



รายงานสหกิจศึกษาฉบับสมบูรณ์

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนทิ้ง
จากหอกลั่นไซเลนในกระบวนการผลิตซิลิโคนมอนอเมอร์กลับมาใช้ใหม่

Design a Heat Exchanger for Heat Recovery from Silane Distillation
Columns in Silicone Monomers Production Process

นางสาวธนศรณ์ ตั้งสุปรีชาเมธ

ภาควิชาวิศวกรรมเคมี

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2561



รายงานสหกิจศึกษาฉบับสมบูรณ์

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนทิ้ง
จากหอกลั่นไซเลนในกระบวนการผลิตซิลิโคนมอนอเมอร์กลับมาใช้ใหม่
Design a Heat Exchanger for Heat Recovery from Silane Distillation
Columns in Silicone Monomers Production Process

นางสาวรณสรณ์ ตั้งสุปรีชาเมธ

ภาควิชาวิศวกรรมเคมี

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2561

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชื่อโครงการสหกิจศึกษา การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนทิ้งจากหอกลับไชนเลน
ในกระบวนการผลิตซิลิโคนมอโนเมอร์กลับมาใช้ใหม่

ชื่อ-สกุล นักศึกษา นางสาวธนศรณ์ ตั้งสุปริษาเมธ

คณะ วิศวกรรมศาสตร์ ภาควิชา วิศวกรรมเคมี

ชื่อ-สกุล อาจารย์นิเทศ รศ.ดร.อัญชลีพร วาริทสวัสดิ์ หล่อทองคำ

ชื่อ-สกุล ผู้นิเทศงาน นายวีรพัฒน์ วิวัฒน์นอม (วิศวกรกระบวนการ)

ชื่อสถานประกอบการ บริษัท เอเซีย ซิลิโคนส์ โมนอเมอร์ จำกัด

บทคัดย่อ

โครงการสหกิจศึกษานี้แสดงการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับนำความร้อนทิ้งจากหอกลับที่ 2 ซึ่งเป็นหอกลับไชนเลนในกระบวนการผลิตซิลิโคนมอโนเมอร์กลับมาใช้ใหม่โดยการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างผลิตภัณฑ์ที่ออกจากส่วนล่างของหอกลับที่ 2 ซึ่งมีอุณหภูมิเท่ากับ 120°C กับสายป้อนเข้าหอกลับที่ 1 เพื่อลดปริมาณไอน้ำที่ใช้สำหรับหม้อต้มซ้ำของหอกลับที่ 1 จากการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เลือกคือแบบเปลือกและท่อ และเมื่อพิจารณาตามมาตรฐาน Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้เป็นประเภท BEM คือ ฝาครอบส่วนหน้าเป็นแบบ Bonnet (B) ส่วนเปลือก (Shell) เป็นแบบ One pass shell (E) และฝาครอบส่วนท้ายเป็นแบบ Fixed tubesheet (M) มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนประมาณ 45 m² โดยใช้ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 3 in สำหรับไชนเลน และใช้ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 4 in สำหรับผลิตภัณฑ์จากส่วนล่างของหอกลับที่ 2 ที่เข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามลำดับ ส่วนวาล์วเปิด-ปิด เลือกใช้บอลวาล์ว และใช้โกลบวาล์วควบคุมอัตราการไหล โดยทำงานร่วมกับเครื่องส่งสัญญาณอุณหภูมิและเครื่องควบคุมอุณหภูมิเพื่อความปลอดภัยในกระบวนการ คาดว่าหากติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้จะสามารถลดปริมาณไอน้ำที่ใช้สำหรับหม้อต้มซ้ำของหอกลับที่ 1 ได้ 4,304,000 kg/yr คำนวณต้นทุนค่าไอน้ำที่ลดได้ 3,099,000 THB/yr โดยมีต้นทุนค่าติดตั้งเท่ากับ 4,184,000 THB และมีระยะเวลาคืนทุน 1 ปี 5 เดือน

คำสำคัญ : เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ความร้อนทิ้ง TEMA กระบวนการผลิตซิลิโคนมอโนเมอร์

Co-operative Title: Design a Heat Exchanger for Heat Recovery from Silane Distillation Columns in Silicone Monomers Production Process

Student Intern Name: Miss Thanasorn Tangsuprechameth

Faculty: Engineering **Department:** Chemical Engineering

Advisor Name: Assoc.Prof.Dr. Anchaleeporn Waritswat Lothongkum

Mentor Name: Mr. Weeraphat Wiwatthanodom (Process Engineer)

Company: Asia Silicones Monomer Co., Ltd

ABSTRACT

This cooperative education project demonstrates the design of a heat exchanger for heat recovery from the 2nd distillation column, a silane distillation column in silicone monomers production process, by exchanging heat from the bottom product of the 2nd distillation column at a temperature of 120°C to feed of the 1st distillation column. This is expected for energy saving of less steam used at the reboiler of the 1st distillation column. The heat exchanger selected from this project is shell and tube heat exchanger. Based on the Tubular Exchanger Manufacturers Association standards (TEMA), the design heat exchanger is BEM type. Its front end stationary head type is bonnet (B), the shell type is one pass shell (E) and the rear end head type is fixed tubesheet (M). Calculated heat transfer area is approximately 45 m². Carbon steel pipes having 3-in and 4-in ODs were selected for the transfers of silane, and the bottom product of the 2nd distillation column, respectively. Ball valves were selected as shut-off valves, and a globe valve was selected for flow controller that works with a temperature transmitter and a temperature controller for process safety. It is expected that the design heat exchanger can reduce the steam used at the reboiler of the 1st distillation column of about 4,304,000 kg/yr, which is equivalent to 3,099,000 THB/yr. The total investment costs are 4,184,000 THB with the pay-back time for 1 year and 5 months.

Keywords : Heat Exchanger, Waste Heat, TEMA, Silicone Monomers Production Process

กิตติกรรมประกาศ

การจัดทำโครงการสหกิจศึกษานี้สำเร็จได้เนื่องจากได้รับความอนุเคราะห์จากบริษัท เอเชีย ซิลิคอนส์ โมโนเมอร์ จำกัด ที่เอื้ออำนวยข้อมูลและสถานที่ในการทำโครงการ ขอขอบคุณ นายวีรพัฒน์ วิวัฒน์นอม ผู้นิเทศงาน นายบุญเกียรติ ชูรัตน์ ผู้จัดการแผนก และวิศวกรทุกคนในแผนก Project Engineering Reliability ที่กรุณาให้ความช่วยเหลือโดยการให้ข้อมูลและคำปรึกษา รวมถึงติดตามความก้าวหน้าของโครงการ

ขอขอบคุณ รองศาสตราจารย์ ดร.อัญชลีพร วาริทสวัสดิ์ หล่อทองคำ อาจารย์ที่ปรึกษาโครงการสหกิจศึกษาที่กรุณาให้คำแนะนำ รวมถึงให้ความช่วยเหลือในด้านเนื้อหาเชิงวิชาการที่เกี่ยวข้อง ตลอดจนปรับปรุงแก้ไขข้อบกพร่องต่าง ๆ และตรวจทานความถูกต้องของโครงการ

ขอขอบคุณผู้ที่มีส่วนร่วมในโครงการทุกท่าน ที่ไม่ได้กล่าวนามไว้ในนี้ ที่ได้สละเวลาในการให้คำปรึกษาและให้ความร่วมมือในด้านต่างๆ ทำให้โครงการสหกิจศึกษานี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี

ผู้จัดทำโครงการสหกิจศึกษาหวังเป็นอย่างยิ่งว่าโครงการสหกิจศึกษานี้ จะเป็นประโยชน์แก่บุคลากรทางการศึกษาและผู้สนใจทั่วไป

นางสาว ธนศรณ์ ตั้งสุปรีชาเมธ

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง	VII
สารบัญภาพ	IX
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	2
1.3 ขอบเขตของโครงการ	2
1.4 วิธีดำเนินโครงการ	2
1.5 ประโยชน์ที่ได้รับ	2
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	3
2.1 กระบวนการผลิตซิลิโคนมอโนเมอร์.....	3
2.1.1 การสังเคราะห์คลอโรไซเลน	3
2.1.2 การสังเคราะห์เฮลอกเซน.....	3
2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	4
2.2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ (Tubular heat exchanger).....	4
2.2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Plate heat exchanger)	5
2.2.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขยายพื้นผิว (Extended surface heat exchanger)	6
2.3 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน	7
2.4 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ	10
2.4.1 โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ.....	10
2.4.2 การกำหนดกระแสของไหลในเปลือกและท่อ.....	15
2.4.3 ความเร็วของของไหล	16
2.4.4 อุณหภูมิของของไหล	16
2.4.5 วัสดุของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	20
2.4.6 การเลือกท่อ.....	21
2.4.7 การเลือกแผ่นกั้น (Baffles).....	22
2.4.8 การคำนวณจำนวนท่อที่ใช้ ขนาดของชุดท่อ และขนาดของเปลือก	23

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
2.4.9 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficients).....	28
2.4.10 ความดันลด (Pressure drop).....	30
2.5 การเลือกท่อและวาล์วที่ใช้ลำเลียงสารเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	33
2.5.1 การเลือกขนาดท่อ	33
2.5.2 การเลือกชนิดของวาล์ว.....	35
2.6 การประมาณต้นทุนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	38
2.6.1 การประมาณเงินทุนคงที่ (Fixed capital investment).....	38
2.6.2 การประมาณเงินทุนหมุนเวียน (Working capital).....	42
2.7 การวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์.....	42
2.7.1 การหาระยะเวลาคืนทุน (Pay-back time).....	43
บทที่ 3 วิธีดำเนินโครงการ	44
3.1 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน.....	44
3.2 การออกแบบรายละเอียดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	46
3.3 การเลือกท่อและวาล์วที่ใช้ลำเลียงสารเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	50
3.4 การประมาณต้นทุนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	50
3.5 การเปรียบเทียบปริมาณไอน้ำที่ใช้ระหว่างก่อนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและ หลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	51
3.6 การวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	51
บทที่ 4 ผลการดำเนินโครงการ	52
4.1 ผลการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน.....	52
4.2 ผลการออกแบบรายละเอียดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	55
4.3 ผลการเลือกท่อและวาล์วที่ใช้ลำเลียงสารเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	58
4.4 ผลการประมาณต้นทุนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	65
4.5 ผลการเปรียบเทียบปริมาณไอน้ำที่ใช้ระหว่างก่อนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและ หลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	65
4.6 ผลการวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	66
บทที่ 5 สรุปผลการดำเนินโครงการและข้อเสนอแนะ.....	68
5.1 สรุปผลการดำเนินโครงการ.....	68
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	68
บรรณานุกรม.....	69

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
ภาคผนวก.....	70
ประวัติผู้เขียน.....	82



สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยทั่วไป	9
2.2 ตัวอย่างค่า Fouling factor.....	10
2.3 ความเร็วที่แนะนำสำหรับการออกแบบในกระบวนการที่เป็นของเหลว	16
2.4 ความเร็วที่แนะนำสำหรับการออกแบบในกระบวนการที่เป็นแก๊สและไอ	16
2.5 ช่วงอุณหภูมิที่ใช้งานของวัสดุแต่ละชนิดสำหรับ Noncorrosive service	20
2.6 ค่าคงที่สำหรับสมการที่ 2.9	24
2.7 Tube count table.....	25
2.8 ค่าความดันลดที่แนะนำสำหรับการออกแบบในกระบวนการที่เป็นของเหลว	30
2.9 ค่าความดันลดที่แนะนำสำหรับการออกแบบในกระบวนการที่เป็นแก๊สและไอ	31
2.10 ความเร็วและความดันลดในท่อทั่วไป	33
2.11 Installation factors	39
2.12 Material cost factors.....	40
2.13 ค่าคงที่สำหรับสมการที่ 2.21	40
2.14 Location factors.....	41
3.1 ภาวะปฏิบัติการ (ก่อนออกแบบ)	44
4.1 ภาวะปฏิบัติการ (หลังออกแบบ).....	52
4.2 ลักษณะการใช้งานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Tubular heat exchanger Plate heat exchanger และ Extended surface heat exchanger	53
4.3 ข้อดีและข้อจำกัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Double pipe heat exchanger Shell and tube heat exchanger และ Gasketed plate heat exchanger.....	54
4.4 สมบัติทางกายภาพของโซเลนและผลิตภัณฑ์ ข.....	55
4.5 ข้อดีและข้อจำกัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Fixed tubesheet heat exchanger U-tube heat exchanger และ Floating head heat exchanger.....	56
4.6 ข้อดีและข้อจำกัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท AEL และ BEM	57
4.7 รายละเอียดโครงสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนฝั่งท่อ	58
4.8 รายละเอียดโครงสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนฝั่งเปลือก	58
4.9 ความเร็วและความดันลดในท่อ.....	59
4.10 ข้อดีและข้อจำกัดของวาล์วเปิด-ปิดแต่ละชนิด	60
4.11 ข้อดีและข้อจำกัดของวาล์วควบคุมแต่ละชนิด.....	61

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่	หน้า
4.12 หน้าที่ของอุปกรณ์แต่ละตำแหน่งตามภาพที่ 4.3	63
4.13 ต้นทุนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	65
4.14 เปรียบเทียบปริมาณไอน้ำที่ใช้สำหรับหม้อต้มไอน้ำระหว่างการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และหลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	66
4.15 ค่าใช้จ่ายทั้งหมดที่ใช้ในการหาระยะเวลาคืนทุน	66



สารบัญภาพ

ภาพที่	หน้า
2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น.....	4
2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ.....	5
2.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีปะเก็น.....	5
2.4 Plate-fin heat exchanger.....	6
2.5 Tubular-fin heat exchange.....	6
2.6 การระบุประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ตามมาตรฐาน TEMA.....	11
2.7 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ประเภท BEM.....	12
2.8 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ประเภท BEU.....	13
2.9 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ประเภท AET.....	13
2.10 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ประเภท AES.....	13
2.11 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ประเภท AEP.....	14
2.12 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ประเภท AKU.....	14
2.13 อุณหภูมิแอมไพโรซ.....	17
2.14 Temperature correction factor: one shell pass, two or more even tube passes.....	18
2.15 Temperature correction factor: two shell pass, four or multiples of four tube passes.....	18
2.16 Temperature correction factor: divided-flow shell, two or more even tube passes.....	19
2.17 Temperature correction factor: split flow shell, two tube passes.....	19
2.18 Temperature profiles.....	20
2.19 รูปแบบการจัดวางท่อ.....	22
2.20 ประเภทของแผ่นกั้น.....	22
2.21 Heat transfer factor ในเปลือก.....	29
2.22 Heat transfer factor ในท่อ.....	30
2.23 สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในเปลือก.....	32
2.24 สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในท่อ.....	33
2.25 เกทวาล์ว.....	35
2.26 ปลีกวาล์ว.....	36
2.27 บอลล์วาล์ว.....	36
2.28 วาล์วปีกผีเสื้อ.....	37
2.29 ไดอะแฟรมวาล์ว.....	37
2.30 โกลบวาล์ว.....	38

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
2.31 แผนภาพกระแสเงินสดของโครงการ (Project cash flow diagram).....	43
3.1 ภาวะปฏิบัติการ (ก่อนออกแบบ).....	44
3.2 ขั้นตอนการออกแบบรายละเอียดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	46
4.1 ภาวะปฏิบัติการ (หลังออกแบบ).....	52
4.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากการออกแบบ.....	58
4.3 แผนภาพระบบท่อ วาล์ว และเครื่องมือวัดที่ใช้ลำเลียงสารเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน..	62



บทที่ 1

บทนำ

กระบวนการผลิตที่มีอุณหภูมิสูงในอุตสาหกรรม เช่น กระบวนการกลั่น กระบวนการหลอมเหล็ก การเกิดปฏิกิริยาเคมี จะมีความร้อนที่ออกมาพร้อมกับของไหลจากกระบวนการผลิต หากความร้อนส่วนนี้ ไม่ได้นำมาใช้ประโยชน์ จะเป็นเพียงความร้อนทิ้งที่สูญเสียไปจากกระบวนการ การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ในกระบวนการจะสามารถช่วยลดพลังงานที่ใช้ในกระบวนการได้ และทำให้ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานลดลง ซึ่งการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ในกระบวนการสามารถทำได้โดยการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ

กระบวนการผลิตซิลิคอนมอนอเมอร์ เริ่มจากนำผงซิลิคอนมาทำปฏิกิริยากับสารละลายเมทิลคลอไรด์ ได้เป็นไซเลนซึ่งมีโครงสร้างแตกต่างกันหลายโครงสร้าง (Intermediate silane) ซึ่งจะถูกส่งไปกระบวนการกลั่น เพื่อแยกไดเมทิลไดคลอโรไซเลนที่เป็นโครงสร้างหลักและสารประกอบอื่นๆ จากนั้นไดเมทิลไดคลอโรไซเลนจะนำไปผลิตเป็นไซลอคเซน ส่วนไซเลนที่ไม่ใช่โครงสร้างหลักจะต้องนำไปผ่านกระบวนการเพิ่มเติมเพื่อเปลี่ยนให้เป็นไซเลนโครงสร้างหลัก

กระบวนการกลั่นไซเลนจะมีทั้งหมด 6 หอกกลั่น ไซเลนที่ได้จากการทำปฏิกิริยาจะถูกส่งมาจากถังเก็บไซเลนซึ่งมีอุณหภูมิประมาณ 40°C และถูกป้อนเข้าหอกกลั่นที่ 1 จากนั้นหม้อต้มซ้ำของหอกกลั่นที่ 1 จะใช้ไอน้ำให้ความร้อนแก่ไซเลนจนมีอุณหภูมิประมาณ 170°C และแยกผลิตภัณฑ์ ก ออกมาทางส่วนล่างของหอกกลั่นที่ 1 ส่วนสารประกอบอื่นที่ออกจากส่วนยอดของหอกกลั่นที่ 1 จะเข้าหอกกลั่นที่ 2 ซึ่งแยกผลิตภัณฑ์ ข ออกมาทางส่วนล่างของหอกกลั่น โดยมีอุณหภูมิประมาณ 120°C และต้องนำไปผ่านเครื่องทำความเย็นที่ใช้น้ำหล่อเย็นในการลดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ ข ให้เหลือประมาณ 40°C ก่อนเก็บในถังเก็บผลิตภัณฑ์ ข ซึ่งกระบวนการนี้จะทำให้เกิดความร้อนสูญเสียของผลิตภัณฑ์ ข โครงการนี้จึงศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อถ่ายโอนความร้อนของผลิตภัณฑ์ ข ให้กับไซเลนก่อนป้อนเข้าหอกกลั่นที่ 1 ซึ่งจะทำให้อุณหภูมิของไซเลนสูงขึ้น ทำให้สามารถลดปริมาณไอน้ำที่ใช้สำหรับหม้อต้มซ้ำของหอกกลั่นที่ 1 ได้

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

เพื่อศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ในกระบวนการผลิตและลดปริมาณไอน้ำที่ใช้ในหม้อต้มซ้ำ

1.3 ขอบเขตของโครงการ

- 1.3.1 ศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน
- 1.3.2 ศึกษาและออกแบบรายละเอียดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- 1.3.3 ศึกษาและประมาณต้นทุนของการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- 1.3.4 ศึกษาและวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1.4 วิธีดำเนินโครงการ

- 1.4.1 ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน
- 1.4.2 ออกแบบรายละเอียดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- 1.4.3 เลือกท่อและวาล์วที่ใช้ลำเลียงสารเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- 1.4.4 ประมาณต้นทุนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- 1.4.5 เปรียบเทียบปริมาณไอน้ำที่ใช้สำหรับหม้อต้มซ้ำระหว่างก่อนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและหลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- 1.4.6 วิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1.5 ประโยชน์ที่ได้รับ

- 1.5.1 สามารถนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ในกระบวนการให้เกิดประโยชน์มากขึ้น
- 1.5.2 สามารถลดปริมาณไอน้ำที่ใช้สำหรับหม้อต้มซ้ำ
- 1.5.3 สามารถลดต้นทุนค่าไอน้ำที่ใช้สำหรับหม้อต้มซ้ำ

บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 กระบวนการผลิตซิลิโคนมอนอเมอร์

ซิลิโคนมอนอเมอร์เป็นสารตั้งต้นที่ใช้ในการผลิตซิลิโคน ซึ่งกระบวนการผลิตซิลิโคนมอนอเมอร์ เริ่มต้นจากนำซิลิคอนไปบดให้เป็นผงก่อนนำไปทำปฏิกิริยากับสารละลายเมทิลคลอไรด์ จะได้ผลิตภัณฑ์ คลอโรไซเลนที่มีโครงสร้างแตกต่างกันหลายโครงสร้าง ทำให้ต้องนำไปเข้ากระบวนการกลั่นเพื่อแยก ไดเมทิลไดคลอโรไซเลนซึ่งเป็นผลิตภัณฑ์หลักออกมา จากนั้นนำไดเมทิลไดคลอโรไซเลนไปทำปฏิกิริยา ไฮโดรลิซิส จะได้ผลิตภัณฑ์ไฮลอกเซนซึ่งเป็นซิลิโคนมอนอเมอร์ออกมา การผลิตซิลิโคนมอนอเมอร์จึง แบ่งออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ การสังเคราะห์คลอโรไซเลน และการสังเคราะห์ไฮลอกเซน (Dow Corning Corporation. 1997: 3-5)

2.1.1 การสังเคราะห์คลอโรไซเลน

คลอโรไซเลนสามารถสังเคราะห์ได้โดยการทำปฏิกิริยาระหว่างซิลิคอนและสารละลายเมทิลคลอไรด์ ที่อุณหภูมิ 250-350°C ความดัน 1-5 bar และใช้ตัวเร่งปฏิกิริยา ได้ผลิตภัณฑ์คลอโรไซเลนที่มีโครงสร้าง แตกต่างกันหลายโครงสร้าง ได้แก่ ไดเมทิลไดคลอโรไซเลน (Dimethyldichlorosilane) เมทิลไตรคลอโรไซเลน (Methyltrichlorosilane) ไตรเมทิลคลอโรไซเลน (Trimethylchlorosilane) เมทิลไดคลอโรไซเลน (Methyldichlorosilane) และคลอโรไซเลนโครงสร้างอื่นๆ (Dow Corning Corporation. 1997: 3-4)

$x \text{ Si} + y \text{ CH}_3\text{Cl} \xrightarrow{\text{cat}}$		Yield (weight %)	Bp (°C)
Me_2SiCl_2		> 50	70.0
MeSiCl_3		10-30	66.4
Me_3SiCl		< 10	57.9
MeHSiCl_2		< 5	41.0
Other silanes		5	-

2.1.2 การสังเคราะห์ไฮลอกเซน

ไฮลอกเซนสามารถสังเคราะห์ได้โดยการทำปฏิกิริยาไฮโดรลิซิสของไดเมทิลไดคลอโรไซเลน ได้ผลิตภัณฑ์ไฮลอกเซนที่มีโครงสร้างเป็นเส้นตรงและไฮลอกเซนที่มีโครงสร้างเป็นวง รวมทั้งได้ กรดไฮโดรคลอริกซึ่งสามารถนำไปทำปฏิกิริยากับเมทานอล เพื่อให้ได้เมทิลคลอไรด์ที่ใช้ในการสังเคราะห์ คลอโรไซเลนอีกด้วย (Dow Corning Corporation. 1997: 4-5)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ถ่ายโอนพลังงานความร้อนระหว่างของไหลที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันตั้งแต่ 2 ชนิดขึ้นไป เป็นอุปกรณ์ที่สำคัญและถูกใช้อย่างกว้างขวางในอุตสาหกรรม โดยทั่วไปเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะใช้เพิ่มอุณหภูมิหรือลดอุณหภูมิของของไหล และสามารถใช้งานในรูปแบบอื่นๆ ได้แก่ การระเหย การควบแน่น การระบายความร้อน หรือการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ โดยสามารถแบ่งประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ตามลักษณะโครงสร้างของเครื่องออกเป็น 3 ประเภท ได้แก่ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขยายพื้นผิว (Kakaç, S. et Al. 2012: 10)

2.2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ (Tubular heat exchanger)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อมีลักษณะการใช้งาน 3 รูปแบบ ได้แก่ Gas-to-gas Gas-to-liquid และ Liquid-to-liquid ซึ่งแบ่งออกเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ

1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Double pipe heat exchanger)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นมีลักษณะเป็นท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางแตกต่างกันซ้อนกัน 2 ชั้น ดังแสดงในภาพที่ 2.1 ใช้สำหรับกระบวนการที่ต้องการพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็ก (ขนาดไม่เกิน 50 m²) สามารถใช้งานกับของไหลที่ความดันสูงๆได้ แต่มีข้อจำกัดคือเครื่องมีขนาดใหญ่และต้นทุนสูงเมื่อเทียบกับขนาดของพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน (Kakaç, S. et al. 2012: 8-9)

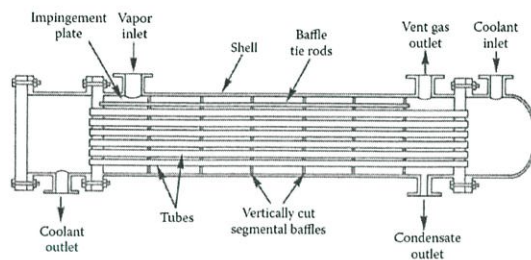


ภาพที่ 2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

(Kakaç, S. et al. 2012: 10)

2) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and tube heat exchanger)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อมีลักษณะเป็นท่อหลายๆท่ออยู่รวมกันและท่อหุ้มด้วยเปลือก ดังแสดงในภาพที่ 2.2 ซึ่งของไหลชนิดหนึ่งจะไหลภายในท่อ ส่วนของไหลอีกชนิดจะไหลภายในเปลือก (รอบนอกท่อ) และเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหล 2 ชนิดบริเวณพื้นผิวของท่อ เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรม เนื่องจากสามารถใช้งานได้กับหลายกระบวนการ มีโครงสร้างที่แข็งแรง บำรุงรักษาและทำความสะอาดได้ง่าย (Kakaç, S. et al. 2012: 9-11)

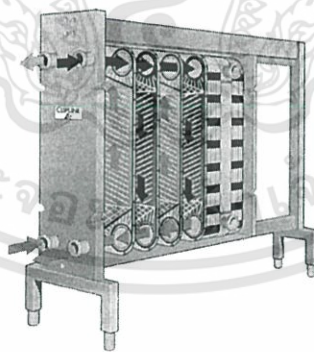


ภาพที่ 2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ

(Kakaç, S. et al. 2012: 10)

2.2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Plate heat exchanger)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีลักษณะการใช้งาน 3 รูปแบบ ได้แก่ Gas-to-gas Gas-to-liquid และ Liquid-to-liquid ซึ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีปะเก็น (Gasketed plate heat exchanger) ประกอบไปด้วยแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนมีลักษณะเป็นแผ่นโลหะบาง (Plate) ที่มีพื้นผิวเป็นคลื่นหรือรอยนูน มีปะเก็น (Gasket) รอบแผ่นเพื่อบังคับทิศทางไหลและป้องกันการรั่ว ดังแสดงในภาพที่ 2.3 ซึ่งสามารถเพิ่มจำนวนแผ่นหรือลดจำนวนแผ่นเพื่อปรับอัตราการถ่ายเทความร้อนให้เพิ่มขึ้นหรือลดลง รวมถึงสามารถถอดเพื่อซ่อมบำรุงหรือทำความสะอาดได้ง่าย และเนื่องจากช่องว่างระหว่างแผ่นมีพื้นที่ให้ของไหลไหลผ่านได้น้อย จึงมีรูปแบบการไหลแบบปั่นป่วน ทำให้มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าความดันลดสูง ซึ่งช่วยลดการเกิดตะกรัน (Fouling) แต่มีข้อจำกัดในการใช้งานที่อุณหภูมิไม่เกิน 250°C และความดันไม่เกิน 25 bar เนื่องจากวัสดุของปะเก็นไม่สามารถทนสารเคมี อุณหภูมิ และความดันสูงๆได้ อีกทั้งปะเก็นก็เป็นชิ้นส่วนที่เพิ่มความเสี่ยงที่จะเกิดการรั่วไหลอีกด้วย (Kakaç, S. et al. 2012: 12-13 ; Kuppan. 2012: 5)

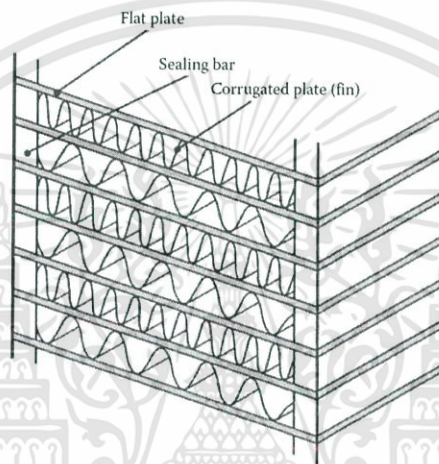


ภาพที่ 2.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีปะเก็น

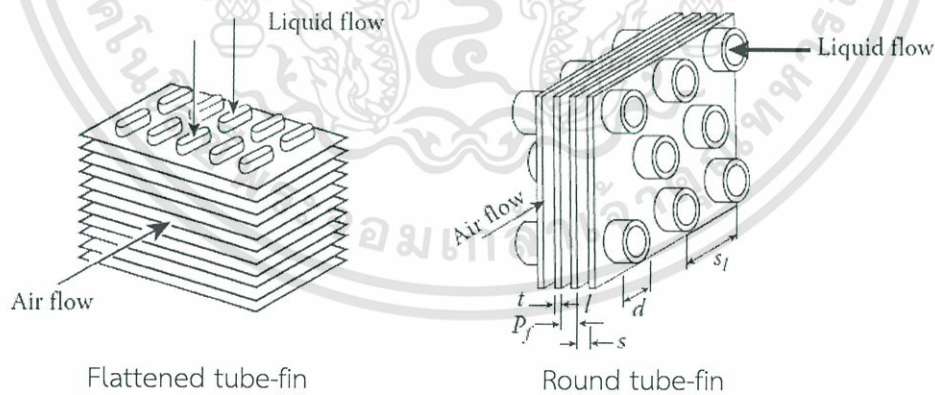
(Kakaç, S. et al. 2012: 13)

2.2.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขยายพื้นผิว (Extended surface heat exchanger)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขยายพื้นผิวมีลักษณะการใช้งาน 3 รูปแบบ ได้แก่ Gas-to-gas Gas-to-liquid และ Liquid-to-gas ซึ่งใช้แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างแก๊สหรือของเหลว บางชนิดที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนต่ำ ทำให้จำเป็นต้องใช้พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนสูง เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน ซึ่งในกรณีนี้การติดตั้งครีบ (Fins) บนพื้นผิวจะช่วยเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนให้สูงขึ้น ตัวอย่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขยายพื้นผิว ได้แก่ Plate-fin heat exchanger และ Tube-fin heat exchanger ดังแสดงในภาพที่ 2.4 และภาพที่ 2.5 (Kakaç, S. et al. 2012: 17-22)



ภาพที่ 2.4 Plate-fin heat exchanger
(Kakaç, S. et al. 2012: 17)



ภาพที่ 2.5 Tubular-fin heat exchange
(Kakaç, S. et al. 2012: 19)

2.3 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน

ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน จะพิจารณาอัตราการถ่ายเทความร้อนเพื่อใช้คำนวณขนาดของพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนจากสมการที่ 2.1 (Towler and Sinnott. 2012: 1048)

$$Q = UA\Delta T_m \quad (2.1)$$

เมื่อ Q = อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน, W
 U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, $W/m^2\text{°C}$
 A = พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, m^2
 ΔT_m = ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ย, °C

อัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.2

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T \quad (2.2)$$

เมื่อ \dot{m} = อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s
 C_p = ความจุความร้อนจำเพาะ, $J/kg\text{°C}$
 ΔT = ความแตกต่างของอุณหภูมิ, °C

โดยมีสมมติฐานว่า

- 1) ไม่มีการเปลี่ยนแปลงวัฏภาคของของไหล (No phase change)
- 2) ความจุความร้อนจำเพาะมีค่าคงที่

ในกรณีที่มีการเปลี่ยนแปลงวัฏภาคของของไหล อัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.3 (Kakaç, S. et al. 2012: 380) โดยมีสมมติฐานว่าไม่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหล

$$Q = \dot{m}h_{fg} \quad (2.3)$$

เมื่อ \dot{m} = อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s
 h_{fg} = ความร้อนแฝง (Latent heat), kJ/kg

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient) แสดงถึงความต้านทานรวมต่อการถ่ายเทความร้อนจากของเหลวหนึ่งไปยังอีกของเหลวหนึ่ง บ่งบอกความสามารถในการถ่ายเทความร้อน โดยขึ้นอยู่กับสมบัติทางกายภาพของของไหล รูปแบบการไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงวัสดุของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วย ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.4 (Towler and Sinnott. 2012: 1048-1049)

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_w} + \left(\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}}\right) + \left(\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i}\right) \quad (2.4)$$

เมื่อ U_o = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, $W/m^2\text{°C}$

h_o = Outside fluid film coefficient, $W/m^2\text{°C}$

h_i = Inside fluid film coefficient, $W/m^2\text{°C}$

h_{od} = Outside dirt coefficient (Fouling factor), $W/m^2\text{°C}$

h_{id} = Inside dirt coefficient, $W/m^2\text{°C}$

k_w = ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, $W/m\text{°C}$

d_o = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ, m

สำหรับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจะเป็นค่าที่ยังไม่ทราบ ต้องใช้วิธี Trial and error โดยสมมติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม จากตารางที่ 2.1 ซึ่งแสดงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละประเภท เพื่อใช้ในการคำนวณเพื่อประมาณขนาดของพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน จากนั้นจึงออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนตามที่ต้องการ แล้วคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการออกแบบและเปรียบเทียบกับค่าที่สมมติไว้ ถ้าค่าที่ได้จากการออกแบบมีค่าน้อยกว่าค่าที่สมมติให้สมมติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนใหม่ด้วยค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่คำนวณได้จากการออกแบบ แล้วคำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการ และทำการออกแบบใหม่อีกครั้งจนค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ได้จากการคำนวณมีค่ามากกว่าหรือเท่ากับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่สมมติไว้ (Towler and Sinnott. 2012: 1050-1053)

ตารางที่ 2.1 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยทั่วไป
(Towler and Sinnott, 2012: 1050-1052)

Shell and tube heat exchangers		
Hot fluid	Cold fluid	U (W/m ² °C)
Heat exchanger		
Water	Water	800 – 1,500
Organic solvents	Organic solvents	100 – 300
Light oils	Light oils	100 – 400
Heavy oils	Heavy oils	50 – 300
Gases	Gases	10 – 50
Cooler		
Organic solvents	Water	250 – 750
Light oils	Water	350 – 900
Heavy oils	Water	60 – 300
Gases	Water	20 – 300
Gasketed plate exchangers		
Hot fluid	Cold fluid	U (W/m ² °C)
Light organic	Light organic	2,500 – 5,000
Light organic	Viscous organic	250 – 500
Viscous organic	Viscous organic	100 – 200
Light organic	Process water	2,500 – 3,500
Viscous organic	Process water	250 – 500
Light organic	Cooling water	2,000 – 4,500
Viscous organic	Cooling water	250 – 450

เมื่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถูกใช้งานไประยะหนึ่ง พื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเริ่มสะสมสิ่งสกปรกจากของไหล ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนต่ำลง ดังนั้นในขั้นตอนการออกแบบจึงต้องคำนึงถึงผลของสิ่งสกปรกที่เกาะบนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยค่าที่บ่งบอกถึงการสะสมสิ่งสกปรกบนพื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เรียกว่า Fouling factor ซึ่งตัวอย่างค่า Fouling factor แสดงในตารางที่ 2.2 (Towler and Sinnott, 2012: 1053-1054)

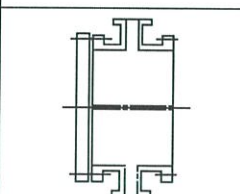
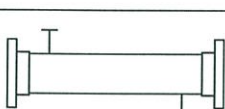
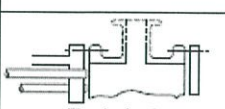
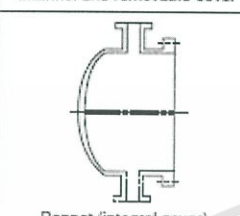
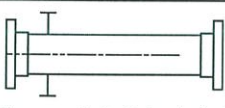

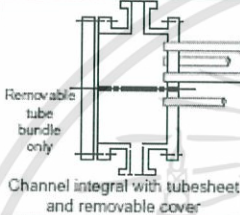
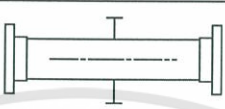

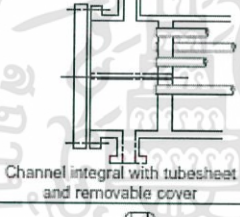





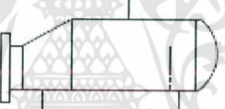




ตารางที่ 2.2 ตัวอย่างค่า Fouling factor (Towler and Sinnott, 2012: 1053)

Fluid	Fouling factor (m^2C/W)
Organic vapor	0.0002
Organic liquid	0.0002
Light hydrocarbon	0.0002
Heavy hydrocarbon	0.0005
River water	0.0003 - 0.0001
Sea water	0.001 - 0.0003
Cooling water	0.0003 - 0.00017

2.4 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ

2.4.1 โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ

การออกแบบทางกล วัสดุ และการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่ออยู่ภายใต้มาตรฐาน TEMA (Tubular Heat Exchanger Manufacturers Association) มาตรฐาน TEMA ระบุประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อด้วยตัวอักษร 3 ตัว อักษรตัวแรกหมายถึงประเภทของฝาครอบส่วนหน้า (Front end stationary head) อักษรตัวที่สองระบุประเภทของเปลือก (Shell) และอักษรตัวที่สามระบุประเภทของฝาครอบส่วนท้าย (Rear end head) ซึ่งภาพที่ 2.6 แสดงระบบการระบุประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ตามมาตรฐาน TEMA (Towler and Sinnott, 2012: 1059)

	Front end stationary head types	Shell types	Rear end head types
A	 Channel and removable cover	E  One pass shell	L  Fixed tubesheet like 'A' stationary head
B	 Bonnet (integral cover)	F  Two pass shell with longitudinal baffle	M  Fixed tubesheet like 'B' stationary head
C	 Removable tube bundle only Channel integral with tubesheet and removable cover	G  Split flow	N  Fixed tubesheet like 'N' stationary head
N	 Channel integral with tubesheet and removable cover	H  Double split flow	P  Outside packed floating head
D	 Special high pressure closure	J  Divided flow	S  Floating head with backing device
		K  Kettle type reboiler	T  Pull through floating head
		X  Cross flow	U  U-tube bundle
			W  Externally sealed floating tubesheet

ภาพที่ 2.6 การระบุประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ตามมาตรฐาน TEMA (Towler and Sinnott. 2012: 1059)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อสามารถประเภทแบ่งตามโครงสร้างของเครื่องได้อีก 3 ประเภท ได้แก่

1) Fixed tubesheet heat exchanger

เป็นประเภทที่มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุด เมื่อเทียบกับ U-tube heat exchanger และ Floating head heat exchanger ที่มีขนาดเปลือกและท่อเท่ากัน อีกทั้งมีต้นทุนต่ำกว่า U-tube Heat exchanger และ Floating head heat exchanger แต่มีข้อจำกัดคือ ไม่รองรับการขยายตัวเนื่องจากความร้อน (Thermal expansion) และเปลือกต้องทำความสะอาดด้วยวิธีทางเคมีเท่านั้น ตัวอย่างของ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้ตามมาตรฐาน TEMA ได้แก่ ประเภท AEL และ BEM ซึ่งแสดงดังภาพที่ 2.7 (CMS Heat Transfer Division, Inc., 2018)

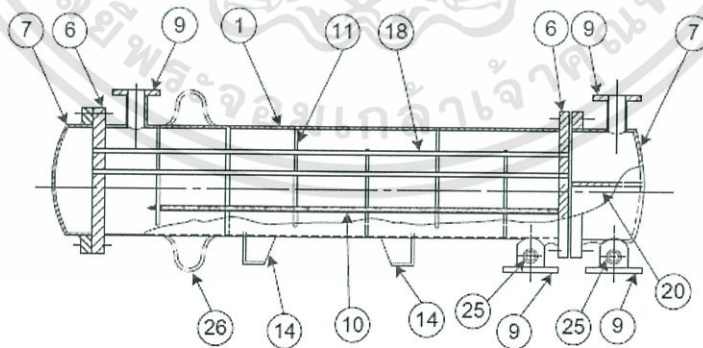
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อประเภท AEL มีข้อดีคือสามารถเข้าถึงชุดท่อได้โดยไม่รบกวนระบบท่อภายนอก ทำให้สามารถซ่อมแซมและทำความสะอาดง่าย แต่เนื่องจากมีรอยต่อ 2 ตำแหน่ง ทำให้เพิ่มความเสี่ยงที่จะเกิดการรั่วไหล ส่วนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อประเภท BEM มีรอยต่อเพียง 1 ตำแหน่ง ทำให้เหมาะสำหรับการใช้งานที่ความดันสูงๆ และลดความเสี่ยงที่จะเกิดการรั่วไหล แต่มีข้อจำกัดคือไม่สามารถเข้าถึงชุดท่อได้โดยไม่รบกวนระบบท่อภายนอก ทำให้ซ่อมแซมและทำความสะอาดยาก (Schlünder, E. U. et al. 1983: 4.1.4-1)

2) U-tube heat exchanger

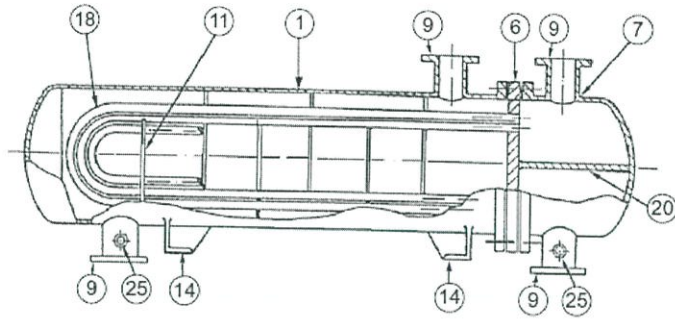
เป็นประเภทที่สามารถรองรับการเกิดการขยายตัวเนื่องจากความร้อน(Thermal expansion) อีกทั้งเปลือกสามารถทำความสะอาดด้วยวิธีทางกล แต่เนื่องจากผนังท่อส่วนโค้งงอรูปตัวยู (U-bend) มีความหนาแน่นน้อยกว่าผนังท่อตรงปกติ ทำให้อาจเกิดการรั่วไหลที่บริเวณนี้ได้ง่าย จึงต้องทำความสะอาดท่อด้วยวิธีทางเคมีเท่านั้น ตัวอย่างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้ตามมาตรฐาน TEMA ได้แก่ ประเภท BEU และ AKU ซึ่งแสดงดังภาพที่ 2.8 และภาพที่ 2.12 (CMS Heat Transfer Division, 2018)

3) Floating head heat exchanger

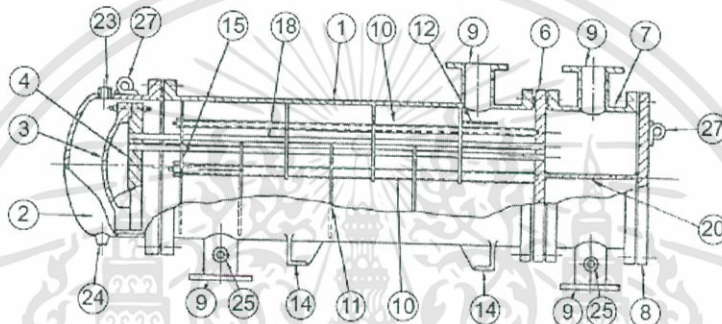
เป็นประเภทที่สามารถรองรับการเกิดการขยายตัวเนื่องจากความร้อน (Thermal expansion) ได้เช่นเดียวกับ U-tube heat exchanger อีกทั้งสามารถถอดชุดท่อ (Tube bundle) ออกจากเปลือกได้โดยไม่ต้องถอดฝาครอบ (Floating head cover) ทำให้ง่ายต่อการซ่อมแซมและทำความสะอาด แต่มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนต่ำที่สุด เมื่อเทียบกับ Fixed tubesheet heat exchanger และ U-tube heat exchanger และมีต้นทุนสูงกว่า Fixed tubesheet heat exchanger และ U-tube heat exchanger ตัวอย่างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้ตามมาตรฐาน TEMA ได้แก่ ประเภท AET AES และ AEP ซึ่งแสดงดังภาพที่ 2.9-2.11 (CMS Heat Transfer Division, Inc., 2018)



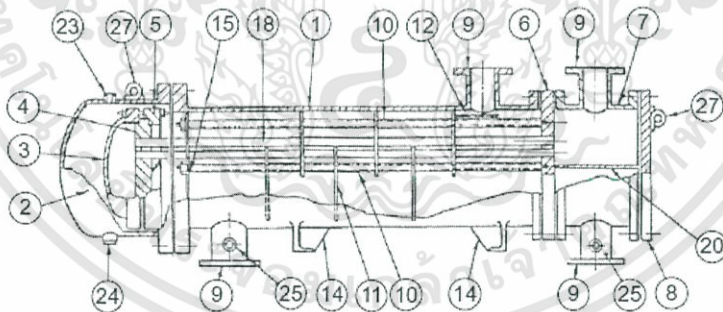
ภาพที่ 2.7 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ประเภท BEM
(Towler and Sinnott. 2012: 1055)



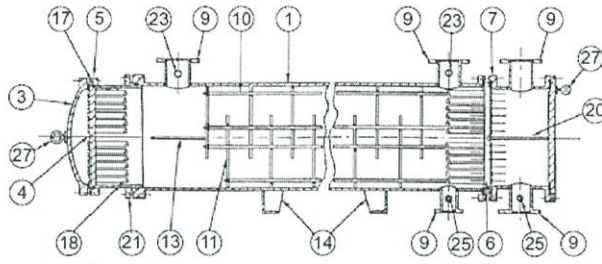
ภาพที่ 2.8 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ประเภท BEU
(Towler and Sinnott. 2012: 1055)



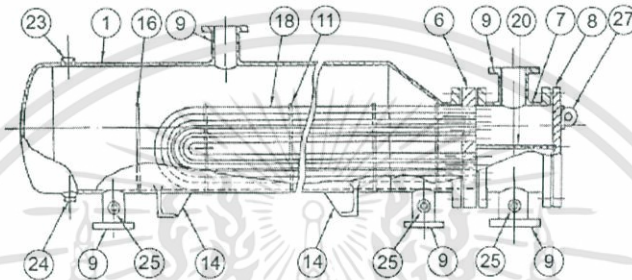
ภาพที่ 2.9 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ประเภท AET
(Towler and Sinnott. 2012: 1055)



ภาพที่ 2.10 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ประเภท AES
(Towler and Sinnott. 2012: 1056)



ภาพที่ 2.11 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ประเภท AEP
(Towler and Sinnott. 2012: 1056)



ภาพที่ 2.12 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ประเภท AKU
(Towler and Sinnott. 2012: 1056)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อที่แสดงในภาพที่ 2.7-2.12 มีส่วนประกอบดังนี้
(Towler and Sinnott. 2012: 1054-1057)

- | | |
|-------------------------|------------------------------|
| 1) Shell | 15) Floating-head support |
| 2) Shell cover | 16) Weir |
| 3) Floating-head cover | 17) Split ring |
| 4) Floating-tube plate | 18) Tube |
| 5) Clamp ring | 19) Tube bundle |
| 6) Fixed tubesheet | 20) Pass partition |
| 7) Channel | 21) Floating-head gland |
| 8) Channel cover | 22) Floating-head gland ring |
| 9) Branch (Nozzle) | 23) Vent connection |
| 10) Tie rod and spacer | 24) Drain connection |
| 11) Cross baffle | 25) Test connection |
| 12) Impingement baffle | 26) Expansion bellows |
| 13) Longitudinal baffle | 27) Lifting ring |
| 14) Support bracket | |

2.4.2 การกำหนดกระแสของไหลในเปลือกและท่อ

ปัจจัยที่ใช้พิจารณาเพื่อกำหนดกระแสของไหลในเปลือกและท่อ

1) การกัดกร่อน (Corrosion)

ของไหลที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูงกว่า ควรกำหนดให้อยู่ในท่อจะช่วยลดต้นทุนของโลหะผสมที่มีต้นทุนสูงหรือส่วนประกอบที่ใช้ท่อหุ้มเป็นฉนวนป้องกันการกัดกร่อน

2) การเกิดตะกอน (Fouling)

ของไหลที่มีเมฆน้ำมันจะเกิดตะกอนที่พื้นผิวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนควรกำหนดให้อยู่ในท่อ เนื่องจากการออกแบบให้ของไหลที่อยู่ในท่อมovementเร็วที่สูงขึ้น จะช่วยลดการเกิดตะกอนภายในท่อ อีกทั้งการทำความสะอาดในท่อยากกว่าการทำความสะอาดในเปลือก

3) อุณหภูมิของของไหล (Fluid temperature)

ของไหลที่มีอุณหภูมิสูงมากจำเป็นต้องใช้โลหะชนิดพิเศษ ควรกำหนดให้อยู่ในท่อ เพื่อช่วยลดต้นทุนของเครื่อง นอกจากนี้การกำหนดให้ของไหลที่มีอุณหภูมิสูงกว่าอยู่ในท่อ จะช่วยลดอุณหภูมิที่พื้นผิวของเปลือก จึงลดความจำเป็นในการหุ้มฉนวนเพื่อลดการสูญเสียความร้อนหรือเพื่อเหตุผลทางด้านความปลอดภัย

4) ความดันที่ดำเนินการ (Operating pressure)

ของไหลที่มีความดันสูงกว่าควรกำหนดให้อยู่ในท่อ จะช่วยลดต้นทุนของเครื่อง เนื่องจากท่อทนแรงดันสูงจะมีต้นทุนต่ำกว่าเปลือกทนแรงดันสูง และสำหรับท่อที่ทนแรงดันสูงจากภายในจะต้องการความหนาที่น้อยกว่าท่อที่ทนแรงดันสูงจากภายนอก

5) ความดันลด (Pressure drop)

สำหรับกระแสของไหลที่มีความดันลดเท่าๆกัน ของไหลที่มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าควรกำหนดให้อยู่ในท่อ เพื่อให้มีการถ่ายเทความร้อนที่ดีและสำหรับของเหลวที่ยอมให้มีความดันลดต่ำๆ ควรกำหนดให้อยู่ในท่อเนื่องจากการคำนวณความดันลดในท่อมักมีความแม่นยำมากกว่าในเปลือก

6) ความหนืด (Viscosity)

ของไหลที่มีความหนืดสูงกว่า ควรกำหนดให้อยู่ในเปลือกจะทำให้มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่ากำหนดให้อยู่ในท่อ เนื่องจากสามารถทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) ได้ง่ายกว่า เนื่องจากการไหลแบบปั่นป่วนในเปลือก Critical Reynolds number จะมีค่าเพียง 200 แต่หากไม่สามารถทำให้เกิดการไหลปั่นป่วนในเปลือก ควรกำหนดให้ของไหลที่มีความหนืดสูงกว่าอยู่ในท่อเนื่องจากการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อมักมีความแม่นยำสูงกว่า

7) อัตราการไหล (Stream flow)

ของไหลที่มีอัตราการไหลต่ำกว่า ควรกำหนดให้อยู่ในเปลือกจะให้การออกแบบมีต้นทุนต่ำ (Towler and Sinnott. 2012: 1050-1052)

2.4.3 ความเร็วของของไหล

ของไหลที่มีความเร็วสูงจะทำให้มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูง แต่ก็ทำให้มีความดันลดสูงด้วยเช่นกัน ของไหลควรมีความเร็วที่สูงเพียงพอที่จะป้องกันการตกตะกอนของสารแขวนลอยในของไหลและลดการเกิดตะกอน แต่ไม่ควรสูงมากไปจนทำให้เกิดการสึกกร่อนของวัสดุ ความเร็วทั่วไปที่ใช้ในการออกแบบแสดงในตารางที่ 2.3 และ 2.4 (Towler and Sinnott. 2012: 1075)

ตารางที่ 2.3 ความเร็วที่แนะนำสำหรับการออกแบบในกระบวนการที่เป็นของเหลว (Towler and Sinnott. 2012: 1075)

		ความเร็ว
ท่อ	1) ของเหลวในกระบวนการ (Process fluid)	1 – 2 m/s
	- กรณีที่ต้องการลดการเกิดตะกอน	สูงสุดไม่เกิน 4 m/s
	2) น้ำ	1.5 – 2.5 m/s
	เปลือก	0.3 – 1 m/s

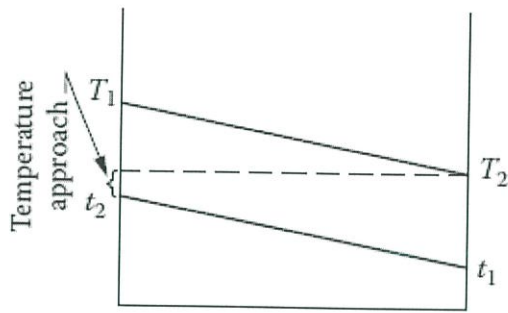
ตารางที่ 2.4 ความเร็วที่แนะนำสำหรับการออกแบบในกระบวนการที่เป็นแก๊สและไอ (Towler and Sinnott. 2012: 1075)

ความดัน	ความเร็ว
สูญญากาศ	50 – 70 m/s
ความดันบรรยากาศ	10 – 30 m/s
ความดันสูง	5 – 10 m/s

2.4.4 อุณหภูมิของของไหล

1) อุณหภูมิแอมไพโรซ (Approach temperature)

อุณหภูมิแอมไพโรซ คือ ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระแสน้ำกับอุณหภูมิขาออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของกระแสน้ำเย็น ดังภาพที่ 2.13 ยิ่งอุณหภูมิแอมไพโรซมีค่าต่ำยิ่งต้องใช้พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดใหญ่ สำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลในกระบวนการทั่วไป จะมีอุณหภูมิแอมไพโรซในช่วง $10^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C}$ ส่วนอุณหภูมิแอมไพโรซที่ต่ำกว่านี้ มักจะใช้ในเครื่องทำความเย็น (Cooler) ซึ่งเครื่องทำความเย็นที่ใช้น้ำหล่อเย็นจะมีอุณหภูมิแอมไพโรซในช่วง $5^{\circ}\text{C} - 7^{\circ}\text{C}$ และเครื่องทำความเย็นที่ใช้สารทำความเย็นจะมีอุณหภูมิแอมไพโรซในช่วง $3^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C}$ (Towler and Sinnott. 2012: 1075)



ภาพที่ 2.13 อุณหภูมิแอปโพรช

(Kuppan. 2012: 54)

2) ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ย (Mean temperature difference)

ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยจะคำนวณความแตกต่างของอุณหภูมิของของไหลฝั่งขาเข้าและขาออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถหาได้จากสมการที่ 2.5 (Towler and Sinnott. 2012: 1069-1074)

$$\Delta T_M = F \Delta T_{LM} \quad (2.5)$$

เมื่อ ΔT_M = ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ย

F = Correction factor

ΔT_{LM} = ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก

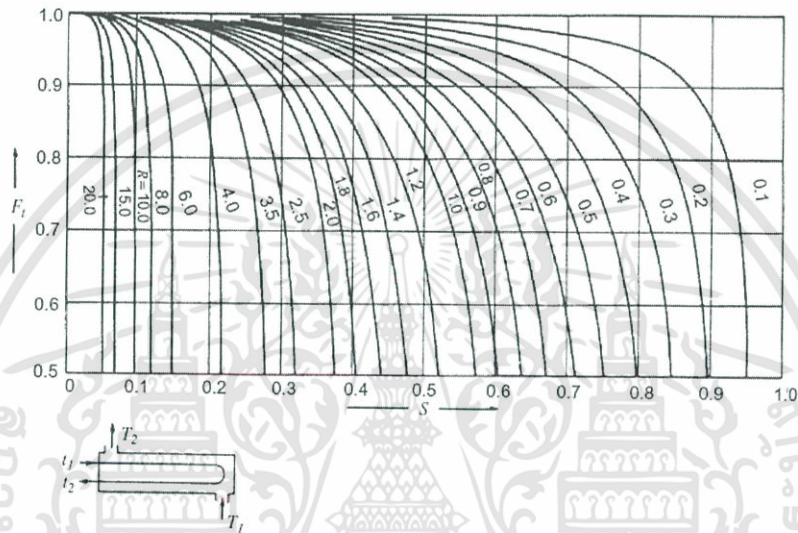
สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ค่า Correction factor เป็นค่าที่ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของของไหล จำนวน Shell passes และ Tube passes สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อที่มีจำนวน Shell passes เท่ากับ 1 และมีจำนวน Tube passes เป็นจำนวนคู่ สามารถหา Correction factor ได้จากสมการที่ 2.6 หรือภาพที่ 2.14

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \left[\frac{(1 - S)}{(1 - RS)} \right]}{(R - 1) \ln \left[\frac{2 - S \left[R + 1 - \sqrt{R^2 + 1} \right]}{2 - S \left[R + 1 + \sqrt{R^2 + 1} \right]} \right]} \quad (2.6)$$

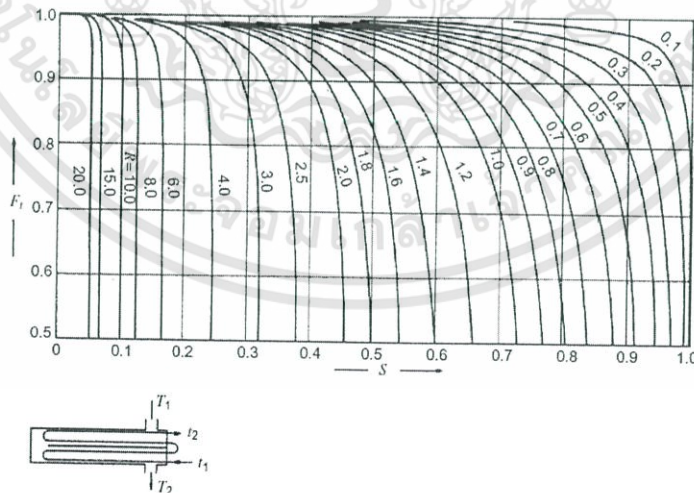
$$\text{เมื่อ } R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)}$$

$$S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)}$$

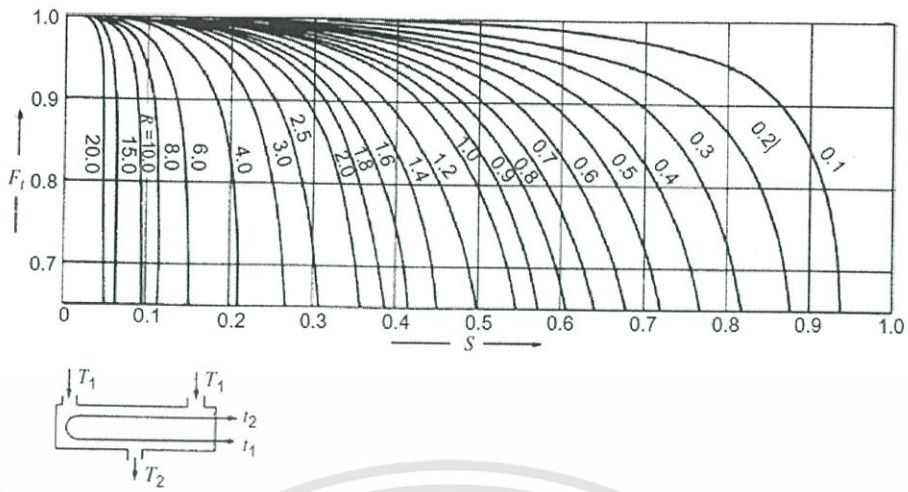
ค่า Correction factor สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อที่มีจำนวน Shell passes และ Tube passes เป็นค่าอื่นสามารถหาได้จากภาพที่ 2.15-2.17



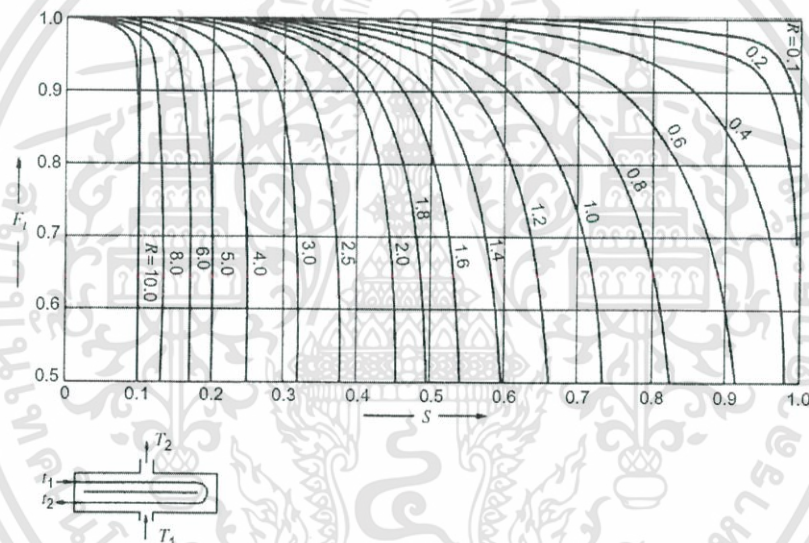
ภาพที่ 2.14 Temperature correction factor: one shell pass, two or more even tube passes (Towler and Sinnott. 2012: 1071)



ภาพที่ 2.15 Temperature correction factor: two shell pass, four or multiples of four tube passes (Towler and Sinnott. 2012: 1072)



ภาพที่ 2.16 Temperature correction factor: divided-flow shell, two or more even tube passes
(Towler and Sinnott. 2012: 1072)



ภาพที่ 2.17 Temperature correction factor: split flow shell, two tube passes
(Towler and Sinnott. 2012: 1073)

3) ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (Log mean temperature difference)

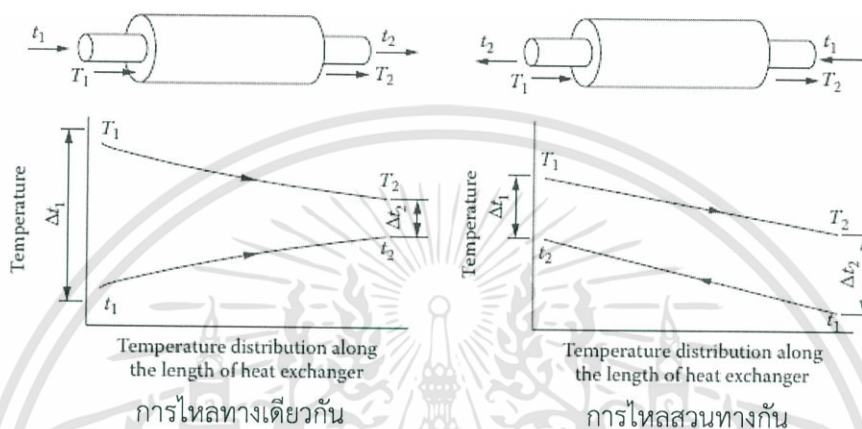
ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อกสามารถใช้คำนวณได้เฉพาะการถ่ายเทความร้อนสัมผัส (Sensible heat) ที่มีสำหรับการไหลแบบทางเดียวกัน (Co-current flow) หรือไหลสวนทางกัน (Counter current flow) ดังภาพที่ 2.18 ซึ่งเป็นกรณีที่อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่และไม่มีการเปลี่ยนแปลงวัฏภาคของของไหล สามารถหาได้จากสมการที่ 2.7

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)} \quad (2.7)$$

เมื่อ ΔT_{LM} = ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม

$\Delta t_1 = T_1 - t_1$ สำหรับการไหลแบบทางเดียวกัน และ $T_1 - t_2$ สำหรับการไหลแบบสวนทางกัน

$\Delta t_2 = T_2 - t_2$ สำหรับการไหลแบบทางเดียวกัน และ $T_2 - t_1$ สำหรับการไหลแบบสวนทางกัน



ภาพที่ 2.18 Temperature profiles

(Kuppan, 2012: 46)

2.4.5 วัสดุของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

วัสดุของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะพิจารณาจากอุณหภูมิที่ใช้งาน การนำความร้อน และต้องเป็นวัสดุที่ไม่เกิดปฏิกิริยากับของไหล สำหรับการใช้นำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่จะนิยมใช้วัสดุของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นเหล็กกล้าคาร์บอน (Carbon steel) แต่สำหรับกระบวนการที่ของไหลมีฤทธิ์กัดกร่อนก็อาจใช้โลหะผสมอื่นๆ ซึ่งจะทำให้ต้นทุนเพิ่มสูงขึ้น ตารางที่ 2.5 แสดงช่วงอุณหภูมิที่ใช้งานของวัสดุแต่ละชนิดสำหรับ Noncorrosive service (Shah and Sekulić, 2003: 678-679 ; Kuppan, 2012: 150-151)

ตารางที่ 2.5 ช่วงอุณหภูมิที่ใช้งานของวัสดุแต่ละชนิดสำหรับ Noncorrosive service (Shah and Sekulić, 2003: 678-679)

วัสดุ	ช่วงอุณหภูมิที่ใช้งาน
Carbon steel	0°C ถึง 500°C
Aluminum and austenitic chromium-nickel	-100°C
3½ Ni steel	-100°C ถึง -45°C

2.4.6 การเลือกท่อ

เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเกิดบนพื้นผิวของท่อ ดังนั้นการเลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ ความหนาของผนังท่อ ความยาวท่อ และรูปแบบการจัดวางท่อ จึงมีความสำคัญ

1) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ

ตามมาตรฐาน TEMA ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะอยู่ในช่วง $\frac{1}{4}$ ถึง 2 in ซึ่งขนาด $\frac{1}{4}$ in จะเหมาะสมสำหรับของไหลทั่วไปที่สะอาด (Clean fluid) เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อขนาด $\frac{3}{4}$ in จะเหมาะสำหรับการทำความสะอาดด้วยวิธีทางกลหรือของไหลที่อาจมีของแข็งขนาดเล็กปนอยู่ ส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อขนาด 1 in จะใช้เมื่อของไหลมีแนวโน้มที่จะเกิดตะกอน (Fouling) และเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อขนาด $1\frac{1}{2}$ ถึง 2 in จะใช้สำหรับ Falling film exchangers

2) ความหนาของผนังท่อ

ความหนาของผนังท่อจะพิจารณาที่ความดันภายในและภายนอก หรือในหลายกรณี ที่ความดันไม่ได้เป็นปัจจัยในการกำหนดความหนาของผนัง จะพิจารณาจากปัจจัยเหล่านี้แทน ได้แก่ มาตรฐาน การกัดกร่อน การสึกหรอจากการสั่นสะเทือนที่เกิดจากการไหล และค่าใช้จ่าย

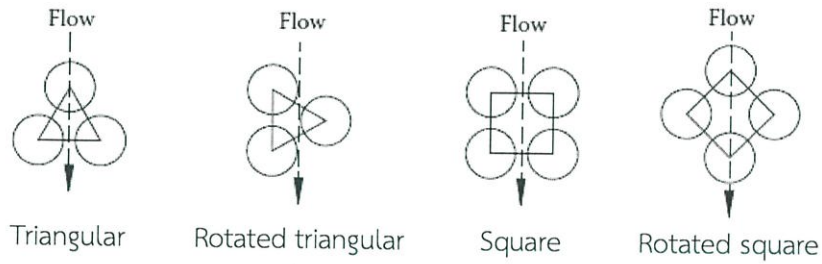
3) ความยาวท่อ

ความยาวท่อที่นิยมใช้ คือ 8, 12 และ 18 ฟุต (2.44, 3.66 และ 4.88 เมตร) การเพิ่มความยาวจะทำให้จำนวนท่อที่ใช้ หรือขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในลดลง แต่จะเพิ่มพื้นที่ในการติดตั้งแทน และในการคำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน ความหนาของแผ่นยึดท่อ (Tube sheet) จะมีผลต่อความยาวท่อ ความยาวท่อส่วนที่เป็นพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนจะลดลงตามความหนาของแผ่นยึดท่อ สำหรับการออกแบบอาจคิดความยาวท่อที่ลดลงจากความหนาของแผ่นยึดท่อด้านละ 25 mm

4) การจัดวางท่อ

การจัดวางท่อจะมีผลต่อรูปแบบการไหลในเปลือกซึ่งมีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลด จึงต้องคำนึงถึงระยะพิตช์ (Tube pitch: p) คือ ระยะห่างระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อที่อยู่ใกล้กัน ระยะพิตช์ที่แนะนำ คือ 1.25 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ ส่วนรูปแบบการจัดวางท่อทั้งหมด 4 รูปแบบ ดังภาพที่ 2.19 ได้แก่

- (1) Triangular arrangements (30°)
- (2) Rotated triangular arrangements (60°)
- (3) Square arrangements (90°)
- (4) Rotated square arrangements (45°)



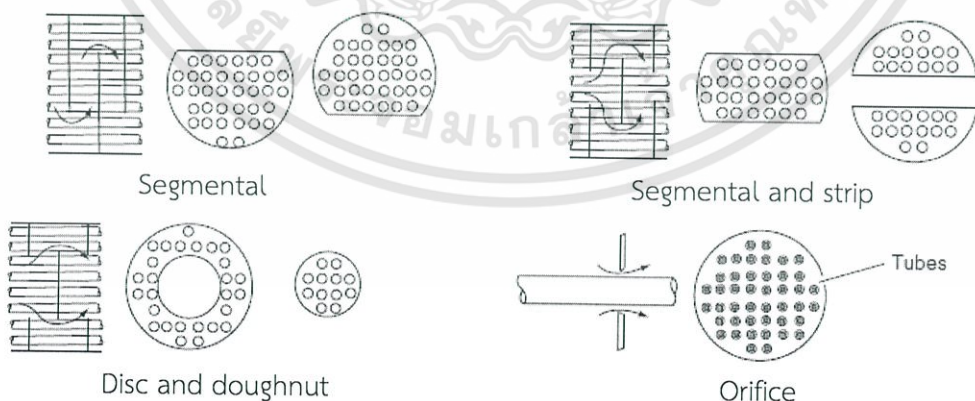
ภาพที่ 2.19 รูปแบบการจัดวางท่อ
(Kuppan. 2012: 238-240)

Triangular arrangements และ Rotated triangular arrangements เป็นการจัดเรียงที่ท่อมีความใกล้ชิดกัน ทำให้มีความแข็งแรงและมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ดี แต่มีข้อจำกัดคือท่อที่ใกล้ชิดกัน ทำให้ไม่สามารถทำความสะอาดด้วยวิธีทางกลได้ สามารถทำความสะอาดด้วยวิธีทางเคมีหรือการฉีดน้ำแรงดันสูงเท่านั้น

Square arrangements และ Rotated square arrangements เป็นการจัดเรียงที่เหมาะสมสำหรับการทำความสะอาดด้วยวิธีทางกล และมีความดันลดน้อยกว่าแบบ Triangular arrangements และ Rotated triangular arrangements แต่มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ต่ำกว่าแบบ Triangular arrangements และ Rotated triangular arrangements ส่วนมากไม่นิยมใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Fixed tubesheet heat exchanger เนื่องจากไม่มีความจำเป็นในการทำความสะอาดด้วยวิธีทางกลในเปลือก (Towler and Sinnott. 2012: 1058-1067 ; Kuppan. 2012: 238-243)

2.4.7 การเลือกแผ่นกั้น (Baffles)

แผ่นกั้น คือ อุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมทิศทางการไหลของของไหลในเปลือกใช้เพิ่มความเร็วของของไหลและเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน ประเภทของแผ่นกั้นที่นิยมใช้มากที่สุดคือ Single segmental baffle และประเภทอื่นๆ ดังแสดงในภาพที่ 2.20



ภาพที่ 2.20 ประเภทของแผ่นกั้น
(Towler and Sinnott. 2012: 1065)

1) ระยะตัดของแผ่นกั้น (Baffle cut)

ระยะตัดของแผ่นกั้นใช้เพื่อระบุขนาด ระยะตัดคือส่วนที่ถูกตัดออกจากแผ่นกั้นซึ่งแสดงเป็นเปอร์เซ็นต์ของเส้นผ่านศูนย์กลางของแผ่นกั้น ระยะตัดของแผ่นกั้นที่ใช้ทั่วไปคือ 15% ถึง 45% ระยะตัดของแผ่นกั้น 20% ถึง 25% เป็นขนาดที่ทำให้มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ดี และมีความดันตกไม่มาก

2) ระยะห่างระหว่างแผ่นกั้น (Baffle spacing)

ระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นที่ใช้จะอยู่ในช่วง 0.2 ถึง 1.0 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน เปลือก ระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นจะมีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ยิ่งมีระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นน้อยยิ่งมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูง แต่ถักระยะห่างน้อยเกินไปก็ทำให้เกิดรูปแบบการไหลที่ไม่ดีและมีความดันตกที่สูงอีกด้วย ระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นที่เหมาะสมจึงอยู่ในช่วง 0.3 ถึง 0.5 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเปลือก (Towler and Sinnott, 2012: 1064-1065)

2.4.8 การคำนวณจำนวนท่อที่ใช้ ขนาดของชุดท่อ และขนาดของเปลือก

1) จำนวนท่อที่ใช้

จะขึ้นอยู่กับขนาดของพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการและขนาดของท่อสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.8 (Towler and Sinnott, 2012: 1065)

$$\text{จำนวนท่อที่ใช้} = \frac{\text{พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการ}}{\text{พื้นที่ผิวรอบนอกต่อท่อ 1 ท่อ}} \quad (2.8)$$

2) ขนาดของชุดท่อ (Bundle diameter)

จะขึ้นอยู่กับขนาดของท่อ รูปแบบการจัดวางท่อจำนวนท่อ และจำนวน Tube passes สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.9 (Towler and Sinnott, 2012: 1062-1063)

$$D_b = d_o \left(\frac{N_t}{k} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.9)$$

เมื่อ D_b = Bundle diameter, mm

d_o = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ, mm

N_t = จำนวนท่อที่ใช้

k, n เป็นค่าคงที่ สามารถหาได้จากตารางที่ 2.6

ตารางที่ 2.6 ค่าคงที่สำหรับสมการที่ 2.9 (Towler and Sinnott. 2012: 1063)

Triangular pitch, $p_t = 1.25d_o$					
No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n_1	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
Square pitch, $p_t = 1.25d_o$					
No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n_1	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

3) ขนาดของเปลือก

จะขึ้นอยู่กับประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ขนาดของท่อจำนวนท่อที่ใช้ และรูปแบบการจัดวางท่อ ซึ่งขนาดของเปลือกสามารถหาได้จากตารางที่ 2.7 (Towler and Sinnott. 2012: 1064)



ตารางที่ 2.7 Tube count table (Ludwig, 1999: 37)

37	35	33	31	29	27	25	23 $\frac{1}{4}$	21 $\frac{1}{4}$	19 $\frac{1}{4}$	17 $\frac{1}{4}$	15 $\frac{1}{4}$	13 $\frac{1}{4}$	12	10	8	I.D. of shell (in)		
																One-pass		
																Fixed tubesheet		
1,296	1,143	1,019	881	763	663	553	481	391	307	247	193	135	105	69	33	$\frac{3}{4}$ in on $\frac{15}{16}$ in Δ		
1,127	1,007	889	765	667	577	493	423	343	277	217	157	117	91	57	33	$\frac{3}{4}$ in on 1 in Δ		
965	865	765	665	587	495	419	355	287	235	183	139	101	85	53	33	$\frac{3}{4}$ in on 1 in Δ		
699	633	551	481	427	361	307	247	205	163	133	103	73	57	33	15	1 in on $1\frac{1}{4}$ in Δ		
595	545	477	413	359	303	255	215	179	139	111	83	65	45	33	17	1 in on $1\frac{1}{4}$ in Δ		
1,242	1,088	964	846	734	626	528	452	370	300	228	166	124	94	58	32	$\frac{3}{4}$ in. on $\frac{15}{16}$ in Δ		
1,088	972	858	746	646	556	468	398	326	264	208	154	110	90	56	28	$\frac{3}{4}$ in. on 1 in Δ		
946	840	746	644	560	486	408	346	280	222	172	126	94	78	48	26	$\frac{3}{4}$ in. on 1 in Δ		
688	608	530	462	410	346	292	244	204	162	126	92	62	52	32	16	1 in. on $1\frac{1}{4}$ in Δ		
584	522	460	402	348	298	248	218	172	136	106	76	56	40	26	12	1 in. on $1\frac{1}{4}$ in Δ		
1,126	1,008	882	768	648	558	460	398	304	234	180	134	94	64	34	8	$\frac{3}{4}$ in on $\frac{15}{16}$ in Δ		
1,000	882	772	674	566	484	406	336	270	212	158	108	72	60	26	8	$\frac{3}{4}$ in on 1 in Δ		
884	778	688	586	506	436	362	304	242	188	142	100	72	52	30	12	$\frac{3}{4}$ in on 1 in Δ		
610	532	466	396	340	284	234	192	154	120	84	58	42	26	8	XX	1 in on $1\frac{1}{4}$ in Δ		
526	464	406	356	304	256	214	180	134	100	76	58	38	22	12	XX	1 in on $1\frac{1}{4}$ in Δ		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.7 Tube count table (ท่อ) (Ludwig, 1999: 37)

37	35	33	31	29	27	25	23 $\frac{1}{4}$	21 $\frac{1}{4}$	19 $\frac{1}{4}$	17 $\frac{1}{4}$	15 $\frac{1}{4}$	13 $\frac{1}{4}$	12	10	8	I.D. of shell (in)		
																Four-pass		
																Fixed tubesheet	U-tube	
1,072	1,024	904	788	680	576	484	412	332	266	196	154	108	84	48	XX	$\frac{3}{4}$ in on $\frac{15}{16}$ in Δ		
1,024	912	802	692	596	508	424	360	292	232	180	134	96	72	44	XX	$\frac{3}{4}$ in on 1 in Δ		
880	778	688	590	510	440	366	308	242	192	142	126	88	72	48	XX	$\frac{3}{4}$ in on 1 in Δ		
638	560	486	422	368	308	258	212	176	138	104	78	60	44	24	XX	1 in on $1\frac{1}{4}$ in Δ		
534	476	414	360	310	260	214	188	142	110	84	74	48	40	24	XX	1 in on $1\frac{1}{4}$ in Δ		
1,092	976	852	740	622	534	438	378	286	218	166	122	84	56	28	XX	$\frac{3}{4}$ in. on $\frac{15}{16}$ in Δ		
968	852	744	648	542	462	386	318	254	198	146	98	64	52	20	XX	$\frac{3}{4}$ in. on 1 in Δ		
852	748	660	560	482	414	342	286	226	174	130	90	64	44	24	XX	$\frac{3}{4}$ in. on 1 in Δ		
584	508	444	376	322	266	218	178	142	110	74	50	36	20	XX	XX	1 in. on $1\frac{1}{4}$ in Δ		
500	440	384	336	286	238	198	166	122	90	66	50	32	16	XX	XX	1 in. on $1\frac{1}{4}$ in Δ		
1,106	964	844	732	632	532	440	372	294	230	174	116	80	XX	XX	XX	$\frac{3}{4}$ in on $\frac{15}{16}$ in Δ		
964	852	744	640	548	464	388	322	258	202	156	104	66	XX	XX	XX	$\frac{3}{4}$ in on 1 in Δ		
818	224	634	536	460	394	324	266	212	158	116	78	54	XX	XX	XX	$\frac{3}{4}$ in on 1 in Δ		
586	514	442	382	338	274	226	182	150	112	82	56	34	XX	XX	XX	1 in on $1\frac{1}{4}$ in Δ		
484	430	368	318	2680	226	184	154	116	88	66	44	XX	XX	XX	XX	1 in on $1\frac{1}{4}$ in Δ		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.7 Tube count table (ต่อ) (Ludwig, 1999: 37)

	I.D. of shell (in)															
	Six-pass								Eight-pass							
	U-tube				Fixed tubesheet				U-tube				Fixed tubesheet			
	$\frac{1}{4}$ in on $\frac{15}{16}$ in Δ	$\frac{3}{4}$ in on 1 in Δ	$\frac{3}{4}$ in on 1 in Δ	1 in on $1\frac{1}{4}$ in Δ	1 in on $1\frac{1}{4}$ in Δ	$\frac{1}{2}$ in. on $\frac{15}{16}$ in Δ	$\frac{3}{4}$ in. on 1 in Δ	$\frac{3}{4}$ in. on 1 in Δ	1 in. on $1\frac{1}{4}$ in Δ	1 in. on $1\frac{1}{4}$ in Δ	$\frac{1}{2}$ in on $\frac{15}{16}$ in Δ	$\frac{3}{4}$ in on 1 in Δ	$\frac{3}{4}$ in on 1 in Δ	1 in on $1\frac{1}{4}$ in Δ	1 in on $1\frac{1}{4}$ in Δ	
37	35	33	31	29	27	25	23 $\frac{1}{2}$	21 $\frac{1}{2}$	19 $\frac{1}{2}$	17 $\frac{1}{2}$	15 $\frac{1}{2}$	13 $\frac{1}{2}$	12	10	8	
1,058	944	826	716	596	510	416	358	272	206	156	110	74	XX	XX	XX	
940	826	720	626	518	440	366	300	238	184	134	88	56	XX	XX	XX	
820	718	632	534	458	392	322	268	210	160	118	80	56	XX	XX	XX	
562	488	426	356	304	252	206	168	130	100	68	42	30	XX	XX	XX	
478	420	362	316	268	224	182	152	110	80	60	42	XX	XX	XX	XX	
1,040	902	790	682	576	484	398	332	258	198	140	94	XX	XX	XX	XX	
902	798	694	588	496	422	344	286	224	170	124	82	XX	XX	XX	XX	
760	662	576	490	414	352	286	228	174	132	94	XX	XX	XX	XX	XX	
542	466	400	342	298	240	190	154	120	90	66	XX	XX	XX	XX	XX	
438	388	334	280	230	192	150	128	94	74	XX	XX	XX	XX	XX	XX	
1,032	916	796	688	578	490	398	342	254	190	142	102	68	XX	XX	XX	
908	796	692	600	498	422	350	286	226	170	122	82	52	XX	XX	XX	
792	692	608	512	438	374	306	254	194	146	106	70	48	XX	XX	XX	
540	464	404	340	290	238	190	154	118	90	58	38	24	XX	XX	XX	
456	396	344	300	254	206	170	142	98	70	50	34	XX	XX	XX	XX	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.4.9 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficients)

1) สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในเปลือก

สามารถหาได้จากสมการที่ 2.10 (Towler and Sinnott. 2012: 1089)

$$\frac{h_s d_e}{k_f} = j_h \text{RePr}^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.10)$$

เมื่อ h_s = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในเปลือก, $\text{W/m}^2\text{C}$

d_e = เส้นผ่านศูนย์กลางสมมูล (Equivalent diameter), m

k_f = สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal conductivity), $\text{W/m}^2\text{C}$

j_h = Heat transfer factor

Re = Reynolds number

Pr = Prandtl number

μ = ความหนืดของของไหล, Ns/m^2

μ_w = ความหนืดของของไหลที่ผนังท่อ, Ns/m^2

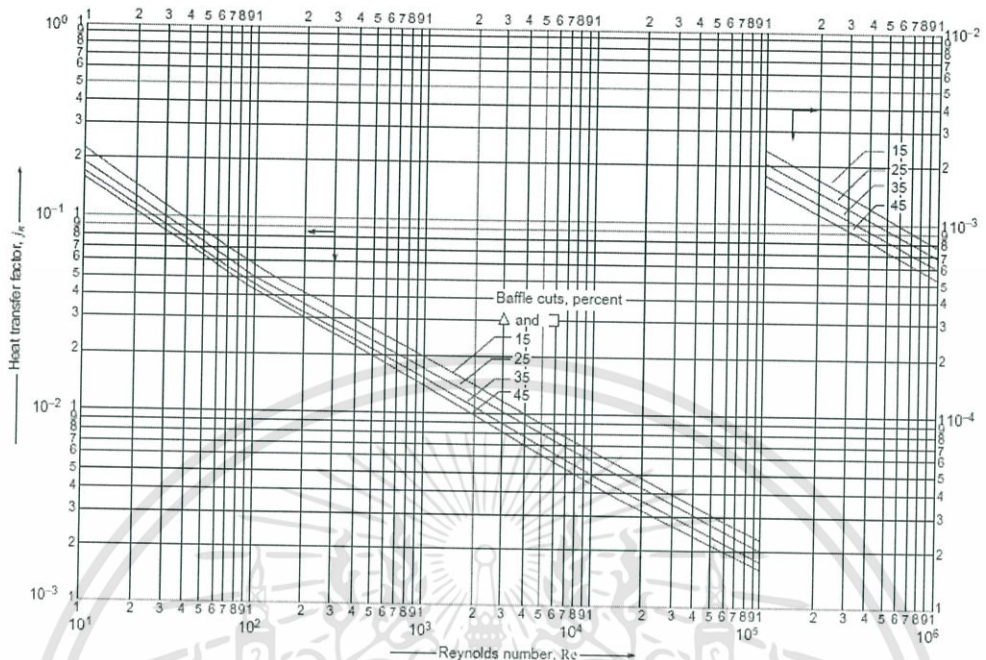
- เส้นผ่านศูนย์กลางสมมูลสำหรับการจัดเรียงท่อแบบ Triangular สามารถหาได้จากสมการที่ 2.11 (Towler and Sinnott. 2012: 1089)

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{p_t}{2} \times 0.87 p_t - \frac{1}{2} \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} = \frac{1.10}{d_o} (p_t^2 - 0.917 d_o^2) \quad (2.11)$$

- เส้นผ่านศูนย์กลางสมมูลสำหรับการจัดเรียงท่อแบบ Square สามารถหาได้จากสมการที่ 2.12 (Towler and Sinnott. 2012: 1087)

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{p_t^2 - \pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} = \frac{1.27}{d_o} (p_t^2 - 0.785 d_o^2) \quad (2.12)$$

Heat transfer factor ในเปลือกสามารถหาได้จากภาพที่ 2.21



ภาพที่ 2.21 Heat transfer factor ในเปลือก

(Towler and Sinnott. 2012: 1087)

2) สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ

สามารถหาได้จากสมการที่ 2.13 (Towler and Sinnott. 2012: 1079)

$$\frac{h_i d_i}{k_f} = j_h \text{RePr}^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.13)$$

เมื่อ h_i = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ, $\text{W/m}^2\text{C}$

d_i = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ, m

k_f = สัมประสิทธิ์การนำความร้อน, $\text{W/m}^2\text{C}$

j_h = Heat transfer factor

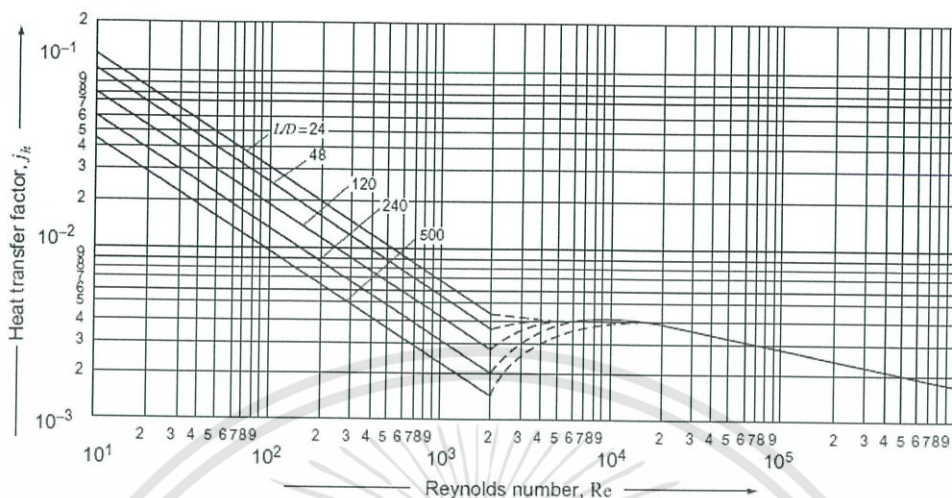
Re = Reynolds number

Pr = Prandtl number

μ = ความหนืดของของไหล, Ns/m^2

μ_w = ความหนืดของของไหลที่ผนังท่อ, Ns/m^2

Heat transfer factor ในท่อสามารถหาได้จากภาพที่ 2.22



ภาพที่ 2.22 Heat transfer factor ในท่อ
(Towler and Sinnott. 2012: 1079)

2.4.10 ความดันลด (Pressure drop)

ความดันลดถูกใช้ในการขับเคลื่อนของไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน มักถูกกำหนดโดยภาวะปฏิบัติการ ยิ่งความดันลดมีค่าสูง ความเร็วของของไหลก็จะมีค่าสูงด้วยเช่นกัน ต้องระวังไม่ให้ความเร็วสูงมากเกินไปจนทำให้เกิดการสึกกร่อนของวัสดุหรือการสั่นสะเทือนของท่อเนื่องจากการไหลตารางที่ 2.8 และ 2.9 แสดงค่าความดันลดที่แนะนำสำหรับการออกแบบ (Towler and Sinnott. 2012: 1075-1076)

ตารางที่ 2.8 ค่าความดันลดที่แนะนำสำหรับการออกแบบในกระบวนการที่เป็นของเหลว (Towler and Sinnott. 2012: 1076)

ความหนืด (Viscosity)	ความดันลดที่ยอมรับได้ (Allowable pressure drop)
< 1 mNs/m ²	35 kN/m ²
1 – 10 mNs/m ²	50 – 70 kN/m ²

ตารางที่ 2.9 ค่าความดันลดที่แนะนำสำหรับการออกแบบในกระบวนการที่เป็นแก๊สและไอ (Towler and Sinnott. 2012: 1076)

ระดับความดัน	ความดันลด
สุญญากาศระดับสูง (High vacuum)	0.4 – 0.8 kN/m ²
สุญญากาศระดับปานกลาง (Medium vacuum)	0.1 x Absolute pressure
1 – 2 bar	0.5 x System gauge pressure
สูงกว่า 10 bar	0.1 x System gauge pressure

1) ความดันลดในเปลือก

สามารถหาได้จากสมการที่ 2.14 (Towler and Sinnott. 2012: 1089)

$$\Delta P = 8j_f \left(\frac{D_s}{d_e} \right) \left(\frac{L}{L_B} \right) \left(\frac{\rho u_s^2}{2} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (2.14)$$

เมื่อ ΔP = ความดันลดต่อ, N/m²

j_f = สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (Friction factor)

D_s = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในในเปลือก, m

d_e = เส้นผ่านศูนย์กลางสมมูล (Equivalent diameter), m

L = ความยาวท่อ, m

L_B = ระยะห่างของแผ่นกัน, m

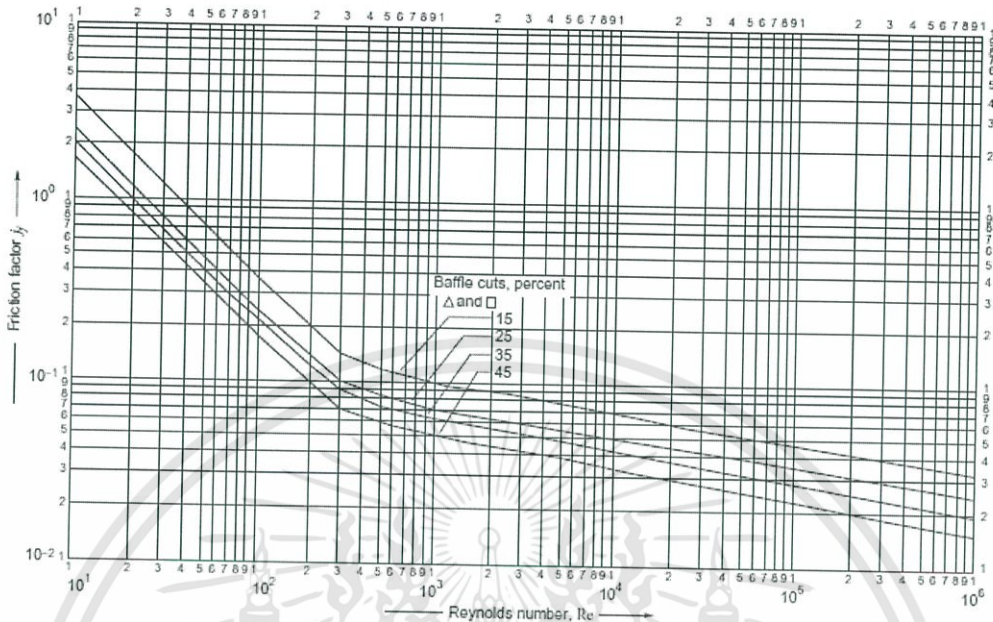
ρ = ความหนาแน่นของของไหลในเปลือก, kg/m³

u_s = ความเร็วของของไหลในเปลือก, m/s

μ = ความหนืดของของไหลในเปลือก, Ns/m²

μ_w = ความหนืดของของไหลที่ผนังท่อในเปลือก, Ns/m²

สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในเปลือกสามารถหาได้จากภาพที่ 2.23



ภาพที่ 2.23 สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในเปลือก
(Towler and Sinnott. 2012: 1081)

2) ความดันลดในท่อ

สามารถหาได้จากสมการที่ 2.15 (Towler and Sinnott. 2012: 1088)

$$\Delta P = N_p \left[8j_f \left(\frac{L}{d_i} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} + 2.5 \left(\frac{\rho u_t^2}{2} \right) \right] \quad (2.15)$$

เมื่อ ΔP = ความดันลดท่อ, N/m^2

N_p = จำนวน Tube passes

j_f = สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

L = ความยาวท่อ, m

d_i = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ, m

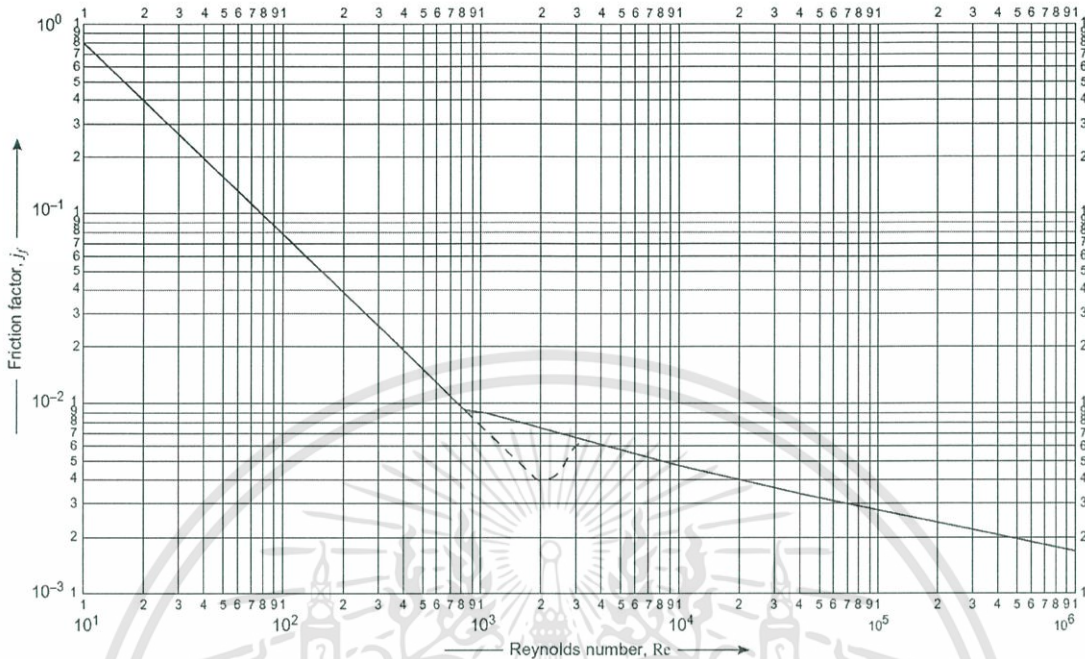
ρ = ความหนาแน่นของของไหล, kg/m^3

u_t = ความเร็วของของไหล, m/s

μ = ความหนืดของของไหล, Ns/m^2

μ_w = ความหนืดของของไหลที่ผนังท่อ, Ns/m^2

สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในท่อสามารถหาได้จากภาพที่ 2.24



ภาพที่ 2.24 สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในท่อ
(Towler and Sinnott, 2012: 1082)

2.5 การเลือกท่อและวาล์วที่ใช้ลำเลียงสารเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2.5.1 การเลือกขนาดท่อ

ในการออกแบบขนาดท่อที่ใช้ลำเลียงสารเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะพิจารณาจากความเร็วและความดันลดในท่อ ซึ่งค่าความเร็วและความดันลดในท่อทั่วไป แสดงดังตารางที่ 2.10

ตารางที่ 2.10 ความเร็วและความดันลดในท่อทั่วไป (Towler and Sinnott, 2012: 1248)

กระแสน้ำของไหล	ความเร็ว (m/s)	ความดันลด (kPa/m)
ของเหลวมีแรงดัน	1-3	0.5
ของเหลวไม่มีแรงดัน (ไหลตามแรงโน้มถ่วง)	-	0.05
แก๊ส	15-30	0.02% ของความดันในระบบท่อ
ไอน้ำแรงดันสูง (> 8 bar)	30-60	-

ความเร็วในท่อคำนวณได้จากสมการที่ 2.16 (Towler and Sinnott. 2012: 1218)

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (2.16)$$

เมื่อ u = ความเร็วในท่อ, m/s

\dot{m} = อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s

ρ = ความหนาแน่นของของไหล, kg/m³

A = พื้นที่หน้าตัดท่อ, m²

ความดันลดในท่อคำนวณได้จากสมการที่ 2.17 (Towler and Sinnott. 2012: 1213-1214)

$$\Delta P = 8f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{\rho u^2}{2} \right) \quad (2.17)$$

เมื่อ ΔP = ความดันลดในท่อ, N/m²

f = Friction factor

L = ความยาวท่อ, m

D = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ, m

ρ = ความหนาแน่นของของไหล, kg/m³

u = ความเร็วในท่อ, m/s

ค่า Friction factor คำนวณได้จากสมการที่ 2.18 และสมการที่ 2.19 (Coker and Ludwig. 2007: 152)

$$\frac{1}{\sqrt{f_c}} = -4 \log_{10} \left[\frac{\epsilon}{3.7D} - \frac{5.02}{Re} \log A \right] \quad (2.18)$$

$$A = \frac{\epsilon/D}{3.7} + \left(\frac{6.7}{Re} \right)^{0.9} \quad (2.19)$$

เมื่อ ϵ = ความขรุขระของท่อ, mm

Re = Reynolds number

D = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ, mm

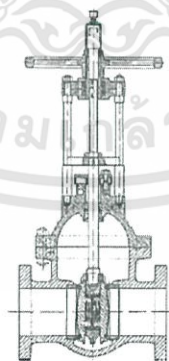
2.5.2 การเลือกชนิดของวาล์ว

วาล์ว คือ อุปกรณ์ที่ใช้ควบคุมการไหลของของไหลในท่อ ซึ่งอาจเป็นน้ำ แก๊ส ไอน้ำ หรือของเหลวอื่น ๆ ให้เป็นไปตามความต้องการใช้งาน การควบคุมทิศทางการไหล การปิดกั้นการไหล หรือควบคุมให้มีอัตราการไหลตามที่ต้องการ วาล์วบางชนิดถูกออกแบบมาให้ทำหน้าที่เพียงอย่างเดียว ถ้านำไปใช้งานผิดวัตถุประสงค์ก็จะใช้งานได้ไม่ดี หรือเกิดความเสียหายกับวาล์วได้ ในขณะที่วาล์วบางชนิดแม้ว่าจะถูกออกแบบมาเพื่อทำหน้าที่อย่างหนึ่งโดยหนึ่งเป็นหลัก แต่ก็สามารถนำไปใช้เพื่อวัตถุประสงค์อื่นได้เช่นกัน

1) Shut-off valves

คือ วาล์วที่ทำหน้าที่ปิด-เปิด เพื่อให้มีการไหลหรือปิดกั้นไม่ให้มีการไหล มีลักษณะการทำงานแบบเปิดสุดหรือปิดสุด ไม่เหมาะกับการใช้งานแบบแรงหรือหรือวาล์ว เนื่องจากจะทำให้วาล์วสึกกร่อนได้ ชนิดของวาล์วที่นิยมใช้ในการทำงานลักษณะนี้ ได้แก่ เกทวาล์ว (Gate valve) ปลั๊กวาล์ว (Plug valve) และบอลวาล์ว (Ball valve) (Towler and Sinnott. 2012: 1219-1221)

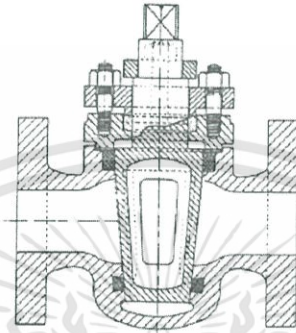
- เกทวาล์ว (Gate valve) เป็นวาล์วที่มีลักษณะการเปิด-ปิด แบบเลื่อนขึ้น-ลงในแนวตั้งฉากกับทิศทางการไหล การใช้งานเกทวาล์วต้องเป็นแบบเปิดสุดหรือปิดสุด ไม่เหมาะสำหรับการใช้งานแบบหรือวาล์วเพื่อควบคุมการไหล เมื่อวาล์วอยู่ในตำแหน่งเปิดจะต้านทานการไหลต่ำ ทำให้มีความดันลดต่ำ เปิด-ปิดวาล์วช้า ของไหลที่มีความเร็วสูงจะทำให้เกิดการสึกกร่อนบริเวณ Seat ได้ และหากมีของแข็งปนมากับของไหล อาจเกิดการสะสมบริเวณ Seat ทำให้วาล์วปิดได้ไม่สนิท อาจเกิดการรั่วไหลได้ (Skousen. 2011: Chapter 3.6.1 ; Engineering360. 2018 ; GELİŞİM. 2018 ; Plantautomation Technology. 2018)



ภาพที่ 2.25 เกทวาล์ว

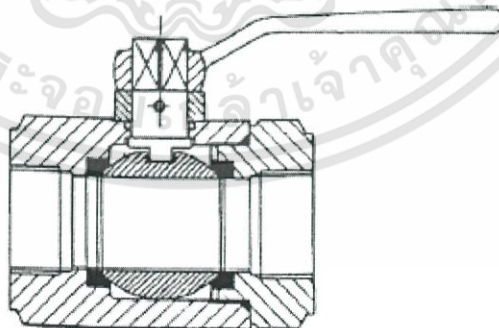
(Towler and Sinnott. 2012: 1220)

- ปลั๊กวาล์ว (Plug valve) มีลิ้นวาล์วเป็นทรงกระบอก ลักษณะการเปิด-ปิดแบบหมุน 90° เปิดวาล์วด้วยการหมุนให้ช่องว่างตรงกลางลิ้นขนานกับทิศทางการไหล และปิดวาล์วด้วยการหมุนให้ช่องว่างตรงกลางลิ้นตั้งฉากกับทิศทางการไหล เปิด-ปิดได้รวดเร็วและปิดสนิท สามารถใช้งานแบบ Multiport valve ได้ ไม่เหมาะสำหรับการใช้งานแบบหรีวาล์วเพื่อควบคุมการไหล (Skousen. 2011: Chapter 3.2.1 ; Engineering360. 2018 ; GELISIM. 2018 ; Plantautomation Technology. 2018)



ภาพที่ 2.26 ปลั๊กวาล์ว
(Towler and Sinnott. 2012: 1220)

- บอลวาล์ว (Ball valve) มีลิ้นวาล์วเป็นทรงกลม ลักษณะการเปิด-ปิดแบบหมุน 90° เปิดวาล์วด้วยการหมุนให้ช่องว่างตรงกลางลิ้นขนานกับทิศทางการไหล และปิดวาล์วด้วยการหมุนให้ช่องว่างตรงกลางลิ้นตั้งฉากกับทิศทางการไหล เปิด-ปิดได้รวดเร็วและปิดสนิท มีต้นทุนในการติดตั้งและค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาต่ำ ไม่เหมาะสำหรับการใช้งานแบบหรีวาล์วเพื่อควบคุมการไหล จะทำให้ Seat สึกกร่อนได้ (Skousen. 2011: Chapter 3.3.1 ; Engineering360. 2018 ; GELISIM. 2018 ; Plantautomation Technology. 2018)

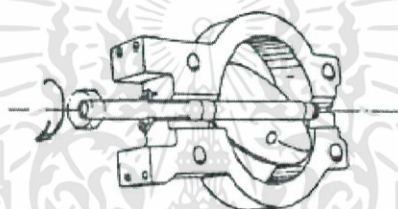


ภาพที่ 2.27 บอลวาล์ว
(Towler and Sinnott. 2012: 1220)

2) Control valves

คือ วาล์วที่ทำหน้าที่ควบคุมอัตราการไหล เพื่อให้มีอัตราการไหลตามที่ต้องการ หรือใช้วาล์วควบคุมร่วมกับอุปกรณ์อื่นๆในระบบควบคุม (Control loop) เพื่อให้มีอุณหภูมิ ความดัน หรือระดับตามค่าที่ตั้งไว้ (Set point) มีลักษณะการทำงานแบบที่วาล์วเพื่อควบคุมการไหลแต่ก็สามารถใช้เปิดสุดหรือปิดสุดได้เหมือนกัน ชนิดของวาล์วที่นิยมใช้ในการทำงานลักษณะนี้ ได้แก่ วาล์วปีกผีเสื้อ (Butterfly valve) ไดอะแฟรมวาล์ว (Diaphragm valve) และโกลบวาล์ว (Globe valve) (Towler and Sinnott. 2012: 1219-1221)

- วาล์วปีกผีเสื้อ (Butterfly valve) มีลิ้นวาล์วเป็นแผ่น ลักษณะการเปิด-ปิดแบบหมุน 90° สามารถใช้งานได้ทั้งแบบเปิด-ปิดและแบบควบคุมอัตราการไหล เปิด-ปิดได้รวดเร็ว แต่ปิดไม่สนิทเหมาะสำหรับการใช้งานที่อัตราการไหลสูงๆ ความดันต่ำ มีขนาดเล็ก น้ำหนักเบาและต้นทุนต่ำ (Skousen. 2011: Chapter 3.4.1 ; Engineering360. 2018 ; GELİŞİM. 2018 ; Plantautomation Technology. 2018)

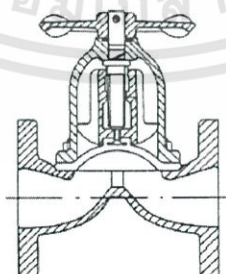


ภาพที่ 2.28 วาล์วปีกผีเสื้อ

(Towler and Sinnott. 2012: 1221)

- ไดอะแฟรมวาล์ว (Diaphragm valve) ลิ้นวาล์วมีลักษณะเป็นแผ่นยาง มีรูปแบบการเปิด-ปิดวาล์วด้วยการยืดและหดตัวของแผ่นยาง ใช้ควบคุมอัตราการไหลได้ และสามารถใช้งานกับสารละลายข้น (Slurry) สารเคมีกัดกร่อน หรือสารกัมมันตภาพรังสี (Radioactive fluid) แต่มีต้นทุนที่สูง (Skousen. 2011: Chapter 3.8.1 ; Engineering360. 2018 ; GELİŞİM. 2018 ; Plantautomation Technology. 2018)

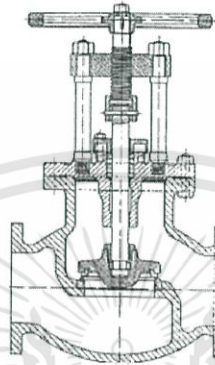
๒๒



ภาพที่ 2.29 ไดอะแฟรมวาล์ว

(Towler and Sinnott. 2012: 1220)

- โกลบวาล์ว (Globe valve) มีลักษณะการเปิด-ปิดด้วยการเคลื่อนที่ขึ้น-ลงของลิ้นวาล์ว ในแนวตั้งฉากกับ Seat เพื่อควบคุมช่องว่างระหว่างลิ้นวาล์วและ Seat สามารถใช้งานได้ทั้งแบบเปิด-ปิด และแบบควบคุมอัตราการไหล สามารถควบคุมอัตราการไหลได้ดี ปิดวาล์วได้สนิท มีโอกาสเกิดการรั่วไหลต่ำ แต่เนื่องจากของไหลถูกเปลี่ยนทิศทางการไหล 90° ทำให้มีความดันลดสูง (Skousen. 2011: Chapter 3.5.1 ; Engineering360. 2018 ; GELİŞİM. 2018 ; Plantautomation Technology. 2018)



ภาพที่ 2.30 โกลบวาล์ว

(Towler and Sinnott. 2012: 1220)

2.6 การประมาณต้นทุนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2.6.1 การประมาณเงินทุนคงที่ (Fixed capital investment)

เงินทุนคงที่ คือ ต้นทุนรวมของการออกแบบ การก่อสร้าง และการก่อตั้งหน่วยการผลิตใหม่ รวมถึงการปรับปรุงแก้ไขสิ่งต่างๆ เพื่อเตรียมสถานที่ตั้งหน่วยการผลิต ประกอบด้วย

1) ต้นทุนส่วนก่อสร้างหน่วยการผลิต (The inside battery limits (ISBL) investment)

คือ ค่าใช้จ่ายในการจัดหาและติดตั้งอุปกรณ์กระบวนการทั้งหมดที่ประกอบขึ้นเป็นหน่วยการผลิตใหม่ ได้แก่

- อุปกรณ์กระบวนการที่สำคัญทั้งหมด เช่น หอกลิ้น เครื่องปฏิกรณ์ บั้ม เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

- งานทางด้านโยธา เช่น ถนน ฐานราก เสาเข็ม อาคาร ท่อระบายน้ำ ค่าเช่าอุปกรณ์ก่อสร้าง

- รายการค่าใช้จ่ายเบ็ดเตล็ด เช่น ค่าขนส่งพิเศษ ภาษีท้องถิ่น ค่าธรรมเนียมสิทธิบัตร

การประมาณต้นทุนส่วนก่อสร้างหน่วยการผลิต สามารถประมาณด้วยวิธี Factorial method จากสมการที่ 2.20 (Towler and Sinnott. 2012: 331)

$$C = \sum_{i=1}^{i=M} C_{e,i} \left[(1 + f_p) + \left(\frac{f_{er} + f_{el} + f_i + f_c + f_s + f_l}{f_m} \right) \right] \quad (2.20)$$

เมื่อ C = ต้นทุนส่วนก่อสร้างกระบวนการผลิต, USD

$C_{e,i}$ = ต้นทุนของอุปกรณ์เครื่องที่ i , USD

M = จำนวนอุปกรณ์ทั้งหมด

f_p = Installation factor for piping

f_{er} = Installation factor for equipment erection

f_{el} = Installation factor for electrical work

f_i = Installation factor for instrument and control

f_c = Installation factor for civil engineering work

f_s = Installation factor for structures and buildings

f_l = Installation factor for lagging and paint

f_m = Material cost factor

$f_p, f_{er}, f_{el}, f_i, f_c, f_s, f_l$ และ f_m สามารถหาได้จากตารางที่ 2.11 และ 2.12

ตารางที่ 2.11 Installation factors (Towler and Sinnott, 2012: 331)

	ชนิดของกระบวนการ		
	ของไหล	ของไหล-ของแข็ง	ของแข็ง
f_p	0.3	0.5	0.6
f_{er}	0.8	0.6	0.2
f_{el}	0.3	0.3	0.2
f_i	0.2	0.2	0.15
f_c	0.3	0.3	0.2
f_s	0.2	0.2	0.1
f_l	0.1	0.1	0.05

ตารางที่ 2.12 Material cost factors (Towler and Sinnott. 2012: 332)

ชนิดของวัสดุ	f_m
Carbon steel	1.0
Aluminum and bronze	1.07
Cast steel	1.1
304 Stainless steel	1.3
316 Stainless steel	1.3
321 Stainless steel	1.5
Hastelloy C	1.55
Monel	1.65
Nickel and Inconel	1.7

การประมาณต้นทุนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถประมาณได้จากสมการที่ 2.21 (Towler and Sinnott. 2012: 321)

$$C_e = a + bS^n \quad (2.21)$$

เมื่อ C_e = ต้นทุนของอุปกรณ์, USD

S = ขนาดของอุปกรณ์, m^2

a , b และ n เป็นค่าคงที่ สามารถหาได้จากตารางที่ 2.13

ตารางที่ 2.13 ค่าคงที่สำหรับสมการที่ 2.21 (Towler and Sinnott. 2012: 323)

ประเภท	a	b	n
U-tube heat exchanger	28,000	54	1.2
Floating head heat exchanger	32,000	70	1.2
Double pipe heat exchanger	1,900	2,500	1.0
Plate heat exchanger	1,600	210	0.95

เนื่องจากข้อมูลที่นำมาใช้ประมาณเงินทุนคงที่ อ้างอิงมาจาก U.S. Gulf Coast (USGC) ซึ่งทำให้เงินทุนในพื้นที่อื่นเปลี่ยนแปลงไปโดยขึ้นอยู่กับความพร้อมและค่าใช้จ่ายของแรงงานท้องถิ่น ค่าใช้จ่ายในการขนส่ง อากาศเข้าหรือภาษีท้องถิ่นอื่นๆ รวมถึงอัตราแลกเปลี่ยนสกุลเงิน จึงต้องคิด Location factor ร่วมกับเงินทุนที่คำนวณได้ แสดงในตารางที่ 2.14

ตารางที่ 2.14 Location factors (Towler and Sinnott. 2012: 339)

Country	Region	Location factor
United States	Gulf Coast	1.00
	East Coast	1.04
	West Coast	1.07
China	Imported	1.12
	Indigenous	0.61
Japan	-	1.26
South East Asia	-	1.12
Australia	-	1.21

2) ต้นทุนส่วนก่อสร้างนอกเหนือจากกระบวนการผลิต (The outside battery limits (OSBL) investment)

คือ ค่าใช้จ่ายของการติดตั้งส่วนสนับสนุนการผลิตเพื่อรองรับหน่วยการผลิตใหม่ ได้แก่ หน่วยผลิตกระแสไฟฟ้า เครื่องกำเนิดไฟฟ้าสำรอง หน่วยผลิตน้ำหล่อเย็น ระบบป้องกันและระบบอัคคีภัย

การประมาณต้นทุนส่วนก่อสร้างนอกเหนือจากกระบวนการผลิต โดยทั่วไปจะประมาณเป็นสัดส่วนของต้นทุนส่วนก่อสร้างกระบวนการผลิต อยู่ในช่วง 10% - 100% ขึ้นอยู่กับขอบเขตของโครงการ สำหรับโครงการที่เกี่ยวกับสารเคมี จะอยู่ในช่วง 20% - 50% แต่หากไม่ทราบรายละเอียดของพื้นที่โครงการจะประมาณที่ 40%

3) ต้นทุนงานการก่อสร้างและติดตั้งระบบงานวิศวกรรม (Engineering and construction costs)

ต้นทุนงานการก่อสร้างและติดตั้งระบบงานวิศวกรรม บางครั้งเรียกว่าค่าใช้จ่ายในสำนักงาน หรือค่าใช้จ่ายของผู้รับเหมา รวมถึงค่าใช้จ่ายในการออกแบบรายละเอียดและบริการด้านวิศวกรรมอื่นๆ ที่จำเป็นสำหรับการดำเนินโครงการ ได้แก่ การออกแบบรายละเอียดด้านวิศวกรรมของอุปกรณ์ในกระบวนการ ระบบท่อระบบควบคุม การวางผังโรงงาน การประมาณต้นทุนทางวิศวกรรมการจัดซื้ออุปกรณ์ที่ใช้ในหน่วยการผลิต ค่าใช้จ่ายในการบริหาร รวมถึงการกำกับดูแลด้านวิศวกรรมการจัดการโครงการ

การประมาณต้นทุนงานการก่อสร้างและติดตั้งระบบงานวิศวกรรม จะประมาณเป็นสัดส่วนของ ต้นทุนส่วนก่อสร้างกระบวนการผลิตรวมกับต้นทุนส่วนก่อสร้างนอกเหนือจากกระบวนการผลิต สำหรับ โครงการขนาดเล็กจะประมาณที่ 30% และสำหรับโครงการขนาดใหญ่จะประมาณที่ 10%

4) ค่าใช้จ่ายเพิ่มเติมเพื่อรองรับความเสี่ยง (Contingency charges)

ค่าใช้จ่ายเพิ่มเติมเพื่อรองรับความเสี่ยง เป็นค่าใช้จ่ายในกรณีฉุกเฉินที่ถูกเพิ่มเข้าไปใน งบประมาณโครงการ เพื่อรองรับการเปลี่ยนแปลงจากการประมาณการต้นทุนทั้งหมดที่ไม่แน่นอนเพราะ ค่าใช้จ่ายสุดท้ายจะไม่มีทางทราบได้แน่นอนจนกว่าการติดตั้งทั้งหมดจะสำเร็จ ซึ่งต้นทุนส่วนนี้จะรองรับ การเปลี่ยนแปลงต่างๆ ได้แก่ การเปลี่ยนแปลงขอบเขตโครงการ การเปลี่ยนแปลงราคา เช่น ราคาเหล็ก ราคาทองแดง ราคาตัวเร่งปฏิกิริยา ความผันผวนของสกุลเงิน ปัญหาที่เกิดจากผู้รับเหมาและปัญหาอื่นๆ ที่ไม่คาดคิด

ค่าใช้จ่ายเพิ่มเติมเพื่อรองรับความเสี่ยง จะประมาณเป็นสัดส่วนของต้นทุนส่วนก่อสร้าง กระบวนการผลิตรวมกับต้นทุนส่วนก่อสร้างนอกเหนือจากกระบวนการผลิต โดยทั่วไปค่าใช้จ่ายเพิ่มเติม เพื่อรองรับความเสี่ยงขั้นต่ำจะประมาณที่ 10% แต่สำหรับโครงการที่เทคโนโลยีมีความไม่แน่นอน จะประมาณด้วยสัดส่วนที่สูงขึ้น อาจสูงถึง 50%

2.6.2 การประมาณเงินทุนเวียน (Working capital)

นอกเหนือจากเงินทุนคงที่ที่ใช้ในการออกแบบและก่อสร้างหน่วยการผลิต ยังมีเงินที่ต้องใช้ ลงทุนเพื่อบำรุงรักษาหน่วยการผลิต การสำรองวัตถุดิบ ผลิตภัณฑ์ และอะไหล่ของอุปกรณ์ รวมถึงเงินสดที่ ใช้หมุนเวียนสำหรับการดำเนินงาน ซึ่งเป็นเงินที่ใช้หมุนเวียนตลอดระยะเวลาที่โรงงานกำลังดำเนินการ แต่จะได้รับคืนก็ต่อเมื่อโรงงานปิดตัวลง เงินทุนส่วนนี้ เรียกว่า เงินหมุนเวียน

การประมาณเงินทุนเวียนจะประมาณเป็นสัดส่วนของต้นทุนส่วนก่อสร้างกระบวนการผลิต รวมกับต้นทุนส่วนก่อสร้างนอกเหนือจากกระบวนการผลิต ซึ่งมีความแตกต่างกันไปตามขนาดของ กระบวนการผลิต มีสัดส่วนตั้งแต่ 5% สำหรับกระบวนการผลิตที่มีผลิตภัณฑ์เพียงอย่างเดียวหรืออาจสูงถึง 30% สำหรับกระบวนการผลิตที่มีผลิตภัณฑ์หลากหลาย สำหรับกระบวนการผลิตทางเคมีและปิโตรเคมีจะ คิดที่สัดส่วนประมาณ 15% และสำหรับอะไหล่สำรองของอุปกรณ์ต่างๆ จะอยู่ที่ 1% - 2% (Towler and Sinnott. 2012: 308-310, 321-324, 328-339 and 391-392)

2.7 การวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์

การวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ เป็นการประเมินผลที่ได้รับจากการดำเนินโครงการ ใช้ประกอบการตัดสินใจในการลงทุนทำโครงการใหม่ๆ ผลที่ได้รับจากการดำเนินโครงการควรจะมีมูลค่าสูงกว่า ต้นทุนที่ใช้ โครงการนั้นจึงจะมีความคุ้มค่าควรแก่การลงทุน

ความคุ้มค่าของโครงการ คือ การเปรียบเทียบระหว่างผลประโยชน์หรือรายได้ที่ได้จาก การดำเนินการกับต้นทุนของโครงการ จุดที่ผลประโยชน์เท่ากับต้นทุนถือเป็นจุดคุ้มทุนทางการเงิน (Towler and Sinnott. 2012: 389-391)

2.7.1 การหาระยะเวลาคืนทุน (Pay-back time)

เป็นหนึ่งในวิธีการวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ที่ใช้ประมาณระยะเวลาคืนทุน เป็นการตรวจสอบเบื้องต้นว่าการลงทุนจะใช้ระยะเวลาเท่าไร จึงจะสามารถทำให้กระแสเงินสดสะสมสุทธิที่ติดลบจากการลงทุนในตอนแรกกลับมาเป็นบวกได้ ดังภาพที่ 2.31 ซึ่งมีจุดคุ้มทุนคือจุด D การลงทุนในโครงการใดๆที่มีระยะเวลาคืนทุนสั้นเป็นการลงทุนที่มีความเสี่ยงต่ำเนื่องจากสามารถถอนทุนคืนได้เร็ว สามารถนำเงินทุนไปใช้ประโยชน์ด้านอื่นๆต่อไปได้ โดยระยะเวลาคืนทุนสามารถหาได้จากสมการที่ 2.22 (Towler and Sinnott. 2012: 403-404)

$$\text{ระยะเวลาคืนทุน} = \frac{\text{เงินลงทุนทั้งหมด}}{\text{กระแสเงินสดสุทธิเฉลี่ยต่อปี}} \quad (2.22)$$



ภาพที่ 2.31 แผนภาพกระแสเงินสดของโครงการ (Project cash flow diagram)

(Towler and Sinnott. 2012: 390)

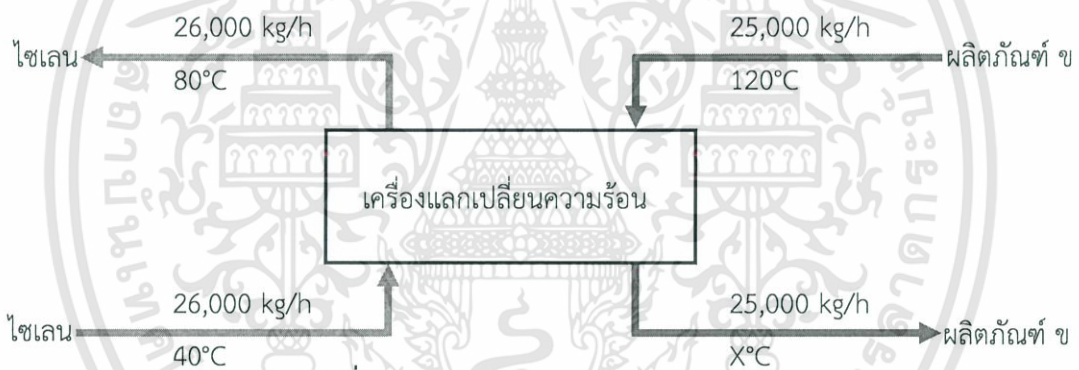
บทที่ 3 วิธีดำเนินโครงการ

โครงการนี้ศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับนำความร้อนที่กลับมาใช้ในกระบวนการ รวมทั้งออกแบบระบบท่อและวาล์วที่ใช้ลำเลียงสารเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากนั้นจึงประมาณต้นทุนทั้งหมดที่ใช้ในการติดตั้ง แล้วเปรียบเทียบปริมาณไอน้ำที่ใช้ลดลงหลังจากการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และหาระยะเวลาคืนทุนเพื่อวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของโครงการนี้

3.1 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน

3.1.1 รวบรวมค่าตัวแปรที่ภาวะปฏิบัติการและค่าความจุความร้อนจำเพาะของไซเลนและผลิตภัณฑ์ ข

รวบรวมค่าตัวแปรที่ภาวะปฏิบัติการ ได้แก่ อัตราการไหล อุณหภูมิ และความดัน ของไซเลนและผลิตภัณฑ์ ข ทั้งขาเข้าและขาออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และหาค่าความจุความร้อนจำเพาะของไซเลน และผลิตภัณฑ์ ข



ภาพที่ 3.1 ภาวะปฏิบัติการ (ก่อนออกแบบ)

ตารางที่ 3.1 ภาวะปฏิบัติการ (ก่อนออกแบบ)

	ไซเลน	ผลิตภัณฑ์ ข
อัตราการไหลเชิงมวล (kg/h)	26,000	25,000
อุณหภูมิขาเข้า (°C)	40	120
อุณหภูมิขาออก (°C)	80	X
ความดันขาเข้า (bar)	6.58	4.25

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.2 หาอัตราการถ่ายเทความร้อน

อัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.2

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (2.2)$$

3.1.3 หาค่าตัวแปรที่ยังไม่ทราบค่า

เนื่องจากภาวะปฏิบัติการมีตัวแปรที่ยังไม่ทราบค่า คือ อุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ x ฝั่งขาออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($T_{hot, out}$) สามารถคำนวณได้โดยกำหนดให้ $Q_{cold} = Q_{hot}$ ในสมการที่ 2.2

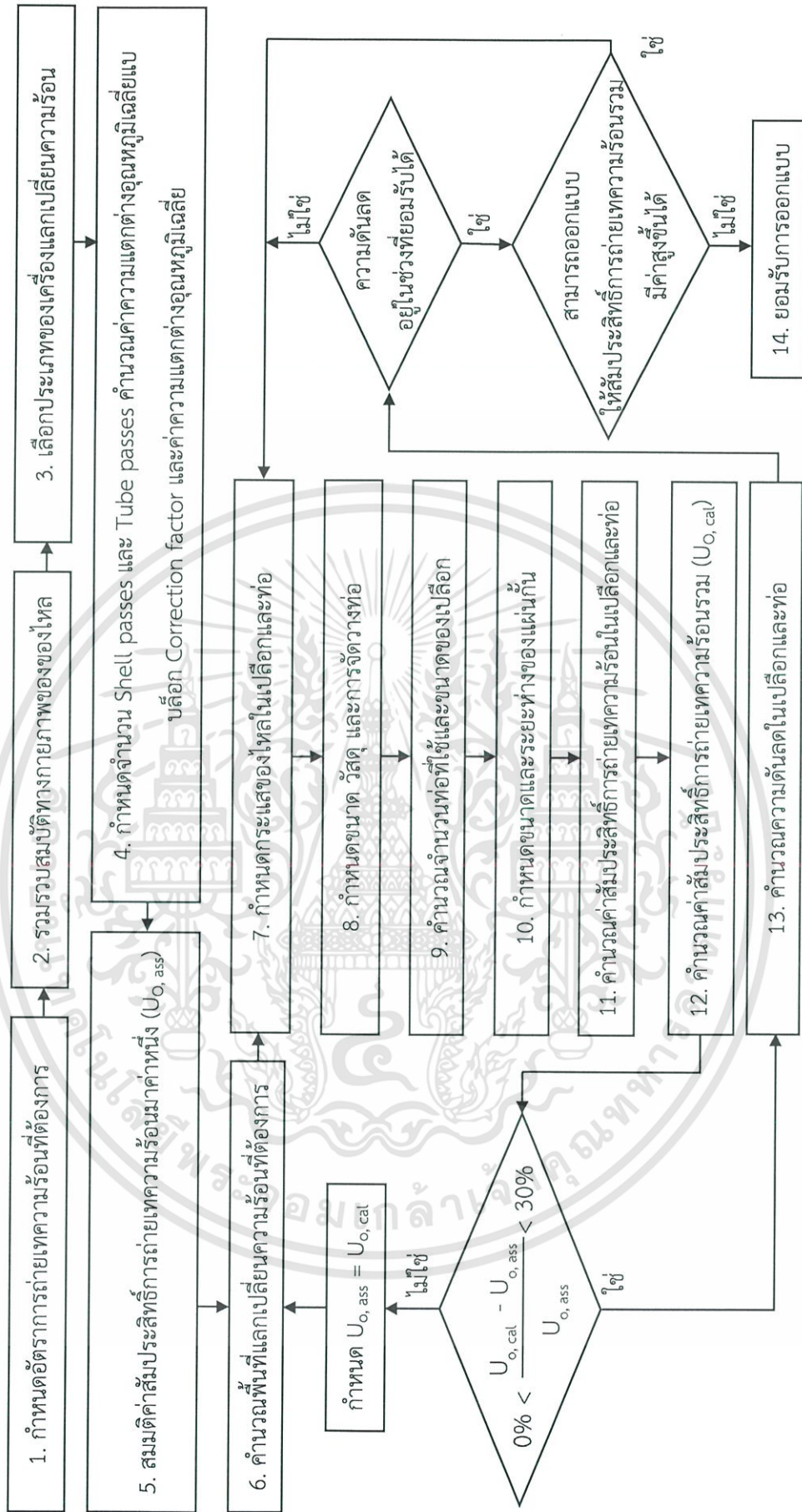
$$Q_{cold} = Q_{hot} = \dot{m}_{hot} C_{p, hot} \Delta T_{hot}$$

3.1.4 เลือกประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เลือกประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดย

- 1) เปรียบเทียบข้อดีและข้อจำกัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Tubular heat exchanger Plate heat exchanger และ Extended surface heat exchanger
- 2) เปรียบเทียบข้อดีและข้อจำกัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Double pipe heat exchanger Shell and tube heat exchanger และ Plate heat exchanger
- 3) เปรียบเทียบข้อดีและข้อจำกัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Fixed tubesheet heat exchanger U-tube heat exchanger และ Floating head heat exchanger

3.2 การออกแบบรายละเอียดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



ภาพที่ 3.2 ขั้นตอนการออกแบบรายละเอียดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

(Towler and Sinnott, 2012: 1098)

3.2.1 กำหนดอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ต้องการ

กำหนดอัตราการถ่ายเทความร้อนด้วยค่าที่คำนวณได้จากขั้นตอน 3.1.2

3.2.2 รวบรวมสมบัติทางกายภาพของของไหล

รวบรวมสมบัติทางกายภาพที่ใช้ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ ความหนืด ความหนาแน่น และสัมประสิทธิ์การนำความร้อน

3.2.3 เลือกประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เลือกประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยเปรียบเทียบข้อดีและข้อจำกัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท AEL และ BEM

3.2.4 กำหนดจำนวน Shell passes และ Tube passes คำนวณค่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก Correction factor และค่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ย

1) กำหนดจำนวน Shell passes เท่ากับ 1 และกำหนดจำนวน Tube passes เท่ากับ 1, 2, 4 และ 6

2) คำนวณค่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก

ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อกสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.7

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)} \quad (2.7)$$

3) หาค่า Correction factor

- การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มี Shell passes เท่ากับ 1 และ Tube passes เท่ากับ 1 จะมีค่า Correction factor เท่ากับ 1

- การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มี Shell passes เท่ากับ 1 และ Tube passes เท่ากับ 2, 4 และ 6 ตามลำดับ สามารถหาค่า Correction factor ได้จากภาพที่ 2.14 หรือสมการที่ 2.6

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \left[\frac{(1 - S)}{(1 - RS)} \right]}{(R - 1) \ln \left[\frac{2 - S \left[R + 1 - \sqrt{R^2 + 1} \right]}{2 - S \left[R + 1 + \sqrt{R^2 + 1} \right]} \right]} \quad (2.6)$$

$$\text{เมื่อ } R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)}$$

$$S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)}$$

4) คำนวณค่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ย

ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.5

$$\Delta T_M = F \Delta T_{IM} \quad (2.5)$$

3.2.5 สมมติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมาค่าหนึ่ง ($U_{O, ass}$)

สมมติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมาค่าหนึ่ง ($U_{O, ass}$) เพื่อใช้ในการคำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการ โดยสมมติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน = $100 \text{ W/m}^2\text{C}$

3.2.6 คำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการ

พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.1

$$Q = UA \Delta T_M \quad (2.1)$$

3.2.7 กำหนดกระแสของไหลในเปลือกและท่อ

พิจารณาปัจจัยที่ใช้กำหนดกระแสของไหลในเปลือกและท่อ ได้แก่ การกัดกร่อน การเกิดตะกอน อุณหภูมิของของไหล ความดัน ณ ภาวะปฏิบัติการ ความดันลด ความหนืด และอัตราการไหล จากนั้นจึงกำหนดกระแสของไหลในเปลือกและท่อ

3.2.8 กำหนดขนาด วัสดุ และการจัดวางท่อ

- 1) กำหนดขนาดของท่อเท่ากับ $\frac{3}{4}$ และ 1 in ความหนา 0.109 in ความยาว 6, 8, 12 และ 16 ft
- 2) กำหนดวัสดุของท่อเป็นเหล็กกล้าคาร์บอน (Carbon steel)
- 3) กำหนดการจัดวางท่อเป็นแบบ Triangular (30°)

3.2.9 คำนวณจำนวนท่อที่ใช้ และขนาดของเปลือก

- 1) จำนวนท่อที่ใช้สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.8

$$\text{จำนวนท่อที่ใช้} = \frac{\text{พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการ}}{\text{พื้นที่ผิวรอบนอกของท่อ 1 ท่อ}} \quad (2.8)$$

- 2) ขนาดของเปลือกสามารถหาได้จากตารางที่ 2.7

3.2.10 กำหนดขนาดและระยะห่างของแผ่นกั้น

- 1) กำหนดขนาดตัดของแผ่นกั้นเท่ากับ 25%
- 2) ระยะห่างของแผ่นกั้น เลือกใช้ระยะห่างขนาด 0.3 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเปลือก

3.2.11 คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในเปลือกและท่อ

- 1) สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในเปลือก สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.10

$$\frac{h_s d_e}{k_f} = j_h \text{RePr}^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.10)$$

- 2) สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.13

$$\frac{h_i d_i}{k_f} = j_h \text{RePr}^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.13)$$

3.2.12 คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ($U_{o, cal}$)

1) ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.4

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_w} + \left(\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}}\right) + \left(\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i}\right) \quad (2.4)$$

2) เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการคำนวณกับค่าที่สมมติไว้
ตั้งสมการที่ 3.1 (Towler and Sinnott. 2012: 1098)

$$0\% < \frac{U_{o, cal} - U_{o, ass}}{U_{o, ass}} < 30\% \quad (3.1)$$

ถ้าค่าที่คำนวณได้ไม่อยู่ในช่วง 0-30% ให้สมมติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนใหม่ด้วย
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่คำนวณได้จากการออกแบบ แล้วคำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน
ที่ต้องการ ทำการออกแบบใหม่อีกครั้งจนความแตกต่างระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน
ที่กำหนดและค่าที่ได้จากการคำนวณ อยู่ในช่วง 0-30%

หากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ได้จากการออกแบบมีค่าสูงกว่าค่าที่สมมติไว้ตอนแรก
แสดงว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้สามารถทำให้ได้อัตราการถ่ายเทความร้อนตามที่ต้องการ นำไป
ใช้งานได้ แต่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีขนาดใหญ่เกินความจำเป็น แต่ถ้าค่าสัมประสิทธิ์
การถ่ายเทความร้อนรวมที่ได้จากการออกแบบมีค่าต่ำกว่าค่าที่สมมติไว้ตอนแรก แสดงว่าเครื่องแลกเปลี่ยน
ความร้อนนี้ไม่สามารถทำให้ได้อัตราการถ่ายเทความร้อนตามที่ต้องการ ไม่สามารถนำไปใช้งานได้ (Towler
and Sinnott. 2012: 1093-1105)

3.2.13 คำนวณความดันลดในเปลือกและท่อ

1) ความดันลดในเปลือก สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.14

$$\Delta P = 8j_f \left(\frac{D_s}{d_e}\right) \left(\frac{L}{l_b}\right) \left(\frac{\rho u_s^2}{2}\right) \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14} \quad (2.14)$$

กำหนดค่าความดันลดในเปลือกที่ยอมให้มีได้ไม่เกิน 35 kN/m² (0.35 bar)

2) ความดันลดในท่อ สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.15

กำหนดค่าความดันลดในท่อที่ยอมให้มีได้ไม่เกิน 35 kN/m² (0.35 bar)

3.3 การเลือกท่อและวาล์วที่ใช้ลำเลียงสารเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.3.1 คำนวณขนาดท่อ

- 1) พิจารณาความเร็วในท่อขนาด 2, 2½, 3, 3½, 4, 5, 6 และ 8 in จากสมการที่ 2.16

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (2.16)$$

- 2) พิจารณาความดันลดในท่อขนาด 2, 2½, 3, 3½, 4, 5, 6 และ 8 in จากสมการที่ 2.17

$$\Delta P = 8f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{\rho u^2}{2} \right) \quad (2.17)$$

3.3.2 เลือกชนิดของวาล์วและตำแหน่งที่ติดตั้ง

- 1) เปรียบเทียบข้อดีและข้อจำกัดของวาล์วเปิด-ปิด (Shut-off valve) ได้แก่ เกทวาล์ว ปลั๊กวาล์ว และบอลวาล์ว
- 2) เปรียบเทียบข้อดีและข้อจำกัดของวาล์วควบคุม (Control valve) ได้แก่ วาล์วปีกผีเสื้อ ไคอะแฟรมวาล์ว และโกลบวาล์ว
- 3) เลือกตำแหน่งที่ติดตั้งวาล์ว

3.4 การประมาณต้นทุนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ต้นทุนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ ต้นทุนคงที่ และเงินหมุนเวียน

3.4.1 ประมาณต้นทุนคงที่ (Fixed capital)

- 1) ต้นทุนส่วนก่อสร้างกระบวนการผลิต (The inside battery limits (ISBL) investment)
- ประมาณต้นทุนส่วนก่อสร้างกระบวนการผลิตได้จากสมการที่ 2.20

$$C = \sum_{i=1}^{i=M} C_{e,i} \left[(1 + f_p) + \left(\frac{f_{er} + f_{el} + f_i + f_c + f_s + f_l}{f_m} \right) \right] \quad (2.20)$$

- ประมาณราคาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้จากสมการที่ 2.21

$$C_e = a + bS^n \quad (2.21)$$

- 2) ต้นทุนส่วนก่อสร้างนอกเหนือจากกระบวนการผลิต (The outside battery limits (OSBL) investment)

เนื่องจากการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไม่มีความต้องการส่วนสนับสนุนการผลิตอื่นๆจึงไม่คิดต้นทุนส่วนก่อสร้างนอกเหนือจากกระบวนการผลิต

- 3) ต้นทุนงานการก่อสร้างและติดตั้งระบบงานวิศวกรรม (Engineering and construction costs)
ต้นทุนงานการก่อสร้างและติดตั้งระบบงานวิศวกรรมสำหรับโครงการขนาดเล็ก สามารถ

ประมาณได้จากสมการที่ 3.2

$$\text{Engineering and construction cost} = 30\% (\text{ISBL} + \text{OSBL costs}) \quad (3.2)$$

4) ค่าใช้จ่ายเพิ่มเติมเพื่อรองรับความเสี่ยง (Contingency charges)

ค่าใช้จ่ายเพิ่มเติมเพื่อรองรับความเสี่ยงขั้นต่ำ สามารถประมาณได้จากสมการที่ 3.3

$$\text{Contingency charges} = 10\% (\text{ISBL} + \text{OSBL costs}) \quad (3.3)$$

3.4.2 ประมาณเงินหมุนเวียน (Working capital)

เงินหมุนเวียนสำหรับบ่อไหลสำรองของอุปกรณ์ต่างๆ สามารถประมาณได้จากสมการที่ 3.4

$$\text{Working capital} = 1\% (\text{ISBL} + \text{OSBL costs}) \quad (3.4)$$

3.5 การเปรียบเทียบปริมาณไอน้ำที่ใช้ระหว่างก่อนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและหลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.5.1 หาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ต้องการสำหรับหม้อต้มไอน้ำระหว่างก่อนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและหลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.2

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (2.2)$$

3.5.2 หาปริมาณไอน้ำที่ใช้สำหรับหม้อต้มไอน้ำระหว่างก่อนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและหลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.3

$$Q = \dot{m} h_{fg} \quad (2.3)$$

3.5.3 ประมาณต้นทุนค่าไอน้ำที่ใช้สำหรับหม้อต้มไอน้ำระหว่างก่อนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและหลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.6 การวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

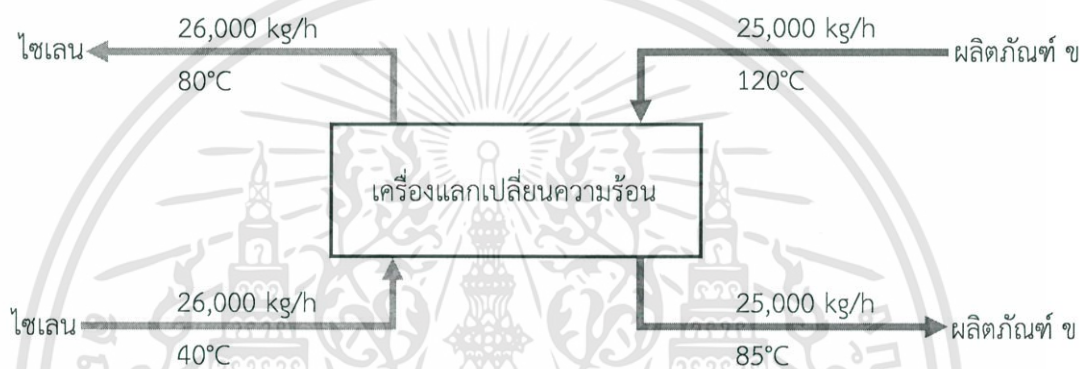
3.6.1 การหาระยะเวลาคืนทุน (Pay-back time) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.22

$$\text{ระยะเวลาคืนทุน} = \frac{\text{เงินลงทุนทั้งหมด}}{\text{กระแสเงินสดสุทธิเฉลี่ยต่อปี}} \quad (2.22)$$

บทที่ 4 ผลการดำเนินโครงการ

4.1 ผลการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐานเริ่มต้นจากการรวบรวมค่าตัวแปร ได้แก่ อัตราการไหล อุณหภูมิ และความดัน ทั้งฝั่งขาเข้าและขาออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน รวมทั้งค่าความจุความร้อนจำเพาะของไซเลนและผลิตภัณฑ์ ข เพื่อใช้คำนวณค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ต้องการ จากนั้นคำนวณหาค่าตัวแปรที่ยังไม่ทราบค่า คืออุณหภูมิขาออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของผลิตภัณฑ์ ข สามารถสรุปข้อมูลดังแสดงในภาพที่ 4.1 และตารางที่ 4.1



ภาพที่ 4.1 ภาวะปฏิบัติการ (หลังออกแบบ)

ตารางที่ 4.1 ภาวะปฏิบัติการ (หลังออกแบบ)

	ไซเลน	ผลิตภัณฑ์ ข
อัตราการไหลเชิงมวล (kg/h)	26,000	25,000
อุณหภูมิขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	40	120
อุณหภูมิขาออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	80	85
ความดันขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (bar)	6.58	4.25
ความดันขาออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (bar)	6.40	4.09
ความดันลด (bar)	0.179	0.163
ความจุความร้อนจำเพาะ (C_p), J/kg°C	1,368.85	1,551.30
อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (kW)	395	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขั้นตอนถัดมาคือการเลือกประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่จะนำมาใช้ โดยเริ่มจากการเปรียบเทียบลักษณะการใช้งานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Tubular heat exchanger Plate heat exchanger และ Extended surface heat exchanger เพื่อเลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะการใช้งานที่เหมาะสมกับโครงการนี้

ตารางที่ 4.2 ลักษณะการใช้งานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Tubular heat exchanger Plate heat exchanger และ Extended surface heat exchanger

ประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	ลักษณะการใช้งาน
Tubular heat exchanger	1) Gas-to-gas 2) Gas-to-liquid 3) Liquid-to-liquid
Plate heat exchanger	1) Gas-to-gas 2) Gas-to-liquid 3) Liquid-to-liquid
Extended surface heat exchanger	1) Gas-to-gas 2) Gas-to-liquid 3) Liquid-to-gas

จากตารางที่ 4.2 เนื่องจากของไหลที่เข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ในสถานะของเหลวทั้งหมด จึงมีลักษณะการใช้งานแบบ Liquid-to-liquid พบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Extended surface heat exchanger ไม่เหมาะสำหรับการใช้งาน ทำให้ไม่เหมาะสมที่จะใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Extended surface heat exchanger ซึ่งไม่มีรูปแบบการใช้งานแบบ Liquid-to-liquid ในขณะที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Tubular heat exchanger และ Plate heat exchanger สามารถใช้งานแบบ Liquid-to-liquid ได้

ถัดมาจึงเปรียบเทียบข้อดีและข้อจำกัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Tubular heat exchanger และ Plate heat exchanger ซึ่งแบ่งออกเป็น Double pipe heat exchanger Shell and tube heat exchanger และ Gasketed plate heat exchanger

ตารางที่ 4.3 ข้อดีและข้อจำกัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Double pipe heat exchanger Shell and tube heat exchanger และ Gasketed Plate heat exchanger

ประเภท	ข้อดี	ข้อจำกัด
Double pipe heat exchanger	1) ใช้กับกระบวนการที่มีความดันและอุณหภูมิสูง	1) เครื่องมีขนาดใหญ่และต้นทุนสูง เมื่อเทียบกับขนาดของพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน
Shell and tube heat exchanger	1) เครื่องมีขนาดเล็ก แต่มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนสูง 2) มีโครงสร้างที่แข็งแรงและสามารถปรับโครงสร้างให้ใช้งานได้กับหลายกระบวนการ 3) ซ่อมแซมและทำความสะอาดได้ง่าย	1) ต้องการขนาดของพื้นที่ในการติดตั้งสูง 2) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Plate heat exchanger อาจมีต้นทุนต่ำกว่า สำหรับกระบวนการที่มีความดันต่ำกว่า 25 bar และอุณหภูมิต่ำกว่า 250°C
Gasketed plate heat exchanger	1) มีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสูง 2) เครื่องมีขนาดเล็ก แต่มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนสูง 3) ตรวจสอบรอยรั่วได้ง่าย 4) ทำความสะอาดได้ง่าย	1) มีข้อจำกัดในการใช้งานที่อุณหภูมิและความดันสูงๆ เนื่องจากวัสดุของปะเก็นไม่สามารถทนอุณหภูมิและความดันสูงๆ หรือสารกัดกร่อนได้ 2) มีความดันลดสูง (Pressure drop) 3) ปะเก็นเพิ่มความเสี่ยงที่จะเกิดการรั่วไหล

จากตารางที่ 4.3 พบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Double pipe heat exchanger มีข้อจำกัดคือเครื่องมีขนาดใหญ่และต้นทุนสูง เมื่อเทียบกับพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้ ส่วนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Gasketed plate heat exchanger มีความเสี่ยงที่จะเกิดการรั่วไหลได้ และเพื่อที่จะหลีกเลี่ยงความเสี่ยงนี้ จึงเลือกใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Shell and tube heat exchanger ซึ่งเครื่องมีขนาดเล็กแต่มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนสูง มีโครงสร้างที่แข็งแรง ซ่อมแซมและทำความสะอาดได้ง่าย และมีความเสี่ยงที่จะเกิดการรั่วไหลต่ำกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Gasketed plate heat exchanger

4.2 ผลการออกแบบรายละเอียดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การออกแบบรายละเอียดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเริ่มต้นจากกำหนดอัตราการถ่ายเทความร้อนด้วยค่าที่คำนวณได้จากขั้นตอนการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน ($Q = 395 \text{ kW}$) จากนั้นหาสมบัติทางกายภาพของไอลีนและผลิตภัณฑ์ ข ด้วยโปรแกรม Aspen Plus V10 แสดงในตารางที่ 4.4

ตารางที่ 4.4 สมบัติทางกายภาพของไอลีนและผลิตภัณฑ์ ข (Aspen Plus V10, 2017)

	ไอลีน	ผลิตภัณฑ์ ข
ความหนาแน่น (ρ), kg/m^3	1,000.87	931.54
สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (k), $\text{W/m}^\circ\text{C}$	0.1212	0.1080
ความหนืด (μ), Ns/m^2	0.00031	0.00021
ความจุความร้อนจำเพาะ (C_p), $\text{J/kg}^\circ\text{C}$	1,368.85	1,551.30

หลังจากกำหนดอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ต้องการและรวบรวมสมบัติทางกายภาพของของไหลเรียบร้อยแล้ว ขั้นตอนถัดมาคือการเลือกชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and tube heat exchanger) ที่เลือกใช้จากขั้นตอนการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน สามารถแบ่งประเภทตามโครงสร้างของเครื่องได้อีก 3 ประเภท ได้แก่ Fixed tubesheet heat exchanger U-tube heat exchanger และ Floating head heat exchanger จึงทำการเปรียบเทียบข้อดีและข้อจำกัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Fixed tubesheet heat exchanger U-tube heat exchanger และ Floating head heat exchange เพื่อเลือกใช้ประเภทที่เหมาะสมที่สุด

ตารางที่ 4.5 ข้อดีและข้อจำกัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Fixed tubesheet heat exchanger U-tube heat exchanger และ Floating head heat exchanger

ประเภท	ข้อดี	ข้อจำกัด
Fixed tubesheet heat exchanger	<ol style="list-style-type: none"> 1) มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุดเมื่อเทียบกับ U-tube heat exchanger และ Floating head heat exchanger ที่มีขนาดเปลือกและท่อเท่ากัน 2) มีต้นทุนต่ำกว่า U-tube Heat exchanger และ Floating head heat exchanger 	<ol style="list-style-type: none"> 1) เปลือกต้องทำความสะอาดด้วยวิธีทางเคมีเท่านั้น 2) ไม่รองรับการเกิดการขยายตัวเนื่องจากความร้อน (Thermal expansion)
U-tube heat exchanger	<ol style="list-style-type: none"> 1) รองรับเกิดการขยายตัวเนื่องจากความร้อน (Thermal expansion) 2) เปลือกสามารถทำความสะอาดด้วยวิธีทางกล 	<ol style="list-style-type: none"> 1) ท่อต้องทำความสะอาดด้วยวิธีทางเคมีเท่านั้น 2) ผนังท่อส่วนโค้งรูปตัวยู (U-bend) มีความหนาแน่นน้อยกว่าผนังท่อตรงปกติ อาจเกิดการรั่วไหลที่บริเวณนี้ได้ง่าย
Floating head heat exchanger	<ol style="list-style-type: none"> 1) รองรับเกิดการขยายตัวเนื่องจากความร้อน (Thermal expansion) 2) สามารถถอดชุดท่อ (Tube bundle) ออกจากเปลือกได้โดยไม่ต้องถอดฝาครอบ (Floating head cover) ทำให้ง่ายต่อการซ่อมแซมและทำความสะอาด 	<ol style="list-style-type: none"> 1) มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนต่ำสุดเมื่อเทียบกับ Fixed tubesheet heat exchanger และ U-tube heat exchanger 2) มีต้นทุนสูงกว่า Fixed tubesheet heat exchanger และ U-tube heat exchanger

จากตารางที่ 4.5 พบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท U-tube heat exchanger มีข้อจำกัดคือ ผนังท่อส่วนโค้งรูปตัวยู (U-bend) มีความบางมากกว่าผนังท่อตรงปกติ ทำให้บริเวณนี้มีความเสี่ยงที่จะเกิดการรั่วไหลได้ ส่วนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Floating head heat exchanger มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนต่ำที่สุดและมีต้นทุนสูงกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Fixed tubesheet heat exchanger และ U-tube heat exchanger ดังนั้นจึงเลือกใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Fixed tubesheet heat exchanger ซึ่งมีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุด เพื่อให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดไม่ใหญ่มากและมีต้นทุนต่ำ อีกทั้งมีความเสี่ยงที่จะเกิดการรั่วไหลต่ำกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท U-tube heat exchanger อีกด้วย

นอกจากนี้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Fixed tubesheet heat exchanger สามารถแบ่งประเภทตามโครงสร้างของเครื่องตามมาตรฐาน TEMA ได้อีก 2 ประเภท ได้แก่ AEL และ BEM จึงทำการเปรียบเทียบข้อดีและข้อจำกัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท AEL และ BEM เพื่อเลือกใช้ประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมที่สุด

ตารางที่ 4.6 ข้อดีและข้อจำกัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท AEL และ BEM

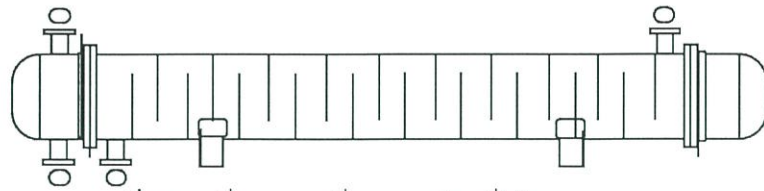
ประเภท	ข้อดี	ข้อจำกัด
AEL	1) ซ่อมแซมและทำความสะอาดง่าย 2) สามารถเข้าถึงชุดท่อได้โดยไม่รบกวนระบบท่อภายนอก	1) มีรอยต่อ 2 ตำแหน่ง ทำให้เพิ่มความเสี่ยงที่จะเกิดการรั่วไหล
BEM	1) มีรอยต่อเพียงตำแหน่งเดียว ทำให้เหมาะสำหรับการใช้งานที่ความดันสูงๆ และลดความเสี่ยงที่จะเกิดการรั่วไหล	1) ไม่สามารถเข้าถึงชุดท่อได้โดยไม่รบกวนระบบท่อภายนอก 2) ซ่อมแซมและทำความสะอาดยาก

จากตารางที่ 4.6 พบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท BEM มีรอยต่อเพียงตำแหน่งเดียวทำให้มีความเสี่ยงที่จะเกิดการรั่วไหลต่ำกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท AEL ซึ่งมีรอยต่อ 2 ตำแหน่ง จึงเลือกใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท BEM เพื่อลดความเสี่ยงที่จะเกิดการรั่วไหล

ขั้นตอนถัดมาคือการกำหนดกระแสของไหลในเปลือกและท่อ ซึ่งพิจารณาได้จากปัจจัยต่างๆ ได้แก่ การกัดกร่อน การเกิดตะกอน อุณหภูมิของของไหล ความดันที่ภาวะปฏิบัติการ ความดันลด ความหนืด และอัตราการไหล เนื่องจากไซเลนและผลิตภัณฑ์ X มีสมบัติทางกายภาพและอัตราการไหลที่ใกล้เคียงกัน จึงพิจารณาจากความดันที่ภาวะปฏิบัติการจากตารางที่ 3.1 เนื่องจากความดันที่ภาวะปฏิบัติการของไซเลนมีเท่ากับ 6.58 bar ซึ่งสูงกว่าความดันที่ภาวะปฏิบัติการของผลิตภัณฑ์ X ซึ่งมีค่าเท่ากับ 4.25 bar จึงกำหนดให้ไซเลนอยู่ในท่อ และผลิตภัณฑ์ X อยู่ในเปลือก

จากนั้นจึงใช้โปรแกรม Microsoft Excel for Office 365 ในการคำนวณทางคณิตศาสตร์สำหรับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยปรับเปลี่ยนค่าตัวแปรต่างๆ ได้แก่ จำนวน Tube passes ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก ความหนา และความยาวของท่อ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และใช้โปรแกรม Aspen Exchanger Design and Rating V10 จำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากการออกแบบ เพื่อออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีอัตราการถ่ายเทความร้อนตามที่ต้องการ และสามารถดำเนินการภายใต้ภาวะปฏิบัติการที่กำหนด

จากการออกแบบเลือกใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ประเภท BEM ซึ่งมีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนประมาณ 45 m² สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม 425 W/m²°C รายละเอียดโครงสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงในตารางที่ 4.7 และ 4.8



ภาพที่ 4.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากการออกแบบ
(Aspen Exchanger Design and Rating V10. 2017)

ตารางที่ 4.7 รายละเอียดโครงสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนฝั่งท่อ

จำนวน Tube passes	6
กระแสน้ำของไหลในท่อ	ไซเลน
วัสดุของท่อ	เหล็กกล้าคาร์บอน
เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ	1 in (25.4 mm)
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ	0.782 in (19.86 mm)
ความหนาของผนังท่อ	0.109 in (2.77 mm)
ความยาวท่อ	144 in (3.66 m)
จำนวนท่อ	150
ลักษณะการจัดวางท่อ	Triangular 30°
ระยะพิทช์ (Tube pitch)	1.25 in (31.75 mm)

ตารางที่ 4.8 รายละเอียดโครงสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนฝั่งเปลือก

จำนวน Shell passes	1
กระแสน้ำของไหลในเปลือก	ผลิตภัณฑ์ ข
วัสดุของเปลือก	เหล็กกล้าคาร์บอน
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในเปลือก	21.25 in (540 mm)
ระยะห่างของแผ่นกั้น (Baffle spacing)	6.69 in (170 mm)
ขนาดตัดของแผ่นกั้น (Baffle cut)	25%
จำนวนแผ่นกั้น	20 แผ่น

4.3 ผลการเลือกท่อและวาล์วที่ใช้ลำเลียงสารเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.3.1 การเลือกขนาดท่อ

- 1) พิจารณาความเร็วและความดันลดในท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเท่ากับ 2, 2½, 3, 3½, 4, 5, 6 และ 8 in ตามลำดับ

ตารางที่ 4.9 ความเร็วและความดันลดในท่อ

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง ภายนอก (in)		2	2½	3	3½	4	5	6	8
ความเร็ว (m/s)	ไซเลน	3.333	2.336	1.513	1.131	0.879	0.559	0.387	0.224
	ผลิตภัณฑ์ ข	3.443	2.413	1.563	1.169	0.908	0.578	0.400	0.231
ความดันลด (kPa/m)	ไซเลน	2.058	0.819	0.267	0.126	0.066	0.021	0.008	0.002
	ผลิตภัณฑ์ ข	2.045	0.813	0.265	0.126	0.066	0.021	0.008	0.002

เมื่อคำนวณความเร็วและความดันลดในท่อแต่ละขนาดดังแสดงในตารางที่ 4.9 พบว่าท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกขนาด 3 in เป็นท่อขนาดเล็กที่สุด และท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกขนาด 4 in เป็นท่อขนาดใหญ่ที่สุดที่ความเร็วและความดันลดในท่ออยู่ในช่วงที่เหมาะสม สามารถใช้ลำเลียงได้ทั้งไซเลนและผลิตภัณฑ์ ข แต่เนื่องจากท่อในระบบที่มีอยู่ที่ใช้ลำเลียงไซเลนเข้าหอกลับที่ 1 เป็นท่อเหล็กกล้าคาร์บอนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกขนาด 3 in และท่อที่ใช้ลำเลียงผลิตภัณฑ์ ข ออกจากหอกลับที่ 2 เป็นท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกขนาด 4 in จึงเลือกใช้ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกขนาด 3 in ในการลำเลียงไซเลน และใช้ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกขนาด 4 in ในการลำเลียงผลิตภัณฑ์ ข เพื่อให้ท่อที่ติดตั้งใหม่มีขนาดเท่ากับท่อที่มีอยู่แล้วในระบบ เพื่อลดการติดตั้งข้อต่อลดขนาดหรือข้อต่อเพิ่มขนาด ที่จะทำให้มีความดันลดและต้นทุนสูงขึ้น อีกทั้งการเลือกขนาดท่อที่ใหญ่จะสามารถรองรับการเพิ่มกำลังการผลิตในอนาคตอีกด้วย

4.3.2 การเลือกชนิดของวาล์วและตำแหน่งติดตั้ง

1) เปรียบเทียบข้อดีและข้อจำกัดของวาล์วเปิด-ปิด (Shut-off valve) แต่ละชนิด

ตารางที่ 4.10 ข้อดีและข้อจำกัดของวาล์วเปิด-ปิดแต่ละชนิด

ชนิด	ข้อดี	ข้อจำกัด
เกทวาล์ว	<ol style="list-style-type: none"> 1) ไม่ต้านทานการไหล ทำให้มีความดันลดต่ำ 2) วาล์วปิดสนิท เกิดการรั่วไหลได้ยาก 	<ol style="list-style-type: none"> 1) มีแนวโน้มที่จะเกิดการสึกกร่อนได้ง่าย 2) ซ่อมแซมยาก 3) เปิด-ปิดวาล์วช้า 4) หากมีช่องแข็งปนมากับของไหล อาจเกิดการสะสมบริเวณ Seat ทำให้วาล์วปิดได้ไม่สนิท อาจเกิดการรั่วไหลได้
ปลีกวาล์ว	<ol style="list-style-type: none"> 1) มีลักษณะการเปิด-ปิดแบบหมุน 90° ทำให้เปิด-ปิดวาล์วได้รวดเร็ว 2) วาล์วปิดได้สนิท เกิดการรั่วไหลได้ยาก 3) เหมาะสำหรับใช้งานเพื่อควบคุมการไหลมากกว่า 1 ทิศทาง (Multiport valve) 	<ol style="list-style-type: none"> 1) ไม่เหมาะสำหรับการใช้งานแบบหรีวาล์ว เพื่อควบคุมอัตราการไหล ทำให้วาล์วสึกกร่อนได้ 2) มีต้นทุนสูงกว่าบอลวาล์ว
บอลวาล์ว	<ol style="list-style-type: none"> 1) มีลักษณะการเปิด-ปิดแบบหมุน 90° ทำให้เปิด-ปิดวาล์วได้รวดเร็ว 2) วาล์วปิดได้สนิท เกิดการรั่วไหลได้ยาก 3) มีต้นทุนต่ำ 4) มีค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาต่ำ 	<ol style="list-style-type: none"> 1) ไม่เหมาะสำหรับการใช้งานแบบหรีวาล์ว เพื่อควบคุมอัตราการไหล ทำให้วาล์วสึกกร่อนได้

เมื่อเปรียบเทียบข้อดีและข้อจำกัดของวาล์วเปิด-ปิดแต่ละชนิด ดังแสดงในตารางที่ 4.10 พบว่า เกทวาล์วมีข้อจำกัดคือ วาล์วเปิด-ปิดช้า และหากมีช่องแข็งปนมากับของไหล จะเกิดการสะสมบริเวณ Seat ทำให้วาล์วปิดได้ไม่สนิท อาจทำให้เกิดการรั่วไหลได้ ส่วนบอลวาล์วและปลีกวาล์วสามารถเปิด-ปิดวาล์วได้รวดเร็ว และปิดวาล์วได้สนิท ทำให้เกิดการรั่วไหลได้ยาก มีความเหมาะสมกับการใช้งานมากที่สุด แต่เนื่องจากบอลวาล์วมีต้นทุนและค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาต่ำกว่าปลีกวาล์ว จึงเลือกใช้บอลวาล์วเป็นวาล์วเปิด-ปิดสำหรับโครงการนี้

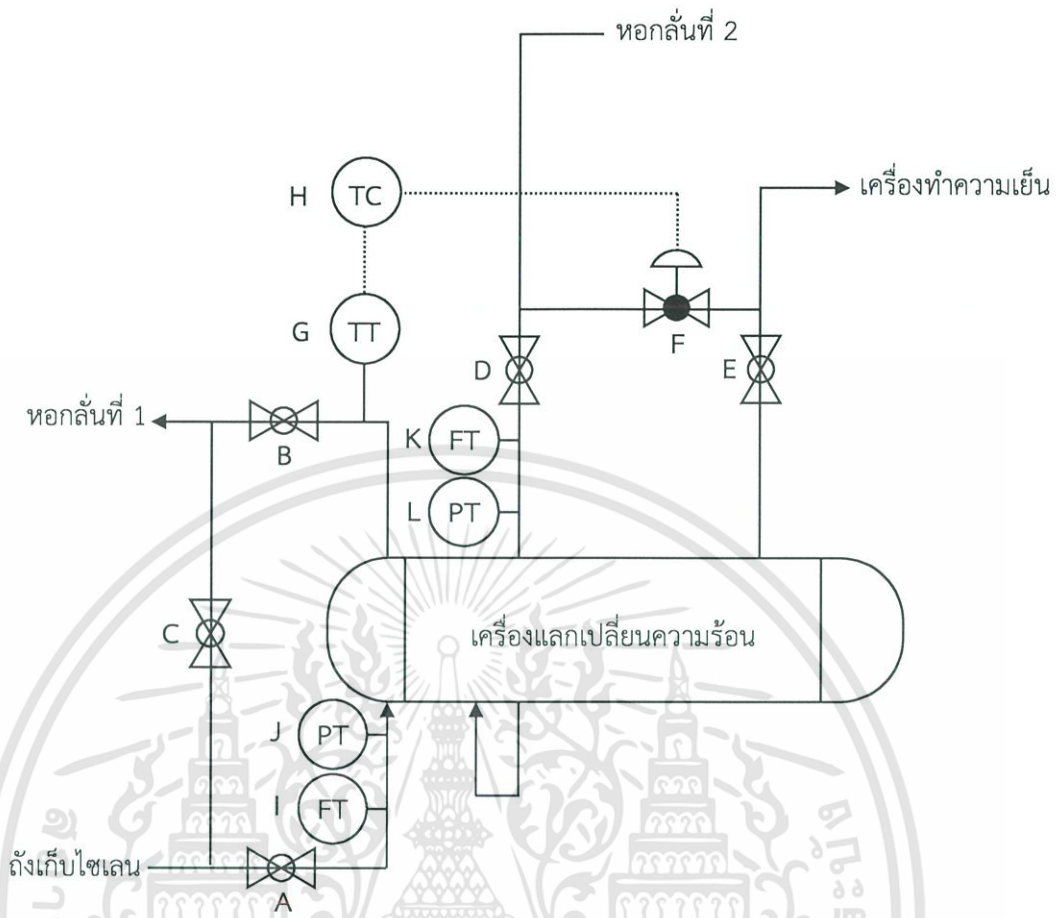
2) เปรียบเทียบข้อดีและข้อจำกัดของวาล์วควบคุม (Control valve) แต่ละชนิด

ตารางที่ 4.11 ข้อดีและข้อจำกัดของวาล์วควบคุมแต่ละชนิด

ชนิด	ข้อดี	ข้อจำกัด
วาล์วปีกผีเสื้อ	1) เปิด-ปิดวาล์วได้รวดเร็ว 2) เหมาะกับการใช้งานที่มีอัตราการไหลสูง และมีความดันต่ำ เนื่องจากวาล์วมีขนาดเล็ก น้ำหนักเบา และมีต้นทุนต่ำกว่าชนิดไดอะแฟรมวาล์วและโกลบวาล์ว	1) วาล์วปิดไม่สนิท ทำให้อาจเกิดการรั่วไหลได้
ไดอะแฟรมวาล์ว	1) เหมาะสำหรับการใช้งานกับกระบวนการที่มีอุณหภูมิและความดันสูงๆ หรือสารกัดกร่อน	1) มีต้นทุนสูงกว่าวาล์วปีกผีเสื้อและโกลบวาล์ว
โกลบวาล์ว	1) วาล์วปิดสนิท เกิดการรั่วไหลได้ยาก 2) เหมาะกับการใช้ควบคุมการไหล	1) เกิดความดันลดสูง เนื่องจากการเปลี่ยนทิศทางการไหลแบบ 90°

จากตารางที่ 4.11 พบว่าวาล์วปีกผีเสื้อมีข้อจำกัดคือ ปิดวาล์วไม่สนิท ทำให้มีความเสี่ยงที่จะเกิดการรั่วไหลได้ ส่วนไดอะแฟรมวาล์วไม่เหมาะที่จะใช้กับโครงการนี้ เนื่องจากของไหลในโครงการนี้ไม่ได้มีอุณหภูมิและความดันสูงๆ หรือเป็นสารเคมีที่มีฤทธิ์กัดกร่อน อีกทั้งไดอะแฟรมวาล์วยังมีต้นทุนสูงกว่าวาล์วปีกผีเสื้อและโกลบวาล์ว ในขณะที่โกลบวาล์วมีความเหมาะสมกับการใช้งานมากที่สุด เนื่องจากปิดวาล์วได้สนิท ทำให้เกิดการรั่วไหลได้ยาก เหมาะสำหรับการใช้ควบคุมอัตราการไหล จึงเลือกใช้โกลบวาล์วเป็นวาล์วควบคุมสำหรับโครงการนี้

ขั้นตอนถัดมาจึงกำหนดตำแหน่งที่จะติดตั้งวาล์วและอุปกรณ์อื่นๆที่ใช้ควบคุมกระบวนการ ดังแสดงในภาพที่ 4.3 และตารางที่ 4.12 แสดงหน้าที่วาล์วและอุปกรณ์อื่นๆที่ใช้ควบคุมกระบวนการ



ภาพที่ 4.3 แผนภาพระบบท่อ วาล์ว และเครื่องมือวัดที่ใช้ลำเลียงสารเข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ตารางที่ 4.12 หน้าที่ของอุปกรณ์แต่ละตำแหน่งตามภาพที่ 4.3

ตำแหน่ง	ชนิด	หน้าที่
A	บอลล์วาล์ว	1) เปิดวาล์วสุด ขณะดำเนินการปกติ เพื่อให้ไชลเลนไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2) ปิดวาล์วสุด ขณะหยุดดำเนินการ (เกิดความผิดปกติ / การซ่อมบำรุง/ การตรวจสอบรอยรั่ว/ การทำความสะอาด) เพื่อกันไม่ให้ไชลเลนไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
B	บอลล์วาล์ว	1) เปิดวาล์วสุด ขณะดำเนินการปกติ เพื่อให้ผลิตภัณฑ์ ข ไหลออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2) ปิดวาล์วสุด ขณะหยุดดำเนินการ เพื่อกันไม่ให้ไชลเลนไหลออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
C	บอลล์วาล์ว	1) ปิดวาล์วสุด ขณะดำเนินการปกติ เพื่อกันไม่ให้ไชลเลนไหลเสียงออกไปโดยไม่ผ่านเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2) เปิดวาล์วสุด ขณะหยุดดำเนินการ เพื่อให้ไชลเลนไหลเสียงออกไปโดยไม่ผ่านเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
D	บอลล์วาล์ว	1) เปิดวาล์วสุด ขณะดำเนินการปกติ เพื่อให้ผลิตภัณฑ์ ข ไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2) ปิดวาล์วสุด ขณะหยุดดำเนินการ เพื่อกันไม่ให้ผลิตภัณฑ์ ข ไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
E	บอลล์วาล์ว	1) เปิดวาล์วสุด ขณะดำเนินการปกติ เพื่อให้ผลิตภัณฑ์ ข ไหลออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 2) ปิดวาล์วสุด ขณะหยุดดำเนินการ เพื่อกันไม่ให้ผลิตภัณฑ์ ข ไหลออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
F	โกลบวาล์ว	ควบคุมอัตราการไหลของผลิตภัณฑ์ ข ทำงานร่วมกับเครื่องส่งสัญญาณอุณหภูมิและเครื่องควบคุมอุณหภูมิ

ตารางที่ 4.12 หน้าที่ของอุปกรณ์แต่ละตำแหน่งตามภาพที่ 4.3 (ต่อ)

ตำแหน่ง	ชนิด	หน้าที่
G	เครื่องส่งสัญญาณอุณหภูมิ (Temperature transmitter)	วัดอุณหภูมิของไซเลน ขาออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แล้วส่งสัญญาณไปยังเครื่องควบคุมอุณหภูมิ
H	เครื่องควบคุมอุณหภูมิ (Temperature controller)	รับสัญญาณไปจากเครื่องส่งสัญญาณอุณหภูมิเปรียบเทียบกับอุณหภูมิของไซเลน ขาออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน กับค่าอุณหภูมิต้องการ (Set point) ประมวลผลแล้วส่งสัญญาณไปยังวาล์วตำแหน่ง F เพื่อปรับอัตราการไหลกรณีอุณหภูมิสูงเกินค่าที่ต้องการ จะส่งสัญญาณให้วาล์วเปิดมากขึ้น เพื่อให้ผลิตภัณฑ์ ข ไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยลง และในกรณีอุณหภูมิต่ำเกินค่าที่ต้องการ จะส่งสัญญาณให้วาล์วเปิดน้อยลง เพื่อให้ผลิตภัณฑ์ ข ไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมากขึ้น
I	เครื่องส่งสัญญาณอัตราการไหล (Flow transmitter)	วัดอัตราการไหลของไซเลนขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
J	เครื่องส่งสัญญาณความดัน (Pressure transmitter)	วัดความดันของไซเลนขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
K	เครื่องส่งสัญญาณอัตราการไหล (Flow transmitter)	วัดอัตราการไหลของผลิตภัณฑ์ ข ขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
L	เครื่องส่งสัญญาณความดัน (Pressure transmitter)	วัดความดันของผลิตภัณฑ์ ข ขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.4 ผลการประมาณต้นทุนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ต้นทุนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ เงินทุนคงที่ และ เงินหมุนเวียน เงินทุนคงที่ประกอบด้วย ต้นทุนส่วนก่อสร้างกระบวนการผลิต ต้นทุนส่วนก่อสร้าง นอกเหนือจากกระบวนการผลิต ต้นทุนงานการก่อสร้างและติดตั้งระบบงานวิศวกรรม และค่าใช้จ่ายเพิ่มเติมเพื่อรองรับความเสี่ยง โดยการประมาณต้นทุนทั้งหมดใช้วิธี Factorial method ต้นทุนทั้งหมดในการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากการประมาณแสดงในตารางที่ 4.14

ตารางที่ 4.13 ต้นทุนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ต้นทุน	หน่วย (THB)
1. ต้นทุนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	927,000
2. ต้นทุนส่วนก่อสร้างกระบวนการผลิต (1 x installation factors)	2,967,000
3. ต้นทุนส่วนก่อสร้างนอกเหนือจากกระบวนการผลิต	0
4. ต้นทุนงานการก่อสร้างและติดตั้งระบบงานวิศวกรรม	890,000
5. ค่าใช้จ่ายเพิ่มเติมเพื่อรองรับความเสี่ยง	297,000
6. เงินทุนคงที่ (2+3+4+5)	4,154,000
7. เงินหมุนเวียน	30,000
รวมต้นทุนทั้งหมดในการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (6+7)	4,184,000

เมื่อประมาณต้นทุนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พบว่าต้นทุนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ 927,000 THB จำนวนเป็นเงินทุนคงที่ทั้งหมดประมาณ 4,154,000 THB และเงินหมุนเวียน 30,000 THB รวมต้นทุนทั้งหมดในการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประมาณ 4,184,000 THB

4.5 ผลการเปรียบเทียบปริมาณไอน้ำที่ใช้ระหว่างก่อนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและหลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จากการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อถ่ายโอนความร้อนของผลิตภัณฑ์ X ให้กับไซเลน ทำให้อุณหภูมิของไซเลนสูงขึ้นก่อนป้อนเข้าหอกลับที่ 1 เมื่ออุณหภูมิของไซเลนสูงขึ้น จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ต้องการสำหรับเพิ่มอุณหภูมิของไซเลนเป็น 170°C ลดลง และส่งผลให้ปริมาณไอน้ำที่ใช้สำหรับหม้อต้มลดลงด้วย จึงทำการเปรียบเทียบปริมาณไอน้ำที่ใช้ในหม้อต้มซ้ำระหว่างก่อนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและหลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อพิจารณาหาปริมาณไอน้ำที่คาดว่าจะใช้น้อยลงหลังจากติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ตารางที่ 4.14 เปรียบเทียบปริมาณไอน้ำที่ใช้ในหม้อต้มไอน้ำระหว่างก่อนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนและหลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

	ก่อนติดตั้ง	หลังติดตั้ง
อุณหภูมิของไอน้ำก่อนป้อนเข้าหอกลิ้นที่ 1 (°C)	40	80
อัตราการถ่ายเทความร้อนสำหรับเพิ่มอุณหภูมิของไอน้ำเป็น 170°C (kW)	1,300	900
ปริมาณไอน้ำที่ใช้ (kg/yr)	13,988,000	9,684,000
ปริมาณไอน้ำที่ใช้ลดลง (kg/yr)	4,304,000	
ต้นทุนค่าไอน้ำ (THB/yr)	10,071,000	6,972,000
ต้นทุนค่าไอน้ำที่ลดลง (THB/yr)	3,099,000	

จากการคำนวณ การติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะทำให้อุณหภูมิของไอน้ำก่อนเข้าหอกลิ้นที่ 1 เพิ่มขึ้นจาก 40°C เป็น 80°C ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสำหรับเพิ่มอุณหภูมิของไอน้ำเป็น 170°C จะลดลงจาก 1,300 kW เป็น 900 kW ดังนั้นปริมาณไอน้ำที่ใช้จึงลดลงประมาณ 4,304,000 kg/yr คิดเป็น ต้นทุนค่าไอน้ำที่ลดลงประมาณ 3,099,000 THB/yr

4.6 ผลการวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.6.1 การหาระยะเวลาคืนทุน (Pay-back time)

การวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์เป็นการวิเคราะห์เพื่อพิจารณาว่าโครงการที่มีความคุ้มค่าลงทุนหรือไม่ โดยใช้วิธีการหาระยะเวลาคืนทุน เพื่อวิเคราะห์หาระยะเวลาที่จะทำให้กระแสเงินสดสะสมสุทธิที่ติดลบจากการลงทุนในตอนแรกกลับมามีค่าเป็นบวกได้

ตารางที่ 4.15 ค่าใช้จ่ายทั้งหมดที่ใช้ในการหาระยะเวลาคืนทุน

ค่าใช้จ่าย	จำนวนเงิน
ต้นทุนทั้งหมดในการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	4,184,000 THB
ต้นทุนค่าไอน้ำที่ลดลง	3,099,000 THB/yr
ค่าใช้จ่ายในการตรวจสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	30,000 THB/yr

ระยะเวลาคืนทุนสามารถหาได้จากสมการที่ 2.22

$$\begin{aligned}
 \text{ระยะเวลาคืนทุน} &= \frac{\text{เงินลงทุนทั้งหมด}}{\text{กระแสเงินสดสุทธิเฉลี่ยต่อปี}} \\
 &= \frac{4,184,000 \text{ THB}}{3,099,000 - 30,000 \text{ THB/yr}} = 1 \text{ ปี } 5 \text{ เดือน}
 \end{aligned}$$

จากการวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ด้วยวิธีการหาระยะเวลาคืนทุน พบว่า มีระยะเวลาคืนทุนประมาณ 1 ปี 5 เดือน หมายความว่า หลังจากติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและดำเนินการตามปกติเป็นระยะเวลา 1 ปี 5 เดือน ก็จะสามารถคืนต้นทุนทั้งหมดที่ใช้ในการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับบริษัทได้



บทที่ 5

สรุปผลการดำเนินโครงการและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการดำเนินโครงการ

การศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่จากหอกลับไฮโดรเจนในกระบวนการผลิตซิลิคอนสมอนอเมอร์ โดยใช้แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างไฮโดรเจนและผลิตภัณฑ์ X จากการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เลือกคือแบบเปลือกและท่อและเมื่อพิจารณาตามมาตรฐาน Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้เป็นประเภท BEM คือ ฝาครอบส่วนหน้าเป็นแบบ Bonnet (B) ส่วนเปลือก (Shell) เป็นแบบ One pass shell (E) และฝาครอบส่วนท้ายเป็นแบบ Fixed tubesheet (M) มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนประมาณ 45 m² โดยใช้ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 3 in สำหรับไฮโดรเจน และใช้ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 4 in สำหรับผลิตภัณฑ์ X ที่เข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามลำดับ ส่วนวาล์วเปิด-ปิด เลือกใช้บอลวาล์ว และใช้โกลบวาล์วควบคุมอัตราการไหล โดยทำงานร่วมกับเครื่องส่งสัญญาณอุณหภูมิและเครื่องควบคุมอุณหภูมิเพื่อความปลอดภัยในกระบวนการ คาดว่าหากติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้จะสามารถลดปริมาณไอน้ำที่หม้อต้มซ้ำของหอกลับที่ 1 ได้ 4,304,000 kg/yr คิดเป็นต้นทุนค่าไอน้ำที่ลดได้ 3,099,000 THB/yr โดยมีต้นทุนการติดตั้งเท่ากับ 4,184,000 THB และมีระยะเวลาคืนทุน 1 ปี 5 เดือน

5.2 ข้อเสนอแนะ

- 1) การประเมินความเสี่ยงประกอบการออกแบบ จะช่วยเพิ่มความปลอดภัยในกระบวนการโดยอาจมีการติดตั้ง Expansion joint สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อรองรับการขยายตัวทางความร้อนที่อาจเกิดขึ้น หรือการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มเติมเพื่อควบคุมอุณหภูมิ ความดัน หรืออัตราการไหล
- 2) ต้นทุนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นค่าที่ได้จากประมาณ การสอบถามข้อมูลจากบริษัทผู้ผลิตเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยตรงจะได้ต้นทุนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความถูกต้องมากกว่า
- 3) ต้นทุนทั้งหมดที่ใช้ในการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นค่าที่ประมาณได้จากวิธี Factorial method ซึ่งใช้ค่า Factor ที่แนะนำในการคำนวณ ค่า Factor นี้สามารถปรับเพิ่มขึ้นหรือลดลงได้ตามความเหมาะสมหรือประสบการณ์

บรรณานุกรม

- Aspen Exchanger, Design and Rating V10. [Computer software]. 2017. USA: Aspen Technology, Inc
- Aspen Plus V10. [Computer software]. 2017. USA: Aspen Technology, Inc
- Bank of Thailand. 2018. **Exchange Rate**. [Online]. Available: [https://www.bot.or.th/thai/_layouts/application/exchangerate/exchange rate.aspx](https://www.bot.or.th/thai/_layouts/application/exchangerate/exchange%20rate.aspx)
- CMS Heat Transfer Division. 2018. **Advantages and Limitations**. [Online]. Available: www.cmsheattransfer.com
- Coker, A. K. & Ludwig, E. E. 2007. **Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants**. Amsterdam: Gulf Professional
- Dow Corning. 1997. **Silicone Chemistry Overview**. [Online]. Available: [https://www.ifm.liu.se/applphys/biorgel/education/mikrosystem-nanobiologi-t/material-samt-tipstricks/Silicone-Chemistry-Overview-\(Dow-Corning\).pdf](https://www.ifm.liu.se/applphys/biorgel/education/mikrosystem-nanobiologi-t/material-samt-tipstricks/Silicone-Chemistry-Overview-(Dow-Corning).pdf)
- Engineering360. 2018. **Industrial Valves Information**. [Online]. Available: https://www.globalspec.com/learnmore/flow_control_flow_transfer/valves/industrial_valves
- GELİŞİM. 2018. **Use Advantages and Disadvantages of Valves**. [Online]. Available: <http://gelisimvalf.com.tr/en/use-advantages-and-disadvantages-of-valves/>
- Kakaç, S. Liu, H. and Pramuanjaroenkij, A. 2012. **Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design**. 3rd ed. New York: CRC Press.
- Kuppan, T. 2012. **Heat Exchanger Design Handbook**. 2nd ed. New York: CRC Press.
- Ludwig, E.E. 1999. **Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants**. 3rd ed. Boston: Gulf Professional
- Plantautomation Technology. 2018. **Types of Industrial Valves - Applications, Advantages, and Disadvantages**. [Online]. Available: <http://www.plantautomation-technology.com>
- Schlünder, E. U. et al. 1983. **Heat Exchanger Design Handbook**. Washington: Hemisphere.
- Shah, R. K. and Sekulić, D. P. 2003. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. New Jersey: John Wiley & Sons
- Skousen, P. L. 2011. **Valve Handbook**. 3rd ed. New York: McGraw-Hill
- Towler, G. and Sinnott, R. 2012. **Chemical Engineering Design: Principles, Practice and Economics of Plant and Process Design**. 2nd ed. Amsterdam: Butterworth-Heinemann.

ภาคผนวก

ตัวอย่างการคำนวณ

1. การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน

1.1 หาอัตราการถ่ายเทความร้อน

เริ่มต้นจากการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของฝั่งกระแสน้ำซึ่งทราบอัตราการไหลและอุณหภูมิ ทั้งฝั่งขาเข้าและขาออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.2

$$\begin{aligned} Q_{\text{cold}} &= \dot{m}_{\text{cold}} C_{p, \text{cold}} \Delta T_{\text{cold}} \\ &= (26,000 \text{ kg/h})(1,368.85 \text{ J/kg}^\circ\text{C})(80^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}) \\ &= 395 \text{ kW} \end{aligned}$$

1.2 หาค่าตัวแปรที่ไม่ทราบค่า

เนื่องจากภาวะดำเนินการมีตัวแปรที่ยังไม่ทราบค่า คือ อุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ ข ฝั่งขาออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($T_{\text{hot, out}}$) ซึ่งสามารถหาได้โดยกำหนดให้ $Q_{\text{cold}} = Q_{\text{hot}}$ ในสมการที่ 2.2

$$\begin{aligned} Q_{\text{cold}} = Q_{\text{hot}} &= \dot{m}_{\text{hot}} C_{p, \text{hot}} \Delta T_{\text{hot}} \\ 395 \text{ kW} &= (25,000 \text{ kg/h})(1,551.30 \text{ J/kg}^\circ\text{C})(120^\circ\text{C} - T_2) \\ T_2 &= 83.29^\circ\text{C} \end{aligned}$$

2. การออกแบบรายละเอียดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2.1 การหาค่าความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ย (True mean temperature difference)

- ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อกสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.7

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)}$$

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{(120^\circ\text{C} - 80^\circ\text{C}) - (83.29^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C})}{\ln\left(\frac{120^\circ\text{C} - 80^\circ\text{C}}{83.29^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}}\right)} = 41.6^\circ\text{C}$$

- Correction factor

1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีจำนวน Shell pass เท่ากับ 1 และ Tube passes เท่ากับ 1

$$F = 1$$

2) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีจำนวน Shell pass เท่ากับ 1 และ Tube passes เท่ากับ

2, 4 และ 6 สามารถหาค่า Correction factor สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.6 หรือหาได้จากภาพที่ 2.14

$$F = \frac{\sqrt{(R^2 + 1)} \ln \left[\frac{(1 - S)}{(1 - RS)} \right]}{(R - 1) \ln \left[\frac{2 - S \left[R + 1 - \sqrt{(R^2 + 1)} \right]}{2 - S \left[R + 1 + \sqrt{(R^2 + 1)} \right]} \right]}$$

เมื่อ $R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)}$
 $S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)}$

$$R = \frac{(120^\circ\text{C} - 83.29^\circ\text{C})}{(80^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C})} = 0.92$$

$$S = \frac{(80^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C})}{(120^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C})} = 0.5$$

$$F = \frac{\sqrt{((0.92)^2 + 1)} \ln \left[\frac{(1 - 0.5)}{(1 - ((0.92)(0.5)))} \right]}{(0.92 - 1) \ln \left[\frac{2 - (0.5) \left[(0.92) + 1 - \sqrt{((0.92)^2 + 1)} \right]}{2 - (0.5) \left[(0.92) + 1 + \sqrt{((0.92)^2 + 1)} \right]} \right]} = 0.84$$

จากภาพที่ 2.12 อ่านค่า Correction factor ได้เท่ากับ 0.84

- ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ย สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.5

1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีจำนวน Shell passes เท่ากับ 1 และ Tube passes เท่ากับ 1

$$\Delta T_M = F \Delta T_{LM} = (1)(41.6^\circ\text{C}) = 41.6^\circ\text{C}$$

2) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มี Shell pass เท่ากับ 1 และ Tube passes เท่ากับ 2, 4 และ 6

$$\Delta T_M = F \Delta T_{LM} = (0.84)(41.6^\circ\text{C}) = 35.0^\circ\text{C}$$

2.2 การคำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการ (Heat transfer area)

ในการออกแบบรายละเอียดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะแสดงเพียงตัวอย่างการคำนวณ สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีจำนวน Shell passes เท่ากับ 1 และ Tube passes เท่ากับ 6 โดยกำหนด

- ใช้ท่อเหล็กกล้าคาร์บอนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเท่ากับ 1 in ส่วนความหนาของท่อ มีค่าเท่ากับ 0.109 in และความยาวท่อที่มีค่าเท่ากับ 6 ft (3.66 m)

- รูปแบบการจัดวางท่อเป็นแบบ Triangular arrangement 30°

พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.1

$$Q = UA\Delta T_m$$

เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient) เป็นค่าที่ยังไม่ทราบ จึงต้องใช้วิธี Trial and error โดยสมมติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม มาค่าหนึ่งเพื่อคำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการ แล้วจึงออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนตามที่ต้องการ

จากตารางที่ 2.1 สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อที่มีกระแสน้ำและกระแสน้ำเป็น Organic solvents สมมติ $U = 100 \text{ W/m}^2\text{C}$

$$A = \frac{395 \text{ kW}}{(100 \text{ W/m}^2\text{C})(35.0^\circ\text{C})} = 113.10 \text{ m}^2$$

2.3 การหาระยะของพิตช์ สามารถหาได้จาก

$$p_t = 1.25d_o = 1.25(25.40 \text{ mm}) = 31.75 \text{ mm}$$

	ขนาด	หน่วย
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ	1	in
	25.40	mm
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ	19.86	mm
ความหนาของท่อ	2.77	mm
พื้นที่ผิวรอบนอก	0.288	m ²
ระยะพิตช์	31.75	mm
สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของท่อเหล็กกล้าคาร์บอน	51	W/m°C
ความยาวท่อ (คิดความยาวท่อที่ลดลงจากความหนาของแผ่นยึดท่อด้านละ 25 mm)	3.61	m

2.4 จำนวนท่อที่ใช้สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.8

$$\text{จำนวนท่อที่ใช้ } (N_t) = \frac{\text{พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการ}}{\text{พื้นที่ผิวรอบนอกต่อท่อ 1 ท่อ}} = \frac{113.10 \text{ m}^2}{0.288 \text{ m}^2} = 393$$

2.5 ขนาดของชุดท่อ สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.9

$$D_b = d_o \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{\frac{1}{n}} = (25.40 \text{ mm}) \left(\frac{393}{0.0743} \right)^{\frac{1}{2.499}} = 785 \text{ mm}$$

2.6 ขนาดของเปลือก สามารถหาได้จากตารางที่ 2.7

วิธีอ่านค่า

- 1) เลือกจำนวน Tube passes = Six-pass
- 2) เลือกประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน = Fixed tubesheet
- 3) เลือกขนาดท่อ ระยะพิตช์ และรูปแบบการจัดวางท่อ = 1 in on 1 $\frac{1}{4}$ in Δ
- 4) เลือกจำนวนท่อที่มากกว่าค่าที่คำนวณได้ = 442 (มากกว่า 393)
- 5) อ่านค่าขนาดของเปลือก = 33 in (838.20 mm)

2.7 กำหนดขนาดและระยะห่างของแผ่นกั้น

1) กำหนดขนาดตัดของแผ่นกั้น = 25%

2) ระยะห่างของแผ่นกั้นสามารถคำนวณได้จากสมการ

2.8 คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในเปลือกและท่อ

2.8.1 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในเปลือก สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.10

$$\frac{h_s d_e}{k_f} = j_n \text{RePr}^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$\begin{aligned} \text{Cross-flow area (A}_s) &= \frac{(p_t - d_o) D_s l_B}{p_t} \\ &= \frac{(31.75 \text{ mm} - 24.50 \text{ mm})(838.20 \text{ mm})(252 \text{ mm})}{31.75 \text{ mm}} = 0.048 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Mass velocity (G}_s) &= \frac{\text{Mass flow rate}}{\text{Cross-flow area}} \\ &= \frac{25,000 \text{ kg/h}}{0.048 \text{ m}^2} \times \frac{1 \text{ h}}{3,600 \text{ s}} = 144.68 \text{ kg/m}^2 \text{ s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Linear velocity (u}_s) &= \frac{G_s}{\rho} \\ &= \frac{144.68 \text{ kg/m}^2 \text{ s}}{931.54 \text{ kg/m}^3} = 0.16 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Equivalent diameter (d}_e) &= \frac{1.1}{d_o} (p_t^2 - 0.917 d_o^2) \\ &= \frac{1.1}{25.4 \text{ mm}} ((31.75 \text{ mm})^2 - 0.917(25.4 \text{ mm})^2) = 18.04 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Prandtl number} &= \frac{\mu C_p}{k} \\ &= \frac{(0.00021 \text{ Ns/m}^2)(1,551.30 \text{ J/kg}^\circ\text{C})}{0.108 \text{ W/m}^\circ\text{C}} = 3.02 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Reynolds number} &= \frac{G_t d_e}{\mu} \\ &= \frac{(144.68 \text{ kg/m}^2 \text{ s})(18.04 \text{ mm})}{0.00021 \text{ Ns/m}^2} = 12,429 \end{aligned}$$

จากภาพที่ 2.21 อ่านค่า j_h ได้เท่ากับ 0.0053

$$\begin{aligned} \text{Nusselt number } (Nu_s) &= j_h \text{RePr}^{0.33} \\ &= 0.0053(12,429)(3.02)^{0.33} = 94.87 \\ h_s &= \frac{Nu_s k}{d_e} \\ &= \frac{(94.87)(0.1080 \text{ W/m}^\circ\text{C})}{18.04 \text{ mm}} = 567.96 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

สำหรับของไหลที่มีความหนืดไม่มาก สามารถละทิ้งค่า $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ ได้

2.8.2 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อ สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.13

$$\begin{aligned} \frac{h_i d_i}{k_f} &= j_h \text{RePr}^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \\ \text{Tube crosssectional area} &= \frac{\pi d_i^2}{4} \\ &= \frac{\pi(19.86)^2}{4} = 310 \text{ mm}^2 \\ \text{Tubes per pass} &= \frac{N_t}{\text{No. of passes}} \\ &= \frac{442}{6} = 74 \\ \text{Total flow area} &= \text{Tube per pass} \times \text{Tube crosssectional area} \\ &= 74 \times 310 \text{ mm}^2 = 0.02 \text{ m}^2 \\ \text{Mass velocity } (G_t) &= \frac{\text{Mass flow rate}}{\text{Total flow area}} \\ &= \frac{26,000 \text{ kg/h}}{0.02 \text{ m}^2} \times \frac{1 \text{ h}}{3,600 \text{ s}} = 316.39 \text{ kg/m}^2\text{s} \\ \text{Linear velocity } (u_t) &= \frac{G_t}{\rho} \\ &= \frac{316.39 \text{ kg/m}^2\text{s}}{1,000.87 \text{ kg/m}^3} = 0.32 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Prandtl number} &= \frac{\mu C_p}{k} \\ &= \frac{(0.000313 \text{ Ns/m}^2)(1,368.85 \text{ J/kg}^\circ\text{C})}{0.121 \text{ W/m}^\circ\text{C}} = 3.54 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Reynolds number} &= \frac{G_i d_i}{\mu} \\ &= \frac{(316.39 \text{ kg/m}^2\text{s})(19.86 \text{ mm})}{0.000313 \text{ Ns/m}^2} = 20,075 \end{aligned}$$

$$\frac{L}{d_i} = \frac{3.61 \text{ m}}{19.86 \text{ mm}} = 181.77$$

จากภาพที่ 2.22 อ่านค่า j_h ได้เท่ากับ 0.0039

$$\begin{aligned} \text{Nusselt number } (N_u) &= j_h \text{RePr}^{0.33} \\ &= (0.0039)(20,075)(3.54)^{0.33} = 118.82 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{N_u k}{d_i} \\ &= \frac{(118.82)(0.121 \text{ W/m}^\circ\text{C})}{19.86 \text{ mm}} = 723.93 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

2.9 คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U_o, cal)

1) ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมคำนวณได้จากสมการที่ 2.4

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_w} + \left(\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}}\right) + \left(\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i}\right)$$

จากตารางที่ 2.2 ค่า Fouling factor สำหรับ Organic liquid มีค่าเท่ากับ $0.0002 \text{ m}^2\text{ }^\circ\text{C/W}$

ดังนั้น $\frac{1}{h_{id}}$ และ $\frac{1}{h_{od}}$ มีค่าเท่ากับ $0.0002 \text{ m}^2\text{ }^\circ\text{C/W}$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{567.96 \text{ W/m}^2\text{°C}} + 0.0002 \text{ m}^2\text{°C/W} + \frac{(25.40 \text{ mm}) \ln\left(\frac{25.40 \text{ mm}}{19.86 \text{ mm}}\right)}{2(51 \text{ W/m}^2\text{°C})} + \left(\frac{25.40 \text{ mm}}{19.86 \text{ mm}} \times 0.0002 \text{ m}^2\text{°C/W}\right) + \left(\frac{25.40 \text{ mm}}{19.86 \text{ mm}} \times \frac{1}{723.93 \text{ W/m}^2\text{°C}}\right)$$

$$U_o = 247.27 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

2) เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ได้จากการคำนวณกับค่าที่สมมติไว้
ดังสมการที่ 3.1

$$0\% < \frac{U_{o, \text{cal}} - U_{o, \text{ass}}}{U_{o, \text{ass}}} < 30\%$$

$$\frac{U_{o, \text{cal}} - U_{o, \text{ass}}}{U_{o, \text{ass}}} = \frac{(247.27 \text{ W/m}^2\text{°C}) - (100 \text{ W/m}^2\text{°C})}{100 \text{ W/m}^2\text{°C}} \times 100\%$$

$$= 147\%$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ได้จากการออกแบบมีค่าสูงกว่าค่าที่สมมติไว้ตอนแรก แสดงว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้สามารถทำให้ได้อัตราการถ่ายเทความร้อนตามที่ต้องการนำไปใช้งานได้ แต่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีขนาดใหญ่เกินความจำเป็น เมื่อค่าที่คำนวณได้ไม่อยู่ในช่วง 0-30% ให้สมมติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนใหม่ด้วยค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่คำนวณได้คำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการ แล้วทำการออกแบบใหม่อีกครั้ง

$$U_{o, \text{ass}} = 247.27 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

2.10 คำนวณความดันตกในเปลือกและท่อ

2.10.1 ความดันตกในเปลือก สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.14

$$\Delta P = 8j_f \left(\frac{D_s}{d_e}\right) \left(\frac{L}{l_b}\right) \left(\frac{\rho u_s^2}{2}\right) \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14}$$

จากภาพที่ 2.23 อ่านค่า j_f ได้เท่ากับ 0.048

$$\Delta P = 8(0.048) \left(\frac{838.20 \text{ mm}}{18.04 \text{ mm}} \right) \left(\frac{3.61 \text{ m}}{252 \text{ mm}} \right) \left(\frac{(931.54 \text{ kg}^3/\text{m}^3)(0.16 \text{ m/s})^2}{2} \right)$$

$$= 30,048 \text{ N/m}^2 \text{ (0.3 bar)}$$

2.10.2 ความดันลดในท่อ สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.15

$$\Delta P = N_p \left[8j_f \left(\frac{L}{d_i} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} + 2.5 \right] \left(\frac{\rho u_t^2}{2} \right)$$

จากภาพที่ 2.24 อ่านค่า j_f ได้เท่ากับ 0.0040

$$\Delta P = (6) \left[8(0.0040) \left(\frac{3.61 \text{ m}}{19.86 \text{ mm}} \right) + 2.5 \right] \left(\frac{(1,000.87 \text{ kg/m}^3)(0.32 \text{ m/s})^2}{2} \right)$$

$$= 2,557 \text{ N/m}^2 \text{ (0.026 bar)}$$

จากการคำนวณจะพบว่าค่าความดันลดที่เกิดขึ้นทั้งในเปลือกและท่อ มีค่าไม่เกินค่าความดันลดที่ยอมให้มิได้ (ไม่เกิน 0.35 bar)

3. การประมาณต้นทุนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.1 ประมาณเงินทุนคงที่ (Fixed capital)

3.1.1 ต้นทุนส่วนก่อสร้างกระบวนการผลิต (The inside battery limits (ISBL) investment)

1) Location factor สำหรับ South East Asia = 1.12

อัตราแลกเปลี่ยนสกุลเงิน 1 USD = 32.21 THB (ปี 2018) และ 1 USD = 41.6 THB (ปี 2003)

$$\text{Location factor in South East Asia 2018} = 1.12 \left(\frac{32.21}{41.6} \right) = 0.867$$

อัตราแลกเปลี่ยนสกุลเงิน 1 USD = 32.21 THB ข้อมูล ณ วันที่ 1 พฤศจิกายน 2561
(Bank of Thailand, Exchange Rate)

2) ประมาณต้นทุนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เนื่องจากข้อมูลและวิธีการประมาณราคาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Fixed tubesheet heat exchanger ที่พบ มีเพียงข้อมูลที่ย้อนหลังเกิน 20 ปี เมื่อนำมาประมาณราคาพบว่ามี ความคลาดเคลื่อนจากราคาในปัจจุบันมาก จึงประมาณราคาจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท U-tube heat exchanger ที่มีราคาใกล้เคียงกัน ซึ่งเกิดความคลาดเคลื่อนที่น้อยกว่า

การประมาณต้นทุนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนขนาด 45 m² สามารถประมาณได้จากสมการที่ 2.21

$$C_e = a + bS^n$$

จากตารางที่ 2.13 สำหรับ U-tube heat exchanger: a = 28,000 b = 54 และ n = 1.2

$$C_e = 28,000 + (54)(45)^{1.2} = 33,203 \text{ USD} = 1,069,469 \text{ THB}$$

เมื่อคิดต้นทุนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนร่วมกับค่า Location factor

$$C_e = 1,069,469(0.867) = 927,229 \text{ THB}$$

3) ต้นทุนส่วนก่อสร้างหน่วยการผลิต สามารถประมาณได้จากสมการที่ 2.20

$$C = \sum_{i=1}^{i=M} C_{e,i} \left[(1 + f_p) + \left(\frac{f_{er} + f_{el} + f_i + f_c + f_s + f_l}{f_m} \right) \right]$$

จากตารางที่ 2.11 สำหรับกระบวนการที่เป็นของไหล และตารางที่ 2.12 สำหรับ Carbon steel

$$f_p = 0.3, f_{er} = 0.8, f_{el} = 0.3, f_i = 0.2, f_c = 0.3, f_s = 0.2, f_l = 0.1 \text{ และ } f_m = 1.0$$

$$\begin{aligned} \text{ISBL cost} = C &= \sum_{i=1}^{i=1} 927,229 \left[(1 + 0.8) + \left(\frac{0.3 + 0.2 + 0.3 + 0.3 + 0.2 + 0.1}{1.0} \right) \right] \\ &= 2,967,132 \text{ THB} \end{aligned}$$

3.1.2 ต้นทุนส่วนก่อสร้างนอกเหนือจากกระบวนการผลิต (The outside battery limits (OSBL) investment)

เนื่องจากการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไม่มีความต้องการส่วนสนับสนุนการผลิตอื่นๆ จึงไม่คิดต้นทุนส่วนก่อสร้างนอกเหนือจากกระบวนการผลิต

$$\text{OSBL cost} = 0 \text{ THB}$$

3.1.3 ต้นทุนงานการก่อสร้างและติดตั้งระบบงานวิศวกรรม (Engineering and construction costs) สามารถประมาณได้จากสมการที่ 3.2

$$\begin{aligned} \text{Engineering and construction costs} &= 30\% (\text{ISBL} + \text{OSBL costs}) \\ &= 0.3(2,967,132 + 0) = 890,140 \text{ THB} \end{aligned}$$

3.1.4 ค่าใช้จ่ายเพิ่มเติมเพื่อรองรับความเสี่ยง (Contingency charges) สามารถประมาณได้จากสมการที่ 3.3

$$\begin{aligned} \text{Contingency charges} &= 10\% (\text{ISBL} + \text{OSBL costs}) \\ &= 0.1(2,967,132 + 0) = 296,713 \text{ THB} \end{aligned}$$

3.2 ประมาณเงินหมุนเวียน (Working capital)

เงินหมุนเวียนสำหรับอะไหล่สำรองของอุปกรณ์ต่างๆ สามารถประมาณได้จากสมการที่ 3.4

$$\begin{aligned} \text{Working capital} &= 1\% (\text{ISBL} + \text{OSBL costs}) \\ &= 0.01(2,967,132 + 0) = 29,671 \text{ THB} \end{aligned}$$

4. การเปรียบเทียบปริมาณไอน้ำที่ใช้ก่อนและหลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.1 อัตราการถ่ายเทความร้อนก่อนและหลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
หาอัตราการถ่ายเทความร้อนจากสมการที่ 2.2

$$Q = \dot{m}C_p \Delta T$$

4.1.1 อัตราการถ่ายเทความร้อนก่อนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\begin{aligned} Q &= (26,000 \text{ kg/h})(1,368.85 \text{ J/kg } ^\circ\text{C})(170^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}) \\ &= 1,285.20 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.1.2 อัตราการถ่ายเทความร้อนหลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$Q = (26,000 \text{ kg/h})(1,368.85 \text{ J/kg } ^\circ\text{C})(170^\circ\text{C} - 80^\circ\text{C}) \\ = 889.75 \text{ kW}$$

4.2 ปริมาณไอน้ำที่ใช้ก่อนและหลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หาอัตราการถ่ายเทความร้อนจากสมการที่ 2.3

$$Q = \dot{m}h_{fg}$$

สำหรับ Steam13S มี $h_{fg} = 1,960.83 \text{ kJ/kg}$

มีระยะเวลาดำเนินการ = 247 day/yr

4.2.1 ปริมาณไอน้ำที่ใช้ก่อนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\dot{m} = \frac{1,285.20 \text{ kW}}{1,960.83 \text{ kJ/kg}} = (2,359.57 \text{ kg/h})(24 \text{ h/day})(247 \text{ day/yr}) \\ = 13,987,531 \text{ kg/yr}$$

4.2.2 ปริมาณไอน้ำที่ใช้หลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\dot{m} = \frac{889.75 \text{ kW}}{1,960.83 \text{ kJ/kg}} = 1,633.54 \text{ kg/h} \\ = 9,683,625 \text{ kg/yr}$$

4.3 ประมาณค่าใช้จ่ายที่ลดลง

4.3.1 ต้นทุนค่าไอน้ำก่อนการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ราคาของไอน้ำ ณ วันที่ 30 ตุลาคม 2561 = 0.72 THB/kg (ASM)

$$\text{Steam cost} = (13,987,531 \text{ kg/yr})(0.72 \text{ THB/kg}) \\ = 10,071,022 \text{ THB/yr}$$

4.3.2 ต้นทุนค่าไอน้ำหลังการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\text{Steam cost} = (9,683,625 \text{ kg/yr})(0.72 \text{ THB/kg}) \\ = 6,972,210 \text{ THB/yr}$$

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล นางสาวธนศรณ์ ตั้งปรีชาเมธ

วัน เดือน ปีเกิด 24 มีนาคม 2540

ที่อยู่ 214/11 หมู่ 5 ต.บ้านฉาง อ.บ้านฉาง จ.ระยอง 21130

E-mail 58010522@kmitl.ac.th

โทรศัพท์ 083-017-8071

ประวัติการศึกษา

- พ.ศ. 2552 - 2558 ระดับมัธยมศึกษา โรงเรียนบ้านฉางกาญจนกุลวิทยา
- พ.ศ. 2558 - ปัจจุบัน วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วศ.บ.) สาขาวิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ประสบการณ์

- นักศึกษาฝึกงาน แผนก Emergency Service and Security (ES&S) บริษัท ดาว เคมิคอล (ประเทศไทย) จำกัด ตั้งแต่วันที่ 4 มิถุนายน 2561 ถึงวันที่ 31 กรกฎาคม 2561
- นักศึกษาโครงการสหกิจศึกษา แผนก Engineering and Reliability Project (PER) บริษัท เอเชีย ซิลิโคนส์ โมโนเมอร์ จำกัด ตั้งแต่วันที่ 6 สิงหาคม 2561 ถึงวันที่ 30 พฤศจิกายน 2561

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้