 ความเป็นไปได้ของการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์	85
3-46 ผลลัพธ์ของการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์	85

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
3-47 ผลลัพธ์ของการใช้ยุทธวิธีร้อนในการให้ความร้อน ณ บริเวณช่วงอุณหภูมิที่ต่ำกว่าจุดพินช์	86
3-48 ผลลัพธ์ของการใช้ยุทธวิธีเย็นในการรับความร้อน ณ บริเวณช่วงอุณหภูมิที่สูงกว่าจุดพินช์	87
3-49 กราฟคอมโพสิทของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 1	88
3-50 แผนผังกริดของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 1	89
3-51 แผนผังกริดภายหลังการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 1	90
3-52 กราฟคอมโพสิทของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 2	91
3-53 แผนผังกริดของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 2	92
3-54 กราฟคอมโพสิทของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 3	92
3-55 แผนผังกริดของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 3	93
3-56 แผนผังกริดภายหลังการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 3	94
3-57 การยุบวงรอบที่เกิดขึ้นจากคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 1 และ 2 โดยเลือกตัดคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 2	95
3-58 แผนผังกริดและแผนผังบล็อกของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 1	95
3-59 แผนผังกริดและแผนผังบล็อกของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 2	97
3-60 แผนผังกริดและแผนผังบล็อกของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 1	98
3-61 ลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยรูปแบบการไหลแบบสวนทางกันสมบูรณ์	99
4-1 การคำนวณสมดุลพลังงานในแต่ละช่วงของอุณหภูมิปรับแก้ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	106
4-2 การจัดเรียงค่าพลังงานเอนทาลปีเพื่อหาค่าพลังงานยุทธวิธีร้อนน้อยที่สุดของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	107
4-3 การจัดเรียงค่าพลังงานเอนทาลปีเพื่อหาค่าพลังงานยุทธวิธีเย็นน้อยที่สุดของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	108

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
4-4 กราฟคอมโพสิทรวมแสดงช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษา ตัวอย่างที่ 1	109
4-5 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A1	110
4-6 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A2	110
4-7 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A3	111
4-8 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A4	111
4-9 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A5	112
4-10 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A6	112
4-11 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A7	113
4-12 แผนผังบล็อกรวมของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษา ตัวอย่างที่ 1	114
4-13 แผนผังบล็อกรวมของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษา ตัวอย่างที่ 1	116
4-14 แผนผังกริดรวมของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษา ตัวอย่างที่ 1	117
4-15 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 1 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	118
4-16 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 1 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	118
4-17 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 2 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	119
4-18 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 2 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	119
4-19 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 3 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	120
4-20 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 3 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	120
4-21 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 4 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	121
4-22 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 4 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	121
4-23 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 5 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	122
4-24 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 4 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	122

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
4-25 แผนผังกริดหลังจากการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสขั้วลิตครั้งที่ 1 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	123
4-26 แผนผังกริดหลังจากการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสขั้วลิตครั้งที่ 1 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	123
4-27 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 6 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	124
4-28 แผนผังกริดหลังจากการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสขั้วลิตครั้งที่ 2 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	124
4-29 แผนผังบล็อกหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 1-4 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	126
4-30 แผนผังบล็อกหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 1-6 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	127
4-31 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายก่อนการยุบ วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อน กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	129
4-32 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบ วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 1 กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	129
4-33 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบ วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 2 กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	130
4-34 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบ วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 3 กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	130
4-35 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบ วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 4 กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	131
4-36 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบ วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 5 กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	131
4-37 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบ วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 6 กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	132
4-38 จำนวนแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนรวมและพื้นที่การแลกเปลี่ยน ความร้อนรวมของโครงข่ายรูปแบบต่าง ๆ สำหรับกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	133

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
4-39 ภาพแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 5 เท่า	135
4-40 ภาพแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 10 เท่า	136
4-41 ภาพแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 15 เท่า	137
4-42 ภาพแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 5 10 และ 15 เท่า	138
4-43 แผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 พร้อมทั้งจำนวนช่องทางการไหล กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว	139
4-44 แผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 พร้อมทั้งจำนวนช่องทางการไหล กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง	140
4-45 แผนผังบล็อกการแลกเปลี่ยนความร้อนโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1	141
4-46 การคำนวณสมดุลพลังงานในแต่ละช่วงของอุณหภูมิปรับแก้ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	144
4-47 การจัดเรียงค่าพลังงานเอนทาลปีเพื่อหาค่าพลังงานยูทิลิตีร้อนน้อยที่สุดของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	145
4-48 การจัดเรียงค่าพลังงานเอนทาลปีเพื่อหาค่าพลังงานยูทิลิตีร้อนน้อยที่สุดของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	146
4-49 กราฟคอมโพสิทรวมแสดงช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	147
4-50 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A1	148
4-51 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A2	148
4-52 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A3	149

สารบัญญภาพ (ต่อ)

[illegible]

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
4-74 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 8 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	162
4-75 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 9 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	162
4-76 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 9 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	163
4-77 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 10 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	163
4-78 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 10 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	163
4-79 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 11 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	164
4-80 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 11 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	164
4-81 แผนผังกริดหลังจากการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสยูลิตีครั้งที่ 1 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	165
4-82 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 12 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	166
4-83 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 12 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	166
4-84 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 13 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	167
4-85 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 13 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	167
4-86 แผนผังกริดหลังจากการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสยูลิตีครั้งที่ 2 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	168
4-87 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 14 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	169
4-88 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 14 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	169
4-89 แผนผังกริดหลังจากการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสยูลิตีครั้งที่ 3 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	170
4-90 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายก่อนการยุบ วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อน ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	170
4-91 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบ วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 1 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2	171

สารบัญภาพ (ต่อ)

[illegible]

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
4-106 ภาพแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 5 เท่า	181
4-107 ภาพแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 10 เท่า	183
4-108 ภาพแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 15 เท่า	185
4-109 ภาพแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 5 10 และ 15 เท่า	185
4-110 แผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 พร้อมทั้งจำนวนช่องทางการไหล กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว	187
4-111 แผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 พร้อมทั้งจำนวนช่องทางการไหล กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง	187
4-112 แผนผังบล็อกการแลกเปลี่ยนความร้อนของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง	189
ก-1 แสดงการหาจำนวนช่องทางการไหลกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว	204
ก-2 แสดงการหาจำนวนช่องทางการไหลกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง	208

บทที่ 1

บทนำ

1.1 มูลเหตุและที่มาของงานวิจัย

เนื่องด้วยประเทศไทยเป็นประเทศหนึ่งที่ตั้งอยู่ในกลุ่มประเทศกำลังพัฒนาซึ่งจำเป็นต้องใช้พลังงานจำนวนมาก จึงไม่สามารถหลีกเลี่ยงผลกระทบจากปัญหาเรื่องความต้องการในการใช้พลังงานที่เพิ่มมากขึ้นอย่างรวดเร็ว อีกทั้งปัจจุบันวิทยาการและเทคโนโลยี ก้าวหน้าขึ้นอย่างรวดเร็ว กระบวนการผลิตต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องกับการใช้ความร้อนและพลังงานได้พัฒนาและนำมาใช้ในภาคอุตสาหกรรมสาขาต่าง ๆ อย่างกว้างขวาง โดยกระบวนการมีการพัฒนาให้สามารถใช้พลังงานความร้อนอย่างคุ้มค่าและมีประสิทธิภาพสูงกระบวนการต่าง ๆ ที่กล่าวมาจำเป็นต้องใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ส่งผลให้ความรู้เกี่ยวกับกระบวนการถ่ายเทความร้อน และการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความสำคัญต่อการออกแบบในการนำพลังงานความร้อนมาใช้ประโยชน์ให้คุ้มค่าที่สุด ซึ่งจะทำให้สามารถออกแบบโครงการแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีประสิทธิภาพสูงหรือปรับปรุงโครงการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีอยู่เดิมให้มีประสิทธิภาพสูงและใช้พลังงานอย่างประหยัด

การประหยัดพลังงานหมายถึงการใช้พลังงานอย่างเหมาะสมหรือการใช้พลังงานให้มีประสิทธิภาพสูงสุดและมีการสูญเสียเกิดขึ้นน้อยที่สุด ผลจากการประหยัดพลังงานนอกจากจะช่วยลดต้นทุนการผลิตของโรงงานอุตสาหกรรมแล้วเป็นการช่วยอนุรักษ์ทรัพยากรธรรมชาติและสิ่งแวดล้อมทางหนึ่งด้วย พลังงานที่ใช้ในโรงงานอุตสาหกรรมมีอยู่หลายรูปแบบ เช่น พลังงานไฟฟ้า พลังงานความร้อน เป็นต้น การประหยัดพลังงานความร้อนสามารถทำได้หลายวิธีวิธีหนึ่งที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลาย คือ การใช้พลังงานให้มีประสิทธิภาพสูงสุด โดยการออกแบบกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีประสิทธิภาพดีขึ้นโดยใช้ การวิเคราะห์พินช์ (Pinch Analysis)

การวิเคราะห์พินช์เป็นเทคโนโลยีที่ใช้ในการจับคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนของโครงการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อจะให้มีการใช้ประโยชน์จากพลังงานความร้อนของแต่ละกระแสของไหลอย่างมีประสิทธิภาพมากที่สุด ทำให้พลังงานความร้อนส่วนเกินจากกระแสของไหลแต่ละสายถูกนำไปถ่ายเทให้กับกระแสของไหลที่ต้องการรับพลังงานความร้อนได้อย่างเหมาะสม

การออกแบบโครงการแลกเปลี่ยนความร้อนตามหลักการของการวิเคราะห์พินช์จะเป็นการออกแบบที่คำนึงความเป็นไปได้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนตามกฎข้อที่หนึ่งและกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ และข้อจำกัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและการวิเคราะห์

พินช์จะช่วยให้สามารถออกแบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการใช้ประโยชน์จากพลังงานความร้อนของกระแสของไหลต่าง ๆ ให้ได้มากที่สุด

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เป็นอุปกรณ์หลักของกระบวนการผลิตในอุตสาหกรรมหลายประเภท เช่น ในกระบวนการทางเคมี การผลิตกระดาษ การแปรรูปและผลิตอาหาร การผลิตเหล็ก กระบวนการปรับอากาศและระบายอากาศ กระบวนการผลิตก๊าซ กลั่นน้ำมันและอื่น ๆ ทั้งนี้หน้าที่หลักก็คือ ทำการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลสองชนิดที่วิ่งขนานกันหรือสวนทางกัน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยทั่วไปมีหลากหลายประเภท เนื่องจากรูปแบบและโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจำเป็นต้องมีลักษณะและคุณสมบัติต่าง ๆ กันซึ่งแล้วแต่ความเหมาะสมกับงานแต่ละประเภท ซึ่งจะกล่าวถึงต่อไป จุดมุ่งหมายของการใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในกระบวนการผลิตมีหลายประการด้วยกัน ได้แก่ การทำให้ของไหล ร้อนขึ้น เย็นลง หรือ เปลี่ยนสถานะ โดยมีหลักการสำคัญที่มุ่งเน้นการนำพลังงานกลับมาใช้ใหม่ ซึ่งเป็นการอนุรักษ์และประหยัดพลังงานอีกรูปแบบหนึ่งที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายดังนั้น การออกแบบหรือปรับปรุงกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้มีประสิทธิภาพสูงสุดด้วยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนคุณภาพสูงจึงเป็นสิ่งที่ผู้ประกอบการในภาคธุรกิจอุตสาหกรรมให้ความสนใจเป็นอย่างมาก

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง (Plate and Frame Heat Exchanger) เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีโครงสร้างหลัก เป็นการนำแผ่นเพลทถ่ายเทความร้อนหลาย ๆ แผ่นมาวางเรียงกันในระยะห่างที่คงที่ แล้วให้ของไหลร้อนและเย็นไหลผ่านช่องระหว่างแผ่นในลักษณะสลับกัน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดคุณภาพสูง ที่สามารถดำเนินการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ โดยหากทำการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันจะมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Heat Exchanger Effectiveness, ϵ) ประมาณ 0.95 ในขณะที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพียง 0.75 ด้วยค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูง ทำให้สามารถนำอุปกรณ์ชิ้นนี้ไปใช้ดำเนินการแลกเปลี่ยนความร้อน ณ ที่สภาวะแรงขับของอุณหภูมิต่ำ (Close Temperature Approach Operation) ประมาณ ≤ 10 องศาเซลเซียส ซึ่งเป็นผลดีในการเพิ่มศักยภาพของการแลกเปลี่ยนความร้อนให้สูงขึ้น นอกจากนี้การแลกเปลี่ยนความร้อนในอุปกรณ์ชนิดนี้ยังมีความสม่ำเสมอและรวดเร็ว ซึ่งเหมาะสมอย่างยิ่งสำหรับของไหลที่เสื่อมสภาพได้ง่ายในสภาวะอุณหภูมิสูงที่พบมากในอุตสาหกรรมอาหารและยา ทั้งอุปกรณ์ชนิดนี้ยังสามารถถอดล้างทำความสะอาดได้ง่าย จึงเหมาะสมในการนำไปใช้ในกระบวนการเพิ่มอุณหภูมิเพื่อฆ่าเชื้อโรค (Sterilization and Pasteurization) สำหรับอุตสาหกรรมอื่น ๆ ที่มีการประยุกต์ใช้อุปกรณ์ชิ้นนี้ได้แก่ อุตสาหกรรมยาง กระดาษ และปิโตรเคมี โดยมีหน้าที่หลักจะเป็นการทำให้ของไหลร้อนขึ้น เย็นลง และรักษาอุณหภูมิให้คงที่

ปัจจุบันความรู้ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้โดยมากแล้วเป็น การศึกษากรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลสองกระแสเท่านั้น วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ จึงจัดทำขั้นตอนในการออกแบบและประยุกต์ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้เพื่อให้ สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลมากกว่าสองกระแส เพื่อก่อให้เกิดการใช้ งานอย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรมต่อไป

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

1.2.1 รวบรวมข้อมูลลักษณะโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง สำหรับการใช้แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับกระแสของไหลมากกว่าสองกระแส

1.2.2 เสนอเทคนิควิธีการในการประยุกต์โครงสร้างพื้นฐาน ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงให้สามารถรองรับการแลกเปลี่ยนความร้อนของกระแสของไหลมากกว่า สองกระแส

1.2.3 เสนอระเบียบวิธีการในการวิเคราะห์หาเป้าหมายโดยรวมของการดึงกลับพลังงานมา ใช้ใหม่ โดยการประยุกต์ใช้วิธีการวิเคราะห์พินช์

1.2.4 เสนอระเบียบวิธีการออกแบบจัดสรรตำแหน่ง และลักษณะการไหลของกระแสของ ไหลร้อนและเย็น เพื่อให้สอดคล้องกับเป้าหมายในการดึงกลับพลังงานที่ได้กำหนดไว้ โดยข้อมูล จากการวิเคราะห์พินช์ด้วยวิธีการจะสามารถนำมาออกแบบรูปแบบการไหลได้

1.2.5 เสนอเทคนิคในรายละเอียดที่อาจจำเป็นในการดัดแปลงและปรับปรุง เพื่อให้การ ออกแบบขั้นสุดท้ายสามารถพบจุดที่เหมาะสมที่สุดในเชิงของค่าการก่อสร้างและการประหยัด พลังงาน

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

รวบรวมข้อมูลลักษณะโครงสร้างที่สนับสนุนและข้อจำกัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบแผ่นบนโครงที่จะสามารถรองรับของไหลได้มากกว่าสองกระแส โดยพิจารณาลักษณะ โครงสร้างของเครื่อง รูปแบบการไหล ชนิดของของไหลเป็นต้น แล้วเสนอเทคนิควิธีการ ตรวจสอบความสามารถและระบุจำนวนในการรองรับของไหลได้มากกว่าสองกระแสของเครื่อง ได้ ทำการเสนอวิธีการประยุกต์เครื่องให้สามารถรองรับกระแสของไหลที่มากขึ้น ใช้วิธีการ วิเคราะห์พินช์เพื่อหาเป้าหมายในการดึงกลับพลังงานระหว่างของไหลร้อนรวมกับของไหลเย็น รวมสูงสุด สามารถออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการแลกเปลี่ยน ความร้อนหรืออุณหภูมิเป้าหมายขาออกที่กำหนด และใช้การประเมินทางเศรษฐศาสตร์เพื่อช่วย เลือกโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีที่สุด

1.4 วิธีการวิจัย

มีรายละเอียดขั้นตอนการดำเนินงานดังนี้

1.4.1 ศึกษาข้อมูลลักษณะโครงสร้างที่จำเป็นต้องใช้ในการออกแบบ ข้อดีและข้อเสียของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง เมื่อนำมาประยุกต์ใช้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับกระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแส

1.4.2 หาวิธีแก้ปัญหาในการออกแบบโครงสร้างที่อาจเกิดขึ้นเนื่องมาจากการที่จะต้องนำกระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแสเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงโดยใช้โครงเดียว

1.4.3 ศึกษาและรวบรวมระเบียบวิธีการวิเคราะห์พินช์ สำหรับการออกแบบระบบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการเชื่อมต่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับกระแสน้ำไหลสองกระแส ในรูปของโครงข่ายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1.4.4 นำระเบียบวิธีการในข้อ 1.4.3 มาทำการดัดแปลง เพื่อให้การวิเคราะห์พินช์สามารถถูกใช้ประยุกต์ใช้ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับกระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแส

1.4.5 เรียบเรียงและนำเสนอระเบียบวิธีการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับกระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแส โดยระเบียบวิธีการจะถูกนำไปทดสอบกับกรณีศึกษา เพื่อชี้ให้เห็นถึงประสิทธิภาพในการดึงกลับพลังงานที่เพิ่มสูงขึ้น

1.4.6 สรุปและรายงานผลงานวิจัย

1.5 ประโยชน์ของการวิจัย

1.5.1 มีข้อมูลลักษณะโครงสร้างพื้นฐานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง เพื่อใช้ในการพิจารณาความเป็นไปได้ในการออกแบบ สำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนในระบบที่มีกระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแส

1.5.2 มีระเบียบวิธีการวิเคราะห์หาเป้าหมายโดยรวมของการดึงกลับพลังงานมาใช้ใหม่ โดยการประยุกต์ใช้วิธีการวิเคราะห์พินช์ ซึ่งจะได้มีการยึดเป้าหมายนี้ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับกระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแสต่อไป

1.5.3 มีระเบียบวิธีการออกแบบจัดตำแหน่งและลักษณะการไหลของกระแสน้ำไหลร้อนและเย็น เพื่อให้สอดคล้องกับเป้าหมายในการดึงกลับพลังงานที่ได้กำหนดไว้ โดยข้อมูลจากการวิเคราะห์พินช์ด้วยวิธีการจะสามารถนำมาออกแบบรูปแบบการไหลได้

1.5.4 มีเทคนิคในรายละเอียดที่จำเป็นในการดัดแปลงและปรับปรุง เพื่อให้การออกแบบขั้นสุดท้ายสามารถพบกับจุดที่เหมาะสมที่สุดในเชิงของค่าการก่อสร้างและการประหยัดพลังงาน

1.5.5 มีแนวโน้มขยายขอบเขตของการประยุกต์ใช้อุปกรณ์ชิ้นนี้ สำหรับกระแสของไหลมากกว่าสองกระแสเพิ่มมากขึ้น โดยเฉพาะในระบบโครงข่ายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการความกะทัดรัดและการประหยัดพลังงาน เนื่องจากข้อมูลวิธีการการออกแบบได้ชี้ให้เห็นถึงเป้าหมายในการดึงกลับพลังงานอย่างชัดเจน

บทที่ 2

ทฤษฎีและผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 การแบ่งประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2.1.1 แบ่งตามกระบวนการส่งผ่านความร้อน (Transfer Process)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแบ่งได้ 2 ลักษณะคือ

2.1.1.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลสัมผัสกันโดยตรง (Direct Contact)

การถ่ายเทความร้อนระหว่างกระแสของไหลร้อนและเย็นเกิดขึ้นในขณะกระแสของไหลทั้งสองสัมผัสกันโดยตรง โดยปกติของไหลหนึ่งชนิดจะมีสถานะก๊าซ ส่วนของไหลอีกชนิดจะมีสถานะของเหลว เมื่อถ่ายเทความร้อนเสร็จสิ้นจะมีการแยกของไหลทั้งสองออกจากกัน ตัวอย่างเครื่องแลกเปลี่ยนชนิดนี้คือ หอทำความเย็น (Cooling Tower) เครื่องจักรไอน้ำที่ใช้ฝอยของน้ำเย็นเพื่อช่วยในการกลั่นตัว (Jet Condenser) เป็นต้น

2.1.1.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลไม่สัมผัสกัน (Indirect Contact)

กระแสของไหลร้อนและของไหลเย็นถูกแยกโดยแผ่นผนังกัน ดังนั้นกระแสของไหลทั้งสองชนิดจะไม่เกิดการผสมกันในขณะแลกเปลี่ยนความร้อน ยังสามารถแบ่งย่อยได้อีก 3 กลุ่มดังนี้

2.1.1.2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยตรง (Direct Transfer Type)

การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลร้อนและเย็นโดยตรงโดยแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านแผ่นผนังกัน ตัวอย่างเครื่องแลกเปลี่ยนชนิดนี้คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง เป็นต้น

2.1.1.2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเก็บความร้อน (Storage Type)

การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลร้อนและเย็นโดยการถ่ายเทความร้อนให้กับของแข็งในรูปเมตริกซ์ก่อน ต่อมาให้ของไหลเย็นไหลผ่านทำให้ความร้อนถูกถ่ายเทจากเมตริกซ์ไปสู่ของไหลเย็น ตัวอย่างเครื่องแลกเปลี่ยนชนิดนี้คือ Vehicular Gas Turbine Rotary Regenerator, Ljungstrom Rotary Air Pre-Heater และ Fixed-Matrix Air Pre-Heater เป็นต้น

2.1.1.2.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดฟลูอิดไดซ์เบด (Fluidized Bed)

การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลร้อนและเย็นที่อยู่ในช่องทางการไหล

เดียวกัน โดยมีของแข็งคั่นกลาง เช่น อนุภาคทราย หรือ อนุภาคถ่านหิน ให้ความเร็วของของไหลที่ไหลผ่านจากข้างล่างขึ้นข้างบนมีค่าที่พอเหมาะที่ทำให้อนุภาคของแข็งที่คั่นอยู่ประพฤติตัวเสมือนของไหล ตัวอย่างการประยุกต์ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้คือ การอบแห้ง การกวนผสม การดูดซับ และถังปฏิกรณ์

2.1.2 แบ่งตามความกะทัดรัด (Surface Compactness)

คำนิยามของความกะทัดรัดไม่มีกฎเกณฑ์การตัดสินที่แน่นอน แต่โดยทั่วไปพิจารณาจากอัตราส่วนของพื้นที่การถ่ายเทความร้อนรวมต่อปริมาตร โดยไม่คำนึงถึงการออกแบบโครงสร้างดังสมการ

$$\text{Compactness} = \frac{\text{Effective Heat Transfer Area}}{\text{Volume of Effective Heat Transfer Area}} \quad (2-1)$$

สมการเพื่อหาความกะทัดรัดมีดังนี้
สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ

$$\beta = \frac{A_h + A_c}{V_{\text{total}}} \quad (2-2)$$

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นและแบบพื้นที่ผิว

$$\beta = \frac{A_h}{V_h} = \frac{A_c}{V_c} \quad (2-3)$$

สมการที่ (2-4) เป็นสมการทั่วไปที่ใช้หาความกะทัดรัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\beta = \frac{3,333}{D_h} \quad (2-4)$$

เมื่อ β คือ ความหนาแน่นของพื้นที่ผิว, m^2/m^3

D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า, mm

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความหนาแน่นของพื้นที่ผิวมากกว่า $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ($213 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$) จะจัดเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด (Compact Heat Exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดควรจะมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนมากและปริมาตรรวมน้อย

ตัวอย่างการหาความกะทัดรัด เช่น กลุ่มท่อในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า 5 mm (0.2 in.) จะมีความหนาแน่นของพื้นที่ผิว $666.6 \text{ m}^2/\text{m}^3$ เห็นได้ว่ามีค่าใกล้เคียงที่จะจัดได้ว่าเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด หากใช้เส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า 25.4 mm (1 in.) จะมีความหนาแน่นของพื้นที่ผิว $131.22 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ไม่จัดเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

หม้อน้ำรถยนต์ (Radiators) (5.5 fins/cm, 14 fins/in) ที่ใช้ในเครื่องยนต์ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า 3 mm (0.12 in.) จะมีความหนาแน่นของพื้นที่ผิว $1,100 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ($335 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$) จัดได้ว่าเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

เครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Regenerator) ในเครื่องยนต์กังหันก๊าซ (Gas Turbine) ที่มีเมตริกซ์ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า 0.5 mm (0.02 in.) จะมีความหนาแน่นของพื้นที่ผิว $6,600 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ($2,000 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$) จัดได้ว่าเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Human Lungs ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า 0.19 mm (0.0075 in.) จะมีความหนาแน่นของพื้นที่ผิว $17,500 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ($5,330 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$) ถือได้ว่าเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดที่สุด

2.1.3 แบ่งตามรูปลักษณะ (Construction Features)

2.1.3.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อ (Tubular Heat Exchangers)

2.1.3.1.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and Tube Heat Exchanger)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ใช้ในอุตสาหกรรมเคมีอย่างแพร่หลาย เพราะไม่ถูกจำกัดโดยอุณหภูมิและความดัน และสามารถใช้งานได้ทุกประเภทตั้งแต่การระเหย การเพิ่มความร้อน การระบายความร้อน การควบแน่น โครงสร้างหลักประกอบด้วย เปลือกที่มีลักษณะท่อนขนาดใหญ่ที่หุ้ม กลุ่มท่อ และมีแผ่นค้ำ (Baffles) เป็นตัวจับยึดระหว่างกัน โดยมีของไหลชนิดหนึ่งไหลภายในกลุ่มท่อ และของไหลอีกชนิดหนึ่งจะไหลภายในช่องว่างระหว่างเปลือกและกลุ่มท่อ

2.1.3.1.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Double-Pipe Heat Exchanger)

โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ ประกอบด้วยท่อสองชั้นซ้อนกันอยู่ โดยมีแกนกลางของท่อร่วมกัน ของไหลชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ภายในท่อใน และของไหลอีกชนิดจะไหลอยู่ในช่องว่างรูปร่างแหวนระหว่างท่อในและท่อนอก เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้เหมาะสำหรับการเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลภายในท่อที่มีความดันสูง ความหนืดสูง หรือมีฤทธิ์กัดกร่อนสูง บางครั้งจะใช้ท่อที่มีค้ำเป็นท่อชั้นในเพื่อเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อน

2.1.3.1.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อม้วน (Spiral-Tube Heat Exchanger)

โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ ประกอบด้วยกลุ่มท่อที่มีวนเป็นลักษณะเกลียวอยู่ภายในเปลือก การแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยกลุ่มท่อที่มีลักษณะหมุนเกลียวจะทำให้ได้ประสิทธิภาพที่สูงกว่าการใช้กลุ่มท่อลักษณะท่อตรง แต่จะมีปัญหายุ่งยากในด้านการทำความสะอาด

2.1.3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดแผ่น (Plate Heat Exchangers)

2.1.3.2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง (Plate and Frame Heat Exchanger)

โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ เป็นการนำแผ่นถ่ายเทความร้อนหลาย ๆ แผ่นมาวางเรียงกันในระยะห่างที่คงที่ แล้วให้ของไหลร้อนและเย็นไหลผ่านช่องระหว่างแผ่นในลักษณะสลับกัน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขนาดกะทัดรัด ที่สามารถดำเนินการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อสามารถใช้เป็นทางเลือกแทนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อสำหรับงานที่มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างของเหลวกับของเหลวที่ความดันต่ำถึงปานกลาง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้จะกล่าวอย่างละเอียดในหัวข้อต่อไป

2.1.3.2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นม้วน (Spiral Plate Heat Exchanger)

โครงสร้างพื้นฐานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นม้วน ประกอบด้วยแผ่นโลหะยาวจะถูกม้วนไปรอบแกนกลาง สามารถใช้เป็นทางเลือกแทนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อสำหรับใช้งานที่ความดันต่ำถึงปานกลาง เป็นแบบที่มีความเหมาะสมมากสำหรับงานที่ต้องการการบำรุงรักษาดำ และงานที่มีสิ่งแขวนลอยในของไหล

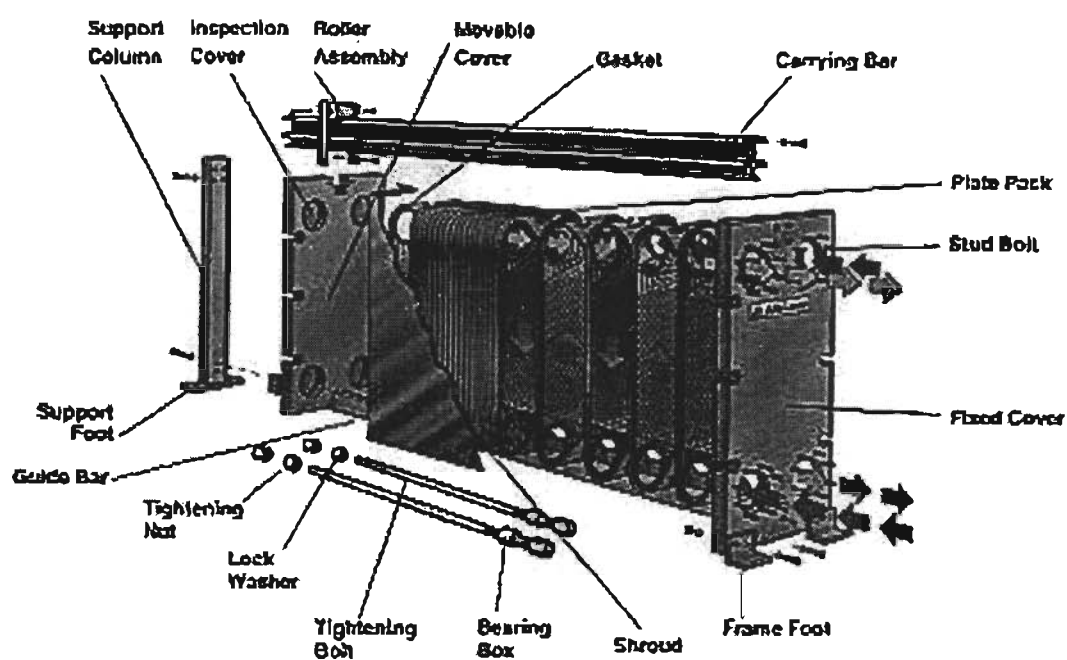
2.1.3.2.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเพลท-ครีป (Plate-Fine Heat Exchanger)

โครงสร้างพื้นฐานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเพลท-ครีป ประกอบด้วยแผ่นครีปซึ่งถูกพิมพ์เป็นจีบหรือเป็นลอน และถูกประกบอยู่ระหว่างแผ่นโลหะกัน เหมาะสำหรับกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับก๊าซ

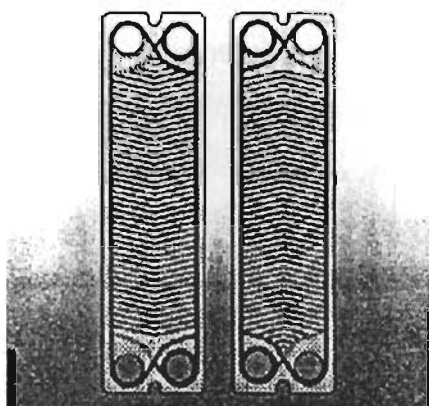
2.2 โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง [4]

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงจัดเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขนาดกะทัดรัดที่มีประสิทธิภาพสูงและเป็นที่นิยมใช้ในงานทางด้านต่าง ๆ เช่น อุตสาหกรรมอาหาร อุตสาหกรรมปิโตรเคมี เนื่องจากเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคุณลักษณะเด่นหลายประการ เช่น สามารถถอดล้างทำความสะอาดได้ง่าย มีการจัดรูปแบบการไหลได้หลายรูปแบบ โดยทั่วไปโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแสดงได้ดังภาพที่ 2-1

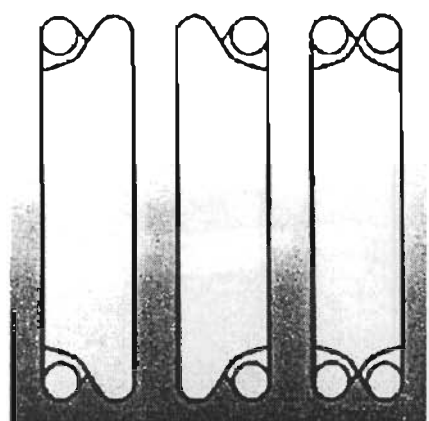
ลักษณะโครงสร้างเป็นแผ่นเพลทโลหะขึ้นรูป (Plate Pack) มีความหนาประมาณ 0.5-6.4 mm (0.02-0.125 in.) ดังแสดงในภาพที่ 2-2 แผ่นเพลทอาจจะเป็นแผ่นเรียบหรือมีร่องเว้าและนูนเป็นลอนๆ ก็ได้ แผ่นเพลทมาตรฐานจะมีช่องทางการไหลเข้าและออก (Ports) ของของไหลจำนวน 4 ช่อง ของไหลจะไหลเข้าไปในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยผ่านช่องทางการไหลเข้าโดยมีปะเก็น (Gasket) ดังแสดงในภาพที่ 2-3 เป็นตัวคั่นระหว่างคู่แผ่นเพลททำหน้าที่กันการรั่วไหลของของไหล แผ่นเพลทส่วนใหญ่จะมีลักษณะเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า แผ่นเพลทแต่ละแผ่นจัดเรียงในแนวตั้งโดยมีโครง (Frame or Bar) ดังแสดงในภาพที่ 2-4 ยึดไว้ด้านบนและด้านล่าง ส่วนช่องริมสุดทางด้านหัวและท้ายถูกประกบด้วยแผ่นประกบ (Cover or End Plate) ดังแสดงในภาพที่ 2-1 สามารถถอดออกมาล้างทำความสะอาดได้ สามารถเพิ่มหรือลดพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนโดยการปรับเปลี่ยนจำนวนแผ่นเพลท และสามารถจัดรูปแบบการไหลได้หลายลักษณะ



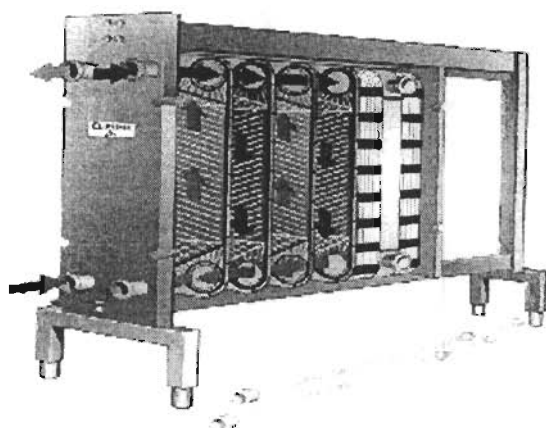
ภาพที่ 2-1 โครงสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง [9]



ภาพที่ 2-2 แผ่นเพลตโลหะขึ้นรูป [9]



ภาพที่ 2-3 ปะเก็น [10]



ภาพที่ 2-4 โครงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง [9]

เปรียบเทียบข้อดีและข้อเสียของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อได้ดังนี้

2.2.1 ข้อดีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง

2.2.1.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงต้องการพื้นที่การถ่ายเทความร้อนเพียงหนึ่งในสามถึงครึ่งหนึ่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อเท่านั้น ซึ่งช่วยให้สามารถลดค่าใช้จ่ายลงได้มาก พื้นที่ที่ลดลงไปเป็นผลจากความปั่นป่วนของการไหลสูงเนื่องจากเส้นทางการไหลที่เป็นลอนระหว่างแผ่นโลหะ การเพิ่มขึ้นของประสิทธิผลเชิงความร้อนของเครื่องอันเนื่องมาจากรูปแบบการไหลสวนทางกันสมบูรณ์ และการลดลงของเฟา์ลิ่ง เฟา์ลิ่งเกิดขึ้นเพียง $1/10$ ถึง $1/4$ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อเท่านั้น อันเนื่องมาจากความปั่นป่วนของการไหลและพื้นที่ผิวที่เรียบมันของแผ่นเพลท ระยะห่างที่ชิดมากของแผ่นเพลทที่อยู่ติดกันเทียบเคียงได้กับการใช้ท่อขนาดเล็ก ทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูง

2.2.1.2 ประหยัดพื้นที่ติดตั้งและวางฐานรากอันเนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงจัดว่าเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัด

2.2.1.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงมีประสิทธิภาพสูง เนื่องจากการไหลของของไหลเป็นแบบสวนทางกันสมบูรณ์

2.2.1.4 ภาระทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสามารถปรับเพิ่มหรือลดลงได้อย่างง่ายดายโดยการเปลี่ยนแปลงจำนวนแผ่นเพลท ลักษณะพิเศษนี้มีประโยชน์มาก โดยเฉพาะกรณีที่โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนมีแนวโน้มที่จะมีการเปลี่ยนแปลงภาระทางความร้อนในอนาคต

2.2.1.5 ปริมาตรของพื้นที่ว่างภายในของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงคิดได้เพียง 10-20 เปอร์เซ็นต์ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อที่มีปริมาตรภายนอกเท่าเทียมกัน ดังนั้นจึงทำให้มีช่องไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยลงทำให้ควบคุมให้ได้ภาระทางความร้อนที่ต้องการ หรืออุณหภูมิขาออกที่ต้องการได้ง่ายขึ้นและรวดเร็วขึ้น

2.2.1.6 เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงมีการไหลแบบปั่นป่วนทำให้ผลกระทบจากการเกิดเฟา์ลิ่งมีน้อย

2.2.2 ข้อเสียของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง

2.2.2.1 ต้องทำการซีลด้วยปะเก็นค่อนข้างมาก เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงใช้แผ่นเพลทจำนวนมากซึ่งจำเป็นต้องใช้ปะเก็นคั่นระหว่างคู่แผ่นเพลททุก ๆ คู่จึงทำให้จำนวนปะเก็นที่ใช้มากตามไปด้วย

2.2.2.2 ถ้าของไหลเป็นของไหลที่สามารถกัดกร่อนและเกิดเฟา์ลิ่งอย่างรุนแรง จะทำให้เกิดการอุดตันในช่องทางการไหลได้เร็วมาก

2.3 การประยุกต์ใช้งานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขนาดกะทัดรัดจึงเป็นที่นิยมใช้ในอุตสาหกรรมโดยทั่วไป นอกจากใช้พื้นที่ในการติดตั้งน้อย ค่าใช้จ่ายในการปฏิบัติงานของเครื่องต่ำแล้วยังมีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสูง อีกทั้งสามารถนำไปประยุกต์ใช้งานในอุตสาหกรรมต่าง ๆ ได้ เช่น การส่งถ่ายความร้อนจากโรงงานไฟฟ้า (Power Plant) การแลกเปลี่ยนความร้อนในโรงงานอุตสาหกรรมเคมี ระบบการทำความร้อนในอาคาร เครื่องปรับอากาศในอุตสาหกรรมทั่วไป เครื่องทำความเย็นในบ้าน หม้อน้ำรถยนต์ อุตสาหกรรมอาหาร เป็นต้น

อุตสาหกรรมอาหารบางชนิดไม่สามารถให้ความร้อนสัมผัสโดยตรงเพราะ ทำให้คุณค่าทางอาหารที่ต้องการสูญหายไป เช่น อุตสาหกรรมการแปรรูปนมวัว เนื่องจากนํ้านมมีความไวในการเสื่อมคุณภาพทางความร้อน ถ้าให้ความร้อนโดยตรงจะทำให้นํ้านมที่ได้มีคุณภาพต่ำ การประยุกต์ใช้งานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสามารถทำได้โดยให้ความร้อนผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งสามารถควบคุมอัตราการไหลของนํ้านมและกระแสบูทิลีตีร้อน ซึ่งอาจใช้นํ้าหรือนํ้ามันร้อนในสภาวะที่ถูกควบคุมอุณหภูมิและความดัน หลังจากให้ความร้อนแก่นํ้านมในช่วงระยะเวลาหนึ่งแล้ว จึงทำการลดอุณหภูมิอย่างรวดเร็วเพื่อควบคุมปริมาณเชื้อแบคทีเรียในนํ้านม และรักษาปริมาณน้ำตาลแลคโตสในนํ้านมให้อยู่ในเกณฑ์มาตรฐาน

2.4 คุณสมบัติในการถ่ายเทความร้อนของแผ่นเพลท [3]

เนื่องจากแผ่นเพลทโลหะในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงได้ผ่านกระบวนการขึ้นรูป ทำให้มีพื้นที่ผิวสัมผัสเป็นร่องเว้าและนูน ดังนั้นในการอธิบายถึงคุณสมบัติในการถ่ายเทความร้อนของแผ่นเพลท ในเบื้องต้นจึงต้องประมาณค่าเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า (Hydraulic Diameter หรือ Equivalent Diameter), D_e ซึ่งสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการที่ (2-5)

$$D_e = \frac{4A}{B} \quad (2-5)$$

- เมื่อ A คือ พื้นที่หน้าตัดในทิศทางการไหลของของไหล, m^2
 B คือ เส้นรอบวงของพื้นที่หน้าตัดในทิศทางการไหล, m

และสำหรับช่องทางการไหลที่มีพื้นที่หน้าตัดประมาณได้เป็นสี่เหลี่ยมผืนผ้า ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่าสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการที่ (2-2)

$$D_e = 4 \left(\frac{bw}{2(b+w)} \right) = \frac{2b}{1+b/w} \quad (2-6)$$

เมื่อ b คือ ระยะห่างระหว่างแผ่นเพลท, m

W คือ ความกว้างของแผ่นเพลท, m

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลร้อนและเย็น (Convective Heat Transfer Coefficient), α ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสร้างสามารถอธิบายได้ในตัวแปรไร้มิติหน่วย Nusselt Number, Nu ดังสมการที่ (2-7)

$$Nu = \frac{\alpha D_e}{\lambda} \quad (2-7)$$

เมื่อ α คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $W/m^2 K$

λ คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน, $W/m K$

และโดยทั่วไปทอม Nu สามารถคำนวณหรือประมาณได้จากความสัมพันธ์ในเชิงอิมพิริเรียลของตัวแปรไร้มิติหน่วย Renold Number, Re และ Prandtl Number, Pr ดังสมการที่ (2-8)

$$Nu = c Re^m Pr^n \quad (2-8)$$

เมื่อ

$$Re = \frac{\rho v D_e}{\mu} \quad (2-9)$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda} \quad (2-10)$$

โดยที่ค่า c , m และ n เป็นค่าคงที่ขึ้นอยู่กับคุณลักษณะของแผ่นเพลทถ่ายเทความร้อน สามารถหาได้จากการทดลอง ซึ่งโดยทั่วไปได้มีการแนะนำให้ใช้ค่า $c = 0.28$, $m = 0.65$ และ

$n = 0.4$ สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในช่องทางการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง [5]

เมื่อทราบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลร้อนและเย็น สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall Heat Transfer Coefficient), U ได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$U = \frac{1}{R_{\text{total}}} \quad (2-11)$$

เมื่อ R_{total} คือ ผลรวมความต้านทานของการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นเนื่องจากกระบวนการพาความร้อน การนำความร้อนและการเกิดตะกอนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามสมการที่ (2-12)

$$R_{\text{total}} = R_{\text{conduct}} + R_{\text{convect}} + R_{\text{fouling}} \quad (2-12)$$

ดังนั้น

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_{\text{hot}}} + R_{\text{fouling, hot}} + \frac{X}{\lambda} + R_{\text{fouling, cold}} + \frac{1}{\alpha_{\text{cold}}} \quad (2-13)$$

เมื่อ α_{hot} คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของกระแสน้ำของไหลร้อน, $\text{W/m}^2 \text{ K}$

α_{cold} คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของกระแสน้ำของไหลเย็น, $\text{W/m}^2 \text{ K}$

X คือ ความหนาของแผ่นเพลท, m

2.5 ความดันตก (Pressure Drop)

จากเอกสารทางวิชาการของ Cooper (1974) [5] ได้ให้สมการที่ใช้หาความสัมพันธ์ของความดันตกไว้ดังนี้

$$\Delta P = \frac{2fG^2L}{\rho D_e} \quad (2-14)$$

$$f = 2.5 \left(\frac{GD_e}{\mu} \right)^{-0.3} \quad (2-15)$$

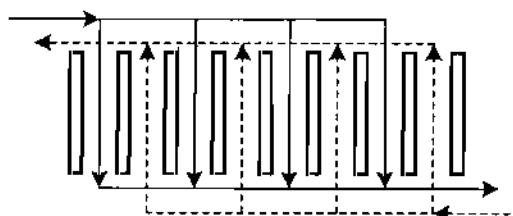
- เมื่อ f คือ แฟคเตอร์ความเสียดทาน
 G คือ ความเร็วเชิงมวล, $\text{kg/m}^2 \text{ s}$
 L คือ ความยาวของแผ่นเพลท, m
 ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล, kg/m^3
 D_e คือ เส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า, m
 μ คือ ความหนืดของของไหล, N s/m^2

2.6 รูปแบบการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง

รูปแบบการไหลของของไหลในช่องทางการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสามารถแบ่งออกได้หลายลักษณะ โดยทั่วไปมีหลักการดังนี้ [6, 7, 8]

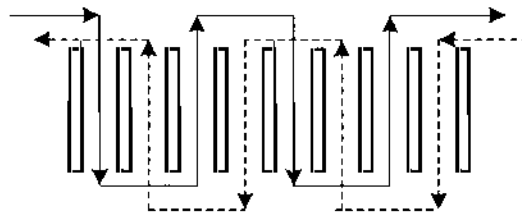
2.6.1 แบ่งตามลักษณะการไหล

2.6.1.1 การไหลแบบขนาน (Parallel Flow) สายการไหลของของไหลที่ไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกแบ่งไหลตามจำนวนช่องทางการไหลโดยในแต่ละสายการไหลมีทิศทางการไหลที่ขนานกัน และถ้าของไหลทั้งสองชนิดนั้นมีรูปแบบการไหลแบบขนานเหมือนกันจะเรียกรูปแบบการไหลนี้ว่า การไหลแบบเป็นวง (Looped Flow) ดังภาพที่ 2-5



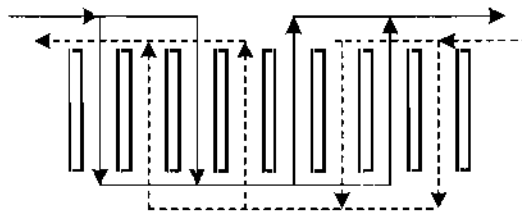
ภาพที่ 2-5 ตัวอย่างการไหลแบบขนาน

2.6.1.2 การไหลแบบอนุกรม (Series Flow) สายการไหลของของไหลที่ไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะไม่ถูกแบ่งไหลแต่จะไหลไปตามช่องทางการไหลโดยมีการเปลี่ยนทิศทางการไหลทุกครั้งเมื่อของไหลไหลไปสู่ช่องทางการไหลถัดไป สายการไหลในแต่ละช่องทางการไหลจะมีความต่อเนื่องกันในรูปแบบอนุกรม ดังแสดงในภาพที่ 2-6



ภาพที่ 2-6 ตัวอย่างการไหลแบบอนุกรม

2.6.1.3 การไหลแบบซับซ้อน (Multipass Flow) ลักษณะการไหลแบบนี้สายการไหลของของไหล จะมีลักษณะผสมระหว่างการไหลแบบอนุกรมและการไหลแบบขนาน ดังแสดงในภาพที่ 2-7

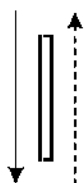


ภาพที่ 2-7 ตัวอย่างการไหลแบบซับซ้อน

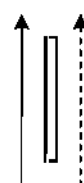
2.6.2 แบ่งตามทิศทางการไหลของของไหล จะแบ่งออกเป็น 2 ลักษณะคือ

2.6.2.1 การไหลแบบไหลสวนทาง (Counter-Current) ทิศทางของสายการไหลของของไหลในช่องทางการไหลที่อยู่ติดกันจะมีทิศทางการไหลที่สวนทางกัน ดังแสดงในภาพที่ 2-8

2.6.2.2 การไหลแบบไหลตามกัน (Co-Current) ทิศทางของสายการไหลของของไหลในช่องทางการไหลที่อยู่ติดกันจะมีทิศทางการไหลเดียวกัน ดังแสดงในภาพที่ 2-9



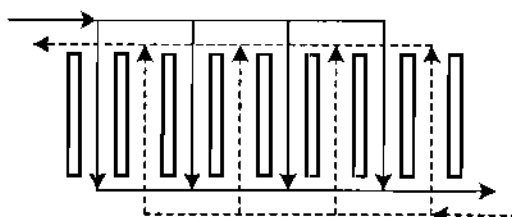
ภาพที่ 2-8 การไหลแบบไหลสวนทาง



ภาพที่ 2-9 การไหลแบบไหลตามกัน

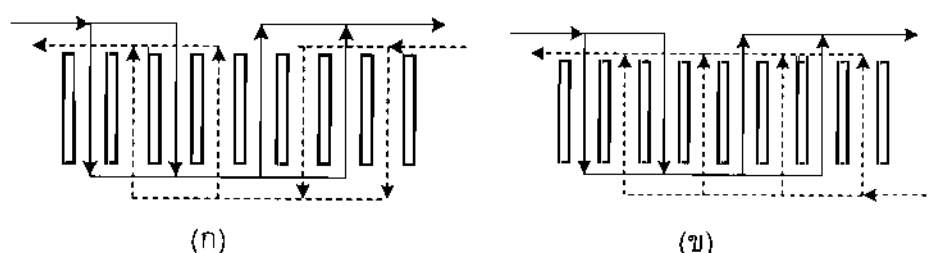
2.6.3 แบ่งตามจำนวนครั้งของการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหล สามารถแบ่งได้เป็น 2 ลักษณะคือ

2.6.3.1 การไหลทิศทางเดียว (Single Pass Flow) สายการไหลในทุกช่องทางการไหลของของไหลมีทิศทางการไหลเดียวกัน ดังภาพที่ 2-10 เป็นรูปแบบการไหลแบบทิศทางเดียวที่มีลักษณะการไหลแบบขนาน



ภาพที่ 2-10 ตัวอย่างการไหลทิศทางเดียวที่มีลักษณะการไหลแบบขนาน

2.6.3.2 การไหลหลายทิศทาง (Multipass Flow) สายการไหลในแต่ละช่องทางการไหลของของไหลมีทิศทางต่างกัน ซึ่งทิศทางการไหลของของไหลในแต่ละช่องทางการไหลขึ้นอยู่กับจำนวนครั้งของการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหล ดังภาพที่ 2-11 เป็นภาพแสดงรูปแบบการไหลแบบหลายทิศทาง โดยภาพที่ 2-11 (ก) เป็นรูปแบบการไหลแบบหลายทิศทางที่มีลักษณะการไหลแบบอนุกรม และภาพที่ 2-11 (ข) เป็นรูปแบบการไหลแบบหลายทิศทางที่มีลักษณะการไหลแบบซับซ้อน



ภาพที่ 2-11 ตัวอย่างการไหลหลายทิศทาง

2.7 การเกิดเฟา์ลิ่ง (Fouling)

การเกิดเฟา์ลิ่ง คือ การเกิดคราบสะสมใด ๆ บนพื้นผิวการถ่ายเทความร้อนของเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งจะเพิ่มความต้านทานการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว กลไกการเกิดเฟา์ลิ่งในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถจำแนกได้ดังนี้

2.7.1 การเกิดผลึกของสารประกอบเกลือ (Crystallization)

สภาพการละลายของเกลือในสารละลายเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิ ตามปกติสภาพการละลายจะเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิ แต่เกลือบางชนิดที่มักพบในทะเล มีลักษณะสมบัติสภาพการละลายที่วกกลับ เมื่อมีอุณหภูมิสูงกว่าค่าหนึ่ง ของเหลวที่มีสภาพการละลายเพิ่มขึ้นทางเดียวจะตกผลึกบนพื้นผิวที่เป็น ถ้าสภาพการละลายแบบย้อนกลับจะตกผลึกบนพื้นผิวที่ร้อน

สารละลายที่ประกอบด้วยเกลือตัวเดียวจะมีการสร้างผลึกที่แข็งแรง มีแรงยึดเกาะกับพื้นผิวสูง ชั้นเกาะสะสมนี้จะไม่ค่อยแตกหลุดออกภายใต้การกระทำของความเร็วการไหลที่ไหลผ่านไปบนพื้นผิว จึงมักจะขยายเพิ่มขึ้นเป็นเชิงเส้นตามเวลา แต่ในขณะที่ชั้นเกาะสะสมนี้หนาขึ้นอุณหภูมิผิวรวมทั้งอัตราการเกาะสะสมจะลดลง

2.7.2 การตกตะกอน (Sedimentation)

การเกิดเฟา์ลิ่ง โดยการตกตะกอนจะเกิดขึ้นในของไหลที่มีสิ่งแขวนลอยปนอยู่อาจปรากฏในหลายลักษณะ ซึ่งตามปกติจะเกิดขึ้นร่วมกับการเกิดเฟา์ลิ่งแบบอื่น ๆ กระแสน้ำมักประกอบด้วย โคลน ทรายฝุ่นละออง หรือเศษสนิม ซึ่งมักจะรวมตัวกันอยู่ในบริเวณที่ความเร็วของไหลต่ำ ในบางครั้งเศษอนุภาคเหล่านี้ทำตัวเป็นตัวเร่งการเกิดปฏิกิริยาตกตะกอน และร่วมกับกระบวนการตกผลึกที่เกิดขึ้นพร้อม ๆ กัน ตะกอนรวมตัวกับชั้นผลึก ซึ่งในบางครั้งทำให้แข็งแรงขึ้น แต่ในบางครั้งก็ทำให้อ่อนแอลง การรวมตัวของตะกอนจะสะสมเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ซึ่งทำให้ความต้านทานของเฟา์ลิ่งเพิ่มขึ้น ตะกอนเหล่านี้หลุดลอกออกได้ง่ายเป็นชั้นใหญ่โดยการไหลผ่านของของไหลไปบนพื้นผิว เป็นผลให้ความต้านทานเฟา์ลิ่งตกลงในทันที จากนั้นจึงเริ่มสะสมอีกครั้งหนึ่ง ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของความต้านทานเป็นรูปฟันเลื่อย สิ่งที่เกิดขึ้นพร้อม ๆ กับการเปลี่ยนแปลงความต้านทานเป็นรูปฟันเลื่อยก็คือการสะสมอย่างสม่ำเสมอของผลึกบนผิว

2.7.3 การเกิดโพลีเมอร์และปฏิกิริยาทางเคมี (Polymerization and Chemical Reaction)

การเกิดเฟา์ลิ่งของพื้นผิวด้วยการสร้างโพลีเมอร์มักจะเกิดขึ้นในงานปิโตรเลียมและเคมีจำนวนมาก พารามิเตอร์วิกฤตประกอบด้วย อุณหภูมิพื้นผิว และการปรากฏอยู่ของตัวส่งเสริมการออกซิไดซ์ กระบวนการที่เกิดขึ้นมักจะเป็นไปในลักษณะของการจำกัดตัวเอง ลักษณะหนึ่งของเฟา์ลิ่งประเภทนี้เป็นชั้นเกาะสะสมที่หยาบแข็ง ซึ่งมักจะเกิดขึ้นบนพื้นผิวที่มีอุณหภูมิสูง โดยการกระทำร่วมของปฏิกิริยาทางเคมีและการตกตะกอน ขณะนี้ยังมีข้อมูลไม่มากพอที่จะระบุวิธีการทั่วไปในการทำนายอัตราการเกิดเฟา์ลิ่งได้

2.7.4 การเจริญเติบโตทางอินทรีย์ (Organics Growth)

การเจริญเติบโตทางอินทรีย์ ทั้งสัตว์และพืช ในบางครั้งเป็นปัญหาในกระแสน้ำแม่น้ำหรือน้ำทะเลที่ปล่อยผ่านเที่ยวเดียวโดยไม่มีการบำบัด การเติบโตจะเกิดขึ้นในท่อของกระแสน้ำปล่อยออกที่อุ่น มากกว่าจะเกิดขึ้นในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเอง และโดยทั่วไปจะเกิดขึ้นร่วมกับการเกิดเฟอูลิงรูปอื่น ๆ สัตว์จำพวก Crustacea จะเจริญเติบโตอย่างทบหวในกระแสน้ำที่เหมาะสมและสมบูรณ์ด้วยแหล่งอาหารที่พัดผ่านไป ในบางครั้งเราอาจจะใช้ตัวสร้างเสียงอัลตราโซนิก (Ultrasonic) ได้นำเพื่อยับยั้งการเจริญเติบโตของ Crustacea

2.7.5 ผลจากการกัดกร่อน (Corrosion Effects)

การกัดกร่อนของพื้นผิวมีส่วนช่วยการเกิดเฟอูลิงในทางที่แตกต่างออกไปในทางหนึ่งนั้น ผลผลิตจากการกัดกร่อนทำให้เกิดเป็นชั้นเกาะสะสมต้านทานการถ่ายเทความร้อน และทำตัวเป็นตัวเร่งที่กระตุ้นกระบวนการเกิดเฟอูลิงรูปอื่น ๆ ในอีกทางหนึ่งนั้น พื้นผิวที่เกิดการกัดกร่อนจะหยาบขึ้น ซึ่งเป็นการเพิ่มจำนวนของจุดก่อตัวบนพื้นผิวที่เคยเป็นผิวเรียบสำหรับการเกิดผลึก และการเกิดฟองในการเดือดแบบ Nucleate Boiling

2.7.6 การเปรียบเทียบความสามารถในการเกิดเฟอูลิง

เป็นการเปรียบเทียบระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2 ชนิดที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรมนั้นคือ แบบเปลือกและท่อ และแบบแผ่นบนโครง พบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงนั้นมีค่าตัวประกอบเฟอูลิง (Fouling Factor) ต่ำ เนื่องจากสาเหตุ 4 ประการดังนี้

2.7.6.1 การไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงเป็นแบบปั่นป่วนอย่างค่อนข้างสมบูรณ์ทำให้ของแข็งอยู่ในลักษณะของสารแขวนลอยและเกิดการเกาะตัวบนพื้นผิวการถ่ายเทความร้อนน้อยลง

2.7.6.2 พื้นผิวการถ่ายเทความร้อนของแผ่นเพลทในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงมีความเรียบสูง

2.7.6.3 พื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงไม่มีพื้นที่ส่วนที่ไม่เกิดการเคลื่อนไหวของของไหล (Dead Space) แต่ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อจะเกิดพื้นที่นี้ในบริเวณคืบของอุปกรณ์

2.7.6.4 การเกิดเฟอูลิงเนื่องจากการกัดกร่อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงมีน้อย

2.8 สภาวะในการใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง

การใช้งานโดยทั่วไปของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงดังนี้
ความดันใช้งาน 2100 kPa (300 lbf/in.²) อุณหภูมิใช้งานสูงสุด 275 °C (525 °F)

2.9 วัสดุที่ใช้ทำเป็นส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง

การพิจารณาในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พิจารณาใน 2 ส่วนหลักคือ

2.9.1 วัสดุที่ใช้ทำแผ่นเพลท

ลักษณะของแผ่นจะขึ้นรูปเป็นลายต่าง ๆ โดยแผ่นที่ถูกขึ้นรูปจะทำมาจากโลหะแผ่นหนาต่าง ๆ กัน เพื่อให้ทนกับการใช้งานที่ความดันต่าง ๆ ได้ ปกติแล้ววัสดุที่ใช้คือ เหล็กกล้าไร้สนิม (Stainless Steel) โดยทั่วไปจะใช้ชนิด AISI 304 และ AISI 316 ความยาวของแผ่นเพลทโดยเฉลี่ยจะอยู่ที่ 0.2-3 m ความกว้างจะเป็น 20-40 เพอร์เซ็นต์ ของความยาว ความหนาของแผ่นจะอยู่ที่ 0.5-6.4 mm และช่องว่างระหว่างแผ่น 2-5 mm

2.9.2 วัสดุที่ใช้ทำปะเก็น

โดยทั่วไปเป็นชนิดปะเก็นอีลาสโตเมอร์ จะมีความต้านทานทางด้านเคมีและทนทานทางด้านอุณหภูมิซึ่งสิ่งนี้เป็นคุณสมบัติที่ทำการป้องกันการรั่วซึมได้ดี

ตารางที่ 2-1 การทำงานภายใต้อุณหภูมิของปะเก็นและการนำไปใช้ [11]

วัสดุทำปะเก็น	อุณหภูมิการใช้งาน	การนำไปใช้งาน
Medium Nitrile, NBR(Paracril)	275 °F	ใช้กับของไหลที่มีไขมันสูง
Ethylene-Propylene (Nordel,Paratemp)	300 °F	ใช้กับอุณหภูมิสูงเหมาะกับสารเคมีทั่วไป
Resin Cured Butyl, ITR(Paratemp)	300 °F	ใช้กับพวกแอลดีไฮด์, คีโตน, เอสเทอร์
Fluorocarbon Rubber FPM Viton(Paradur)	350 °F	ใช้กับพวกน้ำมันที่ได้มาจากแร่, พีชและสัตว์
Compressed Asbestos Fiber (Paracaf)	500 °F	ใช้กับพวกสารละลายอินทรีย์

2.10 เพลทรูปแบบต่าง ๆ

แผ่นเพลทในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงที่ใช้กันอยู่ในปัจจุบันนั้นมีให้เลือกใช้มากมายหลายแบบ ซึ่งสามารถแยกเป็นแบบทั่วไปได้ 2 แบบ ตามรูปแบบการขึ้นลายของแผ่นเพลท ดังนี้

2.10.1 เพลทแบบ Intermating

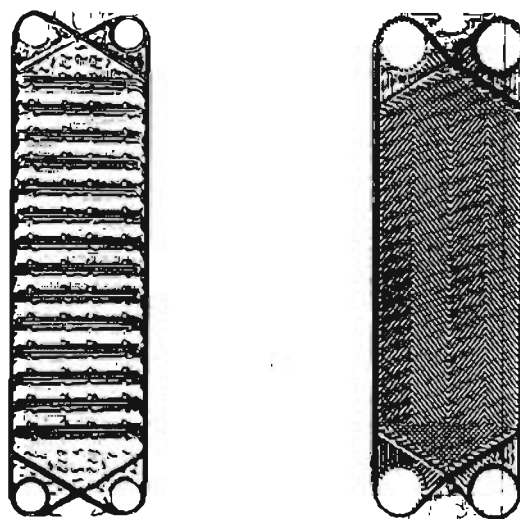
ดังแสดงในภาพที่ 2-12 (a) ลักษณะของเพลทจะถูกขึ้นรูปให้มีลักษณะคล้ายหน้าจั่ว ซึ่งความลึกของการขึ้นรูปนั้นจะมีความลึกมากกว่าความกว้างของปะเก็น ทำให้เมื่อประกอบแผ่น

เพลทเข้าด้วยกันแล้วทำให้ร่องที่เกิดจากการขึ้นรูปประกบติดกัน ซึ่งเป็นการเพิ่มความแข็งแรงของชุดแผ่นเพลทไปในตัว ดังแสดงในภาพที่ 2-13. หลักการทำงานของแผ่นเพลทชนิดนี้ คือ เมื่อของไหลไหลผ่านเพลทชนิดนี้ของไหลจะเกิดการไหลแบบปั่นป่วนจากการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดในทิศทางการไหลและการเปลี่ยนทิศทางการไหลตามการขึ้นลายของแผ่นเพลท ซึ่งทำให้ความเร็วของของไหลเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดระยะทางการไหลผ่านแผ่นเพลท ความเร็วของของเหลวในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนนั้นจะอยู่ที่ประมาณ $0.2 - 3 \text{ m/s}$

2.10.2 เพลทแบบ Chevron

ดังแสดงในภาพที่ 2-12 (b) ลักษณะของแผ่นเพลทจะถูกขึ้นรูปให้มีลักษณะเป็นลายโค้งหยักไปมา ความลึกของการขึ้นรูปนั้นเท่ากับความลึกของแผ่นปะเก็น ลายที่เกิดจากการขึ้นรูปนั้นจะทำมุมเอียงกับแผ่นเพลทโดยที่แผ่นเพลทที่ติดกันนั้นจะมีมุมเอียงที่ตรงกันข้าม พื้นที่หน้าตัดในทิศทางการไหลของของไหลคงที่ดังแสดงในภาพที่ 2-14 แต่การที่เกิดการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลตามร่องที่เกิดจากการขึ้นรูปนั้นทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนขึ้น ความลึกของการขึ้นลายอยู่ในช่วง $3-5 \text{ mm}$. ส่วนความเร็วของของเหลวในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนจะอยู่ในช่วงประมาณ $0.1-1 \text{ m/s}$

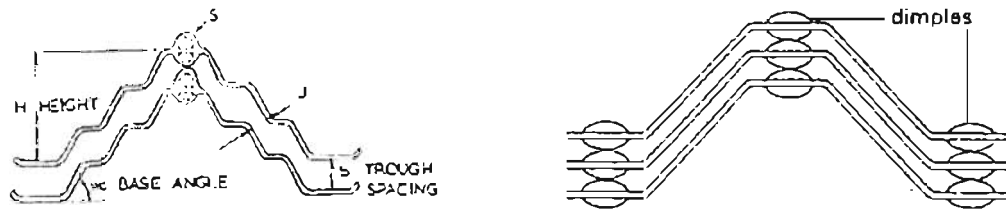
แผ่นเพลทชนิดนี้จะมีมุม β คล้ายก้างปลาดังภาพที่ 2-14 โดยมุมเอียงมีค่าน้อยจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงและความดันตกจะสูง เรียกว่า Hard Plate หากมุมเอียงมีค่ามากจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนต่ำและความดันตกจะต่ำ เรียกว่า Soft plate



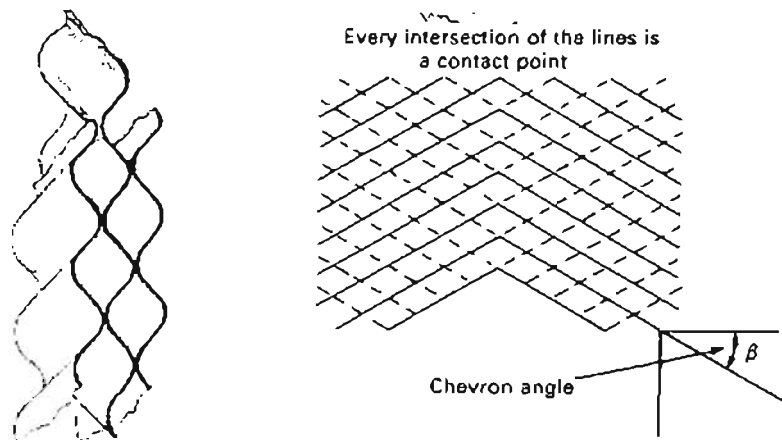
(a) เพลทแบบ Intermating

(b) เพลทแบบ Chevron

ภาพที่ 2-12 รูปแบบของเพลท



ภาพที่ 2-13 ภาพหน้าตัดขวางและจุดสัมผัสผัสนกันของเพลทแบบ Interlocking



ภาพที่ 2-14 ภาพหน้าตัดขวางและจุดสัมผัสผัสนกันของเพลทแบบ Chevron

2.11 การออกแบบเชิงอุณหภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง

โดยทั่วไปปัญหาในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแบ่งออกได้เป็นสองลักษณะ ได้แก่ การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้สามารถดำเนินงานตามภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนที่กำหนด (Sizing Problem) และการประเมินประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการกำหนดขนาดไว้แล้ว (Rating Problem) ในการศึกษาผลงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่า สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงนั้นได้มีผู้เสนอเทคนิคการแก้ปัญหาดังกล่าวข้างต้นไว้ดังนี้

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงที่มีรูปแบบการไหลแบบขนานซึ่งเป็นรูปแบบการไหลที่นิยมใช้กันมากที่สุด สามารถใช้สมการความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Heat Exchanger Effectiveness), ϵ และจำนวนหน่วยถ่ายเทความร้อน (Number of Transfer Units), NTU (สมการที่ (2-11) และสมการที่ (2-12)) เพื่อทำการประมาณค่าเบื้องต้นของจำนวนเพลทที่ต้องการสำหรับภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนที่กำหนด หรือในทาง

กลับกันสามารถใช้ความสัมพันธ์ดังกล่าวเพื่อประมาณค่าอุณหภูมิขาออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้มีการกำหนดจำนวนแผ่นเพลทไว้แล้ว [12, 28]

$$\varepsilon = \frac{NTU}{NTU + 1} \quad \text{สำหรับ} \quad C^* = 1 \quad (2-16)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - C^*))}{1 - C^* \exp(-NTU(1 - C^*))} \quad \text{สำหรับ} \quad C^* \neq 1 \quad (2-17)$$

$$CP = \dot{M}C_p \quad (2-18)$$

เมื่อ CP คือ ค่าความจุความร้อนของของไหล, W/K,

$\dot{M}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s

C_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะ, J/kg K

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2-19)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2-20)$$

การหา $C_{\min}$ และ $C_{\max}$ หาได้จากสมการที่ (2-18) โดยค่ามากที่สุดเป็นค่า $C_{\max}$ ส่วนค่าน้อยที่สุดเป็นค่า $C_{\min}$

อย่างไรก็ดีเนื่องจากสมการที่ (2-19) และ (2-20) เป็นสมการอธิบายความสัมพันธ์ของการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยที่ของไหลมีลักษณะการไหลแบบสวนทางกันอย่างสมบูรณ์ ซึ่งสามารถประยุกต์ใช้ได้ในการ์ณของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีรูปแบบการไหลแบบขนานและมีจำนวนช่องทางการไหลหรือจำนวนแผ่นเพลทมาก โดยที่ผลของการแลกเปลี่ยนความร้อนเพียงด้านเดียวของช่องทางการไหลริมสุดทั้งสองช่องมีค่าน้อยมาก

ในการ์ณของการไหลแบบหลายทิศทางหรือแบบซับซ้อนนั้น การใช้สมการการออกแบบดังที่ได้กล่าวมาจะมีความผิดพลาดสูง เนื่องจากรูปแบบการไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีลักษณะผสมระหว่างการไหลแบบสวนทางและแบบไหลตามกัน ดังนั้นจึงได้มีการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของกระบวนการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

แบบแผ่นบนโครงขึ้น โดยแบบจำลองดังกล่าวนิยามสร้างขึ้นตามลักษณะของรูปแบบการไหลที่นิยมใช้ ได้แก่ การไหลแบบ สอง สาม และสี่ทิศทาง ที่ในแต่ละทิศทางการไหลอาจมีจำนวนช่องทางการไหลได้ตั้งแต่สองช่องขึ้นไป รูปแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ดังกล่าวอยู่ในรูปของระบบสมการเชิงอนุพันธ์ที่อธิบายถึงการกระจายตัวของอุณหภูมิของของไหลที่สภาวะคงตัวในช่องทางการไหลใด ๆ เมื่อสามารถหาผลเฉลยของระบบสมการดังกล่าว จะอาศัยการทำสมดุลพลังงานเพื่อหาค่าอุณหภูมิขาออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ต่อไป [5, 8, 13, 29, 30]

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง มีลักษณะพิเศษคือสามารถมีการจัดการไหลของของไหลได้หลากหลายรูปแบบตามภาระของการแลกเปลี่ยนความร้อนในงานด้านต่าง ๆ ทั้งนี้ปัจจัยที่มีผลต่อการจัดรูปแบบการไหลนอกจากจะเป็นภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนแล้ว ยังต้องคำนึงถึงค่าความดันตกที่ยอมให้ได้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ ดังนั้นจึงได้มีการนำเสนอขั้นตอนของการเลือกรูปแบบการไหลที่สามารถดำเนินการแลกเปลี่ยนความร้อนตามภาระที่กำหนดและมีค่าความดันตกไม่เกินค่าที่ยอมรับได้ ทั้งนี้ขั้นตอนดังกล่าวมีการกล่าวถึงเฉพาะการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนและน้ำเย็น ในรูปแบบการไหลที่นิยมใช้เท่านั้น [7]

2.12 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับกระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแส

ลักษณะโครงสร้างและการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงดังกล่าวข้างต้น เป็นข้อมูลทั่วไปของเครื่องที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกันระหว่างของไหลสองกระแส คือของไหลร้อนหนึ่งกระแส และของไหลเย็นหนึ่งกระแสในโครงเดียว อย่างไรก็ตามเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้มีคุณลักษณะที่สามารถประยุกต์ใช้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับกระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแส ผลงานวิจัยที่มีมาก่อนในเรื่องดังกล่าว ได้แก่ การวิเคราะห์พินช์เพื่อออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับกระแสน้ำไหลสามกระแส ผลงานวิจัยชิ้นนี้ชี้ให้เห็นว่าเมื่อใช้การวิเคราะห์พินช์ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับกระแสน้ำไหลสามกระแส จะสามารถกำหนดเป้าหมายในการติดตั้งพลังงานและการใช้ยูทิลิตี้ได้อย่างเหมาะสม โดยข้อมูลจากกราฟคอมพิวเตอร์สามารถนำมาใช้กำหนดช่องทางการไหลเพื่อให้บรรลุถึงการแลกเปลี่ยนความร้อนที่กำหนดไว้ โดยวิธีการออกแบบได้ถูกนำไปใช้ปรับปรุงกระบวนการผลิตนมยูเอชที (UHT Milk) ทำให้สามารถประหยัดพลังงานด้วยการลดปริมาณการใช้ ยูทิลิตี้ร้อนและเย็น [27]

ทั้งนี้ผู้วิจัยได้สังเกตเห็นว่า ยังมีโรงงานอุตสาหกรรมทางอาหารและเคมีอีกหลายประเภท ที่สามารถประยุกต์ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับกระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแส ซึ่งถ่วงงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการวิเคราะห์พินช์เพื่อออกแบบเครื่อง

แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับกระแสของไหลสามกระแส ได้ถูกขยายผลให้เกิดวิธีการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สามารถรองรับจำนวนของไหลที่มากขึ้นในรูปแบบต่างๆ จะสามารถนำผลการวิจัยไปปรับปรุงกระบวนการเก่า หรือนำไปออกแบบกระบวนการใหม่ของการของการแลกเปลี่ยนความร้อนในกระบวนการให้มีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้นต่อไป

2.13 ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.13.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการวิเคราะห์พินช์

Linnhoff (1982) [22] ศึกษาวิธีในการนำปริมาณพลังงานที่สูญเสียจากกระบวนการอุตสาหกรรมต่างๆ กลับมาใช้ประโยชน์ โดยเริ่มจากการที่กำหนดค่าผลต่างของอุณหภูมิระหว่างของไหลร้อน (Hot Streams) และของไหลเย็น (Cold Streams) ที่เหมาะสมที่สามารถทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนในอุปกรณ์ได้

Linnhoff และ Flower (1978) [14] ได้ทำการคำนวณหาค่าพลังงานในแต่ละสายของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยการแบ่งอุณหภูมิออกเป็นช่วงๆ ผลจากการคำนวณหาค่าพลังงานความร้อนในบริเวณต่างๆ ของโครงข่ายทำให้ทราบว่าบริเวณใดในระบบที่มีค่าพลังงานความร้อนที่ไม่เพียงพอในการแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อปรับปรุงบริเวณดังกล่าวให้มีปริมาณพลังงานความร้อนเพียงพอที่จะเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน และช่วงอุณหภูมิที่มีพลังงานความร้อนแลกเปลี่ยนกันต่ำที่สุดในโครงข่ายว่า จุดพินช์ (Pinch)

Linnhoff (1983) [23] ได้ทำการแบ่งส่วนของสายการแลกเปลี่ยนความร้อนออกเป็น 2 บริเวณ คือ บริเวณที่อยู่เหนือจุดพินช์ (Above Pinch) และบริเวณที่อยู่ใต้จุดพินช์ (Below Pinch) แล้วทำการจับคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลร้อนและเย็นในบริเวณทั้งสองนี้ แยกจากกัน เพื่อออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนในแต่ละบริเวณ ก่อนที่จะนำผลการออกแบบในบริเวณทั้งสองมารวมกันและได้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่สามารถนำปริมาณพลังงานความร้อนย้อนกลับมาใช้ให้เกิดประโยชน์สูงสุด (Maximum Energy Recovery) ส่งผลให้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยรวมมีปริมาณการสูญเสียพลังงานความร้อนลดน้อยลงและมีการนำพลังงานย้อนกลับมาใช้ได้อย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้น

Linnhoff และ Smith (1987) [15] ได้กล่าวว่า การวิเคราะห์พินช์ได้นำไปใช้งานจริงมากกว่า 500 โครงการ การนำไปใช้ครอบคลุมทั้งกระบวนการแบบต่อเนื่องและแบบกะ ทำให้ประหยัดพลังงานได้ 15-30 เปอร์เซ็นต์ และใช้เวลาต้นทุนเพียง 1 ปีหรือน้อยกว่า

Linnhoff Polley และ Sahdev (1988) [24] ศึกษาเพิ่มเติมเกี่ยวกับประเภทหรือลักษณะยูทิลิตี้ร้อน (Hot Utility) และยูทิลิตี้เย็น (Cold Utility) จากกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้กราฟแกรนด์คอมโพสิต (Grand Composite) ซึ่งทำให้ผู้ออกแบบสามารถประเมินค่าผลตอบแทนทางเศรษฐศาสตร์อย่างคร่าวๆ ได้อย่างรวดเร็ว นอกจากนี้กราฟดังกล่าวยังแสดงให้เห็นบริเวณที่สามารถเกิดการถ่ายเทพลังงานความร้อนระหว่างของไหลร้อนและเย็นได้

Linhoff (1989) [16] ได้ศึกษาเพิ่มเติมถึงการนำวิธีในการคำนวณหาปริมาณเอกเซอร์จีที่สูญเสีย (Exergy Loss) จากกระบวนการโดยใช้การวิเคราะห์พินช์ จากการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้การวิเคราะห์พินช์พบว่า การนำความรู้ในเรื่องดังกล่าวประกอบกับการวิเคราะห์พินช์ ทำให้ผู้ออกแบบสามารถทราบถึงปริมาณเอกเซอร์จีที่สูญเสียไปกับกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อน นอกจากนี้กราฟดังกล่าวยังได้แสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งพิจารณาเฉพาะค่าพลังงานเอนทาลปีของระบบ และกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งพิจารณาเฉพาะค่าพลังงานเอนโทรปี (Entropy) ของระบบ ของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน

Linhoff และ Ahmad (1990) [25] ได้ทำการศึกษาคำว่าเพิ่มเติมถึงวิธีในการเลือกโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการลงทุนทางเศรษฐศาสตร์ต่ำที่สุด พบว่ามีหลายปัจจัยที่ต้องนำมาประกอบการพิจารณา ตัวอย่างเช่น อัตราส่วนระหว่างค่าความจุความร้อนของกระแสของไหลร้อนต่อกระแสของไหลเย็นของแต่ละคู่ที่อยู่ใกล้บริเวณที่เป็นจุดพินช์ของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน ควรจะมีค่าใกล้เคียงกับอัตราส่วนโดยรวมของค่าความจุความร้อนของกระแสของไหลร้อนต่อกระแสของไหลเย็นของทั้งโครงข่าย และค่าผลต่างอุณหภูมิระหว่างกระแสของไหลร้อนและเย็นที่นำมาพิจารณาก็มีผลต่อขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นต้น แต่ผลจากการค้นคว้าดังกล่าวยังไม่สามารถสรุปใช้เป็นหลักเกณฑ์ในการเลือกโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีปริมาณการลงทุนต่ำสุดได้

Wang และ Smith (1995) [17] นำเสนอวิธีการออกแบบกระบวนการแบบกะ โดยวิธีการวิเคราะห์พินช์ที่มีเวลาเข้ามาเกี่ยวข้อง เรียกวิธีนี้ว่า Time pinch analysis โดยมีตัวแปรจำกัดแรกคือเวลา และมีอุณหภูมิเป็นตัวแปรจำกัดที่สอง มีการนำไปใช้กับกระบวนการทำความร้อนกลับมาใช้ใหม่แบบกระบวนการแบบกะ และการแก้ปัญหาเกี่ยวกับการลดปริมาณน้ำเสีย

Klimes Kostenko Tovazhnyanskii Kapustenko Ul'ev, Perevertailenko และ Zulin (1999) [18] ได้ร่วมกันนำเสนอขั้นตอนพื้นฐานในการวิเคราะห์พินช์เพื่อหาค่าใช้จ่ายที่เหมาะสมของระบบการแลกเปลี่ยนความร้อนในโรงกลั่นน้ำมัน (The Sremenchung Oil-Refining Factory) ทำให้ลดการใช้พลังงานของ Tubular Furnaces ลงได้ 12 เปอร์เซ็นต์ และลดการใช้ Cooling Water ลงได้ถึง 18 เปอร์เซ็นต์ โดยมีระยะคืนทุนของระบบใหม่อยู่ที่ 10 เดือน

2.13.2 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงที่มีกระแสของไหล 2 กระแส

Buonpane Troupe และ Morgan (1963) [19] ได้นำเสนอวิธีการออกแบบเชิงอนุภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง โดยมีรูปแบบการไหลแบบขนานและอนุกรม จากผลจากการคำนวณด้วยวิธีการออกแบบและผลจากการทดลองจะเห็นได้ชัดเจนว่าวิธีการออกแบบที่เสนอมามีความแม่นยำสูง

Morriott (1971) [20] ได้ประมวลรายละเอียดทางเทคนิคเกี่ยวกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงไว้ รวมทั้งได้ข้อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ พบว่าต้นทุนค่าใช้จ่ายตามปกติของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงถูกกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อเล็กน้อย และยังได้สรุปว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงมีความเหมาะสมสำหรับการใช้งานในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของของไหลที่มีสถานะเป็นของเหลวด้วยกันและการไหลเป็นแบบปั่นป่วน ได้ตั้งข้อสังเกตว่าของไหลชนิดที่ไหลแบบราบเรียบที่อัตราการไหลเท่ากันในท่อกลมผิวเรียบมีแนวโน้มที่เกิดการไหลแบบปั่นป่วนเมื่อไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง

Wilkinson (1974) [21] ศึกษารูปแบบการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงที่มีรูปแบบการไหลแบบ U-flow และรูปแบบการไหลแบบ Z-flow ศึกษาถึงความดันตกที่เกิดขึ้นและการกระจายตัวของการไหลของของไหลในแต่ละช่องทางการไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สรุปได้ว่ารูปแบบการไหลแบบ U-flow จะให้การกระจายของของไหลในแต่ละช่องทางการไหลที่สม่ำเสมอได้น้อยกว่ารูปแบบการไหลแบบ Z-flow เมื่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดใหญ่

กติน และชโลธร (2543) [1] ได้มีการศึกษาและสร้างแบบจำลองของกระบวนการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงที่มีของไหลสองกระแส โดยเลือกนำรูปแบบการไหลแบบขนาน (Parallel Flow) ในการดำเนินงานนี้ได้มีการเปรียบเทียบการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ความสัมพันธ์ของ ϵ - NTU ซึ่งไม่พิจารณาผลกระทบของแผ่นประกบด้านหัวและท้ายกับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้แบบจำลองการถ่ายเทความร้อนในช่องทางการไหล ซึ่งพิจารณาผลกระทบของแผ่นประกบด้านหัวและท้ายที่มีการถ่ายเทความร้อนเพียงด้านเดียว พบว่าการออกแบบที่พิจารณาผลกระทบของแผ่นประกบด้านหัวและท้าย ใช้จำนวนแผ่นเพลตมากกว่าแบบที่ไม่พิจารณาผลกระทบของแผ่นประกบด้านหัวและท้าย ส่วนแบบจำลองที่นำมาเปรียบเทียบกับกรณีศึกษาพบว่าผลที่ได้นั้นขึ้นอยู่กับสมการของการหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทั้งนี้เนื่องจากแผ่นเพลตแต่ละชนิดนั้นมีสมการของการหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกัน

ชัยวัฒน์ และธีรวัฒน์ (2544) [2] เป็นการพัฒนาจาก กติน และชโลธร (2543) [1] ได้มีการศึกษาและสร้างแบบจำลองของกระบวนการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงที่มีของไหล 2 กระแส โดยมีแบบการไหลแบบขนาน (Parallel Flow), การไหลแบบอนุกรม (Series Flow) และการไหลแบบซับซ้อน (Multipass Flow) ด้วยวิธีการคำนวณและการแก้สมการแบบ Global Matrix Inversion ซึ่งสามารถหาค่าการกระจายตัวของอุณหภูมิของของไหลในช่องทางการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้

2.13.3 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงที่มีของไหลมากกว่า 2 กระแส

Heggs และ Narataruksa (1998) [26] ได้เสนอสมการทั่วไปทางความร้อนสำหรับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงหลายกระแสโดยแบ่งสมการที่ใช้ออกเป็นสามลักษณะ คือสมการการออกแบบสำหรับช่องการไหลแรก สมการการออกแบบสำหรับช่องการไหลตรงกลางของกลุ่มแผ่นเพลททั้งหมด และสมการการออกแบบสำหรับช่องการไหลในช่องสุดท้าย และนำเสนอการใช้แผ่นประกบกันความร้อนมาช่วยแบ่งกลุ่มแผ่นเพลทออกจากกัน เพื่อเพิ่มกระแสน้ำของไหลได้มากกว่าสองกระแส ประหยัดด้านพลังงาน ลดต้นทุนการก่อสร้างและติดตั้งเนื่องจากขนาดและน้ำหนักลดลง ใช้พลังงานย้อนกลับได้ดีขึ้น และระบบปลอดภัยมากขึ้น

บทที่ 3

การดำเนินงานวิจัย

เมื่อรวบรวมข้อมูลเบื้องต้นเกี่ยวกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงแล้ว จึงทำการศึกษาปัจจัยที่มีผลต่อการเพิ่มกระแสน้ำไหลในการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง และวิธีการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังหัวข้อที่จะกล่าวถึงต่อไป

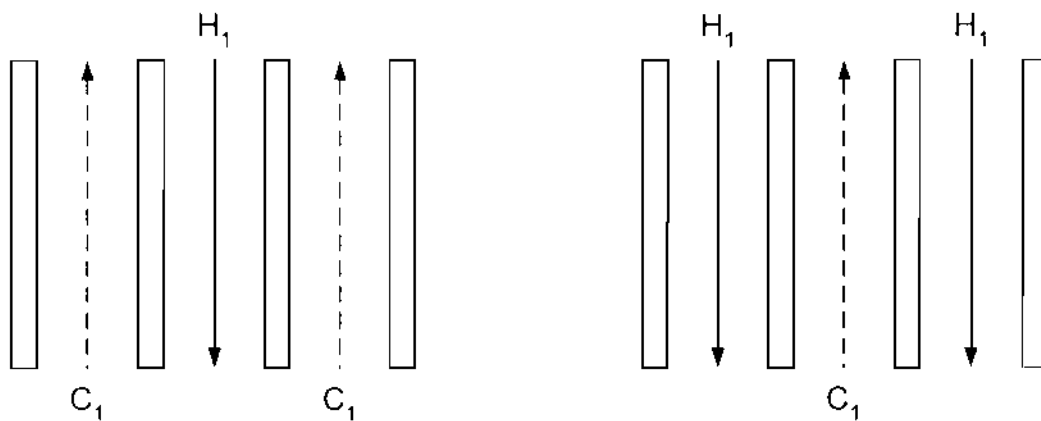
3.1 การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลมากกว่าสองกระแส

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สามารถนำมาประยุกต์ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลมากกว่าสองกระแสได้ เนื่องจากลักษณะโครงสร้างหลักประกอบด้วยชุดแผ่นเพลทโลหะขึ้นรูป โดยในการออกแบบสามารถกำหนดทิศทางของของไหลให้ผ่านเข้าไปในช่องทางการไหลที่ถูกจัดเรียงในแนวตั้งโดยมีโครงยึดไว้ด้านบนและล่าง แผ่นเพลทแต่ละอันถูกเชื่อมต่อกันด้วยปะเก็นเพื่อจัดเป็นช่องทางการไหลสำหรับของไหลจะไหลไปตามทิศทางที่ได้ถูกออกแบบไว้ ส่วนช่องทางการไหลริมสุดทั้งสองจะถูกประกบด้วยแผ่นประกบที่ยึดอยู่กับที่และแผ่นประกบที่เคลื่อนที่ได้

จากลักษณะโครงสร้างดังกล่าวข้างต้นจะพบว่า การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงนั้น จะสามารถทำได้ในสองลักษณะ คือ การแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว (One-thermal communication) และการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง (Two-thermal communication)

3.1.1 การแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว

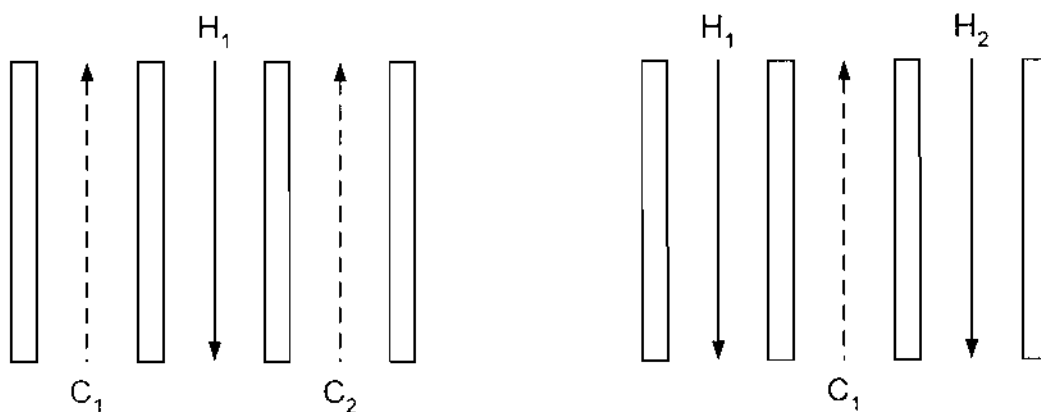
การแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว ในกรณีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงนั้นหมายถึง การแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างของไหลร้อนหนึ่งชนิดกับของไหลเย็นหนึ่งชนิด ภายในชุดแผ่นเพลทที่อยู่ระหว่างแผ่นประกบหนึ่งคู่ ถ้าพิจารณาช่องทางการไหลใด ๆ ที่อยู่ตรงกลางของชุดแผ่นเพลทในกรณีของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียวจะพบว่ากระแสน้ำไหลที่ไหลในช่องทางข้างเคียงทางด้านซ้าย และทางด้านขวาจะต้องเป็นของไหลชนิดเดียวกัน ดังภาพที่ 3-1



ภาพที่ 3-1 ลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว

3.1.2 การแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง

การแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง ในกรณีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงนั้นหมายถึง การแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็นมากกว่าสองชนิดขึ้นไป ภายในชุดแผ่นเพลทที่อยู่ระหว่างแผ่นประกบหนึ่งคู่ ถ้าพิจารณาช่องทางการไหลใด ๆ ที่ตรงกลางของชุดแผ่นเพลทในกรณีของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางจะพบว่ากระแสของไหลที่ไหลในช่องทางข้างเคียงทางด้านซ้าย และทางด้านขวาอาจเป็นของไหลชนิดเดียวกัน หรือเป็นของไหลต่างชนิดกัน ดังภาพที่ 3-2



ภาพที่ 3-2 ลักษณะของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง

3.2 การวิเคราะห์การใช้ประโยชน์ช่องทางการไหลเข้าและออก

โดยทั่วไปการออกแบบและการใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงนั้น จะเป็นการออกแบบการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียวสำหรับกระแสของไหลร้อนและ

เย็นอย่างละหนึ่งชนิดภายในชุดแผ่นเพลทที่อยู่ระหว่างแผ่นประกบหนึ่งคู่ เนื่องจากแผ่นเพลทมาตรฐานโดยทั่วไปจะมีช่องทางให้กระแสของไหลเข้าและออก (Ports) ได้เท่ากับ 4 ช่อง ดังนั้นกรณีของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางที่มีกระแสของไหลเกี่ยวข้องมากกว่าสองชนิด จะเกิดปัญหาข้อจำกัดในการจัดการทางเข้าและออกของกระแสของไหลแต่ละกระแส อย่างไรก็ตามเนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้สามารถมีรูปแบบการไหลได้หลากหลายรูปแบบ ดังนั้น การวิเคราะห์หาวิธีการที่จะก่อให้เกิดการใช้ประโยชน์ของช่องทางการไหลเข้าและออกได้สูงสุดโดยใช้รูปแบบการไหลแบบต่าง ๆ จึงอาจทำให้เกิดช่องทางที่จะสามารถออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่รองรับกระแสของไหลได้มากกว่าสองกระแสได้

3.2.1 การวิเคราะห์การใช้ประโยชน์ของช่องทางการไหลเข้าและออก (Port Utilization)

โดยกำหนดทอมต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องกับการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกของแผ่นเพลทหนึ่งแผ่น ดังนี้

3.2.1.1 ร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกแบบเปิด (Opened-Port Utilization) หมายถึง ร้อยละของจำนวนช่องทางการไหลที่มีของไหลไหลผ่านเข้าและออก ต่อจำนวนช่องทางการไหลเข้าและออกทั้งหมด

3.2.1.2 ร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกแบบปิด (Closed-Port Utilization) หมายถึง ร้อยละของจำนวนช่องทางการไหลที่ถูกปิดเพื่อไม่ให้ของไหลผ่านเข้าและออก ต่อจำนวนช่องทางการไหลเข้าและออกทั้งหมด

3.2.1.3 ร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวม (Total Port Utilization) หมายถึง ร้อยละของจำนวนช่องทางการไหลทั้งหมดที่ถูกใช้งาน หรือผลรวมของร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกแบบเปิดและร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกแบบปิด

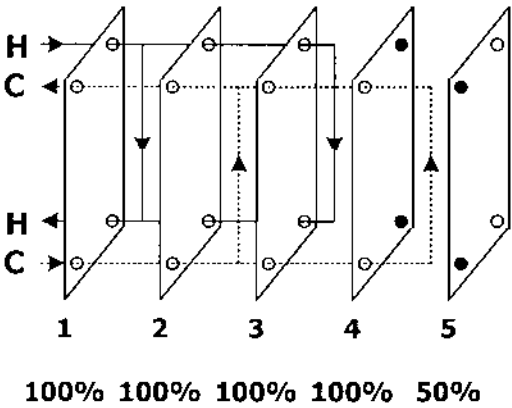
3.2.1.4 ร้อยละการมีช่องทางการไหลเข้าและออกที่ไม่ได้ใช้งาน (Free Port Utilization) หมายถึง ร้อยละของจำนวนช่องทางการไหลทั้งหมดที่ไม่ได้ถูกใช้งาน หรือผลต่างร้อยละของการใช้ช่องทางการไหลเข้าและ ออกรวมกับจำนวนช่องทางการไหลเข้าและออกทั้งหมด

3.2.2 การวิเคราะห์การใช้ประโยชน์ของช่องทางการไหลเข้าและออกของแผ่นเพลท

เมื่อพิจารณาแผ่นเพลทมาตรฐานที่มีช่องทางให้กระแสของไหลเข้าและออก 4 ช่อง จะพบว่าการใช้แผ่นเพลทในการแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีสถานะการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกได้ 4 กรณี ดังนี้

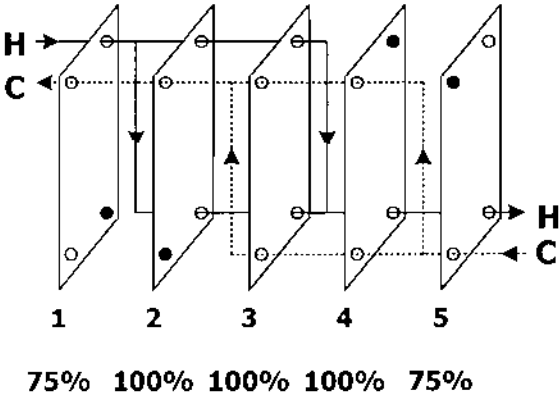
3.2.2.1 ร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมมีค่าเท่ากับ 100 หมายถึง ช่องทางการไหลเข้าและออกทั้ง 4 ช่อง ถูกใช้งานแบบเปิด และ/หรือแบบปิด แผ่นเพลทในสถานะนี้ไม่สามารถรองรับกระแสของไหลให้ไหลผ่านเพิ่มเติมได้ ดังตัวอย่างจากภาพที่ 3-3

แผ่นเพลทแผ่นที่ 1, 2, 3 และ 4 จะมีตัวเลขแสดงค่าร้อยละที่ปรากฏอยู่ด้านล่างของแผ่นเพลทแต่ละแผ่น แสดงค่าร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมของแผ่นเพลทนั้น ๆ



ภาพที่ 3-3 ตัวอย่างร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมมีค่าเท่ากับ 100 ของแผ่นเพลทที่ 1-4

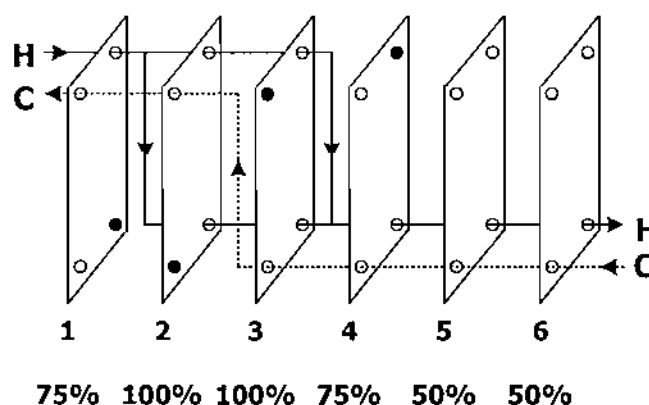
3.2.2.2 ร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมมีค่าเท่ากับ 75 หมายถึง ช่องทางการไหลเข้าและออก 3 ช่อง ถูกใช้งานแบบเปิด และ/หรือแบบปิด แผ่นเพลทในสถานะนี้สามารถรองรับกระแสของไหลให้ไหลผ่านเพิ่มเติมได้แต่ไม่สามารถใช้สำหรับแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านแผ่นเพลทนี้ได้ ดังตัวอย่างจากภาพที่ 3-4 แผ่นเพลทแผ่นที่ 1 และ 5



ภาพที่ 3-4 ตัวอย่างร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมมีค่าเท่ากับ 75 ของแผ่นเพลทที่ 1 และ 5

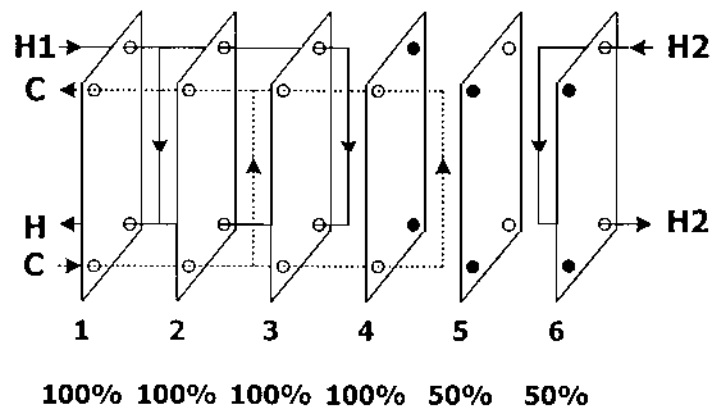
3.2.2.3 ร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมมีค่าเท่ากับ 50 หมายถึง ช่องทางการไหลเข้าและออก 2 ช่อง ถูกใช้งานแบบเปิด และ/หรือปิด แผ่นเพลทในสภาวะนี้ สามารถแบ่งประเภทตามตำแหน่งของช่องทางการไหลเข้าและออกที่ไม่ได้ใช้งานออกเป็น 2 ประเภท คือ

3.2.2.3.1 แผ่นเพลทที่มีช่องทางการไหลเข้าและออกที่ไม่ได้ใช้งานอยู่ ด้านเดียวกัน (ด้านบนหรือด้านล่าง) แผ่นเพลทประเภทนี้ สามารถรองรับกระแสของไหลไหลผ่านเพิ่มเติมได้ แต่ไม่สามารถใช้สำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านแผ่นเพลทนี้ได้ ดังตัวอย่างจากภาพที่ 3-5 แผ่นเพลทแผ่นที่ 5 และ 6



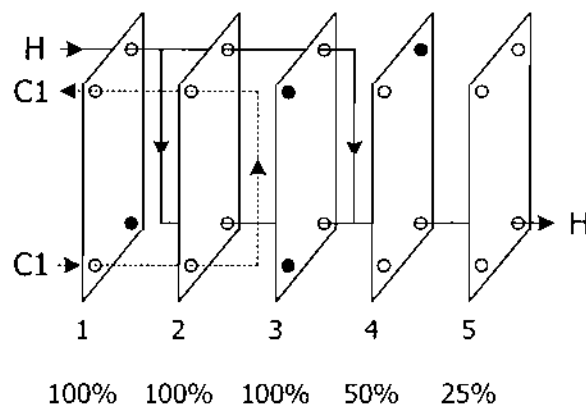
ภาพที่ 3-5 ตัวอย่างร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมมีค่าเท่ากับ 50 ของ แผ่นเพลทที่ 5 และ 6 ประเภทมีช่องทางการไหลเข้าและออกที่ไม่ได้ใช้งาน อยู่ด้านเดียวกัน

3.2.2.3.2 แผ่นเพลทที่มีช่องทางการไหลเข้าและออกที่ไม่ได้ใช้งานอยู่ด้าน ตรงข้ามกัน (ด้านบนและด้านล่าง) แผ่นเพลทประเภทนี้สามารถรองรับกระแสของไหลไหลผ่าน เพิ่มเติมได้ และสามารถใช้สำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านแผ่นเพลทนี้ได้ ดังตัวอย่างจาก ภาพที่ 3-6 แผ่นเพลทแผ่นที่ 5 และ 6



ภาพที่ 3-6 ตัวอย่างร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมมีค่าเท่ากับ 50 ของแผ่นเพลทที่ 5 และ 6 ประเภทมีช่องทางการไหลเข้าและออกที่ไม่ได้ใช้งานอยู่ด้านตรงข้ามกัน

3.2.2.4 ร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมมีค่าเท่ากับ 25 หมายถึงช่องทางการไหลเข้าและออก 1 ช่อง ถูกใช้งานแบบเปิด หรือแบบปิด แผ่นเพลทในสภาวะนี้สามารถรองรับกระแสของไหลไหลผ่านเพิ่มเติมได้ และสามารถใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านแผ่นเพลทนี้ได้ ดังตัวอย่างจากภาพที่ 3-7 แผ่นเพลทแผ่นที่ 5



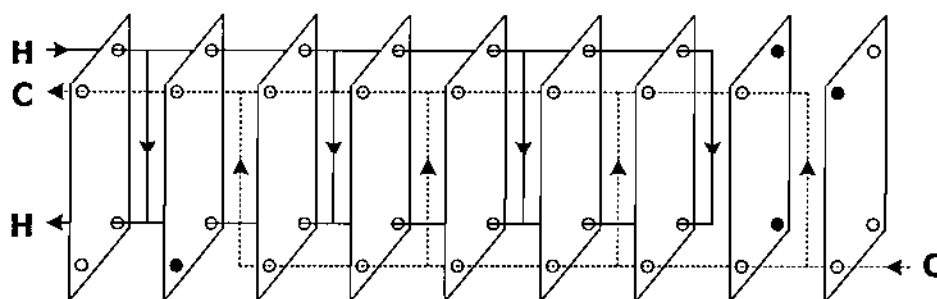
ภาพที่ 3-7 ตัวอย่างร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมมีค่าเท่ากับ 25 ของแผ่นเพลทที่ 5

จากการวิเคราะห์สภาวะการใช้งานช่องทางการไหลเข้าและออกของแผ่นเพลทมาตรฐานในเบื้องต้นจะพบว่าในชุดแผ่นเพลทใด ๆ ที่มีแผ่นเพลทที่มีร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมมีค่าเท่ากับ 25 และ 50 ชุดเพลทนั้น มีแนวโน้มที่จะสามารถรองรับกระแสของไหล

ให้ไหลผ่านเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มเติมได้ อย่างไรก็ตามการวิเคราะห์หาวิธีการเพิ่มกระแสน้ำไหลเข้าไปในชุดแผ่นเพลทนั้น จะต้องสอดคล้องกับภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการสำหรับทุกกระแสน้ำไหล เพื่อให้ของไหลทุกกระแสน้ำมีอุณหภูมิเป้าหมายตามที่ต้องการ ดังนั้นรูปแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับกระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแสน้ำที่มีความเป็นไปได้ในเชิงการออกแบบทางอุณหภาพ และการใช้งานเท่านั้น ที่จะถูกกล่าวถึงในงานวิจัยฉบับนี้

3.2.3 การวิเคราะห์ช่องทางการไหลเข้าและออกของรูปแบบการไหลแบบขนาน

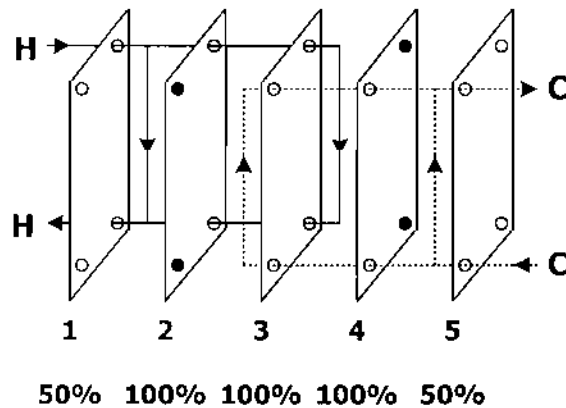
รูปแบบการไหลแบบขนาน (Looped Flow Configuration) เป็นรูปแบบการไหลที่ของไหลแต่ละกระแสน้ำจะถูกแบ่งไหลในท่อบังคับการไหลทางเข้า (Inlet Manifold) ให้เข้าไปในช่องทางการไหลมากกว่าหนึ่งช่องในทิศทางเดียวกัน (ขึ้นบนหรือลงล่าง) หลังจากนั้นจะไหลออกมารวมกันที่ท่อบังคับการไหลทางออก (Outlet Manifold) เพื่อออกจากชุดแผ่นเพลทต่อไป รูปแบบการไหลประเภทนี้เป็นรูปแบบการไหลพื้นฐานที่ใช้กันทั่วไปสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง เนื่องจากสามารถจัดให้ของไหลร้อนและของไหลเย็นไหลสวนทางกันได้ใกล้เคียงกับการไหลสวนทางอย่างสมบูรณ์ (Counter-Current Flow) ทำให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสูงและให้ค่าความดันตก (Pressure Drop) เมื่อเทียบกับการไหลรูปแบบอื่นๆ ตัวอย่างรูปแบบการไหลแบบขนานแสดงได้ดังภาพที่ 3-8



ภาพที่ 3-8 ตัวอย่างการจัดรูปแบบการไหลเป็นแบบขนาน

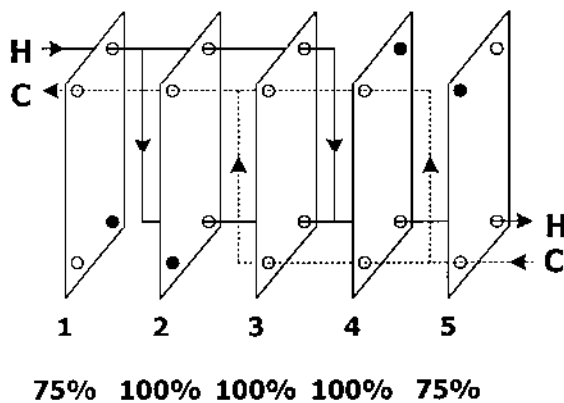
โดยทั่วไปเมื่อกล่าวถึงรูปแบบการไหลแบบขนาน สามารถแบ่งรูปแบบการไหลประเภทนี้เป็นรูปแบบย่อยได้อีก 2 รูปแบบ ขึ้นอยู่กับตำแหน่งทางเข้าและออกของของไหลที่ไหลผ่านชุดแผ่นเพลท ได้แก่

3.2.3.1 รูปแบบการไหลแบบขนานแบบตัวอักษร U (U-Flow Configuration) ในรูปแบบนี้ของไหลจะไหลเข้าสู่ชุดแผ่นเพลทในทิศทางใด (ซ้ายหรือขวา) ก็จะมีไหลออกจากชุดแผ่นเพลทในทิศทางเดียวกัน ดังแสดงได้ในภาพที่ 3-9



ภาพที่ 3-9 รูปแบบการไหลแบบขนานแบบตัวอักษร U

3.2.3.2 รูปแบบการไหลแบบขนานแบบอักษร Z (Z-Flow Configuration) ในรูปแบบนี้ของไหลไหลเข้าสู่ชุดแผ่นเพลทในทิศทางใด (ซ้ายหรือขวา) ก็จะมีไหลออกจากชุดแผ่นเพลทในทิศทางตรงกันข้าม ดังแสดงได้ในภาพที่ 3-10



ภาพที่ 3-10 รูปแบบการไหลแบบขนานแบบอักษร Z

จากภาพที่ 3-9 และ 3-10 ตัวเลขแสดงค่าร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมของแผ่นเพลทนั้น ๆ ซึ่งแสดงให้เห็นว่ารูปแบบการไหลแบบขนานแบบตัวอักษร U มีแผ่นเพลททางด้านหัวและท้ายของชุดแผ่นเพลทที่มีร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมเท่ากับ 50 ในขณะที่เดียวกันรูปแบบการไหลแบบตัวอักษร Z ให้ค่าดังกล่าวเท่ากับร้อยละ 75 ดังนั้นขั้นตอนนี้สามารถสรุปได้ว่า รูปแบบการไหลแบบขนานแบบตัวอักษร U มีศักยภาพในอันที่จะสามารถรองรับการเพิ่มกระแสของไหลเข้าไปในชุดแผ่นเพลทได้มากกว่ารูปแบบการไหลแบบตัวอักษร Z โดยรายละเอียดของการเพิ่มกระแสของไหลดังกล่าวจะกล่าวถึงในหัวข้อต่อไป

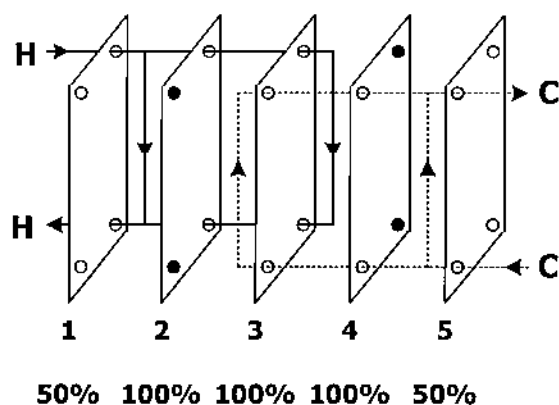
3.2.4 การเพิ่มกระแสของไหลสำหรับรูปแบบการไหลแบบขนาน

เนื่องจากการจัดรูปแบบการไหลเป็นแบบขนานนั้นสามารถแบ่งรูปแบบการไหลย่อยออกเป็น รูปแบบการไหลแบบตัวอักษร U และรูปแบบการไหลแบบตัวอักษร Z ดังนั้นในการวิเคราะห์เพื่อเพิ่มกระแสของไหลสำหรับรูปแบบการไหลแบบขนานจะได้ทำการแยกเป็นกรณีสำหรับการไหลแบบอักษร U และแบบตัวอักษร Z ดังนี้

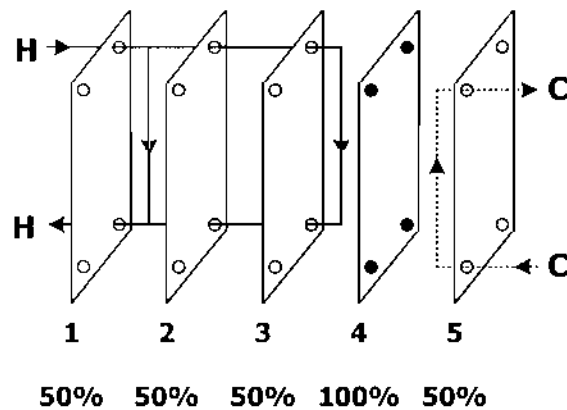
3.2.4.1 การเพิ่มกระแสของไหลสำหรับการไหลแบบอักษร U

ในการเพิ่มกระแสของไหลเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนในชุดแผ่นเพลท ในทางปฏิบัติสามารถวิเคราะห์ได้จากการที่ชุดแผ่นเพลทเคยมีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลสองกระแสดังภาพที่ 3-11 แล้วทำการลดและเพิ่มกระแสของไหลโดยใช้หลักการที่ว่าถ้าทำการลดจำนวนช่องทางการไหลร้อนหรือเย็น กระแสของไหลที่จะนำมาเพิ่มเข้าไปจะต้องเป็นของไหลร้อนหรือเย็นต่างชนิดกัน เพื่อทำให้เกิดช่องทางการไหลที่สลับกันระหว่างช่องทางการไหลร้อนและเย็นภายในชุดแผ่นเพลท วิธีดังกล่าวสามารถแสดงเป็นขั้นตอนได้ดังนี้

3.2.4.1.1 ทำการลดจำนวนช่องทางการไหลของของไหลเย็น C ที่ช่องทางการไหลด้านซ้าย เพื่อลดการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมของแผ่นเพลทแผ่นที่ 2 และ 3 จากร้อยละ 100 ให้เหลือร้อยละ 50 แสดงได้ดังภาพที่ 3-12

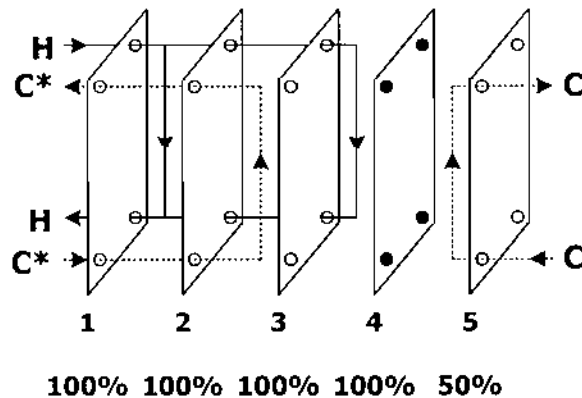


ภาพที่ 3-11 การเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลสองกระแสแบบตัวอักษร U



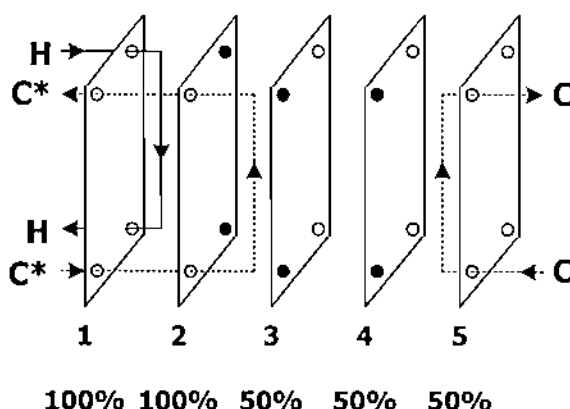
ภาพที่ 3-12 การลดจำนวนช่องทางการไหลของของไหลเย็น C

3.2.4.1.2 จากภาพที่ 3-12 แผ่นเพลทแผ่นที่ 1, 2 และ 3 ที่จัดเรียงต่อเนื่องกันมีร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมเท่ากับ 50 และช่องทางการไหลเข้าและออกที่ไม่ได้ใช้งานอยู่ด้านเดียวตรงข้ามกัน แสดงว่าสามารถเพิ่มกระแสของไหลในชุดแผ่นเพลทนี้ได้ โดยทำการเพิ่มของไหลเย็น C' ที่มีจำนวนช่องทางการไหลเท่ากับหนึ่งช่อง ทำให้ร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมของแผ่นเพลทแผ่นที่ 1, 2 และ 3 กลับมีค่าเท่ากับ 100 ดังภาพที่ 3-13



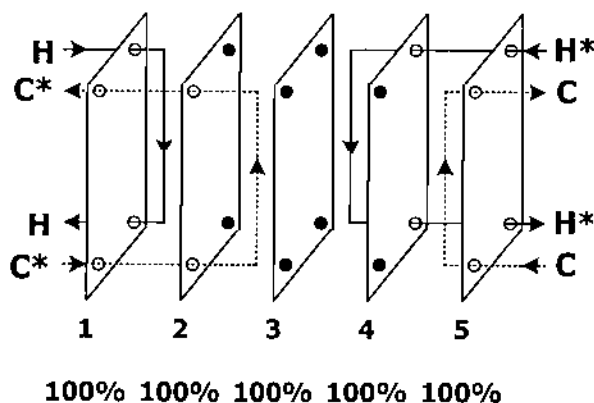
ภาพที่ 3-13 การเพิ่มของไหลเย็น C' จำนวนหนึ่งช่องทางการไหล

3.2.4.1.3 ทำการลดจำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อน H ที่ช่องทางการไหลด้านขวา เพื่อลดร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมของแผ่นเพลทแผ่นที่ 3 และ 4 จากร้อยละ 100 ให้เหลือร้อยละ 50 แสดงได้ดังภาพที่ 3-14



ภาพที่ 3-14 การลดจำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อน H

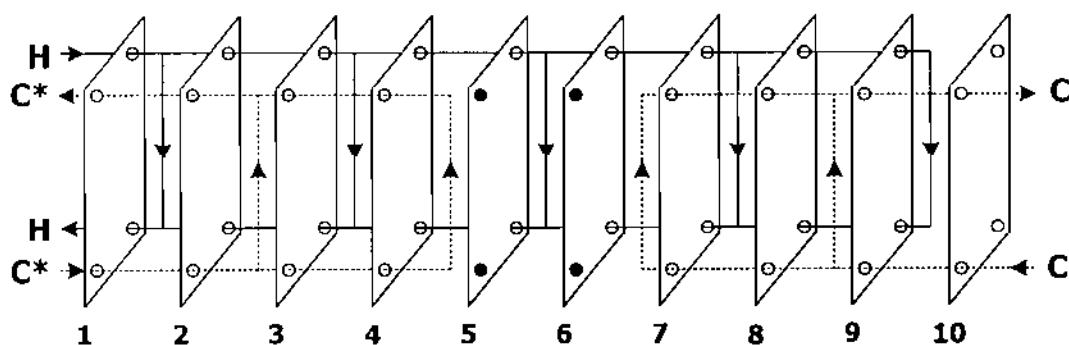
3.2.4.1.4 จากภาพที่ 3-14 แผ่นเพลทแผ่นที่ 3, 4 และ 5 ที่จัดเรียงต่อเนื่องกันมีร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมของแผ่นเพลทเท่ากับ 50 และช่องทางการไหลเข้าและออกที่ไม่ได้ใช้งานอยู่ด้านตรงข้ามกัน แสดงว่าสามารถเพิ่มกระแสของไหลในชุดแผ่นเพลทนี้ได้ โดยทำการเพิ่มของไหลร้อน H' ที่มีช่องทางการไหลเท่ากับหนึ่งช่อง ทำให้ร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมของแผ่นเพลทแผ่นที่ 3, 4 และ 5 กลับมามีค่าเท่ากับ 100 ดังภาพที่ 3-15



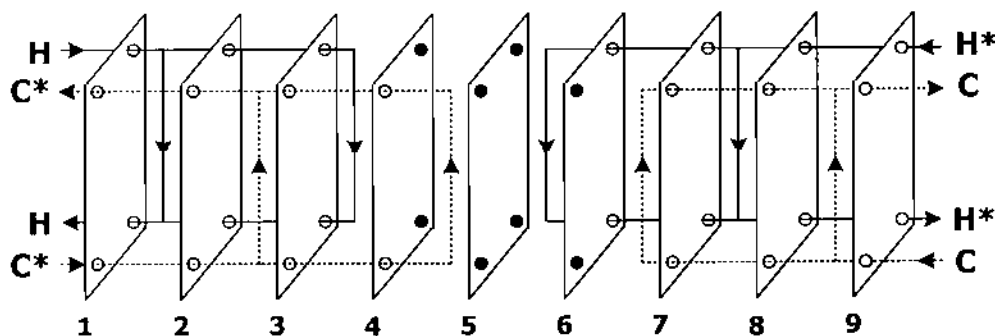
ภาพที่ 3-15 การเพิ่มของไหลร้อน H' จำนวนหนึ่งช่องทางการไหล

จากภาพที่ 3-15 จะเห็นได้ว่าแผ่นเพลททั้ง 5 แผ่น มีร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมของแผ่นเพลทเท่ากับ 100 และได้แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหล 4 กระแส ได้แก่ H , H' , C และ C' ชุดแผ่นเพลทชุดนี้ไม่มีศักยภาพในอันที่จะรองรับกระแสของไหลได้เพิ่มขึ้นอีกโดยยังคงมีของไหลทั้ง 4 กระแสอยู่ในชุดแผ่นเพลท อย่างไรก็ดี ในการวิเคราะห์การ

เพิ่มกระแสของไหลด้วยวิธีนี้เป็นเพียงการแสดงให้เห็นถึงความเป็นไปได้ในการรองรับกระแสของไหลมากกว่าสองกระแสในชุดแผ่นเพลท ที่มีรูปแบบการไหลแบบขนานแบบตัวอักษร B ส่วนในทางการออกแบบเชิงอุณหภูมิตานั้น จะต้องทำการคำนวณประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นในการจัดรูปแบบการไหลดังกล่าวในชุดแผ่นเพลทที่มีขนาดใหญ่ขึ้น ซึ่งอาจแสดงได้จากการเพิ่มช่องทางการไหลจากภาพที่ 3-13 เป็นภาพที่ 3-16 และจากภาพที่ 3-15 เป็นภาพที่ 3-17



ภาพที่ 3-16 การขยายจำนวนช่องทางการไหลสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนของของไหล 3 กระแส



ภาพที่ 3-17 การขยายจำนวนช่องทางการไหลสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนของของไหล 4 กระแส

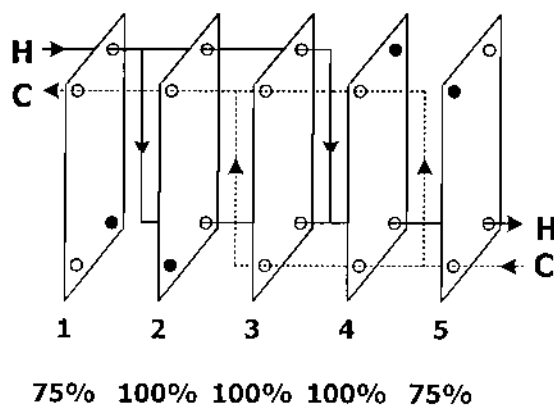
การดำเนินงานเพื่อให้เกิดภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการสำหรับชุดแผ่นเพลทที่รองรับกระแสของไหล 3 กระแส ในภาพที่ 3-16 และ 4 กระแสในภาพที่ 3-17 จะถูกกำหนดได้โดยจำนวนช่องทางการไหลหรือจำนวนแผ่นเพลทที่ใช้ ซึ่งในที่นี้ในชุดแผ่นเพลททั้งสองมีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลร้อนและเย็นในสองลักษณะ ลักษณะแรกชุดแผ่นเพลทสำหรับกระแสของไหล 3 กระแส ในภาพที่ 3-16 จะสังเกตได้ว่าช่องทางการไหลที่อยู่ระหว่าง

แผ่นเพลทแผ่นที่ 5 และ 6 จะเป็นช่องทางการไหลที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง ในขณะที่ช่องทางการไหลช่องอื่น ๆ เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว ลักษณะที่สองชุดแผ่นเพลทสำหรับกระแสน้ำของไหล 4 กระแส ในภาพที่ 3-17 จะสังเกตได้ว่าช่องทางการไหลที่อยู่ระหว่างแผ่นเพลทแผ่นที่ 4 และ 5 และแผ่นที่ 5 และ 6 จะเป็นช่องทางการไหลที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง ในขณะที่ช่องทางการไหลช่องอื่น ๆ เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว

ในการที่ชุดแผ่นเพลทใด ๆ ที่อยู่ระหว่างแผ่นประกบหนึ่งคู่ มีลักษณะของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียวและแบบสองทิศทางปะปนกันอยู่นั้น ในทางปฏิบัติแล้ว นอกจากจะทำให้การคำนวณประมาณจำนวนช่องทางการไหลที่ต้องใช้มีความคลาดเคลื่อน เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของแต่ละแผ่นเพลทมีค่าต่างกัน ยังส่งผลกระทบต่อการทำงานและควบคุมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Operability & Controllability) ให้สามารถดำเนินงานตามภาวะที่กำหนดไว้ เนื่องจากการรบกวนทางความร้อนซึ่งกันและกันของกระแสของไหลต่างชนิดกัน (Thermal Interaction) ทำให้อุณหภูมิเป้าหมายของแต่ละกระแสของไหลคลาดเคลื่อนไปได้ ในการแก้ปัญหาดังกล่าวอาจสามารถใช้แผ่นฉนวนกันความร้อน (Adiabatic Dividing Plate) ที่มีช่องทางการไหลเข้าออกที่ถูกออกแบบมาเป็นพิเศษมาใช้คั่นในชุดแผ่นเพลท เพื่อแบ่งโซนของการแลกเปลี่ยนความร้อนให้ได้ตามต้องการ ซึ่งจะกล่าวถึงในหัวข้อต่อไป

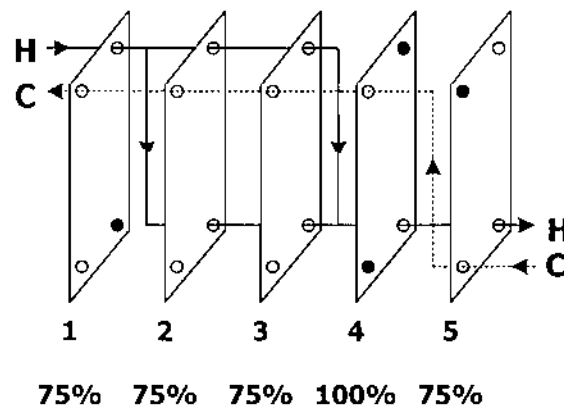
3.2.4.2 การเพิ่มกระแสน้ำของไหลสำหรับการไหลแบบอักษร Z

ในการเพิ่มกระแสน้ำของไหลเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนในชุดแผ่นเพลทนั้น ในทางปฏิบัติอาจสามารถวิเคราะห์ได้จากภาพที่ชุดแผ่นเพลทเคยมีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลสองกระแสน้ำดังภาพที่ 3-18 แล้วทำการทดลองลดและเพิ่มกระแสน้ำของไหลโดยใช้หลักการเดียวกับกรณีการไหลแบบอักษร U ซึ่งสามารถแสดงเป็นขั้นตอนได้ดังนี้



ภาพที่ 3-18 การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลสองกระแสแบบตัวอักษร Z

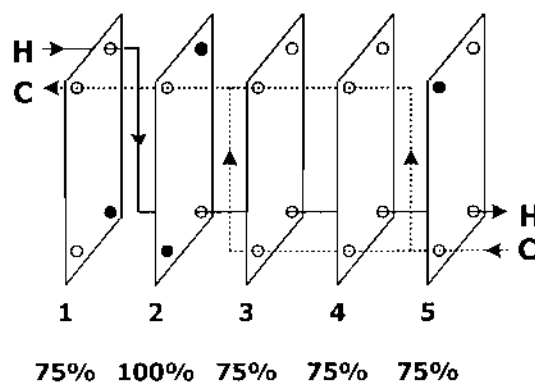
3.2.4.2.1 ทำการลดจำนวนช่องทางการไหลของของไหลเย็น C ที่ช่องทางการไหลด้านซ้าย เพื่อลดร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมของแผ่นเพลทแผ่นที่ 2 และ 3 จากร้อยละ 100 ให้เหลือร้อยละ 75 แสดงได้ดังภาพที่ 3-19



ภาพที่ 3-19 การลดจำนวนช่องทางการไหลของของไหลเย็น C

3.2.4.2.2 จากภาพที่ 3-19 แผ่นเพลทแผ่นที่ 1, 2 และ 3 ที่จัดเรียงต่อเนื่องกันมีร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมเท่ากับ 75 ซึ่งในกรณีนี้ถือว่าชุดแผ่นเพลทมีสภาวะการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออก ที่ไม่สามารถรองรับกระแสของไหลเพิ่มเติมเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนในชุดแผ่นเพลทได้อีก เนื่องจากติดปัญหาช่องทางการไหลออกที่ไม่เพียงพอ

3.2.4.2.3 จากภาพที่ 3-18 ทดลองทำการลดจำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อน H ที่ช่องทางการไหลด้านขวา เพื่อลดร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมของแผ่นเพลทแผ่นที่ 3 และ 4 จากร้อยละ 100 ให้เหลือร้อยละ 75 แสดงได้ดังภาพที่ 3-20



ภาพที่ 3-20 การลดจำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อน H

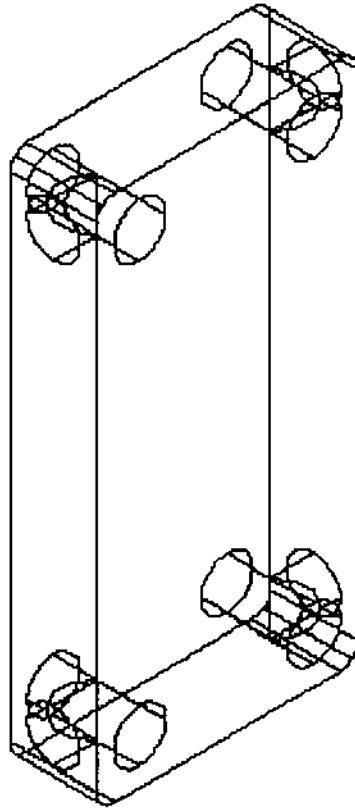
3.2.4.2.4 จากภาพที่ 3-20 แผ่นเพลทแผ่นที่ 3, 4 และ 5 ที่จัดเรียงต่อเนื่องกันมีร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมของแผ่นเพลทเท่ากับ 75 ซึ่งเป็นกรณีเดียวกับการลดจำนวนช่องทางการไหลของของไหลเย็น C และชุดแผ่นเพลทไม่สามารถรองรับกระแสของไหลเพิ่มเติมเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนได้อีก

3.2.4.2.5 ในกรณีเดียวกันถ้าทำการลดจำนวนช่องทางการไหลของของไหลเย็น C หรือของไหลร้อน H ที่ช่องทางการไหลด้านตรงข้าม ก็จะมีผลในลักษณะเดียวกันคือร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมของแผ่นเพลทที่ลดลง ไม่เพียงพอต่อการพิจารณาเพิ่มกระแสของไหลเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนในชุดแผ่นเพลทได้อีก

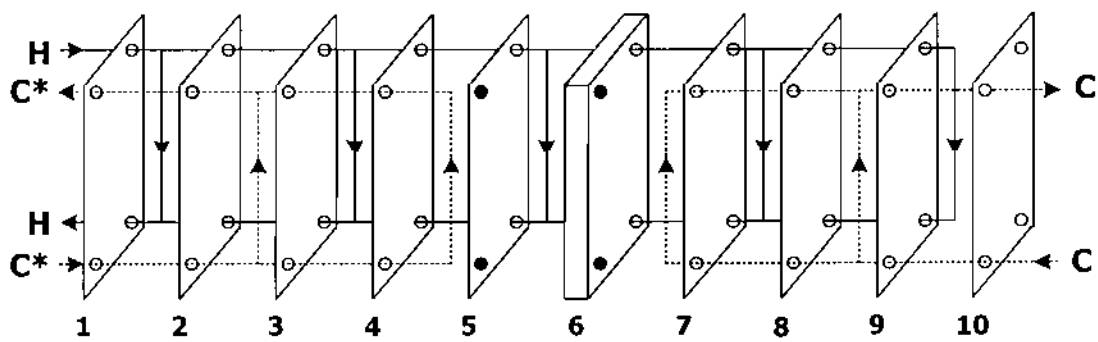
จากการวิเคราะห์การเพิ่มกระแสของไหลสำหรับรูปแบบการไหลแบบขนาน โดยใช้ค่าร้อยละการใช้ช่องทางการไหลเข้าและออกรวมของแผ่นเพลทสำหรับรูปแบบการไหลแบบตัวอักษร U และตัวอักษร Z จะพบว่าการจัดรูปแบบการไหลแบบขนานแบบตัวอักษร U มีศักยภาพในอันที่จะประยุกต์ใช้เป็นรูปแบบการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับกระแสของไหลมากกว่าสองกระแสได้มากกว่าการจัดรูปแบบการไหลแบบตัวอักษร Z อย่างไรก็ตามในหัวข้อต่อไป ซึ่งจะกล่าวถึงการใช้แผ่นประกบกันความร้อนที่มีช่องทางการไหลเข้าและออกแบบพิเศษ สามารถนำมาประยุกต์ใช้ในกรณีที่ต้องการออกแบบรูปแบบการไหลเป็นแบบขนานแบบตัวอักษร Z หรือรูปแบบการไหลแบบอื่น ๆ ได้

3.2.4.3 การเพิ่มกระแสของไหลโดยใช้แผ่นประกบกันความร้อน

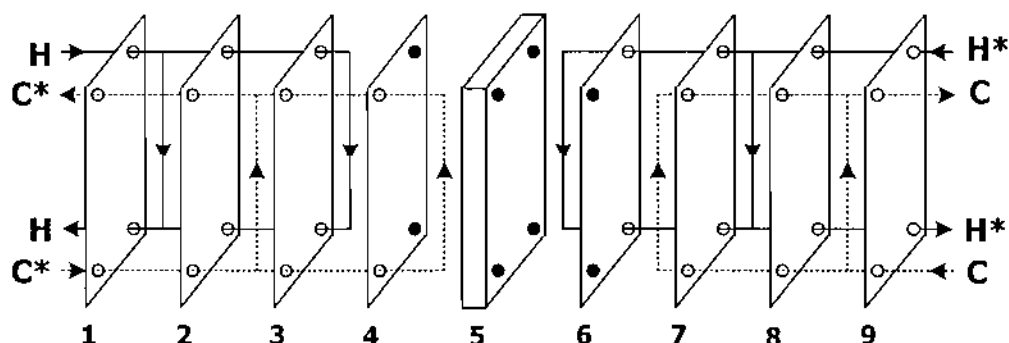
แผ่นประกบกันความร้อน หรือ Adiabatic Dividing Plate คือ แผ่นประกบที่มีคุณสมบัติเป็นฉนวนกันความร้อนและมีช่องทางการไหลเข้าและออกที่ถูกออกแบบมาเป็นพิเศษดังภาพที่ 3-21 เพื่อนำมาใช้จำกัดโซนของการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลที่ถูกกำหนดดังตัวอย่างในภาพที่ 3-16 และ 3-17 ซึ่งเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนของของไหล 3 และ 4 กระแสตามลำดับ ในชุดแผ่นเพลทดังกล่าวมีลักษณะของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง ณ บริเวณตรงกลางของชุดแผ่นเพลท ซึ่งในทางปฏิบัตินั้นจะส่งผลกระทบต่อการดำเนินงานและการควบคุมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเนื่องจากการรบกวนทางความร้อน ที่มีสาเหตุจากสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของแผ่นเพลทที่มีค่าต่างกัน ในการแก้ปัญหาดังกล่าวสามารถใช้แผ่นประกบกันความร้อนมาติดตั้งคั่นในชุดแผ่นเพลทเพื่อจัดโซนของการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยแผ่นเพลทบริเวณตรงกลางไม่นับรวมแผ่นที่ติดกับแผ่นประกบหัวและท้ายที่อยู่ในโซนแลกเปลี่ยนความร้อนเดียวกันจะต้องมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมเท่ากัน ดังตัวอย่างจากภาพที่ 3-16 และ 3-17 เมื่อทำการติดตั้งแผ่นประกบกันความร้อนแล้วสามารถแสดงได้ดังภาพที่ 3-22 และ 3-23 ตามลำดับ



ภาพที่ 3-21 แผ่นประกบกันความร้อนที่มีช่องทางการไหลเข้าและออกที่ถูกออกแบบเป็นพิเศษ
คือมีช่องทางการไหลเข้าและออกเพิ่มที่ด้านข้าง



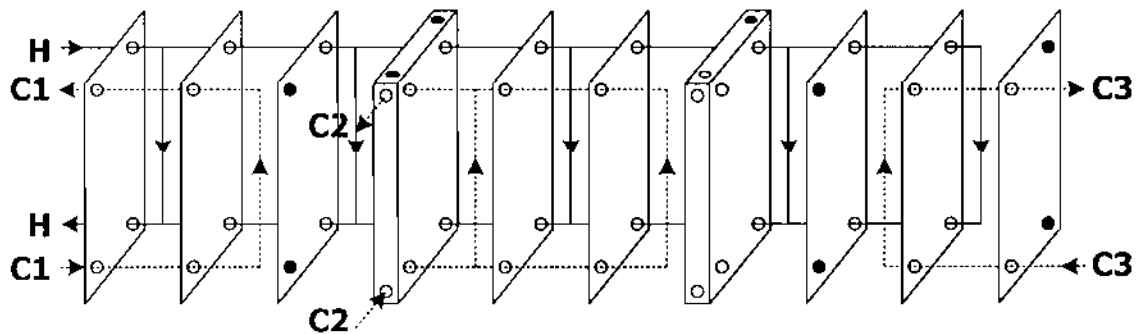
ภาพที่ 3-22 การติดตั้งแผ่นประกบกันความร้อนในชุดแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนของ
ของไหล 3 กระแส



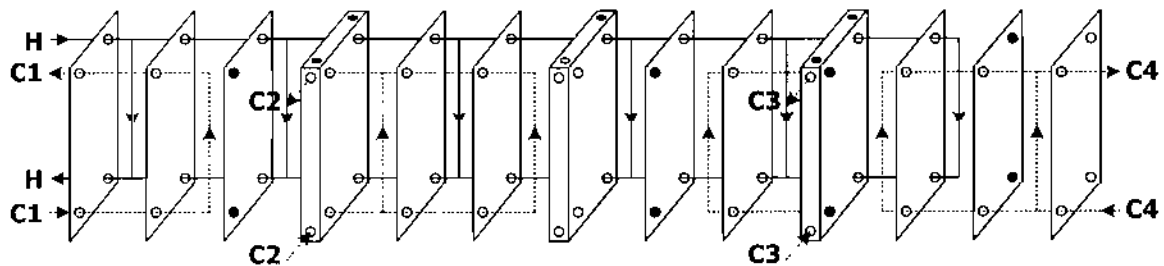
ภาพที่ 3-23 การติดตั้งแผ่นประกบกันความร้อนในชุดแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนของ
ของไหล 4 กระแส

จากภาพที่ 3-22 สามารถอธิบายได้ว่าในชุดแผ่นเพลทมีจำนวนของโซนแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดขึ้น 2 โซน โดยโซนแรกทางซ้ายมือ คือ การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างส่วนหนึ่งของ กระแส H กับกระแส C ส่วนโซนที่สองเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างส่วนที่เหลือของ กระแส H กับกระแส C โดยการแลกเปลี่ยนความร้อนในแต่ละโซนดังกล่าวจะถือได้ว่าเป็นการ แลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียวทั้งสิ้น ในลักษณะเดียวกันของภาพที่ 3-23 ในชุดแผ่นเพลทมีจำนวนโซนแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดขึ้น 2 โซนเช่นกัน โดยโซนแรกทางซ้ายมือ คือ การ แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแส H กับกระแส C ส่วนโซนที่สองเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแส H กับกระแส C โดยแต่ละโซนจะเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียวทั้งสิ้นเช่นกัน ดังนั้นในกรณีของการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง ให้สามารถรองรับกระแสของไหลได้มากกว่าสองกระแสนั้น สามารถประยุกต์ใช้แผ่นประกบกัน ความร้อนเพื่อจัดแบ่งโซนของการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยให้ในแต่ละโซนเป็นการแลกเปลี่ยน ความร้อนแบบทิศทางเดียวหรือแบบสองทิศทางตามต้องการได้

ในกรณีการออกแบบชุดแผ่นเพลทที่มีกระแสของไหลแลกเปลี่ยนความร้อนกันเป็นจำนวน มาก การประยุกต์เพื่อใช้แผ่นประกบกันความร้อน ที่มีช่องทางการไหลเข้าและออกที่ถูก ออกแบบเป็นลักษณะสามทางจะช่วยแก้ปัญหาทางเข้าและออกของของไหลแต่ละกระแส เพื่อให้ การแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นภายในชุดแผ่นเพลทเป็นไปตามการออกแบบเชิงอุณหภูมิ ภาพ ของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังแสดงในตัวอย่างภาพที่ 3-24 และ 3-25 สำหรับ กรณีของการแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับ 4 และ 5 กระแส ตามลำดับ



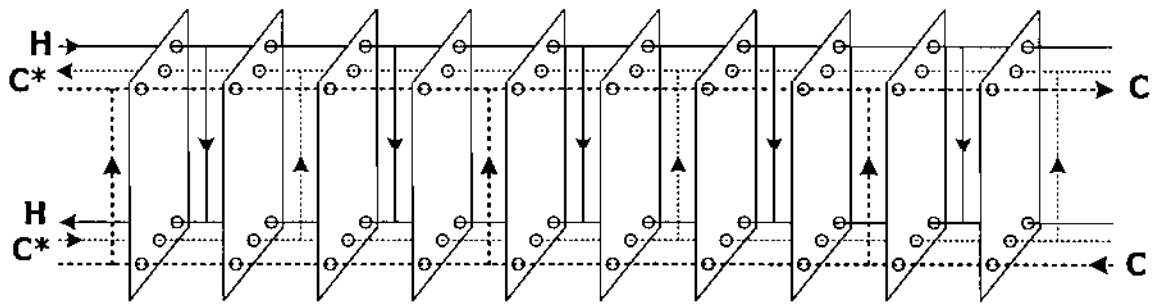
ภาพที่ 2-24 การติดตั้งแผ่นประกบกันความร้อนที่มีทางเข้าออก 3 ทาง ในชุดแผ่นเพลท
แลกเปลี่ยนความร้อนของของไหล 4 กระแส



ภาพที่ 2-25 การติดตั้งแผ่นประกบกันความร้อนที่มีทางเข้าออก 3 ทาง ในชุดแผ่นเพลท
แลกเปลี่ยนความร้อนของของไหล 5 กระแส

3.2.4.4 การเพิ่มกระแสน้ำของไหลกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบสองทิศทาง

ในกรณีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงนั้น การจัดการไหลให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบสองทิศทางในโซนการแลกเปลี่ยนความร้อนใด ๆ นั้นทำได้ยาก ซึ่งต่างจากกรณีของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียวที่สามารถใช้แผ่นประกบกันความร้อนมาติดตั้งในชุดแผ่นเพลท โดยข้อจำกัดของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางนั้น คือ จำนวนช่องทางการไหลเข้าและออกที่ไม่เพียงพอเมื่อจำนวนกระแสน้ำของไหลมีค่ามากขึ้น อย่างไรก็ตามก็ดีในกรณีของการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสน้ำของไหลจำนวนน้อย เช่น 3 กระแส การปรับเปลี่ยนโครงสร้างบางส่วนของแผ่นเพลทส่งผลให้ชุดแผ่นเพลท สามารถทำการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางได้ โดยการปรับเปลี่ยนดังกล่าวได้แก่ การเพิ่มช่องทางการไหลจาก 4 ช่อง ของแผ่นเพลทมาตรฐานให้เป็นแผ่นเพลทที่มีจำนวนช่องทางการไหลทั้งหมด 6 ช่อง (ด้านบน 3 ช่อง และด้านล่าง 3 ช่อง) ทั้งนี้จำนวนช่องทางการไหลเข้าและออกจะมีจำนวนมากขึ้น 50 เปอร์เซ็นต์ ส่งผลให้ชุดแผ่นเพลทสามารถรองรับการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางสำหรับกระแสน้ำของไหล 3 กระแส ได้ดังแสดงตัวอย่างในภาพที่ 3-26



ภาพที่ 3-26 การแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางสำหรับกระแสของไหล 3 กระแส
ในชุดแผ่นเพลทที่มีจำนวนช่องทางการไหลทั้งหมด 6 ช่อง

จากภาพที่ 3-26 จะเห็นได้ว่ากระแสของไหลร้อน H จะไหลผ่านชุดแผ่นเพลทเพื่อถ่ายเทความร้อนให้กับกระแสของไหลเย็น C' และ C ในโซนของการถ่ายเทความร้อนเดียวกัน การออกแบบในลักษณะนี้มีข้อจำกัดสภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ต้องถูกออกแบบให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของแต่ละแผ่นเพลทมีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งสามารถทำได้โดยการคำนวณภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนของแต่ละกระแสของไหลเพื่อใช้ในการประมาณจำนวนช่องทางการไหลของแต่ละกระแสน้ำ และในกรณีที่คุณสมบัติทางความร้อนของกระแสของไหลมีค่าแตกต่างกันมาก การพิจารณาใช้เพลทที่มีคุณสมบัติทางความร้อนต่างกันก็เป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่จะสามารถทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของแต่ละแผ่นเพลทมีค่าใกล้เคียงกันได้ดังแสดงในสมการที่ (3-1)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_h} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_c} \quad (3-1)$$

- เมื่อ U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายความร้อนรวม, $W/m^2 K$
 α_h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลร้อน, $W/m^2 K$
 α_c คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลเย็น, $W/m^2 K$
 a คือ ความหนาของแผ่นเพลท, m
 λ_p คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของแผ่นเพลท, $W/m K$

จากสมการที่ (3-1) หากใช้แผ่นเพลทต่างชนิดกันในชุดแผ่นเพลทเดียวกันส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายความร้อนรวม U เปลี่ยนแปลงไป เมื่อเปรียบเทียบระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายความร้อนรวมระหว่างเมื่อใช้แผ่นเพลทชนิดเดียวกันและต่างชนิดกัน ตัวแปรที่เปลี่ยนแปลงคือ λ_p ทั้งนี้เพราะค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลร้อน α_h และ

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลเย็น α_n ยังคงมีค่าเท่าเดิมเมื่อใช้ของไหลชนิดเดิม และพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน a ของแผ่นเพลทแต่ละแผ่นทั้งหมดในชุดแผ่นเพลทเดียวกัน มีค่าเท่ากัน

3.3 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

โดยทั่วไปปัญหาในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ลักษณะได้แก่ การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้สามารถดำเนินงานตามภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนที่กำหนด (Sizing Problem) และการประเมินประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการกำหนดขนาดไว้แล้ว (Rating Problem) ในงานวิจัยนี้จะได้กล่าวถึงเฉพาะการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้สามารถดำเนินงานตามภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนที่กำหนด โดยการนำเสนอวิธีการออกแบบจำนวนช่องทางการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับกระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแส ทั้งในรูปแบบของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียวและการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง

ในการออกแบบจำนวนช่องทางการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง ในงานวิจัยนี้จะใช้สมการความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Heat Exchanger Effectiveness), ε และจำนวนหน่วยการถ่ายเทความร้อน (Number of Heat Transfer Units), NTU เพื่อทำการประมาณค่าเบื้องต้นของจำนวนเพลทที่ต้องการเมื่อรูปแบบการไหลเป็นแบบขนานและไหลสวนทางกันระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น สำหรับภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนหรืออุณหภูมิเป้าหมายขาออกที่กำหนด

3.3.1 สมมติฐานที่ใช้ในการออกแบบจำนวนช่องทางการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง

- 3.3.1.1 ระบบเป็นแบบสภาวะคงตัว
- 3.3.1.2 ของไหลเป็นเนื้อเดียวกัน
- 3.3.1.3 ไม่มีการสูญเสียความร้อนออกจากระบบ
- 3.3.1.4 รูปแบบการไหลเป็นแบบขนาน ของไหลถูกแบ่งไหลเท่ากันในทุกช่องทางการไหล และเป็นการไหลแบบสวนทางกันสมบูรณ์
- 3.3.1.5 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าคงที่ตลอดทั้งเส้นทางการไหล
- 3.3.1.6 อุณหภูมิของของไหลในช่องทางการไหลจะเปลี่ยนแปลงไปตามความยาวของแผ่นเพลทเท่านั้น ไม่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิตามความกว้างของแผ่นเพลท
- 3.3.1.7 ของไหลในกระบวนการอยู่ในสถานะของเหลว
- 3.3.1.8 ไม่เกิดตะกอนในขณะทำการแลกเปลี่ยนความร้อน
- 3.3.1.9 ไม่เกิดโพรงอากาศเกิดขึ้นในขณะทำการแลกเปลี่ยนความร้อน

3.3.1.10. กำหนดจำนวนช่องทางการไหลรวมของกระแสของไหลร้อนทุกกระแส และจำนวนช่องทางการไหลรวมของกระแสของไหลเย็นทุกกระแสภายในโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าเท่ากัน

3.3.2 กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว

ในกรณีของการแลกเปลี่ยนความร้อนในชุดแผ่นเพลท ที่มีการจัดรูปแบบการไหลเป็นแบบขนานแบบไหลสวนทางกันนั้น เมื่อช่องทางการไหลมีค่ามาก (มากกว่า 50 ช่องทางการไหล) สามารถถือได้ว่าผลของการแลกเปลี่ยนความร้อนเพียงด้านเดียวช่องทางการไหลแรกและช่องทางการไหลสุดท้ายมีค่าน้อยมากไม่นับสำคัญต่อภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนรวม และอาจถือได้ว่าการแลกเปลี่ยนความร้อนมีลักษณะเป็นแบบการไหลแบบสวนทางกันอย่างสมบูรณ์ โดยสมการความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพเชิงความร้อน ε และจำนวนหน่วยการถ่ายเทความร้อน NTU สามารถแสดงได้ดังสมการที่ (3-2) และ (3-3)

$$NTU_{cc} = \frac{\varepsilon_{cc}}{1 - \varepsilon_{cc}} \quad \text{สำหรับ} \quad C^* = 1 \quad (3-2)$$

$$NTU_{cc} = \frac{1}{1 - C^*} \ln \left[\frac{1 - C^* \varepsilon_{cc}}{1 - \varepsilon_{cc}} \right] \quad \text{สำหรับ} \quad C^* \neq 1 \quad (3-3)$$

ในขณะเดียวกันจำนวนหน่วยการถ่ายเทความร้อน NTU สามารถเขียนให้อยู่ในรูปของความสัมพันธ์ระหว่างพื้นที่การถ่ายเทความร้อนรวม A_T และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U ได้ดังนี้

$$NTU_{cc} = \frac{UA_T}{C_{min}} = \frac{U(2n-1)wL_{ch}}{C_{min}} \quad (3-4)$$

เมื่อ n คือ จำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อนที่มีค่าเท่ากับจำนวนช่องทางการไหลของของไหลเย็น

$2n$ คือ จำนวนช่องทางการไหลรวม

$2n-1$ คือ จำนวนของแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนไม่รวมแผ่นประกบด้านหัวและท้าย

เมื่อทำการแทนค่า NTU จากสมการที่ (3-4) ลงในสมการที่ (3-2) และ (3-3) จะได้ว่า

$$U(2n-1)wL_{ch} = \frac{C_{min}\epsilon_{cc}}{1-\epsilon_{cc}} \quad \text{สำหรับ} \quad C^* = 1 \quad (3-5)$$

$$U(2n-1)wL_{ch} = \frac{C_{min}}{1-C^*} \ln \left[\frac{1-C^*\epsilon_{cc}}{1-\epsilon_{cc}} \right] \quad \text{สำหรับ} \quad C^* \neq 1 \quad (3-6)$$

อ้างอิงสมการความสัมพันธ์ของค่า Nusselt Number, Nu ค่า Reynolds Number, Re และค่า Prandtl Number, Pr ของการถ่ายเทความร้อนในช่องทางการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง สำหรับภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น ที่มีลักษณะการไหลในย่านการไหลแบบปั่นป่วน นำเสนอโดย Cooper (1974) [5] ดังสมการที่ (3-7) และ (3-8)

$$Nu = 0.28Re^{0.65}Pr^{0.4} \quad (3-7)$$

หรือ

$$\frac{\alpha D_e}{\lambda} = 0.28 \left(\frac{GD_e}{\mu} \right)^{0.65} \left(\frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^{0.4} \quad (3-8)$$

เมื่อ G คือ ค่าความเร็วการไหลเชิงมวล (Mass Flow Velocity), $kg/m^2 s$

D_e คือ ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า, m

เมื่อใช้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของของเหลวที่คำนวณได้จากสมการที่ (3-8) เพื่อทำการประมาณค่า U ในกรณีของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ไม่เกิดตะกัน สามารถเขียนสมการความสัมพันธ์ระหว่าง U และจำนวนช่องทางการไหล n ได้ดังสมการที่ (3-9)

$$\frac{1}{U} = \frac{n^{0.65}}{Const_h} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{n^{0.65}}{Const_c} \quad (3-9)$$

โดยที่

$$\text{Const} = 0.28 \frac{\lambda}{D_e} \left(\frac{D_e \dot{M}_T}{wb\mu} \right)^{0.65} \left(\frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^{0.4} \quad (3-10)$$

เมื่อ $\dot{M}_T$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลรวมของของเหลว, Kg/s

ทำการคูณตลอดสมการที่ (3-9) ด้วยเทอม $(2n-1)wL_{ch}$ แล้วจัดรูปแบบสมการใหม่จะได้

$$U(2n-1)wL_{ch} = \frac{(2n-1)wL_{ch}}{\frac{n^{0.65}}{\text{Const}_h} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{n^{0.65}}{\text{Const}_c}} \quad (3-11)$$

นำสมการที่ (3-11) ไปทำการเทียบเท่ากับสมการที่ (3-5) และ (3-6) จะได้สมการที่ (3-12) และ (3-13)

$$\frac{(2n-1)wL_{ch}}{\frac{n^{0.65}}{\text{Const}_h} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{n^{0.65}}{\text{Const}_c}} = \frac{C_{\min} \varepsilon_{cc}}{1 - \varepsilon_{cc}} \quad \text{สำหรับ} \quad C^* = 1 \quad (3-12)$$

$$\frac{(2n-1)wL_{ch}}{\frac{n^{0.65}}{\text{Const}_h} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{n^{0.65}}{\text{Const}_c}} = \frac{C_{\min}}{1 - C^*} \ln \left[\frac{1 - C^* \varepsilon_{cc}}{1 - \varepsilon_{cc}} \right] \quad \text{สำหรับ} \quad C^* \neq 1 \quad (3-13)$$

สมการที่ (3-12) และ (3-13) สามารถใช้เป็นสมการในการออกแบบเพื่อประมาณค่าจำนวนช่องทางการไหลที่ต้องการเมื่อกำหนดค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน หรือค่า ε โดยในการคำนวณค่า ε นั้นสามารถใช้สมการที่ (3-14) หรือ (3-15) แล้วแต่ว่าอุณหภูมิเป้าหมายจะเป็นอุณหภูมิขาออกของของไหลร้อนหรือของไหลเย็นตามลำดับ

$$\varepsilon_{cc} = \frac{C_h (T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (3-14)$$

$$\varepsilon_{cc} = \frac{C_c (T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (3-15)$$

อย่างที่ดีในการแก้ปัญหาคำนวณที่ (3-12) และ (3-13) เพื่อหาค่า n นั้น จะพบว่ารูปแบบของสมการดังกล่าวเป็นสมการไม่เชิงเส้น และไม่สามารถแก้สมการหาคำตอบได้โดยง่ายด้วยวิธีทางคณิตวิเคราะห์ (Analytical Method) ดังนั้นวิธีการเชิงตัวเลข (Numerical Method) จึงเป็นวิธีการที่เหมาะสม โดยในการแก้สมการด้วยวิธีการดังกล่าวสามารถทำได้โดยใช้โปรแกรมการคำนวณสำเร็จรูป เช่น โปรแกรม Microsoft Excel Solver และ โปรแกรม MATLAB

3.3.3. กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง

ในกรณีของการแลกเปลี่ยนความร้อนในชุดแผ่นเพลท ที่มีการจัดรูปแบบการไหลแบบขนานแบบไหลสวนทางกันและเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางนั้น สามารถคำนวณจำนวนช่องทางการไหลโดยใช้สมการความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพเชิงความร้อน ε และจำนวนหน่วยการถ่ายเทความร้อน NTU ได้เช่นเดียวกัน โดยงานวิจัยชิ้นนี้จะแสดงวิธีการคำนวณจำนวนช่องทางการไหลในกรณีตัวอย่างที่มีลักษณะดังต่อไปนี้

3.3.3.1 กรณีที่ 1

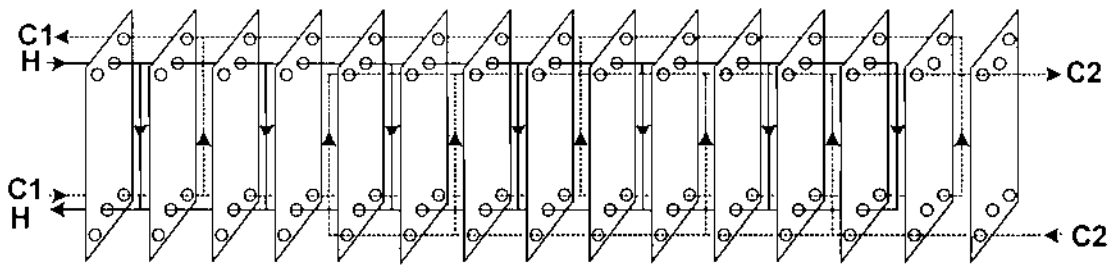
3.3.3.1.1 การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสน้ำของไหลร้อน 1 กระแส กับกระแสน้ำของไหลเย็น 2 กระแส

3.3.3.1.2 กระแสน้ำของไหลเย็นทั้ง 2 กระแส มีอุณหภูมิขาเข้าและออกจากชุดแผ่นเพลทเท่ากัน

3.3.3.1.3 ใช้แผ่นเพลทที่มีช่องทางการไหลเข้าและออก 6 ช่องทาง ในการแลกเปลี่ยนความร้อน

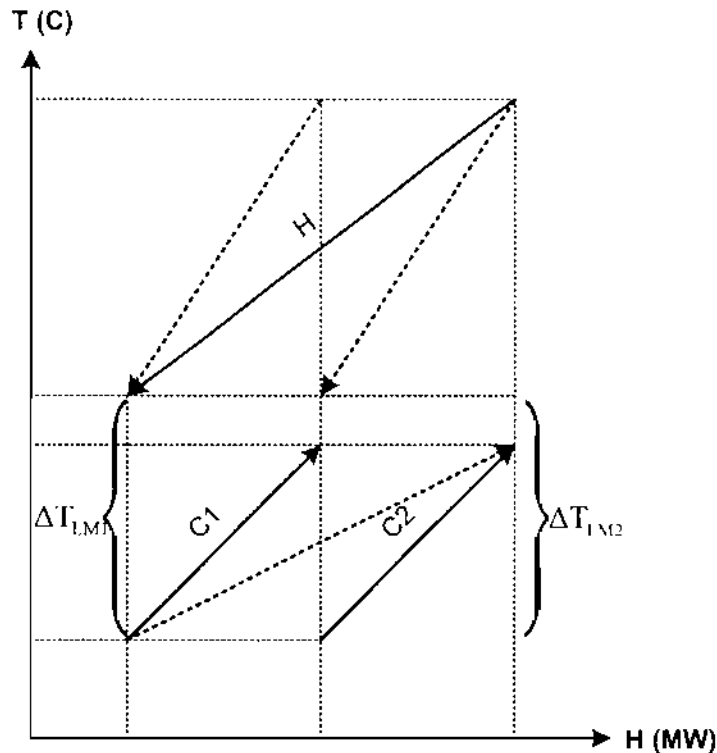
3.3.3.1.4 การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลร้อนและเย็นเป็นแบบสวนทางกันสมบูรณ์

ชุดแผ่นเพลทที่มีลักษณะดังกล่าว สามารถแสดงได้เป็นตัวอย่างในภาพที่ 3-27



ภาพที่ 3-27 ตัวอย่างลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางกรณีกระแส
ของไหลร้อน 1 กระแสกับกระแสของไหลเย็น 2 กระแส

จากภาพที่ 3-27 กระแสของไหลร้อน H ไหลผ่านชุดแผ่นเพลทจากบนลงล่างในช่องทางการไหลเลขที่ ส่วนกระแสของไหลเย็น C1 และ C2 จะแบ่งไหลจากล่างขึ้นบนในช่องทางการไหลคู่ โดยจากตัวอย่างในรูปจะสามารถเขียนเป็นรูปแบบการไหลที่ซ้ำกันได้ว่า HC1HC2HC2/HC1HC2HC2/HC1HC2HC2/... สังเกตได้ว่าสัดส่วนของการแบ่งช่องทางการไหลระหว่างกระแสของไหลเย็น C1 และ C2 นั้น จะต้องเป็นสัดส่วนที่สามารถก่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนให้เป็นไปตามเป้าหมายหรือมีอุณหภูมิขาออกตามที่กำหนด โดยหนึ่งในลักษณะของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่กำหนด คือ กระแสของไหลเย็นทั้ง 2 กระแสคือกระแสของไหลเย็น C1 และ กระแสของไหลเย็น C2 มีอุณหภูมิขาเข้าและออกจากชุดแผ่นเพลทเท่ากัน แลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลร้อน H โดยที่กระแสของไหล H สามารถแยกเป็นกระแสของไหลร้อนย่อยๆ ได้สองกระแสซึ่งกระแสของไหลร้อนย่อยที่หนึ่งแลกเปลี่ยนความร้อนกับกระแสของไหลเย็น C1 และกระแสของไหลร้อนย่อยที่สองแลกเปลี่ยนความร้อนกับกระแสของไหลเย็น C2 นั้นหมายความว่าในแต่ละแผ่นเพลทที่เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นจะต้องมีค่าแรงขับของอุณหภูมิ (Driving Force) ΔT_{LM} ระหว่างกระแสของไหลร้อนและเย็นเท่ากันดังแสดงในภาพที่ 3-28 ที่ค่า ΔT_{LM1} และ ΔT_{LM2} เท่ากัน



ภาพที่ 3-28 ตัวอย่างลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าแรงขับของอุณหภูมิ
(Driving Force) ΔT_{LM} ระหว่างกระแสของไหลร้อนและเย็นเท่ากัน

และจากสมการการอธิบายการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านแผ่นกั้นแบบไหลสวนทาง ดังสมการที่ (3-16)

$$\Delta T_{LM} = \frac{\dot{Q}}{UA} \quad (3-16)$$

พบว่าในการออกแบบสัดส่วนจำนวนช่องทางการไหล ให้สามารถเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยอุณหภูมิขาออกของของไหลเย็นสองกระแสมีค่าเท่ากันนั้น จะสามารถกระทำได้โดยการกระจายกระแสไหลในช่องทางการไหลให้แต่ละแผ่นเพลทมีอัตราส่วนของ $\dot{Q}/UA$ ที่เท่ากัน หรือในทางเดียวกันเมื่อแผ่นเพลทแต่ละแผ่นมีพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อน A เท่ากัน ดังนั้นสามารถกล่าวได้ว่าการรักษาอัตราส่วนระหว่าง $\dot{Q}/U$ ให้ได้สม่ำเสมอจนตลอดชุดแผ่นเพลทก็จะสามารถก่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ต้องการได้ วิธีการคำนวณจำนวนช่องทางการไหลของกระแสของไหลทั้ง 3 กระแส สามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

จากสมการความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพเชิงความร้อน ϵ และจำนวนหน่วยการถ่ายเทความร้อน NTU ดังต่อไปนี้

$$NTU_{cc} = \frac{\varepsilon_{cc}}{1 - \varepsilon_{cc}} \quad \text{สำหรับ} \quad C^* = 1 \quad (3-17)$$

$$NTU_{cc} = \frac{1}{1 - C^*} \ln \left[\frac{1 - C^* \varepsilon_{cc}}{1 - \varepsilon_{cc}} \right] \quad \text{สำหรับ} \quad C^* \neq 1 \quad (3-18)$$

ในขณะเดียวกันจำนวนหน่วยการถ่ายเทความร้อน NTU สามารถเขียนให้อยู่ในรูปของความสัมพัทธ์ระหว่าง A_T และ U ได้ดังนี้

$$NTU_{cc} = \frac{UA_T}{C_{min}} = \frac{U(2n-1)wL_{ch}}{C_{min}} \quad (3-19)$$

เมื่อ n คือ จำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อนที่มีค่าเท่ากับจำนวนช่องทางการไหลของของไหลเย็นรวม

$2n$ คือ จำนวนช่องทางการไหลรวม

$2n-1$ คือ จำนวนของแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนไม่รวมแผ่นประกบด้านหัวและท้าย เมื่อทำการแทนค่า NTU จากสมการที่ (3-19) ลงในสมการที่ (3-17) และ (3-18) จะได้ว่า

$$U(2n-1)wL_{ch} = \frac{C_{min} \varepsilon_{cc}}{1 - \varepsilon_{cc}} \quad \text{สำหรับ} \quad C^* = 1 \quad (3-20)$$

$$U(2n-1)wL_{ch} = \frac{C_{min}}{1 - C^*} \ln \left[\frac{1 - C^* \varepsilon_{cc}}{1 - \varepsilon_{cc}} \right] \quad \text{สำหรับ} \quad C^* \neq 1 \quad (3-21)$$

เมื่อใช้สมการความสัมพัทธ์ของค่า Nu ค่า Re และค่า Pr ของการถ่ายเทความร้อนในช่องทางการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง สำหรับภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น ที่มีลักษณะการไหลในย่านการไหลแบบปั่นป่วน นำเสนอโดย Cooper (1974) [5] จะได้ดังสมการแสดงค่าความต้านทานรวม ($m^2 K/W$) ในการแลกเปลี่ยนความร้อนกรณีแผ่นเพลทที่ไม่เกิดตะกอน ดังนี้

$$\frac{1}{U} = \frac{n^{0.65}}{\text{Const}_H} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{m^{0.65}}{\text{Const}_{C1}} \quad (3-22)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{n^{0.65}}{\text{Const}_H} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{(n-m)^{0.65}}{\text{Const}_{C2}} \quad (3-23)$$

เมื่อ n คือ จำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อน H

m คือ จำนวนช่องทางการไหลของของไหลเย็น C1

$n-m$ คือ จำนวนช่องทางการไหลของของไหลเย็น C2

สมการที่ (3-22) แสดงค่าความต้านทานรวมของแผ่นเพลทที่กั้นระหว่างช่องทางการไหลของของไหลร้อน H และของไหลเย็น C1 ส่วนสมการที่ (3-23) แสดงค่าความต้านทานรวมของแผ่นเพลทที่กั้นระหว่างช่องทางการไหลของของไหลร้อน H และของไหลเย็น C2 โดยค่า Const ของกระแสของไหลใดๆ มีนิยามดังสมการที่ (3-24)

$$\text{Const} = 0.28 \frac{\lambda}{D_e} \left(\frac{D_e \dot{M}_T}{wb\mu} \right)^{0.65} \left(\frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^{0.4} \quad (3-24)$$

ทำการคูณตลอดสมการที่ (3-21) ด้วยเทอม $(2n-1)wL_{ch}$ แล้วจัดรูปแบบสมการใหม่จะได้

$$U(2n-1)wL_{ch} = \frac{(2n-1)wL_{ch}}{\frac{n^{0.65}}{\text{Const}_H} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{m^{0.65}}{\text{Const}_{C1}}} \quad (3-25)$$

นำสมการที่ (3-24) ไปทำการเทียบเท่ากันกับสมการที่ (3-20) และ (3-22) จะได้สมการที่ (3-26) และ (3-27)

$$\frac{(2n-1)wL_{ch}}{\frac{n^{0.65}}{\text{Const}_H} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{m^{0.65}}{\text{Const}_{C1}}} = \frac{C_{min} \epsilon_{cc}}{1 - \epsilon_{cc}} \quad \text{สำหรับ} \quad C^* = 1 \quad (3-26)$$

$$\frac{(2n-1)wL_{ch}}{\frac{n^{0.65}}{Const_H} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{m^{0.65}}{Const_{C2}}} = \frac{C_{min}}{1-C^*} \ln \left[\frac{1-C^*\varepsilon_{cc}}{1-\varepsilon_{cc}} \right] \quad \text{สำหรับ} \quad C^* \neq 1 \quad (3-27)$$

สำหรับการออกแบบจำนวนช่องทางการไหลนั้น ถ้าค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนและคุณสมบัติของกระแสของไหล รวมทั้งแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนถูกกำหนด สามารถใช้สมการที่ (3-26) หรือ (3-27) เป็นสมการการออกแบบเพื่อหาค่าจำนวนช่องทางการไหลที่ต้องการได้ อย่างไรก็ตามในกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหล 3 กระแสนั้น ตัวแปรไม่ทราบค่าในสมการดังกล่าวมีอยู่สองตัวด้วยกัน คือ n และ m ดังนั้นในการแก้สมการจะต้องมีการกำหนดสมการเพิ่มอีกหนึ่งสมการ ซึ่งได้แก่เงื่อนไขของค่าอัตราส่วน $\dot{Q}/U$ ที่ต้องมีค่าสม่ำเสมอตลอดชุดแผ่นเพลท ในการกระทำตามเงื่อนไขดังกล่าวสามารถควบคุมอัตราส่วนให้คงที่ได้โดยการกำหนดให้ค่า U ในชุดแผ่นเพลทมีค่าเท่ากันสำหรับแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนใด ๆ ที่อยู่ตรงกลาง ดังนั้นจะได้ว่าสมการที่ (3-22) จะต้องเท่ากับสมการที่ (3-23) ดังนี้

$$\frac{n^{0.65}}{Const_H} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{m^{0.65}}{Const_{C1}} = \frac{n^{0.65}}{Const_H} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{(n-m)^{0.65}}{Const_{C2}} \quad (3-28)$$

หรือ

$$\frac{m^{0.65}}{Const_{C1}} = \frac{(n-m)^{0.65}}{Const_{C2}} \quad (3-29)$$

สมการที่ (3-29) สามารถใช้ร่วมกับสมการที่ (3-26) หรือ (3-27) เพื่อคำนวณหาค่า n และ m ได้ อย่างไรก็ตามในการแก้ปัญหาชุดสมการดังกล่าวนี้ จะพบว่ารูปแบบของสมการเป็นแบบสมการไม่เชิงเส้น และไม่สามารถแก้สมการหาคำตอบได้โดยง่ายด้วยวิธีทางคณิตวิเคราะห์ ดังนั้นวิธีการเชิงตัวเลขจึงเป็นวิธีการที่เหมาะสม โดยในการแก้ปัญหาชุดสมการด้วยวิธีการดังกล่าวสามารถทำได้โดยใช้โปรแกรมคำนวณสำเร็จรูป เช่น โปรแกรม Microsoft Excel Solver และโปรแกรม MATLAB

3.3.3.2 กรณีที่ 2

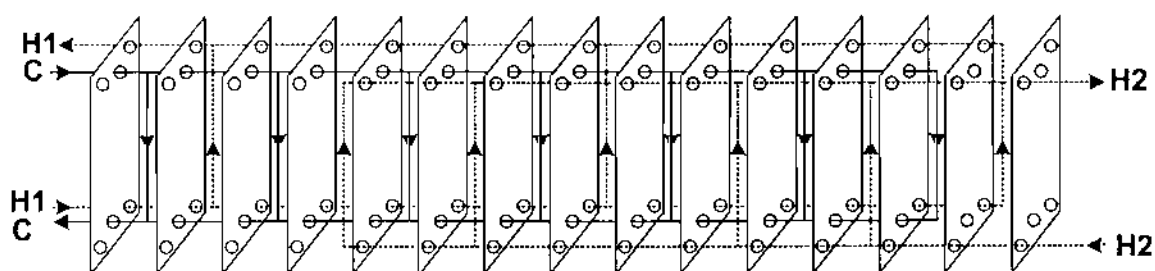
3.3.3.2.1 การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลร้อน 2 กระแสกับกระแสของไหลเย็น 1 กระแส

3.3.3.2.2 กระแสของไหลร้อนทั้ง 2 กระแส มีอุณหภูมิขาเข้าและออกจากชุดแผ่นเพลทเท่ากัน

3.3.3.2.3 ใช้แผ่นเพลทที่มีช่องทางการไหลเข้าและออก 6 ช่องทาง ในการแลกเปลี่ยนความร้อน

3.3.3.2.4 การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลร้อนและเย็นเป็นแบบสวนทางกันสมบูรณ์

ชุดแผ่นเพลทที่มีลักษณะดังกล่าว สามารถแสดงได้เป็นตัวอย่างในภาพที่ 3-29



ภาพที่ 3-29 ตัวอย่างลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางกรณีกระแสของไหลร้อน 2 กระแสกับกระแสของไหลเย็น 1 กระแส

จากภาพที่ 3-29 กระแสของไหลเย็น C ไหลผ่านชุดแผ่นเพลทจากบนลงล่างในช่องทางการไหลเลขคู่ ส่วนกระแสของไหลร้อน H1 และ H2 จะแบ่งไหลจากล่างขึ้นบนในช่องทางการไหลคี่ โดยจากตัวอย่างในรูปจะสามารถเขียนเป็นรูปแบบการไหลที่ซ้ำกันได้ว่า CH1CH2CH2/CH1CH2CH2/CH1CH2CH2/... สังเกตได้ว่าสัดส่วนของการแบ่งช่องทางการไหลระหว่างกระแสของไหลร้อน H1 และ H2 นั้น จะต้องเป็นสัดส่วนที่สามารถก่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนให้เป็นไปตามเป้าหมายหรือมีอุณหภูมิขาออกตามที่กำหนด โดยหนึ่งในลักษณะของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่กำหนด คือ กระแสของไหลร้อนทั้ง 2 กระแส มีอุณหภูมิขาเข้าและออกจากชุดแผ่นเพลทเท่ากัน นั้นหมายความว่าในแต่ละแผ่นเพลทที่เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นจะต้องมีค่าแรงขับของอุณหภูมิ (Driving Force) ΔT_{LM} ระหว่างกระแสของไหลร้อนและเย็นเท่ากัน

จำนวนหน่วยการถ่ายเทความร้อน NTU สามารถเขียนให้อยู่ในรูปของความสัมพันธ์ระหว่าง A_T และ U ได้ดังนี้

$$NTU_{cc} = \frac{UA_T}{C_{min}} = \frac{U(2m-1)wL_{ch}}{C_{min}} \quad (3-30)$$

เมื่อ m คือ จำนวนช่องทางการไหลของของไหลเย็นที่มีค่าเท่ากับจำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อนรวม

$2m$ คือ จำนวนช่องทางการไหลรวม

$2m-1$ คือ จำนวนของแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนไม่รวมแผ่นประกบด้านหัวและท้าย เมื่อทำการแทนค่า NTU จากสมการที่ (3-30) ลงในสมการที่ (3-17) และ (3-18) จะได้ว่า

$$U(2m-1)wL_{ch} = \frac{C_{min}\epsilon_{cc}}{1-\epsilon_{cc}} \quad \text{สำหรับ} \quad C^* = 1 \quad (3-31)$$

$$U(2m-1)wL_{ch} = \frac{C_{min}}{1-C^*} \ln \left[\frac{1-C^*\epsilon_{cc}}{1-\epsilon_{cc}} \right] \quad \text{สำหรับ} \quad C^* \neq 1 \quad (3-32)$$

เมื่อใช้สมการความสัมพันธ์ของค่า Nu ค่า Re และค่า Pr ของการถ่ายเทความร้อนในช่องทางการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง สำหรับภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น ที่มีลักษณะการไหลในย่านการไหลแบบปั่นป่วน นำเสนอโดย Cooper (1974) [5] จะได้ตั้งสมการแสดงค่าความต้านทานรวม ($m^2 K/W$) ในการแลกเปลี่ยนความร้อนกรณีแผ่นเพลทที่ไม่เกิดเฟลลิ่ง ดังนี้

$$\frac{1}{U} = \frac{n^{0.65}}{Const_{H1}} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{m^{0.65}}{Const_C} \quad (3-33)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{(m-n)^{0.65}}{Const_{H2}} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{m^{0.65}}{Const_C} \quad (3-34)$$

เมื่อ m คือ จำนวนช่องทางการไหลของของไหลเย็น C

n คือ จำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อน $H1$

$m-n$ คือ จำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อน $H2$

สมการที่ (3-33) จึงแสดงค่าความต้านทานรวมของแผ่นเพลทที่กั้นระหว่างช่องทางการไหลของของไหลร้อน $H1$ และของไหลเย็น C ส่วนสมการที่ (3-34) แสดงค่าความต้านทานรวมของแผ่นเพลทที่กั้นระหว่างช่องทางการไหลของของไหลร้อน $H2$ และของไหลเย็น C โดยค่า $Const$ ของกระแสน้ำไหลใดๆ มีนิยามตั้งสมการที่ (3-24)

$$\text{Const} = 0.28 \frac{\lambda}{D_e} \left(\frac{D_e \dot{M}_T}{wb\mu} \right)^{0.65} \left(\frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^{0.4} \quad (3-24)$$

ทำการคูณตลอดสมการที่ (3-33) ด้วยเทอม $(2m-1)wL_{ch}$ แล้วจัดรูปแบบสมการใหม่จะได้

$$U(2m-1)wL_{ch} = \frac{(2m-1)wL_{ch}}{\frac{n^{0.65}}{\text{Const}_{H1}} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{m^{0.65}}{\text{Const}_C}} \quad (3-35)$$

นำสมการที่ (3-35) ไปทำการเทียบเท่ากับสมการที่ (3-31) และ (3-32) จะได้สมการที่ (3-36) และ (3-37)

$$\frac{(2m-1)wL_{ch}}{\frac{n^{0.65}}{\text{Const}_{H1}} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{m^{0.65}}{\text{Const}_C}} = \frac{C_{\min} \varepsilon_{cc}}{1 - \varepsilon_{cc}} \quad \text{สำหรับ} \quad C^* = 1 \quad (3-36)$$

$$\frac{(2m-1)wL_{ch}}{\frac{(m-n)^{0.65}}{\text{Const}_{H2}} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{m^{0.65}}{\text{Const}_C}} = \frac{C_{\min}}{1 - C^*} \ln \left[\frac{1 - C^* \varepsilon_{cc}}{1 - \varepsilon_{cc}} \right] \quad \text{สำหรับ} \quad C^* \neq 1 \quad (3-37)$$

สำหรับการออกแบบจำนวนช่องทางการไหลนั้น ถ้าค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนและคุณสมบัติของกระแสน้ำของไหล รวมทั้งแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนถูกกำหนด สามารถใช้สมการที่ (3-36) หรือ (3-37) เป็นสมการการออกแบบเพื่อหาค่าจำนวนช่องทางการไหลที่ต้องการได้ อย่างไรก็ตามในกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหล 3 กระแสนั้น ตัวแปรไม่ทราบค่าในสมการดังกล่าวมีอยู่สองตัวด้วยกัน คือ n และ m ดังนั้นในการแก้สมการจะต้องมีการกำหนดสมการเพิ่มอีกหนึ่งสมการ ซึ่งได้แก่เงื่อนไขของค่าอัตราส่วน $\dot{Q}/U$ ที่ต้องมีค่าสม่ำเสมอตลอดชุดแผ่นเพลท ในการกระทำตามเงื่อนไขดังกล่าวสามารถควบคุมอัตราส่วนให้คงที่ได้

โดยการกำหนดให้ค่า U ในชุดแผ่นเพลทมีค่าเท่ากันสำหรับแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนใด ๆ ที่อยู่ตรงกลาง ดังนั้นจะได้ว่าสมการที่ (3-33) จะต้องเท่ากับสมการที่ (3-34) ดังนี้

$$\frac{n^{0.65}}{\text{Const}_{H1}} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{m^{0.65}}{\text{Const}_C} = \frac{(m-n)^{0.65}}{\text{Const}_{H2}} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{m^{0.65}}{\text{Const}_C} \quad (3-38)$$

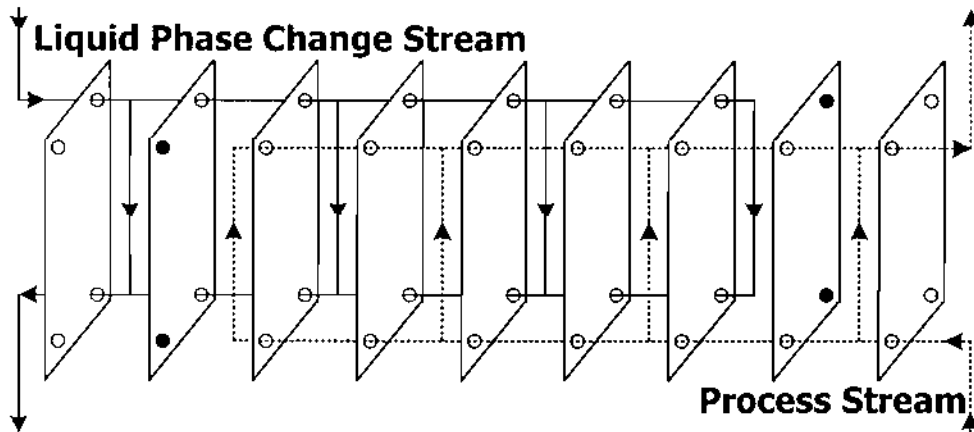
หรือ

$$\frac{n^{0.65}}{\text{Const}_{H1}} = \frac{(m-n)^{0.65}}{\text{Const}_{H2}} \quad (3-39)$$

สมการที่ (3-39) สามารถใช้ร่วมกับสมการที่ (3-36) หรือ (3-37) เพื่อคำนวณหาค่า n และ m ได้ อย่างไรก็ตามการแก้ปัญหาคูสมการดังกล่าวนี้ จะพบว่ารูปแบบของสมการเป็นแบบสมการไม่เชิงเส้น และไม่สามารถแก้สมการหาคำตอบได้โดยง่ายด้วยวิธีทางคณิตวิเคราะห์ ดังนั้นวิธีการเชิงตัวเลขจึงเป็นวิธีการที่เหมาะสม โดยในการแก้ปัญหาคูสมการด้วยวิธีการดังกล่าวสามารถทำได้โดยใช้โปรแกรมคำนวณสำเร็จรูป เช่น โปรแกรม Microsoft Excel Solver และโปรแกรม MATLAB

3.3.4 กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียวโดยของไหลเปลี่ยนสถานะจากไอเป็นของเหลว

การออกแบบจำนวนช่องทางการไหลทางการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงในกรณีของไหลที่แลกเปลี่ยนความร้อนมีสถานะจากไอเป็นของเหลวนั้นแสดงดังภาพที่ 3-30 เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียวโดยมีของไหลสองชนิด คือ กระแสของไหลที่เปลี่ยนสถานะ (Liquid Phase Change Stream) ใต้กับของไหลที่เป็นของเหลว (Process Stream)



ภาพที่ 3-30 การแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียวระหว่างของไหลที่ 1 เป็นของไหลชนิดเปลี่ยนสถานะเมื่อแลกเปลี่ยนความร้อนและของไหลที่ 2 เป็นของไหลที่เป็นของเหลว

จากงานวิจัยของ Narataruksa (2000) [31] ได้ทำการวิจัยการออกแบบช่องทางการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงในการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียวที่มีของไหลเปลี่ยนสถานะจากไอเป็นของเหลว โดยคุณสมบัติของไหลชนิดที่เปลี่ยนสถานะได้มีดังนี้

3.3.4.1 สารบริสุทธิ์

3.3.4.2 ไม่เกิดความดันตก

3.3.4.3 หากสถานะขาออกเป็นไอ ต้องไม่เป็นไอที่สภาวะไยวดยิ่ง Superheated vapor

3.3.4.4 หากสถานะขาออกเป็นของเหลว ต้องไม่เป็นของเหลวที่สภาวะของเหลวอัด Sub-cooled liquid

กำหนดค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียวโดยมีกระแสของไหลหนึ่งกระแสเปลี่ยนสถานะ ดังสมการที่ (3-40) และ (3-41)

$$\epsilon = \frac{\text{Actual Heat Transfer}}{\text{Maximum Possible Heat Transfer}} \quad (3-40)$$

ดังนั้น

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{T_{\text{pr,out}} - T_{\text{pr,in}}}{T_{\text{ph}} - T_{\text{pr,in}}} \quad (3-41)$$

เมื่อ $T_{pr,out}$ คือ อุณหภูมิขาออกของกระแสน้ำไหลในกระบวนการ

$T_{pr,in}$ คือ อุณหภูมิขาเข้าของกระแสน้ำไหลในกระบวนการ

T_{ph} คือ อุณหภูมิของกระแสน้ำไหลที่มีการเปลี่ยนสถานะ

สำหรับกรณีนี้สมการในการคำนวณจำนวนหน่วยการแลกเปลี่ยนความร้อน NTU สามารถกำหนดจากการใช้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนรวม ได้ดังสมการที่ (3-42)

$$NTU = \frac{UA_T}{C_{pr}} \quad (3-42)$$

เมื่อ A_T คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อนรวม

C_{pr} คือ ค่าความจุความร้อนของกระแสน้ำไหลในกระบวนการ (Heat Capacity Flowrate)

ในกรณีที่จำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อนเท่ากับของไหลเย็น และมีกระแสน้ำไหลเพียงสองกระแส พื้นที่การถ่ายเทความร้อนรวมหาได้จาก สมการที่ (3.43)

$$A_T = (N_{ch,T} - 1)wL_{ch} = ((n + m) - 1)wL = (2n - 1)wL_{ch} \quad (3-43)$$

เมื่อ $N_{ch,T}$ คือ จำนวนช่องทางการไหลรวม

w คือ ความกว้างของแผ่นเพลท, m

L_{ch} คือ ความยาวของช่องทางการไหล, m

n คือ จำนวนช่องทางการไหลของกระแสน้ำไหลร้อน

m คือ จำนวนช่องทางการไหลของกระแสน้ำไหลเย็น

นำสมการที่ (3-42) และสมการที่ (3-43) แทนลงในสมการที่ได้จากงานวิจัยของ Narataruksa (2000) [31] ซึ่งเป็นสมการในการหาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน ในกรณีที่รูปแบบการไหลแบบขนาน และจำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อนเท่ากับของไหลเย็น ได้สมการที่สามารถนำไปคำนวณจำนวนช่องทางการไหลในกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียวโดยมีกระแสน้ำไหลหนึ่งกระแสเปลี่ยนสถานะจากไอเป็นของเหลว ได้ด้วยสมการที่ (3-44) หรือ สมการที่ (3-45)

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{n} \exp \left[\frac{-NTUn}{2n-1} \right] \left[1 + (n-1) \exp \left[\frac{-NTUn}{2n-1} \right] \right] \quad (3-44)$$

หรือ

$$NTU = \frac{-(2n-1)}{n} \ln \left[\frac{-1 + \sqrt{(1-4n(\varepsilon-1)(n-1))}}{2(n-1)} \right] \quad (3-45)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทมวลรวมของกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว โดยมีกระแสของไหลหนึ่งกระแสเปลี่ยนสถานะจากไอเป็นของเหลว ดังสมการที่ (3-46)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_{pr}} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_{ph}} \quad (3-46)$$

- เมื่อ U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายความร้อนรวม, $W/m^2 K$
 α_{pr} คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของไหลที่เป็นของเหลว, $W/m^2 K$
 α_{ph} คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลที่เปลี่ยนจากสถานะไอเป็นของเหลว, $W/m^2 K$
 a คือ ความหนาของแผ่นเพลท, m
 λ_p คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของแผ่นเพลท, $W/m K$

อย่างไรก็ดีการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลที่เปลี่ยนจากสถานะไอเป็นของเหลว α_{ph} ค่อนข้างยุ่งยากและ จากงานวิจัยของ Narataruksa (2000) [31] ได้ทำการศึกษากรณีตัวอย่างของการหาจำนวนช่องทางการไหลในกรณีนี้ ได้กำหนดใช้ค่าค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลที่เปลี่ยนสถานะ มีค่าประมาณ $8,000 W/m^2 K$

3.3.5. กรณีศึกษาเพื่อทดสอบสมการการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เนื่องจากการคำนวณจำนวนช่องทางการไหลในกรณีของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว โดยใช้สมการความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพเชิงความร้อนและจำนวนหน่วยการถ่ายเทความร้อน ของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันอย่างสมบูรณ์นั้น เป็นวิธีการแก้ปัญหามการที่มีตัวแปรเดียวและมีลักษณะตรงไปตรงมา ในกรณีศึกษาที่จะกล่าวถึงต่อไปนี้จะกล่าวถึงเฉพาะการใช้สมการความสัมพันธ์เพื่อคำนวณหาจำนวนช่องทางการไหลในกรณีของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง

ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหล 3 กระแส ได้แก่ ของไหลร้อน H ที่มีอุณหภูมิเริ่มต้นที่ $75^\circ C$ และมีค่าความจุความร้อน (Heat Capacity Flowrate) เท่ากับ $160 W/K$ และของไหลเย็น 2 กระแส ได้แก่ กระแส $C1$ และ $C2$ ที่มีอุณหภูมิเริ่มต้นที่ $20^\circ C$ โดยแต่ละ

กระแสมีค่าความจุความร้อนเท่ากันคือ 80 W/K อุณหภูมิเป้าหมายที่ต้องการ คืออุณหภูมิขาออกของกระแสน้ำของไหลร้อน H ที่ 25°C และอุณหภูมิขาออกของกระแสน้ำของไหลดเย็นทั้งสองกระแสน้ำที่ 70°C โดยในการแลกเปลี่ยนความร้อนให้เกิดขึ้นภายในชุดแผ่นเพลทแบบ APV Junior และกระแสน้ำของไหลดเย็นไหลดผ่านจำนวนครึ่งหนึ่งของช่องทางการไหลทั้งหมด ในลักษณะไหลสวนทางกับของไหลดเย็นทั้งสองกระแสน้ำ ให้ทำการคำนวณช่องทางการไหลที่ต้องการสำหรับสภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนใน 4 กรณี ดังตารางที่ 3-1 คุณสมบัติของกระแสน้ำของไหลดต่าง ๆ ที่อุณหภูมิเฉลี่ย 50°C ดังตารางที่ 3-2 และคุณสมบัติของแผ่นเพลทแบบ APV Junior ดังตารางที่ 3-3

ตารางที่ 3-1 สภาวะในการออกแบบจำนวนช่องทางการไหล

กรณีที่ 1	กระแสน้ำของไหลดเย็นเป็นชนิด C1 ทั้งคู่
กรณีที่ 2	กระแสน้ำของไหลดเย็นเป็นชนิด C2 ทั้งคู่
กรณีที่ 3	กระแสน้ำของไหลดเย็นเป็นชนิด C1 และ C2
กรณีที่ 4	กระแสน้ำของไหลดเย็นเป็นชนิด C1 และ C2

หมายเหตุ : * คือ ค่าความจุความร้อนของกระแสน้ำของไหลดร้อน H จาก 160 W/K เป็น 150 W/K และอุณหภูมิขาออกของกระแสน้ำของไหลดเย็นเป็น 66.87 °C

ตารางที่ 3-2 คุณสมบัติของกระแสน้ำของไหล

กระแสน้ำ	C_p (J/kg K)	λ (W/m K)	μ (Pa s)	ρ (kg/m ³)
H	3,800	0.500	0.00120	1,050
C1	4,180	0.622	0.00074	994.5
C2	4,200	0.680	0.00035	975

ตารางที่ 3-3 คุณสมบัติของแผ่นเพลทแบบ APV Junior

วัสดุ	สแตนเลส
ความยาว (L_{ch})	0.462 m
ความกว้าง (w)	0.053 m
ความหนา (a)	0.00071 m
ระยะห่างระหว่างเพลท (b)	0.00203 m
เส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า (D_e)	0.00343 m
สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (λ_p)	16.3 W/m K

กระแสมีค่าความจุความร้อนเท่ากันคือ 80 W/K อุณหภูมิเป้าหมายที่ต้องการ คืออุณหภูมิขาออกของกระแสน้ำของไหลร้อน H ที่ 25°C และอุณหภูมิขาออกของกระแสน้ำของไหลเย็นทั้งสองกระแสน้ำที่ 70°C โดยในการแลกเปลี่ยนความร้อนให้เกิดขึ้นภายในชุดแผ่นเพลทแบบ APV Junior และกระแสน้ำของไหลของไหลร้อนไหลผ่านจำนวนครึ่งหนึ่งของช่องทางการไหลทั้งหมด ในลักษณะไหลสวนทางกับของไหลเย็นทั้งสองกระแสน้ำ ให้ทำการคำนวณช่องทางการไหลที่ต้องการสำหรับสภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนใน 4 กรณี ดังตารางที่ 3-1 คุณสมบัติของกระแสน้ำของไหลต่าง ๆ ที่อุณหภูมิเฉลี่ย 50°C ดังตารางที่ 3-2 และคุณสมบัติของแผ่นเพลทแบบ APV Junior ดังตารางที่ 3-3

ตารางที่ 3-1 สภาวะในการออกแบบจำนวนช่องทางการไหล

กรณีที่ 1	กระแสน้ำของไหลเย็นเป็นชนิด C1 ทั้งคู่
กรณีที่ 2	กระแสน้ำของไหลเย็นเป็นชนิด C2 ทั้งคู่
กรณีที่ 3	กระแสน้ำของไหลเย็นเป็นชนิด C1 และ C2
กรณีที่ 4	กระแสน้ำของไหลเย็นเป็นชนิด C1 และ C2

หมายเหตุ : * คือ ค่าความจุความร้อนของกระแสน้ำของไหลร้อน H จาก 160 W/K เป็น 150 W/K และอุณหภูมิขาออกของกระแสน้ำของไหลเย็นเป็น 66.87°C

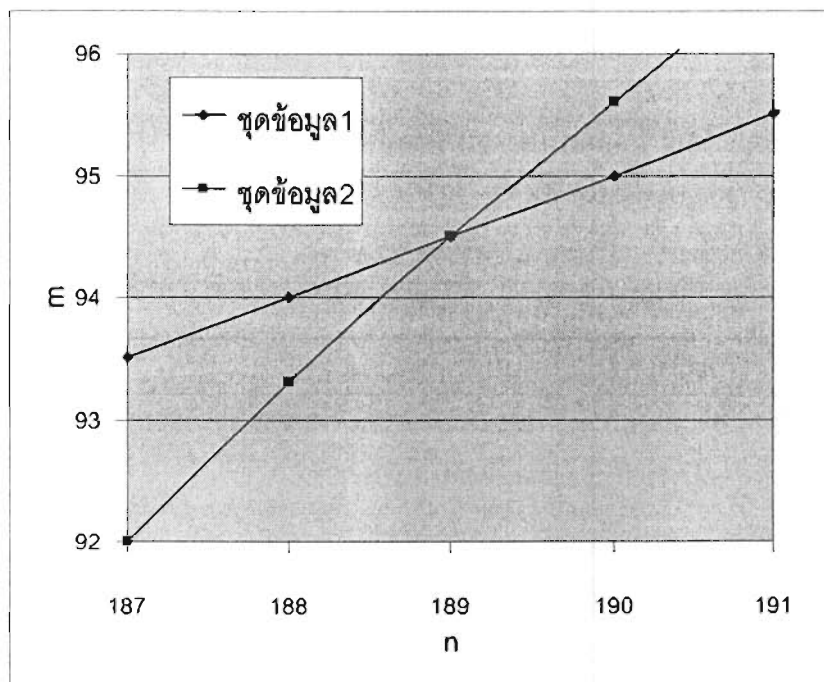
ตารางที่ 3-2 คุณสมบัติของกระแสน้ำของไหล

กระแสน้ำ	C_p (J/kg K)	λ (W/m K)	μ (Pa s)	ρ (kg/m ³)
H	3,800	0.500	0.00120	1,050
C1	4,180	0.622	0.00074	994.5
C2	4,200	0.680	0.00035	975

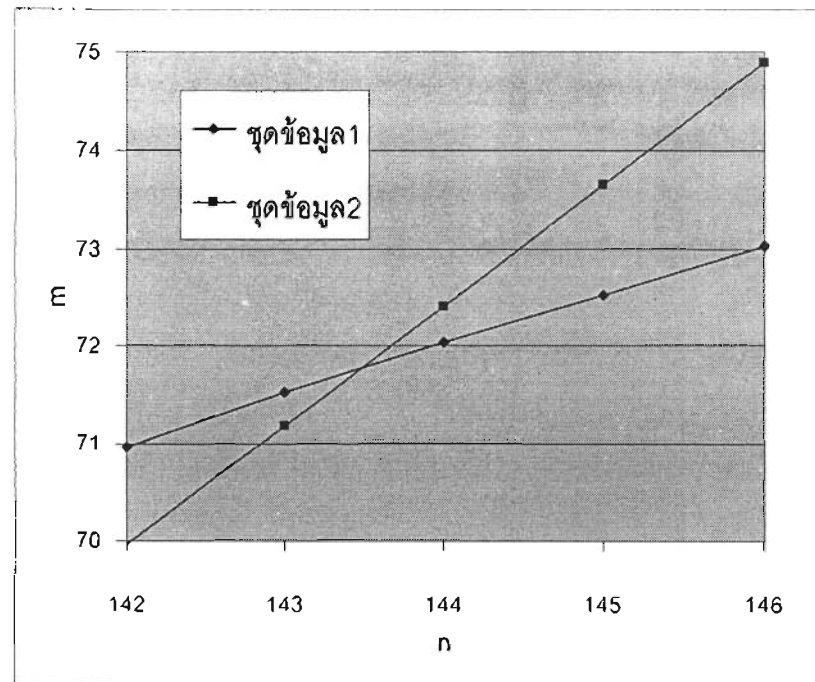
ตารางที่ 3-3 คุณสมบัติของแผ่นเพลทแบบ APV Junior

วัสดุ	สแตนเลส
ความยาว (L_{ch})	0.462 m
ความกว้าง (w)	0.053 m
ความหนา (a)	0.00071 m
ระยะห่างระหว่างเพลท (b)	0.00203 m
เส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า (D_e)	0.00343 m
สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (λ_p)	16.3 W/m K

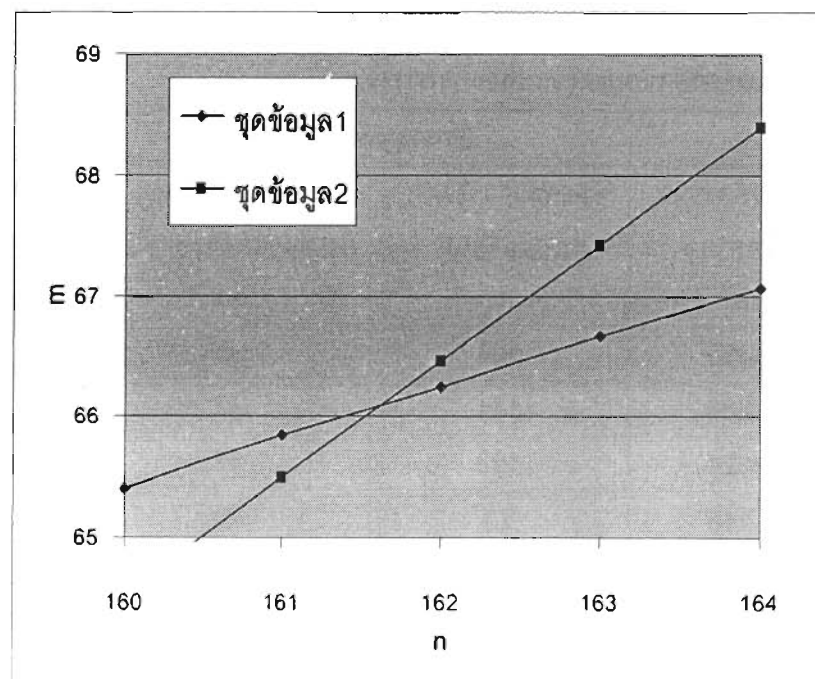
โดยใช้สมการในการออกแบบ ได้แก่ สมการที่ (3-26) หรือ (3-27) และ (3-29) และวิธีการแก้สมการแบบเชิงตัวเลขโดยหาค่าด้วยโปรแกรมคำนวณสำเร็จรูป Microsoft Excel Solver เพื่อหาค่าจำนวนช่องทางการไหลร้อน H คือค่า n และจำนวนช่องทางการไหลเย็น $C1$ คือค่า m ของสมการทั้งสองแล้วนำไปวาดกราฟเพื่อหาจุดตัด ดังแสดงในภาพที่ 3-31 3-32 3-33 และ 3-34 จะได้ผลการคำนวณจำนวนช่องทางการไหลของสภาวะในการออกแบบทั้ง 4 กรณี ดังในตารางที่ 3-4



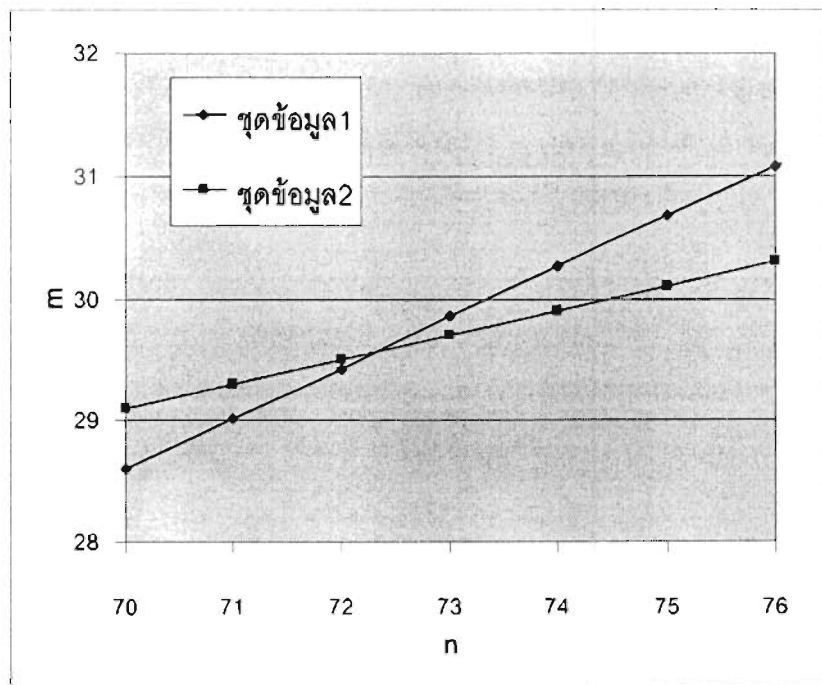
ภาพที่ 3-31 การหาค่าช่องทางการไหลของของไหลร้อน H (n) และช่องทางการไหลของของไหลเย็น $C1$ (m) ในกรณีที่ 1



ภาพที่ 3-32 การหาค่าช่องทางการไหลของของไหลร้อน H (n) และช่องทางการไหลของของไหลเย็น $C1$ (m) ในกรณีที่ 2



ภาพที่ 3-33 การหาค่าช่องทางการไหลของของไหลร้อน H (n) และช่องทางการไหลของของไหลเย็น $C1$ (m) ในกรณีที่ 3



ภาพที่ 3-34 การหาค่าช่องทางการไหลของของไหลร้อน H (n) และช่องทางการไหลของของไหลเย็น $C1$ (m) ในกรณีที่ 4

ตารางที่ 3-4 ผลการคำนวณจำนวนช่องทางการไหล

กรณี	จำนวนช่องทางการไหล			
	ช่องทางการไหลรวม $2n$	ช่องทางการไหลกระแสนอน n	ช่องทางการไหลกระแสน้ำลำดับที่ 1 m	ช่องทางการไหลกระแสน้ำลำดับที่ 2 $n-m$
1	380	190	95	95
2	288	144	72	72
3	324	162	67	95
4	146	73	30	43

จากผลการคำนวณจำนวนช่องทางการไหลในตารางที่ 3-4 สามารถอธิบายรายละเอียดในแต่ละกรณีได้ดังนี้

3.3.5.1 กรณีที่ 1 และกรณีที่ 2

การกำหนดสภาวะการออกแบบในกรณีที่ 1 และ 2 มีวัตถุประสงค์สองประการ ดังนี้

3.3.5.1.1 เพื่อที่จะสามารถตรวจสอบความถูกต้องของสมการในการออกแบบจำนวนช่องทางการไหล ซึ่งในกรณีที่ของไหลเย็นทั้งสองเป็นชนิดเดียวกัน ผลการคำนวณจำนวนช่องทางการไหลของกระแสน้ำของไหลเย็นลำดับที่ 1 และ 2 ควรจะต้องมีจำนวนที่เท่ากัน ซึ่งจากผลการคำนวณในกรณีที่ 1 และ 2 ก็มีค่าเท่ากันที่ 95 ช่องทางการไหล และ 72 ช่องทางการไหล ตามลำดับ ทำให้สามารถเชื่อถือได้ในขั้นหนึ่งว่าสมการในการออกแบบมีความถูกต้อง

3.3.5.1.2 เพื่อการศึกษาผลของค่า Const ซึ่งเป็นกลุ่มตัวแปรตามคุณสมบัติของของไหลและแผ่นเพลท ที่แตกต่างกันของกระแสน้ำของไหลเย็น C1 และ C2 ซึ่งจากผลการคำนวณจะพบว่า จำนวนช่องทางการไหลรวมที่ต้องการของกรณีที่ 1 มีค่ามากกว่ากรณีที่ 2 อยู่ 92 ช่องทางการไหล ในที่นี้สามารถอธิบายได้จากผลของค่า Const ที่แตกต่างกันของกระแสน้ำของไหลเย็นใน 2 กรณี โดยค่าของ $Const_{C1}$ มีค่า 7582.9 ส่วนค่า $Const_{C2}$ มีค่า 9634.7 และเมื่อค่าของ $Const_H$ มีค่าเท่ากันที่ 9472.7 จากสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ค่า Const และค่าจำนวนช่องทางการไหล ดังสมการที่ (3-47) จะพบว่าค่า Const ของกระแสน้ำของไหลเย็นในกรณีที่ 1 ที่มีค่าต่ำกว่าจะส่งผลให้ค่า α_{C1} มีค่าน้อยกว่า ค่า α_{C2} ที่จำนวนช่องทางการไหลเท่ากัน เมื่อต้องการออกแบบให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนในภาวะที่เท่ากัน ในกรณีที่ 1 จึงจะต้องใช้จำนวนช่องทางการไหลที่มากกว่าดังที่ปรากฏ

$$\alpha_{C1} = \frac{Const_{C1}}{m^{0.65}} \quad \text{และ} \quad \alpha_{C2} = \frac{Const_{C2}}{m^{0.65}} \quad (3-47)$$

3.3.5.2 การกำหนดสภาวะการออกแบบในกรณีที่ 3 และ 4 มีวัตถุประสงค์สองประการ ดังนี้

3.3.5.2.1 เพื่อที่จะแสดงถึงสัดส่วนการแบ่งจำนวนช่องทางการไหลในชุดแผ่นเพลท ระหว่างของไหลเย็น 2 กระแส ที่ต่างชนิดกัน ดังเช่นในกรณีที่ 3 พบว่ากระแสน้ำของไหลเย็น C2 มีจำนวนช่องทางการไหลมากกว่ากระแสน้ำของไหลเย็น C1 อยู่ 28 ช่องทางการไหล ซึ่งสอดคล้องกับข้อกำหนดของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่เท่ากันภายในชุดแผ่นเพลท โดยสมการที่ (3-29) แสดงให้เห็นว่ากระแสน้ำของไหลเย็นที่มีค่า Const มากกว่าย่อมต้องถูกกระจายให้ไหลในจำนวนช่องทางการไหลที่มากกว่า ทั้งนี้เพื่อจะก่อให้เกิดความสม่ำเสมอของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมในแต่ละแผ่นเพลท

$$\frac{m^{0.65}}{\text{Const}_{C1}} = \frac{(n-m)^{0.65}}{\text{Const}_{C2}} \quad (3-29)$$

3.3.5.2.2 เพื่อทดสอบการใช้สมการในการออกแบบจำนวนช่องทางการไหลในกรณีที่ค่า $C' = 1$ (กรณีที่ 3) $C' \neq 1$ (กรณีที่ 4) ซึ่งจะพบว่าผลการคำนวณการแบ่งสัดส่วนช่องทางการไหลของกระแสของไหลเย็นทั้งสองเป็นไปในทิศทางเดียวกัน คือ กระแสของไหลเย็น C2 มีจำนวนช่องทางการไหลมากกว่ากระแสของไหลเย็น C1 เนื่องจากผลของค่า Const ที่มากกว่า และในกรณีที่ 4 ต้องการจำนวนช่องทางการไหลรวมน้อยกว่าในกรณีที่ 3 อยู่ 178 ช่องทางการไหล ทั้งนี้เนื่องจากภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนในกรณีที่ 4 น้อยกว่าในกรณีที่ 3 ประมาณ 6.25 เปอร์เซ็นต์

จากวิธีการคำนวณเพื่อประมาณจำนวนช่องทางการไหลที่ต้องการที่ได้นำเสนอในงานวิจัยนี้ จนเห็นได้ว่าในกรณีของรูปแบบการไหลเป็นแบบขนานแบบไหลสวนทางกันและมีจำนวนช่องทางการไหลมากนั้น การใช้สมการความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพเชิงความร้อนและจำนวนหน่วยการถ่ายเทความร้อน ของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันอย่างสมบูรณ์ ก็เป็นทางเลือกหนึ่งที่สะดวกในการประมาณจำนวนช่องทางการไหลที่ต้องการสำหรับภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนที่กำหนด อีกทั้งสมการดังกล่าวยังสามารถประยุกต์ใช้กับการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียวและแบบสองทิศทางดังแสดงในหัวข้อข้างต้น อย่างไรก็ตามในกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยรูปแบบการไหลแบบอื่น ๆ เช่น แบบอนุกรมหรือแบบขนานหลายทิศทาง ผู้ออกแบบจะต้องประยุกต์ใช้โปรแกรมสำเร็จรูป เพื่อแก้ปัญหาแบบจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนในรูปแบบเฉพาะเหล่านั้นต่อไป โดยตัวอย่างของโปรแกรมดังกล่าวสามารถดูได้จาก รายงานวิจัยเรื่อง การออกแบบเบื้องต้นเชิงอุณหภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง

3.4. การวิเคราะห์พินช์

การวิเคราะห์พินช์ (Pinch Analysis) คือ เทคนิคการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์โดยใช้กราฟประเภทหนึ่ง ที่ถูกนำมาใช้อย่างแพร่หลายในการออกแบบกระบวนการเพื่อให้เกิดประสิทธิภาพสูงสุดในสภาวะจำกัดของต้นทุนการผลิต โดยแรกเริ่มในปลายทศวรรษที่ 1970 การวิเคราะห์พินช์ได้ถูกนำมาใช้ในการออกแบบโครงข่ายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell-and-Tub Heat Exchanger Network Design) เพื่อให้เกิดการประหยัดพลังงานสูงสุด เนื่องจากในขณะเวลานั้นได้เกิดวิกฤตการณ์ด้านพลังงาน อย่างไรก็ตามในปัจจุบันได้มีการประยุกต์ใช้การวิเคราะห์พินช์กับงานการออกแบบด้านอื่น ๆ เช่น การออกแบบระบบควบคุมมลภาวะทางอากาศ (Flue Gas Emission Control) การออกแบบแผนผังการใช้น้ำเพื่อ

ลดปริมาณน้ำเสีย (Water Minimization) และการประเมินประสิทธิภาพของระบบบำบัดน้ำเสีย (Evaluation of Waste Treatment Option) เป็นต้น

การประยุกต์ใช้การวิเคราะห์พินช์ของระบบแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นที่รู้จักกันดีในเรื่องของการกำหนดแผนการการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลร้อนและเย็นทั้งหมดในระบบโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งส่วนใหญ่จะประกอบไปด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนแบบสองกระแส โดยเฉพาะอย่างยิ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ในการวิเคราะห์ดังกล่าวจะมีการคำนวณระดับขีดความสามารถของระบบในการดึงกลับพลังงานความร้อนจากกระแสของไหลที่ต้องการลดอุณหภูมิ มาเพิ่มให้กับกระแสของไหลที่ต้องการจะเพิ่มอุณหภูมิ โดยการใช้ค่าแรงขับของอุณหภูมิต่ำสุด (ΔT_{min}) ที่จำเป็นจะต้องกำหนดไว้ให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถดำเนินงานได้ มาเป็นตัวกำหนดเป้าหมายสูงสุดในการดึงกลับพลังงาน (Heat Recovery Target) เมื่อเป้าหมายสูงสุดในการดึงกลับพลังงานได้ถูกกำหนดแล้ว เป้าหมายต่ำสุดในการนำพลังงานเสริมจากภายนอกมาเพิ่มเข้าไปในระบบจะถูกกำหนดได้ทันที นั่นคือเป้าหมายต่ำสุดในการใช้ยูทิลิตี้ (Utility Target) เพื่อทำให้กระแสของไหลทุกกระแสนี้มีอุณหภูมิต่ำสุดท้ายตามที่ต้องการ

3.4.1 หลักการของการวิเคราะห์พินช์

การวิเคราะห์พินช์ในระบบการแลกเปลี่ยนความร้อนมีหลักการที่สำคัญตามข้อที่หนึ่งและสองของเทอร์โมไดนามิกส์ โดยมีการใช้สมการเพื่อคำนวณสมดุลของค่าการเปลี่ยนแปลงของพลังงานเอนทาลปี (ΔH) ที่เกิดขึ้นในกระแสของไหลร้อนและเย็น ที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ของไหลไม่ได้สัมผัสกันโดยตรง และในทิศทางของการถ่ายเทความร้อน จะเป็นทิศทางที่พลังงานความร้อนจะถ่ายเทจากของไหลร้อนไปสู่ของไหลเย็น โดยอุณหภูมิของกระแสของไหลร้อนไม่สามารถถูกทำให้เย็นลงได้ต่ำกว่าอุณหภูมิของกระแสของไหลเย็น และในทางเดียวกัน อุณหภูมิของกระแสของไหลเย็นก็ไม่สามารถทำให้ร้อนขึ้นได้มากกว่าอุณหภูมิของกระแสของไหลร้อน ในทางปฏิบัติเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดต่าง ๆ จะมีช่วงของอุณหภูมิเข้าถึง (Temperature Approach) ที่จะนำไปสู่การกำหนดค่าแรงขับของอุณหภูมิต่ำสุดที่ต้องมีเพื่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อน (Minimum Temperature Approach, ΔT_{min}) ที่ถือเป็นข้อมูลเฉพาะสำหรับสภาวะการทำงานและชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่กำหนด ที่ตำแหน่ง ΔT_{min} นี้เองทำให้เกิดนิยามของจุดพินช์ (Pinch Point) คือ บริเวณการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าแรงขับของอุณหภูมิต่ำสุดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหรือในโครงข่ายของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การวิเคราะห์หาจุดพินช์ของโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใด ๆ มีจุดประสงค์หลักคือ เพื่อประเมินความสามารถในการดึงกลับพลังงานสูญเสียให้สามารถนำมาใช้ประโยชน์ในกระบวนการอีกครั้ง โดยการใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ในการถ่ายเทความร้อนออกจากของไหลร้อนในกระบวนการที่ต้องการทำให้เย็น ไปสู่ของไหลเย็นใน

กระบวนการที่ต้องการทำให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น เพื่อก่อให้เกิดการใช้พลังงานภายนอก (Utilities) มาเสริมในปริมาณต่ำสุด

ในการวิเคราะห์พินช์ จะมีการประยุกต์ใช้ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับพลังงานเอนทาลปีของกระแสของไหลร้อนและเย็นที่เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการกำหนดชนิดที่แน่นอนโดยทั่วไปสามารถแบ่งรูปแบบการวิเคราะห์ออกเป็น 2 รูปแบบ คือ การวิเคราะห์พินช์โดยใช้กราฟคอมโพสิท (Composite Curves) และการวิเคราะห์พินช์โดยวิธีตาราง (Problem Table Algorithm) ผลจากการวิเคราะห์พินช์ด้วยวิธีดังกล่าว คือ เป้าหมายการดึงกลับพลังงานสูงสุด (Energy or Heat Recovery Target) เป้าหมายการใช้ยูทิลิตี้ร้อนและเย็นต่ำสุด (Hot and Cold Utility Target) และบริเวณการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าแรงขับของอุณหภูมิต่ำสุด ก่อนที่จะกล่าวถึงรายละเอียดการวิเคราะห์ใน 2 รูปแบบนั้น คำนิยามต่าง ๆ ที่จำเป็นจะต้องทำความเข้าใจ มีดังต่อไปนี้

3.4.1.1 กระแสของไหลร้อน (Hot Stream) หมายถึง กระแสของไหลในกระบวนการที่ต้องการทำให้อุณหภูมิต่ำลง เช่น สารผลิตภัณฑ์จากเครื่องปฏิกรณ์ที่ต้องการทำให้เย็นลง

3.4.1.2 กระแสของไหลเย็น (Cold Stream) หมายถึง กระแสของไหลในกระบวนการที่ต้องการให้อุณหภูมิสูงขึ้น เช่น สารตั้งต้นในการทำปฏิกิริยาที่ต้องการทำให้ร้อนขึ้นก่อนเข้าเครื่องปฏิกรณ์

3.4.1.3 กระแสยูทิลิตี้ร้อน (Hot Utility) หมายถึง กระแสของไหลสาธารณประโยชน์ที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนให้กับกระแสของไหลเย็นในกระบวนการ เช่น ไอน้ำร้อน น้ำร้อน และอากาศร้อน เป็นต้น

3.4.1.4 กระแสยูทิลิตี้เย็น (Cold Utility) หมายถึง กระแสของไหลสาธารณประโยชน์ที่ใช้ในการระบายความร้อนออกจากกระแสของไหลร้อนในกระบวนการ เช่น น้ำหล่อเย็น อากาศ และสารทำความเย็น เป็นต้น

3.4.1.5 อุณหภูมิเริ่มต้น (Supply Temperature, T_s) หมายถึง อุณหภูมิของกระแสของไหลก่อนเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน

3.4.1.6 อุณหภูมิสุดท้าย (Target Temperature, T_T) หมายถึง อุณหภูมิของกระแสของไหลก่อนเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน

3.4.1.7 ค่าความจุความร้อน (Heat Capacity Flowrate, CP) หมายถึง อัตราการไหลเชิงความร้อนของของไหล ซึ่งเป็นผลคูณระหว่าง อัตราการไหลเชิงมวล $\dot{m}$ กับค่าความจุความร้อนจำเพาะ C_p ของกระแสของไหลใด ๆ

$$CP = \dot{m}C_p \quad (3-48)$$

การเปลี่ยนแปลงพลังงานเอนทาลปีจากกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อน (Enthalpy Change, ΔH) สามารถกำหนดได้จากกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์

$$\Delta H = Q \pm W \quad (3-49)$$

ในการแลกเปลี่ยนความร้อนใด ๆ ที่ไม่มีงานทางกลภายนอกกระทำและไม่มีงานทางกลภายในเกิดขึ้น $W = 0$ ดังนั้น

$$\Delta H = Q \quad (3-50)$$

โดย Q คือ ความร้อนที่ถ่ายเทเข้าหรือออกจากกระแสน้ำไหลในกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้น ค่าการเปลี่ยนแปลงพลังงานเอนทาลปีสามารถแสดงในเทอมของความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) ได้ดังนี้

$$\Delta H = Q = CP(T_T - T_S) \quad (3-51)$$

ค่าแรงขับของอุณหภูมิต่ำ (Minimum Temperature Difference, $\Delta T_{\min}$) สามารถกำหนดได้จากสภาวะของการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งในงานวิจัยฉบับนี้ได้มีการกำหนดสภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบการไหลสวนทางกันอย่างสมบูรณ์ ดังนั้นค่าแรงขับอุณหภูมิต่ำสุดสามารถถูกกำหนดได้จากค่าความแตกต่างของอุณหภูมิแบบล็อกมีน (Log Mean Temperature Difference, LMTD) ดังนี้

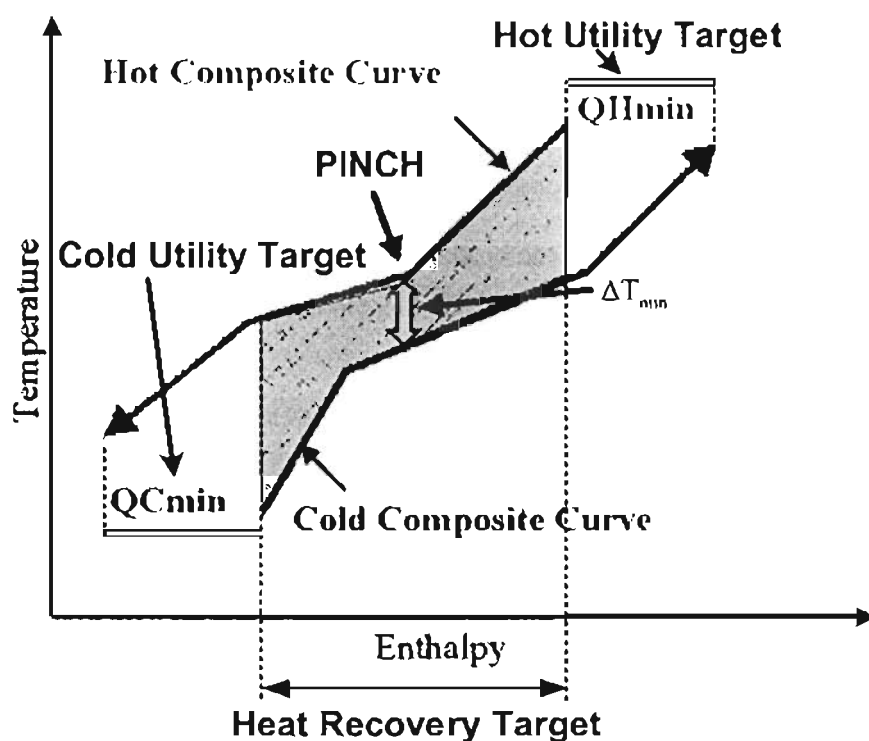
$$Q = UALMTD \quad (3-52)$$

เมื่อ U คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมซึ่งขึ้นอยู่กับ ความเร็วในการไหล คุณสมบัติของของไหล และคุณสมบัติของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, $W/m^2 K$
 A คือ พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อน, m^2

3.4.2 การวิเคราะห์พินช์โดยใช้กราฟคอมโพสิท

กราฟคอมโพสิท (Composite Curves) คือ กราฟที่นำเสนอความสัมพันธ์ระหว่าง อุณหภูมิและค่าพลังงานเอนทาลปี (T-H Diagram) ของกระแสน้ำไหลร้อนและเย็นที่เกี่ยวข้องในโครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อที่จะสามารถมองหาเป้าหมายที่เป็นไปได้ในการดึง

กลับพลังงานมาใช้ประโยชน์อีกครั้ง ในการวิเคราะห์พินช์โดยใช้กราฟคอมโพสิทนั้น กราฟคอมโพสิทรวมของกระแสของไอลร้อนและกราฟคอมโพสิทรวมของกระแสของไอลเย็นจะต้องถูกกำหนดอยู่บนแกนเดียวกัน ดังแสดงเป็นตัวอย่างในภาพที่ 3-35



ภาพที่ 3-35 ตัวอย่างการใช้กราฟคอมโพสิทรวมของกระแสของไอลร้อนและเย็นเพื่อหาเป้าหมายในการดึงกลับพลังงาน

กราฟคอมโพสิทรวมของกระแสของไอลร้อนและกราฟคอมโพสิทรวมของกระแสของไอลเย็น เมื่อถูกเคลื่อนมาใกล้กันตามแนวแกน x ณ ตำแหน่งแรกที่กราฟทั้งสองเคลื่อนมาอยู่ใกล้กันมากที่สุดถึงสัมผัสกันได้บนแนวแกน y จะเรียกตำแหน่งนี้ว่าจุดพินช์ (Pinch Point) ซึ่งระยะห่างตามแนวแกน y หรือตามสเกลของอุณหภูมิที่ระยะ x ใด ๆ จะแสดงถึงแรงขับของอุณหภูมิเมื่อมีการกำหนดให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไอลร้อนที่อยู่ในแนวตั้งเดียวกันกับของไอลเย็น ดังนั้นในทางปฏิบัติของการแลกเปลี่ยนความร้อนในโครงข่ายใด ๆ ณ บริเวณจุดพินช์จะต้องยินยอมให้มีระยะห่างตามแนวแกน y ค่าหนึ่ง ซึ่งถูกกำหนดได้โดยค่าแรงขับของอุณหภูมิต่ำสุดที่ต้องมีสำหรับการถ่ายเทความร้อนจากของไอลร้อนไปยังของไอลเย็นภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่กำหนด อย่างไรก็ตามในการเคลื่อนกราฟคอมโพสิทรวมของกระแสของไอลร้อนและเย็นมาใกล้หรือซ้อนทับกันนั้น ยิ่งกราฟทั้งสองสามารถซ้อนทับกันในแนวแกน x หรือ แนวแกนเอนทาลปีได้มากเท่าไรก็จะเป็นการแสดงถึงปริมาณของพลังงานสูญเสียที่

สามารถนำกลับมาใช้ในรูปแบบของการให้ความร้อนจากกระแสของไหลร้อนไปยังกระแสของไหลของไหลเย็นที่มากขึ้น ซึ่งแสดงได้ในเทอมของ Energy Recovery Target ดังแสดงในภาพที่ 3-35 และในขณะเดียวกันความต้องการในการใช้แหล่งพลังงานภายนอกก็จะลดลง แสดงได้ในเทอมของ Hot and Cold Utility Targets ดังแสดงในภาพเดียวกัน

โดยทั่วไปนั้น ขั้นตอนในการสร้างกราฟคอมโพสิทรวมของกระแสของไหลร้อนและเย็นสามารถดำเนินการด้วยวิธีการ ดังตัวอย่างต่อไปนี้

3.4.2.1 ขั้นตอนที่หนึ่ง

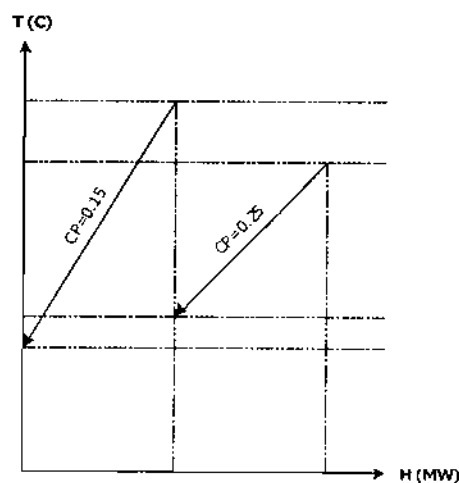
กำหนดค่าอุณหภูมิเริ่มต้นและอุณหภูมิสุดท้ายที่สอดคล้องกับค่าการเปลี่ยนแปลงพลังงานเอนทาลปี (สมการที่ (3-51)) ของกระแสของไหลชนิดเดียวกันในกราฟ T-H Diagram แล้วทำการวาดเส้นกราฟของแต่ละกระแสของไหลให้ต่อกันตามแนวแกน x ดังแสดงเป็นเส้นทึบในภาพที่ 3-36 และ 3-37

3.4.2.2 ขั้นตอนที่สอง

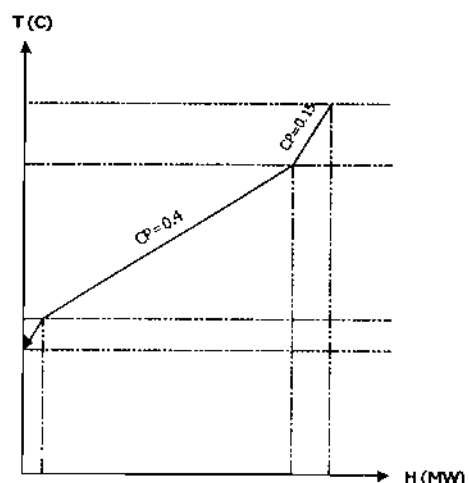
กำหนดช่วงของอุณหภูมิตามแนวแกน y ที่ ณ ตำแหน่งของค่าอุณหภูมิเริ่มต้นและอุณหภูมิสุดท้ายของแต่ละกระแสของไหล ดังแสดงเป็นเส้นประในภาพที่ 3-36 และ 3-37

3.4.2.3 ขั้นตอนที่สาม

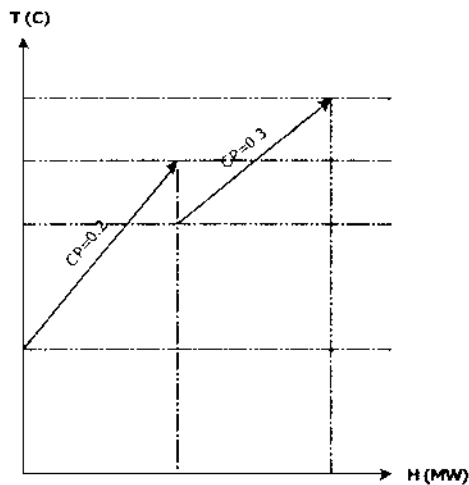
ในแต่ละช่วงอุณหภูมิ ให้พิจารณาว่าช่วงอุณหภูมิไหนที่มีเส้นทึบแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของกระแสของไหลมากกว่าหนึ่งกระแส ให้ทำการรวมเส้นทึบดังกล่าวให้เป็นเส้นเดียวกัน โดยทำการรวมค่าความจุความร้อนของกระแสของไหลดังกล่าวเข้าด้วยกัน ดังแสดงในภาพที่ 3-37 และ 3-39 ซึ่งก็คือกราฟคอมโพสิทรวมของกระแสของไหลร้อนและกระแสของไหลเย็น ตามลำดับ



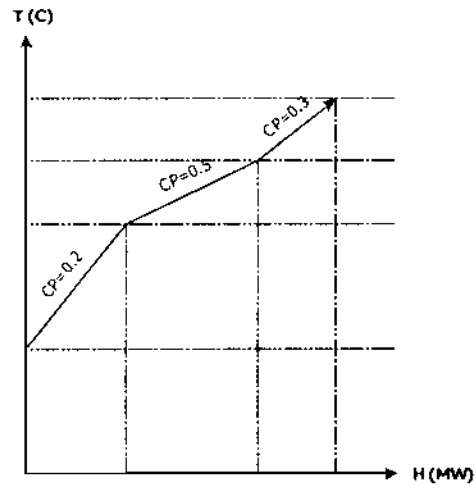
ภาพที่ 5-36 เส้นกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของกระแสของไหลร้อน



ภาพที่ 3-37 กราฟคอมโพสิทรวมของกระแสของไหลร้อน



ภาพที่ 3-38 เส้นกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลง
อุณหภูมิของกระแสของไหลเย็น

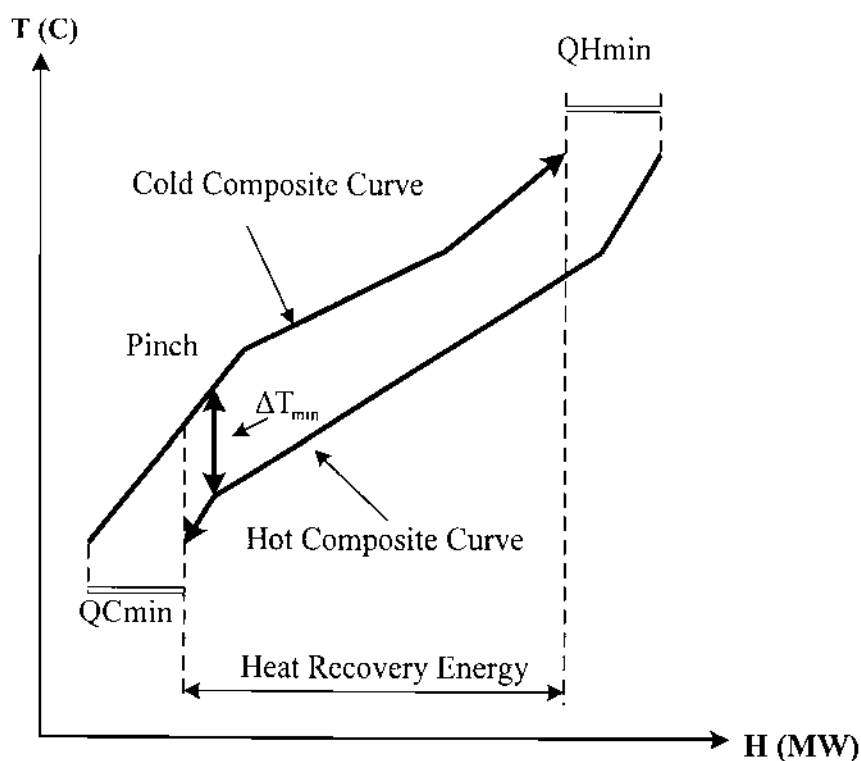


ภาพที่ 3-39 กราฟคอมโพสิทรวมของกระแส
ของไหลเย็น

จากภาพที่ 3-37 และ 3-39 ค่าความชันของเส้นกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ
กระแสของไหลสามารถแสดงได้ดังสมการที่ (3-35) นั่นคือ ค่าส่วนกลับของค่าความจุความร้อน
ดังนั้นถ้าของไหลมีส่วนประกอบใกล้เคียงกันหรือเป็นสารชนิดเดียวกันจะสามารถวิเคราะห์ค่า
ความชันของกราฟได้ว่า กระแสของไหลที่มีค่าอัตราการไหลเชิงมวลมากกว่า เส้นกราฟของ
กระแสของไหลนั้นย่อมมีค่าความชันน้อยกว่ากระแสของไหลที่มีอัตราการไหลเชิงมวลน้อย

$$\frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{\Delta T}{\Delta H} = \frac{\Delta T}{C_P \Delta T} = \frac{1}{C_P} = \frac{1}{\dot{m} C_P} \quad (3-53)$$

เมื่อนำเส้นกราฟคอมโพสิทรวมของกระแสของไหลร้อนและกระแสของไหลเย็นมาวาดให้
อยู่ในกราฟ T-H Diagram รูปเดียวกัน ก็จะได้กราฟคอมโพสิทของโครงข่ายการถ่ายเทความ
ร้อน ดังแสดงในภาพที่ 3-39 ที่สามารถวัดค่าเป้าหมายการดึงกลับพลังงานสูงสุด และเป้าหมาย
การใช้ยูนิตฮีตริ้นและเย็นต่ำสุด ณ ค่าแรงขับของอุณหภูมิต่ำสุดที่กำหนดได้



ภาพที่ 3-40 กราฟคอมโพสิตของโครงข่ายการถ่ายเทความร้อน

3.4.3 การวิเคราะห์พินช์โดยวิธีทางตาราง

ในกรณีที่โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนมีจำนวนกระแสของไหลเกี่ยวข้องเป็นจำนวนมาก การวิเคราะห์พินช์โดยใช้กราฟคอมโพสิตจะมีความยุ่งยากในการสร้างกราฟ ในกรณีนี้ การวิเคราะห์หาเป้าหมายทางพลังงานต่าง ๆ และบริเวณของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าแรงขับของอุณหภูมิต่ำสุดนั้น สามารถประยุกต์ใช้การวิเคราะห์พินช์ด้วยวิธีทางตาราง ที่มีขั้นตอนดังจะได้แสดงโดยใช้ตัวอย่างต่อไปนี้

3.4.3.1 ขั้นตอนที่หนึ่ง

ทำการปรับค่าอุณหภูมิเริ่มต้นและค่าอุณหภูมิสุดท้ายของแต่ละกระแสของไหล ให้เป็นอุณหภูมิปรับแก้ T^* (Shift Temperature) โดยใช้แฟกเตอร์ ดังนี้

$$\text{กระแสของไหลเย็น} \quad T^* = T + \frac{\Delta T_{\min}}{2} \quad (3-54)$$

$$\text{กระแสของไหลร้อน} \quad T^* = T - \frac{\Delta T_{\min}}{2} \quad (3-55)$$

ผลการปรับแก้ดังแสดงในตารางที่ 3-5

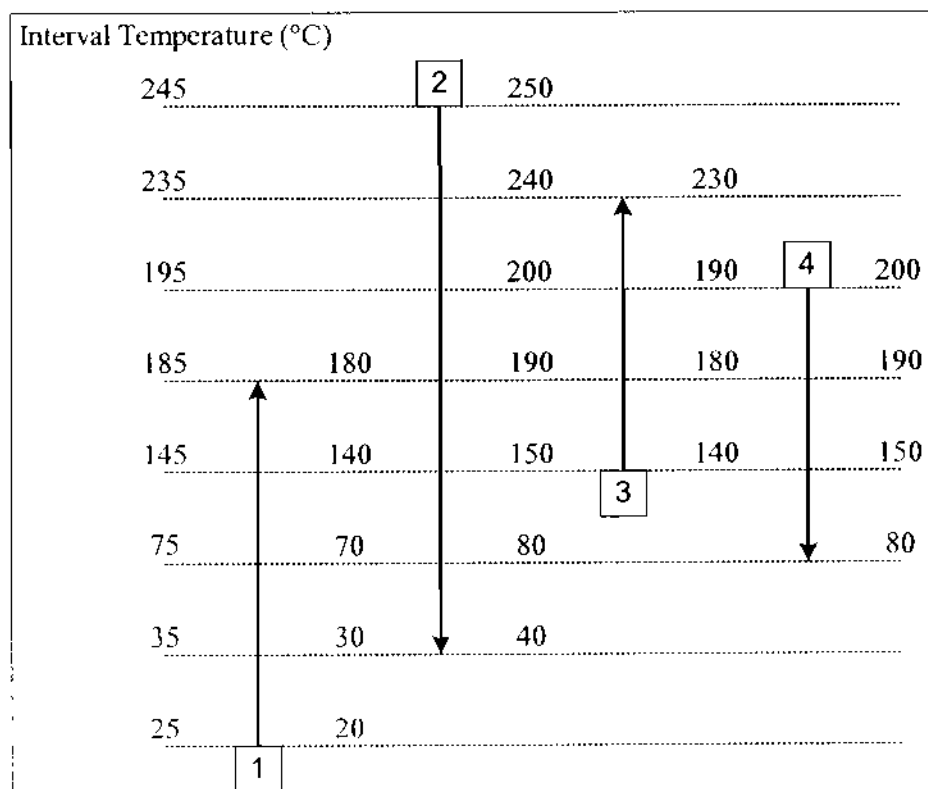
ตารางที่ 3-5 แสดงผลการปรับค่าอุณหภูมิเป็นอุณหภูมิปรับแก้ (ΔT_{min})

กระแส	ชนิด	CP (W/K)	T_s (°C)	T_T (°C)	T_s' (°C)	T_T' (°C)
1	เย็น	0.20	20	180	25	185
2	ร้อน	0.15	250	40	245	35
3	เย็น	0.30	140	230	145	235
4	ร้อน	0.25	200	80	195	75

หมายเหตุ : ตัวห้อย S และ T แสดงถึง ค่าอุณหภูมิเริ่มต้นและค่าอุณหภูมิสุดท้าย ตามลำดับ

3.4.3.2 ขั้นตอนที่สอง

กำหนดเส้นประแสดงช่วงของอุณหภูมิปรับแก้ที่เกิดขึ้นทั้งหมดในแนวนอน x แล้วทำการสร้างเส้นแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิปรับแก้ของแต่ละกระแสของไหลในแนวนอน y ดังในภาพที่ 3-41



ภาพที่ 3-41 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิรับแก้ของแต่ละกระแสของไหล

3.4.3.3 ขั้นตอนที่สาม

คำนวณสมดุลพลังงานในแต่ละช่วงของอุณหภูมิปรับแก้ที่เกิดขึ้นทั้งหมดจากสมการที่ (3-56)

$$\Delta H_{\text{Interval}} = (\sum CP_C - \sum CP_H)_{\text{Interval}} \Delta T_{\text{Interval}} \quad (3-56)$$

โดย ตัวห้อย C และ H แสดงถึง กระแสของไหลเย็นและร้อน ตามลำดับ ผลการคำนวณสมดุลพลังงานในแต่ละช่วงของอุณหภูมิปรับแก้ แสดงได้ในภาพที่ 3-42

Interval Temperature (°C)	Stream Population	$\Delta T_{\text{Interval}}$ (°C)	$\sum CP_C - \sum CP_H$ (MW/°C)	$\Delta H_{\text{Interval}}$ (MW)	Surplus/Deficit
245	2				
235		10	-0.15	-1.5	Surplus
195	4	40	0.15	6.0	Deficit
185		10	-0.1	-1.0	Surplus
145	3	40	0.1	4.0	Deficit
75		70	-0.2	-14.0	Surplus
35	1	40	0.05	2.0	Deficit
25		10	0.2	2.0	Deficit

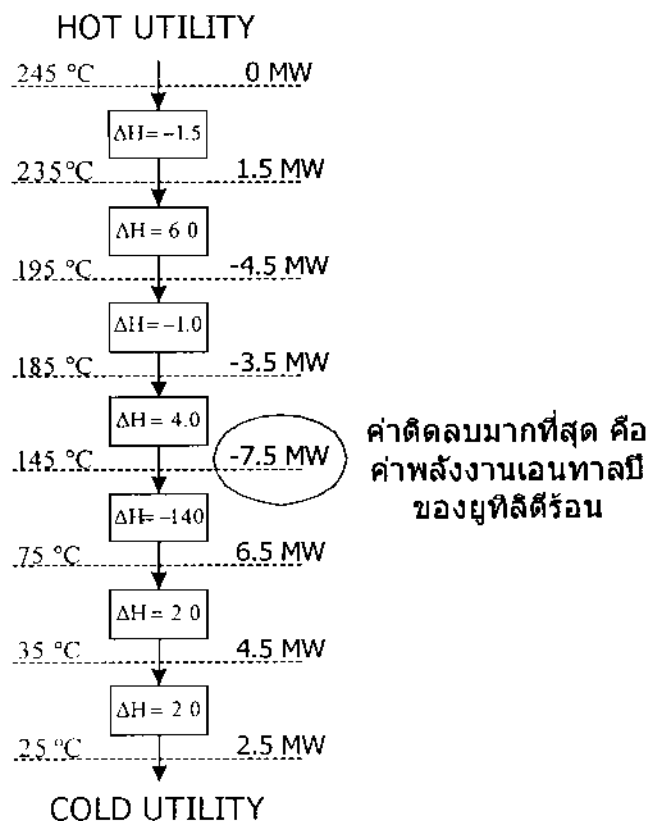
ภาพที่ 3-42 ผลการคำนวณสมดุลพลังงานในแต่ละช่วงของอุณหภูมิปรับแก้

Surplus และ Deficit ในคอลัมน์สุดท้ายของภาพที่ 3-42 หมายถึง การบอกสถานะทางพลังงานในช่วงของอุณหภูมิปรับแก้ใด ๆ ในกรณีที่ค่า $\Delta H_{\text{Interval}}$ ของช่วงอุณหภูมินั้นมีค่าเป็นบวก แสดงให้ค่าพลังงานที่ต้องการเพื่อทำให้กระแสของไหลเย็นมีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิเป้าหมายของช่วงอุณหภูมินั้น มีค่ามากกว่าค่าพลังงานที่กระแสของไหลร้อนจะถ่ายเทออกเพื่อให้ได้อุณหภูมิเป้าหมายที่กำหนดในช่วงอุณหภูมิเดียวกัน ในกรณีนี้สถานะทางพลังงานจะ

เป็น Deficit Energy หรือ สภาวะการขาดแคลนพลังงาน ในทางตรงกันข้ามถ้าค่า $\Delta H_{\text{interval}}$ ของช่วงอุณหภูมิมีค่าเป็นลบ ค่าพลังงานที่ต้องการเพื่อทำให้กระแสของไหลเย็นมีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิเป้าหมายของช่วงอุณหภูมินั้น มีค่าน้อยกว่าค่าพลังงานที่กระแสของไหลร้อนจะต้องถ่ายเทออก เพื่อให้ได้อุณหภูมิเป้าหมายที่กำหนดในช่วงอุณหภูมิเดียวกัน ในกรณีนี้สถานะทางพลังงานจะเป็น Surplus Energy หรือ สภาวะการมีพลังงานมากเกินไป

3.4.3.4 ขั้นตอนที่สี่

จัดเรียงพลังงานเอนทาลปี หรือ $\Delta H_{\text{interval}}$ ลงในช่วงของอุณหภูมิปรับแก้ตามแนวตั้งโดยเรียงจากอุณหภูมิสูงไปหาอุณหภูมิต่ำ แล้วทำการสมมติให้ในเบื้องต้นไม่ได้มีการใช้ยูทิลิตี้ร้อน เพื่อให้ความร้อนแก่โครงข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้น ยูทิลิตี้ร้อนจึงมีค่าเป็นศูนย์ ถ้าพิจารณาให้พลังงานที่เหลือใช้ในช่วงของอุณหภูมิสูงสามารถนำไปใช้ให้กับช่วงอุณหภูมิต่ำกว่าได้ ดังนั้นจะได้ว่า พลังงานสุทธิในแต่ละช่วงอุณหภูมิสามารถแสดงได้โดยการลบค่าพลังงานลงมาในแนวตั้ง (Heat Cascade) ดังภาพที่ 3-43 และจะได้ว่าค่าติดลบมากที่สุดของพลังงานเอนทาลปี คือ ค่าพลังงานยูทิลิตี้ร้อนน้อยที่สุดที่ต้องการจากภายนอก เพื่อให้โครงข่ายสามารถดึงกลับพลังงานมาใช้ประโยชน์ได้สูงสุด ณ ที่ค่าแรงขับอุณหภูมิต่ำสุดที่กำหนด

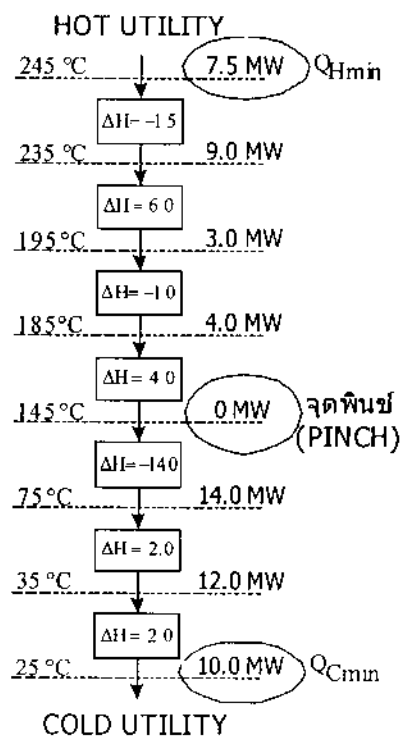


ภาพที่ 3-43 แสดงการจัดเรียงค่าพลังงานเอนทาลปีเพื่อหาเป้าหมายต่ำสุดของการใช้ยูทิลิตี้ร้อน

3.4.3.5 ขั้นตอนที่ทำ

จัดเรียงค่าพลังงานเอนทาลปี หรือ $\Delta H_{\text{Interval}}$ อีกครั้ง โดยใช้ค่ายูทิลิตี้ร้อนที่เป็นค่าบวก ในปริมาณที่เท่ากับค่าติดลบที่มากที่สุดของพลังงานสุทธิในภาพที่ 3-43 (7.5 MW) แล้วทำการ ลบค่าพลังงานลงมาในแนวตั้งอีกครั้ง ดังภาพที่ 3-44 จะได้ค่าพลังงานสุทธิในแต่ละช่วงอุณหภูมิ จะมีค่าเป็นบวกทั้งสิ้น และที่ค่าอุณหภูมิปรับแก้อุณหภูมิหนึ่งค่าพลังงานสุทธิจะมีค่าเป็นศูนย์ (145°C) ซึ่งก็คือ จุดพินช์

จากภาพที่ 3-44 เป้าหมายของการใช้ยูทิลิตี้ร้อน Q_{Hmin} และยูทิลิตี้เย็น Q_{Cmin} สามารถ อ่านค่าได้จากค่าพลังงานสุทธิที่ ณ อุณหภูมิปรับแก้สูงสุดและต่ำสุดตามลำดับ นอกจากนั้น อุณหภูมิที่บริเวณจุดพินช์ยังสามารถระบุได้จากอุณหภูมิปรับแก้ที่ตรงกับค่าพลังงานสุทธิเป็น ศูนย์ แล้วทำการเปลี่ยนกลับไปเป็นอุณหภูมิจริงโดยใช้สมการที่ (3-54) และ (3-55) นั่นคือ ค่า อุณหภูมิที่จุดพินช์ของกระแสของไหลร้อนเท่ากับ 150°C และค่าอุณหภูมิที่จุดพินช์ของกระแส ของไหลเย็นเท่ากับ 140°C



ภาพที่ 3-44 แสดงการจัดเรียงค่าพลังงานเอนทาลปีเพื่อหาเป้าหมายต่ำสุดของการใช้ยูทิลิตี้

การวิเคราะห์พินช์โดยวิธีทางตารางดังที่ได้กล่าวมาแล้วนั้น ก่อให้เกิดความสับสนในการ มองหาเป้าหมายของการใช้พลังงานภายนอกคือเป้าหมายของการใช้ยูทิลิตี้ร้อน Q_{Hmin} และ ยูทิลิตี้เย็น Q_{Cmin} และบริเวณของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าแรงขับเคลื่อนของอุณหภูมิต่ำสุดคือ

จุดพินช์ ซึ่งข้อมูลดังกล่าว จะได้นำไปใช้ในการออกแบบการจับคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็นในหัวข้อต่อไป

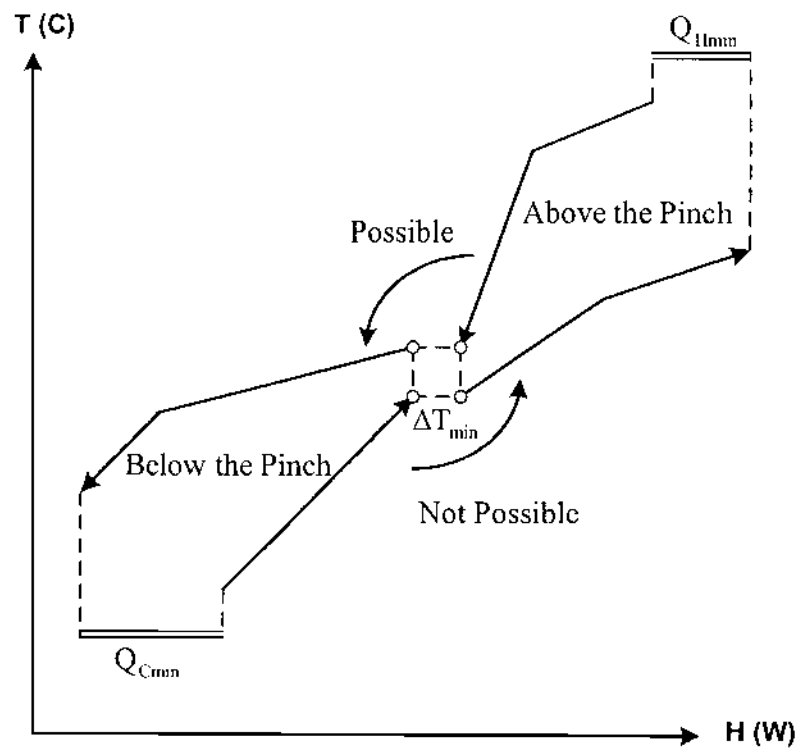
3.4.4 การออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน

สำหรับในงานวิจัยฉบับนี้ การออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน หมายถึงการกำหนดคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลร้อนและกระแสของไหลเย็น เพื่อก่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนตามเป้าหมายของการดึงกลับพลังงานสูงสุด และในขณะเดียวกันมีการใช้พลังงานยูทิลิตี้ภายนอกต่ำสุดตามที่ได้จากการวิเคราะห์พินช์โดยใช้กราฟคอมโพสิต หรือการใช้ตาราง

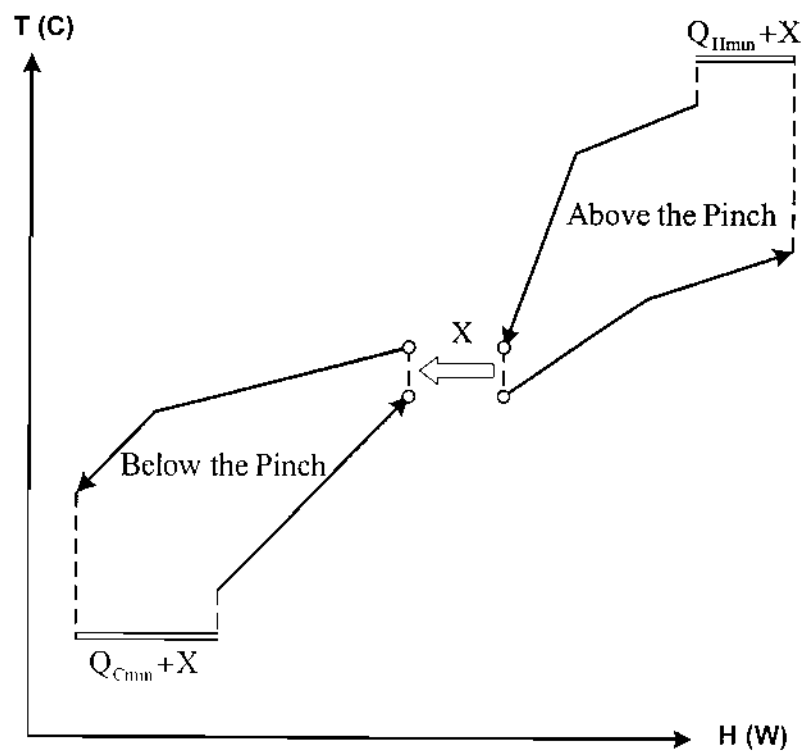
โดยทั่วไป ในการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบไปด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สามารถรองรับกระแสของไหลได้ 2 กระแสนั้น ได้มีการประยุกต์ใช้แผนผังกริด (Grid Diagram) เพื่อนำเสนอการจับคู่แลกเปลี่ยนความร้อน โดยมีเงื่อนไขเพื่อประกันการใช้พลังงานให้ได้ตามเป้าหมายแบ่งได้ 3 ข้อ ดังนี้

3.4.4.1 ห้ามไม่ให้มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใดที่ถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์

ความเป็นไปได้ของการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์สามารถถ่ายเทจากบริเวณช่วงอุณหภูมิที่สูงกว่าจุดพินช์ (Above the Pinch) สู่บริเวณช่วงอุณหภูมิที่ต่ำกว่าจุดพินช์ (Below the Pinch) เท่านั้น ไม่สามารถถ่ายเทความร้อนจากบริเวณช่วงอุณหภูมิที่ต่ำกว่าจุดพินช์ (Below the Pinch) ขึ้นบริเวณช่วงอุณหภูมิที่สูงกว่าจุดพินช์ (Above the Pinch) ได้ดังแสดงในภาพที่ 3-45 อย่างไรก็ตามหากมีการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์ ดังแสดงในภาพที่ 3-46 เมื่อ X ค่าพลังงานความร้อนที่ข้ามจุดพินช์ส่งผลให้ยูทิลิตี้ร้อน Q_{Hmin} และยูทิลิตี้เย็น Q_{Cmin} มีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ $Q_{Hmin} + X$ และ $Q_{Cmin} + X$ เช่นกัน ดังนั้นทำให้พลังงานความร้อนส่วนนี้ถูกถ่ายเทออกภายนอกกระบวนการโดยไม่ได้นำไปใช้ประโยชน์ เป็นการเน้นให้เห็นว่าการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่สามารถนำเอาพลังงานความร้อนไปใช้ประโยชน์ได้มากที่สุดนั้นคือการออกแบบที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์



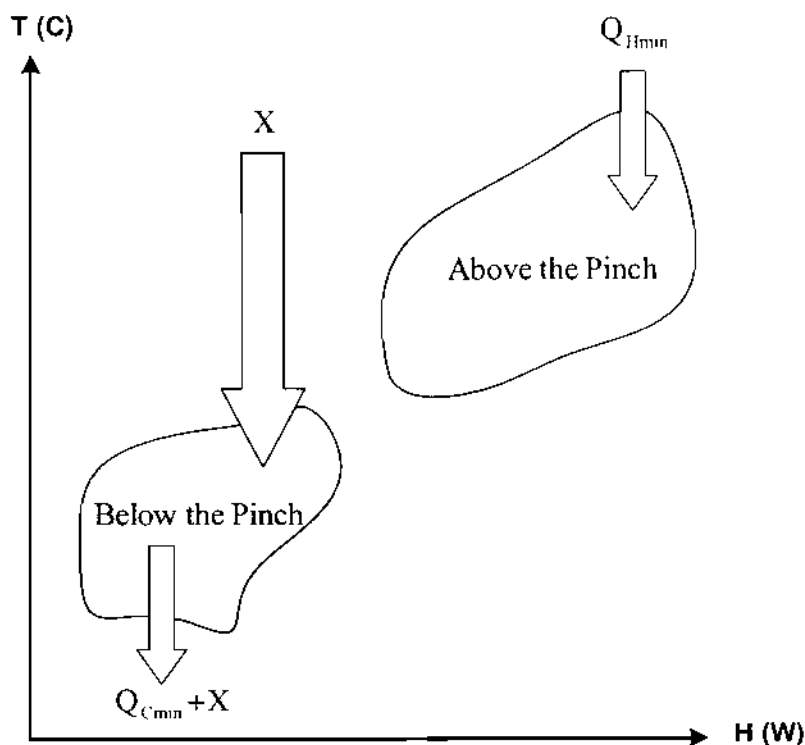
ภาพที่ 3-45 ความเป็นไปได้ของการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์



ภาพที่ 3-46 ผลลัพธ์ของการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์

3.4.4.2 ห้ามไม่ให้มีการใช้ยูทิลิตี้ร้อนในการให้ความร้อน ณ บริเวณช่วงอุณหภูมิที่ต่ำกว่าจุดพินช์

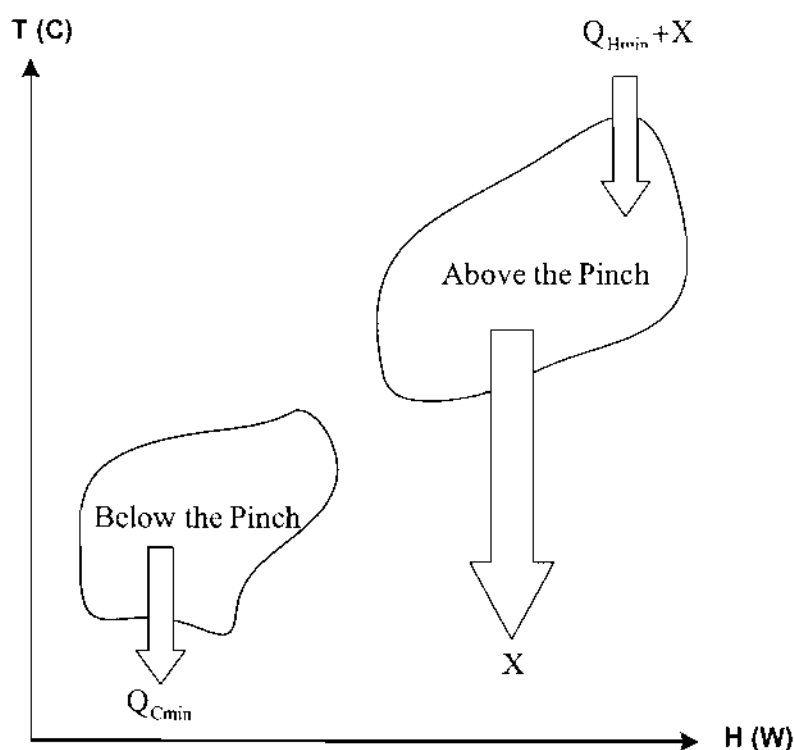
ยูทิลิตี้ร้อนเป็นยูทิลิตี้ที่ใช้งานบริเวณช่วงอุณหภูมิที่สูงกว่าจุดพินช์ แต่เมื่อนำมาใช้งานบริเวณช่วงอุณหภูมิที่ต่ำกว่าจุดพินช์ ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์ เมื่อ X ค่าพลังงานความร้อน ของยูทิลิตี้ร้อนที่ใช้งานบริเวณช่วงอุณหภูมิที่สูงกว่าจุดพินช์ ทำให้อุทิลิตี้เย็นต้องรับภาระทางความร้อนเพิ่มขึ้นเท่ากับ X ดังนั้นทำให้พลังงานความร้อนส่วนนี้ถูกถ่ายเทออกภายนอกกระบวนการโดยไม่ได้นำไปใช้ประโยชน์ ดังแสดงในภาพที่ 3-47



ภาพที่ 3-47 ผลลัพธ์ของการใช้ยูทิลิตี้ร้อนในการให้ความร้อน ณ บริเวณช่วงอุณหภูมิที่ต่ำกว่าจุดพินช์

3.4.4.3 ห้ามไม่ให้มีการใช้ยูทิลิตี้เย็นในการรับความร้อน ณ บริเวณช่วงอุณหภูมิที่สูงกว่าจุดพินช์

ยูทิลิตี้เย็นเป็นยูทิลิตี้ที่ใช้งานบริเวณช่วงอุณหภูมิที่ต่ำกว่าจุดพินช์ แต่เมื่อนำมาใช้งานบริเวณช่วงอุณหภูมิที่สูงกว่าจุดพินช์ ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์ เมื่อ X ค่าพลังงานความร้อน ของยูทิลิตี้เย็นที่ใช้งานบริเวณช่วงอุณหภูมิที่สูงกว่าจุดพินช์ ทำให้อุทิลิตี้ร้อนต้องรับภาระทางความร้อนเพิ่มขึ้นเท่ากับ X ดังนั้นทำให้พลังงานความร้อนส่วนนี้ถูกถ่ายเทออกภายนอกกระบวนการโดยไม่ได้นำไปใช้ประโยชน์ ดังแสดงในภาพที่ 3-48



ภาพที่ 3-48 ผลลัพธ์ของการใช้ทูลิตีเย็นในการรับความร้อน ณ บริเวณช่วงอุณหภูมิที่สูงกว่าจุดพินช์

ในการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยทำตามเงื่อนไขดังกล่าวข้างต้นนั้น ในทางปฏิบัติสามารถกระทำได้ โดยการจับคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลร้อนและกระแสของไหลเย็นที่ปรากฏอยู่ตรงกันในแนวตั้งของกราฟคอมโพสิต ทั้งนี้จะได้เป็นการกระจายภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนและแรงขับของอุณหภูมิให้เป็นไปอย่างสม่ำเสมอในคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนใด ๆ โดยมีคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนบริเวณจุดพินช์เท่านั้น ที่มีค่าแรงขับของอุณหภูมิต่ำกว่าบริเวณอื่น ๆ อย่างไรก็ตามก่อนการจับคู่ดังกล่าวควรจะต้องมีการแบ่งช่วงของการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยขอบเขตของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถถูกกำหนดได้โดยเส้นตรงที่ลากผ่านจุดทุกจุดที่มีการเปลี่ยนแปลงของค่าความชันของกราฟคอมโพสิตรวมของกระแสของไหลร้อน และกราฟคอมโพสิตรวมของกระแสของไหลเย็น

3.4.5 ตัวอย่างของการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน

ในการแสดงตัวอย่างของการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้ จะใช้การออกแบบโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ประกอบไปด้วยกระแสของไหล 3 กระแส ไม่นับรวมกระแสทูลิตี โดยในที่นี้สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 กรณี คือ

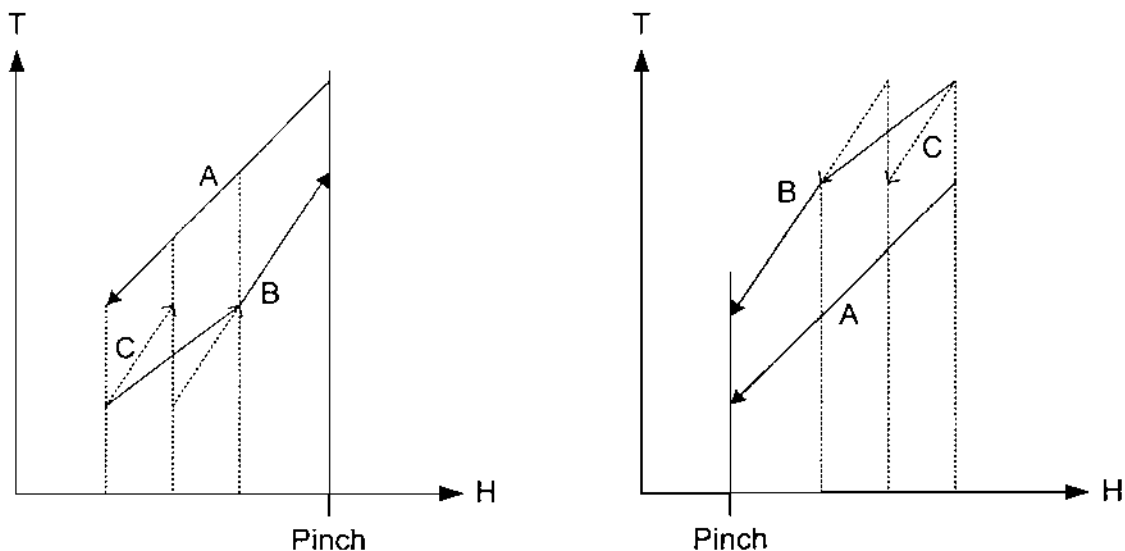
3.4.5.1 กรณีที่ 1 ในโครงข่ายของการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน ประกอบด้วยกระแสของไหลร้อน 1 กระแส และกระแสของไหลเย็น 2 กระแส

3.4.5.2 กรณีที่ 2 ในโครงข่ายของการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน ประกอบด้วยกระแสของไหลร้อน 2 กระแส และกระแสของไหลเย็น 1 กระแส

ในการนำเสนอการออกแบบด้วยแผนผังกริดนั้น จะนำเสนอไปพร้อม ๆ กันในทั้งสองกรณี โดยจะมีการจำลองรูปร่างของกราฟคอมโพสิทรวม ให้ตำแหน่งของจุดพินช์อยู่ในที่ต่าง ๆ กัน เพื่อแสดงถึงความชัดเจนในการจับคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนให้เป็นไปตามเงื่อนไขที่ได้กล่าวมาแล้ว

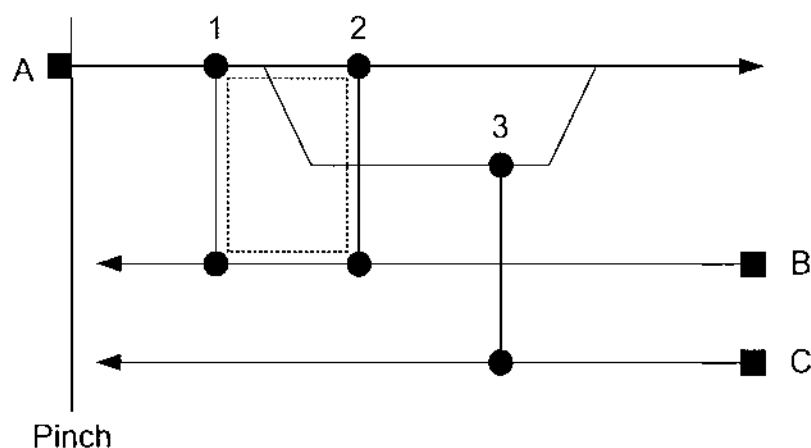
3.4.5.3 โครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 1

กราฟคอมโพสิทของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 1 สามารถแสดงได้ดังภาพที่ 3-49 โดยจุดพินช์เกิดขึ้นที่ ณ บริเวณขอบของกราฟคอมโพสิท และของไหลชนิดเดียวกันมีอุณหภูมิเริ่มต้นเท่ากัน



ภาพที่ 3-49 กราฟคอมโพสิทของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 1

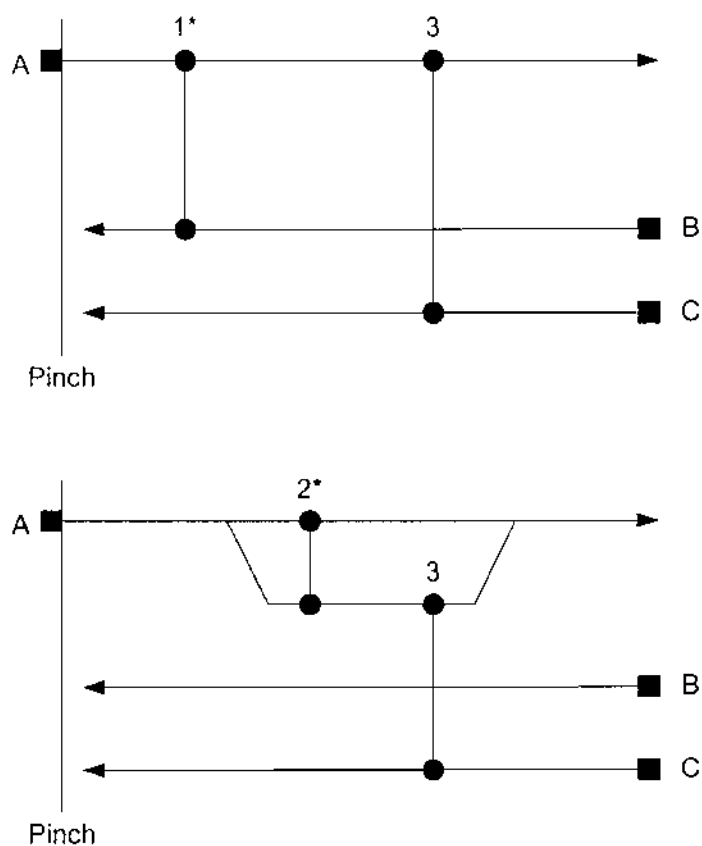
จากภาพที่ 3-49 ช่วงของการแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ช่วง คือ ช่วงที่หนึ่ง เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างบริเวณขาเข้าของกระแสของไหล A และขาออกของกระแสของไหล B ช่วงที่สองเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหล A และกระแสของไหล B และ C การจับคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการวาดในแผนผังกริดสามารถแสดงได้ในภาพที่ 3-50



ภาพที่ 3-50 แผนผังกริดของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 1

จากภาพที่ 3-50 จะเห็นว่าคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 1 จะจัดการแลกเปลี่ยนความร้อนของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนช่วงที่หนึ่ง (กระแสของไหล A แลกเปลี่ยนความร้อนกับกระแสของไหล B) ในขณะเดียวกันคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 2 และ 3 จะจัดการแลกเปลี่ยนความร้อนของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนช่วงที่สอง (กระแสของไหล A แลกเปลี่ยนความร้อนกับกระแสของไหล B และ C) โดยในช่วงที่สองนี้กระแสของไหล A จะต้องถูกแบ่งไหลเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนในคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 2 และ 3 ทั้งนี้เพื่อจะเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนในแนวตั้งตามเงื่อนไขที่กำหนดข้างต้น

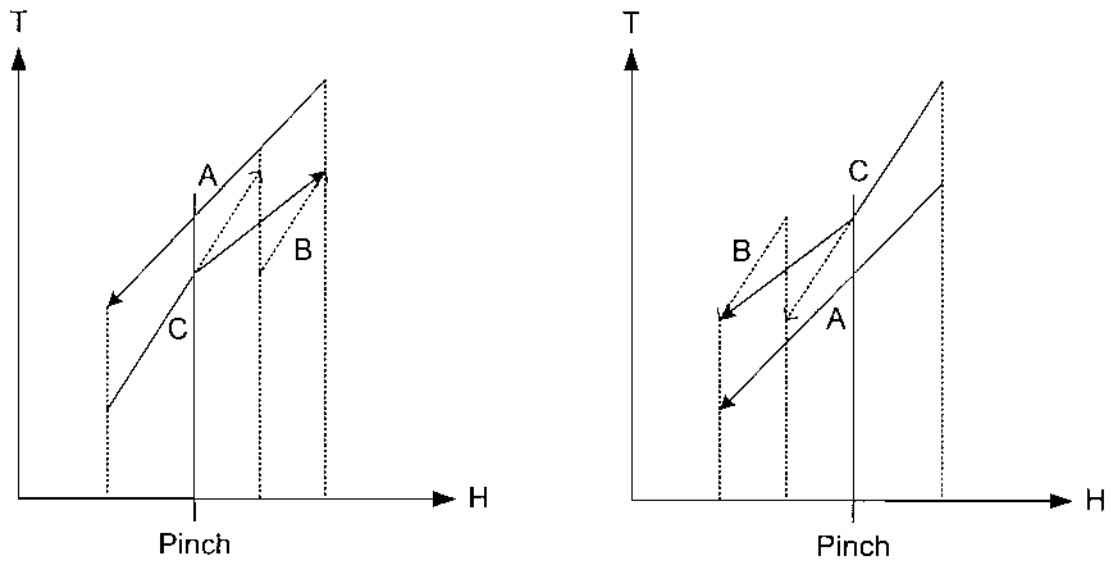
ในทางปฏิบัติโดยทั่วไปนั้น จะพบว่าคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 1 และ 2 ในภาพที่ 3-50 เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนของคู่กระแสของไหลคู่เดียวกัน (กระแสของไหล A แลกเปลี่ยนความร้อนกับการสของไหล B) ซึ่งในการออกแบบลักษณะนี้จะก่อให้เกิดวงรอบของการแลกเปลี่ยนร้อนตามแนวเส้นประ (Heat Transfer Loop) โดยจะต้องใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสองเครื่องในวงรอบดังกล่าว ซึ่งถือเป็นการลงทุนในด้านค่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สูงเกินจำเป็น ดังนั้นจึงมักทำการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการตัดคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ใดคู่หนึ่งออกไป แล้วนำภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนไปเพิ่มให้คู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหลืออยู่ ในการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้จะอนุญาตให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ไม่เป็นแนวตั้ง อย่างไรก็ตามวิธีนี้สามารถทำได้ในบริเวณการแลกเปลี่ยนความร้อนที่อยู่ห่างจากจุดพินช์ นั่นคือเมื่อทำการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนแล้ว จะต้องไม่ทำให้คู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ใด ๆ ในโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน มีค่าแรงขับของอุณหภูมิต่ำกว่าค่าแรงขับของอุณหภูมิต่ำสุดที่จุดพินช์ แผนผังกริดภายหลังการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแสดงได้ดังภาพที่ 3-51



ภาพที่ 3-51 แผนผังกริดภายหลังการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 1

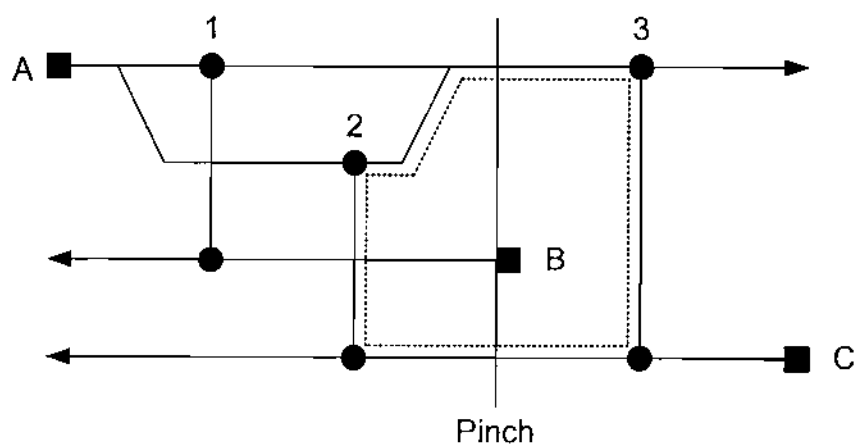
3.4.5.4 โครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 2

กราฟคอมโพสิตของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 2 สามารถแสดงได้ดังภาพที่ 3-52 โดยจุดพินช์เกิดขึ้นที่ ณ บริเวณตอนกลางของกราฟคอมโพสิต และของไหลชนิดเดียวกันมีอุณหภูมิสุดท้ายเท่ากัน



ภาพที่ 3-52 กราฟคอมโพสิตของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 2

จากภาพที่ 3-52 ช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแบ่งออกเป็น 2 ช่วง คือ ช่วงที่หนึ่ง เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างบริเวณขาเข้าของกระแสของไหล C และขาออกของกระแสของไหล A ส่วนที่สองเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างขาเข้าของกระแสของไหล A และกระแสของไหล B และ C การจับคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการวาดในแผนผังกริดสามารถแสดงได้ในภาพที่ 3-53



ภาพที่ 3-53 แผนผังกริดของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 2

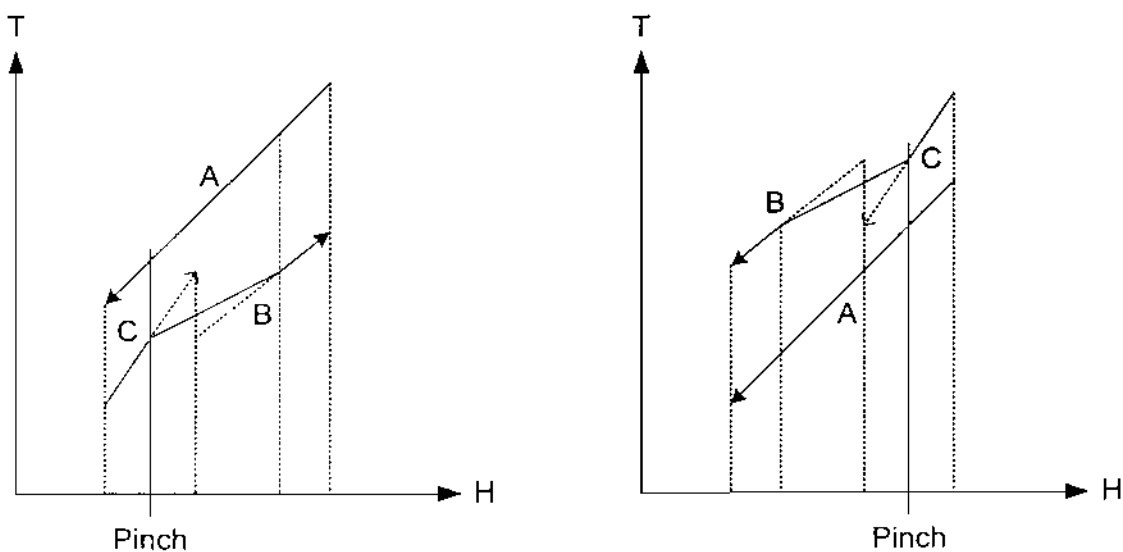
จากภาพที่ 3-53 จะเห็นว่าคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 3 จะจัดการแลกเปลี่ยนความร้อนของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนช่วงหนึ่ง (กระแสของไหล A แลกเปลี่ยนความร้อนกับ

กระแสน้ำของไหล C) ในขณะเดียวกันคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 1 และ 2 จะจัดการแลกเปลี่ยนความร้อนของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนช่วงที่สอง (กระแสน้ำของไหล A แลกเปลี่ยนความร้อนกับกระแสน้ำของไหล B และ C) โดยในช่วงที่สองนี้กระแสน้ำของไหล A จะต้องถูกแบ่งไหลเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนในการแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 1 และ 2 ทั้งนี้เพื่อจะได้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนในแนวตั้งตามเงื่อนไขที่กำหนดข้างต้น

การแลกเปลี่ยนความร้อนของคู่ที่ 2 และ 3 ในภาพที่ 3-53 เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนของคู่กระแสน้ำของไหลคู่เดียวกัน (กระแสน้ำของไหล A แลกเปลี่ยนความร้อนกับกระแสน้ำของไหล C) ซึ่งในการออกแบบในลักษณะนี้จะเกิดวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนตามแนวเส้นประเช่นเดียวกับโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 1 แต่ในกรณีนี้วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดขึ้นที่จุดพินช์ ถ้าทำการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าว จะเป็นการอนุญาตให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนข้ามจุดพินช์ ซึ่งมีผลทำให้เป้าหมายทางด้านการใช้พลังงานของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนไม่เป็นไปตามที่ได้วิเคราะห์ไว้ ดังนั้นในกรณีนี้จำเป็นต้องตรวจสอบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ไว้ก่อน โดยในขั้นตอนของการออกแบบในรายละเอียด จะได้ทำการเปรียบเทียบถึงค่าใช้จ่ายในด้านพลังงานและด้านค่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อหาจุดเหมาะสมในการออกแบบต่อไป

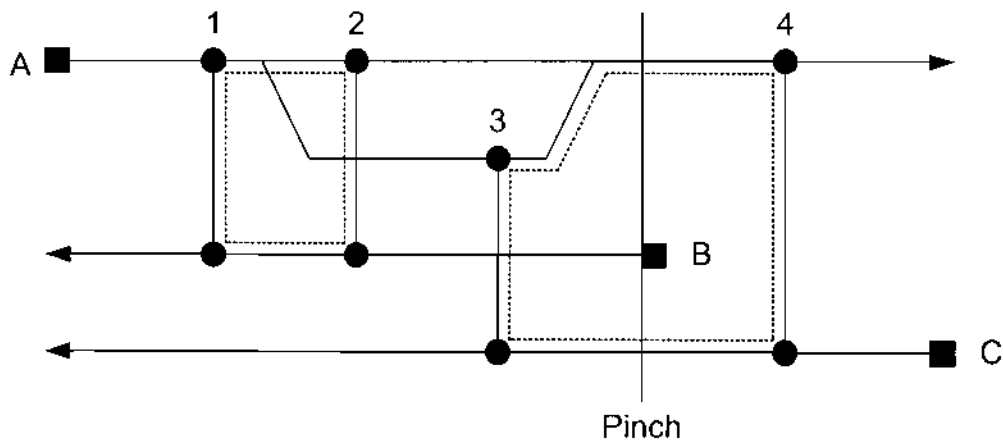
3.4.5.5 โครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 3

กราฟคอมโพสิตของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 3 สามารถแสดงได้ดังภาพที่ 3-54 โดยจุดพินช์เกิดขึ้นที่ ณ บริเวณตอนกลางของกราฟคอมโพสิต และของไหลชนิดเดียวกันมีอุณหภูมิเริ่มต้นและอุณหภูมิสุดท้ายไม่เท่ากัน



ภาพที่ 3-54 กราฟคอมโพสิตของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 3

จากภาพที่ 3-54 ช่วงของการแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแบ่งออกได้เป็น 3 ช่วง คือ ช่วงที่หนึ่ง เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างบริเวณขาเข้าของกระแสน้ำของไหล C และขาออกของกระแสน้ำของไหล A ช่วงที่สอง เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสน้ำของไหล A กับกระแสน้ำของไหล B และ C ส่วนช่วงที่สาม เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างบริเวณขาเข้าของกระแสน้ำของไหล A และขาออกของกระแสน้ำของไหล B การจับคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการวาดในแผนผังกริดสามารถแสดงได้ในภาพที่ 3-55

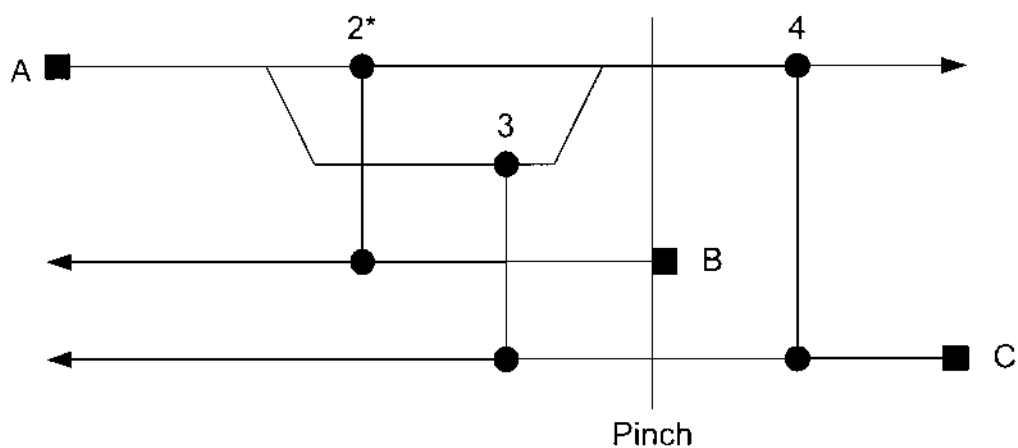


ภาพที่ 3-55 แผนผังกริดของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 3

จากภาพที่ 3-55 จะเห็นว่าคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 4 จะจัดการแลกเปลี่ยนความร้อนของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนช่วงที่หนึ่ง (กระแสน้ำของไหล A แลกเปลี่ยนความร้อนกับกระแสน้ำของไหล C) ในขณะเดียวกัน คู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 2 และ 3 จะจัดการแลกเปลี่ยนความร้อนของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนช่วงที่สอง (กระแสน้ำของไหล A แลกเปลี่ยนความร้อนกับกระแสน้ำของไหล B และกระแสน้ำของไหล C) และคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 1 จะเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนช่วงที่สาม (กระแสน้ำของไหล A แลกเปลี่ยนความร้อนกับกระแสน้ำของไหล B) โดยในช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนช่วงที่สองนั้น กระแสน้ำของไหล A จะต้องแบ่งไหลเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนในคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 2 และ 3 ทั้งนี้เพื่อจะได้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนในแนวตั้งตามเงื่อนไขที่กำหนด

การแลกเปลี่ยนความร้อนของคู่ที่ 1 และ 2 อีกทั้ง คู่ที่ 3 และ 4 ในภาพที่ 3-55 เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนของคู่กระแสน้ำของไหลคู่เดียวกัน (กระแสน้ำของไหล A แลกเปลี่ยนความร้อนกับกระแสน้ำของไหล B และกระแสน้ำของไหล A แลกเปลี่ยนความร้อนกับกระแสน้ำของไหล C) ซึ่งในการออกแบบลักษณะนี้จะก่อให้เกิดวงจรการแลกเปลี่ยนความร้อนตามแนวเส้นประสองวง

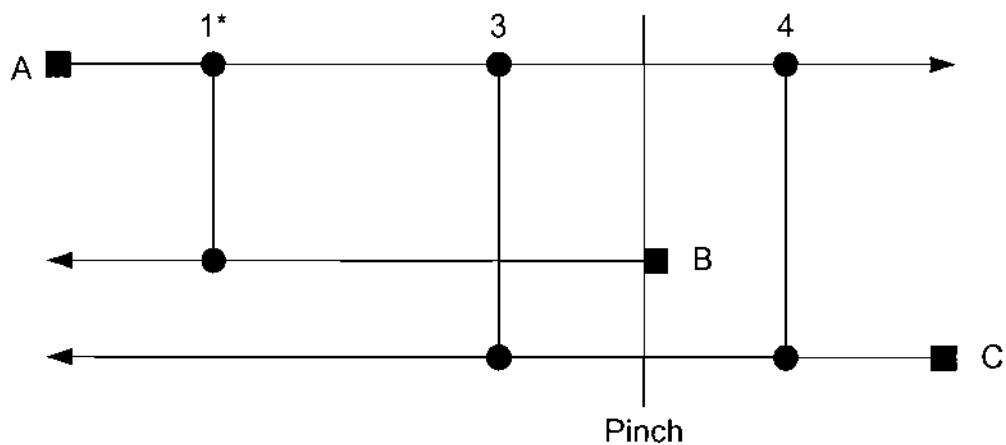
โดยวงจรที่เกิดขึ้นจากคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 1 และ 2 สามารถถูกทำการยุบลงได้ โดยไม่มีผลกระทบกับเป้าหมายของการใช้พลังงาน และไม่ละเมิดเงื่อนไขของค่าแรงขับของ อุณหภูมิต่ำสุด ในขณะที่เดียวกัน วงจรที่เกิดขึ้นจากคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 3 และ 4 นั้น ไม่สามารถยุบลงได้ เนื่องจากวงจรของการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เกิดขึ้นในคร่อมจุดพิงช์ เช่นเดียวกับกรณีโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 2 ดังนั้นในกรณีนี้ จำเป็นจะต้อง คงวงจรของการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ไว้ในโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อน แผนผังกริด ภายหลังจากการยุบวงจรของการแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแสดงได้ดังภาพที่ 3-56



ภาพที่ 3-56 แผนผังกริดภายหลังจากการยุบวงจรของการแลกเปลี่ยนความร้อนของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 3

จากภาพที่ 3-56 จะเห็นได้ว่าการยุบวงจรที่เกิดขึ้นจากคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 1 และ 2 นั้นจำเป็นที่จะต้องเลือกตัดคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 1 ออกไปแทนที่จะเป็นคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 2 ทั้งนี้เนื่องมาจากเหตุผลของการพยายามรักษาให้คู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่เหลือได้แก่ คู่ 2* และคู่ที่ 3 นั้น มีแรงขับของอุณหภูมิไม่น้อยไปกว่าค่าแรงขับของอุณหภูมิต่ำสุดที่จุดพิงช์ ในลักษณะตรงกันข้าม ถ้าทำการตัดคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 2 ออกไป ดังแสดงในภาพที่ 3-57 พบว่าคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่เหลือที่ทำการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหล A และขาออกของกระแสของไหล C นั้น จะมีค่าแรงขับของอุณหภูมิต่ำกว่าค่าแรงขับของอุณหภูมิต่ำสุดที่จุดพิงช์ เนื่องจากโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนเดิมมีการแยกไหลของกระแสของไหล A เพื่อถ่ายเทความร้อนให้กับกระแสของไหล B และ C ทำให้มีค่าแรงขับของอุณหภูมิสูงกว่าค่าแรงขับของอุณหภูมิต่ำสุดที่จุดพิงช์ แต่เมื่อทำการยุบวงจรที่คู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 1 และ 2 โดยเลือกตัดคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 2 ออกไป คู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่เหลือได้แก่ คู่ 1* และคู่ที่ 3 นั้นกระแสของไหล A ไม่มี

การแยกไหลเพื่อถ่ายเทความร้อนให้กับกระแสของไหล B และ C ดังนั้นกระแสของไหลต้องแบ่งช่วงอุณหภูมิเพื่อทำการแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหล B และ C จึงทำให้มีค่าแรงขับเคลื่อนของอุณหภูมิสูงต่ำกว่าค่าแรงขับเคลื่อนของอุณหภูมิต่ำสุดที่จุดพินช์ ที่จุดพินช์



ภาพที่ 3-57 การยวบยวรอบที่เกิดขึ้นจากการแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 1 และ 2 โดยเลือกตัดคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่ที่ 2

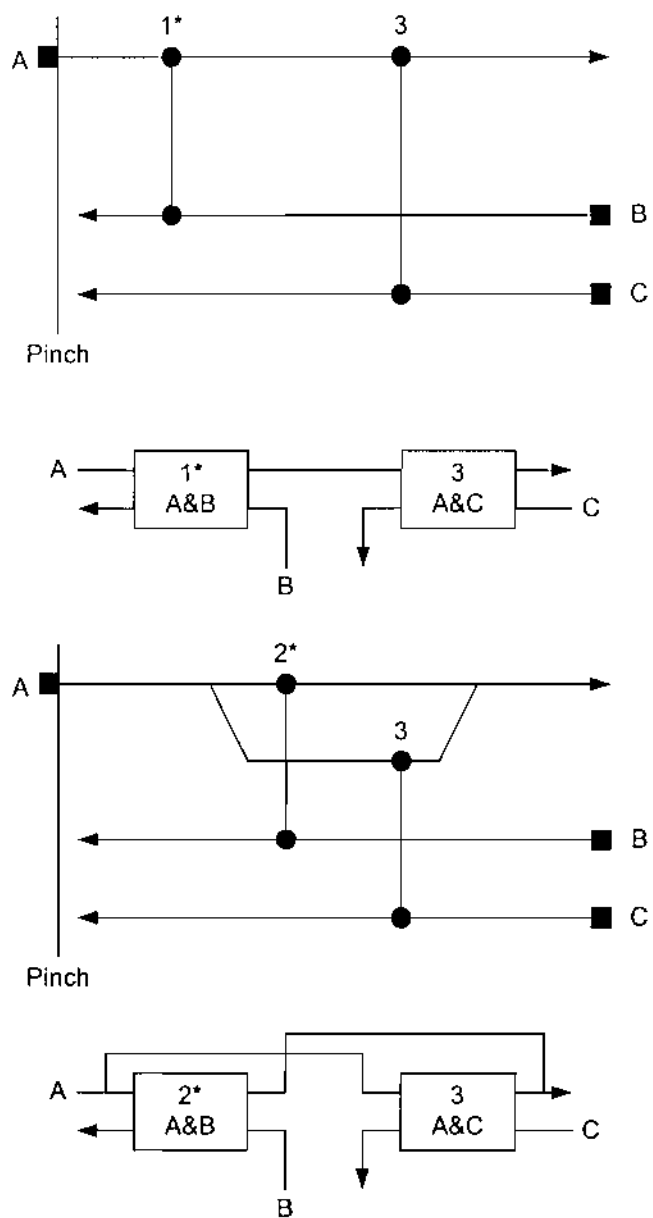
โดยสรุป ในการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบไปด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สามารถรองรับกระแสของไหลได้ 2 กระแส นั้น สามารถประยุกต์ใช้เงื่อนไขการใช้พลังงานที่ได้จากการวิเคราะห์พินช์ มาทำการกำหนดคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนในโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ ซึ่งในบทต่อไปจะได้ทำการนำเสนอการประยุกต์ใช้เงื่อนไขในลักษณะเดียวกัน เพื่อทำการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง ที่สามารถรองรับกระแสของไหลได้มากกว่าสองกระแสต่อไป

3.5 การออกแบบเพื่อกำหนดคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้แผนผังบล็อก

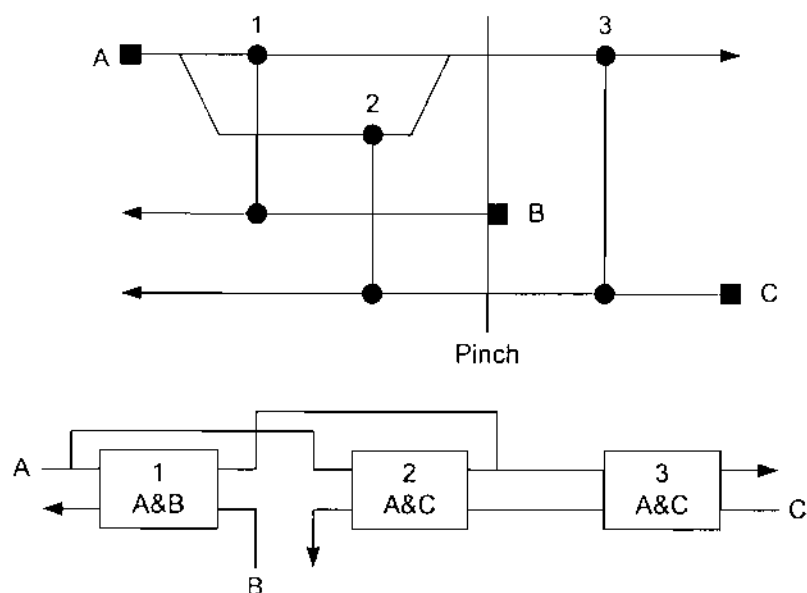
ในการออกแบบเพื่อกำหนดคู่การแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับกระแสของไหลมากกว่าสองกระแสนั้น สามารถประยุกต์ใช้ขั้นตอนในการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการวิเคราะห์พินช์ที่นำเสนอในหัวข้อ 3.4 ได้ โดยทำการเพิ่มเติมในส่วนของการจับคู่แลกเปลี่ยนความร้อนในรูปแบบของแผนผังบล็อก (Block Diagram) เพื่อให้เกิดความชัดเจนในการกำหนดตำแหน่งการไหลเข้าและออกของแต่ละกระแสของไหลภายในโครงข่าย รวมถึงจำนวนของโซนการแลกเปลี่ยนความร้อนและการติดตั้งแผ่นประกบกันความร้อนภายในเครื่อง

แผ่นผังบล็อกสามารถถูกสร้างขึ้นได้ภายหลังจากที่กราฟคอมโพสิทถูกสร้างขึ้น และได้มีการแบ่งช่วงของการแลกเปลี่ยนความร้อนเรียบร้อยแล้ว หรืออาจทำการสร้างแผ่นผังบล็อกภายหลังจากการวาดแผ่นผัง กริดที่มีการจับคู่แลกเปลี่ยนความร้อนไว้สำหรับช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ ก็ได้ โดยหนึ่งคู่ของการแลกเปลี่ยนในแผ่นผังกริด จะถูกนำเสนอด้วยหนึ่งโซนของการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจะถูกระบุให้อยู่ในรูปของบล็อกสี่เหลี่ยมหนึ่งอัน และในบล็อกสี่เหลี่ยมจะมีการแสดงเส้นเข้าออกแทนกระแสของไหลที่ไหลเข้าและออกเพื่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนในบล็อกหรือโซนของการแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น เพื่อแสดงถึงตัวอย่างของการสร้างแผ่นผังบล็อกที่ชัดเจน จะได้นำแผ่นผังกริดที่วาดไว้สำหรับโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนในหัวข้อ 3.4 (ภาพที่ 3-51, 3-53 และ 3-56) มาเป็นตัวอย่างในการวาดแผ่นผังบล็อก ดังแสดงในภาพที่ 3-58, 3-59 และ 4-60

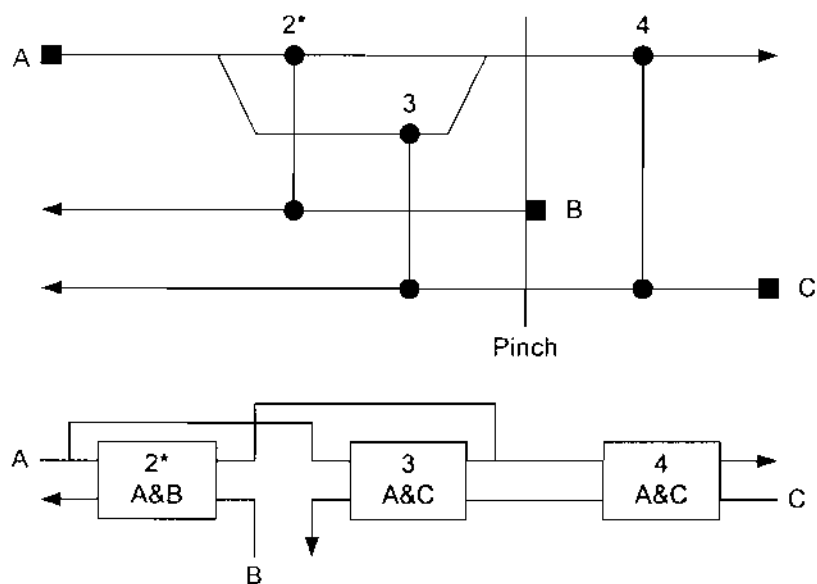
จากภาพที่ 3-58, 3-59 และ 4-60 จะเห็นได้ว่าแผ่นผังบล็อกมีลักษณะที่สามารถเป็นภาพตัวแทนของการจัดการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง กรณีนี้นี้มีกระแสของไหลมากกว่าสองกระแสได้ดีกว่าแผ่นผังกริด และเพื่อความชัดเจนในการนำเสนอผังบล็อกของการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยทั่วไปจะทำการเขียนชื่อแสดงการแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น A&B ซึ่งหมายถึงการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหล A และ B ลงในบล็อกดังกล่าวด้วย



ภาพที่ 3-58 แผนผังกริดและแผนผังบล็อกของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 1



ภาพที่ 3-59 แผนผังกริดและแผนผังบล็อกของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 2



ภาพที่ 3-60 แผนผังกริดและแผนผังบล็อกของโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ 1

3.6 การคำนวณหาพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน

การคำนวณพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนจะใช้สมการพื้นฐาน คือสมการค่าความแตกต่างของอุณหภูมิแบบล็อกมีน (Log Mean Temperature Difference, LMTD) ดังสมการที่ (3-57)

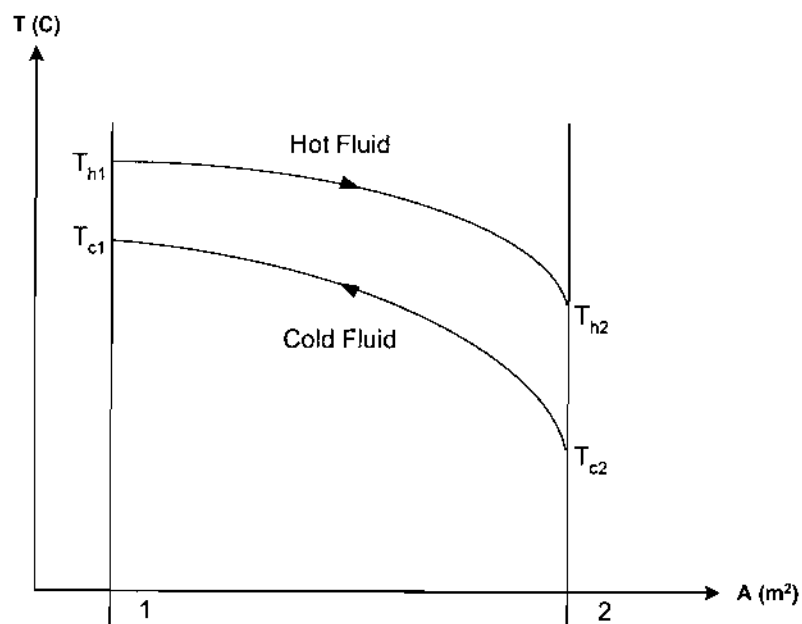
$$Q = U A F LMTD \quad (3-57)$$

โดย F คือ Correction Factor ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าอยู่ระหว่าง 0-1 ซึ่งถ้าค่าเท่ากับ 1 หมายถึงมีรูปแบบการไหลแบบสวนทางกันสมบูรณ์

กรณีที่รูปแบบการไหลแบบสวนทางกันสมบูรณ์ การคำนวณหาค่าพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน ดังสมการที่ (3-58)

$$A = \frac{Q}{U LMTD} \quad (3-58)$$

ค่า LMTD คำนวณได้จากสมการที่ (3-59) โดยอ้างตำแหน่งกระแสของไหลดังภาพที่ 3-61



ภาพที่ 3-61 ลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยรูปแบบการไหลแบบสวนทางกันสมบูรณ์

$$LMTD = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln \left[\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} \right]} \quad (3-59)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U คำนวณได้จากสมการที่ (3-60)

$$\frac{1}{U} = \frac{n^{0.65}}{\text{Const}_h} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{m^{0.65}}{\text{Const}_c} \quad (3-60)$$

พื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน A คำนวณได้จากนำสมการที่ (3-59) และ (3-60) แทนค่าลงในสมการที่ (3-58) ได้ดังสมการที่ (3-61)

$$A = Q \left[\frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln \left[\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} \right]} \right] \left[\frac{n^{0.65}}{\text{Const}_h} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{m^{0.65}}{\text{Const}_c} \right] \quad (3-61)$$

ในการคำนวณพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนรวมนั้น กระทำได้โดยการคำนวณพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนในกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางอย่างสมบูรณ์ของโซนการแลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ แล้วนำมาหาเป็นผลรวมของพื้นที่สำหรับโครงข่ายใด ๆ ดังสมการที่

$$A_T = \sum_i A_i \quad (3-62)$$

3.7 การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน (Economic Evaluation)

โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมที่สุดด้านการออกแบบโดยวิธีการวิเคราะห์พินช์ นั้นสามารถออกแบบได้หลากหลายรูปแบบ อย่างไรก็ตามการหาโครงข่ายที่ดีที่สุดนั้นต้องใช้การประเมินทางเศรษฐศาสตร์เป็นเครื่องมือในการตัดสินใจ หากโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนใดถ่ายเทความร้อนได้ตามเป้าหมายที่ได้จากการวิเคราะห์พินช์ และค่าต้นทุนรวมต่อปีต่ำสุดได้นั้นแสดงว่าเป็นโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีที่สุด

การคำนวณต้นทุนรวมต่อปีสามารถแสดงได้ดังสมการที่ (3-63)

$$\text{Total Annualized Cost} = \text{Annualized Capital Cost} + \text{Operating Cost} \quad (3-63)$$

เมื่อ Total Annualized Cost	คือ	ต้นทุนรวมต่อปี
Annualized Capital Cost	คือ	ต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี
Operating Cost	คือ	ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี

3.7.1 ค่าต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี (Annualized Capital Cost)

ต้นทุนด้านการก่อสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสร้างใหญ่เป็นต้นทุนแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Transfer Plate Cost) และ ต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อน (Dividing plate cost) ดังแสดงในสมการต้นทุนด้านการก่อสร้างในสมการที่ (3-64)

$$\text{Annualized Capital Cost} = N_{T,TP} C_{TP} (\text{CRF}, i\%, n) + N_{T,DP} C_{DP} (\text{CRF}, i\%, n) \quad (3-64)$$

เมื่อ $(\text{CRF}, i\%, n)$	คือ	สัญลักษณ์ของค่าแฟกเตอร์ Capital Recovery Factor
$N_{T,TP}$	คือ	จำนวนแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนรวม, แผ่น
$N_{T,DP}$	คือ	จำนวนแผ่นประกบกันความร้อนรวม, แผ่น
C_{TP}	คือ	ราคาแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน, บาท/แผ่น
C_{DP}	คือ	ราคาแผ่นประกบกันความร้อน, บาท/แผ่น

จากสมการที่ (3-64) สัญลักษณ์ของค่าแฟกเตอร์ Capital Recovery Factor $(\text{CRF}, i\%, n)$ สามารถแสดงได้ดังสมการที่ (3-65)

$$(\text{CRF}, i\%, n) = \left[\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (3-65)$$

จากสมการที่ (3-65) คือสมการของ Capital Recovery Factor $(\text{CRF}, i\%, n)$ ที่ใช้คำนวณหาจำนวนเงินซึ่งส่วนหนึ่งเป็นต้นทุน และอีกส่วนหนึ่งเป็นดอกเบี้ยในอัตรา $i\%$ แต่เงินจำนวนนี้จะจ่ายทุก ๆ ช่วงเวลา และมีค่าเท่ากันตลอดระยะเวลาที่กำหนด เมื่อนำสมการของ Capital Recovery Factor ไปแทนค่าในสมการที่ (3-64) จะได้ดังสมการที่ (3-66)

$$\text{Annualized Capital Cost} = N_{T,TP} C_{TP} \left[\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] + N_{T,DP} C_{DP} \left[\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (3-66)$$

เมื่อ i	คือ	อัตราดอกเบี้ยต่อปี
n	คือ	ระยะเวลาที่กำหนดในข้อตกลงการกู้ยืม, ปี

3.7.2 ค่าต้นทุนด้านพลังงานต่อปี (Operating Cost)

ต้นทุนด้านการดำเนินงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงจัดเป็นต้นทุนแปรผัน (Variable cost) ส่วนใหญ่เป็นต้นทุนด้านพลังงานยูทิลิตี้ (Utility Cost) ซึ่งประกอบด้วยพลังงาน ยูทิลิตี้ร้อน (Hot Utility Cost) และพลังงานยูทิลิตี้เย็น (Cold Utility Cost) สามารถแสดงสมการค่าใช้จ่ายด้านพลังงานได้ดังในสมการที่ (3-67)

$$\text{Utility Cost} = T \left(\sum \dot{M}_h C_h + \sum \dot{M}_c C_c \right) \quad (3-67)$$

เมื่อ $\dot{M}_h$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของกระแสยูทิลิตี้ร้อน, กิโลกรัม/วินาที

$\dot{M}_c$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของกระแสยูทิลิตี้เย็น, กิโลกรัม/วินาที

C_h คือ ราคาต่อหน่วยของยูทิลิตี้ร้อน, บาท/กิโลกรัม

C_c คือ ราคาต่อหน่วยของยูทิลิตี้เย็น, บาท/กิโลกรัม

T คือ เวลาดำเนินงานของเครื่องในหนึ่งปี, วินาที

ดังนั้นการคำนวณหาค่าต้นทุนรวมต่อปีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงที่พิจารณาในงานวิจัยชิ้นนี้ตามสมการที่ (3-63) ประกอบด้วยค่าต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปีดังสมการที่ (3-66) และค่าต้นทุนด้านพลังงานต่อปีดังสมการที่ (3-67) ดังแสดงในสมการที่ (3-68)

$$\begin{aligned} \text{Total Annualized Cost} = & N_{T,TP} C_{TP} \left[\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] + N_{T,DP} C_{DP} \left[\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] + \\ & T \left(\sum \dot{M}_h C_h + \sum \dot{M}_c C_c \right) \end{aligned} \quad (3-68)$$

บทที่ 4

กรณีศึกษาตัวอย่างการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน

จากบทที่ 3 ได้ทำการกำหนดขั้นตอนการออกแบบ และการคำนวณ และเพื่อให้สามารถทดสอบการใช้งานของขั้นตอนการออกแบบ ซึ่งกรณีศึกษาของงานวิจัยชิ้นนี้แบ่งออกเป็น 2 กรณี คือ กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 เป็นโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีกระแสน้ำร้อน 2 กระแสและมีกระแสน้ำเย็น 2 กระแส และกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 เป็นโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีกระแสน้ำร้อน 3 กระแสและมีกระแสน้ำเย็น 3 กระแส

4.1 ข้อสมมุติฐานในการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน

- 4.1.1 ระบบเป็นแบบสภาวะคงตัว
- 4.1.2 ของไหลเป็นเนื้อเดียวกัน คือ คุณสมบัติของของไหลเหมือนกันตลอดเส้นทางการไหล
- 4.1.3 ไม่มีการสูญเสียความร้อนออกจากระบบ
- 4.1.4 รูปแบบการไหลเป็นแบบขนาน ของไหลถูกแบ่งไหลเท่ากันในทุกช่องทางการไหล และเป็นการไหลแบบสวนทางกันสมบูรณ์
- 4.1.5 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าคงที่ตลอดทั้งเส้นทางการไหล
- 4.1.6 อุณหภูมิของของไหลในช่องทางการไหลจะเปลี่ยนแปลงไปตามความยาวของแผ่นเพลท เท่านั้นไม่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิตามความกว้างของแผ่นเพลท
- 4.1.7 ของไหลในกระบวนการอยู่ในสถานะของเหลว
- 4.1.8 ไม่เกิดเฟสเปลี่ยนในขณะทำการแลกเปลี่ยนความร้อน
- 4.1.9 ไม่เกิดโพลงอากาศเกิดขึ้นในขณะทำการแลกเปลี่ยนความร้อน
- 4.1.10 กำหนดจำนวนช่องทางการไหลรวมของกระแสน้ำร้อนทุกกระแสและจำนวนช่องทางการไหลรวมของกระแสน้ำเย็นทุกกระแสภายในโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าเท่ากัน

กรณีศึกษาทั้งสองกรณีใช้แผ่นเพลทของบริษัท Alfa- Laval รุ่น A20 MH มีคุณลักษณะดังแสดงในตารางที่ 4-1

ตารางที่ 4-1 คุณสมบัติของแผ่นเพลท [28]

วัสดุ	สแตนเลส
ความยาว (L_{ch})	1.471 m
ความกว้าง (w)	0.653 m
ความหนา (a)	0.0006 m
ระยะห่างระหว่างเพลท (b)	0.0034 m
เส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า (D_e)	0.0068 m
สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (λ_p)	16.85 W/m K

4.2 กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

ในกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 จะเป็นการออกแบบเพื่อกำหนดคู่การแลกเปลี่ยนความร้อน ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหล 4 กระแส ซึ่งมีกระแสของไหลร้อนและกระแสของไหลเย็นอย่างละ 2 กระแส โดยมีขั้นตอนการออกแบบดังต่อไปนี้

4.2.1 การวิเคราะห์พินช์โดยวิธีทางตาราง

4.2.1.1 ขั้นตอนที่หนึ่ง

ทำการรวบรวมข้อมูลที่จำเป็นของกระแสของไหลทุกกระแสในการวิเคราะห์พินช์ ได้แก่ อุณหภูมิเริ่มต้น อุณหภูมิสุดท้าย และค่าความจุความร้อน ไว้ในตารางแสดงข้อมูลของกระแสของไหล ดังแสดงในตารางที่ 4-2

ตารางที่ 4-2 แสดงข้อมูลของกระแสของไหลสำหรับกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

Stream	Type	Supply Temperature (°C)	Target Temperature (°C)	Heat Capacity Flow rate (kW/°C)	Q available (kW)
1	Hot	300	80	30	6600
2	Hot	200	40	45	7200
3	Cold	40	180	40	-5600
4	Cold	140	280	60	-8400

ตารางที่ 4-3 คุณสมบัติของกระแสของไหลแต่ละกระแส

Stream	Type	C_p (J/kg K)	λ (W/m K)	μ (Pa s)	ρ (kg/m ³)
1	Hot	2,600	0.12	0.0005	800
2	Hot	2,600	0.12	0.0005	800
3	Cold	2,600	0.12	0.0005	800
4	Cold	2,600	0.12	0.0005	800

4.2.1.2 ขั้นตอนที่สอง

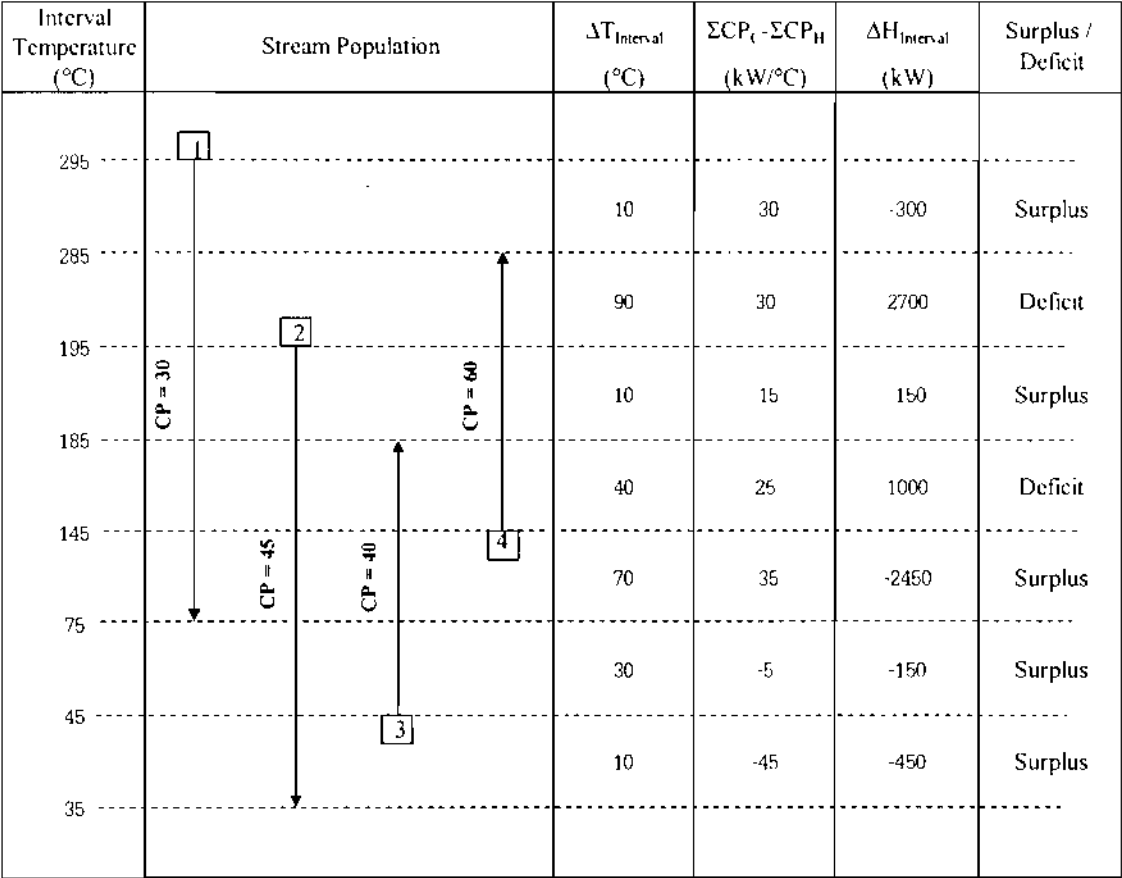
ทำการปรับค่าอุณหภูมิเริ่มต้นและค่าอุณหภูมิสุดท้ายของแต่ละกระแสของไหล ให้เป็นอุณหภูมิปรับแก้ โดยใช้สมการที่ (3-36) และ (3-37) เมื่อกำหนดให้ค่าแรงขับของอุณหภูมิต่ำสุด $\Delta T_{\min}$ ของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็น 10 °C ค่าอุณหภูมิปรับแก้ดังแสดงในตารางที่ 4-4

ตารางที่ 4-4 แสดงค่าอุณหภูมิเริ่มต้น อุณหภูมิสุดท้ายและอุณหภูมิปรับแก้ของแต่ละกระแส

Stream	Type	T_s (°C)	T_T (°C)	T_s^* (°C)	T_T^* (°C)
1	Hot	300	80	295	75
2	Hot	200	40	195	35
3	Cold	40	180	45	185
4	Cold	140	280	145	285

4.2.1.3 ขั้นตอนที่สาม

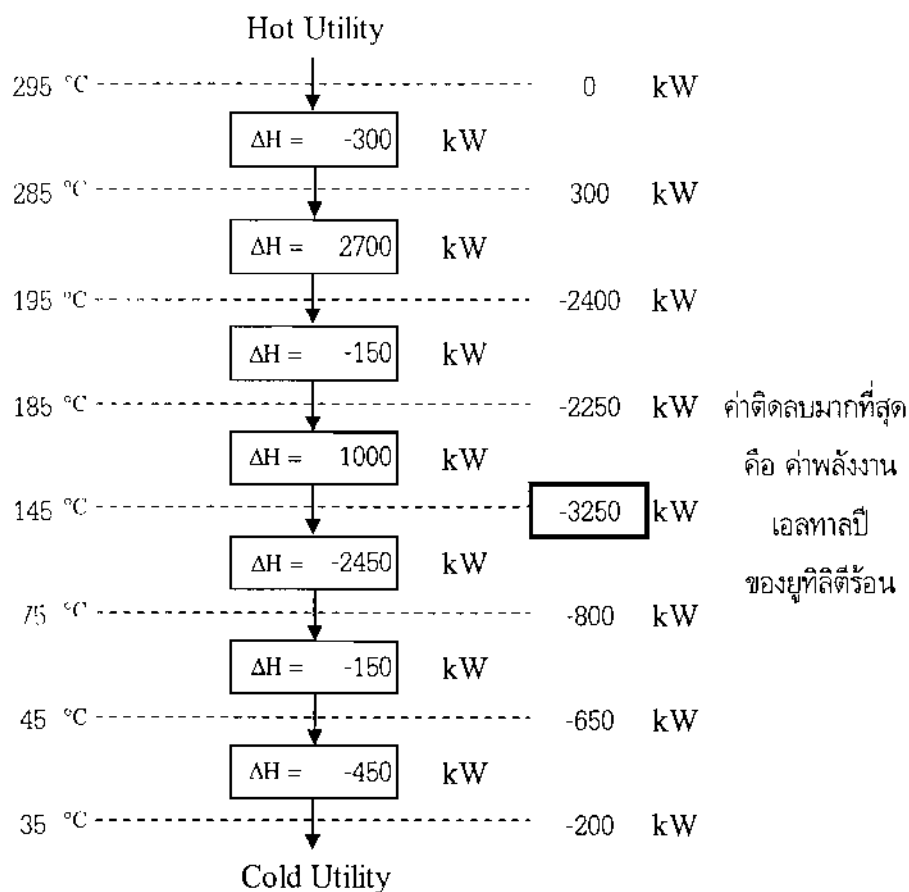
ทำการกำหนดเส้นแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิปรับแก้ของแต่ละกระแสของไหล และคำนวณสมดุลพลังงานในแต่ละช่วงของอุณหภูมิปรับแก้ ดังแสดงในภาพที่ 4-1



ภาพที่ 4-1 การคำนวณสมดุลพลังงานในแต่ละช่วงของอุณหภูมิปรับแก้ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

4.2.1.4 ขั้นตอนที่สี่

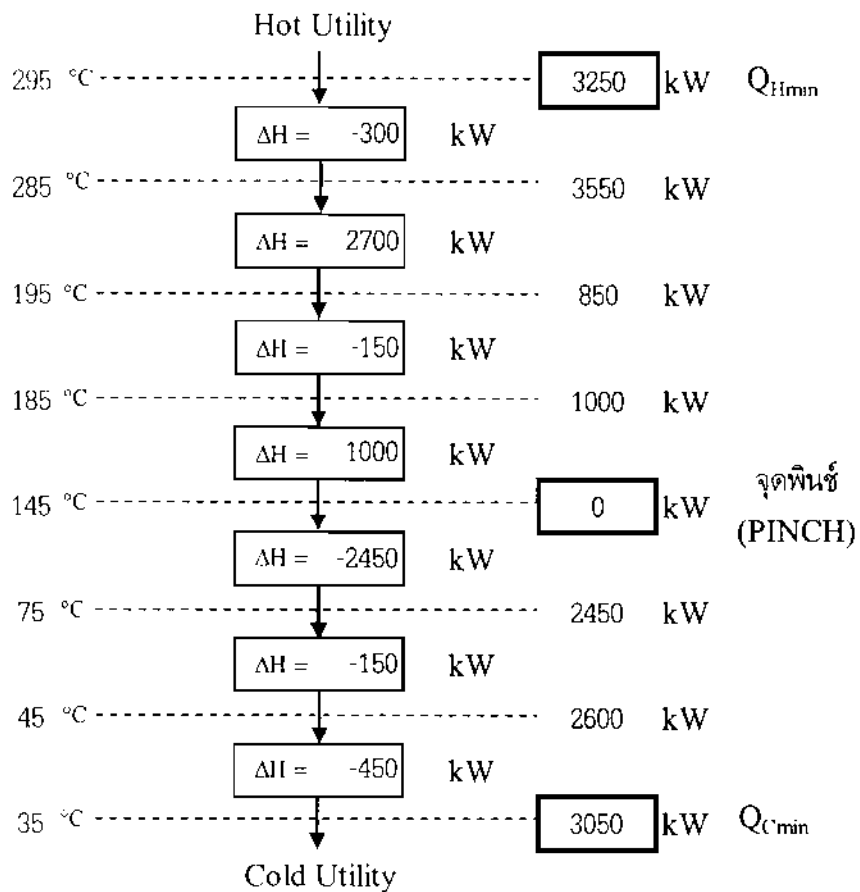
ทำการจัดเรียงค่าพลังงานเอนทาลปีในแนวนตั้ง เพื่อหาค่าพลังงานสุทธิในแต่ละช่วงอุณหภูมิและค่าพลังงานยูทิลิตี้ร้อนน้อยที่สุดที่ต้องการจากภายนอก ดังแสดงในภาพที่ 4-2



ภาพที่ 4-2 การจัดเรียงค่าพลังงานเอนทาลปีเพื่อหาค่าพลังงานยูทิลิตี้ร้อนน้อยที่สุดของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

4.2.1.5 ขั้นตอนที่ห้า

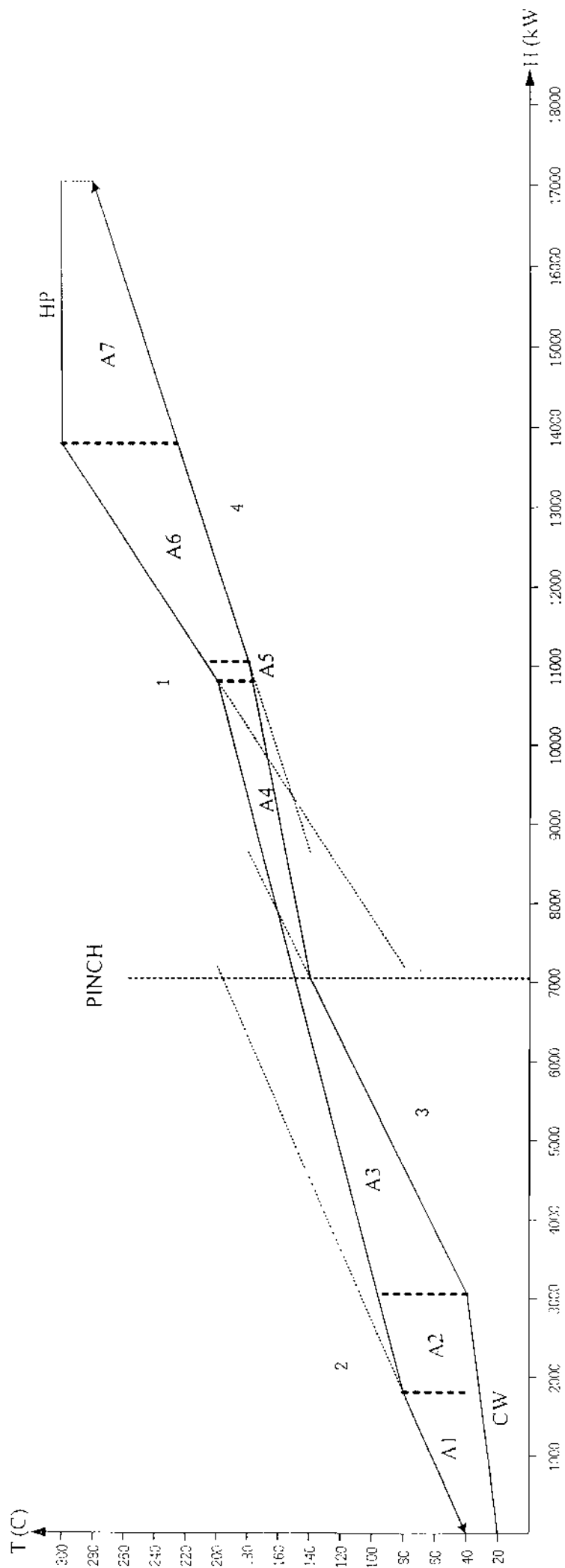
ทำการจัดเรียงค่าพลังงานเอนทาลปีในแนวตั้งอีกครั้ง เพื่อหาค่าพลังงานยูทิลิตี้ร้อนและค่าพลังงานยูทิลิตี้เย็นน้อยที่สุดที่ต้องการจากภายนอก ดังแสดงในภาพที่ 4-3



ภาพที่ 4-3 การจัดเรียงค่าพลังงานเอนทาลปีเพื่อหาค่าพลังงานยูทิลิตี้ร้อนน้อยที่สุดของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

4.2.1.6 ขั้นตอนที่หก

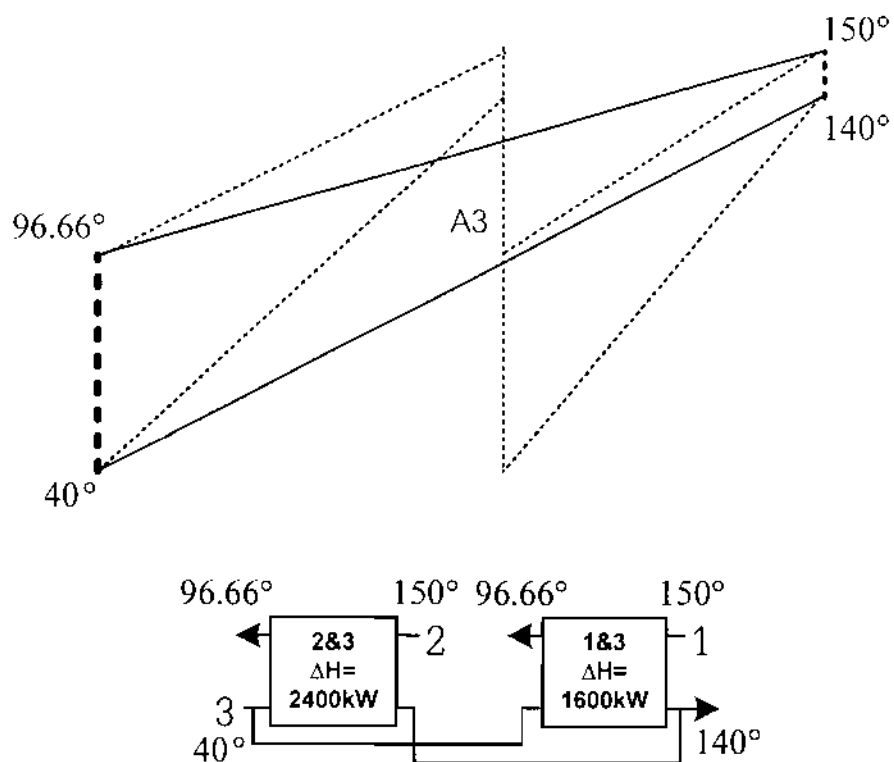
ทำการสร้างกราฟคอมโพสิทรวมของกระแสของไอลร้อนและเย็น และทำการแบ่งช่วงของการแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ ช่วง A1 ถึง A7 เอาไว้ในกราฟด้วย ดังแสดงในภาพที่ 4-4



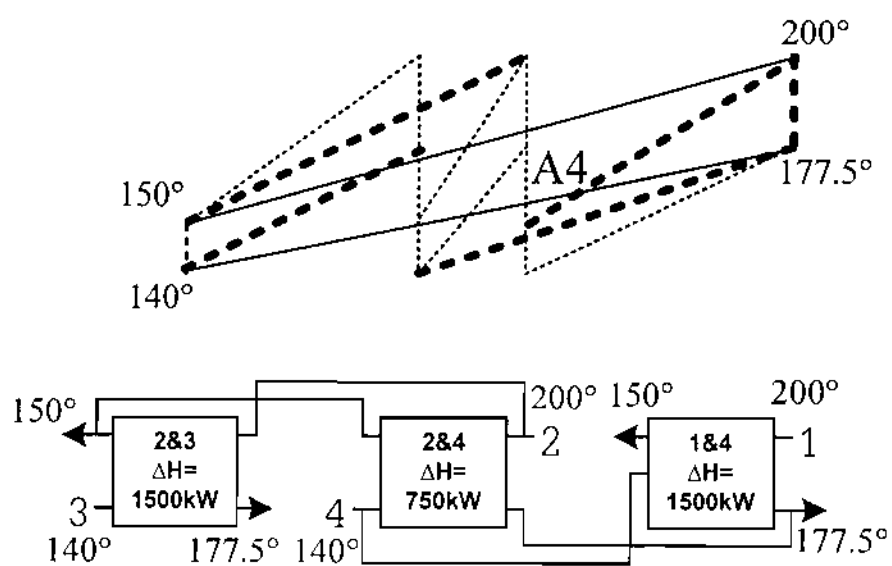
ภาพที่ 4-4 กราฟคอมโพสิทรวมแสดงช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนการนี้ศึกษาตัวอย่างที่ 1

HP คือ กระแสไอน้ำความดันสูงที่ใช้เป็นการสูญเสียที่ร้อน

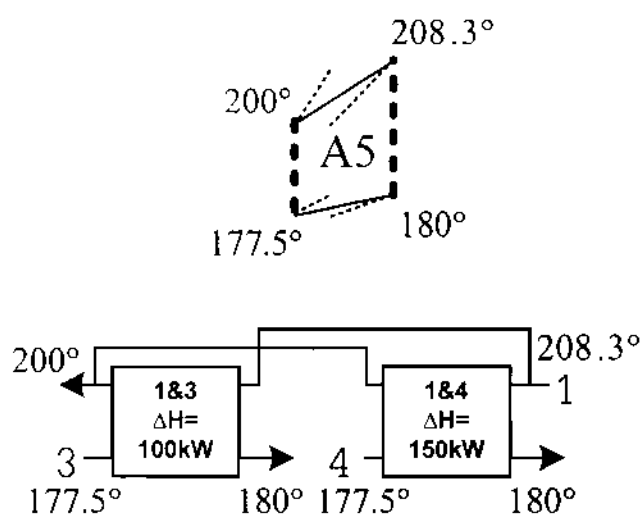
CW คือ การเส่น้ำหล่อเย็นที่ใช้เป็นการสูญเสียที่เย็น



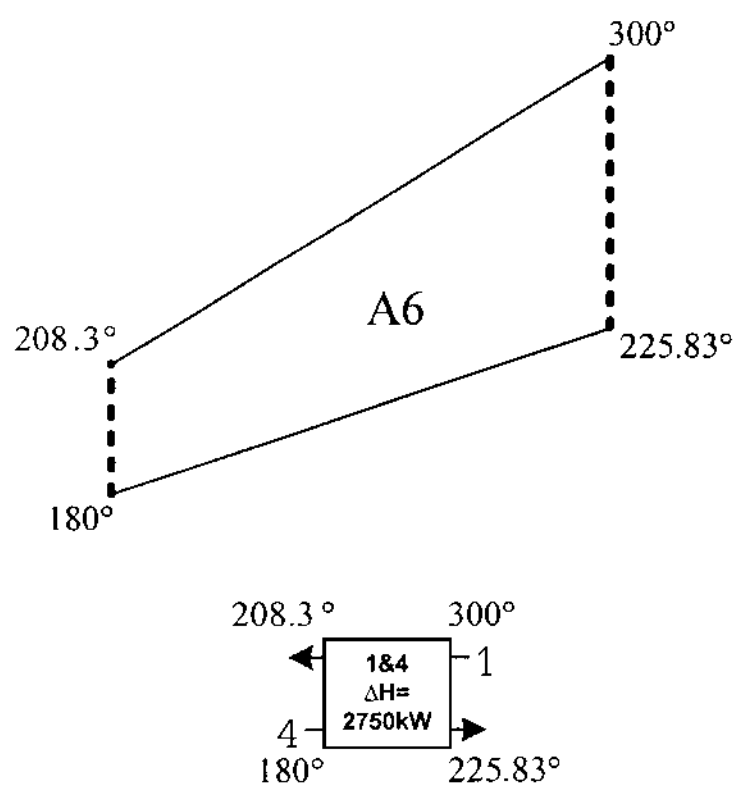
ภาพที่ 4-7 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A3



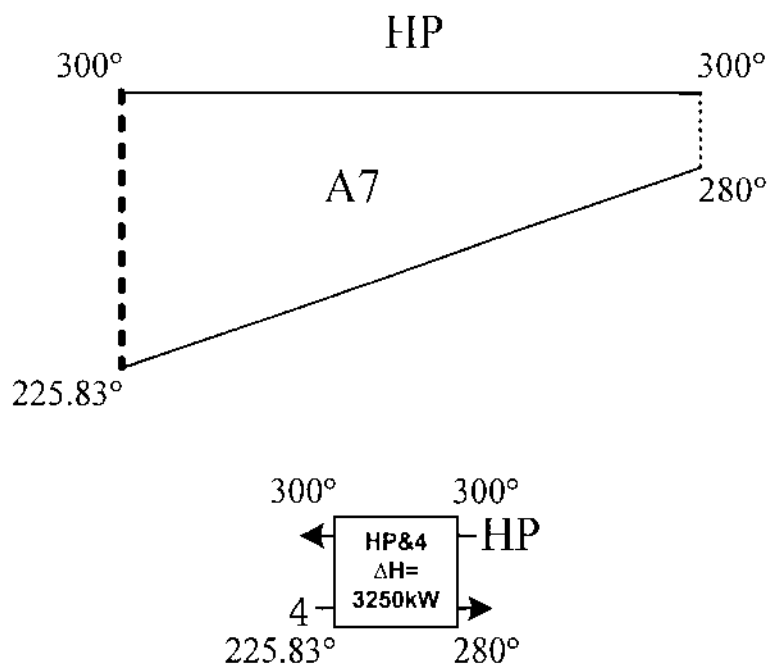
ภาพที่ 4-8 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A4



ภาพที่ 4-9 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A5



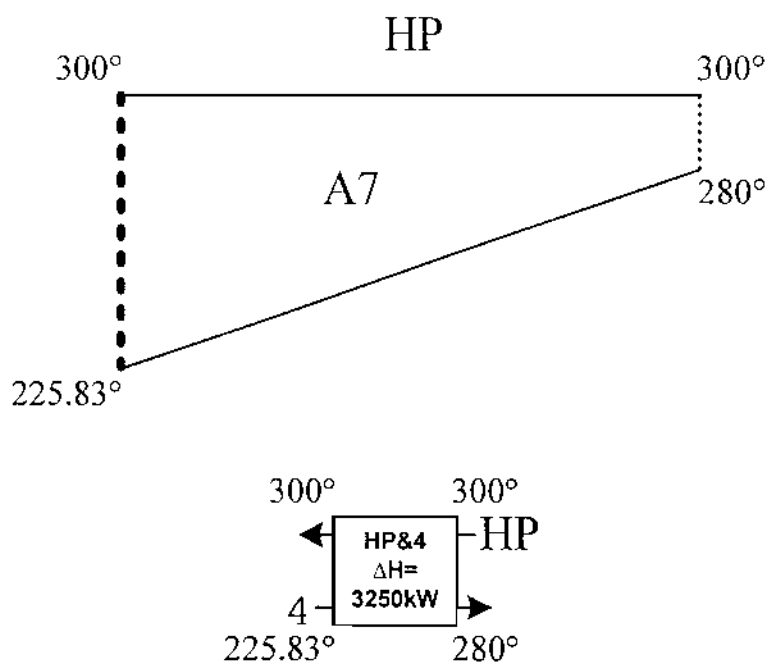
ภาพที่ 4-10 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A6



ภาพที่ 4-11 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A7

4.2.1.8 ขั้นตอนี่แปด

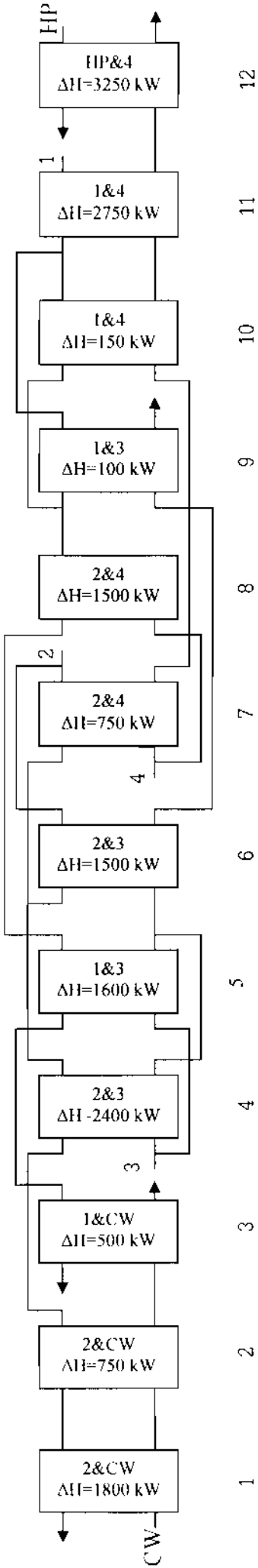
ทำการนำแผนผังบล็อกของแต่ละช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนในภาพที่ 4-5 ถึงภาพที่ 4-11 มาต่อกันตามตำแหน่งที่ปรากฏในกราฟคอมโพสิทรวม (ภาพที่ 4-4) จะได้แผนผังบล็อกของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 ดังแสดงในภาพที่ 4-12



ภาพที่ 4-11 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A7

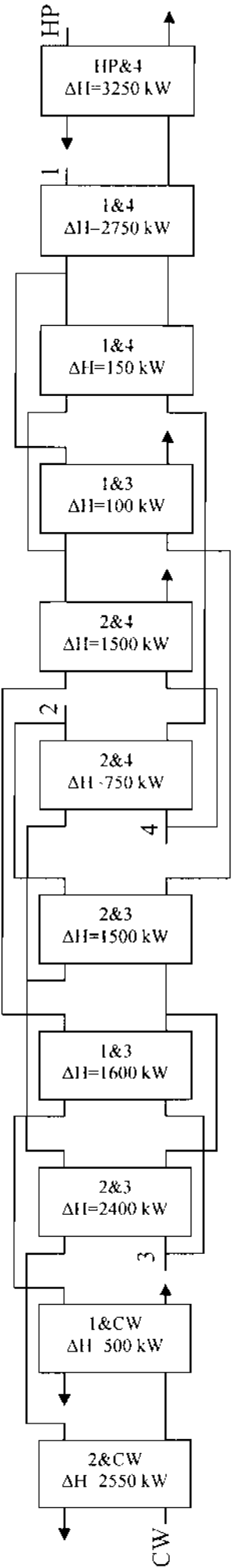
4.2.1.8 ขั้นตอนที่แปด

ทำการนำแผนผังบล็อกของแต่ละช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนในภาพที่ 4-5 ถึงภาพที่ 4-11 มาต่อกันตามตำแหน่งที่ปรากฏในกราฟคอมโพสิทรวม (ภาพที่ 4-4) จะได้แผนผังบล็อกของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 ดังแสดงในภาพที่ 4-12



ภาพที่ 4-12 แผนผังลือกรวมของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของนิสิตเก่าตัวอย่างที่ 1

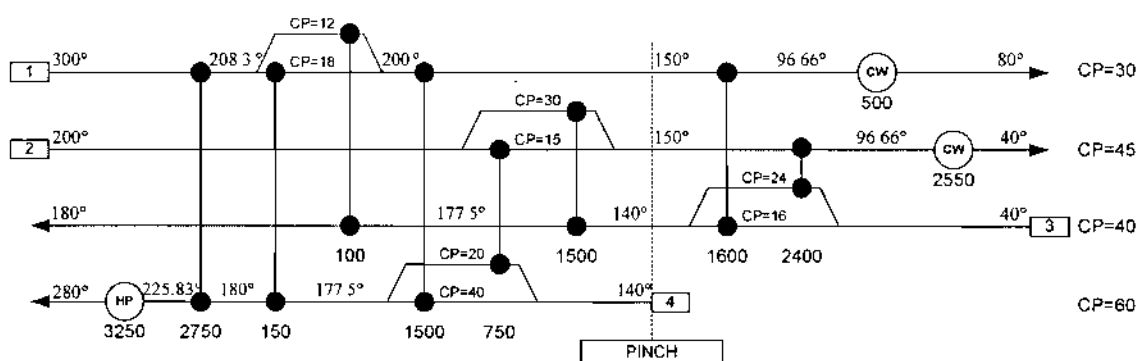
จากภาพที่ 4-12 แผนผังบล็อกของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษา ตัวอย่างที่ 1 จะเห็นได้ว่า บล็อกการแลกเปลี่ยนความร้อนหมายเลข 1 เป็นช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A1 และบล็อกการแลกเปลี่ยนความร้อนหมายเลข 2 เป็นช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A2 จะมีการจับคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนคู่เดียวกันคือ มีการจัดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่าง กระแสของไหลร้อนหมายเลข 2 กับกระแสยูทิลิตี้เย็น CW ซึ่งหากออกแบบการแลกเปลี่ยนความร้อนเหมือนดังภาพที่ 4-12 จำเป็นต้องใช้แผ่นประกบกันความร้อนเพิ่มอีกจำนวน 1 แผ่น ซึ่งถือว่าเป็นการลงทุนในด้านค่าเครื่องที่สูงเกินความจำเป็น เพราะหากยุบบล็อกการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองให้เหลือเพียงหนึ่งบล็อก ก็ไม่จำเป็นต้องใช้แผ่นประกบกันความร้อน ทำให้ประหยัดแผ่นประกบกันความร้อนไปได้ 1 แผ่น ดังแสดงในภาพที่ 4-13



ภาพที่ 4-13 แผนผังบล็อกของโครงการแลกเปลี่ยนความร้อนของนักศึกษา

4.2.1.9 ขั้นตอนที่เก้า

แผนผังบล็อกรวมของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 ดังแสดงในภาพที่ 4-13 สามารถนำมาสร้างแผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 เพื่อความสะดวกในการวิเคราะห์ห้วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อน (Loop) ที่เกิดขึ้นได้ ดังแสดงในภาพที่ 4-14

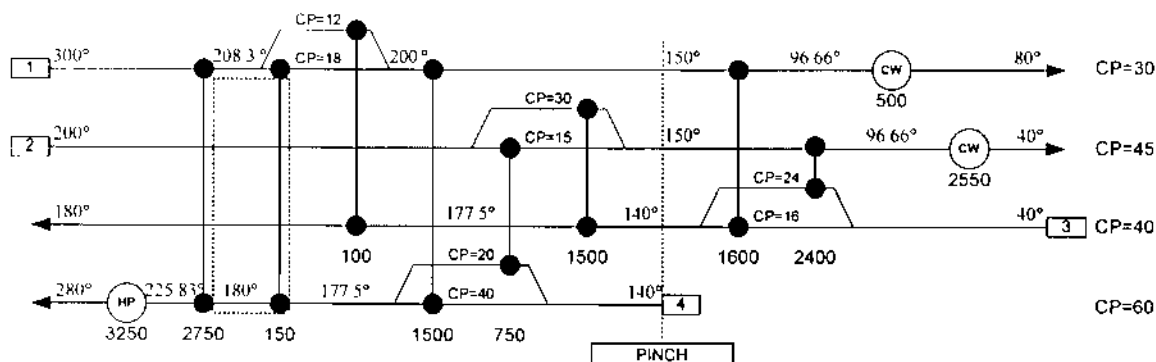


ภาพที่ 4-14 แผนผังกริดรวมของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

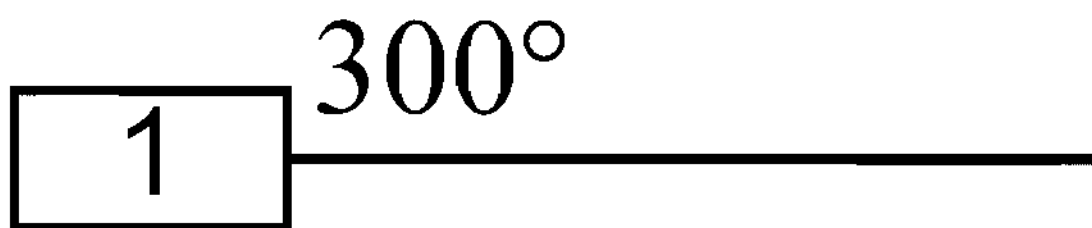
4.2.2 การวิเคราะห์ห้วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อน (Loop Analysis)

จากแผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 ดังแสดงในภาพที่ 4-14 พบว่ามีจำนวนของคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 11 คู่ ซึ่งมีจำนวนเท่ากับจำนวนบล็อกหรือโซนการแลกเปลี่ยนความร้อนในแผนผังบล็อกของภาพที่ 4-13 อย่างไรก็ตามในแผนผังดังกล่าวมีห้วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดขึ้นทั้งหมด 6 วง ซึ่งในขั้นตอนนี้จะได้ทำการยุบวงรอบดังกล่าวที่ละหนึ่งวง เพื่อจะได้ศึกษาถึงโครงสร้างการแลกเปลี่ยนความร้อนของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนและเป้าหมายของการใช้พลังงานที่ละขั้นตอนดังต่อไปนี้

วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 1 ดังแสดงในภาพที่ 4-15 และเมื่อทำการยุบวงรอบดังกล่าวโดยการรวมภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนของคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนเข้าด้วยกัน นั่นคือรวม 150 kW เข้ากับ 2,750 kW เป็นหนึ่งคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระเท่ากับ 2,900 kW จะได้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 10 คู่ และมีเป้าหมายของการใช้พลังงานเท่าเดิม ดังแสดงในภาพที่ 4-16

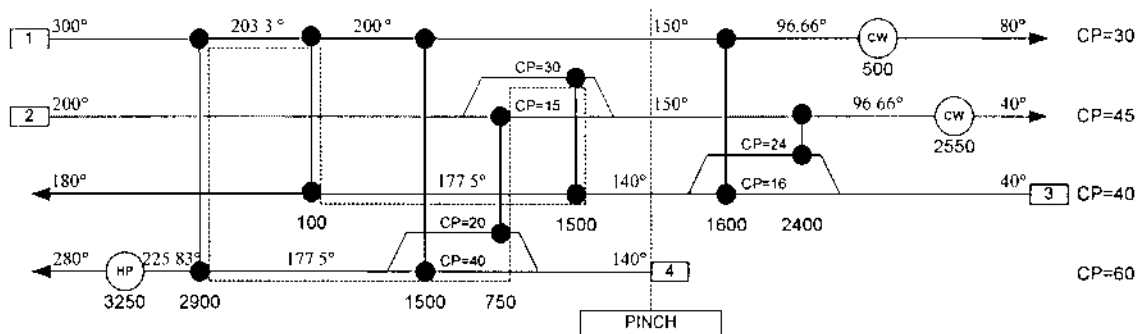


ภาพที่ 4-15 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 1 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

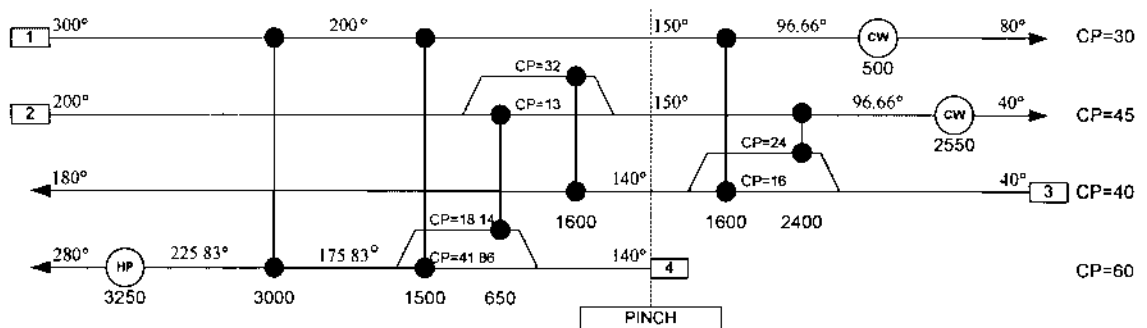


ภาพที่ 4-16 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 1 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 2 ดังแสดงในภาพที่ 4-17 และเมื่อทำการยุบวงรอบดังกล่าวโดยการกำจัดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระน้อยที่สุดเท่ากับ 100 kW แล้วทำการนำภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวนนี้ไปทำการเพิ่มและลดจากภาระเดิมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกี่ยวข้องในวงรอบ จะได้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 9 คู่ และมีเป้าหมายของการใช้พลังงานเท่าเดิม ดังแสดงในภาพที่ 4-18

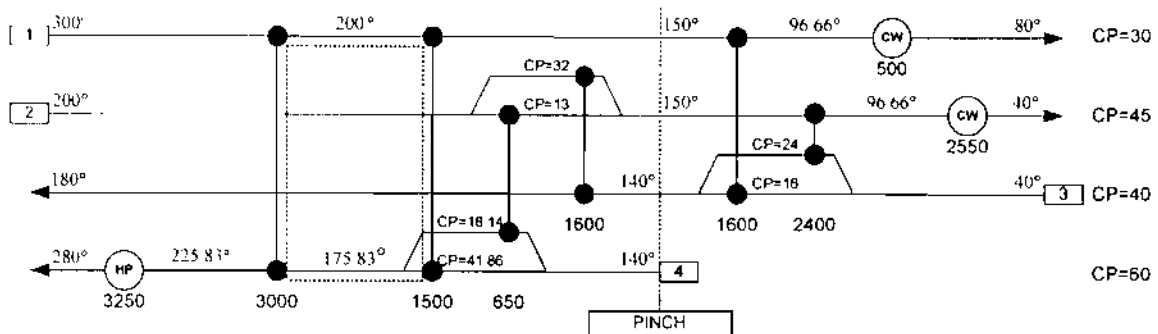


ภาพที่ 4-17 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนครั้งที่ 2 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

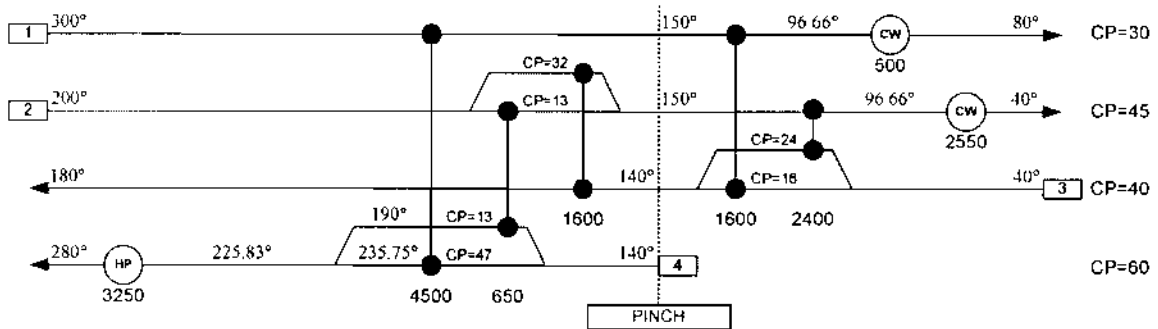


ภาพที่ 4-18 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนครั้งที่ 2 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนครั้งที่ 3 ดังแสดงในภาพที่ 4-19 และเมื่อทำการยุบวงรอบดังกล่าวโดยการกำจัดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระเท่ากับ 3,000 kW แล้วทำการนำภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวนนี้ไปทำการเพิ่มให้กับคู่กระแสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระเท่ากับ 1,500 kW เป็นหนึ่งคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระรวมเท่ากับ 4,500 kW จะได้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 9 คู่ และมีเป้าหมายของการใช้พลังงานเท่าเดิม ดังแสดงในภาพที่ 4-20

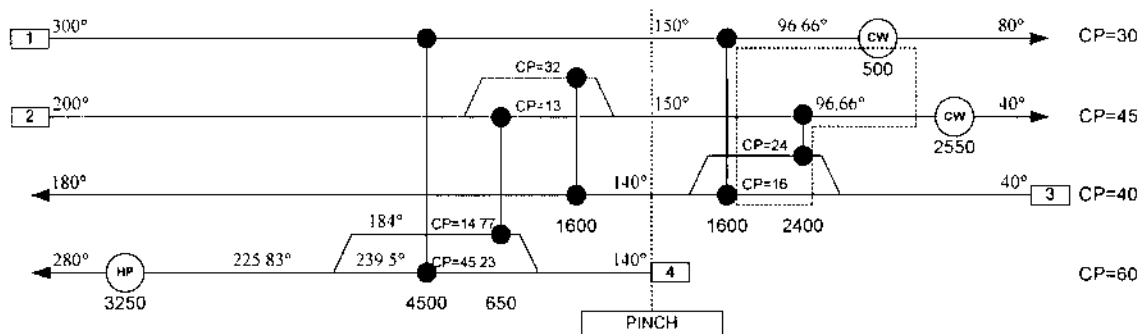


ภาพที่ 4-19 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนครั้งที่ 3 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

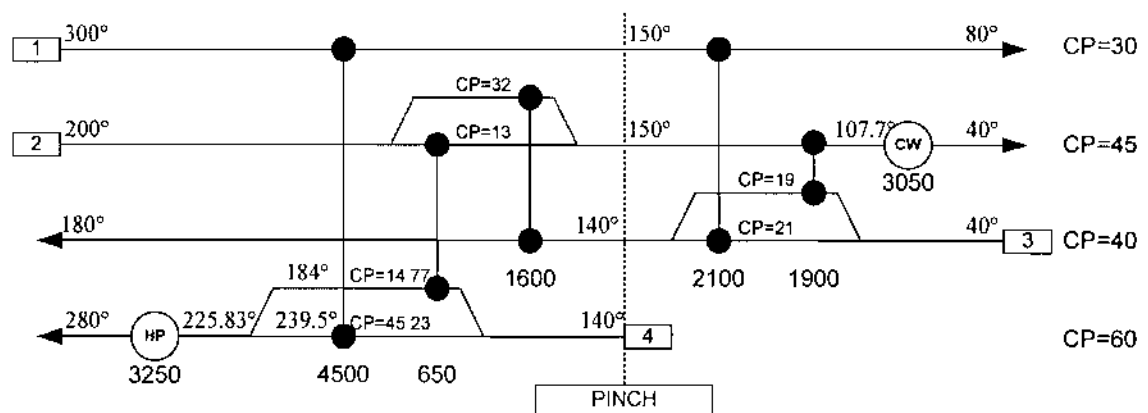


ภาพที่ 4-20 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนครั้งที่ 3 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนครั้งที่ 4 ดังแสดงในภาพที่ 4-21 และเมื่อทำการยุบวงรอบดังกล่าวโดยการกำจัดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระเท่ากับ 500 kW แล้วทำการนำภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวนนี้ไปทำการเพิ่มและลดจากภาระเดิมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกี่ยวข้องในวงรอบ จะได้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 7 คู่ และมีเป้าหมายของการใช้พลังงานเท่าเดิม ดังแสดงในภาพที่ 4-22

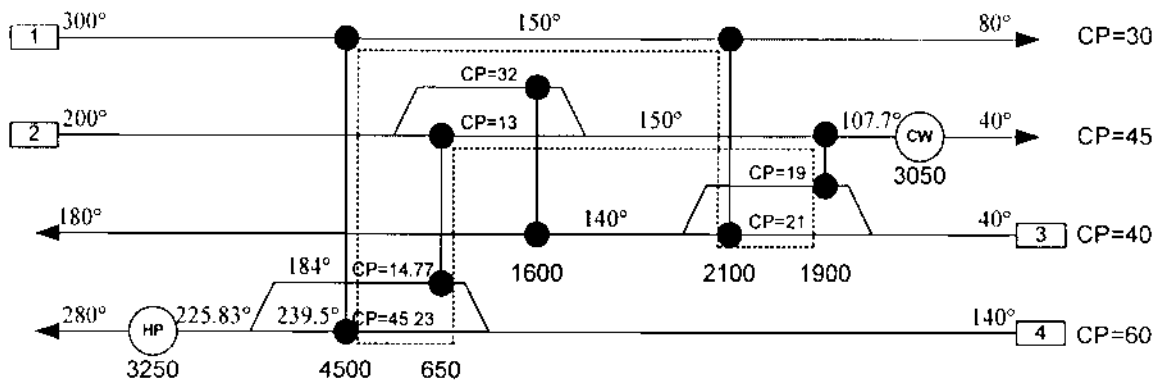


ภาพที่ 4-21 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 4 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1



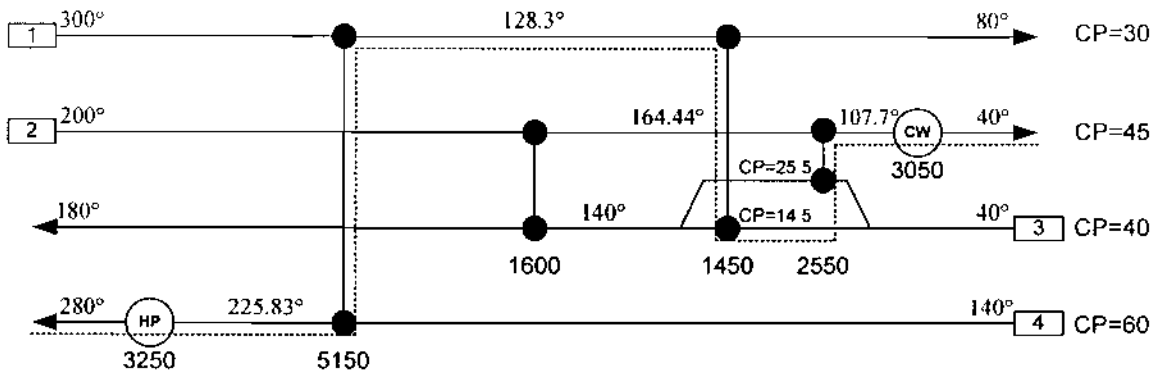
ภาพที่ 4-22 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 4 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 5 ดังแสดงในภาพที่ 4-23 ซึ่งสังเกตได้ว่า วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้มีสมาชิกของคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่อยู่ทั้งทางด้านซ้ายและทางด้านขวาของจุดพินช์ในการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะดังกล่าวจะก่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์ ทำให้เป้าหมายของการใช้พลังงานภายนอกได้แก่ กระแสยวติลิตีร้อนและกระแสยวติลิตีเย็นเปลี่ยนไป ดังนั้นในทางปฏิบัติโดยทั่วไป จะพิจารณายุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะดังกล่าว หลังจากที่ได้ทำการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่อยู่บริเวณด้านใดด้านหนึ่งของจุดพินช์จนหมดแล้ว



ภาพที่ 4-23 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 5 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

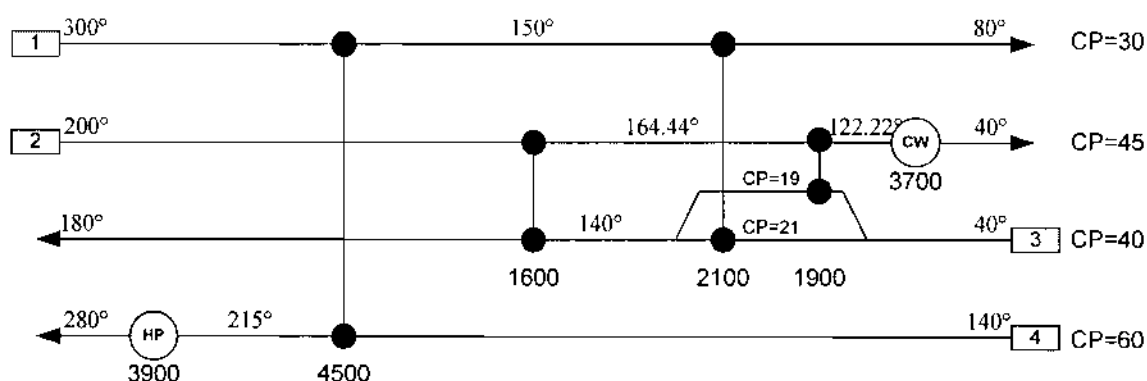
จากภาพที่ 4-23 วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 5 สามารถถูกยุบได้โดยการกำจัดคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระเท่ากับ 650 kW แล้วทำการนำภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวนนี้ไปทำการเพิ่มและลดจากภาระเดิมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกี่ยวข้องในวงรอบ ดังแสดงในภาพที่ 4-24



ภาพที่ 4-24 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 5 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

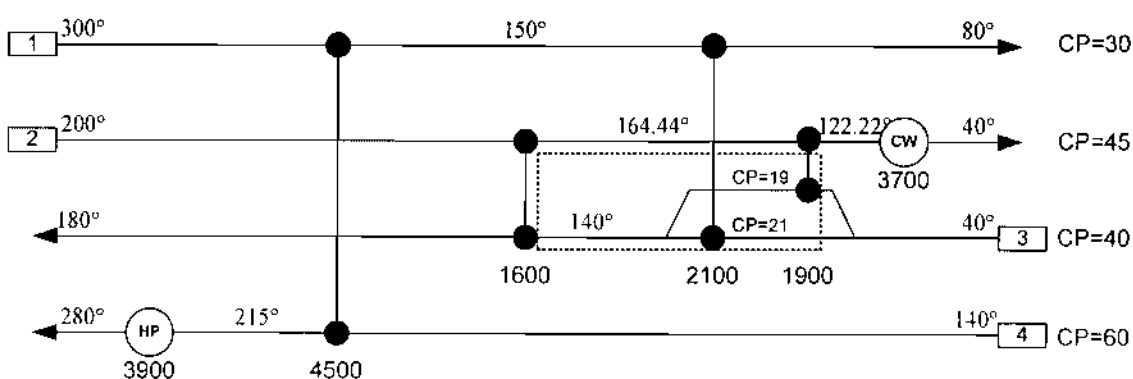
จากภาพที่ 4-24 พบว่าคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระ 5,150 kW และ 1,450 kW ในโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าแรงขับเคลื่อนของอุณหภูมิที่ไม่สามารถก่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ ดังนั้นจึงต้องมีการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสยูลิตีร้อนและกระแสยูลิตีเย็นบนเส้นทางเชื่อมต่อของความร้อน (Energy path) ดังแสดงตามเส้นประ ทั้งนี้ปริมาณของกระแสยูลิตีที่ต้องการเพิ่มขึ้นนั้น สามารถคำนวณได้จากการเปลี่ยนแปลงภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการเพื่อทำให้คู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีปัญหาในเรื่องของค่าแรงขับเคลื่อน

อุณหภูมิ สามารถมีค่าแรงขับเคลื่อนของอุณหภูมิอย่างต่ำที่สุดเท่ากับแรงขับเคลื่อนของอุณหภูมิต่ำสุดที่จุดพินช์ นั่นคือในทางปฏิบัติสามารถเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการได้ แผนผัง กริด หลังจากการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสยูลิตีสามารถแสดงได้ดังภาพที่ 4-25 ซึ่งจะเห็นได้ว่า กระแสยูลิตีร้อนและกระแสยูลิตีเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 650 kW ด้วยปริมาณที่เท่ากัน



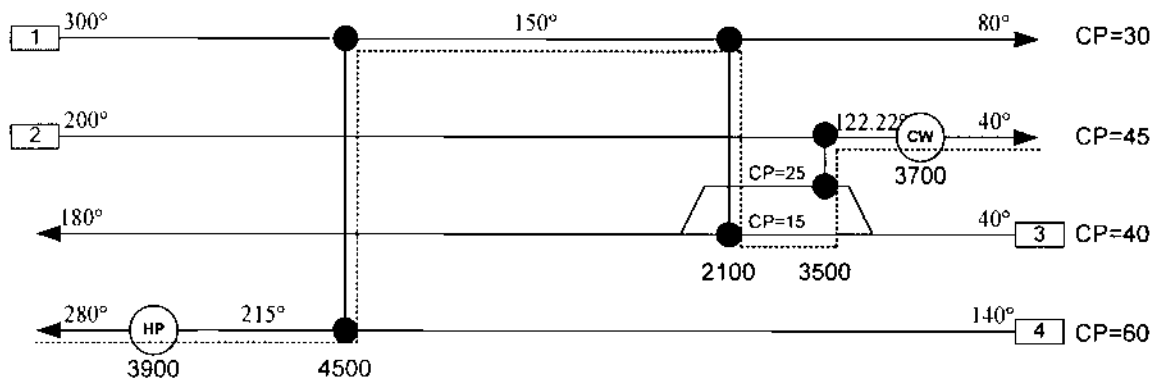
ภาพที่ 4-25 แผนผังกริดหลังจากการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสยูลิตีครั้งที่ 1 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงรอบที่ 6 ดังแสดงในภาพที่ 4-26 ซึ่งจะสังเกตได้ว่า วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงนี้ มีสมาชิกของคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่อยู่ทั้งทางด้านซ้ายและขวาของจุดพินช์เช่นกัน ดังนั้นในการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะดังกล่าวจะก่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์ ทำให้เป้าหมายของการใช้พลังงานภายนอกแก่ กระแสยูลิตีร้อนและกระแสยูลิตีเย็นเปลี่ยนไป



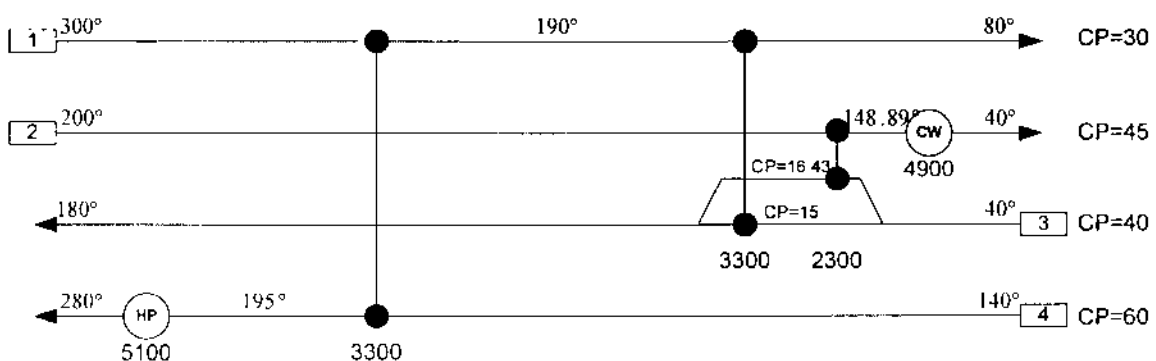
ภาพที่ 4-26 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 6 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

จากภาพที่ 4-26 วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 6 สามารถถูกยุบได้โดยการกำจัดคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระเท่ากับ 1,600 kW แล้วทำการนำภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวนนี้ไปทำการเพิ่มให้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระเท่ากับ 1,900 kW ให้เหลือหนึ่งคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระเท่ากับ 3,500 kW ดังแสดงในภาพที่ 4-27



ภาพที่ 4-27 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 6 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

จากภาพที่ 4-27 พบว่าคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระ 4,500 kW ในโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าแรงขับของอุณหภูมิที่ไม่สามารถก่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ ดังนั้นจึงต้องมีการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสยูลิตีร้อนและกระแสยูลิตีเย็นบนเส้นทางเชื่อมต่อของความร้อนตามเส้นประ แผนผังกริดภายหลังการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสยูลิตีสามารถแสดงได้ดังภาพที่ 4-28 ซึ่งจะเห็นได้ว่ากระแสยูลิตีร้อนและกระแสยูลิตีเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 1,200 kW ด้วยปริมาณที่เท่ากัน

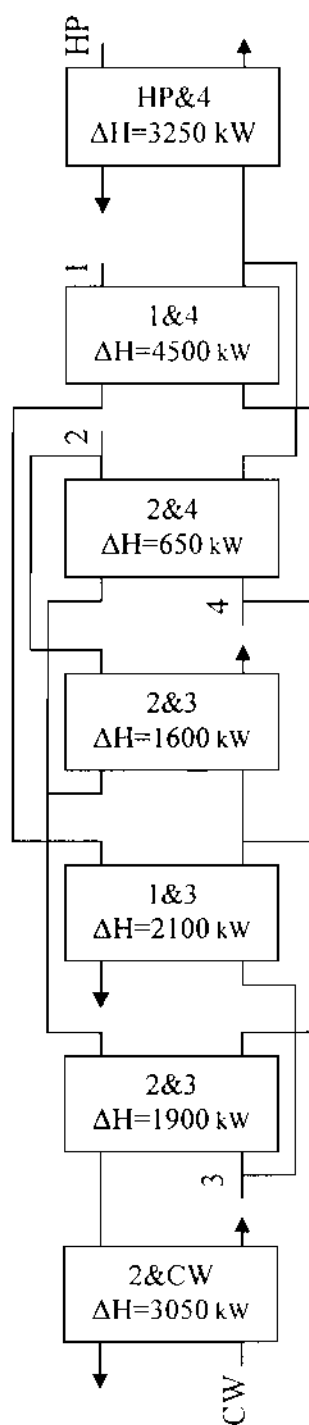


ภาพที่ 4-28 แผนผังกริดหลังจากการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสยูลิตีครั้งที่ 2 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

จากภาพที่ 4-28 จะพบว่าแผนผังกริดภายหลังการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้ง 6 วง ออกแล้วจะไม่มีวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนเหลืออยู่ภายในโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน และจำนวนของโซนหรือบล็อกของการแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีค่าน้อยที่สุดเท่ากับ 5 โซนหรือบล็อก ซึ่งถือว่าเป็นจำนวนที่จำเป็นจะต้องคงไว้ให้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถดำเนินการแลกเปลี่ยนความร้อนตามเป้าหมายได้สำหรับกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว

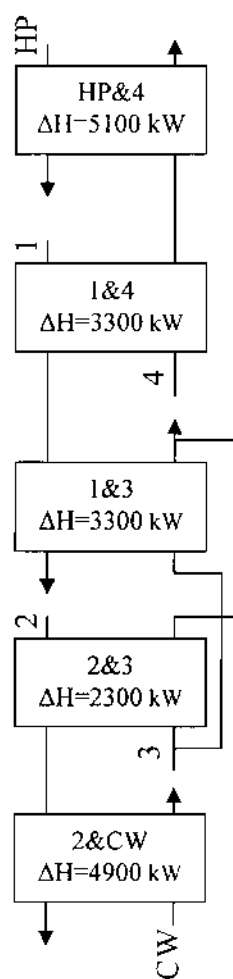
ในขั้นตอนของการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้ง 6 วง พบว่าการยุบวงรอบที่ 1- 4 ไม่ส่งผลกระทบให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของปริมาณกระแสยู่ทิลิตีร้อนและกระแสยู่ทิลิตีเย็นที่ต้องการ แต่ในการยุบวงรอบที่ 5 และ 6 นั้นจะต้องปรับเพิ่มกระแสยู่ทิลิตีดังกล่าว อย่างไรก็ตาม กิตติโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีจำนวนของโซนหรือบล็อกการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยกว่า มีข้อได้เปรียบในเรื่องค่าใช้จ่ายในการติดตั้งแผ่นประกบกันความร้อนที่น้อยกว่า นอกจากนั้นในส่วนของการดำเนินงานและการควบคุมจะกระทำได้ง่ายกว่าเนื่องจากจำนวนกระแสของไหลที่ไหลเข้าและออกระหว่างโซนการแลกเปลี่ยนความร้อนมีจำนวนน้อยกว่า ดังนั้นในขั้นตอนนี้สามารถสรุปถึงจำนวนโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่น่าจะเป็นไปได้มากที่สุดในการออกแบบเท่ากับ ได้แก่

4.2.2.1 โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนภายหลังการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 1-4 (ภาพที่ 4-22) แสดงได้ดังแผนผังบล็อกในภาพที่ 4-29



ภาพที่ 4-29 แผนผังแสดงการยกยวนรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 1-4 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

4.2.2.2 โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนภายหลังการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยน
ความร้อนวงที่ 1-6 (ภาพที่ 4-22) แสดงได้ดังแผนผังบล็อกในภาพที่ 4-30



ภาพที่ 4-30 แผนผังบล็อกหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 1-6 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

อย่างไรก็ดีในขั้นตอนต่อไป จะได้พิจารณาถึงการคำนวณเบื้องต้นของจำนวนช่องทางการไหลที่ต้องใช้เพื่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนตามที่กำหนดในโซนของการแลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ ภายในโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความเป็นไปได้ในการออกแบบทั้งหมด ทั้งนี้เพื่อจะได้ใช้ข้อมูลจำนวนช่องทางการไหลดังกล่าวเป็นเครื่องมือช่วยในการตัดสินใจในการกำหนดรูปแบบของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมต่อไป

4.2.3 การคำนวณจำนวนช่องทางการไหล

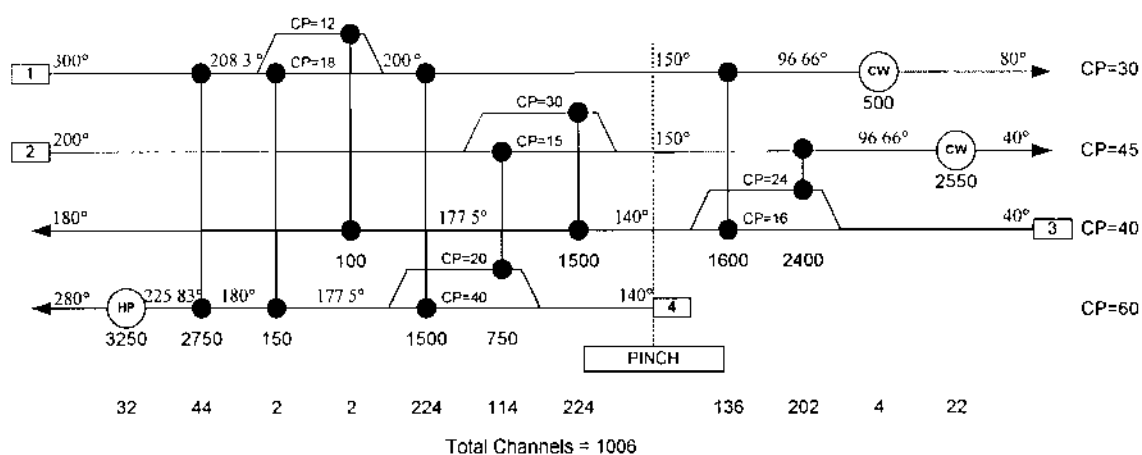
ใช้สมการการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว คือสมการที่ (3-11) หรือ (3-12) ดังนี้

$$\frac{(2n-1)wL_{ch}}{\frac{n^{0.65}}{Const_h} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{n^{0.65}}{Const_c}} = \frac{C_{min}\epsilon_{cc}}{1-\epsilon_{cc}} \quad \text{สำหรับ} \quad C^* = 1 \quad (3-11)$$

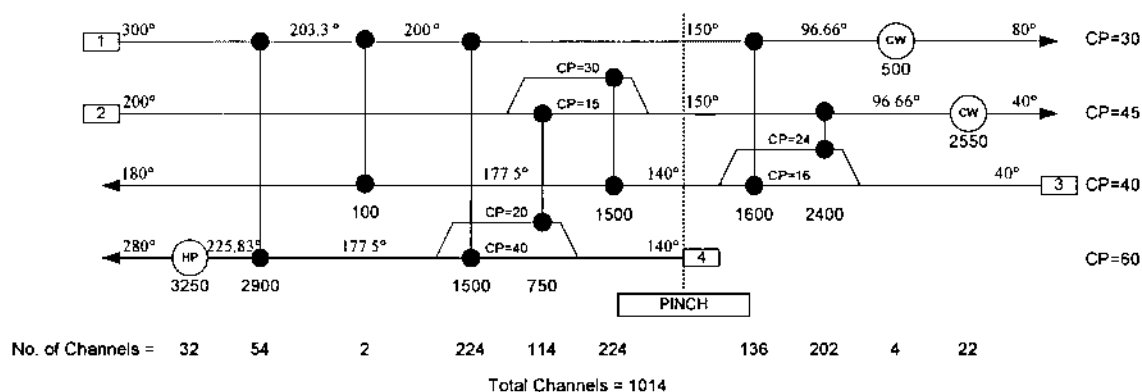
$$\frac{(2n-1)wL_{ch}}{\frac{n^{0.65}}{Const_h} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{n^{0.65}}{Const_c}} = \frac{C_{min}}{1-C^*} \ln \left[\frac{1-C^*\epsilon_{cc}}{1-\epsilon_{cc}} \right] \quad \text{สำหรับ} \quad C^* \neq 1 \quad (3-12)$$

สมการที่ (3-11) และ สมการที่ (3-12) จะใช้ในการคำนวณหาจำนวนช่องทางการไหลนั้น คือค่า n ในสมการโดยมีเงื่อนไขในการใช้สมการคือหาก $C^* = 1$ ต้องใช้สมการที่ (3-11) แต่หาก $C^* \neq 1$ ต้องใช้สมการที่ (3-12) แทน

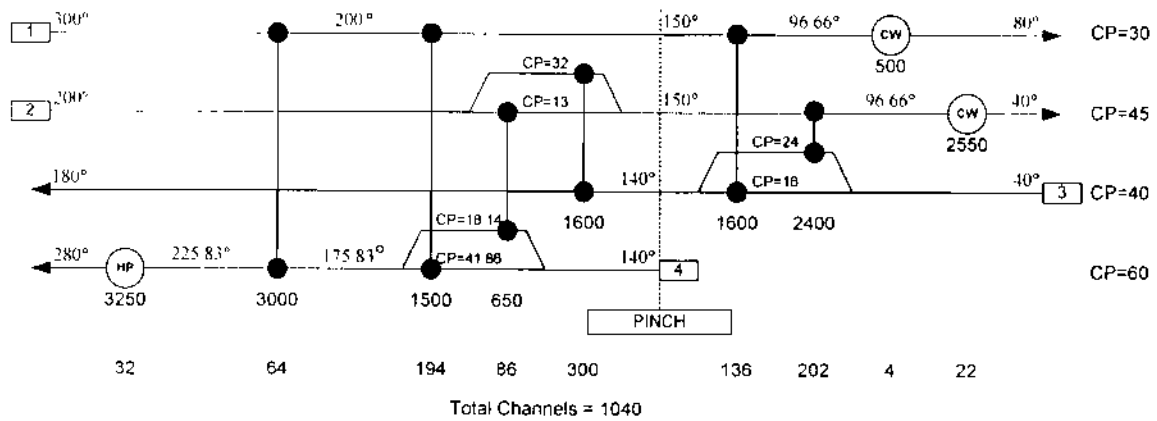
การคำนวณหาจำนวนช่องทางการไหลของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 หาจำนวนช่องทางการไหลทุก ๆ ครั้งที่มีการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังภาพที่ 4-31 ถึง ภาพที่ 4-37



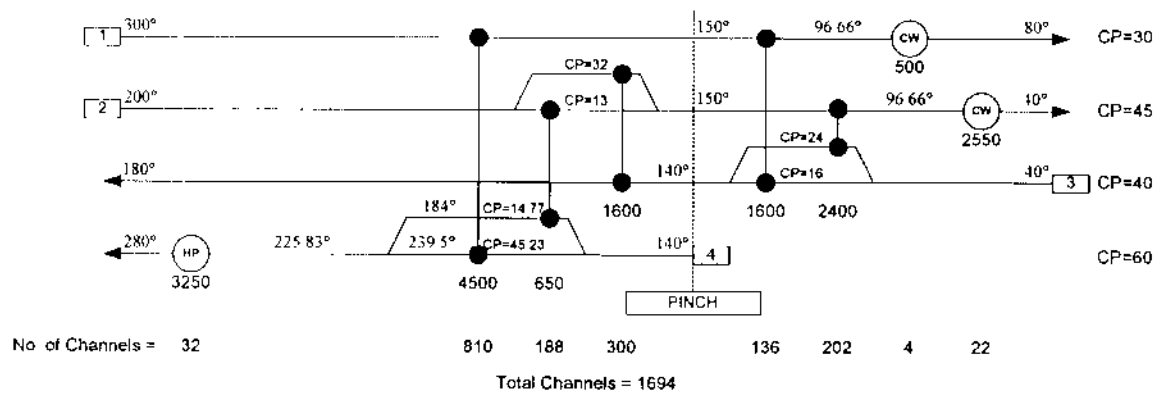
ภาพที่ 4-31 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายก่อนการยุบวงรอบ
การแลกเปลี่ยนความร้อน กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1



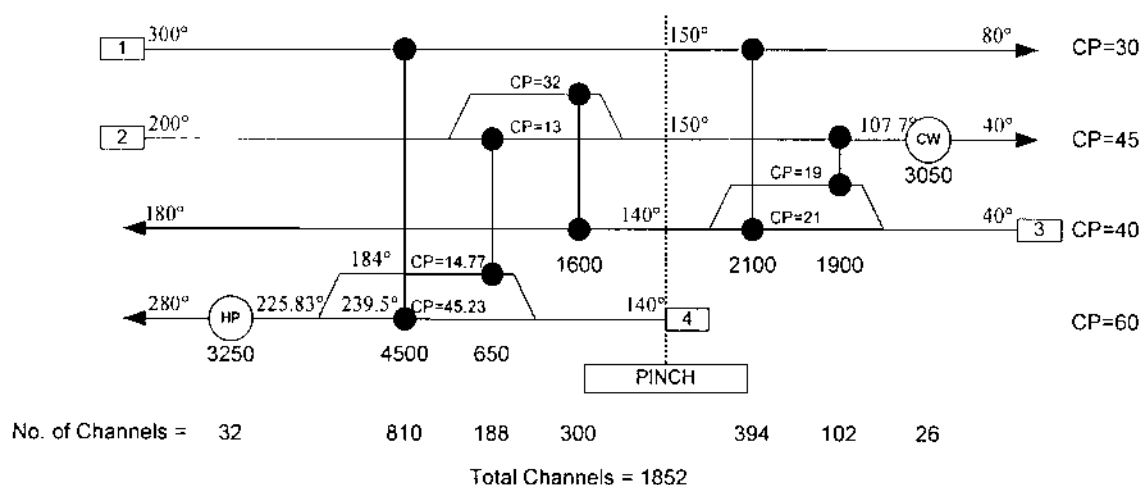
ภาพที่ 4-32 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบวงรอบ
การแลกเปลี่ยนความร้อนกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1



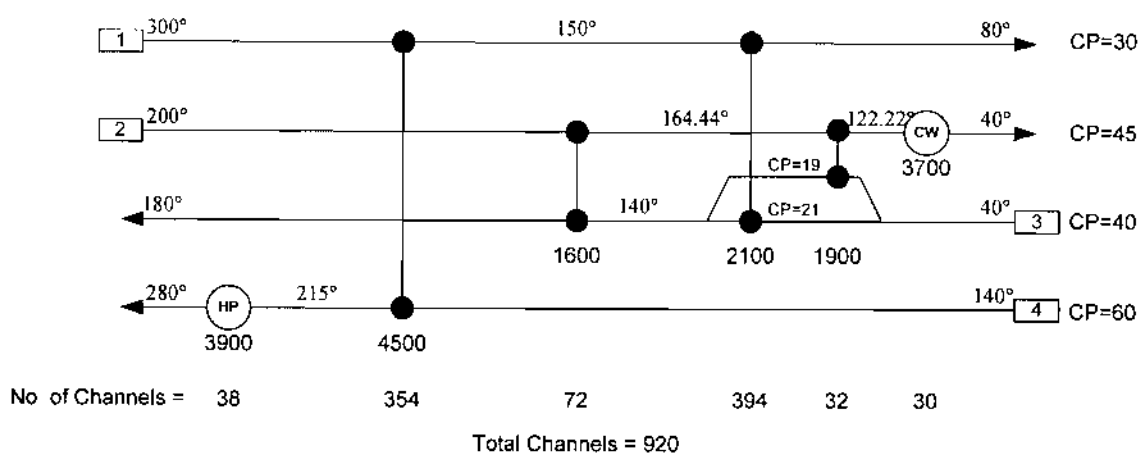
ภาพที่ 4-33 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบวงรอบ
การแลกเปลี่ยนความร้อนครั้งที่ 2 กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1



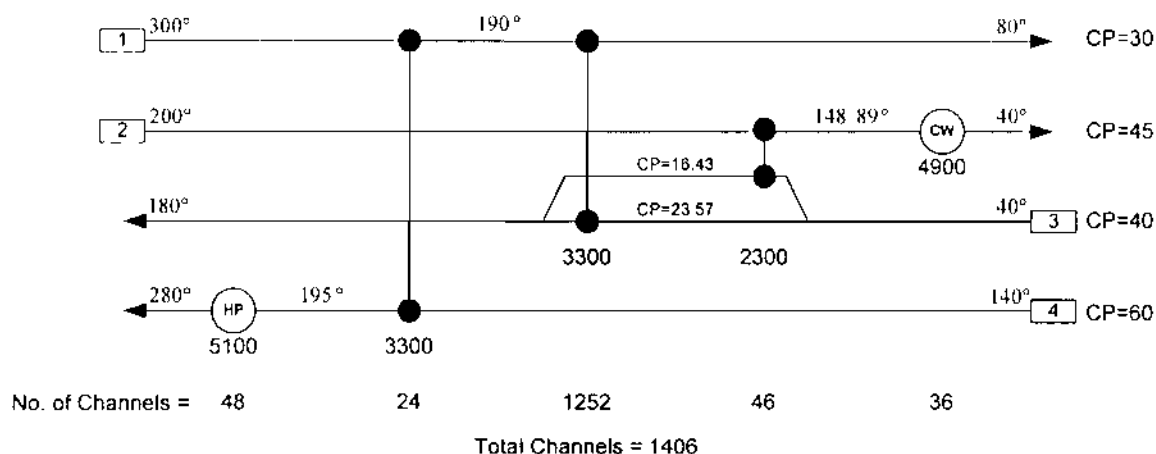
ภาพที่ 4-34 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบวงรอบ
การแลกเปลี่ยนความร้อนครั้งที่ 3 กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1



ภาพที่ 4-35 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบวงรอบ การแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 4 กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1



ภาพที่ 4-36 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบวงรอบ การแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 5 กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1



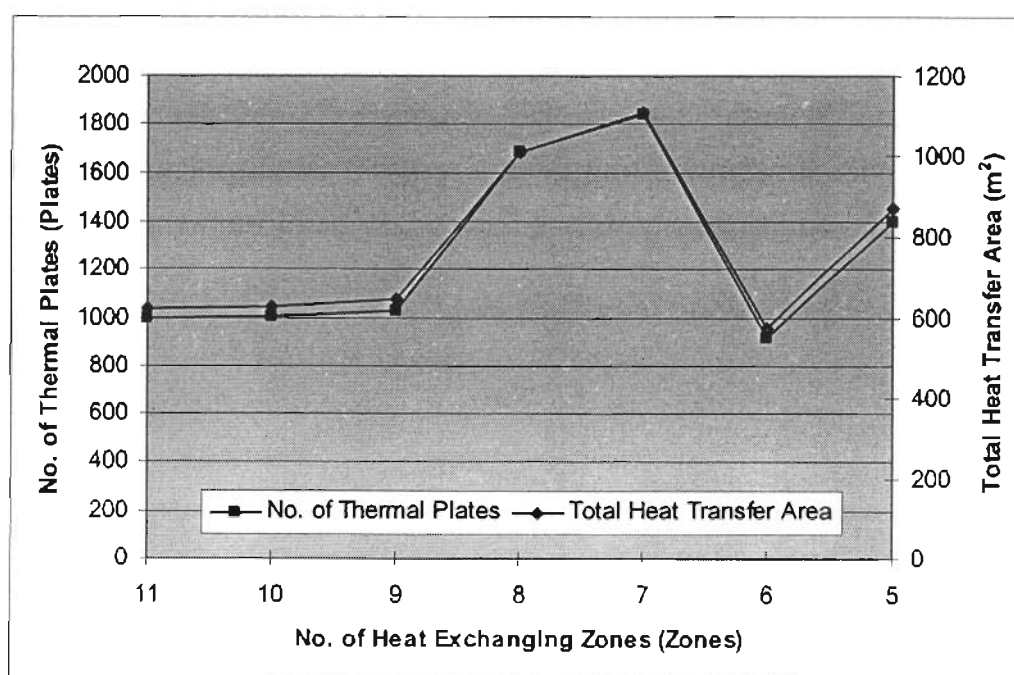
ภาพที่ 4-37 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบวงรอบ
การแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 6 กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

4.2.4 การหาพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน

การคำนวณพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนรวมของโครงข่ายเพื่อเป็นการยืนยันกับผลการคำนวณจำนวนผ่านเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนรวมว่ามีความถูกต้อง และเกิดเป็นแนวโน้มลักษณะเดียวกันเมื่อทำการเขียนกราฟร่วมกับจำนวนของโซนการแลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ ดังแสดงในตารางที่ 4-5 และภาพ 4-38

ตารางที่ 4-5 แสดงจำนวนช่องทางการไหลรวม พื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนรวม จำนวนแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน และจำนวนแผ่นประกบกันความร้อน ในกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

โครง ข่าย	โซนการแลก เปลี่ยนความร้อน (Zones) (A)	ช่องทางการ ไหลรวม (Channels) (B)	พื้นที่ แลกเปลี่ยน ความร้อน รวม (m ²)	แผ่นเพลทแลก เปลี่ยนความร้อน (Plates) (B-A)	แผ่นประกบกัน ความร้อนรวม (Plates) (A+1)
1	11	1,006	620	995	12
2	10	1,014	626	1,004	11
3	9	1,040	643	1,031	10
4	8	1,694	1,009	1,686	9
5	7	1,852	1,108	1,845	8
6	6	920	574	914	7
7	5	1,406	874	1,401	6



ภาพที่ 4-38 จำนวนแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนรวมและพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนรวมของโครงข่ายรูปแบบต่าง ๆ สำหรับกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

4.2.5 การคำนวณทางเศรษฐศาสตร์

4.2.5.1 ข้อมูลในการคำนวณค่าต้นทุนรวมต่อปีของโครงการแลกเปลี่ยนความร้อน

4.2.5.1.1 ราคาต่อหน่วยของแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน, $C_{TP} = 8,803 \text{ Baht/Plate}$ [28]

4.2.5.1.2 อัตราดอกเบี้ยต่อปี, $i = 5.9 \%$

4.2.5.1.3 อายุการใช้งานของเครื่อง, $n = 10 \text{ Years}$ (ประเภทหน่วยปฏิบัติการขนาดกลางถึงขนาดใหญ่)

4.2.5.1.4 เวลาดำเนินงานของเครื่องในหนึ่งปี, $T = 28.5 \times 10^6 \text{ Second}$ (ระยะเวลาดำเนินงาน 11 Months/Year)

4.2.5.1.5 ราคาต่อหน่วยของกระแสบูทิลิตีร้อน, $C_h = 0.5 \text{ Baht/kg}$

หมายเหตุ : กระแสบูทิลิตีร้อน คือ ไอน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 300°C และค่าพลังงานเอนทาลปีของการกลายเป็นไอมีค่าเท่ากับ $1,405 \text{ kJ/kg}$ [32]

4.2.5.1.6 ราคาต่อหน่วยของกระแสบูทิลิตีเย็น, $C_c = 0.0003 \text{ Baht/kg}$

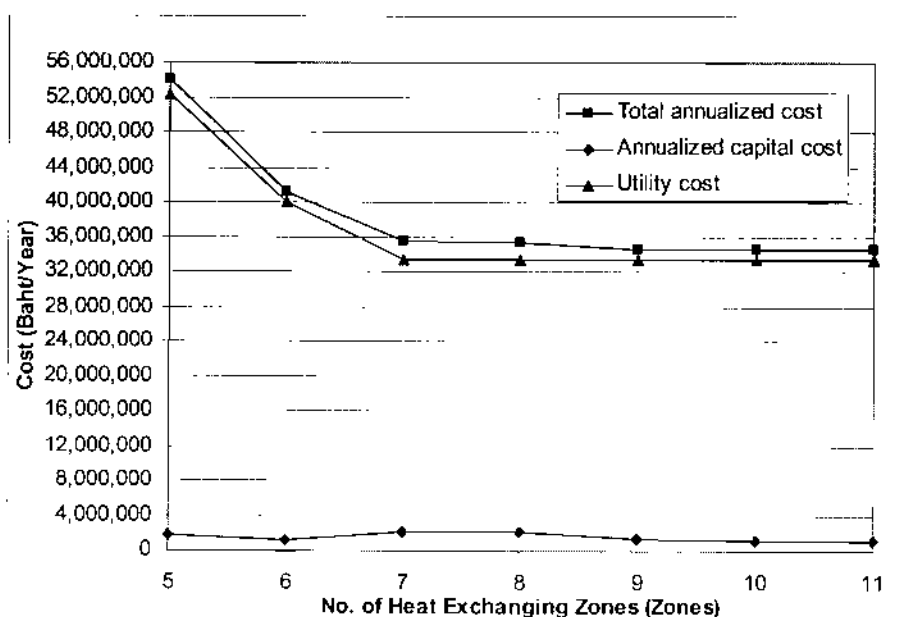
หมายเหตุ : กระแสบูทิลิตีเย็น คือ น้ำหล่อเย็นที่อุณหภูมิ $20 - 40^\circ\text{C}$ และค่าความจุความร้อนจำเพาะมีค่าเท่ากับ $4,184 \text{ kJ/kg K}$ [32]

จากโครงการแลกเปลี่ยนความร้อนนำข้อข้างต้น สามารถคำนวณหาค่าต้นทุนรวมต่อปีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงด้วยสมการที่ (3-67) ประกอบด้วยต้นทุนด้านพลังงานต่อปีใช้สมการที่ (3-66) และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปีใช้สมการที่ (3-65) การแสดงผลการหาค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี โดยมีเงื่อนไขเกี่ยวกับต้นทุนของแผ่นประกบกันความร้อนกับแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนดังนี้

4.2.5.2 ต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 5 เท่า ดังแสดงในตารางที่ 4-6 และภาพที่ 4-39

ตารางที่ 4-6 ตารางแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 5 เท่า

โครง ข่าย	จำนวนโซนการ แลกเปลี่ยนความร้อน (Zones)	ต้นทุนด้าน การก่อสร้างต่อปี (Baht/Year)	ต้นทุนด้าน พลังงานต่อปี (Baht/Year)	ต้นทุนรวม ต่อปี (Baht/Year)
1	11	1,255,857	33,286,642	34,542,499
2	10	1,260,618	33,286,642	34,547,261
3	9	1,286,807	33,286,642	34,573,449
4	8	2,060,558	33,286,642	35,347,200
5	7	2,243,877	33,286,642	35,530,519
6	6	1,129,676	39,953,769	41,083,445
7	5	1,703,442	52,251,351	53,954,793

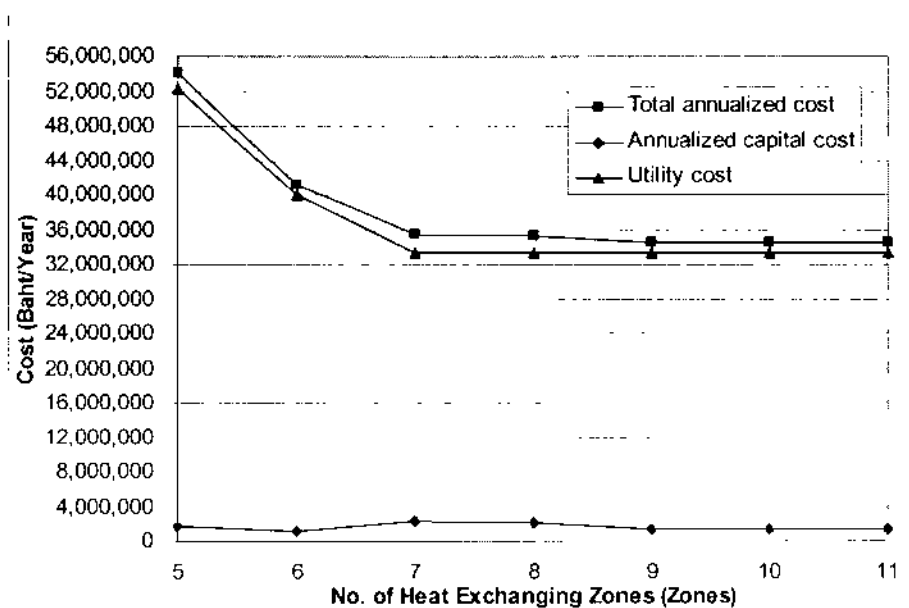


ภาพที่ 4-39 ภาพแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 5 เท่า

4.2.5.3 ต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 10 เท่า ดังแสดงในตารางที่ 4-7 และภาพที่ 4-40

ตารางที่ 4-7 ตารางแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 10 เท่า

โครง ข่าย	จำนวนโซนการ แลกเปลี่ยนความร้อน (Zones)	ต้นทุนด้าน การก่อสร้างต่อปี (Baht/Year)	ต้นทุนด้าน พลังงานต่อปี (Baht/Year)	ต้นทุนรวม ต่อปี (Baht/Year)
1	11	1,327,280	33,286,642	34,613,922
2	10	1,326,090	33,286,642	34,612,732
3	9	1,346,326	33,286,642	34,632,969
4	8	2,114,125	33,286,642	35,400,767
5	7	2,291,492	33,286,642	35,578,135
6	6	1,171,340	39,953,769	41,125,108
7	5	1,739,153	52,251,351	53,990,504

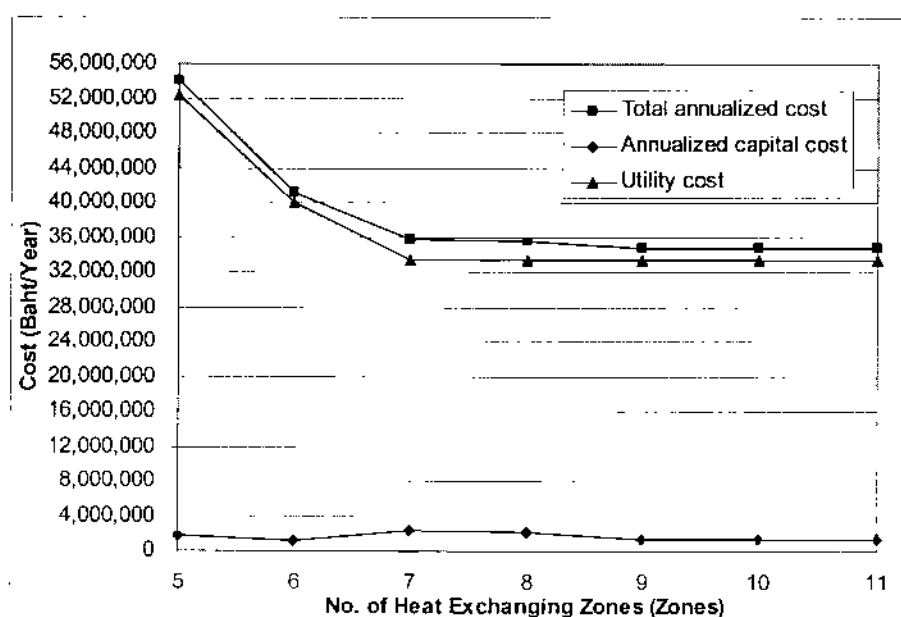


ภาพที่ 4-40 ภาพแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 10 เท่า

4.2.5.4 ต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 15 เท่า ดังแสดงในตารางที่ 4-8 และภาพที่ 4-41

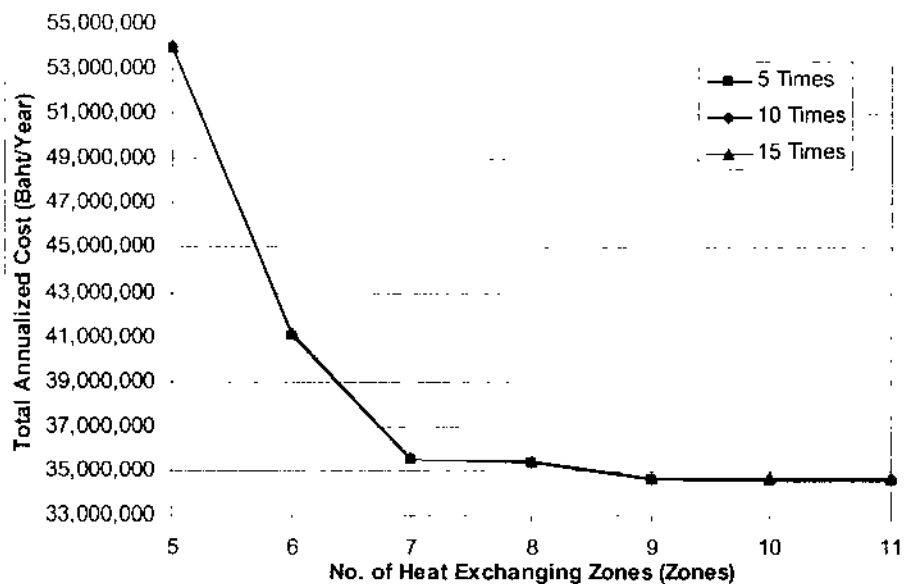
ตารางที่ 4-8 ตารางแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 15 เท่า

โครง ข่าย	จำนวนโซนการ แลกเปลี่ยนความร้อน (Zones)	ต้นทุนด้าน การก่อสร้างต่อปี (Baht/Year)	ต้นทุนด้าน พลังงานต่อปี (Baht/Year)	ต้นทุนรวมต่อปี (Baht/Year)
1	11	1,398,703	33,286,642	34,685,345
2	10	1,391,561	33,286,642	34,678,203
3	9	1,405,845	33,286,642	34,692,488
4	8	2,167,692	33,286,642	35,454,335
5	7	2,339,108	33,286,642	35,625,750
6	6	1,213,003	39,953,769	41,166,772
7	5	1,774,865	52,251,351	54,026,216



ภาพที่ 4-41 ภาพแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 15 เท่า

เมื่อได้ค่าต้นทุนรวมต่อปีตามเงื่อนไขกรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 5 10 และ 15 เท่า สามารถนำมาเปรียบเทียบกันดังแสดงจากภาพที่ 4-42



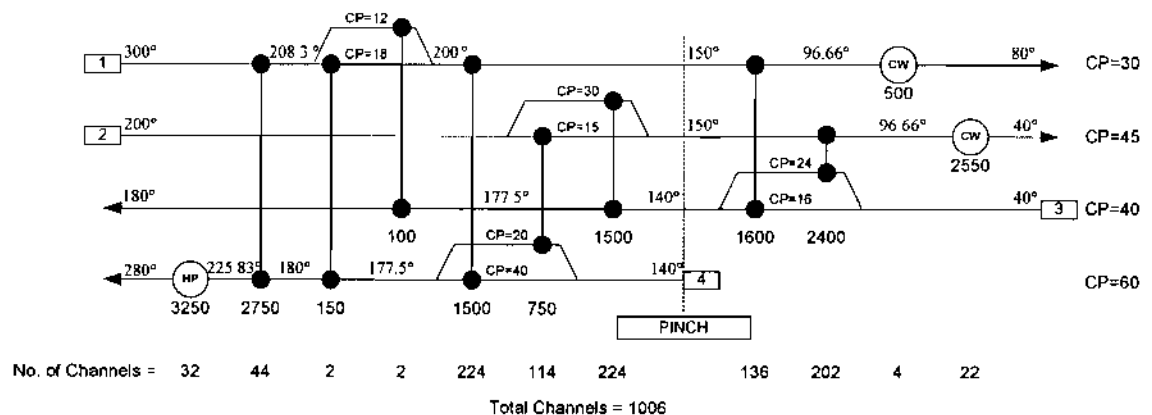
ภาพที่ 4-42 ภาพแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 5 10 และ 15 เท่า

จากการคำนวณต้นทุนในตารางที่ 4-6 4-7 และ 4-8 พร้อมทั้งภาพที่ 4-39 4-40 และ 4-41 โดยเรียงตามลำดับตามจำนวน 5 10 และ 15 เท่าของต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนที่สูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน ในส่วนค่าต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปีพบว่าโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน 6 โซน มีค่าใช้จ่ายในดังกล่าวต่ำสุดเท่ากับ 1,129,676 บาท/ปี 1,171,340 บาท/ปี และ 1,213,003 บาท/ปี ตามลำดับ เนื่องจากโครงข่ายนี้ใช้จำนวนของแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนต่ำสุด อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาถึงต้นทุนการดำเนินงานหรือต้นทุนด้านพลังงานต่อปี พบว่าโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าต้นทุนดังกล่าวต่ำสุด คือโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีโซนการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 7 - 11 โซน โดยโครงข่ายดังกล่าวมีต้นทุนด้านพลังงานเท่ากับ 33,286,642 บาท/ปี จากการเปรียบเทียบต้นทุนค่าใช้จ่ายทั้งสองประเภทสามารถสรุปได้ว่าในกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 ต้นทุนด้านพลังงานเป็นค่าใช้จ่ายหลัก และต้นทุนด้านการก่อสร้างถือว่าเป็นค่าใช้จ่ายรอง ดังนั้นเมื่อทำการรวมค่าใช้จ่ายทั้งสองประเภทเข้าด้วยกัน พบว่าโครงข่ายแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าต้นทุนรวมต่อปีต่ำสุด ได้แก่ กรณี 5 เท่าของต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนที่สูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน คือ

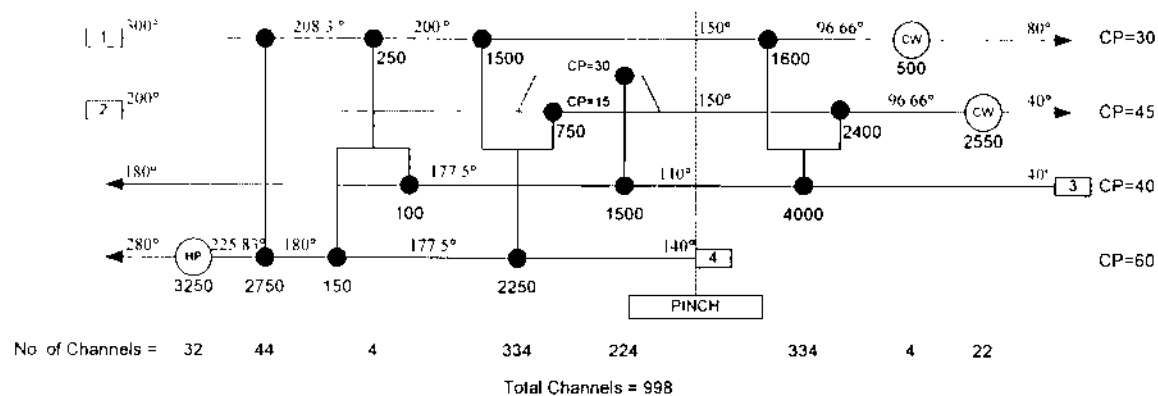
โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีโชนการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 11 โชน โดยมีค่าต้นทุนรวมต่อปีเท่ากับ 34,542,499 บาท/ปี กรณี 10 และ 15 เท่าของต้นทุนแผ่นประกบกัน ความร้อนที่สูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน คือโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีโชนการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 10 โชน โดยมีค่าต้นทุนรวมต่อปีเท่ากับ 34,612,732 บาท/ปี และ 34,678,203 บาท/ปี ตามลำดับ

4.2.6 กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง

จะพบว่าที่กล่าวมาเป็นข้างต้นเป็นกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว แต่เนื่องจากแผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 สามารถจับคู่การแลกเปลี่ยนความร้อน 2 คู่ โดยให้กระแสของไหลทั้งสามมีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางได้โดยมีเงื่อนไขที่ว่าอุณหภูมิเข้าและขาออกของกระแสของไหลทั้ง 3 กระแสต้องเป็นอุณหภูมิเดียวกัน ภาพแผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 พร้อมทั้งจำนวนช่องทางการไหล ดังแสดงในภาพที่ 4-43 และเมื่อจัดรูปแบบการไหลเป็นแบบการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง ดังแสดงในภาพ 4-44

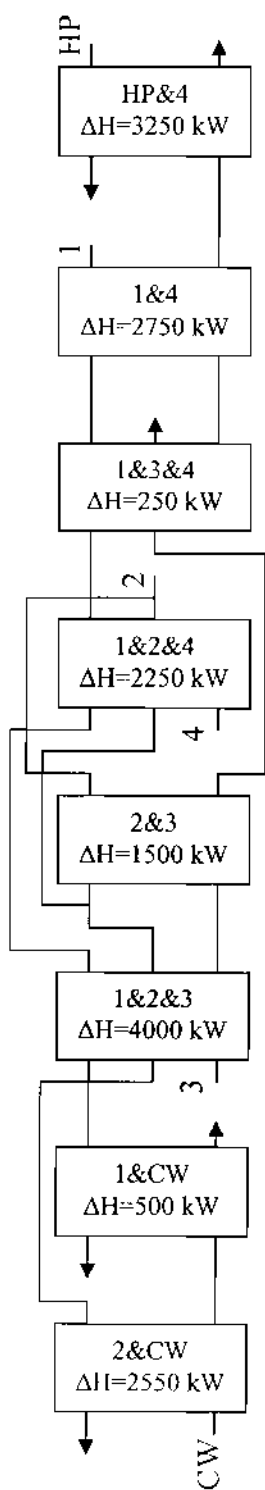


ภาพที่ 4-43 แผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1
ทั้งจำนวนช่องทางการไหล กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว



ภาพที่ 4-44 แผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 พร้อมทั้งจำนวนช่องทางการไหลกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง

จากภาพที่ 4-44 แผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง สามารถวาดแผนผังบล็อกการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังแสดงในภาพที่ 4-45



ภาพที่ 4-45 แผนผังบล็อกรวมการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องทำความเย็นและการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องทำความร้อน

จากภาพที่ 4-43 แผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว มีช่องทางการไหลรวม 1,006 ช่อง และจากภาพที่ 4-44 แผนผัง กริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง มีช่องทางการไหลรวม 998 ช่อง สามารถสรุปได้ว่าเมื่อทำการจับคู่กระแสของไหลที่เหมาะสมให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางได้นั้น จะสามารถช่วยลดช่องทางการไหลรวมลงได้

4.3 กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

ในกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 จะเป็นการออกแบบเพื่อกำหนดคู่การแลกเปลี่ยนความร้อน ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหล 6 กระแส ซึ่งมีกระแสของไหลร้อนและกระแสของไหลเย็นอย่างละ 3 กระแส โดยมีขั้นตอนการออกแบบดังต่อไปนี้

4.3.1. การวิเคราะห์พื้นที่โดยวิธีทางตาราง

4.3.1.1 ขั้นตอนที่หนึ่ง

ทำการรวบรวมข้อมูลที่จำเป็นของกระแสของไหลทุกกระแสในการวิเคราะห์พื้นที่ ได้แก่ อุณหภูมิเริ่มต้น อุณหภูมิสุดท้าย และค่าความจุความร้อน ไว้ในตารางแสดงข้อมูลของกระแสของไหล ดังแสดงในตารางที่ 4-9

ตารางที่ 4-9 แสดงข้อมูลของกระแสของไหลสำหรับกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

Stream	Type	Supply Temperature (°C)	Target Temperature (°C)	Heat Capacity Flow rate (kW/°C)	Q available (kW)
1	Hot	180	50	60	7800
2	Hot	220	50	40	6800
3	Hot	220	89	37.5	4912.5
4	Cold	40	165	30	-3750
5	Cold	40	250	25	-5250
6	Cold	90	250	75	-12000

ตารางที่ 4-10 คุณสมบัติของกระแสของไหลแต่ละกระแส

Stream	Type	C_p (J/kg K)	λ (W/m K)	μ (Pa s)	ρ (kg/m ³)
1	Hot	2,600	0.12	0.00050	780
2	Hot	2,200	0.12	0.00040	800
3	Hot	2,600	0.12	0.00045	750
4	Cold	2,600	0.12	0.00038	820
5	Cold	2,000	0.12	0.00040	800
6	Cold	2,300	0.12	0.00050	780

4.3.1.2 ขั้นตอนที่สอง

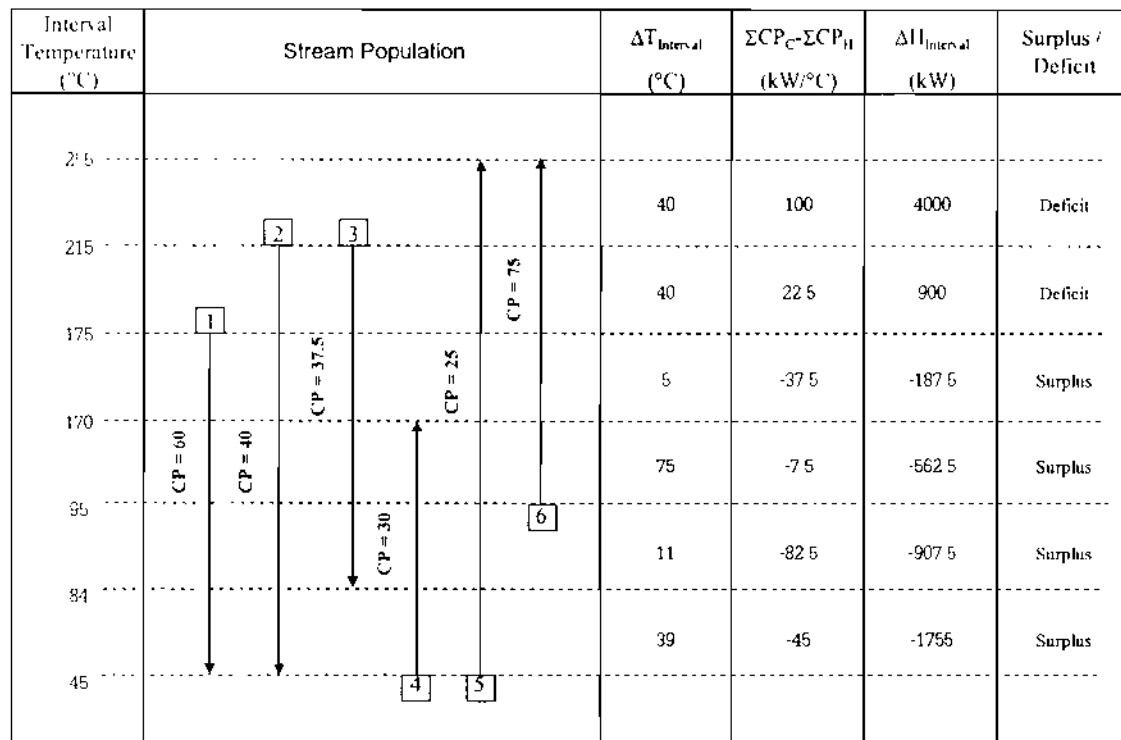
ทำการปรับค่าอุณหภูมิเริ่มต้นและค่าอุณหภูมิสุดท้ายของแต่ละกระแสของไหล ให้เป็นอุณหภูมิปรับแก้ โดยใช้สมการที่ (3-36) และ (3-37) เมื่อกำหนดให้ค่าแรงขับของอุณหภูมิต่ำสุด $\Delta T_{\min}$ ของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็น 10 °C ค่าอุณหภูมิปรับแก้ดังแสดงในตารางที่ 4-11

ตารางที่ 4-11 แสดงค่าอุณหภูมิเริ่มต้น อุณหภูมิสุดท้ายและอุณหภูมิปรับแก้ของแต่ละกระแส

Stream	Type	T_s (°C)	T_T (°C)	T_s^* (°C)	T_T^* (°C)
1	Hot	180	50	175	45
2	Hot	220	50	215	45
3	Hot	220	89	215	84
4	Cold	40	165	45	170
5	Cold	40	250	45	255
6	Cold	90	250	95	255

4.3.1.3 ขั้นตอนที่สาม

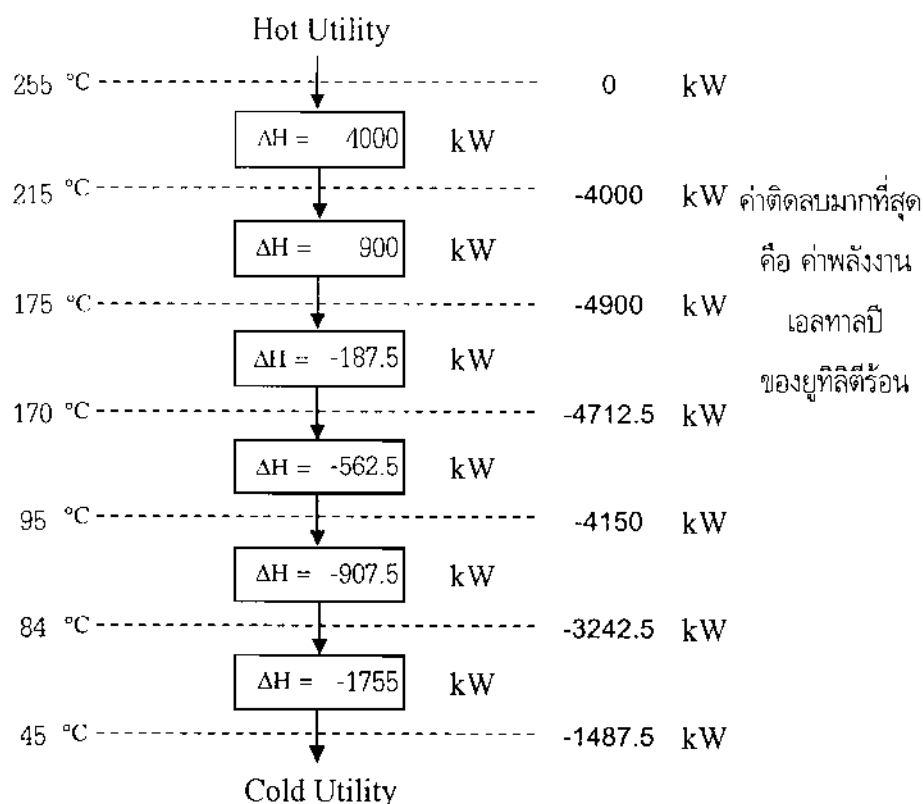
ทำการกำหนดเส้นแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิปรับแก้ของแต่ละกระแสของไหล และคำนวณสมดุลพลังงานในแต่ละช่วงของอุณหภูมิปรับแก้ ดังแสดงในภาพที่ 4-46



ภาพที่ 4-46 การคำนวณสมดุลพลังงานในแต่ละช่วงของอุณหภูมิปรับแก้ของกรณีศึกษา
ตัวอย่างที่ 2

4.3.1.2 ขั้นตอนที่สี่

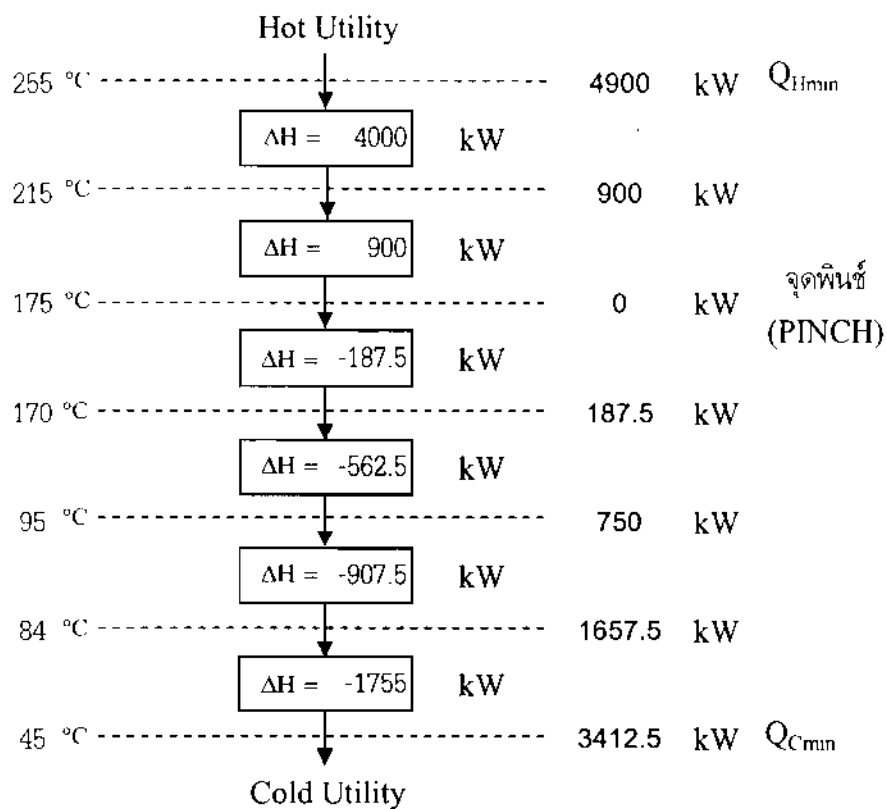
ทำการจัดเรียงค่าพลังงานเอนทาลปีในแนวดิ่ง เพื่อหาค่าพลังงานสุทธิในแต่ละช่วงอุณหภูมิและค่าพลังงานยูทิลิตี้ร้อนน้อยที่สุดที่ต้องการจากภายนอก ดังแสดงในภาพที่ 4-47



ภาพที่ 4-47 การจัดเรียงค่าพลังงานเอนทาลปีเพื่อหาค่าพลังงานยูทิลิตี้ร้อนน้อยที่สุดของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

4.3.1.5 ขั้นตอนที่ห้า

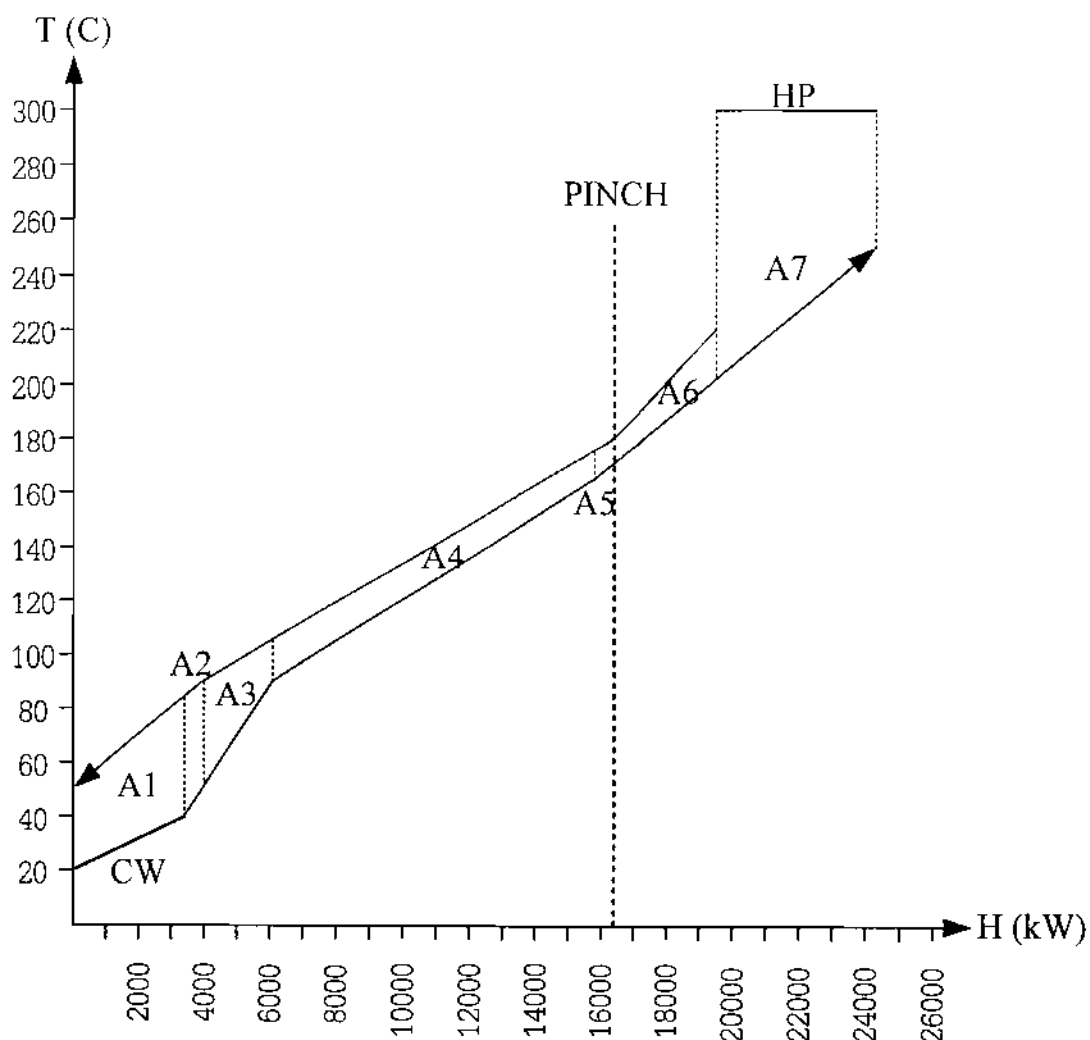
ทำการจัดเรียงค่าพลังงานเอนทาลปีในแนวตั้งอีกครั้ง เพื่อหาค่าพลังงานยูทิลิตี้ร้อนและค่าพลังงานยูทิลิตี้เย็นน้อยที่สุดที่ต้องการจากภายนอก ดังแสดงในภาพที่ 4-48



ภาพที่ 4-48 การจัดเรียงค่าพลังงานเอนทาลปีเพื่อหาค่าพลังงานยูทิลิตี้น้อยที่สุดของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

4.3.1.6 ขั้นตอนที่หก

ทำการสร้างกราฟคอมโพสิทรวของกระแสของไอลร้อนและเย็น และทำการแบ่งช่วงของการแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ ช่วง A1 ถึง A7 เอาไว้ในกราฟด้วย ดังแสดงในภาพที่ 4-49



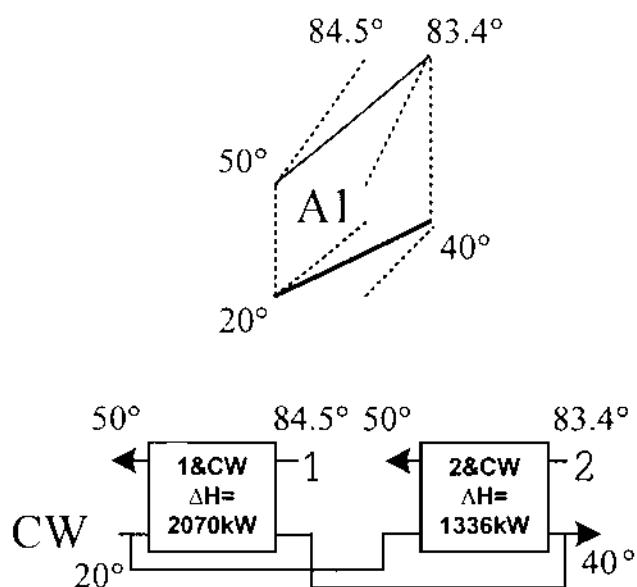
ภาพที่ 4-49 กราฟคอมโพสิทรวรรณแสดงช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษา
ตัวอย่างที่ 2

HP คือ กระแสไอน้ำความดันสูงที่ใช้เป็นกระแสน้ำที่ร้อน

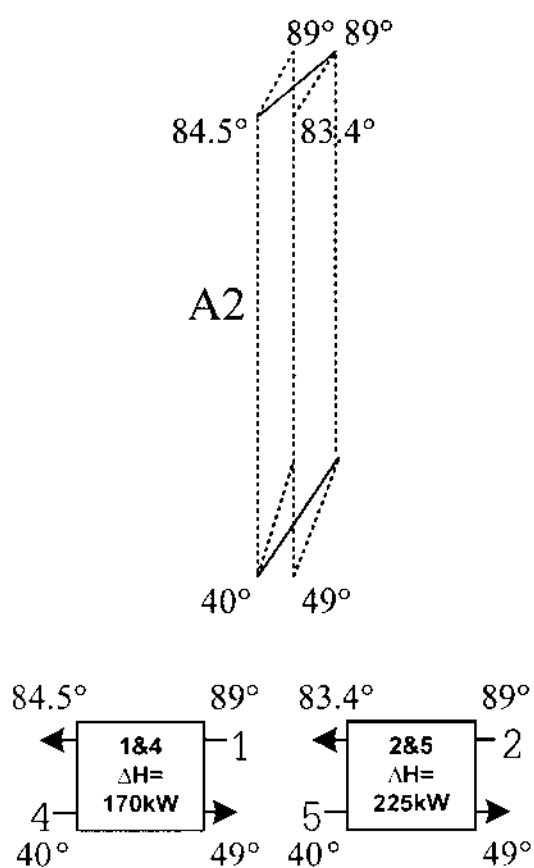
CW คือ กระแสน้ำหล่อเย็นที่ใช้เป็นกระแสน้ำที่เย็น

4.3.1.2 ขั้นตอนที่เจ็ด

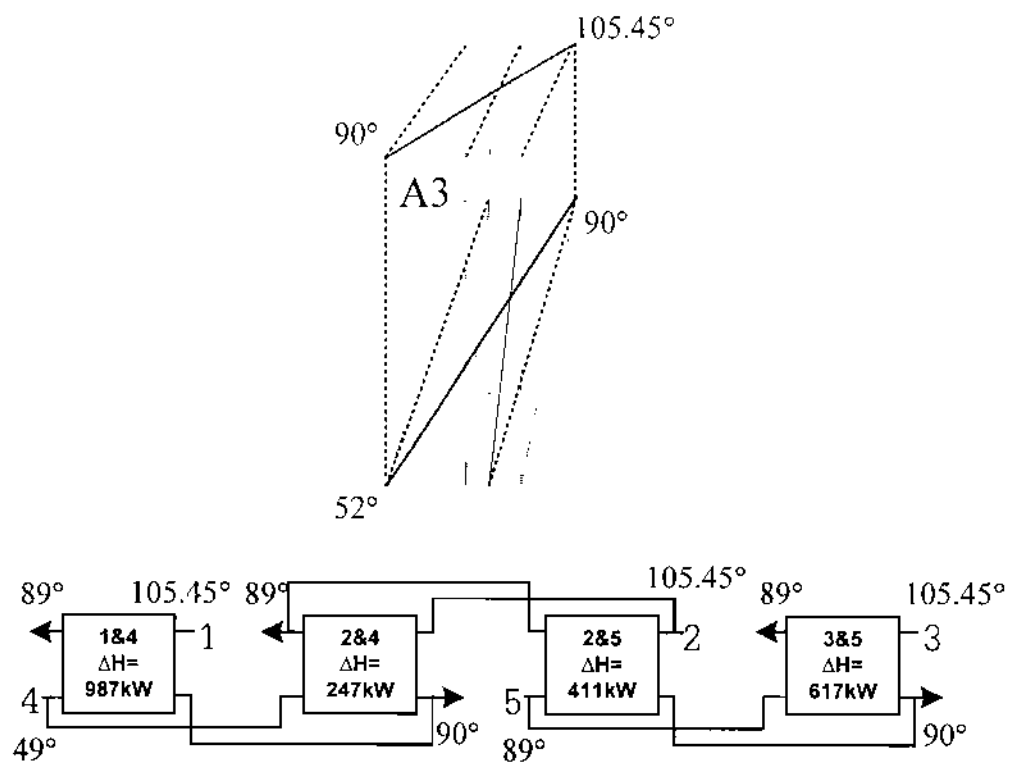
ทำการจับคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนในช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A1 ถึง A7 ในภาพ
ที่ 4-49 โดยการวาดลงในแผนผังบล็อกของแต่ละช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังแสดงในภาพ
ที่ 4-50 ถึง 4-56



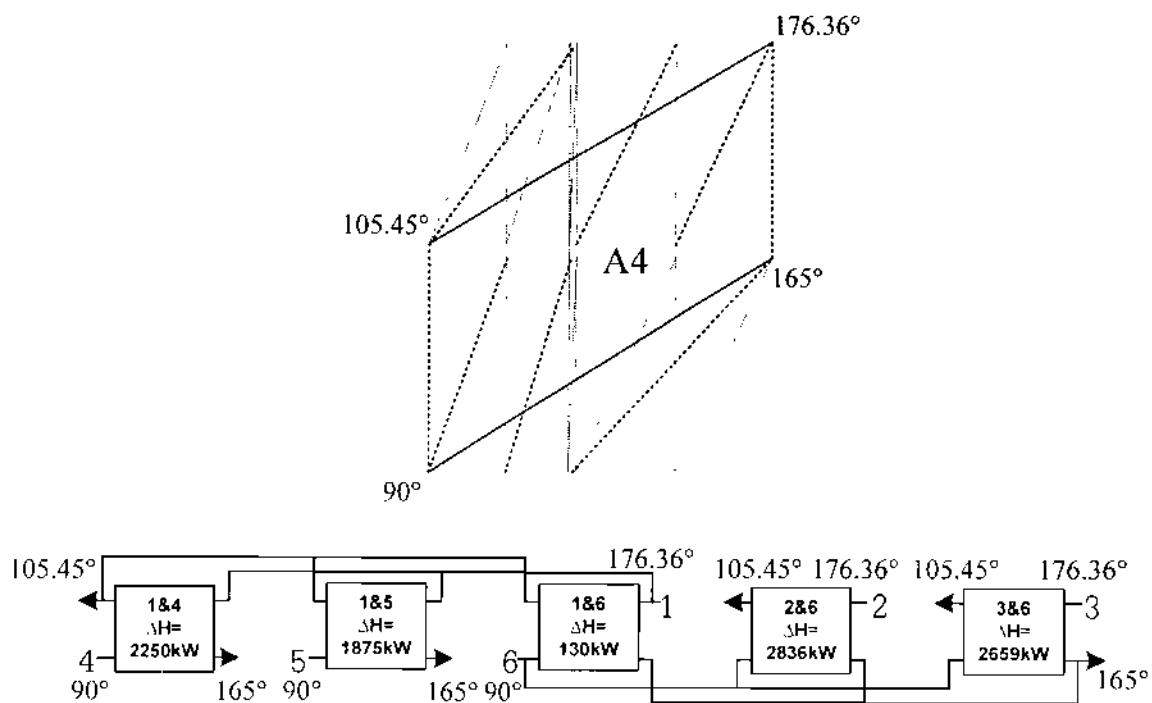
ภาพที่ 4-50 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A1



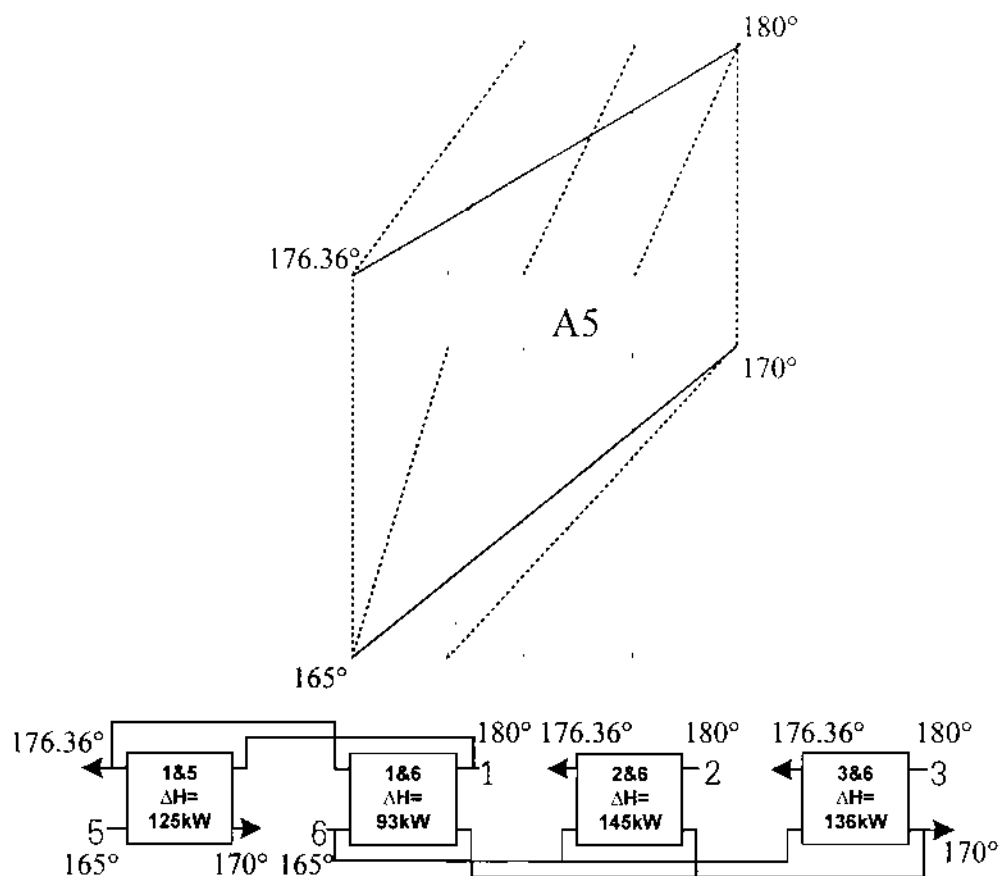
ภาพที่ 4-51 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A2



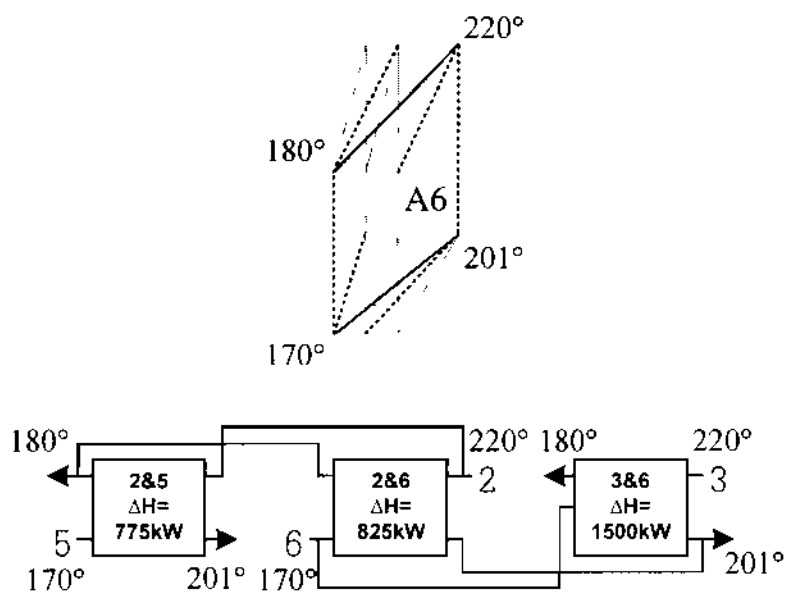
ภาพที่ 4-52 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A3



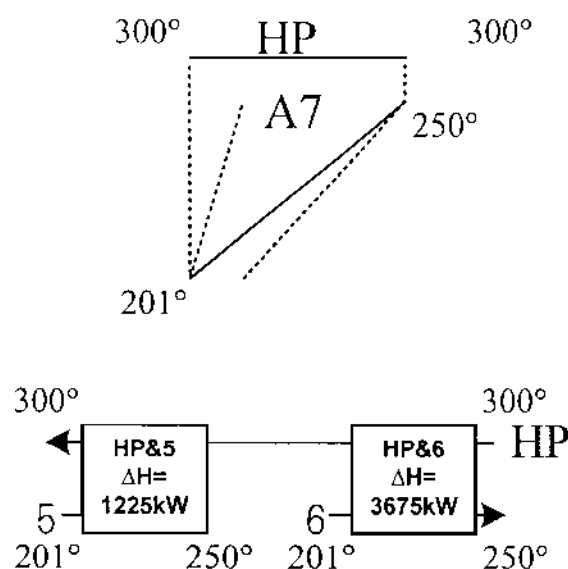
ภาพที่ 4-53 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A4



ภาพที่ 4-54 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A5



ภาพที่ 4-55 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A6



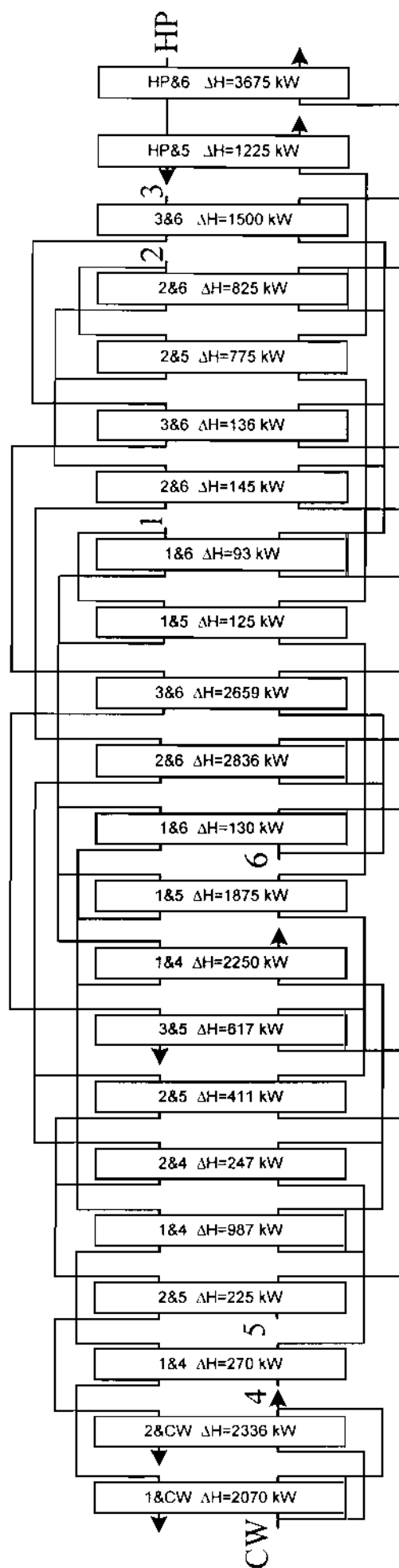
ภาพที่ 4-56 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A7

4.3.1.8 ขั้นตอนี่แปด

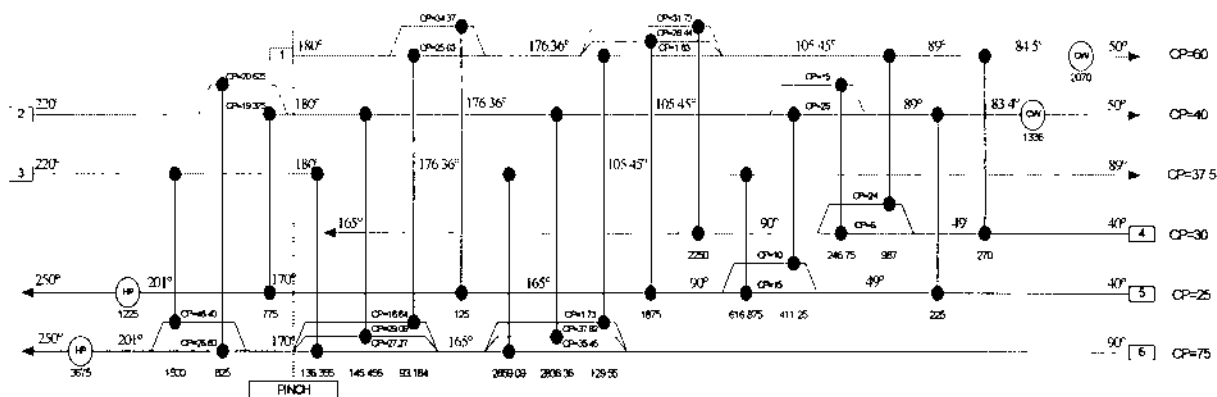
ทำการนำแผนผังบล็อกของแต่ละช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนในภาพที่ 4-50 ถึงภาพที่ 4-56 มาต่อกันตามตำแหน่งที่ปรากฏในกราฟคอมโพสิทรวม (ภาพที่ 4-49) จะได้แผนผังบล็อกของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 ดังแสดงในภาพที่ 4-57

4.3.1.9 ขั้นตอนี่เก้า

แผนผังบล็อกรวมของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 ดังแสดงในภาพที่ (4-57) สามารถนำมาสร้างแผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 เพื่อความสะดวกในการวิเคราะห์ห้วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อน (Loop) ที่เกิดขึ้นได้ ดังแสดงในภาพที่ 4-58



ภาพที่ 4-57 แผนผังบล็อกรวมของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

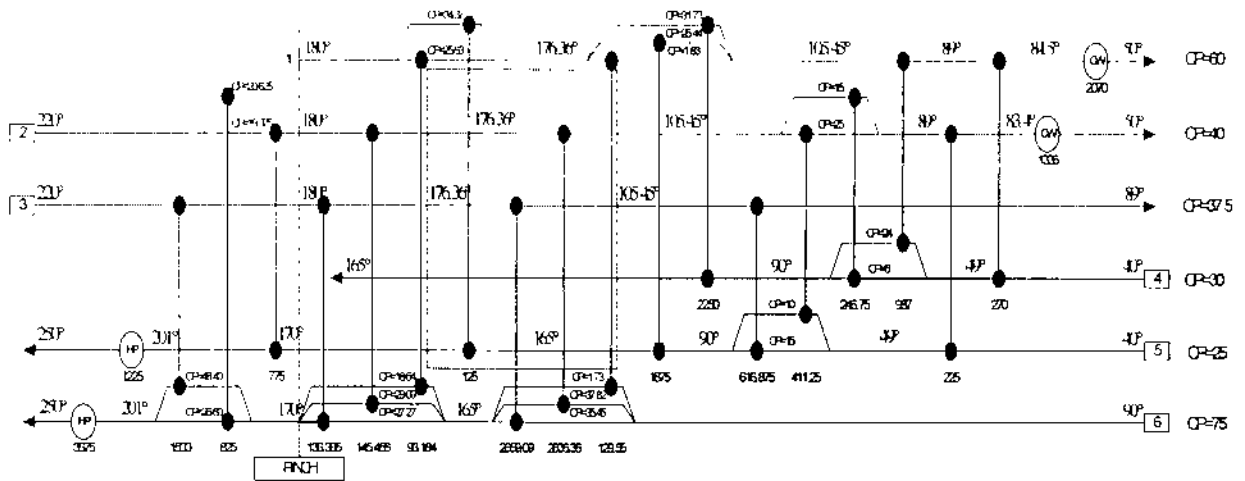


ภาพที่ 4-58 แผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

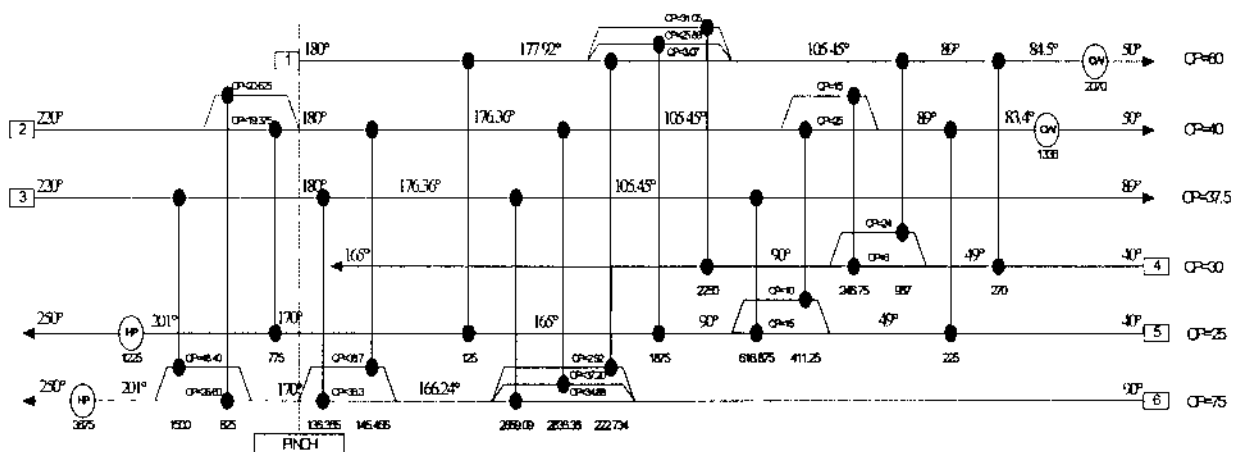
4.3.2 การวิเคราะห์ห้วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อน (Loop analysis)

จากแผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 ดังแสดงในภาพที่ 4-58 พบว่ามีจำนวนของคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 22 คู่ ซึ่งมีจำนวนเท่ากับจำนวนบล็อกหรือโซนการแลกเปลี่ยนความร้อนในแผนผังบล็อกของภาพที่ 4-57 อย่างไรก็ตามในแผนผังดังกล่าวมีวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดขึ้นทั้งหมด 14 วง ซึ่งในขั้นตอนนี้จะได้ทำการยุบวงรอบดังกล่าวที่ละวง เพื่อจะได้ศึกษาถึงโครงสร้างการแลกเปลี่ยนความร้อนของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนและเป้าหมายของการใช้พลังงานที่ละขั้นตอน ดังต่อไปนี้

วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 1 ดังแสดงในภาพที่ 4-59 และเมื่อทำการยุบวงรอบดังกล่าวโดยการรวมภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนของคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนเข้าด้วยกัน นั่นคือรวม 93 kW เข้ากับ 130 kW เป็นหนึ่งคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระเท่ากับ 223 kW จะได้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 21 คู่ และมีเป้าหมายของการใช้พลังงานเท่าเดิม ดังแสดงในภาพที่ 4-60

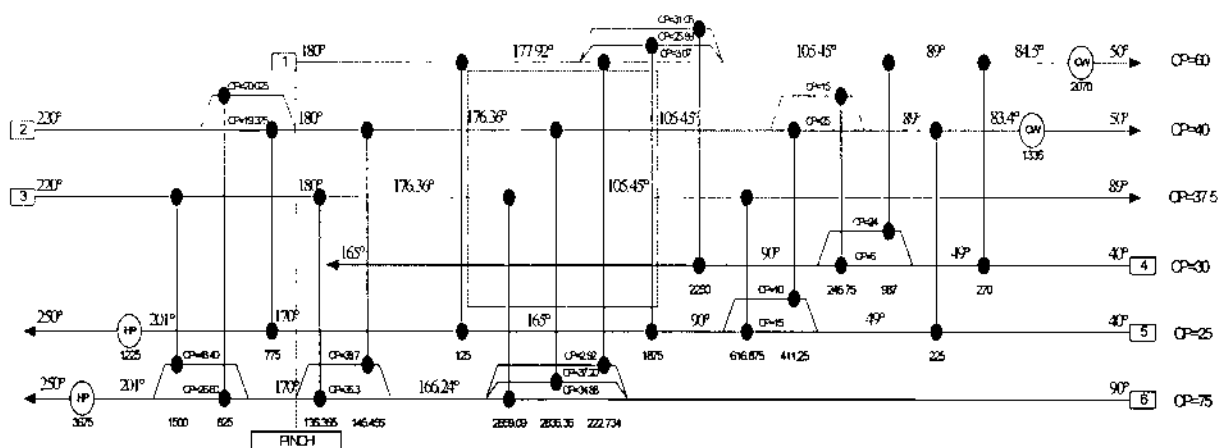


ภาพที่ 4-59 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 1 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

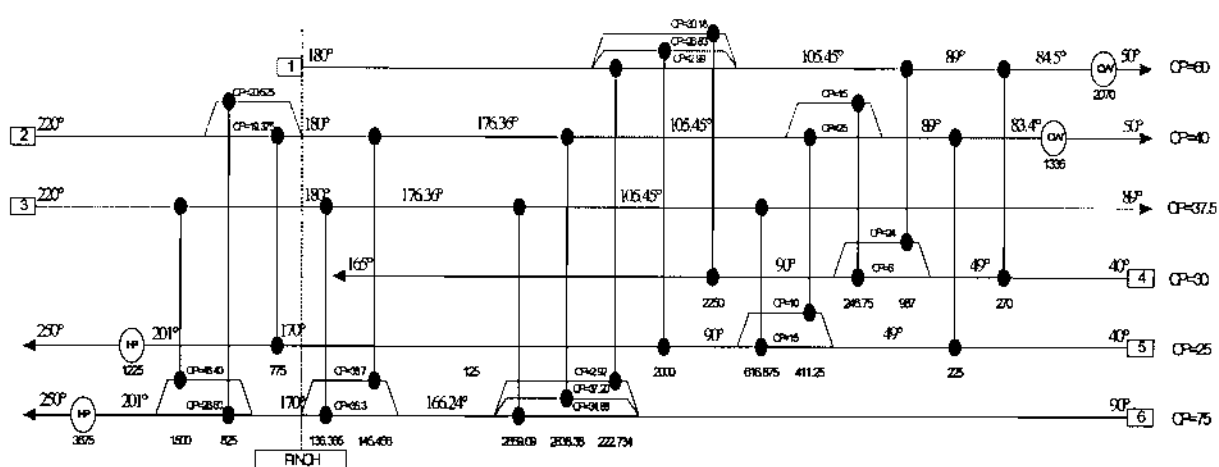


ภาพที่ 4-60 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 1 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 2 ดังแสดงในภาพที่ 4-61 และเมื่อทำการยุบวงรอบดังกล่าวโดยการรวมภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนของกลุ่มการแลกเปลี่ยนความร้อนเข้าด้วยกัน นั่นคือรวม 125 kW เข้ากับ 1,875 kW เป็นหนึ่งคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระเท่ากับ 2,000 kW จะได้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 20 คู่ และมีเป้าหมายของการใช้พลังงานเท่าเดิม ดังแสดงในภาพที่ 4-62

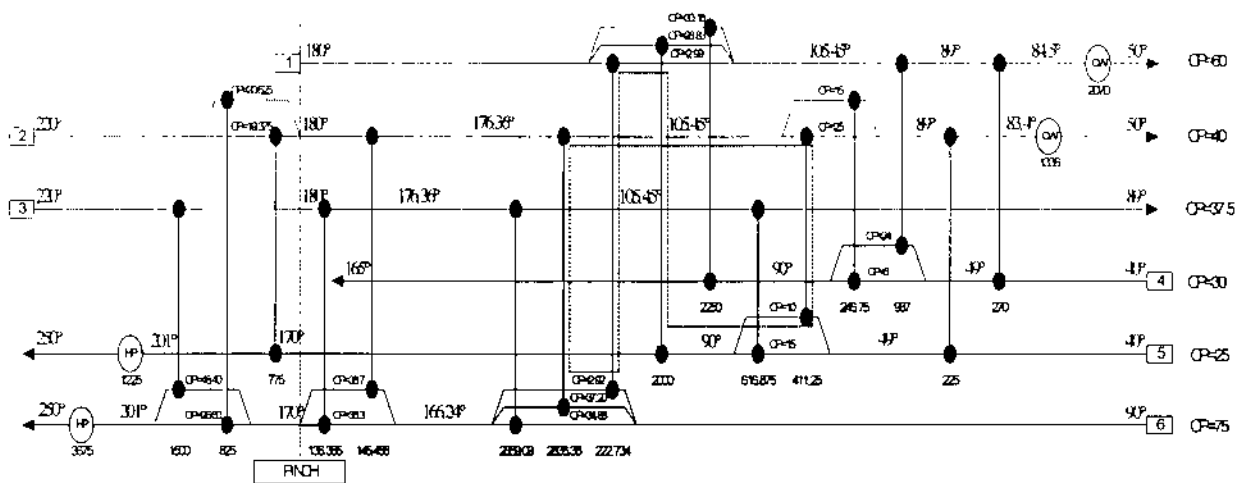


ภาพที่ 4-61 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 2 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

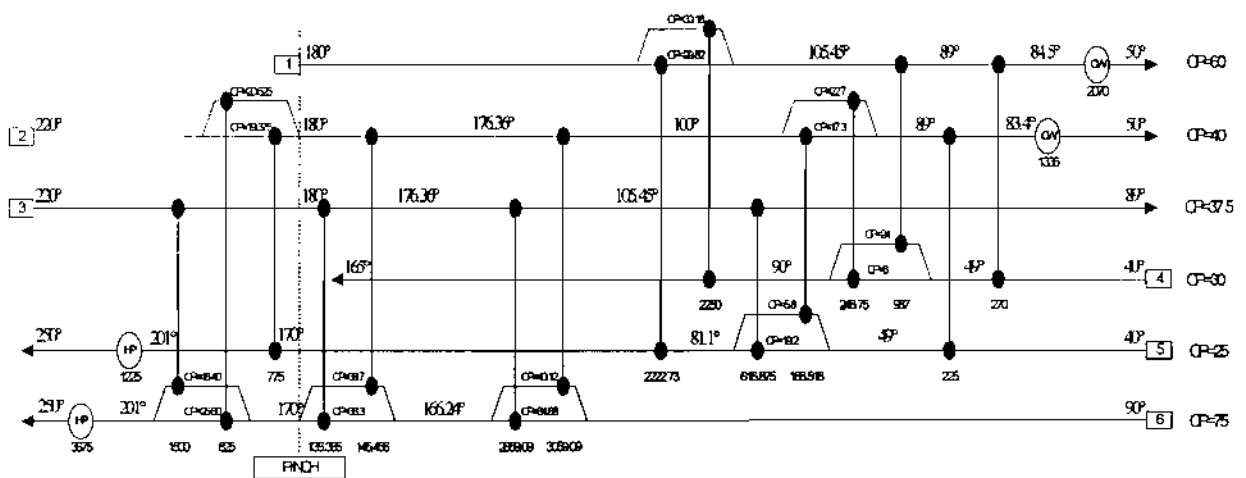


ภาพที่ 4-62 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 2 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 3 ดังแสดงในภาพที่ 4-63 และเมื่อทำการยุบวงรอบดังกล่าวโดยการกำจัดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระน้อยที่สุดเท่ากับ 223 kW แล้วทำการนำภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวนนี้ไปทำการเพิ่มและลดจากภาระเดิมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกี่ยวข้องในวงรอบ จะได้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 19 คู่ และมีเป้าหมายของการใช้พลังงานเท่าเดิม ดังแสดงในภาพที่ 4-64

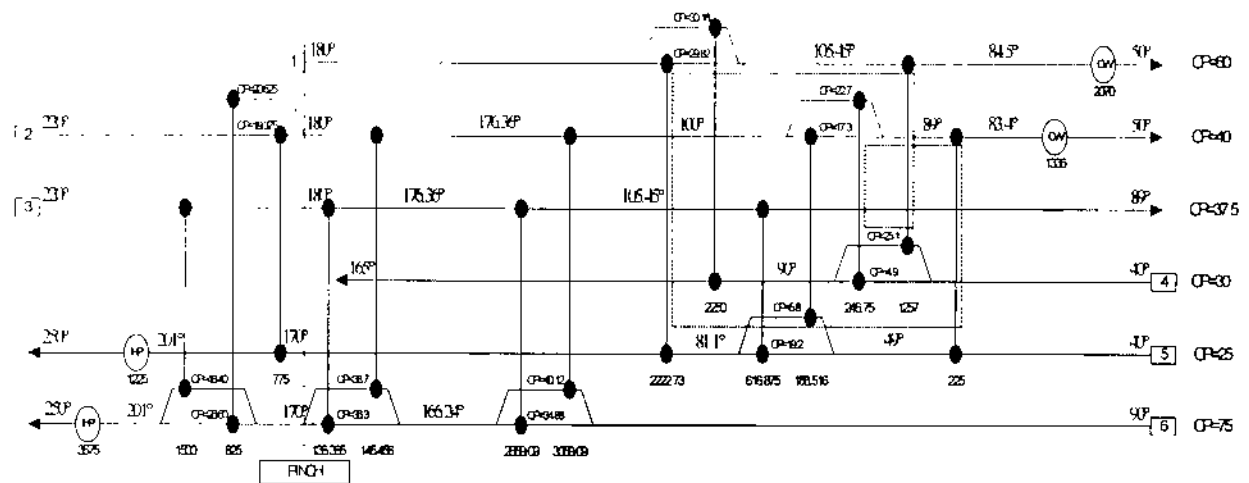


ภาพที่ 4-63 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 3 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

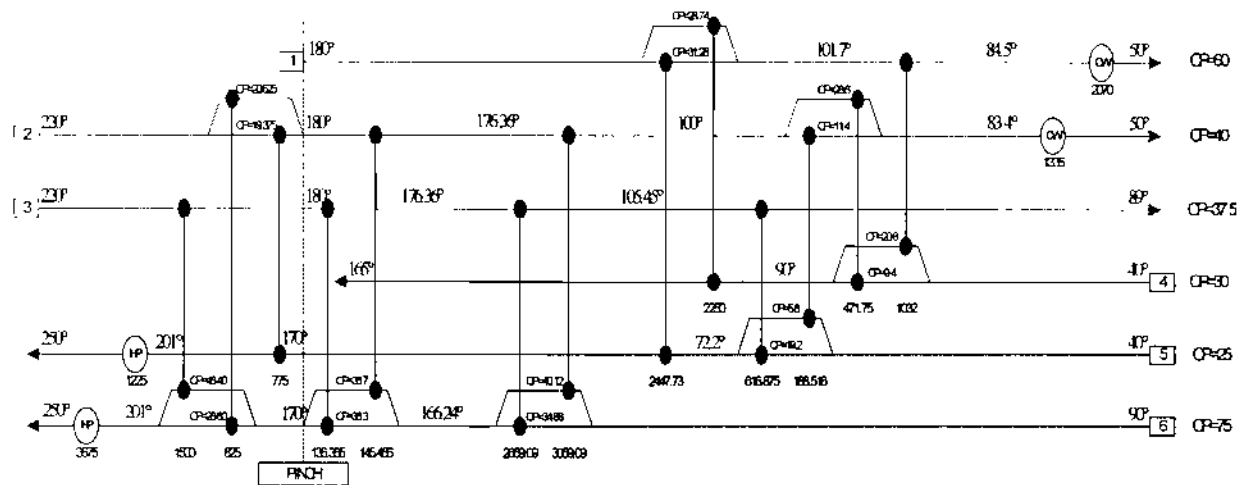


ภาพที่ 4-64 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 3 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 4 ดังแสดงในภาพที่ 4-65 และเมื่อทำการยุบวงรอบดังกล่าวโดยการรวมภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนของคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนเข้าด้วยกัน นั่นคือรวม 270 kW เข้ากับ 987 kW เป็นหนึ่งคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระเท่ากับ 1,257 kW จะได้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 18 คู่ และมีเป้าหมายของการใช้พลังงานเท่าเดิม ดังแสดงในภาพที่ 4-66

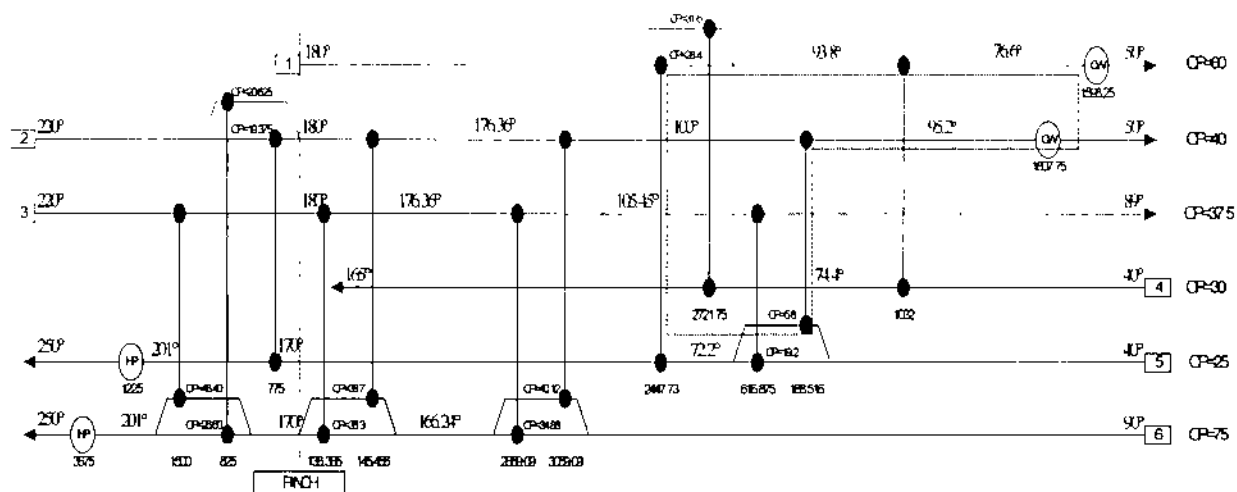


ภาพที่ 4-67 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 5 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

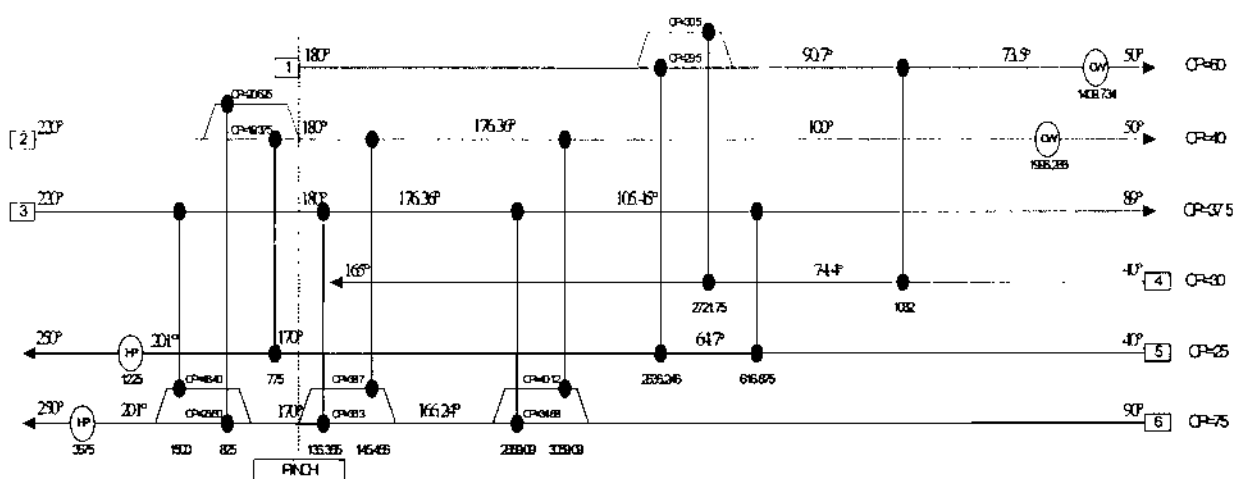


ภาพที่ 4-68 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 5 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 6 ดังแสดงในภาพที่ 4-69 และเมื่อทำการยุบวงรอบดังกล่าวโดยการกำจัดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระน้อยที่สุดเท่ากับ 472 kW แล้วทำการนำภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวนนี้ไปทำการเพิ่มและลดจากภาระเดิมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกี่ยวข้องในวงรอบ จะได้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 16 คู่ และมีเป้าหมายของการใช้พลังงานเท่าเดิม ดังแสดงในภาพที่ 4-70

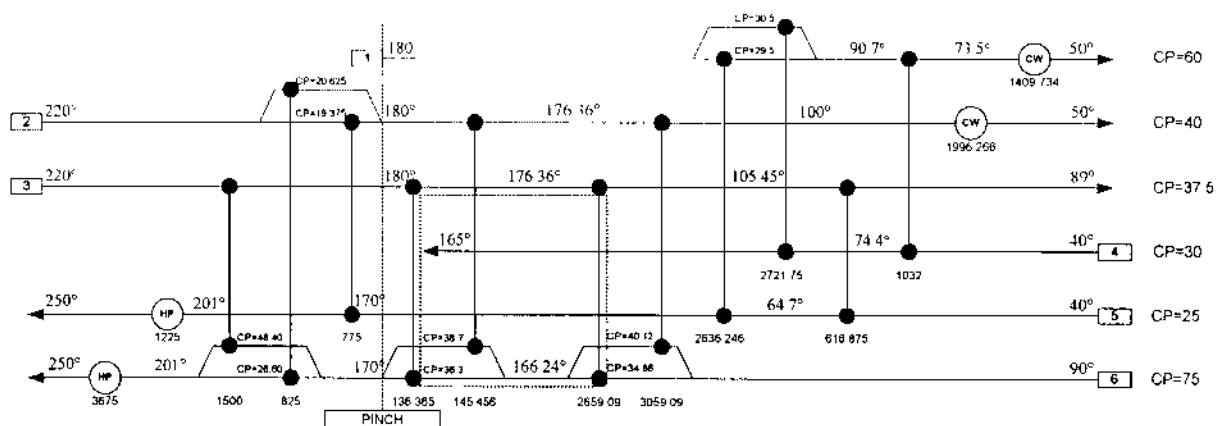


ภาพที่ 4-71 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 7 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

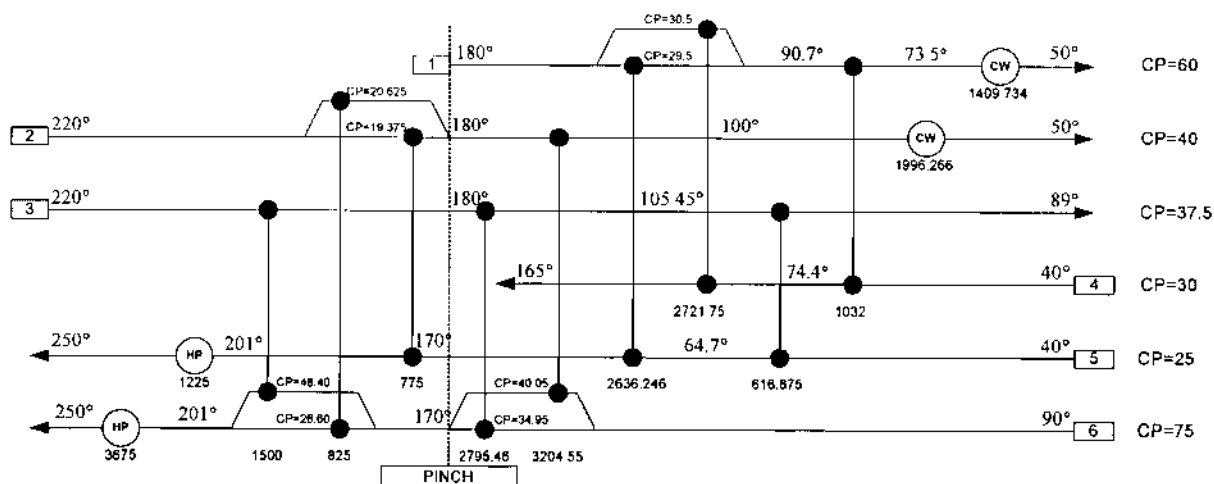


ภาพที่ 4-72 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 7 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 8 ดังแสดงในภาพที่ 4-73 และเมื่อทำการยุบวงรอบดังกล่าวโดยการรวมภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนของคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนเข้าด้วยกัน นั่นคือรวม 136 kW เข้ากับ 2,659 kW เป็นหนึ่งคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระเท่ากับ 2,795 kW จะได้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 14 คู่ และมีเป้าหมายของการใช้พลังงานเท่าเดิม ดังแสดงในภาพที่ 4-74

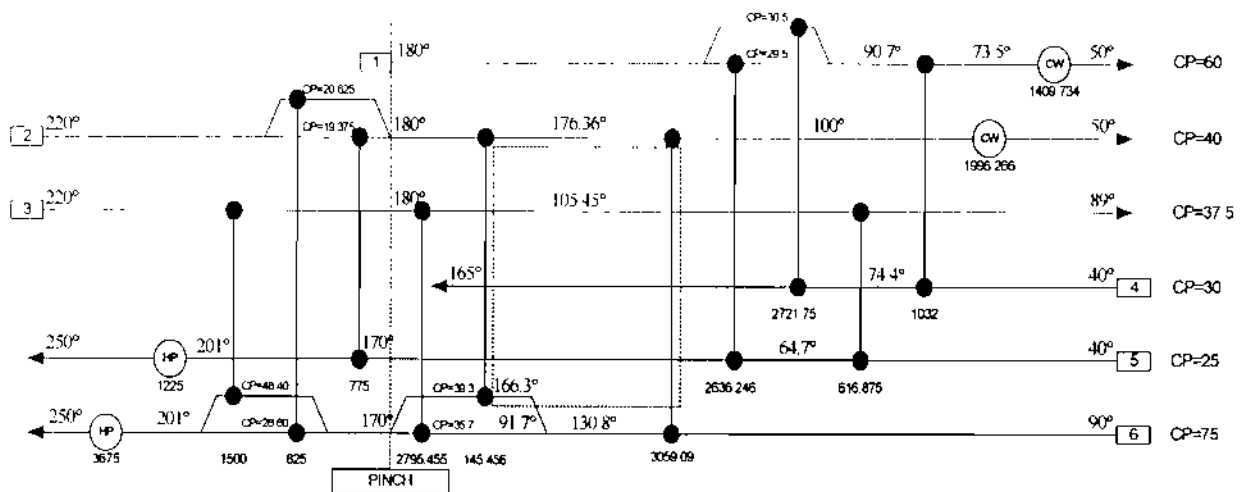


ภาพที่ 4-73 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 8 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

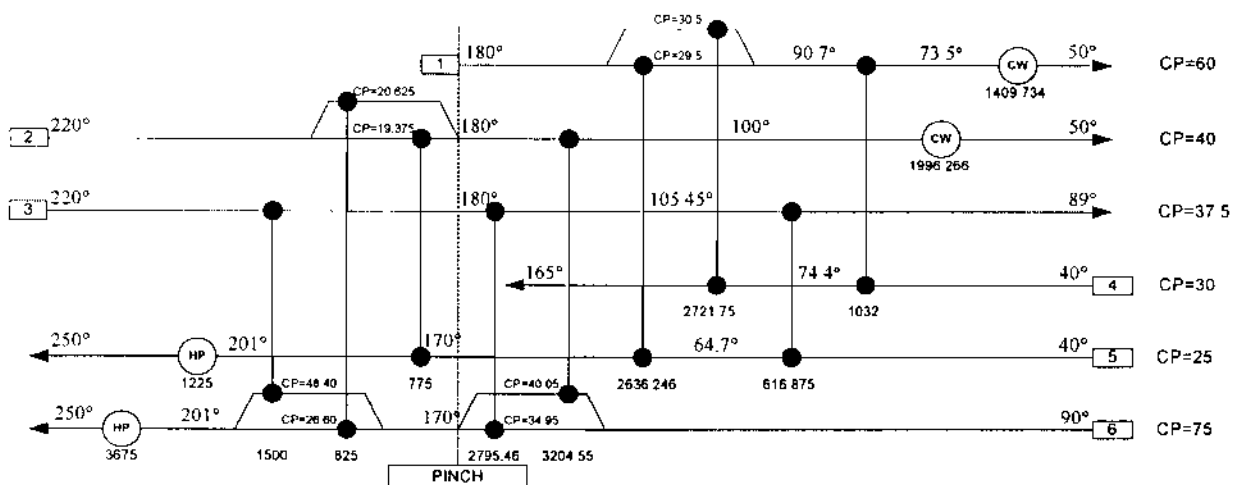


ภาพที่ 4-74 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 8 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 9 ดังแสดงในภาพที่ 4-75 และเมื่อทำการยุบวงรอบดังกล่าวโดยการรวมภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนของคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนเข้าด้วยกัน นั่นคือรวม 145 kW เข้ากับ 3,059 kW เป็นหนึ่งคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระเท่ากับ 3,204 kW จะได้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 13 คู่ และมีเป้าหมายของการใช้พลังงานเท่าเดิม ดังแสดงในภาพที่ 4-76

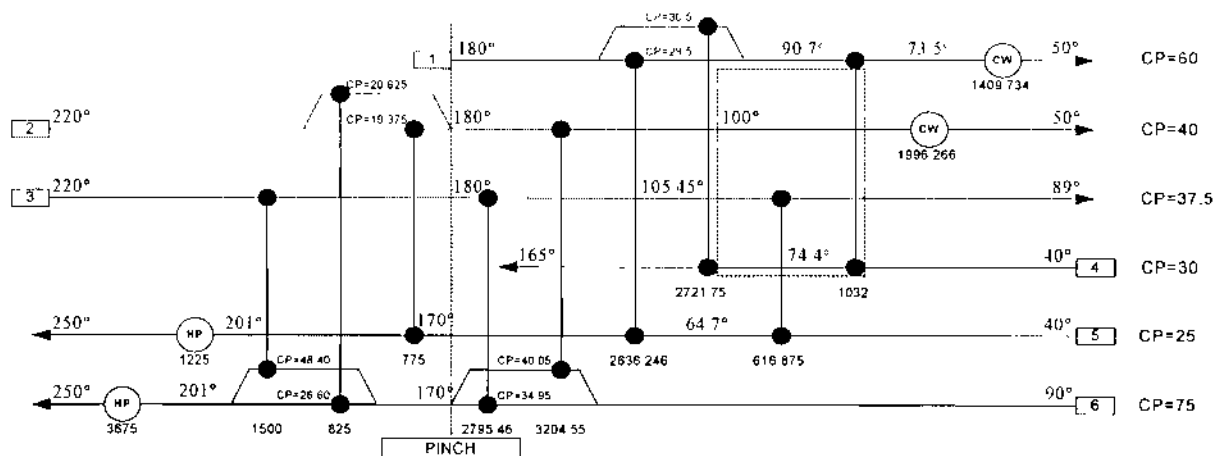


ภาพที่ 4-75 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 9 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

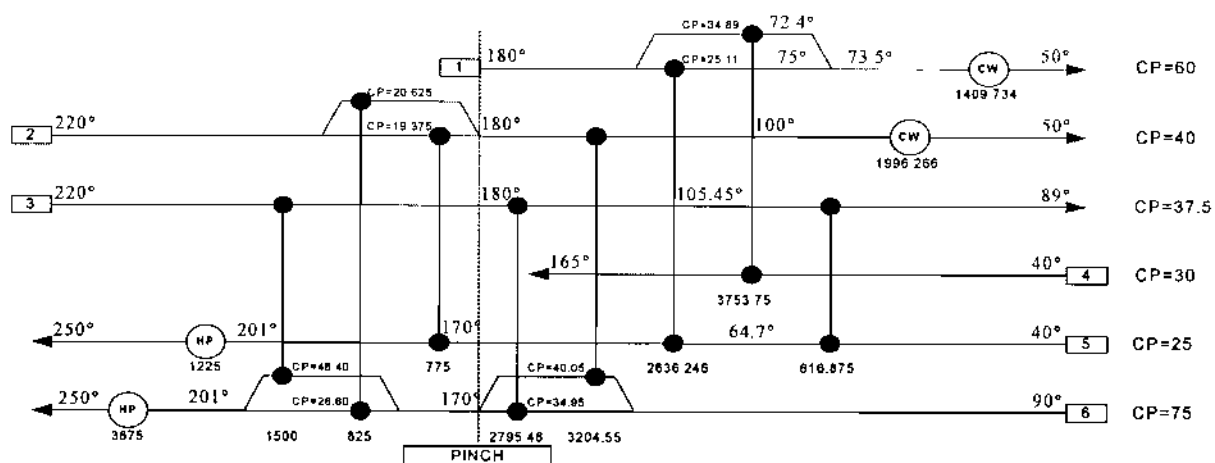


ภาพที่ 4-76 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 9 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 10 ดังแสดงในภาพที่ 4-77 และเมื่อทำการยุบวงรอบดังกล่าวโดยการรวมภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนของคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนเข้าด้วยกัน นั่นคือรวม 1,032 kW เข้ากับ 2,722 kW เป็นหนึ่งคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระเท่ากับ 3,754 kW จะได้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 12 คู่ และมีเป้าหมายของการใช้พลังงานเท่าเดิม ดังแสดงในภาพที่ 4-78



ภาพที่ 4-77 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 10 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

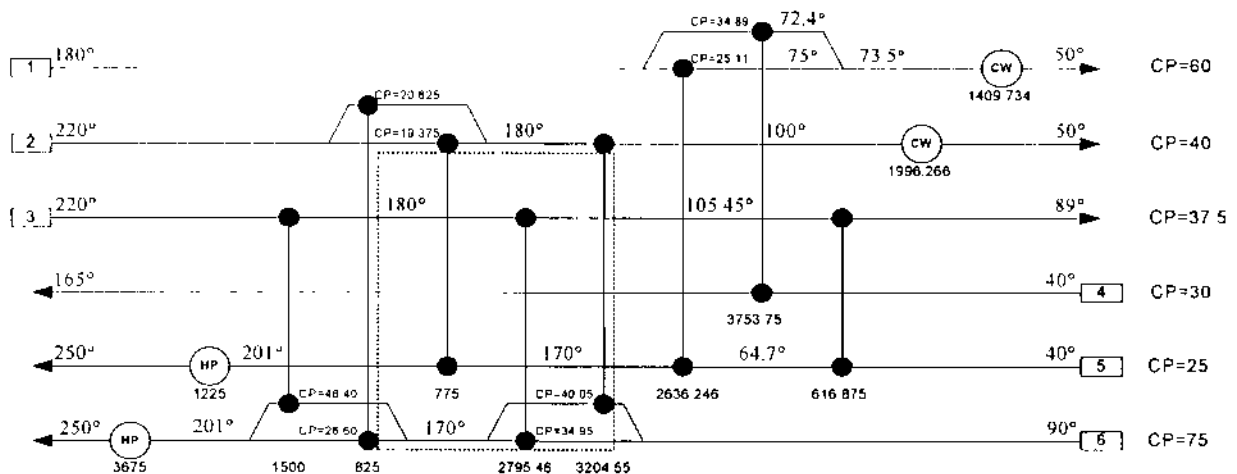


ภาพที่ 4-78 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 10 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

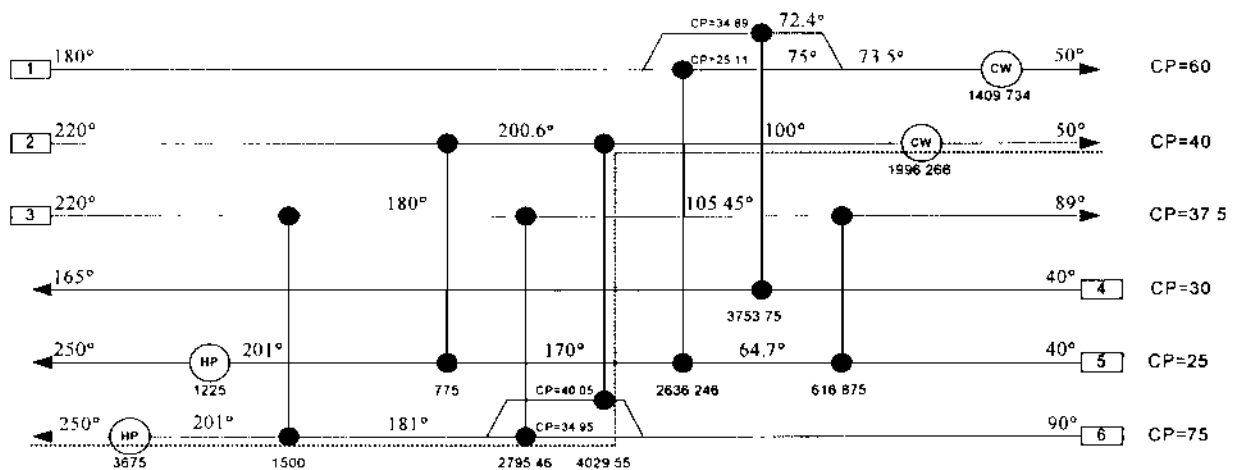
วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 11 ดังแสดงในภาพที่ 4-79 ซึ่งสังเกตได้ว่า วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ มีสมาชิกของคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่อยู่ทั้งทางด้านซ้ายและทางด้านขวาของจุดพินช์ในการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะดังกล่าวจะก่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์ ทำให้เป้าหมายของการใช้พลังงานภายนอกได้แก่ กระแสยวที่ลติร้อนและกระแสยวที่ลติเย็นเปลี่ยนไป ดังนั้นในทางปฏิบัติโดยทั่วไป จะพิจารณายุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะดังกล่าว หลังจากที่ได้ทำการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่อยู่บริเวณด้านใดด้านหนึ่งของจุดพินช์จนหมดแล้ว

จากภาพที่ 4-79 วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 11 สามารถถูกยุบได้โดยการกำจัดคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระเท่ากับ 825 kW แล้วทำการนำภาระการแลกเปลี่ยน

ความร้อนจำนวนนี้ไปทำการเพิ่มและลดจากภาระเดิมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกี่ยวข้องในวงรอบ จะได้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 11 คู่ดังแสดงในภาพที่ 4-80



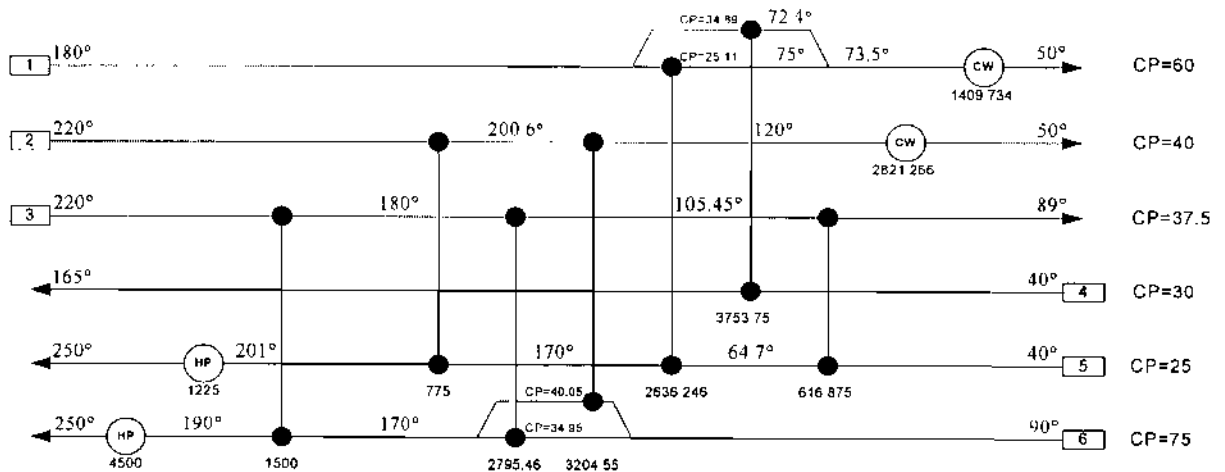
ภาพที่ 4-79 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 11 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2



ภาพที่ 4-80 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 11 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

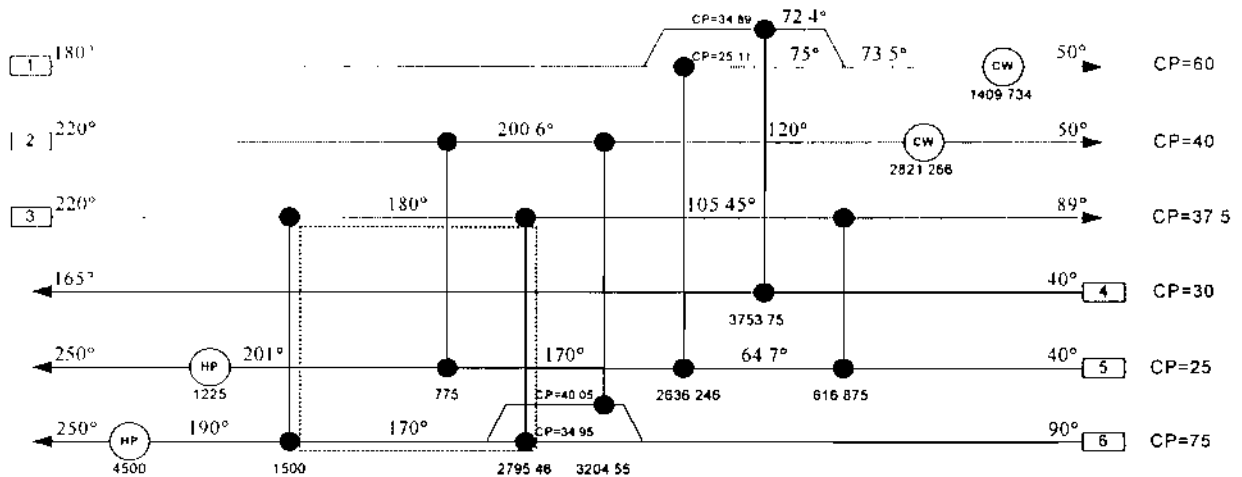
จากภาพที่ 4-80 พบว่าคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระ 1,500 kW และ 2,795 kW ในโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าแรงขับเคลื่อนของอุณหภูมิที่ไม่สามารถก่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ แผนผังกริดภายหลังการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสขุทธิลิตีสามารถ

แสดงได้ดังภาพที่ 4-81 ซึ่งจะเห็นได้ว่ากระแสสุทธิร้อนและกระแสสุทธิเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 825 kW ด้วยปริมาณที่เท่ากัน

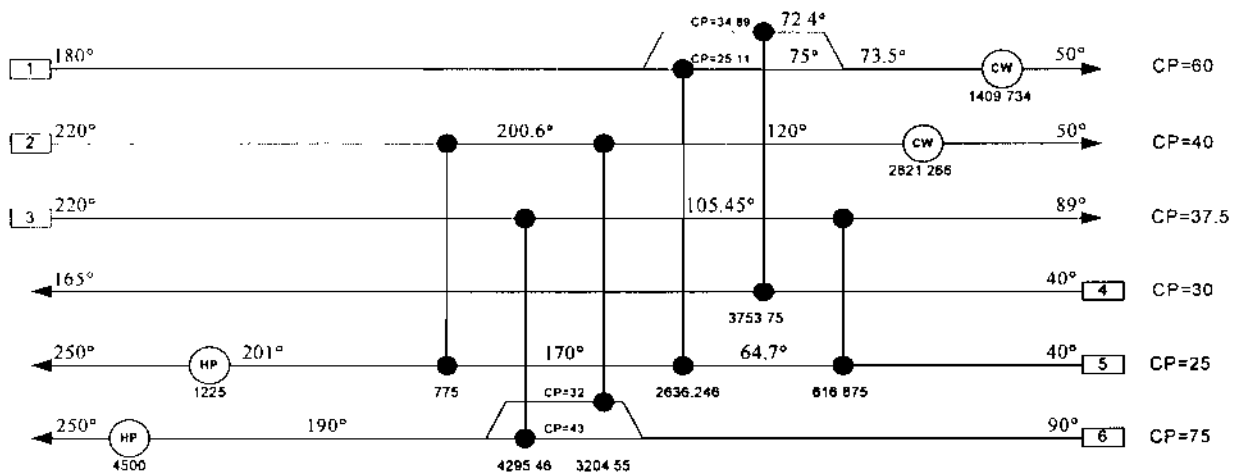


ภาพที่ 4-81 แผนผังกริดหลังจากการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสสุทธิครั้งที่ 1 ของกรณีศึกษา ตัวอย่างที่ 2

วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงรอบที่ 12 ดังแสดงในภาพที่ 4-82 ซึ่งจะสังเกตได้ว่า วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงนี้ มีสมาชิกของคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่อยู่ทั้งทางด้านซ้ายและขวาของจุดพินช์เช่นกัน ดังนั้นในการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะดังกล่าวจะก่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์ ทำให้เป้าหมายของการใช้พลังงานภายนอกแก่ กระแสสุทธิร้อนและกระแสสุทธิเย็นเปลี่ยนไป และเมื่อทำการยุบวงรอบดังกล่าวโดยการรวมภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนของคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนเข้าด้วยกัน นั่นคือรวม 1,500 kW เข้ากับ 2,795 kW เป็นหนึ่งคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระเท่ากับ 4,295 kW จะได้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 10 คู่ ดังแสดงในภาพที่ 4-83



ภาพที่ 4-82 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 12 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

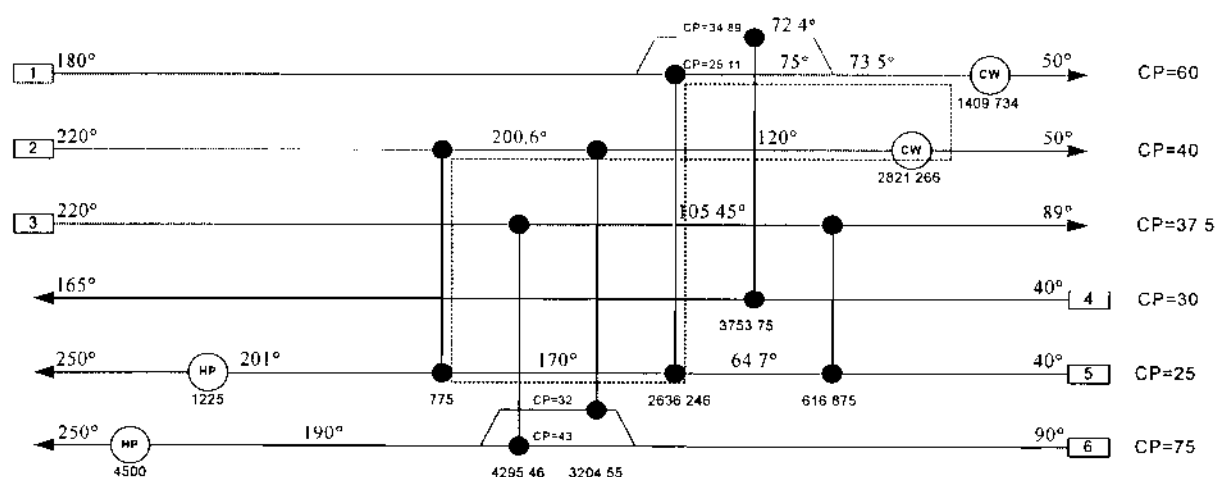


ภาพที่ 4-83 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 12 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

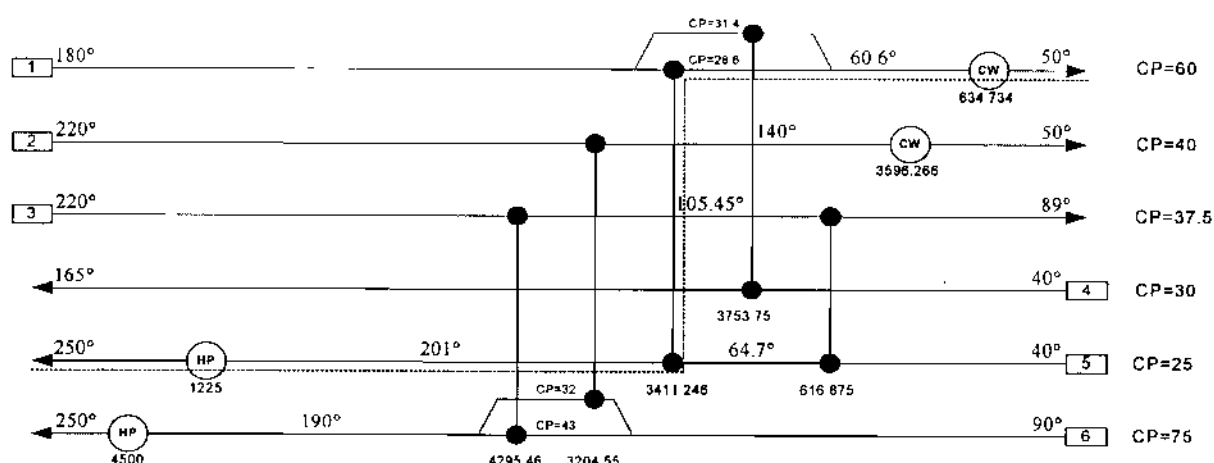
วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนรอบที่ 13 ดังแสดงในภาพที่ 4-84 ซึ่งจะสังเกตได้ว่า วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ มีสมาชิกของคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่อยู่ทั้งทางด้านซ้ายและขวาของจุดพินช์เช่นกัน ดังนั้นในการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะดังกล่าวจะก่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์ ทำให้เป้าหมายของการใช้พลังงานภายนอกแก่ กระแสยูลิตีร้อนและกระแสยูลิตีเย็นเปลี่ยนไป

จากภาพที่ 4-84 วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 12 สามารถถูกยุบได้โดยการกำจัดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระน้อยที่สุดเท่ากับ 775 kW แล้วทำการนำภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวนนี้ไปทำการเพิ่มและลดจากภาระเดิมของเครื่องแลกเปลี่ยนความ

ร้อนที่เกี่ยวข้องในวงรอบ จะได้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 9 คู่ ดังแสดงในภาพที่ 4-85



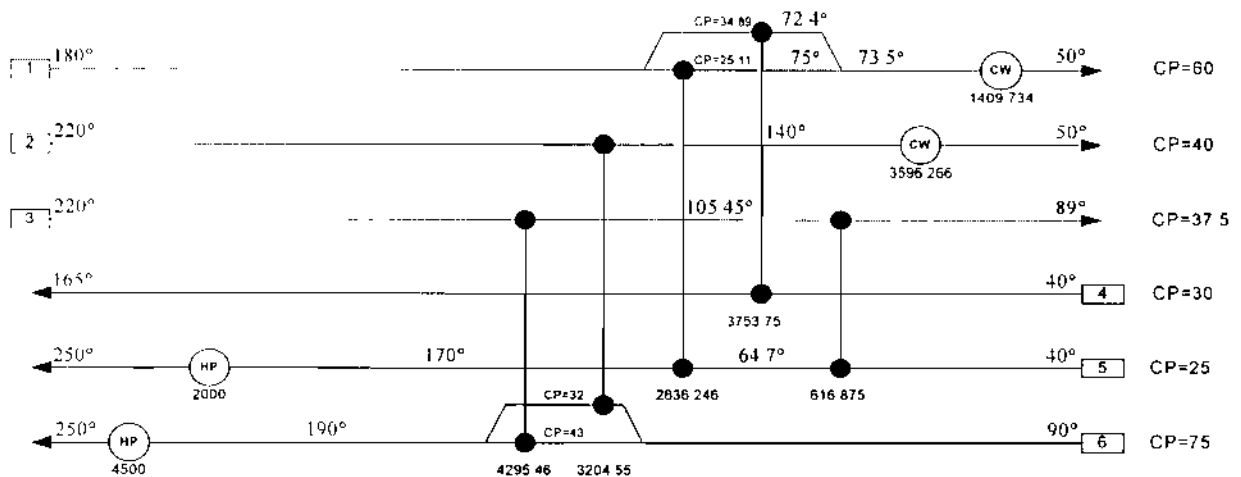
ภาพที่ 4-84 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 13 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2



ภาพที่ 4-85 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 13 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

จากภาพที่ 4-85 พบว่าคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระ 3,411 kW และ 3,754 kW ในโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าแรงขับของอุณหภูมิที่ไม่สามารถก่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ ดังนั้นจึงต้องมีการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสยูลิตีร้อนและกระแสยูลิตีเย็นบนเส้นทางเชื่อมต่อของความร้อนตามเส้นประ แผนผังกริดภายหลังการปรับเพิ่มค่า

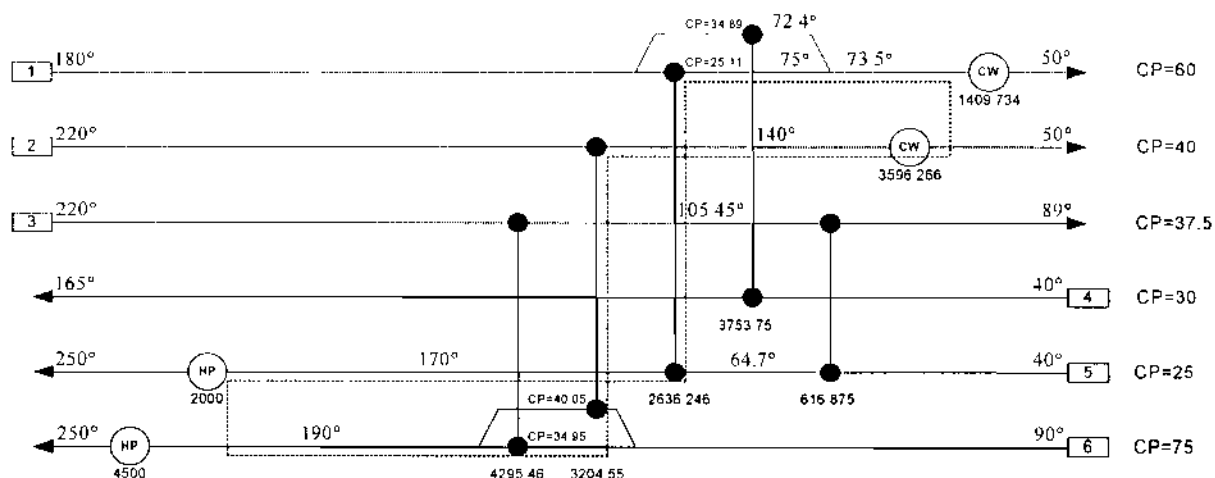
ปริมาณกระแสยูลิลิตี สามารถแสดงได้ดังภาพที่ 4-86 ซึ่งจะเห็นได้ว่ากระแสยูลิลิตีร้อนและกระแสยูลิลิตีเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 775 kW ด้วยปริมาณที่เท่ากัน



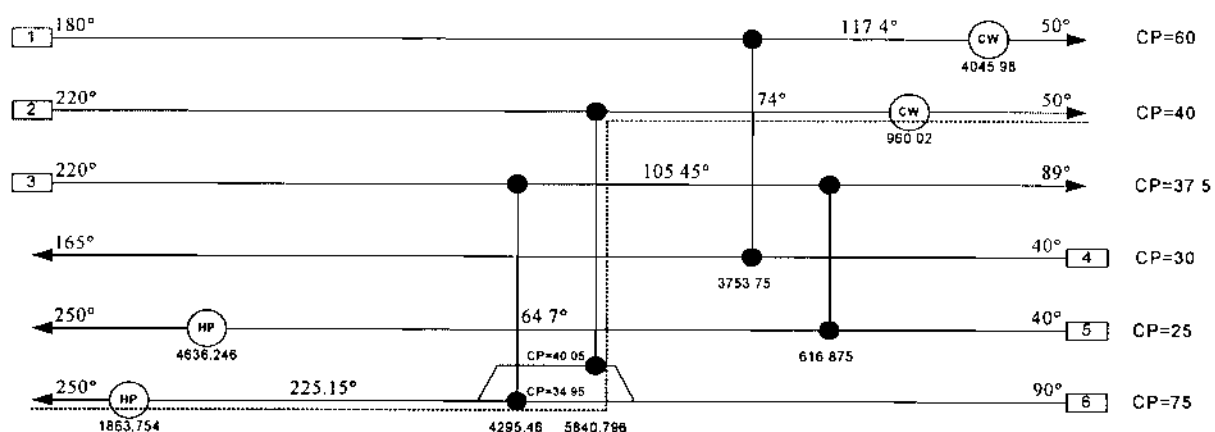
ภาพที่ 4-86 แผนผังกริดหลังจากการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสยูลิลิตีครั้งที่ 2 ของกรณีศึกษา ตัวอย่างที่ 2

วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงรอบที่ 14 ดังแสดงในภาพที่ 4-87 ซึ่งจะสังเกตได้ว่าวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงนี้ มีสมาชิกของคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่อยู่ทั้งทางด้านซ้ายและขวาของจุดพินช์เช่นกัน ดังนั้นในการยุบวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะดังกล่าวจะก่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อนข้ามจุดพินช์ ทำให้เป้าหมายของการใช้พลังงานภายนอกแก่ กระแสยูลิลิตีร้อนและกระแสยูลิตีเย็นเปลี่ยนไป

จากภาพที่ 4-87 วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 14 สามารถถูกยุบได้โดยการกำจัดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระเท่ากับ 2,636 kW แล้วทำการนำภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวนนี้ไปทำการเพิ่มและลดจากภาระเดิมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกี่ยวข้องในวงรอบ จะได้โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 8 คู่ ดังแสดงในภาพที่ 4-88

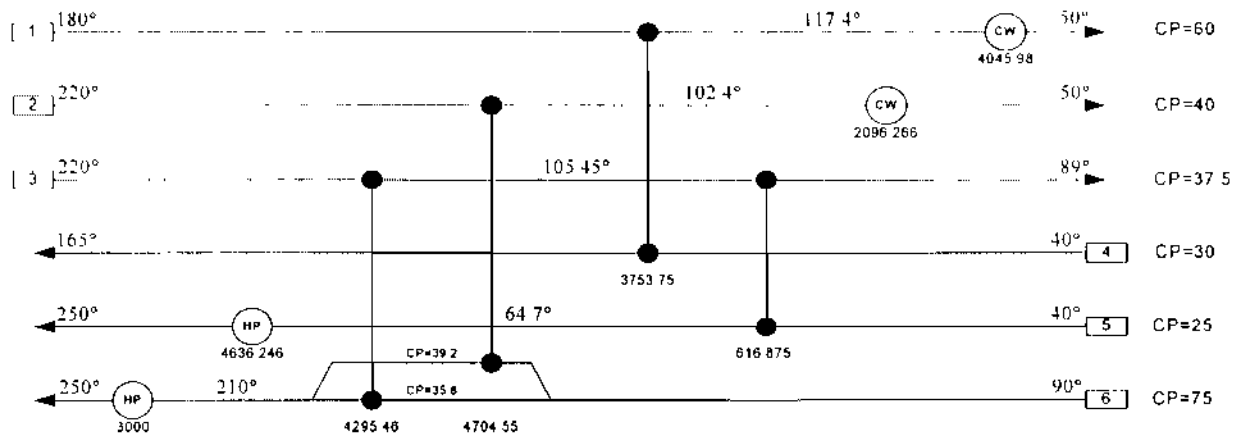


ภาพที่ 4-87 แสดงวงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 14 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2



ภาพที่ 4-88 แผนผังกริดหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 14 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

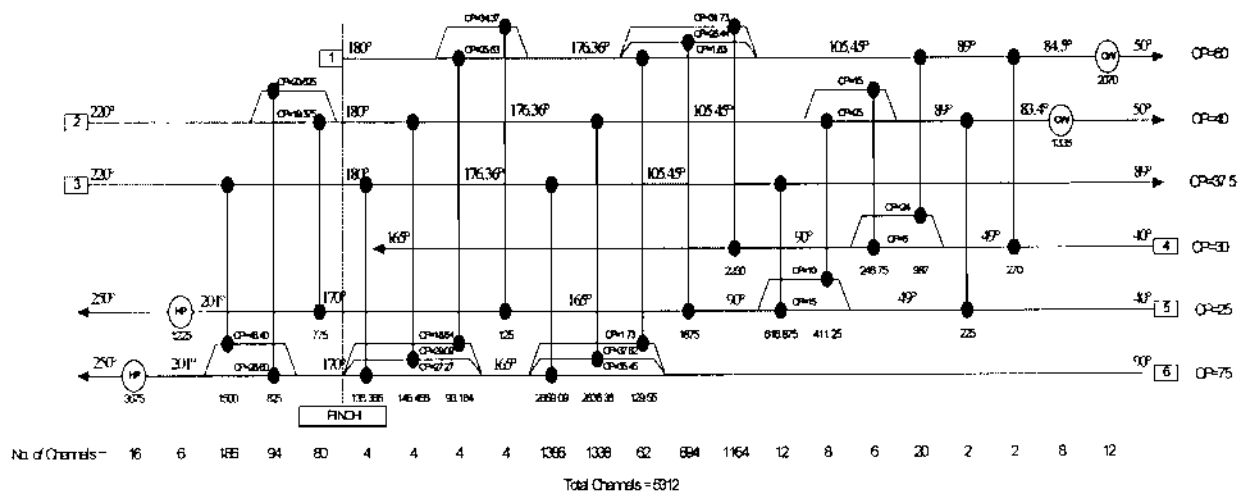
จากภาพที่ 4-88 พบว่าคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีภาระ 4,295 kW และ 5,841 kW ในโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าแรงขับของอุณหภูมิที่ไม่สามารถก่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ ดังนั้นจึงต้องมีการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสยูลิตีร้อนและกระแสยูลิตีเย็นบนเส้นทางเชื่อมต่อของความร้อนตามเส้นประ แผนผังกริดภายหลังการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสยูลิตี สามารถแสดงได้ดังภาพที่ 4-89 ซึ่งจะเห็นได้ว่ากระแสยูลิตีร้อนและกระแสยูลิตีเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับ 1,136 kW ด้วยปริมาณที่เท่ากัน



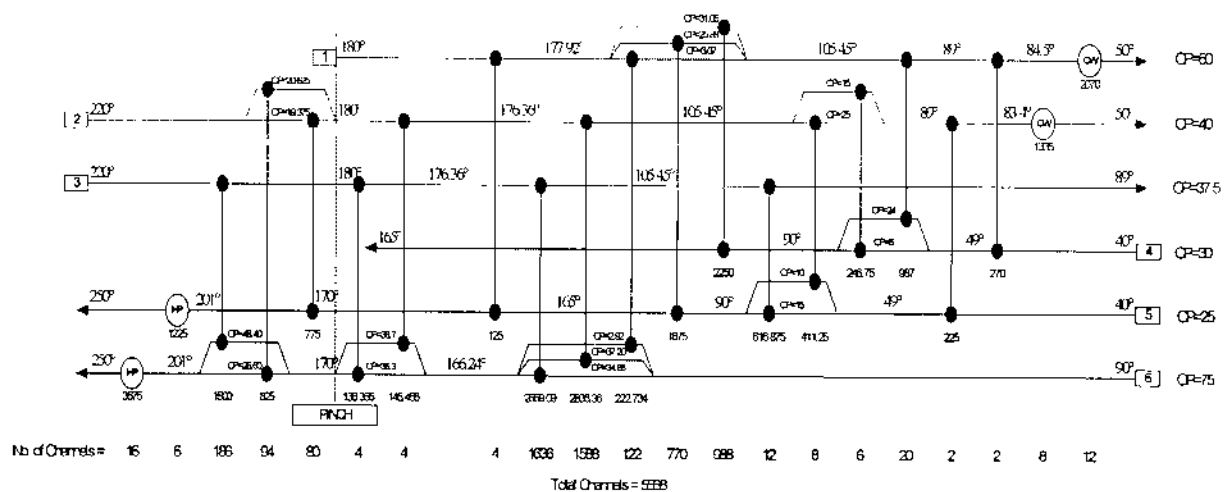
ภาพที่ 4-89 แผนผังกริดหลังจากการปรับเพิ่มค่าปริมาณกระแสขั้วลิตครั้งที่ 3 ของกรณีศึกษา
ตัวอย่างที่ 2

4.3.3 การคำนวณจำนวนช่องทางการไหล

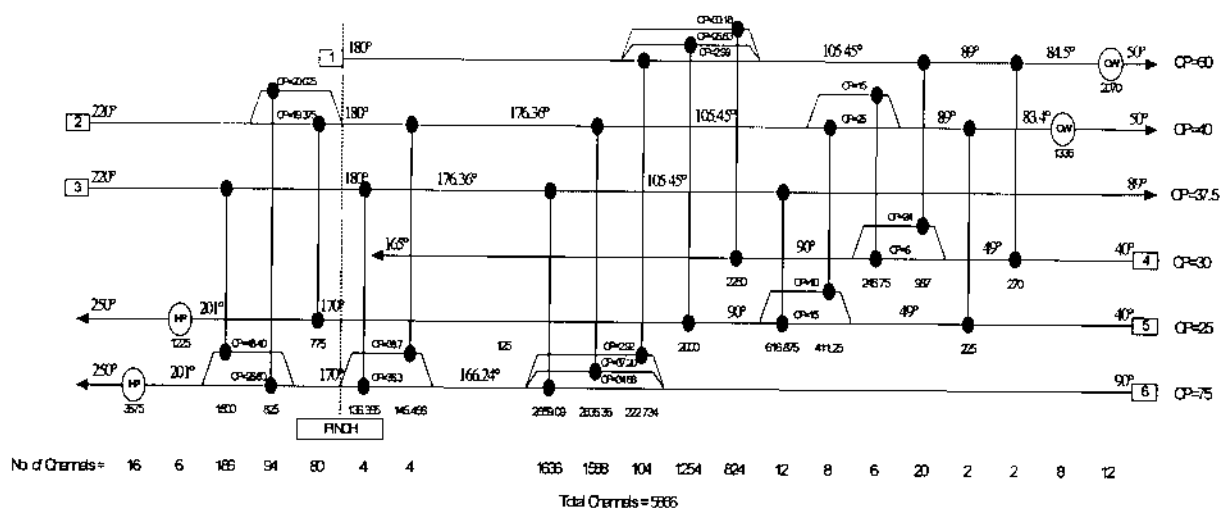
ใช้สมการการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว คือสมการที่ (3-11) หรือ (3-12) เหมือนเช่นกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 การคำนวณหาจำนวนช่องทางการไหลของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่หนึ่งจะแสดงพร้อมกับแผนผังกริดที่ได้สร้างมาจากหัวข้อก่อนหน้านี้ เพื่อให้ทราบถึงคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนได้มีการใช้จำนวนช่องทางการไหลเท่าใด และจะหาจำนวนช่องทางการไหลทุก ๆ ครั้งที่มีการยวบรวมของการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังภาพที่ 4-90 ถึง ภาพที่ 4-104

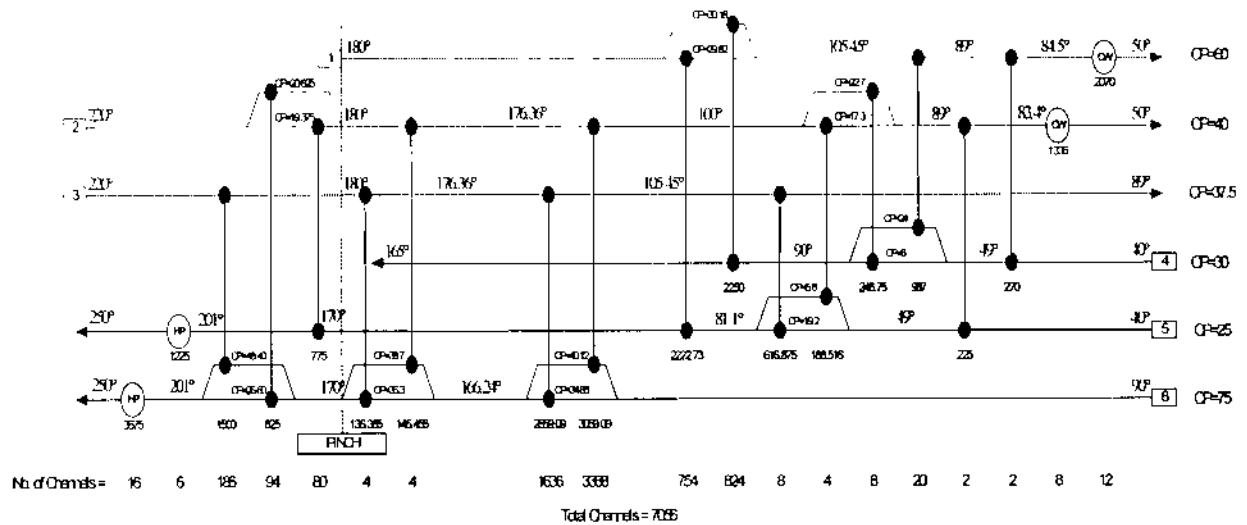


ภาพที่ 4-90 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายก่อนการยวบรวม
การแลกเปลี่ยนความร้อน ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

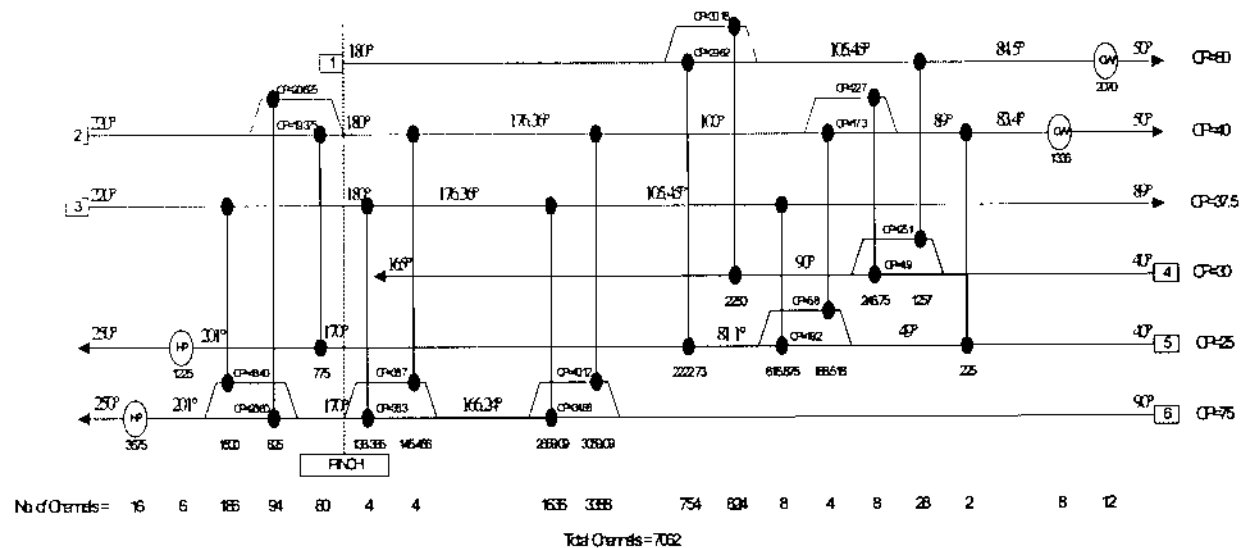


ภาพที่ 4-91 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบวงรอบ
การแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 1 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

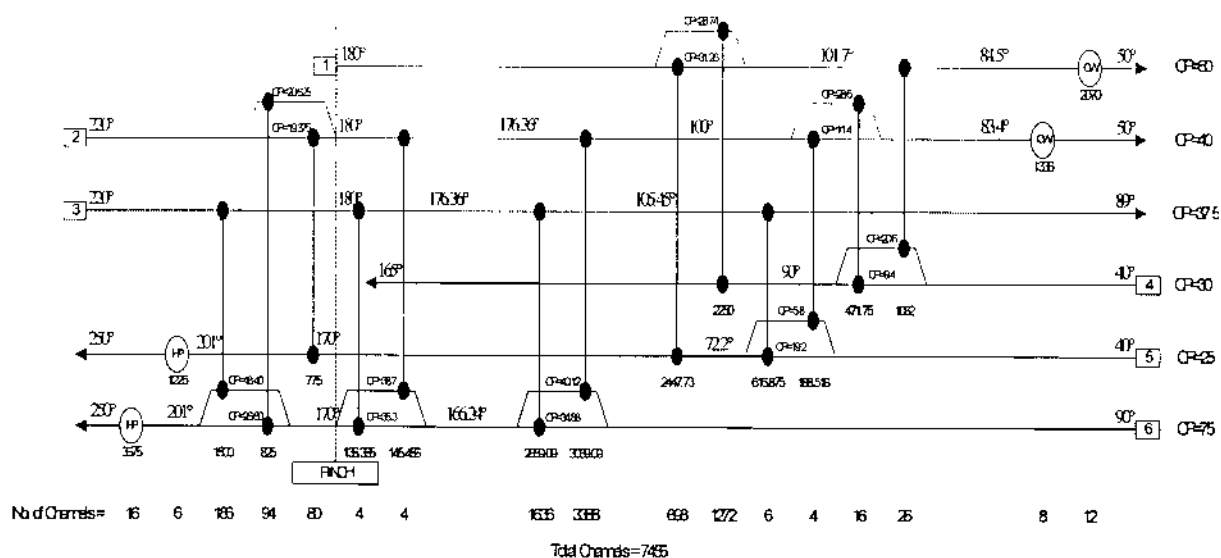




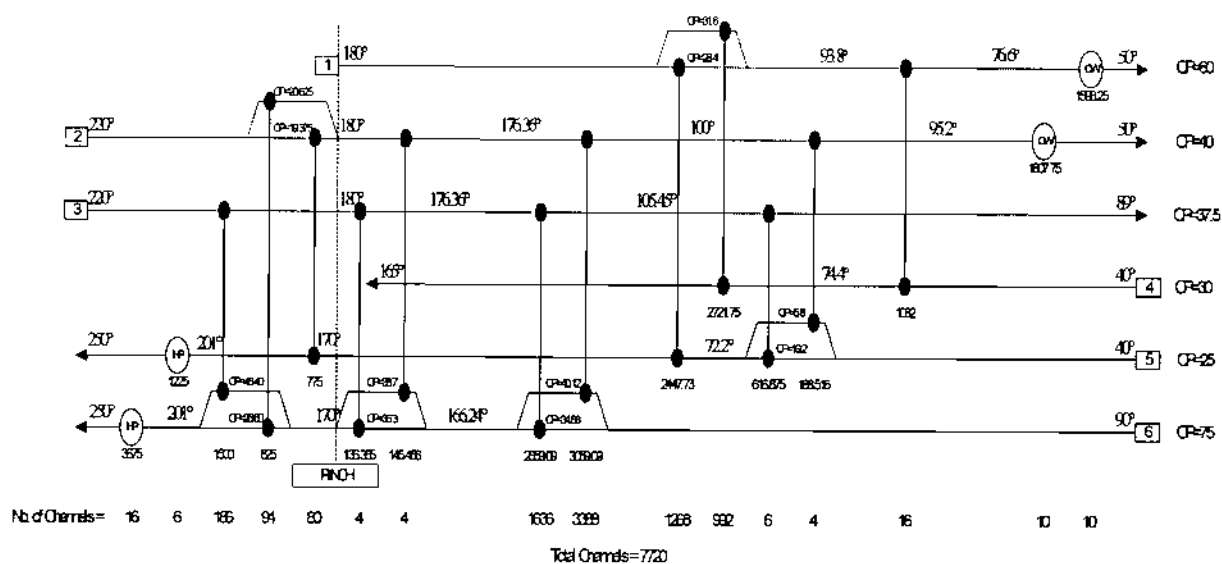
ภาพที่ 4-93 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบวงรอบ
การแลกเปลี่ยนความร้อนครั้งที่ 3 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2



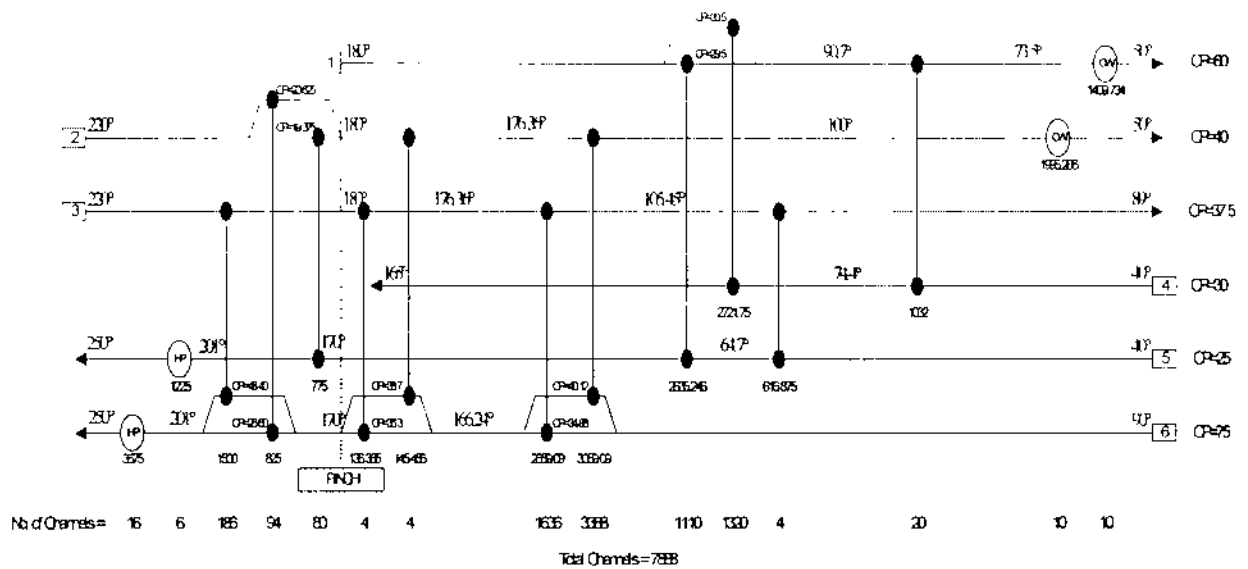
ภาพที่ 4-94 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบวงรอบ
การแลกเปลี่ยนความร้อนครั้งที่ 4 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2



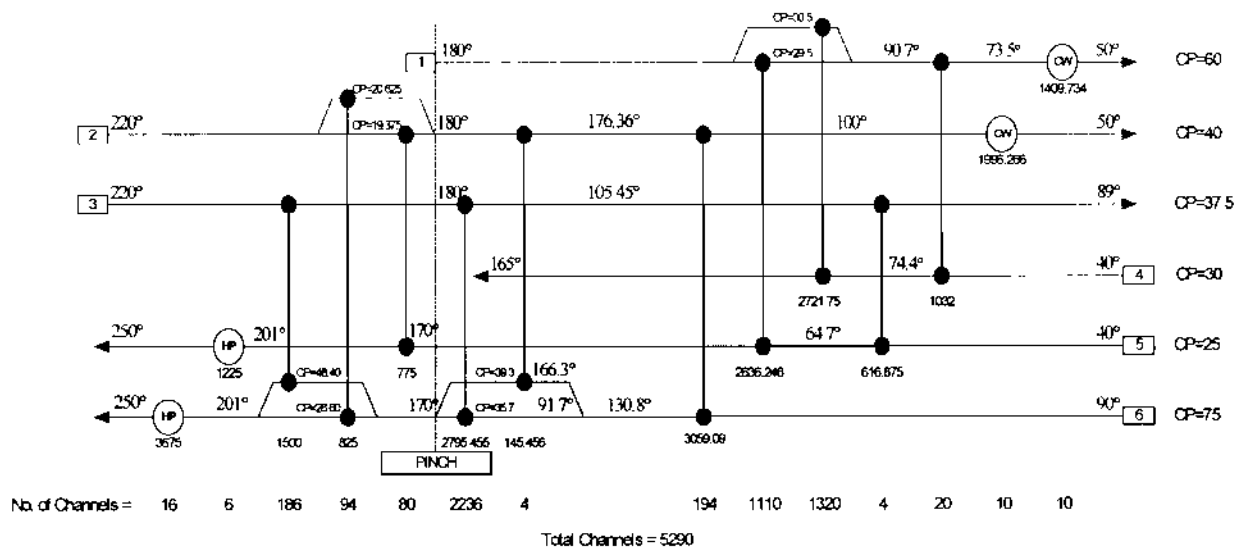
ภาพที่ 4-95 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบวงรอบ
การแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 5 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2



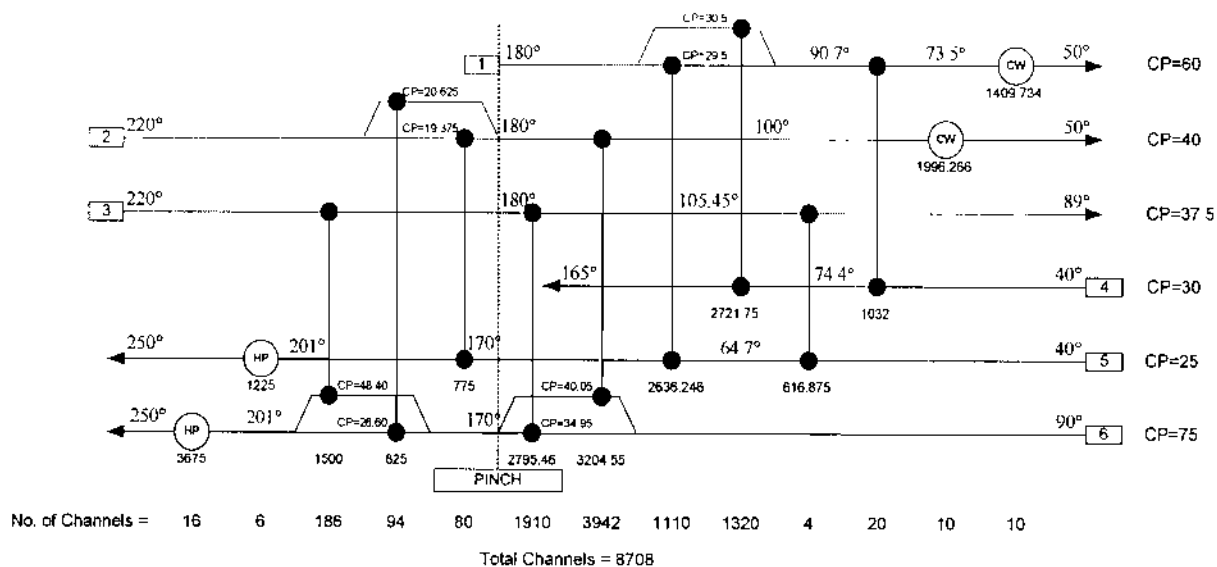
ภาพที่ 4-96 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบวงรอบ
การแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 6 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2



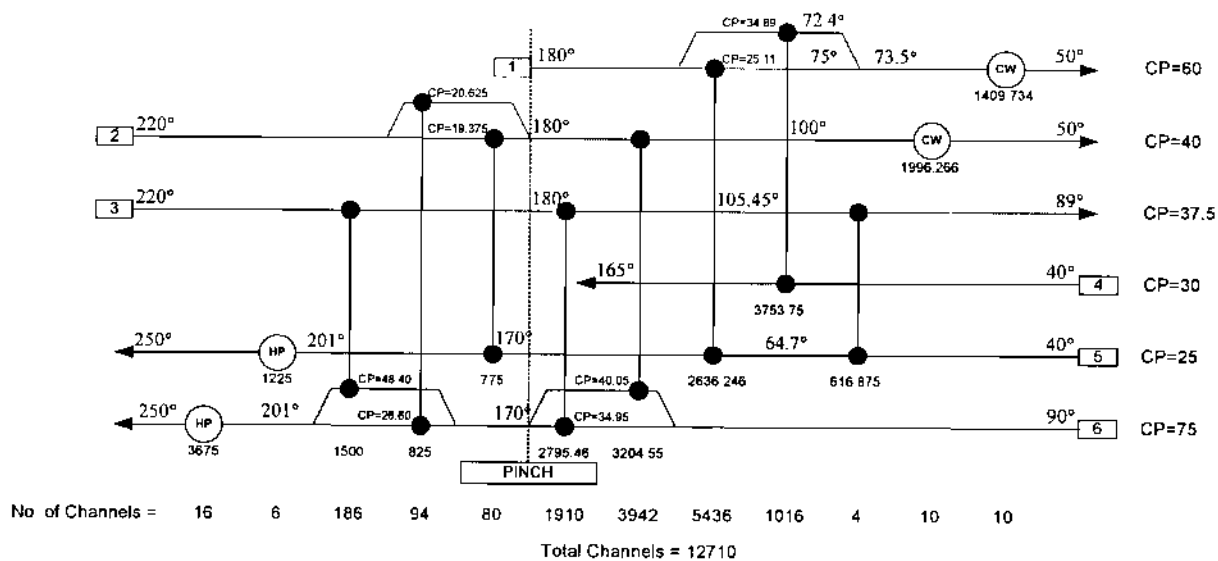
ภาพที่ 4-97 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบวงรอบ
การแลกเปลี่ยนความร้อนครั้งที่ 7 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2



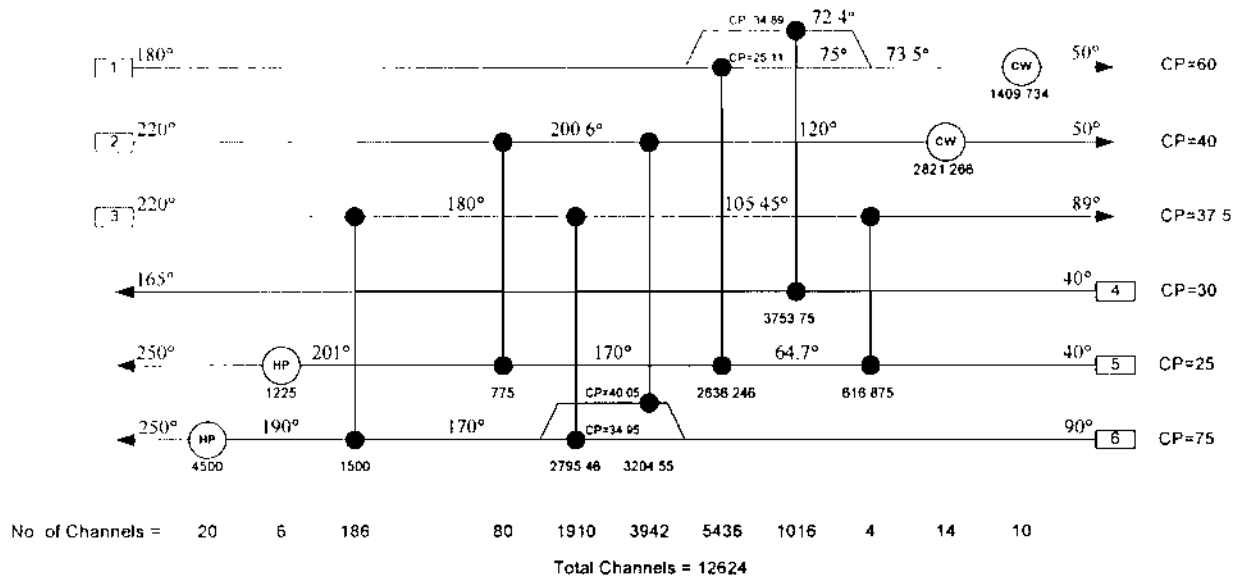
ภาพที่ 4-98 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบวงรอบ
การแลกเปลี่ยนความร้อนครั้งที่ 8 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2



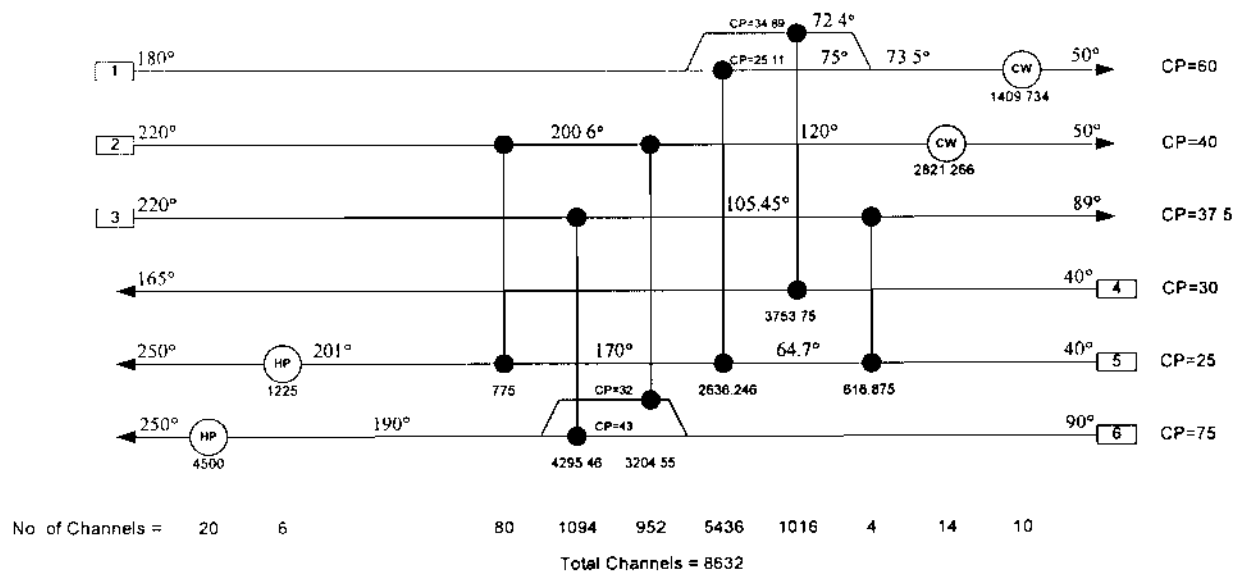
ภาพที่ 4-99 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนครั้งที่ 9 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2



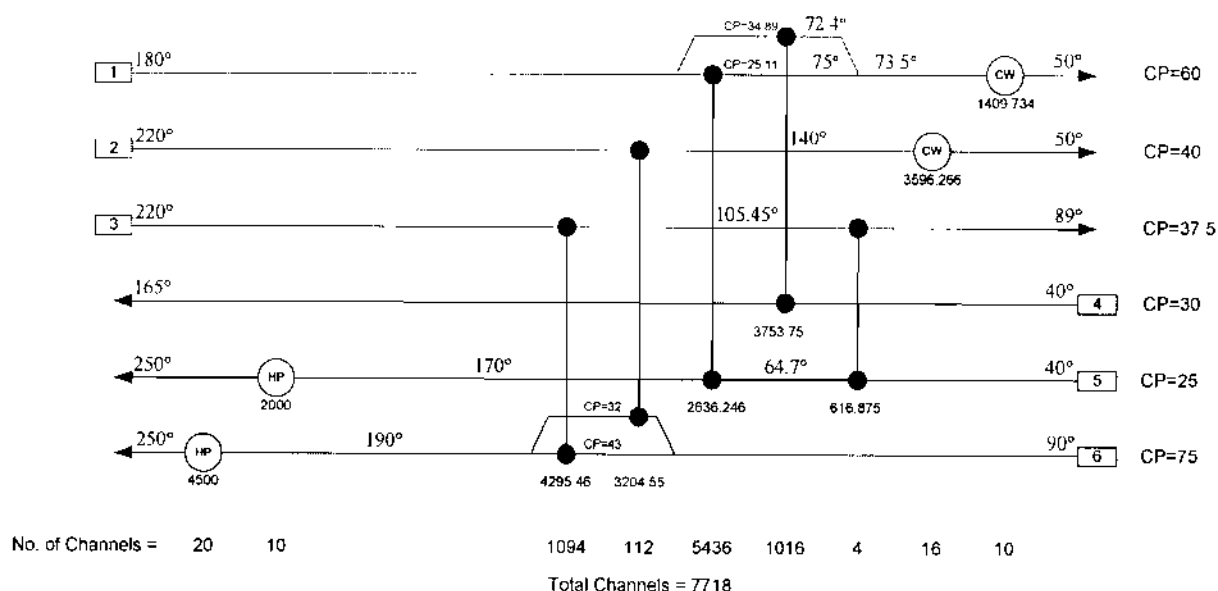
ภาพที่ 4-100 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนครั้งที่ 10 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2



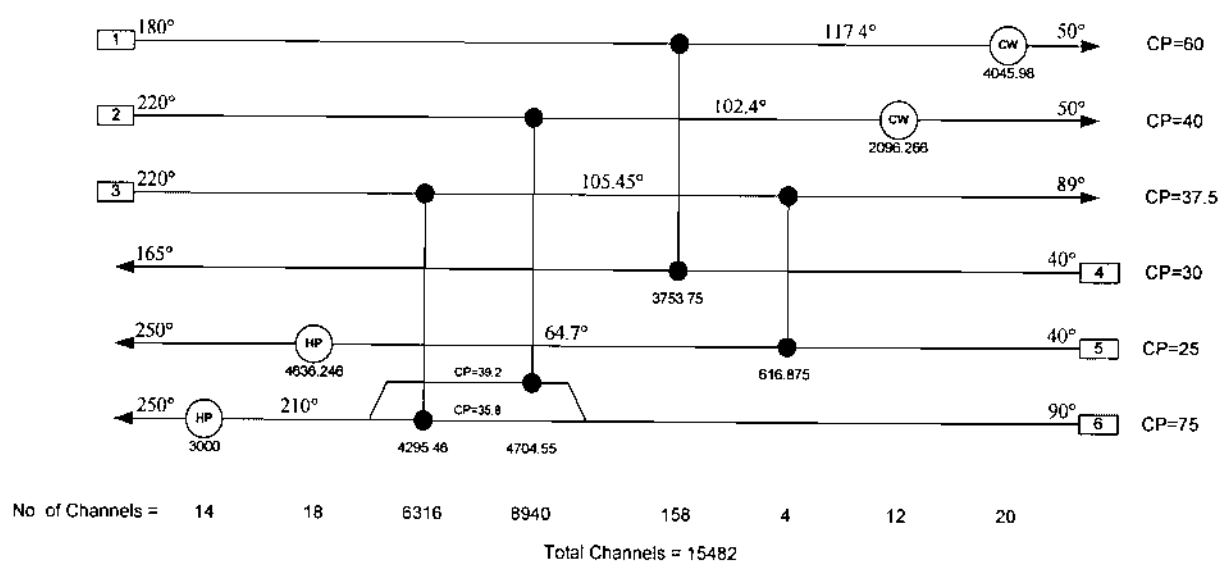
ภาพที่ 4-101 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบ
วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 11 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2



ภาพที่ 4-102 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบ
วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 12 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2



ภาพที่ 4-103 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบ
วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 13 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2



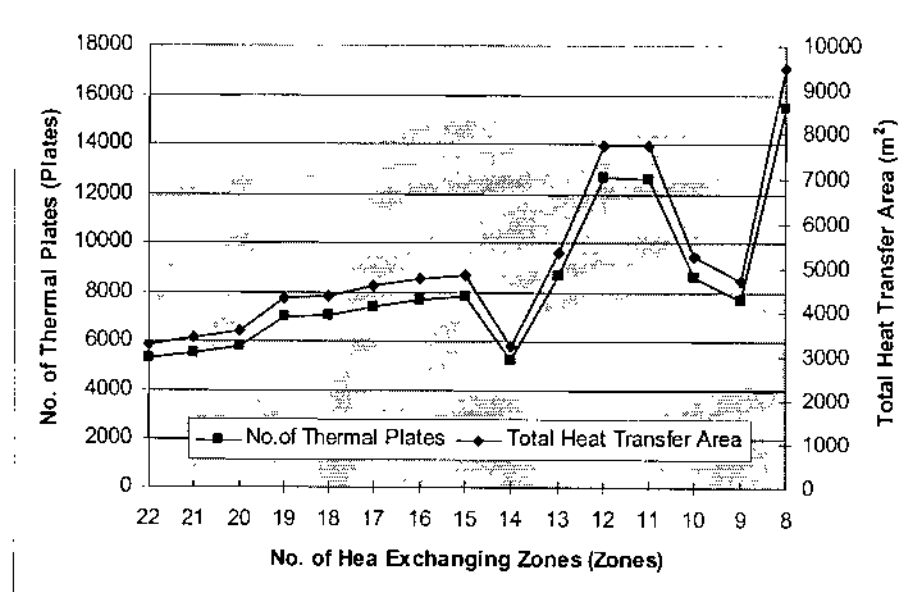
ภาพที่ 4-104 แสดงจำนวนช่องทางการไหลของแผนผังกริดของโครงข่ายหลังจากการยุบ
วงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 14 ของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

4.3.4 การหาพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน

การคำนวณพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนรวมของโครงข่ายเพื่อเป็นการยืนยันกับผลการคำนวณจำนวนผ่านเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนรวมว่ามีความถูกต้อง และเกิดเป็นแนวโน้มลักษณะเดียวกันเมื่อทำการเขียนกราฟร่วมกับจำนวนของโซนการแลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ ดังแสดงในตารางที่ 4-12 และภาพ 4-105

ตารางที่ 4-12 แสดงจำนวนช่องทางการไหลรวม พื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนรวม จำนวนแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน และจำนวนแผ่นประกบกันความร้อน ในกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2

โครงข่าย	โซนการแลกเปลี่ยนความร้อน (Zones) (A)	ช่องทางการไหลรวม (Channels) (B)	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนรวม (m^2)	แผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน (Plates) (B-A)	แผ่นประกบกันความร้อนรวม (Plates) (A+1)
1	22	5,312	3,251	5,290	23
2	21	5,568	3,409	5,547	22
3	20	5,866	3,592	5,846	21
4	19	7,056	4,336	7,037	20
5	18	7,062	4,340	7,044	19
6	17	7,456	4,580	7,439	18
7	16	7,720	4,735	7,704	17
8	15	7,888	4,841	7,873	16
9	14	5,290	3,235	5,276	15
10	13	8,708	5,332	8,695	14
11	12	12,710	7,757	12,698	13
12	11	12,624	7,731	12,613	12
13	10	8,632	5,236	8,622	11
14	9	7,718	4,699	7,709	10
15	8	15,482	9,491	15,474	9



ภาพที่ 4-105 จำนวนแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนรวมและพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนรวมของโครงข่ายรูปแบบต่าง ๆ สำหรับกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

4.3.5 การคำนวณทางเศรษฐศาสตร์

4.3.5.1 ข้อมูลในการคำนวณค่าต้นทุนรวมต่อปีของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน

4.3.5.1.1 ราคาต่อหน่วยของแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน, $C_{TP} = 8,803$ Baht/Plate [28]

4.3.5.1.2 อัตราดอกเบี้ยต่อปี, $i = 5.9\%$

4.3.5.1.3 อายุการใช้งานของเครื่อง, $n = 10$ Years (ประเภทหน่วยปฏิบัติการขนาดกลางถึงขนาดใหญ่)

4.3.5.1.4 เวลาดำเนินงานของเครื่องในหนึ่งปี, $T = 28.5 \times 10^6$ Second (ระยะเวลาดำเนินงาน 11 Months/Year)

4.3.5.1.5 ราคาต่อหน่วยของกระแสยู่ทิลิตีร้อน, $C_h = 0.5$ Baht/kg

หมายเหตุ : กระแสยู่ทิลิตีร้อน คือ ไอน้ำร้อนที่อุณหภูมิ $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ และค่าพลังงานเอนทาลปีของการกลายเป็นไอน้ำค่าเท่ากับ $1,405\text{ kJ/kg}$ [32]

4.3.5.1.6 ราคาต่อหน่วยของกระแสยู่ทิลิตีเย็น, $C_c = 0.0003$ Baht/kg

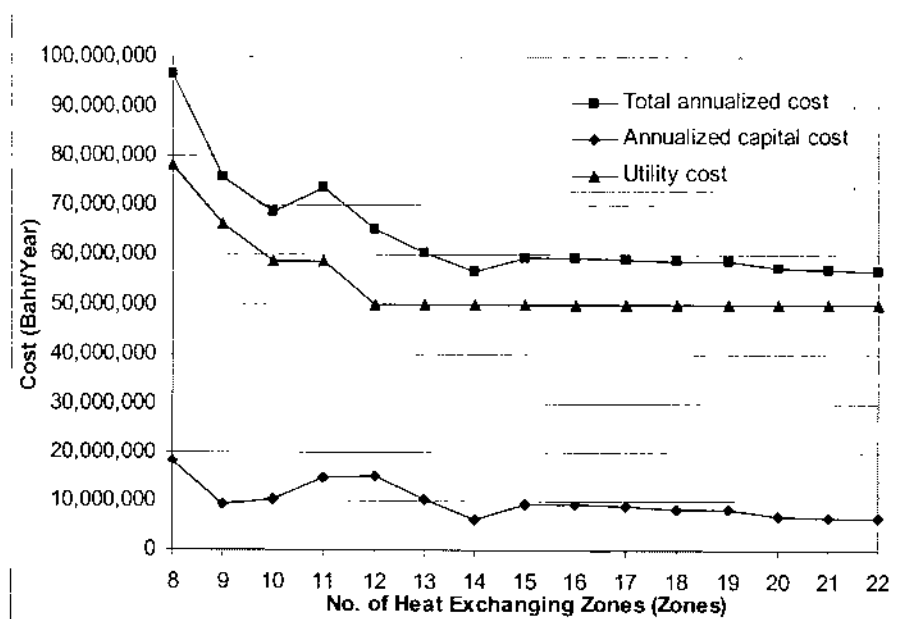
หมายเหตุ : กระแสยู่ทิลิตีเย็น คือ น้ำหล่อเย็นที่อุณหภูมิ $20 - 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ และค่าความจุความร้อนจำเพาะมีค่าเท่ากับ $4,184\text{ kJ/kg K}$ [32]

จากโครงการแลกเปลี่ยนความร้อนหัวข้อข้างต้น สามารถคำนวณหาค่าต้นทุนรวมต่อปีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงด้วยสมการที่ (3-42) ประกอบด้วยต้นทุนด้านพลังงานต่อปีใช้สมการที่ (3-44) และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปีใช้สมการที่ (3-50) แสดงผลการหาค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี โดยมีเงื่อนไขเกี่ยวกับต้นทุนของแผ่นประกบกันความร้อนกับแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนี้

4.3.5.2 ต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 5 เท่า ดังแสดงในตารางที่ 4-13 และภาพที่ 4-106

ตารางที่ 4-13 ตารางแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 5 เท่า

โครง ข่าย	จำนวนโซนการ แลกเปลี่ยนความร้อน (Zones)	ต้นทุนด้าน การก่อสร้างต่อปี (Baht/Year)	ต้นทุนด้าน พลังงานต่อปี (Baht/Year)	ต้นทุนรวม ต่อปี (Baht/Year)
1	22	6,434,035	50,073,915	56,507,949
2	21	6,734,012	50,073,915	56,807,927
3	20	7,083,985	50,073,915	57,157,900
4	19	8,495,783	50,073,915	58,569,697
5	18	8,498,163	50,073,915	58,572,078
6	17	8,962,414	50,073,915	59,036,329
7	16	9,271,914	50,073,915	59,345,829
8	15	9,467,137	50,073,915	59,541,052
9	14	6,369,754	50,073,915	56,443,669
10	13	10,433,730	50,073,915	60,507,645
11	12	15,192,892	50,073,915	65,266,807
12	11	15,085,758	58,526,696	73,612,454
13	10	10,328,977	58,526,696	68,855,673
14	9	9,236,202	66,461,472	75,697,674
15	8	18,473,595	78,067,966	96,541,561

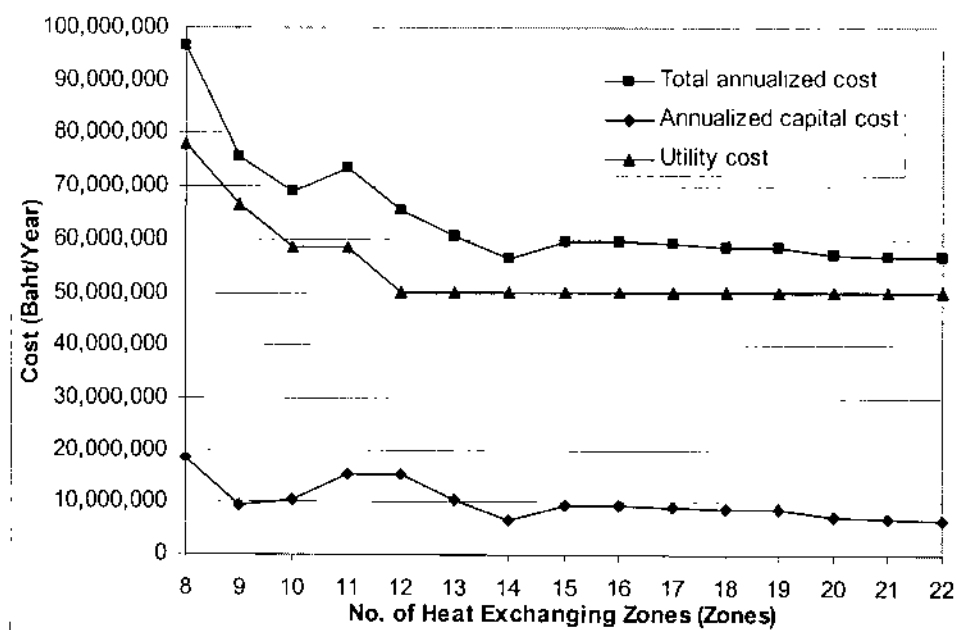


ภาพที่ 4-106 ภาพแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลท แลกเปลี่ยนความร้อน 5 เท่า

4.3.5.3 ต้นทุนผ่านประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 10 เท่า ดังแสดงในตารางที่ 4-14 และภาพที่ 4-107

ตารางที่ 4-14 ตารางแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนผ่านประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 10 เท่า

โครง ข่าย	จำนวนโซนการ แลกเปลี่ยนความร้อน (Zones)	ต้นทุนด้าน การก่อสร้างต่อปี (Baht/Year)	ต้นทุนด้าน พลังงานต่อปี (Baht/Year)	ต้นทุนรวม ต่อปี (Baht/Year)
1	22	6,570,929	50,073,915	56,644,844
2	21	6,864,954	50,073,915	56,938,869
3	20	7,208,976	50,073,915	57,282,891
4	19	8,614,821	50,073,915	58,688,736
5	18	8,611,250	50,073,915	58,685,165
6	17	9,069,548	50,073,915	59,143,463
7	16	9,373,097	50,073,915	59,447,012
8	15	9,562,368	50,073,915	59,636,283
9	14	6,459,033	50,073,915	56,532,948
10	13	10,517,057	50,073,915	60,590,972
11	12	15,270,267	50,073,915	65,344,182
12	11	15,157,181	58,526,696	73,683,877
13	10	10,394,448	58,526,696	68,921,144
14	9	9,295,722	66,461,472	75,757,194
15	8	18,527,163	78,067,966	96,595,129

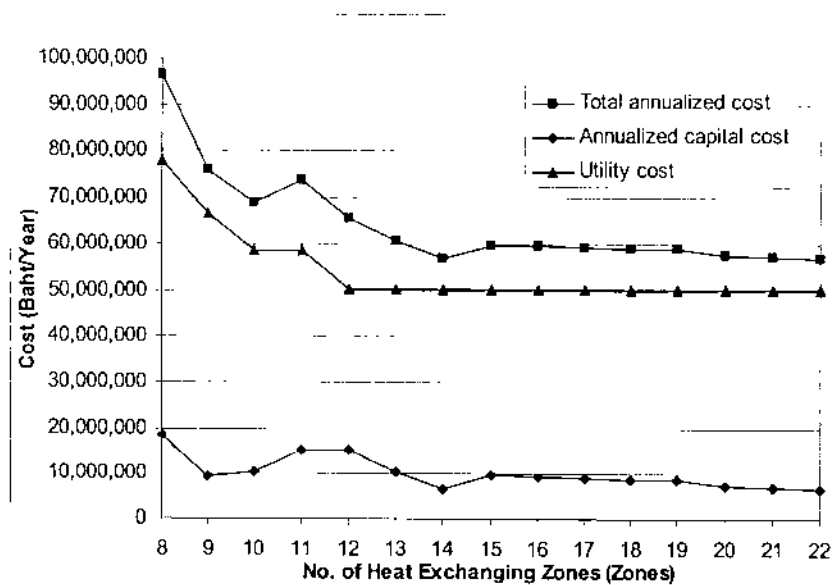


ภาพที่ 4-107 ภาพแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลท แลกเปลี่ยนความร้อน 10 เท่า

4.3.5.4 ต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 15 เท่า ดังแสดงในตารางที่ 4-15 และภาพที่ 4-108

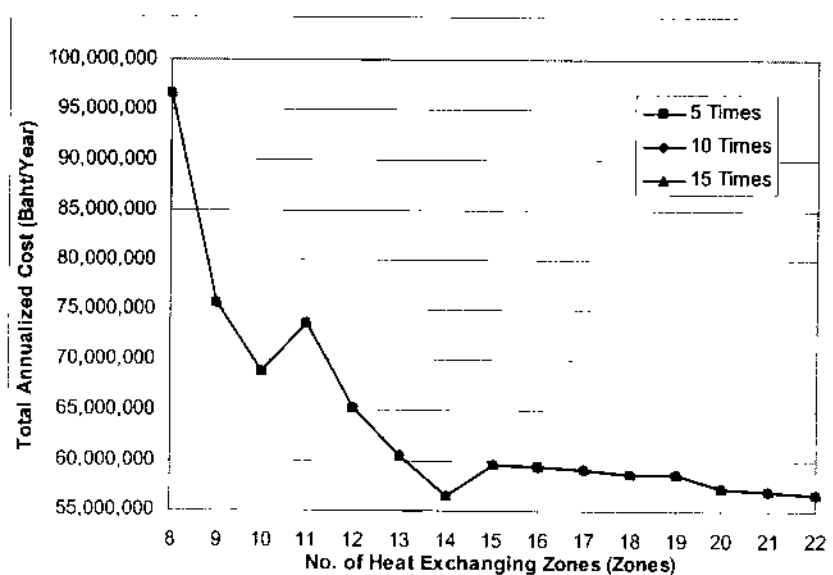
ตารางที่ 4-15 ตารางแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 15 เท่า

โครง ข่าย	จำนวนโซนการ แลกเปลี่ยนความร้อน (Zones)	ต้นทุนด้าน การก่อสร้างต่อปี (Baht/Year)	ต้นทุนด้าน พลังงานต่อปี (Baht/Year)	ต้นทุนรวมต่อปี (Baht/Year)
1	22	6,707,823	50,073,915	56,781,738
2	21	6,995,897	50,073,915	57,069,811
3	20	7,333,966	50,073,915	57,407,881
4	19	8,733,860	50,073,915	58,807,775
5	18	8,724,337	50,073,915	58,798,251
6	17	9,176,683	50,073,915	59,250,598
7	16	9,474,280	50,073,915	59,548,194
8	15	9,657,599	50,073,915	59,731,514
9	14	6,548,312	50,073,915	56,622,226
10	13	10,600,384	50,073,915	60,674,299
11	12	15,347,643	50,073,915	65,421,557
12	11	15,228,604	58,526,696	73,755,300
13	10	10,45,9919	58,526,696	68,986,615
14	9	9,355,241	66,461,472	75,816,713
15	8	18,580,730	78,067,966	96,648,696



ภาพที่ 4-108 ภาพแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี ต้นทุนด้านพลังงานต่อปี และต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 15 เท่า

เมื่อได้ต้นทุนรวมประจำปีของเงื่อนไขกรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 5 10 และ 15 เท่า นำมาเปรียบเทียบกับดังแสดงจากภาพที่ 4-107



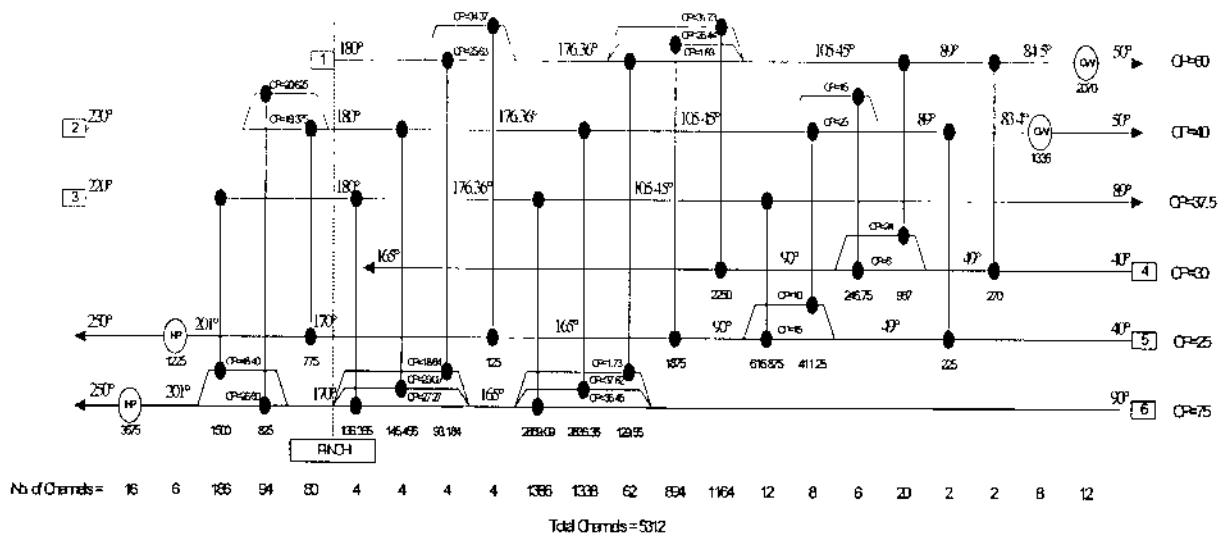
ภาพที่ 4-109 ภาพแสดงค่าต้นทุนรวมต่อปี กรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 5 10 และ 15 เท่า

จากภาพที่ 4-109 ซึ่งเป็นภาพแสดงค่าต้นทุนรวมประจำปีเปรียบเทียบกันของกรณีต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนสูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน 5 10 และ 15 เท่า พบว่าเส้นกราฟทั้งสามกราฟเกือบทับกันได้อย่างสนิท สรุปได้ว่าจำนวนเท่าของต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนไม่มีนัยสำคัญในการตัดสินใจเลือกโครงการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมที่สุด แต่สิ่งที่เป็นนัยสำคัญคือหากพิจารณาจากภาพที่ 4-106 4-107 และ 4-108 จะพบว่าจุดต่ำสุดของต้นทุนรวมประจำปีของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 จะอยู่ที่โครงข่ายที่ 9 หรือโครงข่ายที่ทำการยุบวงจรการแลกเปลี่ยนความร้อนวงที่ 8 นั้นเอง

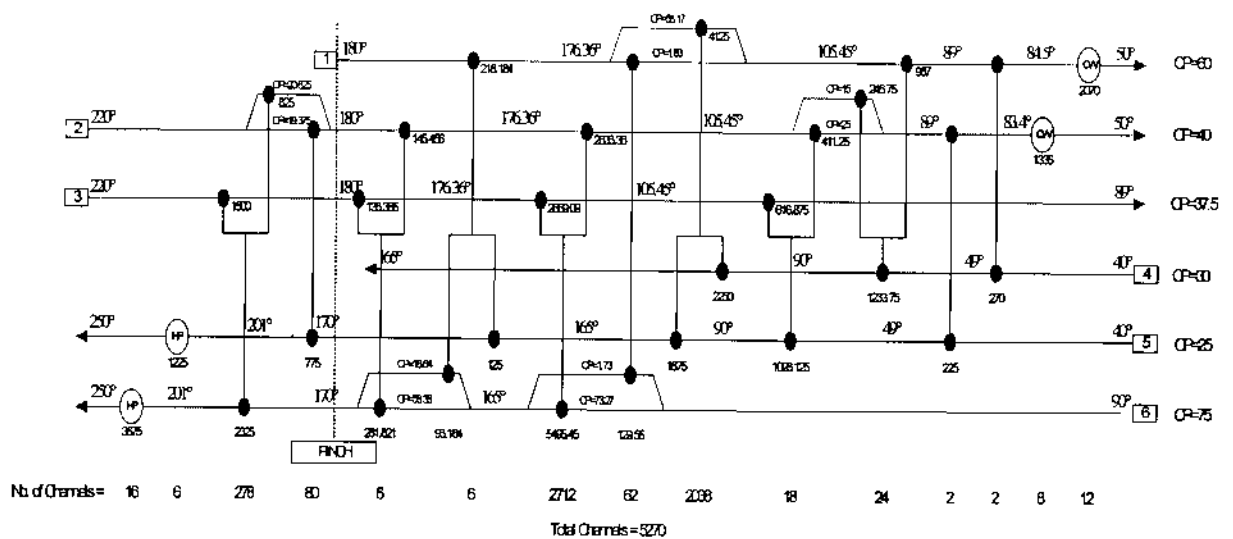
จากการคำนวณต้นทุนในตารางที่ 4-13 4-14 และ 4-15 พร้อมทั้งภาพที่ 4-106 4-107 และ 4-108 โดยเรียงตามลำดับตามจำนวน 5 10 และ 15 เท่าของต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนที่สูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน ในส่วนค่าต้นทุนด้านการก่อสร้างต่อปีพบว่าโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน 14 โซน มีค่าใช้จ่ายในดังกล่าวต่ำสุดเท่ากับ 6,369,754 บาท/ปี 6,459,033 บาท/ปี และ 6,548,312 บาท/ปี ตามลำดับ เนื่องจากโครงข่ายนี้ใช้จำนวนของแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนต่ำสุด อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาถึงต้นทุนการดำเนินงานหรือต้นทุนด้านพลังงานต่อปี พบว่าโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าต้นทุนดังกล่าวต่ำสุดคือโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีโซนการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 12 - 22 โซน โดยโครงข่ายดังกล่าวมีต้นทุนด้านพลังงานเท่ากับ 50,073,915 บาท/ปี จากการเปรียบเทียบต้นทุนค่าใช้จ่ายทั้งสองประเภทสามารถสรุปได้ว่าในกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 ต้นทุนด้านพลังงานยังคงเป็นค่าใช้จ่ายหลักเช่นเดียวกับกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 และต้นทุนด้านการก่อสร้างถือได้ว่าเป็นค่าใช้จ่ายรอง ดังนั้นเมื่อทำการรวมค่าใช้จ่ายทั้งสองประเภทเข้าด้วยกัน พบว่าโครงข่ายแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าต้นทุนรวมต่อปีต่ำสุด ทั้ง 3 กรณี 5 10 และ 15 เท่าของต้นทุนแผ่นประกบกันความร้อนที่สูงกว่าแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน คือโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีโซนการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 14 โซน โดยมีค่าต้นทุนรวมต่อปีเท่ากับ 56,443,669 บาท/ปี 56,532,948 บาท/ปี และ 56,622,226 บาท/ปี ตามลำดับ

4.3.6 กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง

จะพบว่าที่กล่าวมาเป็นข้างต้นเป็นกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว แต่เนื่องจากแผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 สามารถจับคู่การแลกเปลี่ยนความร้อน 2 คู่ โดยให้กระแสของไหลทั้งสามมีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางได้โดยมีเงื่อนไขที่ว่าอุณหภูมิขาเข้าและขาออกของกระแสของไหลทั้ง 3 กระแสต้องเป็นอุณหภูมิเดียวกัน ภาพแผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 พร้อมทั้งจำนวนช่องทางการไหล ดังแสดงในภาพที่ 4-110 และเมื่อจัดรูปแบบการไหลเป็นแบบการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง ดังแสดงในภาพ 4-111

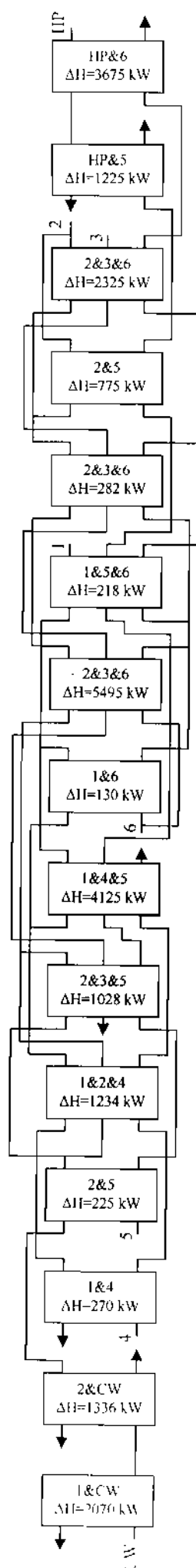


ภาพที่ 4-110 แผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 พร้อมทั้งจำนวนช่องทางการไหล กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว



ภาพที่ 4-111 แผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 พร้อมทั้งจำนวนช่องทางการไหล กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง

จากภาพที่ 4-109 แผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง สามารถวาดแผนผังบล็อกการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังแสดงในภาพที่ 4-112



ภาพที่ 4-112 แผนผังบล็อกการแลกเปลี่ยนความร้อนของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของการศึกษาตัวอย่างที่ 2

กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง

จากภาพที่ 4-110 แผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว จะมีช่องทางการไหลรวม 5,312 ช่อง และจากภาพที่ 4-111 แผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง จะมีช่องทางการไหลรวม 5,270 ช่อง สามารถสรุปได้ว่าการจับคู่กระแสของไหลที่เหมาะสมให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางได้นั้น จะสามารถช่วยลดช่องทางการไหลรวมลงได้ ซึ่งเป็นแนวโน้มในลักษณะเดียวกันกับกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

ในขั้นตอนของการออกแบบเบื้องต้นนั้น อาจถือได้ว่าโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีโซนการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 11 โซน จากกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 และ โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีโซนการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 14 โซน จากกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 2 เป็นโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมในการลงทุน เนื่องจากมีความเป็นไปได้ทางเทคนิคในการแลกเปลี่ยนความร้อน และมีผลประโยชน์ทางเศรษฐศาสตร์ที่ดีที่สุด อย่างไรก็ตาม วิศวกรออกแบบจะต้องคำนึงถึงด้วยว่าการประเมิลงานด้านเทคนิคในขั้นตอนที่ได้กล่าวมาแล้วนั้น เป็นเพียงการประเมินความเป็นไปได้ในเชิงอุณหภาพ สำหรับการออกแบบในรายละเอียดนั้นย่อมต้องทำการประเมินความเป็นไปได้ในเชิงกลศาสตร์ของไหลและความดันลดของเครื่องที่ยอมรับได้ นอกจากนั้นยังต้องมีการคำนึงถึงความเป็นไปได้ในการออกแบบระบบควบคุมสำหรับการดำเนินงานแบบต่อเนื่องด้วย

จากผลของการออกแบบเบื้องต้นในเชิงอุณหภาพของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับกรณีศึกษาที่ 1 และ 2 ในงานวิจัยชิ้นนี้ พบว่าสามารถชี้ให้เห็นในเบื้องต้นได้ว่า รูปแบบของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมควรมีจำนวนโซนของการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นจำนวนเท่าใด และการจับคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนของกระแสของไหลร้อนและเย็นควรมีลักษณะเช่นไร เพื่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนตามภาระที่ต้องการ นอกจากนี้การประเมินเบื้องต้นเชิงเศรษฐศาสตร์ที่ได้ถูกนำเสนอ สามารถใช้เป็นข้อมูลประกอบการตัดสินใจในการคัดเลือกโครงข่ายที่เหมาะสมสำหรับการลงทุนต่อไป

บทที่ 5

สรุปผลการดำเนินงานและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการดำเนินงาน

งานวิจัยชิ้นนี้เป็นการวิเคราะห์ถึงการออกแบบลักษณะของการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสน้ำของไหลมากกว่าสองกระแสในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงเพื่อให้ได้ประสิทธิภาพในการดึงกลับพลังงานความร้อนมาใช้ได้มากที่สุด โดยใช้วิธีการวิเคราะห์พินช์มาประยุกต์เพื่อกำหนดเบื้องต้นของตำแหน่งและช่องทางการไหลของกระแสน้ำของไหลร้อนและเย็นทั้งหมดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง ทั้งนี้เพื่อจะได้ประโยชน์ต่อการออกแบบและการประยุกต์ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ในงานด้านต่างๆ ผลการดำเนินงานโดยสรุปดังต่อไปนี้

5.1.1 ข้อมูลลักษณะโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง สำหรับการประยุกต์ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับกระแสน้ำของไหลมากกว่าสองกระแสได้ถูกนำเสนอ โดยโครงสร้างดังกล่าวสามารถแบ่งออกได้ตามลักษณะของการแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ การแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว โดยในหนึ่งโซนของการแลกเปลี่ยนความร้อนมีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสน้ำของไหลร้อนและของไหลเย็นอย่างละหนึ่งกระแส และการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง โดยในหนึ่งโซนของการแลกเปลี่ยนความร้อนอาจมีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสน้ำของไหลมากกว่าสองกระแส

5.1.2 การวิเคราะห์การใช้ประโยชน์ของช่องทางการไหลเข้าและออก เป็นเทคนิคในการตรวจสอบความเป็นไปได้ในการเพิ่มกระแสน้ำของไหลเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนในโครงเดียวกัน จากการวิเคราะห์ดังกล่าวสำหรับรูปแบบการไหลแบบขนานพบว่า รูปแบบการไหลแบบขนานแบบตัวอักษร U มีศักยภาพในการรองรับกระแสน้ำของไหลเพื่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนได้มากกว่ารูปแบบการไหลแบบขนานแบบตัวอักษร Z

5.1.3 การประยุกต์ใช้แผ่นประกบกันความร้อนกันในชุดแผ่นเพลท เป็นทางเลือกในการเพิ่มจำนวนกระแสน้ำของไหลให้เข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนในโครงได้ โดยในการใช้แผ่นประกบกันความร้อนนี้จะเป็นการจัดแบ่งโซนการแลกเปลี่ยนความร้อน และเป็นการเพิ่มจำนวนช่องทางการไหลเข้าและออกให้เพียงพอกับความต้องการทั้งในกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียวและการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง

5.1.4 สมการการออกแบบช่องทางการไหลได้ถูกนำเสนอ โดยการประยุกต์ใช้สมการความสัมพันธ์ของค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนและจำนวนหน่วยการถ่ายเทความร้อน ของการ

ไหลแบบสวนทางอย่างสมบูรณ์ สมการดังกล่าวสามารถนำไปคำนวณเพื่อประมาณค่าจำนวนช่องการไหลที่ต้องการ สำหรับรูปแบบการไหลแบบขนาน ทั้งในกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียวและการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง

5.1.5 ระเบียบวิธีการในการวิเคราะห์หาเป้าหมายโดยรวมของการดึงกลับพลังงานมาใช้ใหม่ สำหรับโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการประยุกต์ใช้การวิเคราะห์พินช์ได้ถูกนำเสนอ โดยการวิเคราะห์ดังกล่าวสามารถทำได้ 2 วิธี คือ การวิเคราะห์พินช์โดยใช้กราฟคอมโพสิต และการวิเคราะห์พินช์โดยวิธีทางตาราง ผลการวิเคราะห์ดังกล่าวคือ เป้าหมายสูงสุดในการดึงกลับพลังงานมาใช้ใหม่ และเป้าหมายต่ำสุดในการใช้พลังงานภายนอกหรือกระแสยูลิตี

5.1.6 ระเบียบวิธีการออกแบบจัดสรรตำแหน่งและลักษณะการไหลของกระแสของไหลร้อนและเย็น ในโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้สอดคล้องกับเป้าหมายในการดึงกลับพลังงานที่ได้กำหนดไว้ ได้ถูกนำเสนอขึ้นในงานวิจัยชิ้นนี้ โดยข้อมูลจากการวิเคราะห์พินช์ด้วยวิธีกราฟจะสามารถนำมาออกแบบรูปแบบการไหลได้ในรูปแบบของแผนผังกริดและแผนผังบล็อก นอกจากนั้นยังได้มีการวิเคราะห์วงรอบของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ในบางกรณีสามารถยุบลงได้เพื่อลดจำนวนของโหนดการแลกเปลี่ยนความร้อน

5.1.7 ขั้นตอนการออกแบบโครงข่ายของการแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงได้ถูกนำเสนอขึ้น โดยขั้นแรกจะเป็นการวิเคราะห์พินช์เพื่อหาเป้าหมายสูงสุดในการดึงกลับพลังงานมาใช้ใหม่และเป้าหมายต่ำสุดในการใช้พลังงานภายนอก หลังจากนั้นจะเป็นการออกแบบเพื่อกำหนดคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนในแผนผังกริดและแผนผังบล็อกโดยใช้หลักการเฉลี่ยค่าแรงขับของอุณหภูมิ ซึ่งสามารถทำได้โดยการจับคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนในช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ถูกแบ่งในแนวตั้งของกราฟคอมโพสิต โครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้ในขั้นตอนนี้จะมีโหนดการแลกเปลี่ยนความร้อนมากที่สุด ในขั้นต่อไปจึงทำการยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อวิเคราะห์หารูปแบบต่าง ๆ ที่เป็นไปได้ของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งในขั้นตอนสุดท้ายจะมีการประเมินทางเศรษฐศาสตร์เพื่อประมาณค่าใช้จ่ายโดยรวมต่อปีของโครงข่ายในแต่ละรูปแบบ เพื่อประเมินถึงรูปแบบที่เหมาะสมที่สุดต่อไป

5.1.8 ขั้นตอนการออกแบบโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อน ได้ถูกนำไปใช้เพื่อออกแบบโครงข่ายสำหรับกรณีศึกษาที่ 1 และที่ 2 ซึ่งผลจากการออกแบบพบว่าโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาที่ดังกล่าว เป็นชนิดที่ที่ค่าใช้จ่ายทางด้านการดำเนินงานหรือค่าใช้จ่ายด้านพลังงานเป็นค่าใช้จ่ายหลัก และผลจากการประเมินทางเศรษฐศาสตร์เพื่อหาค่าใช้จ่ายโดยรวมของโครงข่ายต่อปี สามารถนำไปเป็นข้อมูลเบื้องต้นเพื่อประกอบการพิจารณาเลือกโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมในการลงทุนต่อไป

5.2 ข้อเสนอแนะในการดำเนินงานต่อไป

ในส่วน of ข้อเสนอแนะที่อาจเป็นประโยชน์ในการดำเนินงานวิจัยต่อเนื่องหรืองานวิจัยที่เกี่ยวข้องสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

5.2.1 ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงเพื่อรองรับกระแสของไหลมากกว่าสองกระแส นอกเหนือจากการใช้เทคนิคการแบ่งโซนการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้แผ่นประกบกันความร้อนแล้ว ยังอาจใช้เทคนิคการจัดสรรภาระการแลกเปลี่ยนความร้อนในช่องทางการไหล โดยการใช้วิธีการปรับเปลี่ยนวัสดุที่ใช้ทำแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งนี้สามารถกำหนดได้จากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่มีค่าขึ้นอยู่กับค่าความหนาและคุณสมบัติทางความร้อนของแผ่นเพลท ในการใช้เทคนิคดังกล่าวจำเป็นต้องทำการศึกษาวิจัยต่อไปในความเป็นไปได้ทางเทคนิคและทางเศรษฐศาสตร์

5.2.2 ในงานวิจัยขั้นนี้ได้เน้นศึกษาการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงในรูปแบบการไหลแบบขนานเท่านั้น อย่างไรก็ตามก็ยังมีรูปแบบการไหลแบบอื่น ๆ ที่สามารถออกแบบได้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ เช่น รูปแบบการไหลแบบอนุกรม และรูปแบบการไหลแบบหลายทิศทาง ทั้งนี้ถ้าได้มีการศึกษาถึงความเป็นไปได้ในรูปแบบดังกล่าวสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลมากกว่าสองกระแสจะก่อให้เกิดทางเลือกในการออกแบบและดำเนินงานที่มากขึ้นต่อไป

5.2.3 การจับคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนในโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้ ใช้หลักการการเฉลี่ยค่าของแรงขับเคลื่อนอุณหภูมิตลอดทุกโซนของการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นจึงหลีกเลี่ยงไม่ได้ที่จะเกิดวงจรการแลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นในโครงข่าย การยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวจะส่งผลกระทบต่อรูปแบบการแบ่งโซนการแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้เกิดรูปแบบของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่าง ๆ การยุบวงรอบการแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยขั้นนี้เป็นกรยุบโดยใช้หลักการสังเกต โดยทำการยุบวงรอบที่ไม่กระทบกับการใช้กระแสมูลิตีก่อนจนหมด จึงทำการยุบวงรอบที่เหลือ ในทางปฏิบัติโดยทั่วไปจะเกิดความล่าช้าในการออกแบบโดยเฉพาะถ้ามีจำนวนกระแสของไหลอยู่ในโครงข่ายเป็นจำนวนมาก ดังนั้นจึงควรต้องมีการจัดสร้างโปรแกรมสำเร็จรูปเพื่อช่วยลดระยะเวลาของการออกแบบในส่วนนี้

5.2.4 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับของไหลมากกว่าสองกระแสในงานวิจัยขั้นนี้ เป็นการวิเคราะห์ในเชิงอุณหภูมิต่ำเท่านั้น ซึ่งถือได้ว่าเป็นการออกแบบในเบื้องต้นเพื่อมองหาทางเลือกในการจัดสรรช่องทางการไหลที่เป็นไปได้ทางทฤษฎี อย่างไรก็ตามก็ดียังสำหรับการออกแบบในรายละเอียดจะต้องทำการคำนวณหาความดันตกที่เกิดขึ้นสำหรับทางเลือกในการออกแบบดังกล่าวด้วย เพื่อทำการตรวจสอบให้อยู่ในขอบเขตจำกัดของการดำเนินงานสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ต่อไป

5.2.5 การประเมินทางเศรษฐศาสตร์ที่นำเสนอในงานวิจัยชิ้นนี้ เป็นการประเมินเบื้องต้นที่คิดเฉพาะค่าใช้จ่ายสำคัญที่เกิดขึ้น เมื่อมีการลงทุนสร้างโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง ในขั้นตอนของการออกแบบในรายละเอียดจะต้องทำการเพิ่มเติมค่าใช้จ่ายส่วนอื่นๆ ที่เกี่ยวข้องทั้งในส่วนของการก่อสร้างและค่าดำเนินงาน เพื่อให้การคำนวณค่าใช้จ่ายโดยรวมต่อปีมีความถูกต้องมากยิ่งขึ้น

เอกสารอ้างอิง

1. กสิน, ตอเลิบ และชโลธร เจียมอนุสรณ์. การศึกษาและการสร้างแบบจำลองของกระบวนการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง. กรุงเทพมหานคร : ภาควิชาวิศวกรรมเคมีและกระบวนการ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2543.
2. ชัยวัฒน์ นพพรเลิศวงศ์ และธีรวัฒน์ โรจนไพฑูรย์. การพัฒนาโปรแกรมสำเร็จรูปเพื่อใช้ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง. กรุงเทพมหานคร : ภาควิชาวิศวกรรมเคมีและกระบวนการ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2544.
3. Edwards, M. F., Changel Vaie, A. A., and Parrot, D. L. "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of a Plate Heat Exchanger Using Newtonian and Non-Newtonian." The Chemical Engineer. (May 1974)
4. Lund Institute Of Technology Website. Department of Heat And Power Engineering Division of Heat Transfer Available online at <http://www.vok.lth.se/HT/research>.
5. Cooper, A., "Recover More with Plate Heat Exchangers." The Chemical Engineer. (May 1974) : 280-285
6. Buonopane, R. A., Troupe, R. A., and Morgan, J. C. "Heat Transfer Design Method for Plate Heat Exchangers." Chemical Engineering Progress. 59 (1963)
7. Cooper, A., and Usher, J. D. Plate Heat Exchangers. Heat Exchanger Design Handbook. Washington DC : Hemisphere Publishing Corporation, 1983,
8. Sanderson, P. D. Flow Maldistribution Effects within Plate Heat Exchangers for Liquid-Liquid and Liquid-Phase-Change Situations. Ph.D.Thesis University of Bradford, 1996.
9. Alfa-Laval Thermal Website. Gasket Plate Heat Exchanger. USA 2000 Available online at <http://www.us.thermal.alfalaval.com>.
10. Hexa Thailand Coporation Ltd. Bangkok Hexa Plate Heat Exchanger., 1997,
11. Bond, M. P., "Plate Heat Exchangers for Effective Heat Transfer." The Chemical Engineer. (April 1981) : 162-167
12. Raju, K. S. N., and Chand, J. "Consider the Plate Heat Exchanger." Chemical Engineering. (August 1980) : 133-144

13. Zaleski, T., and Klepacka, K. "Plate Heat Exchangers-Method of Calculation, Charts and Guidelines for Selection Plate Heat Exchanger Configurations." Chemical Engineering and Processing. 31 (1992) : 49-56
14. Linnhoff, B., and Flower, J. "Synthesis of Heat Exchanger Networks : Systematic Generation of Energy Optimal Networks." AIChE Journal. 24, 4 (July 1978) : 633-653
15. Linnhoff, B., and Smith, R. Process Integration Using Pinch Technology. ATEE Symposium Paris March 31 – April 5 1987.
16. Linnhoff, B. "Pinch Technology for the Synthesis of Optimal Heat and Power Systems." Journal of Energy Resource Technology. 111 (September 1989) : 137-147. Wang, Y. P., and Smith, R. "Time Pinch Analysis." Trans IChemE. 73 (November 1995) : 905-913
18. Klemes, J., Kostenko, Y. T., Tovazhnyanskii, L. L., Kapustenko, P. A., Ul'ev, L. M., Perevertailenko, A. Y., and Zulin, B. D. "The Pinch Design Method for Energy-Saving Oil-Refining Plants." Theoretical Foundations of Chemical Engineering. 33 4 (1999) : 379-390
19. Buonopane, R. A., Troupe, R. A., and Morgan, J. C. "Heat Transfer Design Method for Plate Heat Exchangers." 59 7 (1963) : 57-61
20. Marriott, J. "Where and How to Use Plate Heat Exchangers." Chemical Engineering. (April 1971) : 127-132
21. Wilkinson, W. L. "Flow Distribution in Plate Heat Exchanges." The Chemical Engineer. (May 1974) : 289-293
22. Linnhoff, B. User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy. Warwick Printing Company, 1982.
23. Linnhoff, B. "Heat and Power Networks in Process Design." AIChE Journal. 29, 5 (1983) : 742-748
24. Linnhoff, B., Polley, G. T., and Sahdev, V. "General Process Improvements Through Pinch Technology." Chemical Engineering Progress. (June 1988) : 51-58
25. Linnhoff, B., and Ahmad, S. "Cost Optimum Heat Exchanger Network-1. Minimum Energy and Capital Using Simple Models for Capital Cost." Computers Chemical Engineering. 14 7 (1990) : 729-750

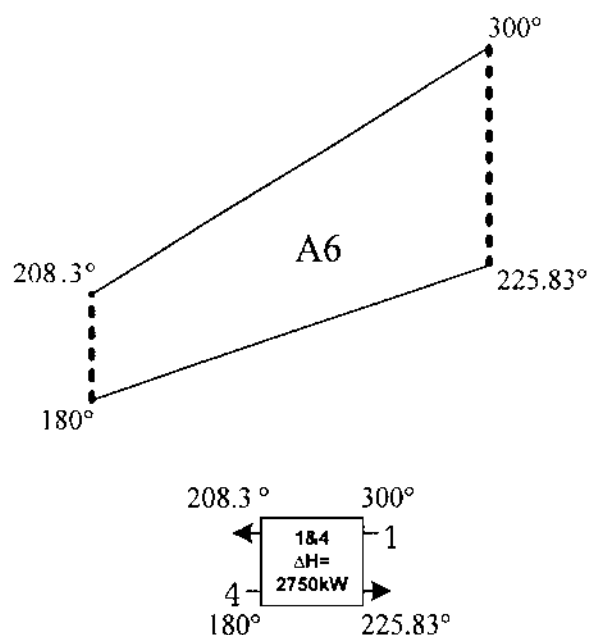
26. Heggs, P. J. and Narataruksa, P. Design of Flexible Multistream Plate Heat Exchangers. In the Proceeding of the International Conference on Heat Exchangers for Sustainable Development. Lisbon Portugal, 1998.
27. Heggs, P. J. and Narataruksa, P. The Use of a Plate and Frame Heat Exchanger as a Three Stream Compact Exchanger In the Proceeding of the International Conference on Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries. Banff Canada, 1999.
28. Ngao-aram, S. Design Methodology of Plate Heat Exchangers. MSc Dissertation. UMIST, 1996.
29. Kandlikar, P. J. and Shah, R. K. "The Influence of the Number of Thermal Plates on Plate Heat Exchanger Performance." Heat and Mass Transfer Washington DC : Hemisphere Publishing Corporation, 1988.
30. Kandlikar, P. J. and Shah, R. K. "Multipass Plate Heat Exchangers-Effectiveness-NTU Results and Guideline for Selecting Pass Arrangements." ASME Journal of Heat Transfer. (May 1989)
31. Narataruksa, P. Plate Heat Exchangers-Design, Performance and Multistream. Ph.D.Thesis UMIST, 2000.
32. Douglas, J. M. Conceptual Design of Chemical Processes. McGraw-Hill International Edition. Chemical Engineering Series Singapore, 1988.

ภาคผนวก ก

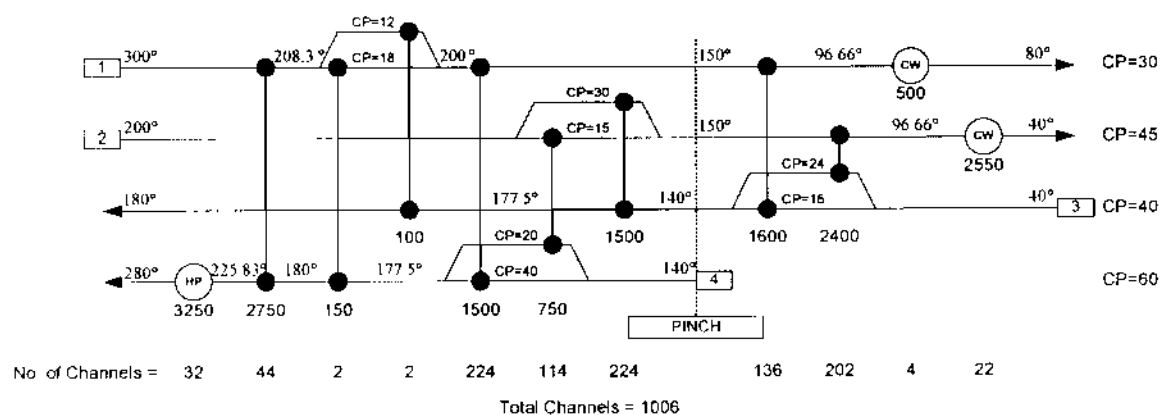
ตัวอย่างการคำนวณ

การคำนวณช่องทางการไหลกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว

ยกตัวอย่างจากกรณีศึกษาที่ 1 ที่เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลร้อนชนิดที่ 1 กับ กระแสของไหลเย็นชนิดที่ 2 มีการแลกเปลี่ยนความร้อน 2,750 kW ดังแสดงดังภาพที่ 4-10 และภาพที่ 4-43



ภาพที่ 4-10 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A6



ภาพที่ 4-43 แผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 พร้อมทั้งจำนวนช่องทางการไหล กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว

ตารางที่ ก-1 คุณสมบัติของแผ่นเพลท

วัสดุ	สแตนเลส
ความยาว (L_{ch})	1.471 m
ความกว้าง (w)	0.653 m
ความหนา (a)	0.0006 m
ระยะห่างระหว่างเพลท (b)	0.0034 m
เส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า (D_e)	0.0068 m
สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (λ_p)	16.85 W/m K

ตารางที่ ก-2 แสดงข้อมูลของกระแสของไหลสำหรับกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1

Stream	Type	Supply Temperature (°C)	Target Temperature (°C)	Heat Capacity Flow rate (kW/°C)	Q available (kW)
1	Hot	300	80	30	6600
2	Hot	200	40	45	7200
3	Cold	40	180	40	-5600
4	Cold	140	280	60	-8400

ตารางที่ ก-3 คุณสมบัติของกระแสของไหลแต่ละกระแส

Stream	Type	C_p (J/kg K)	λ (W/m K)	μ (Pa s)	ρ (kg/m ³)
1	Hot	2,600	0.12	0.0005	800
2	Hot	2,600	0.12	0.0005	800
3	Cold	2,600	0.12	0.0005	800
4	Cold	2,600	0.12	0.0005	800

หาค่า C^* จากสมการที่ (2-19)

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2-19)$$

การหา C_{min} และ C_{max} หาได้จากสมการ $CP = \dot{M}C_p$ นำมาเปรียบเทียบกันและกัน หากค่าใดน้อยกว่าอีกค่าหนึ่ง ค่านั้นก็เป็นค่า C_{min} ส่วนอีกค่าหนึ่งจะเป็นค่า C_{max} ดังนั้น

จากการกำหนด CP

Heat Capacity Flowrate ของกระแสของไหลร้อน = 30 kW/°C

Heat Capacity Flowrate ของกระแสของไหลเย็น = 60 kW/°C

เพราะฉะนั้น

Heat Capacity Flowrate ของกระแสของไหลร้อน เป็น $C_{\min}$

Heat Capacity Flowrate ของกระแสของไหลเย็น เป็น $C_{\max}$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{30}{60} = 0.5$$

$$\dot{M} \text{ ของกระแสของไหลร้อน } \frac{CP}{C_p} = \frac{30000}{2600} = 11.54 \text{ kg/s}$$

$$\dot{M} \text{ ของกระแสของไหลเย็น } \frac{CP}{C_p} = \frac{60000}{2600} = 23.08 \text{ kg/s}$$

จากสมการที่ (3-11) และ (3-12)

$$\frac{(2n-1)wL_{ch}}{n^{0.65} + \frac{a}{\text{Const}_h} + \frac{n^{0.65}}{\lambda_p \text{Const}_c}} = \frac{C_{\min} \epsilon_{cc}}{1 - \epsilon_{cc}} \quad \text{สำหรับ } C^* = 1 \quad (3-11)$$

$$\frac{(2n-1)wL_{ch}}{n^{0.65} + \frac{a}{\text{Const}_h} + \frac{n^{0.65}}{\lambda_p \text{Const}_c}} = \frac{C_{\min}}{1 - C^*} \ln \left[\frac{1 - C^* \epsilon_{cc}}{1 - \epsilon_{cc}} \right] \quad \text{สำหรับ } C^* \neq 1 \quad (3-12)$$

เนื่องจากค่า C^* เลือกใช้สมการ (3-12) แต่ต้องหาค่าต่อไปนี้ก่อน
หาค่า ϵ_{cc} จากสมการที่ (3-13) หรือ (3-14)

$$\epsilon_{cc} = \frac{C_h (T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (3-13)$$

หรือ

$$\varepsilon_{cc} = \frac{C_c (T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (3-14)$$

ดังนั้น

$$\varepsilon_{cc} = \frac{30(300 - 208.3)}{30(300 - 180)} = 0.764$$

หาค่า Const จากสมการที่ (3-9)

$$\text{Const} = 0.28 \frac{\lambda}{D_e} \left(\frac{D_e \dot{M}_T}{wb\mu} \right)^{0.65} \left(\frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^{0.4} \quad (3-9)$$

ดังนั้น Const ของกระแสน้ำไหลร้อน หาได้ดังนี้

$$\text{Const}_h = 0.28 \frac{0.12}{0.0068} \left(\frac{0.0068 \times 11.54}{0.653 \times 0.0034 \times 0.0005} \right)^{0.65} \left(\frac{2600 \times 0.0005}{0.12} \right)^{0.4} = 28,539.49$$

ดังนั้น Const ของกระแสน้ำไหลเย็น หาได้ดังนี้

$$\text{Const}_c = 0.28 \frac{0.12}{0.0068} \left(\frac{0.0068 \times 23.08}{0.653 \times 0.0034 \times 0.0005} \right)^{0.65} \left(\frac{2600 \times 0.0005}{0.12} \right)^{0.4} = 44,783.27$$

แทนค่าในสมการที่ (3-12) ได้ดังนี้

$$\frac{(2n-1) \times 0.653 \times 1.471}{\frac{n^{0.65}}{28,539.49} + \frac{0.0006}{16.85} + \frac{n^{0.65}}{44,783.27}} = \frac{30000}{1-0.5} \ln \left[\frac{(1-0.5) \times 0.764}{1-0.764} \right] \quad (n-1)$$

นำสมการที่ (n-1) ไปใช้โปรแกรมการคำนวณสำเร็จรูป เช่น โปรแกรม Microsoft Excel Solver และ โปรแกรม MATLAB เพื่อหาค่าช่องทางการไหลของของไหลเย็นหรือของไหลร้อน n ในงานวิจัยชิ้นนี้ใช้ Microsoft Excel Solver ในการแก้สมการดังนี้

เมื่อ Microsoft Excel Solver แก้สมการจะทำการแบ่งสมการที่ (n-1) ออกเป็นสองส่วนคือ ด้านซ้ายและด้านขวา โดยให้เงื่อนไขสมการจะเป็นจริงก็ต่อเมื่อสมการทางซ้ายซ้ายมีค่าเท่ากับ สมการทางด้านขวา ผลการคำนวณได้ช่องทางการไหลของของไหลเย็นหรือของไหลร้อน n เท่ากับ 21.3647 สมการด้านซ้ายและด้านขวามีค่าเท่ากันที่ 0.7639 แต่เนื่องจากจำนวนช่องทางการไหลต้องเป็นเลขจำนวนเต็มจึงต้องทำการปรับค่าขึ้นเป็นจำนวนเต็มคือได้ค่าจำนวนช่องทางการไหลเท่ากับ 22 ช่อง ดังแสดงในภาพที่ ก-1 ดังนั้นช่องทางการไหลรวม 2n เท่ากับ 44 ดังแสดงในภาพที่ 4-43

a/λ	3.561E-05	K/W
-----	-----------	-----

ΔT _{LM}	47.631377	U	2196.1268	A	26.28757647
------------------	-----------	---	-----------	---	-------------

	Hot	Cold	Unit
T _m	300	180	C
T _{out}	208.33333	225.83	C
Mass flow	11.538462	23.076923	kg/s
Heat flow	2750000.1	2749800	J/s
Cp	2600	2600	J/kgK
ρ	800	800	kg/m ³
μ	0.0005	0.0005	N s/m ²
λ	0.12	0.12	W/mK

Const _n	28539.494
Const _c	44783.266
A _T	40.083634
NTU	1.9245559
ε _{cc}	0.763889

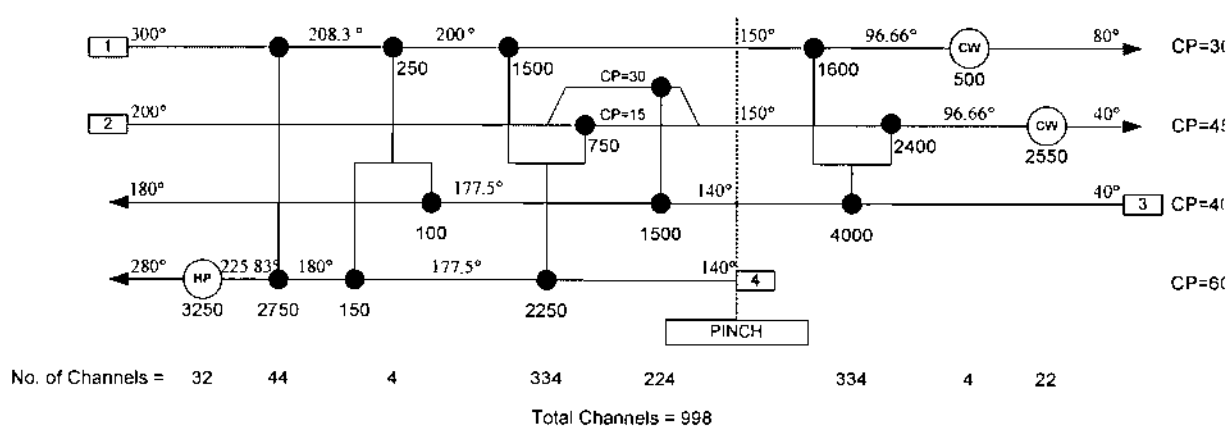
Equation

L	R	L-R
0.7639	0.7639	0.0000
n	Total Channel (2n)	
21.3647	44	
No Channel for hot stream (n)		
22		
No Channel for cold stream (n)		
22		

ภาพที่ ก-1 แสดงการหาจำนวนช่องทางการไหลกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบทิศทางเดียว

การคำนวณช่องทางการไหลกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง

ยกตัวอย่างจากกรณีศึกษาที่ 1 ของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนเริ่มต้นที่จัดให้มีการแลกเปลี่ยนแบบสองทิศทาง ที่เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลร้อนชนิดที่ 1 กับ กระแสของไหลดเย็นชนิดที่ 1 มีการแลกเปลี่ยนความร้อน 1,600 kW และคู่การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลร้อนชนิดที่ 2 กับ กระแสของไหลดเย็นชนิดที่ 1 มีการแลกเปลี่ยนความร้อน 2,400 kW มารวมกันแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางที่มีการ 4,000 kW ซึ่งเป็นกรณีของกระแสของไหลร้อน 2 กระแสแลกเปลี่ยนความร้อนกับกระแสของไหลดเย็น 1 กระแส ดังแสดงในภาพที่ 4-44



ภาพที่ 4-44 แผนผังกริดของโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนของกรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 พร้อมทั้งจำนวนช่องทางการไหล กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง

หาค่า C^* จากสมการที่ (2-19) การหา $C_{\min}$ และ $C_{\max}$ หาได้จากสมการ $CP = \dot{M}C_p$ นำมาเปรียบกันและกัน หากค่าใดน้อยกว่าอีกค่าหนึ่ง ค่านั้นก็เป็นค่า $C_{\min}$ ส่วนอีกค่าหนึ่งจะเป็นค่า $C_{\max}$ ดังนั้น

Heat Capacity Flowrate ของกระแสของไหลร้อนชนิดที่ 1 = $30 \text{ kW/}^\circ\text{C}$

Heat Capacity Flowrate ของกระแสของไหลร้อนชนิดที่ 2 = $45 \text{ kW/}^\circ\text{C}$

Heat Capacity Flowrate ของกระแสของไหลร้อนรวม = $75 \text{ kW/}^\circ\text{C}$

Heat Capacity Flowrate ของกระแสของไหลดเย็น = $40 \text{ kW/}^\circ\text{C}$

เพราะฉะนั้น

Heat Capacity Flowrate ของกระแสของไหลดเย็น เป็น $C_{\min}$

Heat Capacity Flowrate ของกระแสของไหลร้อนรวม เป็น $C_{\max}$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{40}{75} = 0.53$$

$$\dot{M} \text{ ของกระแสน้ำมันร้อนชนิดที่ 1} \quad \frac{CP}{C_p} = \frac{30000}{2600} = 11.54 \text{ kg/s}$$

$$\dot{M} \text{ ของกระแสน้ำมันร้อนชนิดที่ 2} \quad \frac{CP}{C_p} = \frac{75000}{2600} = 17.31 \text{ kg/s}$$

$$\dot{M} \text{ ของกระแสน้ำมันเย็น} \quad \frac{CP}{C_p} = \frac{40000}{2600} = 15.38 \text{ kg/s}$$

สมการที่ใช้ในการหาจำนวนช่องทางการไหลในกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทางคือจากสมการที่ (3-35) หรือ (3-36) และ สมการที่ (3-38)

$$\frac{(2m-1)wL_{ch}}{\frac{n^{0.65}}{\text{Const}_{H1}} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{m^{0.65}}{\text{Const}_C}} = \frac{C_{\min} \epsilon_{cc}}{1 - \epsilon_{cc}} \quad \text{สำหรับ} \quad C^* = 1 \quad (3-35)$$

$$\frac{(2m-1)wL_{ch}}{\frac{(m-n)^{0.65}}{\text{Const}_{H2}} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{m^{0.65}}{\text{Const}_C}} = \frac{C_{\min}}{1 - C^*} \ln \left[\frac{1 - C^* \epsilon_{cc}}{1 - \epsilon_{cc}} \right] \quad \text{สำหรับ} \quad C^* \neq 1 \quad (3-36)$$

$$\frac{n^{0.65}}{\text{Const}_{H1}} = \frac{(m-n)^{0.65}}{\text{Const}_{H2}} \quad (3-38)$$

โดย m คือ จำนวนช่องทางการไหลของของไหลเย็น C
 n คือ จำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อน $H1$
 $m-n$ คือ จำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อน $H2$

เนื่องจากค่า C' เลือกใช้สมการ (3-36) และ สมการที่ (3-38) แต่ต้องหาค่าต่อไปนี้ก่อน
หาค่า ε_{cc} จากสมการที่ (3-13) หรือ (3-14)
ดังนั้น

$$\varepsilon_{cc} = \frac{75(150 - 96.7)}{40(150 - 40)} = 0.9$$

ดังนั้น Const ของกระแสน้ำของไหลร้อนชนิดที่ 1 หาได้ดังนี้

$$\text{Const}_{h1} = 0.28 \frac{0.12}{0.0068} \left(\frac{0.0068 \times 11.54}{0.653 \times 0.0034 \times 0.0005} \right)^{0.65} \left(\frac{2600 \times 0.0005}{0.12} \right)^{0.4} = 18,187.66$$

ดังนั้น Const ของกระแสน้ำของไหลร้อนชนิดที่ 2 หาได้ดังนี้

$$\text{Const}_{h2} = 0.28 \frac{0.12}{0.0068} \left(\frac{0.0068 \times 17.31}{0.653 \times 0.0034 \times 0.0005} \right)^{0.65} \left(\frac{2600 \times 0.0005}{0.12} \right)^{0.4} = 23,672.06$$

ดังนั้น Const ของกระแสน้ำของไหลเย็น หาได้ดังนี้

$$\text{Const}_c = 0.28 \frac{0.12}{0.0068} \left(\frac{0.0068 \times 15.38}{0.653 \times 0.0034 \times 0.0005} \right)^{0.65} \left(\frac{2600 \times 0.0005}{0.12} \right)^{0.4} = 21,927.39$$

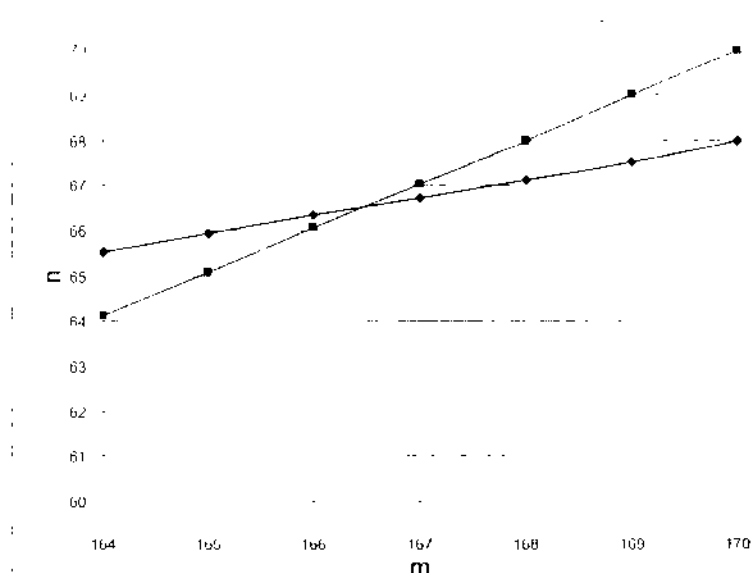
แทนค่าในสมการที่ (3-36) และ (3-38) ได้ดังนี้

$$\frac{(2m - 1) \times 0.653 \times 1.471}{\frac{(m - n)^{0.65}}{23,672.06} + \frac{0.0006}{16.85} + \frac{m^{0.65}}{21,927.39}} = \frac{40000}{1 - 0.53} \ln \left[\frac{(1 - 0.53) \times 0.9}{1 - 0.9} \right] \quad (n-2)$$

$$\frac{n^{0.65}}{18,187.66} = \frac{(m-n)^{0.65}}{23,672.06} \quad (ก-3)$$

นำสมการที่ (ก-2) และ (ก-3) ไปใช้โปรแกรมการคำนวณสำเร็จรูป เช่น โปรแกรม Microsoft Excel Solver และ โปรแกรม MATLAB เพื่อหาค่าจำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อนชนิดที่ 1 (n) จำนวนช่องทางการไหลของของไหลร้อนชนิดที่ 2 ($m-n$) และจำนวนช่องทางการไหลของของไหลเย็น ซึ่งในงานวิจัยชิ้นนี้ใช้ Microsoft Excel Solver ในการแก้สมการดังนี้

เมื่อ Microsoft Excel Solver แก้สมการจะทำการแบ่งสมการที่ (ก-2) และ (ก-3) ออกเป็นสองส่วนคือด้านซ้ายและด้านขวา โดยให้เงื่อนไขสมการจะเป็นจริงก็ต่อเมื่อสมการทางซ้ายมีค่าเท่ากับสมการทางด้านขวา เมื่อหาค่า n และ m ของสมการที่ (ก-2) และ (ก-3) มาสร้างกราฟเพื่อหาจุดตัดกันของกราฟทั้งสอง ผลการคำนวณได้ n เท่ากับ 67 ช่อง m เท่ากับ 167 ช่อง ดังแสดงในภาพที่ ก-2 ดังนั้นช่องทางการไหลร่วม $2m$ เท่ากับ 334 ดังแสดงในภาพที่ 4-44



ภาพที่ ก-2 แสดงการหาจำนวนช่องทางการไหลกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองทิศทาง

การคำนวณหาพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน

สมการที่ใช้หาพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน คือสมการที่ (3-41)

$$A = Q \left[\frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln \left[\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} \right]} \right] \left[\frac{n^{0.65}}{\text{Const}_h} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{n^{0.65}}{\text{Const}_c} \right] \quad (3-41)$$

ยกตัวอย่างจากกรณีศึกษาที่ 1 ที่เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลร้อนชนิดที่ 1 กับ กระแสของไหลเย็นชนิดที่ 2 มีภาระการแลกเปลี่ยนความร้อน 2,750 kW ดังแสดงดังภาพที่ 4-10 และภาพที่ 4-43

แทนค่าลงในสมการที่ (3-41) ได้ดังนี้

$$A = 2,750 \times 10^3 \left[\frac{(208.3 - 180) - (300 - 225.83)}{\ln \left[\frac{208.3 - 180}{300 - 225.83} \right]} \right] \left[\frac{n^{0.65}}{28,539.49} + \frac{a}{\lambda_p} + \frac{n^{0.65}}{44,783.27} \right] = 26.29$$

จะได้พื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 26.29 m² ดังแสดงในภาพที่ ก-1

การคำนวณทางเศรษฐศาสตร์

กรณีศึกษาตัวอย่างที่ 1 ในการคิดค่าต้นทุนโดยรวมต่อปีของโครงการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ จะใช้ข้อมูลที่เกี่ยวข้อง ดังต่อไปนี้

- ราคาต่อหน่วยของแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อน, $C_{TP} = 8,803$ Baht/Plate [28]
- ราคาต่อหน่วยของแผ่นประกบกันความร้อน, $C_{DP} = 5C_{TP}$ Baht/Plate
- อัตราดอกเบี้ยต่อปี, $i = 5.9$ %
- อายุการใช้งานของเครื่อง, $n = 10$ Years (ประเภทหน่วยปฏิบัติการขนาดกลางถึงขนาดใหญ่)
- เวลาดำเนินงานของเครื่องในหนึ่งปี, $T = 28.5 \times 10^6$ Second (ระยะเวลาดำเนินงาน 11 Months/Year)
- ราคาต่อหน่วยของกระแสยู่ทิลิตี้ร้อน, $C_h = 0.5$ Baht/kg

หมายเหตุ : กระแสยวทิลิตี้ร้อน คือ ไอน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 300 °C และค่าพลังงาน
เอนทาลปีของการกลายเป็นไอมีค่าเท่ากับ 1,405 kJ/kg [32]

- ราคาต่อหน่วยของกระแสยวทิลิตี้เย็น, $C_c = 0.0003$ บาท/กิโลกรัม

หมายเหตุ : กระแสยวทิลิตี้เย็น คือ น้ำหล่อเย็นที่อุณหภูมิ 20 - 40 °C และค่า
ความจุความร้อนจำเพาะมีค่าเท่ากับ 4,184 kJ/kg K [32]

การคำนวณต้นทุนรวมต่อปีสามารถคำนวณได้ดังสมการที่ (3-63)

$$\text{Total Annualized Cost} = \text{Annualized Capital Cost} + \text{Operating Cost} \quad (3-63)$$

ต้นทุนการก่อสร้างคำนวณได้จากสมการ (3-66)

$$\text{Annualized Capital Cost} = N_{T,TP} C_{TP} \left[\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] + N_{T,DP} C_{DP} \left[\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (3-66)$$

$$\text{Annualized Capital Cost} = N_{T,TP} C_{TP} \left[\frac{0.059(1+0.059)^{10}}{(1+0.059)^{10} - 1} \right] + N_{T,DP} C_{DP} \left[\frac{0.059(1+0.059)^{10}}{(1+0.059)^{10} - 1} \right]$$

โครงการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีโซนการแลกเปลี่ยนความร้อน 11 โซน นั้นจากการ
คำนวณสามารถหา จำนวนแผ่นเพลทแลกเปลี่ยนความร้อนรวม 995 แผ่น และใช้แผ่นประกบ
กันความร้อนรวม 12 แผ่น เพราะฉะนั้น

$$\text{Annualized Capital} = [995 \times 8803 \times 0.135225] + [12 \times 5 \times 8803 \times 0.13225]$$

$$\text{Annualized Capital Cost} = 1255857 \text{ Baht/Year}$$

ต้นทุนด้านการก่อสร้างเท่ากับ 1,255,857 Baht/Year

ต้นทุนด้านพลังงานส่วนใหญ่เป็นต้นทุนด้านพลังงานยวทิลิตี้ (Utility Cost) ดังนั้นการ
คำนวณต้นทุนด้านพลังงานจากสมการ (3-67)

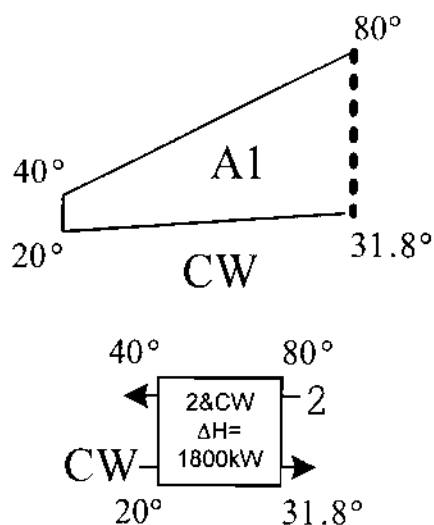
$$\text{Utility Cost} = T \left(\sum \dot{M}_h C_h + \sum \dot{M}_c C_c \right) \quad (3-67)$$

เนื่องจากโครงข่ายการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีโซนการแลกเปลี่ยนความร้อน 11 โซน มีโซนที่ใช้ยูทิลิตี้ร้อนและยูทิลิตี้เย็น การหา $\dot{M}_h$ และ $\dot{M}_c$ ดังนี้

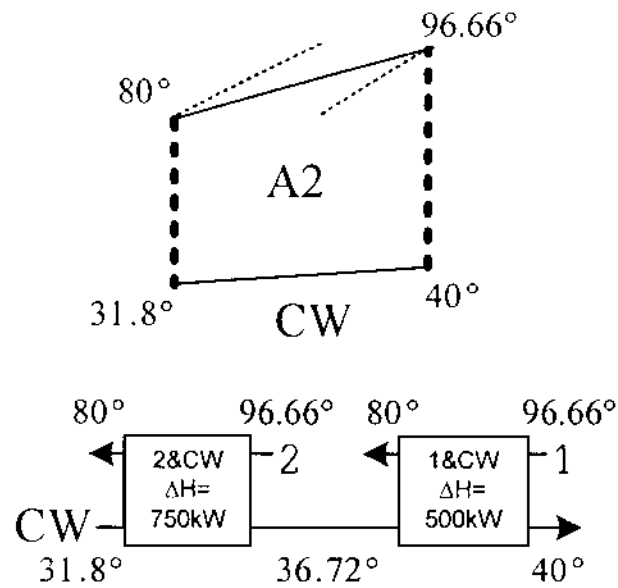
ยูทิลิตี้ร้อนมี Heat flow = 3250 kJ/s และจากกระแสยูทิลิตี้ร้อน คือ ไอน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 300 °C และค่าพลังงานเอนทาลปีของการกลายเป็นไอมีค่าเท่ากับ 1,405 kJ/kg ดังนั้น

$$\dot{M}_h = \frac{3250}{1405} = 2.313 \text{ kg/s}$$

จากภาพที่ 4-5 และ 4-6 ที่เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลเย็น กระแส 2 กับ กระแสยูทิลิตี้เย็น CW



ภาพที่ 4-5 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A1



ภาพที่ 4-6 แผนผังบล็อกของช่วงการแลกเปลี่ยนความร้อน A2

โดยมี Heat flow = 2550 kJ/s และ $\Delta T = 36.72 - 20 = 16.72$

$$\dot{M}_c = \frac{2550}{4.184 \times 16.72} = 36.45 \text{ kg/s}$$

ต้นทุนด้านพลังงานหาได้ดังนี้

$$\text{Utility Cost} = 28.5 \times 10^6 (2.313 \times 0.5 + 36.45 \times 0.0003) = 33,286,642 \text{ Baht/Year}$$

$$\text{Total Annualized Cost} = 1,255,857 + 33,286,642 = 34,542,499 \text{ Baht/Year}$$

ค่าต้นทุนโดยรวมต่อปีมีค่าเท่ากับ 34,542,499 Baht/Year

ประวัติผู้วิจัย

ชื่อ : นายรัชนิกร พันภัย

ชื่อวิทยานิพนธ์ : การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงสำหรับกระแสน้ำไหลมากกว่าสองกระแสโดยใช้วิธีการวิเคราะห์พินช์

สาขาวิชา : วิศวกรรมเคมี

ประวัติการศึกษา

สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรี สาขาวิชาวิศวกรรมเคมี จากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ปีการศึกษา 2542 และเข้าศึกษาต่อในสาขาวิชาวิศวกรรมเคมี ภาควิชาวิศวกรรมเคมี บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ปีการศึกษา 2549

ผลงานทางวิชาการ

1. Rachanikorn Ponpai. and Pavanee Narataruksa. "Design of Mutistream Plate and Frame Heat Exchanger by Pinch Analysis." In the Proceeding of the International Symposium on Design, Operation and Control of Chemical Processes Taipei Taiwan, 2002.

สถานที่ติดต่อ

1/22 ถนนอาคารสงเคราะห์ ตำบลสะเตง อำเภอเมือง จังหวัดยะลา 95000
(e-mail : r.ponpai@hotmail.com)