

การศึกษาความเป็นไปได้ของการนำความร้อนที่กลับมาใช้ในกระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ

วานิช ผ่องใส

งานนิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาเทคโนโลยีวิศวกรรม

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยบูรพา

ธันวาคม 2559

ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยบูรพา

คณะกรรมการควบคุมงานนิพนธ์และคณะกรรมการสอบงานนิพนธ์ ได้พิจารณา  
งานนิพนธ์ของ วานิช ผ่องโอสถ ฉบับนี้แล้ว เห็นสมควรรับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตาม  
หลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีวิศวกรรม กลุ่มวิชาเทคโนโลยี  
การจัดการพลังงาน ของมหาวิทยาลัยบูรพาได้

คณะกรรมการควบคุมงานนิพนธ์

ผศ.ดร. มณฑนา รังสิโยภาส ..... อาจารย์ที่ปรึกษาหลัก  
(ดร. มณฑนา รังสิโยภาส)

คณะกรรมการสอบงานนิพนธ์

ผศ.ดร. มณฑนา รังสิโยภาส ..... ประธาน  
(ดร. มณฑนา รังสิโยภาส)

ดร. ปราโมทย์ ตายประดิษฐ์ ..... กรรมการ  
(ดร. ปราโมทย์ ตายประดิษฐ์)

ดร. อมรรัตน์ แก้วประดับ ..... กรรมการ  
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อมรรัตน์ แก้วประดับ)

คณะวิศวกรรมศาสตร์อนุมัติให้รับงานนิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา  
ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีวิศวกรรม กลุ่มวิชาเทคโนโลยี  
การจัดการพลังงาน ของมหาวิทยาลัยบูรพา

ดร. อาณัติ ดีพัฒนา ..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์  
(ดร. อาณัติ ดีพัฒนา)  
วันที่ 30 เดือน ธันวาคม ..... พ.ศ. 2559

## กิตติกรรมประกาศ

งานนิพนธ์นี้สำเร็จลงได้ด้วยความกรุณาจาก ดร.มณฑนา รังสิโยภาส อาจารย์ที่ปรึกษาหลัก ที่กรุณาให้คำปรึกษาแนะนำแนวทางที่ถูกต้อง ตลอดจนแก้ไขข้อบกพร่องต่าง ๆ ด้วยความละเอียดถี่ถ้วนและเอาใจใส่ด้วยดีเสมอมา ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งเป็นอย่างยิ่ง จึงขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ โอกาสนี้

ขอขอบพระคุณ บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน) จังหวัดชลบุรี ที่ให้ความอนุเคราะห์ข้อมูล สถานที่ เครื่องมือและอุปกรณ์การวัดค่าต่างๆ ในกระบวนการ ที่ได้ทำการศึกษาในครั้งนี้

ขอขอบพระคุณ พนักงานปฏิบัติการด้านการกลั่นน้ำมันดิบ ประจำหน่วยกลั่นที่ 1 วิศวกรและช่างประจำโรงกลั่น บริษัท ไทยออยล์ จำกัด (มหาชน) จังหวัดชลบุรี ที่อำนวยความสะดวก พร้อมทั้งให้ข้อมูลและคำแนะนำของกระบวนการ เพื่อนำไปปรับปรุง แก้ไขข้อบกพร่องงานนิพนธ์นี้ให้ดีขึ้น ตลอดจนครอบครัวที่ให้กำลังใจในการศึกษาค้นคว้านี้จนสำเร็จ ล่วงได้ด้วยดี

คุณค่าและประโยชน์ของงานนิพนธ์ฉบับนี้ ผู้วิจัยเป็นกตัญญูกตเวทิตาแด่บุพการี บुरพจารย์ และผู้มีพระคุณทุกท่านทั้งในอดีตและปัจจุบัน ที่ทำให้ข้าพเจ้าเป็นผู้มีการศึกษาและประสบความสำเร็จมาจนตราบเท่าทุกวันนี้

วานิช ผ่องโอสถ

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
สารบัญ.....	ฉ
สารบัญตาราง.....	ช
สารบัญภาพ.....	ฌ
อักษรย่อและสัญลักษณ์.....	ฎ
บทที่	
1 บทนำ.....	1
ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	3
สมมติฐานของการวิจัย.....	3
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากการวิจัย.....	3
ขอบเขตของการวิจัย.....	3
ข้อจำกัดของการวิจัย.....	4
2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง .....	5
ความร้อนเหลือทิ้งในโรงงานอุตสาหกรรม.....	5
การทำความเข้าใจในกระบวนการปฏิบัติงานและการสำรวจสถานที่.....	6
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	8
การเลือกชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	17
ค่าความร้อนเชื้อเพลิง.....	18
หลักการออกแบบทางความร้อน.....	22
การคำนวณหา ACID DEW POINT TEMPERATURE.....	37
การวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์เกี่ยวกับการนำความร้อนทิ้งมาใช้ใหม่.....	38
งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	41
3 วิธีดำเนินการวิจัย.....	46
สำรวจและเก็บข้อมูลพื้นฐานที่จะนำมาใช้ในการออกแบบ.....	46
ศึกษาวัสดุ อุปกรณ์และเงื่อนไขบังคับของกระบวนการ .....	51

## สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
ขั้นตอนการวิเคราะห์และคำนวณหาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	60
4 ผลการวิเคราะห์.....	63
วิเคราะห์ทางด้านสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	63
การเลือกชุดข้อมูลที่เหมาะสมสำหรับนำไปสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	71
การคำนวณหา ACID DEW POINT TEMPERATURE ของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน.....	74
วิเคราะห์ทางการอนุรักษ์พลังงาน.....	76
วิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์.....	78
5 สรุปผลงานวิจัยและข้อเสนอแนะ .....	84
สรุปงานวิจัย.....	84
ข้อเสนอแนะ.....	85
บรรณานุกรม.....	86
ภาคผนวก.....	89
ภาคผนวก ก.....	90
ภาคผนวก ข.....	92
ภาคผนวก ค.....	94
ภาคผนวก ง.....	96
ภาคผนวก จ.....	104
ภาคผนวก ฉ.....	121
ประวัติย่อของผู้วิจัย.....	123

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า	
2-1	สรุปการเปรียบเทียบประเภทเทคโนโลยีการนำความร้อนที่กลับมาใช้ประโยชน์.....	17
2-2	คุณสมบัติทั่วไปและค่าความร้อนสูง (H.H.V.) ของน้ำมันเตาเกรด C.....	21
2-3	ค่าความต้านทานการไหลของความร้อนที่เกิดจากตะกรันและสิ่งสกปรก.....	34
3-1	ข้อมูลที่ต้องตรวจวัดของหม้อไอน้ำ.....	46
3-2	ข้อมูลที่ต้องตรวจวัดของกังหันไอน้ำ.....	47
3-3	ข้อมูลอื่น ๆ สำหรับนำไปออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	48
3-4	ข้อมูลที่ได้จากการตรวจวัด.....	50
3-5	ค่ามาตรฐานควบคุมของกระบวนการ.....	51
3-6	ปริมาณค่าสูงสุดของสารประกอบในก๊าซไอเสีย เดือน มี.ค.-พ.ย.(พ.ศ.2558).....	51
3-7	ส่วนประกอบของเชื้อเพลิงเหลวที่ใช้เป็นเชื้อเพลิงในหม้อไอน้ำ (B-101).....	52
3-8	คุณสมบัติของของไหลของก๊าซไอเสียและน้ำควบแน่น.....	52
3-9	ข้อมูลที่ใช้ทำต่อความร้อน.....	59
3-10	ข้อมูลที่ใช้ทำครีบท่อความร้อน.....	59
4-1	ข้อมูลและผลของแรงดันตกคร่อมด้านน้ำควบแน่นจากปั๊มน้ำสู่เครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน.....	71
4-2	การเปรียบเทียบชุดข้อมูลที่เหมาะสมต่อกระบวนการ เพื่อนำไปสร้างเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อน.....	73
4-3	ข้อมูลรายรับในการดำเนินโครงการ.....	79
4-4	ข้อมูลค่าใช้จ่ายในการดำเนินโครงการ.....	80
4-5	ผลการคำนวณมูลค่าปัจจุบันของผลประโยชน์สุทธิ (NPV) และผลตอบแทน การลงทุน (IRR).....	83

## สารบัญภาพ

ภาพที่	หน้า
1-1 กระบวนการนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่เพื่อผลิตเป็นไอน้ำแรงดันต่ำ.....	2
2-1 แนวทางปฏิบัติในการนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่.....	6
2-2 ประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	9
2-3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้การดึงความร้อนที่กลับมาใช้ประโยชน์.....	9
2-4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอีโคโนไมเซอร์.....	11
2-5 หม้อไอน้ำ 2 ทาง ที่มีระบบนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ .....	12
2-6 โครงสร้างทั่วไปของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน.....	13
2-7 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบด้วยกลุ่มของท่อความร้อนมาต่อเข้าด้วยกัน สำหรับการนำคืนความร้อน.....	13
2-8 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบมีท่อหลายท่ออยู่ภายใต้ท่อชั้นนอกหนึ่งท่อ.....	14
2-9 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์.....	15
2-10 แบบต่าง ๆ ของส่วนประกอบหลักของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์...	16
2-11 บอมคาลอริมิเตอร์ .....	19
2-12 แก๊สคาลอริมิเตอร์ .....	19
2-13 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการไหลของอากาศแบบผสมและแบบไม่ผสม.....	23
2-14 ค่าตัวประกอบปรับแก้ (Correction factor, F) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบ ไหลตัดขวางที่มีจำนวนท่อ 4 แถวและมีการไหลในชุดท่อเป็นจำนวน 4 ท่อ.....	26
2-15 รูปแบบการจัดเรียงท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	28
3-1 ขั้นตอนดำเนินการวิจัยของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อความร้อนแบบ ไหลตัดกัน.....	45
3-2 จุดที่ทำการตรวจวัดค่าต่าง ๆ จากหน่วยกลั่นน้ำมันดิบที่ 1.....	49
3-3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อความร้อนแบบไหลตัดกัน.....	53
3-4 รูปแบบท่อและครีบบระบายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	55
3-5 ขนาดมิติของครีบบและท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	55
3-6 ความยาวท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	56
3-7 รูปแบบการจัดเรียงท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	60

## สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
3-8 ขั้นตอนการพิจารณาโครงการเพื่อตัดสินใจในการลงทุน.....	62
4-1 ผลการคำนวณจากค่าเริ่มต้นด้วยโปรแกรมสำเร็จรูป HRTI V-6.....	64
4-2 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนท่อความร้อนกับค่า Overdesign %.....	66
4-3 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนท่อความร้อนกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน รวมที่ถ่ายเทได้.....	67
4-4 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนท่อความร้อนกับค่าความเร็วด้านก๊าซไอเสีย.....	68
4-5 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนท่อความร้อนกับค่าแรงดันตกคร่อมด้านน้ำควบแน่น.....	69
4-6 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนท่อความร้อนกับค่าแรงดันตกคร่อมด้านก๊าซไอเสีย.....	70
4-7 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำควบแน่นกับค่า Overdesign % ที่ 4 แถว 25 ท่อต่อแถว ระยะห่างระหว่างท่อ $S_t = 2.50$ inch, $S_l = 2.16$ inch.....	74



54920459: สาขาวิชา: เทคโนโลยีการจัดการพลังงาน; วศ.ม. (เทคโนโลยีวิศวกรรม)

คำสำคัญ: การนำความร้อนเหลือทิ้งมาใช้ใหม่/ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน/ น้ำควบแน่น

วานิช ผ่องโอสถ: การศึกษาความเป็นไปได้ของการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใน

กระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ (STUDY OF THE POSSIBILITY IN WASTE HEAT RECOVERY FOR CRUDE DISTILLATION PROCESS) คณะกรรมการควบคุมงานวิทยานิพนธ์:

มณฑนา รังสิโยภาส, ประ.ด. 123 หน้า, ปี พ.ศ. 2559.

การวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาถึงความเป็นไปได้และศักยภาพในการนำความร้อนเหลือทิ้งจากก๊าซไอเสียของหม้อไอน้ำ มาให้ความร้อนกับน้ำควบแน่นที่ได้จากระบบผลิตกำลังเพื่อนำไปผลิตเป็นไอน้ำ โดยที่ก๊าซไอเสียมีอุณหภูมิ 290°C อัตราปล่อยทิ้ง 1,500 tons/day นำไปอุ่นน้ำควบแน่นที่มีอุณหภูมิ 80°C จนได้อุณหภูมิที่ 140°C

ภายใต้อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ปลดปล่อยออกสู่ปล่องตามมาตรฐาน API 530 กำหนดไว้ว่าต้องมีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิก่อนตัวของกรดในก๊าซไอเสีย อย่างน้อย 15°C. ดังนั้น ค่าสารประกอบของก๊าซไอเสียที่ได้จากการตรวจวัดจึงถูกนำมาใช้ในการคำนวณหาอุณหภูมิก่อนตัวของกรด จากการคำนวณพบว่าอุณหภูมิก่อนตัวของกรดในก๊าซไอเสียมีค่า 160°C ซึ่งเป็นข้อจำกัดในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้ทำการออกแบบใช้หลักการสมดุลพลังงาน การถ่ายเทความร้อน รวมทั้งการวิเคราะห์ระยะห่างในการจัดเรียงท่อความร้อน เช่นเดียวกับโปรแกรม HTRI-V6 ถูกนำมาใช้เพื่อตรวจสอบผลการคำนวณจากสมการและความดันตกคร่อมด้านก๊าซไอเสียของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นไปตามมาตรฐานที่ DEP 00.00.07.71 (Shell standard) กำหนด

ผลการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดไหลตัดกัน มีพื้นที่ถ่ายโอนความร้อน 7.68 m<sup>2</sup> สามารถทำความร้อนให้กับน้ำควบแน่นได้ในปริมาณ 50 ตันต่อวัน ค่า Overdesign 4.82% ค่าแรงดันตกคร่อมด้านก๊าซไอเสีย 8.45 mbar<sub>g</sub> ซึ่งไม่เกินเกณฑ์พิจารณาที่ 10 mbar<sub>g</sub> ค่าความร้อนที่กู้คืนได้ 145 kW คิดเป็นพลังงานเทียบเท่าของน้ำมันเตาเกรด C เท่ากับ 109,772.13 ลิตรต่อปี และปริมาณน้ำควบแน่นสามารถประหยัดได้ 18,000 ลูกบาศก์เมตรต่อปี จากการวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์ได้รับสุทธิจากการประหยัดน้ำมันเตาและน้ำมีค่าเท่ากับ 707,764.89 บาทต่อปี โดยมีการลงทุนสร้างและติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 881,680 บาท มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) มีค่าเท่ากับ 1,630,948.26 บาท และอัตราผลตอบแทนภายในของโครงการ (IRR) มีค่าเท่ากับ 75.45% ซึ่งมากกว่าอัตราคิดลดที่กำหนดไว้ 12.62% ดังนั้น จึงมีความคุ้มค่าต่อการลงทุน

54920459: MAJOR: CONCERTATION IN; M.Eng. (ENGINEERING TECHNOLOGY)  
KEYWORDS: WASTE HEAT RECOVERY/ HEAT EXCHANGER/ CONDENSAT WATER  
WANICH PONGOSOT: STUDY OF THE POSSIBILITY IN WASTE HEAT  
RECOVERY FOR CRUDE DISTILLATION PROCESS PROCESS. ADVISORY  
COMMITTEE: MONTANA RUNGSIYOPAS, Ph.D. 123 P. 2016.

The purpose of this research is to study the possibility and potential of waste heat recovery from the exhaust gases of boiler in order to produce the steam from condensate water of steam turbine. The exhaust gas temperature is about 290°C with mass flow rate 1,500 tons/day have been performed to transfer heat to the condensate water at temperature of 80°C until it reaches 140°C.

Refer to API standard 530 for stack temperature control. The exposure temperature shall be at least 15°C above the acid dew point of flue gases. Therefore, the exhaust gas composition has been measured and then the acid dew point temperature is calculated. It is found that acid dew point temperature is 160°C which is the limitation in heat exchanger designed.

The heat exchanger is designed to meet the requirements by using energy balance, heat transfer, pitch analysis method, as well as HTRI-V6 program. The pressure drop across hot side fluid flowing in heat exchanger has to be evaluated in order to verify that it is as the criteria of the DEP 00.00.07.71 (Shell standard).

The design and calculation of results show that the cross flow heat exchanger with the heat transferring area of 7.68 m<sup>2</sup> can be exchanged heat to the condensate water 50 tons/day. The pressure drop in exhaust gas stream is equal to 8.45 mbar<sub>g</sub> which does not exceed the threshold determined at 10 mbar<sub>g</sub>. The heat recovery is about 145 kW, equivalent to oil grade C 109,772.13 liters per year. In addition, the condensate water can be saved 18,000 m<sup>3</sup>/year. From the financial analysis, the net income from oil and water saving is 707,764.89 baht per year while the investment to build and install a heat exchanger is 881,680 baht. Net present value (NPV) is 1,630,948.26 baht and the internal rate of return of the project (IRR) is 75.45%, higher than the interest rate of 12.62%. Therefore, it is worth to invest.

## อักษรย่อและสัญลักษณ์

### อักษรย่อและสัญลักษณ์ทางวิศวกรรม

### ความหมาย

$A_{fins}$	พื้นที่ผิวของครีบท่อ ( $in^2$ )
$A_o$	พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของก๊าซไอเสียที่ไหลภายนอกท่อ ( $m^2/m$ )
$A_i$	พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของก๊าซไอเสียที่ไหลภายในท่อ ( $m^2/m$ )
$A_{unfins}$	พื้นที่ผิวของท่อ ( $in^2$ )
$b$	ความสูงของครีบท่อ (in)
$D_i$	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (in)
$D_r$	ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อถึงฐานครีบท่อ (in)
$F$	ค่าตัวประกอบปรับแก้
$G$	ค่า Mass flux
HHV	ค่าความร้อนสูง (kJ/kg, MJ/kg หรือ kcal/ Nm <sup>3</sup> )
$k_{tube}$	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของท่อ
$L$	ค่าความยาวท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (m)
LHV	ค่าความร้อนต่ำ (kJ/kg, MJ/kg หรือ kcal/ Nm <sup>3</sup> )
$l_{mtd}$	ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก (K)
$m$	โมลน้ำหนักของครีบท่อ
$\dot{m}_c$	อัตราการไหลของมวลของของไหลด้านเย็น (m/s)
$\dot{m}_h$	อัตราการไหลของมวลของของไหลด้านร้อน (m/s)
$n_r$	จำนวนครีบท่อ
$N_p$	จำนวนเที่ยวของชุดท่อ
$N_r$	เป็นค่าจำนวนแถวของชุดท่อ
$N_t$	จำนวนท่อ
Nu	ค่า Nusselt number
Pr	ค่า Prandtl number
$P_T$	ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของชุดท่อ (in)
$q$	อัตราการถ่ายเทความร้อน (Watt)
$r_1$	ค่ารัศมีจากฐานครีบท่อถึงปลายครีบท่อ (in)

## อักษรย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

อักษรย่อและสัญลักษณ์ทางวิศวกรรม	ความหมาย
$r_2$	ค่ารัศมีด้านนอกของครีบท่อ (in)
$r_{2c}$	ค่ารัศมีปรับแก้
$R_D$	ค่าเฟา์ลิ่ง ( $m^2 \cdot K/W$ )
$R_{Di}$	ค่าเฟา์ลิ่งด้านในท่อ ( $m^2 \cdot K/W$ )
$R_{Do}$	ค่าเฟา์ลิ่งด้านนอกท่อ ( $m^2 \cdot K/W$ )
$Re$	ค่า Reynolds number
$s$	ค่า Specific gravity
$T_{c,1}$	อุณหภูมิทางเข้าด้านท่อ (K)
$T_{c,2}$	อุณหภูมิทางออกด้านท่อ (K)
$T_{h,1}$	อุณหภูมิทางเข้าด้านเซลล์ (K)
$T_{h,2}$	อุณหภูมิทางออกด้านเซลล์ (K)
$U$	ค่า Overall heat-transfer coefficient ( $W/m^2 \cdot K$ )
$U_c$	ค่า Clean overall heat-transfer coefficient ( $W/m^2 \cdot K$ )
$U_D$	ค่า Design overall heat-transfer coefficient ( $W/m^2 \cdot K$ )
$V$	ปริมาตร (l, ml, หรือ cc)
$V_{flow,i}$	ค่าความเร็วของของเหลวที่ไหลภายในท่อ (m/s)
$V_{flow,o}$	ค่าความเร็วที่ไหลผ่านชุดมัดท่อ (m/s)
$V_{max}$	ค่าของความเร็วก๊าซไอเสียสูงสุดในมัดท่อ (m/s)
$\Delta P_f$	ค่าความดันตกของการไหลในท่อเฉพาะส่วนสูญเสียหลัก
$\Delta P_r$	ค่าความดันตกของการไหลในท่อเฉพาะส่วนการสูญเสียรอง
$\eta_w$	ค่า Weighted efficiency
$\eta_f$	ประสิทธิภาพของครีบท่อ
$\phi$	ค่าความหนืดพลศาสตร์ปรับแก้
$\mu$	ค่าความหนืดพลศาสตร์ ( $kg/m \cdot s$ )
$\rho$	ค่าความหนาแน่นของของไหล ( $kg/s$ )

## อักษรย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

อักษรย่อและสัญลักษณ์ทางวิศวกรรม	ความหมาย
$\tau$	ความหนาของครีบท่อ (in)
$\Psi$	พารามิเตอร์ในสมการสำหรับประสิทธิภาพของครีบท่อ
<b>อักษรย่อและสัญลักษณ์ทางเศรษฐศาสตร์</b>	
A	มูลค่าของเงินรายเดือนหรือรายปี (บาทต่อปีหรือบาทต่อเดือน)
ARR	อัตราผลตอบแทนถัวเฉลี่ย
F	มูลค่าหรือผลรวมของเงินในอนาคต (บาท)
i	อัตราดอกเบี้ย หรืออัตราผลตอบแทนต่อช่วงเวลา (เปอร์เซ็นต์ต่อปี เปอร์เซ็นต์ต่อเดือนหรือเปอร์เซ็นต์ต่อวัน)
IRR	ผลตอบแทนการลงทุน
n	จำนวนช่วงเวลาสำหรับการวิเคราะห์ (ปี เดือน หรือวัน)
NPV	มูลค่าปัจจุบันสุทธิ
P	มูลค่าหรือผลรวมของเงินในช่วงเวลาที่กำหนด (บาท)
PP	ระยะเวลาคืนทุน

# บทที่ 1

## บทนำ

### ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

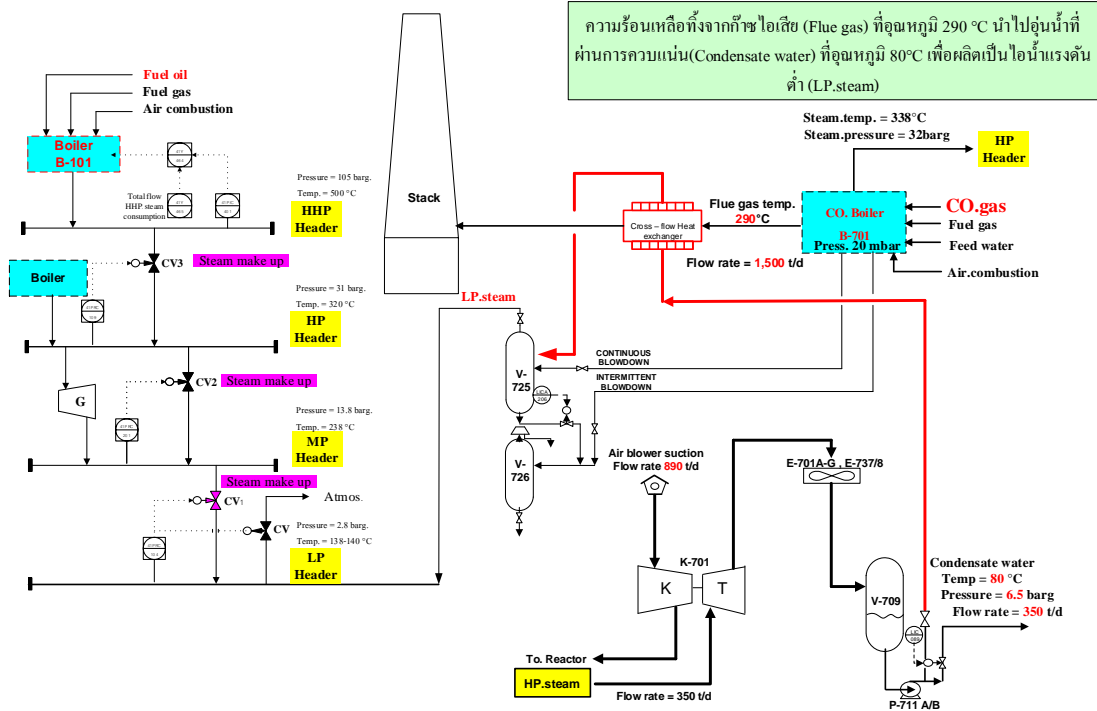
ปัจจุบันสถานการณ์การใช้พลังงานของโลกมีแนวโน้มสูงขึ้นเรื่อย ๆ ทุกปี (กระทรวงพลังงาน, 2558) ซึ่งยังคงไม่เพียงพอต่อความต้องการของการบริโภคในด้านต่าง ๆ อัน ได้แก่ ภาคครัวเรือน ภาคขนส่ง ภาคอุตสาหกรรม รวมถึง ภาคเกษตรกรรม นั้นหมายความว่า ทรัพยากรที่มีอยู่อย่างจำกัดย่อมลดน้อยลง จึงเป็นสาเหตุให้มีการแสวงหา พลังงานรูปแบบใหม่ ๆ เข้ามาทดแทนพลังงานที่มีการใช้ในปัจจุบันให้เพียงพอต่อความต้องการ ส่วนอีกวิธีการหนึ่งคือแนวคิดด้านการใช้ทรัพยากรให้เกิดประโยชน์และคุ้มค่าที่สุดเพื่อเป็นการอนุรักษ์พลังงาน

สำหรับในภาคอุตสาหกรรม ด้านการกลั่นน้ำมัน บริษัท ไทยออยล์ มหาชน จำกัด ได้มีการผลิตและการบริโภคพลังงานจากกระบวนการกลั่นที่หลากหลาย มีระบบการจัดการด้านพลังงาน การปรับปรุงประสิทธิภาพด้านการกลั่นและเทคโนโลยี รวมถึง การอนุรักษ์พลังงานด้านต่าง ๆ โดยเฉพาะอย่างยิ่ง พลังงานความร้อนเหลือทิ้ง ซึ่งเป็นพลังงานที่มีการสูญเสียโดยเปล่าประโยชน์ ดังนั้นจึงมีแนวคิดว่าจะนำพลังงานสูญเสียกลับมาใช้ให้เกิดประโยชน์สูงสุดอีกครั้งเท่าที่จะเป็นไปได้

ในที่นี้จะกล่าวถึงพลังงานความร้อน จากกระบวนการเผาไหม้เชื้อเพลิงจากการเผาไหม้ภายในหม้อไอน้ำ (Boiler) ที่ถูกปลดปล่อยทิ้งออกปล่องไอเสีย (Stack) สู่อากาศ ที่เรียกว่า ก๊าซไอเสีย (Flue gas) ก๊าซไอเสียดังกล่าวมีปริมาณ 1,500 t/d (17.361 kg/s) โดยมีอุณหภูมิ 290°C ไม่ได้นำกลับไปใช้เพื่อสร้างประโยชน์อีกครั้ง ซึ่งก๊าซไอเสียดังกล่าวยังมีศักยภาพในการให้ความร้อนเนื่องจากอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ปลดปล่อยออกสู่ปล่องตามมาตรฐาน API 530 (American Petroleum Institute, 1996) กำหนดไว้ว่าต้องมีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิกันตัวของกรดในก๊าซไอเสีย (Acid dew point Temperature) อย่างน้อย 15°C เพื่อไม่ให้เกิดการกลั่นตัวของกรดในก๊าซไอเสีย (Acid dew point) เนื่องจากการทำปฏิกิริยาของก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ ซึ่งก่อให้เกิดการกัดกร่อนของวัสดุที่นำมาใช้งาน หลังจากที่มีการควบคุมดังกล่าวแล้วยังมีส่วนต่างของอุณหภูมิ 150°C ซึ่งพลังงานความร้อนดังกล่าวยังมีศักยภาพในการทำความร้อนจึงมีแนวคิดที่จะนำความร้อนส่วนนี้ไปอุ่นน้ำควบแน่น (Condensate water) ที่เหลือทิ้ง 350 t/d (4.051 kg/s) ที่อุณหภูมิ 80°C จากกระบวนการของกังหันไอน้ำ (Steam turbine) โดยนำไปอุ่น (Preheat) ด้วยก๊าซไอเสีย (Flue gas) จนได้อุณหภูมิที่ 140°C

ดังนั้นถ้าสามารถผลิตไอน้ำแรงดันต่ำ (LP.steam) นี้ได้จะทำให้ลดการชดเชย (Make up) ของไอน้ำแรงดันสูงสู่ไอน้ำแรงดันต่ำ ซึ่งจะทำให้สามารถลดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงในการผลิตไอน้ำที่แรงดันสูง ของหม้อไอน้ำ (B-101) ในส่วนนี้ได้ดัง ภาพที่ 1-1

การศึกษาความเป็นไปได้ของการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ในกระบวนการ  
 Study of the possibility in waste heat recovery for process



ภาพที่ 1-1 กระบวนการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่เพื่อผลิตเป็นไอน้ำแรงดันต่ำ

## วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1. ศึกษาถึงความเป็นไปได้และศักยภาพในการนำความร้อนเหลือทิ้งจากก๊าซไอเสีย (Flue gas) ของหม้อไอน้ำ (Boiler) มาให้ความร้อนกับน้ำควบแน่น (Condensate water) เพื่อนำไปใช้ในกระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ
2. นำความรู้ทางทฤษฎีที่ได้ศึกษามาเพื่อประยุกต์ใช้ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมสำหรับกระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ

## สมมติฐานของการวิจัย

1. ความร้อนเหลือทิ้งที่ได้จากก๊าซไอเสีย (Flue gas) ของหม้อไอน้ำ (Boiler) มีศักยภาพที่จะนำให้ความร้อนกับน้ำควบแน่น (Condensate water)
2. การใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่แลกเปลี่ยนระหว่างก๊าซไอเสีย (Flue gas) กับน้ำควบแน่น (Condensate water) จะสามารถลดการสิ้นเปลืองพลังงานงานในการผลิตไอน้ำที่หม้อไอน้ำ (Boiler) สำหรับใช้ในกระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ

## ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากการวิจัย

1. น้ำควบแน่น (Condensate water) ที่ได้จากการอุ่น (Preheat) สามารถนำไปทดแทนไอน้ำที่ใช้ในกระบวนการของหน่วยกลั่นน้ำมันดิบที่ 1 และลดภาระการผลิตไอน้ำของหม้อไอน้ำ (B-101)
2. น้ำควบแน่น (Condensate water) ถูกปล่อยทิ้งประมาณ 350 t/d สามารถนำกลับมาใช้ให้เกิดประโยชน์ในกระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ
3. ผลการศึกษาที่ได้สามารถทำให้ประหยัดเชื้อเพลิงของหม้อไอน้ำ (B-101) ซึ่งส่งผลให้ต้นทุนในการผลิตไอน้ำลดลง

## ขอบเขตของการวิจัย

1. ศึกษาความเป็นไปได้ทางด้านเทคนิคและการลงทุน เมื่อใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อที่นำความร้อนทิ้ง จากการเผาไหม้ภายในหม้อไอน้ำ (B-701) ที่อุณหภูมิ 290°C โดยมาอุ่นน้ำควบแน่น (Condensate water) ที่อุณหภูมิ 80°C ที่ออกจากปั๊ม (P-711) ซึ่งเป็นหน่วยกลั่นย่อย ของหน่วยกลั่นน้ำมันดิบที่ 1
2. กลุ่มท่อความร้อนที่นำมาประยุกต์ใช้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในระบบนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่เป็นแบบท่อและครีบท่อจากคาร์บอนสตีล



3. ไอน้ำที่ผลิตได้เป็นไอน้ำแรงดันต่ำ (LP.steam) มีแรงดัน 2.8 bar<sub>g</sub> อุณหภูมิอยู่ในช่วง 138-140°C สามารถลดภาระการผลิตไอน้ำของหม้อไอน้ำ (B-101) ลงได้

### ข้อจำกัดของการวิจัย

1. การศึกษาความร้อนเหลือทิ้งที่ได้จากก๊าซไอเสีย (Flue gas) ของหม้อไอน้ำ (Boiler) เพื่อการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ผู้วิจัยไม่มีอำนาจในการตัดสินใจในด้านการลงทุน การปรับเปลี่ยนอุปกรณ์และข้อมูลของกระบวนการ

2. อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ปล่อยออกปล่องไอเสีย (Stack) อุณหภูมิต้องไม่ต่ำกว่าอุณหภูมิล้นตัวของกรดในก๊าซไอเสียซึ่งเป็นเกณฑ์กำหนดของโรงงานเกี่ยวกับค่าการกัดกร่อนของวัสดุ

3. ไอน้ำแรงดันต่ำ (LP.steam) มีแรงดัน 2.8 bar<sub>g</sub> อุณหภูมิอยู่ในช่วง 138-140°C เป็นอุณหภูมิที่เหมาะสมต่อกระบวนการ

4. แรงดันภายในห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำ (B-701) ไม่เกิน 30 mbar<sub>g</sub> ตามค่ากำหนดของการออกแบบหม้อไอน้ำ

## บทที่ 2

### เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

#### ความร้อนเหลือทิ้ง (WASTE HEAT) ในโรงงานอุตสาหกรรม

ความร้อนเหลือทิ้ง คือ ความร้อนที่ได้จากกระบวนการเผาไหม้เชื้อเพลิงหรือปฏิกิริยาทางเคมี ซึ่งถูกทิ้งออกสู่สิ่งแวดล้อมโดยไม่ถูกนำมาใช้อีกครั้งเพื่อสร้างประโยชน์หรือวัตถุประสงค์ใด ๆ อีกความจริงที่สำคัญนั้นไม่ใช่ปริมาณความร้อนแต่เป็นคุณค่าของความร้อนต่างหาก ระบบกลไกที่จะนำความร้อนที่ไม่ได้ใช้เหล่านี้มาใช้ใหม่นั้นจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของก๊าซความร้อนที่เหลือทิ้งและความคุ้มค่าต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้อง ก๊าซไอเสียร้อนจำนวนมากถูกผลิตมาจากหม้อไอน้ำ ถ้าเราสามารถนำความร้อนเหลือทิ้งนี้มาใช้ได้อีก เราก็จะสามารถประหยัดเชื้อเพลิงหลักที่ใช้อยู่ลงได้

คุณภาพความร้อนเหลือทิ้ง อุณหภูมิเป็นตัวบอกระดับและคุณภาพของความร้อนเหลือทิ้ง ซึ่งแบ่งออกเป็น 3 ระดับ ดังนี้ (กระทรวงพลังงาน, 2547)

1. ความร้อนเหลือทิ้งคุณภาพสูงมีอุณหภูมิในช่วง  $600-1,600^{\circ}\text{C}$  มักเป็นความร้อนทิ้งในรูปแบบก๊าซไอเสียจากเตาเผาเหมาะที่จะนำไปใช้กับระบบผลิตกำลัง (Power generation) ระบบผลิตกำลังงานและความร้อนร่วม (Cogeneration) ระบบผลิตความเย็นแบบดูดกลืน (Absorption chiller) หรือนำกลับไปใช้ในกระบวนการผลิตโดยตรง เช่น อุ่นวัตถุดิบหรืออุ่นอากาศ

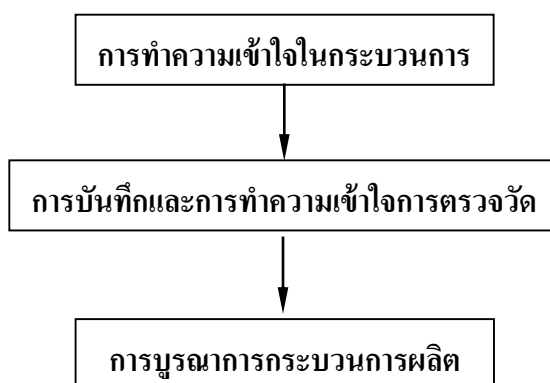
2. ความร้อนเหลือทิ้งคุณภาพปานกลางมีอุณหภูมิในช่วง  $200-600^{\circ}\text{C}$  มักเป็นความร้อนทิ้งในรูปแบบก๊าซไอเสียจากหม้อไอน้ำ กังหันก๊าซ เครื่องยนต์ หรือเตาขึ้นรูปโลหะ เหมาะที่จะนำไปใช้ในการผลิตไอน้ำความดันปานกลางหรือนำไปใช้ในกระบวนการผลิตโดยตรง

3. ความร้อนเหลือทิ้งคุณภาพต่ำมีอุณหภูมิในช่วง  $35-200^{\circ}\text{C}$  มักเป็นความร้อนทิ้งในรูปแบบน้ำควบแน่นและของเหลวที่ใช้ระบายความร้อนและอากาศระบายความร้อน เหมาะที่จะนำไปใช้ในการให้ความร้อนขึ้นต้น เช่น อุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ อุ่นของเหลว อุ่นอากาศและทำน้ำร้อนหรือนำกลับไปใช้ในกระบวนการผลิตโดยตรง

## การทำความเข้าใจในกระบวนการปฏิบัติงานและการตรวจสอบที่ (กระทรวงพลังงาน, 2553)

การดำเนินการเกี่ยวกับการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่จำเป็นต้องมีความรู้เกี่ยวกับกระบวนการผลิต ข้อมูลที่เกี่ยวข้องทั้งเชิงปริมาณและคุณภาพยิ่งกว่านั้นเหตุผลสำคัญของความยากและความล้มเหลว คือ การขาดความเข้าใจอันจะมีผลให้เกิดความผิดพลาด ตัวอย่างเช่น การตัดสินใจที่ผิดพลาดในการเลือกชนิดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ส่งผลในการทำงานทางเทอร์โมไดนามิกเกิดการผิดพลาดอันเป็นผลทำให้คุณสมบัติทางกายภาพของแหล่งจ่ายความร้อนทิ้งผิดพลาด จนนำไปสู่การเกิดปัญหาเกี่ยวกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ ถ้าหากไม่มีการตรวจสอบอย่างละเอียดเสียก่อนในตอนแรก

โดยความจริงแล้วการใช้เวลาในการตรวจวัดและบันทึกข้อมูลในการปฏิบัติงานเป็นโอกาสที่ดีมากสำหรับการเพิ่มพูนความรู้ที่จำเป็นซึ่งส่วนสำคัญในขั้นตอนดำเนินการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ แสดงดังภาพที่ 2-1 จะช่วยให้สามารถจำแนกความเป็นไปได้ในการหามาตรการประหยัดพลังงานที่มีค่าใช้จ่ายต่ำ



ภาพที่ 2-1 แนวทางปฏิบัติในการนำความร้อนทิ้งกลับมาใหม่ (กระทรวงพลังงาน, 2553)

1. การทำความเข้าใจในกระบวนการผลิต สิ่งสำคัญสำหรับการออกแบบ คือ จะต้องมีความเข้าใจในกระบวนการปฏิบัติงานอย่างละเอียด โดยเฉพาะเรื่องการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ มักถูกมองว่าเป็นสิ่งเพิ่มเติมเข้าไปในกระบวนการผลิต ซึ่งเป็นการมองปัญหาที่ง่ายเกินไปและอาจจะก่อให้เกิดผลเสียได้ การนำความร้อนทิ้งมาใช้ใหม่ร่วมกับกระบวนการผลิตเดิมสามารถทำให้เกิดผลดีต่อการทำงานของกระบวนการผลิตนั้นมากกว่าการปรับปรุงประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน ผลกระทบเหล่านี้ทั้งหมดต้องนำมารวบรวมและพิจารณาเพื่อทำความเข้าใจสำหรับ

การออกแบบระบบการนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่ควรที่จะทำการปรึกษาร่วมกับผู้ทำงานในกระบวนการผลิตและผู้ออกแบบ แต่ก็ไม่ควรจะใช้ข้อมูลเหล่านี้เป็นแหล่งข้อมูลเพียงแหล่งเดียวเท่านั้น โดยทั่วไปจะพบว่าการทำงานของกระบวนการผลิตจะแตกต่างจากที่ออกแบบเดิมไว้เป็นอย่างมาก

1.1 ข้อมูลและข้อเท็จจริงที่ต้องนำมาใช้ สิ่งสำคัญที่ต้องพิจารณา คือ ศักยภาพของแหล่งกำเนิดความร้อน (Heat sources) และแหล่งรับความร้อน (Heat sink) ในระบบการนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่มีดังนี้

1.1.1 ระดับของอุณหภูมิและศักยภาพในการถ่ายเทความร้อน

1.1.2 ปริมาณความชื้นของก๊าซ (ศักยภาพในการนำความร้อนแฝงกลับมาใช้ใหม่ และปัญหาการควบแน่น)

1.1.3 คุณสมบัติทางกายภาพ (ศักยภาพของการเกิดการอุดตันและการกัดกร่อน)

1.1.4 ตำแหน่งที่เกี่ยวข้อง (ความเป็นไปได้ในการติดตั้งในทางปฏิบัติ)

1.2 ข้อมูลการทำงาน

1.2.1 อัตราการไหลเชิงมวลของกระแสต่าง ๆ ในกระบวนการที่เกี่ยวข้อง

1.2.2 อุณหภูมิของกระแสต่าง ๆ ในกระบวนการที่เกี่ยวข้อง

1.2.3 การวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย (ก๊าซออกซิเจน ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ ออกไซด์ของไนโตรเจน) ของอุปกรณ์ที่ใช้ในการเผาไหม้และกระแสก๊าซไอเสียจากการเผาไหม้โดยตรง

1.2.4 อัตราการใช้เชื้อเพลิง

1.2.5 สภาพกระบวนการปฏิบัติงาน อุณหภูมิและความดัน

1.2.6 วัฏจักรของกระบวนการปฏิบัติงาน

1.3 สิ่งที่ต้องพิจารณา การบันทึกข้อมูลในอดีตมีประโยชน์มากแต่ไม่สามารถยึดถือข้อมูลเหล่านี้เป็นพื้นฐานในการออกแบบได้เพียงอย่างเดียว เช่นเดียวกับการบันทึกข้อมูลการปฏิบัติงานก็มีความจำเป็นที่จะต้องหารายละเอียดทางกายภาพของโรงงานและพื้นที่ข้างเคียง โดยจุดที่ควรพิจารณาในที่นี้มีดังนี้ คือ

1.3.1 รายละเอียดต่าง ๆ ของอุปกรณ์ที่มีอยู่

1.3.2 ขนาดและการจัดวางแผนผังของโรงงาน (Plant layout)

1.3.3 พื้นที่สำหรับติดตั้งอุปกรณ์นำความร้อนกลับมาใช้ใหม่

1.3.4 การคัดแปลงงานท่อ

1.3.5 น้ำหนักของโครงสร้างเดิม

1.3.6 ทางเข้าสู่อุปกรณ์นำความร้อนกลับมาใช้ใหม่

1.3.7 สถานที่ตั้งและขนาดของอุปกรณ์จ่ายกระแสไฟฟ้า แหล่งจ่ายน้ำ การเชื่อมของระบบท่อน้ำควบแน่น

1.3.8 การสำรวจโดยการถ่ายภาพ

2. การบันทึกและการทำความเข้าใจการตรวจวัด การหาค่าการไหลเชิงมวลอุณหภูมิและอื่น ๆ ในกระแสของเหลวที่มีอยู่โดยการตรวจวัดในสถานที่จริงไม่ควรทำอย่างคร่าว ๆ ถึงแม้ว่า ในทางทฤษฎีแล้วการตรวจวัดที่ถูกต้องแม่นยำสามารถทำได้ แต่ในทางปฏิบัติผลลัพธ์ที่ได้บ่อย ๆ ครั้งมักไม่ค่อยถูกต้องแม่นยำมากนักเป็นสิ่งที่มีความคลาดเคลื่อนได้บ่อยครั้ง โดยความคลาดเคลื่อนนี้สามารถสะสมเพิ่มขึ้นได้ ซึ่งวัตถุประสงค์หลักของการตรวจวัด เพื่อสร้างสมดุลรวมของมวลและความร้อน (Overall heat and mass balance) สำหรับกระบวนการปฏิบัติงาน

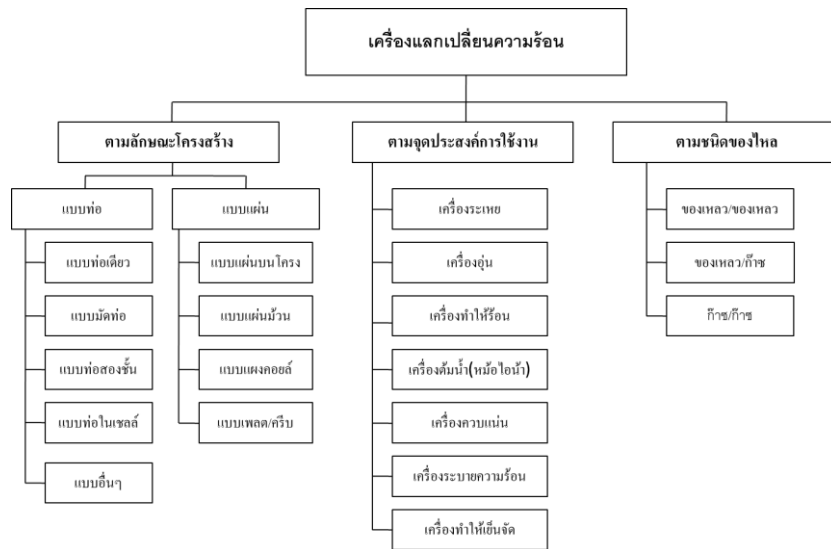
3. การบูรณาการกระบวนการผลิต เทคโนโลยีการบูรณาการกระบวนการผลิตเป็นวิธีการหนึ่งในการใช้ระบบความร้อนและความเย็นในกระบวนการผลิตให้เกิดประสิทธิภาพสูงสุด เทคโนโลยีนี้สามารถใช้ในการจัดวางเป้าหมายในทางปฏิบัติสำหรับการทำความร้อนและความเย็น และในการออกแบบเครือข่ายเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เทคนิคนี้แสดงถึงวิธีการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ให้มากที่สุดภายในกระบวนการผลิต หรือในระบบสาธารณูปโภคโดยการจัดเรียงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอย่างรอบคอบ การลดระดับความร้อนลงมาเป็นขั้น ๆ ซึ่งโดยทั่วไปวิธีวิเคราะห์จะแสดงโดยกราฟเส้นประกอบ (Composite curves) จำนวน 2 เส้น ของกระแสความร้อนซึ่งต้องทำให้เย็นลงและกระแสความเย็นซึ่งต้องทำให้ร้อนขึ้น

หลังจากทำความเข้าใจในกระบวนการปฏิบัติงานและสำรวจสถานที่ ควรให้ความสนใจชนิดของอุปกรณ์นำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ คุณสมบัติของแหล่งจ่ายความร้อน แหล่งที่รับความร้อน (Heat sources and Sinks) และการจับเข้าคู่จะช่วยให้ตัดสินใจในเบื้องต้นได้ในการกำหนดลักษณะทั่วไปของอุปกรณ์

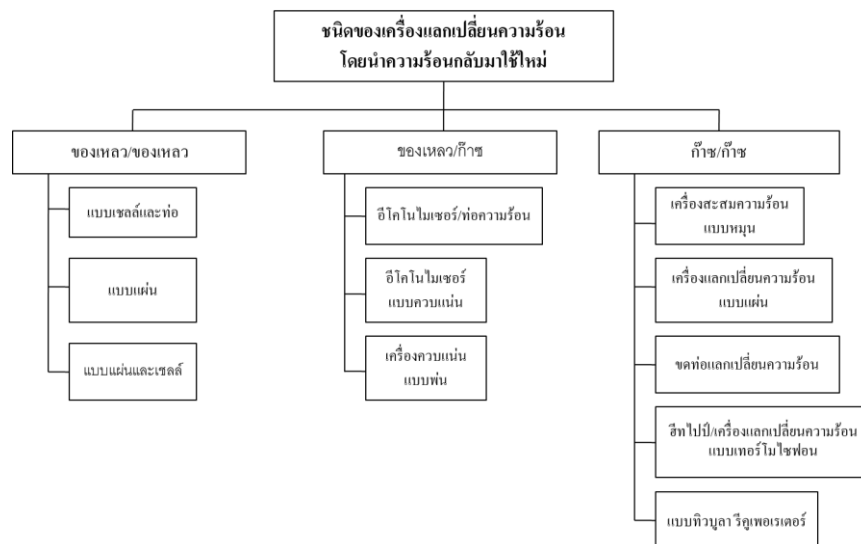
## เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (HEAT EXCHANGER)

โดยปกติทั่วไปการใช้งานอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในระบบงานทางวิศวกรรม เพื่อวัตถุประสงค์ให้เกิดการถ่ายเทความร้อนหรือแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลสองชนิดที่เป็นของไหลร้อนและของไหลเย็น ส่วนการจำแนกประเภทเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายลักษณะขึ้นอยู่กับเกณฑ์ที่ใช้ในการจำแนกแสดงดังภาพที่ 2-2



ภาพที่ 2-2 ประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (วอร์คเกอร์, 2554)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้การดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์สามารถแยกชนิดออกเป็น 3 ชนิดโดยแบ่งตามสถานะของของไหล ได้แก่ ของเหลวกับของเหลว ของเหลวกับก๊าซ และก๊าซกับก๊าซ โดยแสดงดังภาพที่ 2-3 ได้ดังนี้



ภาพที่ 2-3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้การดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ (วอร์คเกอร์, 2554)

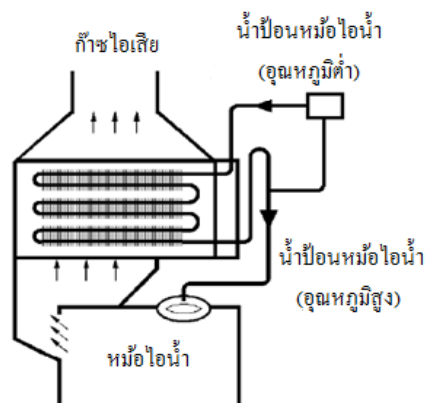
## 1. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของเหลวกับก๊าซ (Liquid-Gas heat exchangers)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของเหลวกับก๊าซมักนำไปใช้ในการให้ความร้อนกับของเหลวจากก๊าซไอเสีย เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของเหลวกับก๊าซชนิดที่ใช้กันแพร่หลายมากที่สุด คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอีโคโนไมเซอร์ (Economizer) ปกติมักใช้งานกับหม้อไอน้ำ (Boiler plant) แต่ก็สามารถนำไปใช้งานกับเครื่องทำความร้อนสำหรับของไหลร้อน (Thermal fluid heater) และกระบวนการอื่น ๆ ที่ปล่อยก๊าซร้อนอีโคโนไมเซอร์ใช้เป็นเครื่องควบแน่น เพื่อนำความร้อนแฝงและความร้อนสัมผัสกลับมาใช้ใหม่ ประโยชน์นี้สามารถนำมาใช้ได้ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสัมผัสโดยตรง (Direct contact heat exchanger) หรือรีคูเพอเรเตอร์แบบฉีด (Spray recuperator)

1.1 อีโคโนไมเซอร์ (Economizer) อีโคโนไมเซอร์ เป็นอุปกรณ์ที่ทำงานโดยรับความร้อนจากแหล่งความร้อน (ก๊าซทิ้งจากกระบวนการผลิตหรือหม้อไอน้ำ) และถ่ายเทให้กับน้ำที่ใช้ในกระบวนการผลิต สำหรับระบบหม้อไอน้ำนั้นจะประกอบไปด้วยกลุ่มท่อจำนวนมาก (Bundle of tubes) แสดงดังภาพที่ 2-4 ซึ่งปกติท่อเหล่านี้จะมีครีปและวางอยู่ในช่องทางออกของก๊าซไอเสีย อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับของเหลวจะได้รับความร้อนจากก๊าซเสียทิ้งจากหม้อไอน้ำ โดยส่วนใหญ่และถ่ายเทให้กับน้ำก่อนเข้าหม้อไอน้ำ การแลกเปลี่ยนความร้อนนี้อาศัยหลักการนำความร้อนและพาความร้อนผ่านวัสดุตัวกลางที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูง ท่อน้ำที่วิ่งเข้าสู่อีโคโนไมเซอร์จะมีลักษณะเป็นท่อและขดเป็นรูปตัว U สลับกันไปมาเพื่อเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซกับของเหลวการนำก๊าซเสียกลับมาใช้ประโยชน์ส่วนใหญ่จะนำมาใช้โดยผ่านอีโคโนไมเซอร์ ซึ่งโดยทั่วไปอีโคโนไมเซอร์จะทำจากโลหะที่สามารถทนต่ออุณหภูมิก๊าซเสียได้นอกจากนี้ควรคำนึงถึงอุณหภูมิกลั่นตัวของกรดที่เกิดจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง เช่น Sulfurous acid ( $H_2SO_3$ ) และ Sulfuric acid ( $H_2SO_4$ ) ซึ่งกรดเหล่านี้เกิดจากเชื้อเพลิงที่ใช้ในการเผาไหม้ที่มีองค์ประกอบของกำมะถัน(S)

ข้อดี: มีวัสดุให้เลือกใช้ได้หลายชนิด มีแบบที่สามารถขยายพื้นที่ผิวได้ (Extended surface types) มีประโยชน์หลายอย่าง

ข้อจำกัด: ช่วงอุณหภูมิที่ใช้งานขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของของไหลที่ใช้อยู่ (ไม่เป็นเรื่องที่สำคัญสำหรับอุณหภูมิที่ต่ำกว่า  $100^{\circ}C$ )



ภาพที่ 2-4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอีโคโนไมเซอร์ (กระทรวงพลังงาน, 2547)

1.2 อีโคโนไมเซอร์แบบควบแน่น (Condensing economizer) อีโคโนไมเซอร์ชนิดนี้แตกต่างจากชนิดอื่นตรงที่การใช้งานเพื่อทำให้ก๊าซไอเสียเย็นลงต่ำกว่าจุดกลั่นตัวของก๊าซนั้น เช่น การทำให้เกิดการควบแน่นและนำความร้อนแฝงส่วนหนึ่งกลับมาใช้ใหม่ อย่างไรก็ตามต้องพิจารณาผลที่ตามมาของการเกิดกรดเจือจางในน้ำควบแน่นด้วย

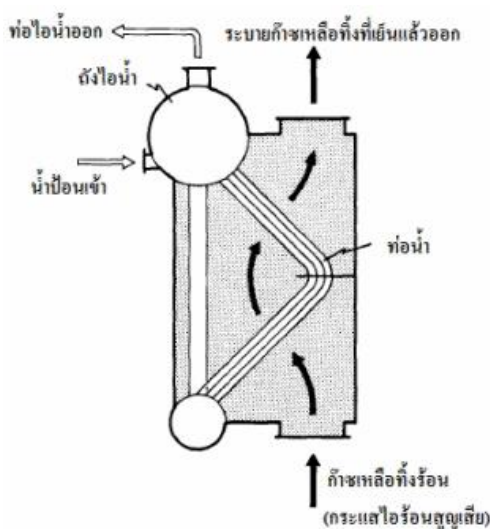
ข้อดี: สามารถนำความร้อนแฝงกลับมาใช้ใหม่ให้มีประสิทธิภาพสูง

ข้อจำกัด: จำเป็นต้องพิจารณาเลือกใช้วัสดุที่ทนทานต่อการกัดกร่อน โดยเฉพาะแต่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่านั้น

1.3 หม้อไอน้ำที่มีระบบนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ หม้อไอน้ำชนิดนี้เป็นหม้อไอน้ำแบบท่อน้ำธรรมชาติ ซึ่งก๊าซไอเสียร้อนจากกังหัน เตาเผาขยะ หรืออื่น ๆ ไหลผ่านในท่อน้ำจำนวนมากที่อยู่ภายใน น้ำจึงถูกทำให้ระเหยภายในท่อและไปสะสมไว้ในถังไอน้ำบน ก่อนที่จะถูกนำไปใช้เป็นไอน้ำสำหรับกระบวนการนำความร้อนหรือกระบวนการผลิตเนื่องจากว่า โดยปกติแล้วก๊าซไอเสียจะมีอุณหภูมิอยู่ในช่วงกลางๆ เพื่อประหยัดพื้นที่ จึงสามารถผลิตหม้อไอน้ำที่มีขนาดกระทัดรัดได้ ถ้ามีการติดครีปไว้เพื่อให้การถ่ายเทความร้อนในด้านที่มีก๊าซ มีประสิทธิภาพเพิ่มมากขึ้น ภาพที่ 2-5 แสดงให้เห็นถึงถังไอน้ำล่าง (Mud drum) ซึ่งมีชุดท่อหลอดเล็ก ๆ อยู่ โดยความร้อนจะผ่านได้ 2 ครั้ง และถังไอน้ำบน (Steam drum) ซึ่งจากภาพที่ 2-5 หม้อไอน้ำ 2 ทางที่มีระบบนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่เป็นที่สะสมไอน้ำที่ผลิตได้เหนือผิวน้ำ แรงดันที่จะทำให้เกิดไอน้ำและอัตราที่ผลิตได้นี้จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของความร้อนเหลือทิ้ง แรงดันของไอน้ำบริสุทธิ์ที่เป็นของเหลวอยู่จะเป็นความสัมพันธ์ของอุณหภูมิของของเหลวที่จะระเหย ตารางอุณหภูมิแสดงให้เห็นความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันและอุณหภูมิของการอิมตัว ถ้ามีปริมาณความร้อนเหลือทิ้งใน



ก๊าซไอเสียไม่เพียงพอต่อการผลิตไอน้ำตามที่ต้องการ ก็จะใช้หม้อไอน้ำเสริม ซึ่งจะเผาเชื้อเพลิงในหม้อไอน้ำหรือหัวเผาภายหลัง ซึ่งจะช่วยเพิ่มก๊าซไอเสีย หม้อไอน้ำที่มีการกักเก็บความร้อนเพื่อนำกลับมาใช้ใหม่นี้ ถูกผลิตมาให้มีกำลังผลิตก๊าซไอเสียได้ตั้งแต่ 25 ถึง 30,000 ลูกบาศก์เมตรต่อนาที

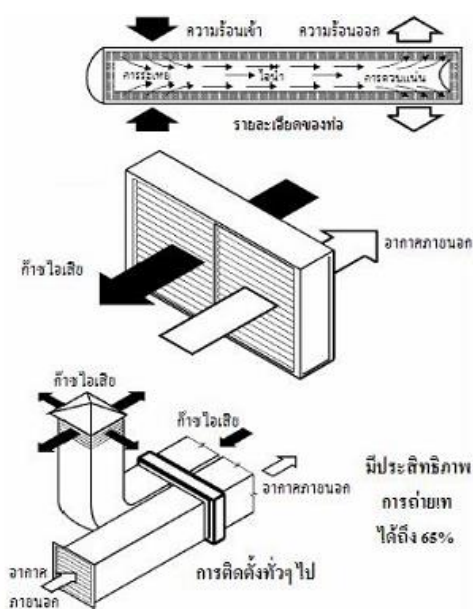


ภาพที่ 2-5 หม้อไอน้ำ 2 ทาง ที่มีระบบนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ (Agriculture & Agri-Food Canada, 2001)

1.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ (Heat pipe heat exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้มีอัตราการถ่ายเทความร้อนค่อนข้างสูงและสมรรถนะสูง แม้ส่งผลต่างของอุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อน (Heat source) และแหล่งรับความร้อน (Heat sink) มีค่าค่อนข้างน้อย ลักษณะของเครื่องเป็นท่อปิดผนึกภายในบรรจุวิกซ์ (Wick) และของเหลวใช้งาน (Working fluid) แสดงดังภาพที่ 2-6 และ 2-7 เมื่อฮีทไปป์ได้รับความร้อนจากแหล่งความร้อน ผ่านผนังท่อของช่วงการระเหย (Evaporation section) ไปยังวิกซ์ ของเหลวใช้งานที่อยู่ในวิกซ์จะระเหยกลายเป็นไอ ไอที่เกิดขึ้นจะเคลื่อนที่ตามช่วงการควบแน่น (Condensation Section) ซึ่งมีความดันไอที่ต่ำกว่า ณ ที่นี้ความร้อนแฝงที่เกิดจากการควบแน่นจะถ่ายเทความร้อนผ่านผนังท่อไปแหล่งรับความร้อน

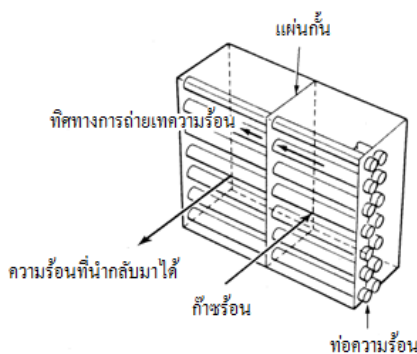
ข้อดี: ไม่มีชิ้นส่วนที่เคลื่อนไหว ไม่มีการปนเปื้อนข้ามกัน สามารถทนความดันที่แตกต่างกันมากระหว่างแหล่งจ่ายความร้อนกับแหล่งที่รับความร้อน ใช้งานในสภาพที่มีอุณหภูมิเท่ากัน (Isothermal operation) การใช้งานในสภาพนี้สามารถป้องกันการเกิดความเย็นเป็นจุด (Cold spots) สำหรับการใช้งานในก๊าซควบแน่น

ข้อจำกัด: ช่วงอุณหภูมิที่ใช้งานถูกควบคุมโดยคุณสมบัติของของไหลใช้งานในท่อ  
 อีทไปป์ ต้องมีท่อลมอยู่ติดกัน



ภาพที่ 2-6 โครงสร้างทั่วไปของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน (SADC, 1999)

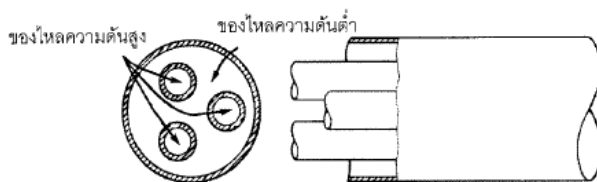
ภาพที่ 2-7 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดจากการเอากลุ่มท่อความร้อนมาต่อเข้าด้วยกันซึ่งมีความเหมาะสมสำหรับการนำคืนความร้อนปล่อยทิ้งในการอุ่นอากาศหรือในงานอื่นที่คล้ายคลึง



ภาพที่ 2-7 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบด้วยกลุ่มของท่อความร้อนมาต่อเข้าด้วยกัน  
 สำหรับการนำคืนความร้อน (วอร์คเกอร์, 2554)

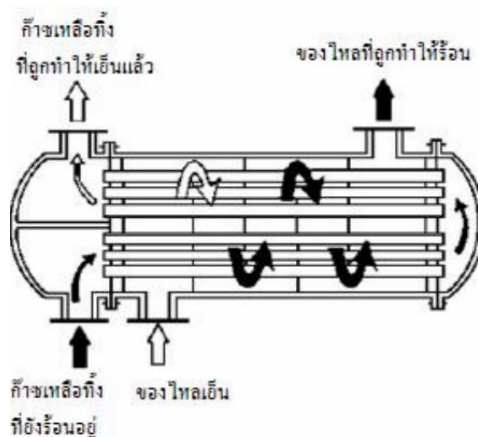
1.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ (Shell and Tube heat exchanger) มีคำกล่าวถึงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell and Tube ว่าเป็นกำลังสำคัญ (Workhorse) ของกระบวนการผลิตในอุตสาหกรรมซึ่งครองตลาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ยังใช้อย่างแพร่หลายในระบบทำความเย็น โดยใช้เป็นเครื่องทำให้ระเหยหรือเครื่องควบแน่น เมื่อของไหลชนิดหนึ่งสกปรกอาจใช้กลุ่มท่อรูปตัวยู (“U” Tube bundle) เพื่อง่ายต่อการถอดออกและทำความสะอาดด้านนอก

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ (Tube-and-shell heat exchanger) ในบางครั้งเพื่อที่จะเพิ่มกำลังความจุ หรือเพื่อลดความยาวที่ต้องการลง เราอาจจะออกแบบให้มีท่อภายในมากกว่าหนึ่งท่อ ภายใต้ออกภายนอกขนาดใหญ่หนึ่งท่อ แสดงดังภาพที่ 2-8



ภาพที่ 2-8 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบมีท่อหลายท่ออยู่ภายใต้ออกชั้นนอกหนึ่งท่อ (วอร์คเกอร์, 2554)

ภาพแบบนี้เองที่เป็นจุดเริ่มต้นนำไปสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ แสดงดังภาพที่ 2-9 ซึ่งเป็นแบบที่มีการนำไปใช้งานอย่างกว้างขวางสำหรับการถ่ายเทความร้อนระหว่าง ของเหลวกับของเหลว ของเหลวกับก๊าซ ของเหลวกับไอควบแน่นและของเหลวกับของเหลวระเหย



ภาพที่ 2-9 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ (Reay & Span, 1979)

การที่มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ใช้งานอยู่เป็นจำนวนมาก ได้นำไปสู่มาตรฐานอุตสาหกรรมที่ได้รับการยอมรับทั่วไป มาตรฐานที่เป็นที่รู้จักดีที่สุด ได้แก่ TEMA Standard ของ Tubular exchanger manufacturers association [TEMA, 1999] มาตรฐานนี้กล่าวถึงชื่อเรียกพื้นฐาน วิธีการจำแนก การออกแบบ การประกอบ และวัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ประกอบด้วยส่วนประกอบหลัก 4 ส่วน คือ

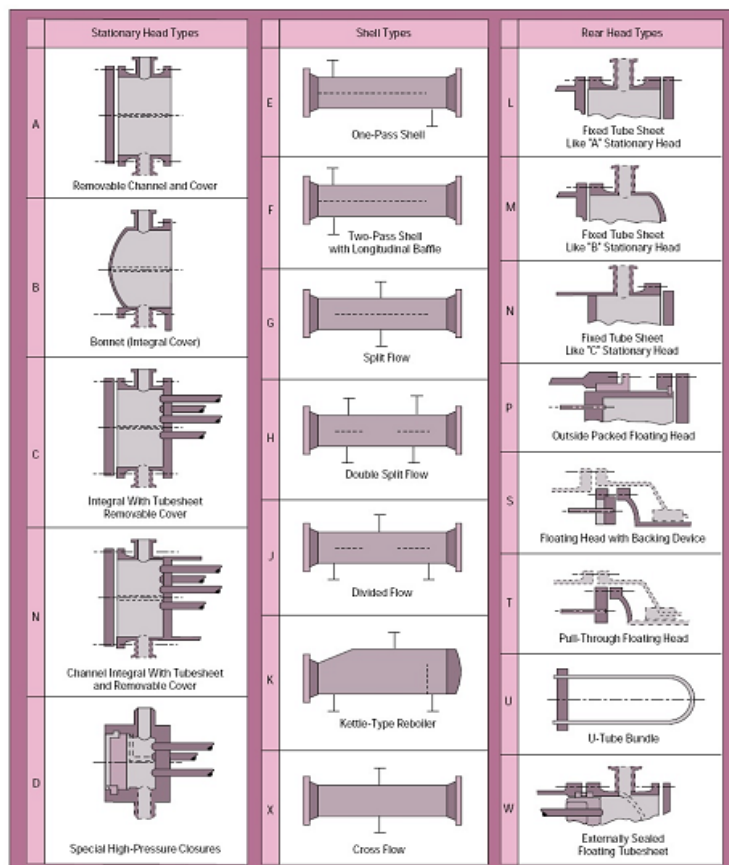
1.5.1 ส่วนปลายหน้า

1.5.2 ส่วนปลายหลัง

1.5.3 ชุดท่อ

1.5.4 ตัวเชลล์

ส่วนประกอบหลักเหล่านี้โดยตัวมันเองมีแบบที่แตกต่างกันหลายแบบ เมื่อจับคู่ประกอบเข้าด้วยกันจึงทำให้ได้รูปแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ที่แตกต่างกันได้มากมายแสดงดังภาพที่ 2-10



ภาพที่ 2-10 แบบต่าง ๆ ของส่วนประกอบหลักของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ (TEMA, 1999)

มีคำกล่าวถึงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell and Tube ว่าเป็นกำลังสำคัญ (Workhorse) ของกระบวนการผลิตในอุตสาหกรรมซึ่งครองตลาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ยังใช้อย่างแพร่หลายในระบบทำความเย็น โดยใช้เป็นเครื่องทำให้ระเหยหรือเครื่องควบแน่น เมื่อของไหลชนิดหนึ่งสกปรกอาจใช้กลุ่มท่อรูปตัวยู ("U" Tube bundle) เพื่อง่ายต่อการถอดออกและทำความสะอาดด้านนอก

ข้อดี: มีประสิทธิภาพสูงสามารถออกแบบให้มีขนาดกะทัดรัดได้ ชนิดใช้ปะเก็นสามารถใช้งานสำหรับอุณหภูมิและความดันที่สูงขึ้นได้และสามารถถอดออกทำความสะอาดได้ง่าย สามารถใช้งานได้สองสถานะ

ข้อจำกัด: การใช้งานถูกจำกัดที่ความดันสูงชนิดที่ใช้ปะเก็นมีข้อจำกัดในช่วงอุณหภูมิ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับวัสดุของปะเก็น

### การเลือกใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้เหมาะสมกับงาน (Turner, 1997)

หลังจากที่ได้ทราบเกี่ยวกับประเภทและชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการดึงความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์ รวมทั้งแสดงถึงข้อดีและข้อจำกัดไว้ในหัวข้อข้างต้นที่ผ่านมาสามารถสรุปภาพรวมซึ่งได้แสดงดังตารางที่ 2-1 เพื่อเป็นการเปรียบเทียบก่อนที่จะตัดสินใจเลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้เหมาะสมกับงานที่นำไปใช้คู่ความร้อนทิ้ง

ตารางที่ 2-1 สรุปการเปรียบเทียบประเภทเทคโนโลยีการนำความร้อนทิ้ง กลับมาใช้ประโยชน์

ประเภทของเทคโนโลยีการนำความร้อนทิ้งกลับ	ช่วงอุณหภูมิ	ชนิดของแหล่งความร้อน	การนำไปใช้งาน	ชนิดของสถานะการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่าง 2 สาย
อีโคโนไมเซอร์ (Economizer)	ต่ำ-กลาง	ก๊าซไอเสีย หม้อไอน้ำ	การอุ่นน้ำป้อน หม้อไอน้ำ	ก๊าซ-ของเหลว
หม้อไอน้ำความร้อนทิ้ง (Waste heat boiler)	ต่ำ-สูง	ก๊าซไอเสียจาก กังหันก๊าซ เครื่องยนต์ลูกสูบ เตาเผาและเตา ปฏิกรณ์	การทำน้ำร้อนหรือ ไอน้ำ	ก๊าซ-ของเหลว
ฮีทไพป์ (Heat pipe)	ต่ำ-สูง	ไอน้ำที่ อากาศ ร้อนจากเครื่อง อบแห้ง เตาเผา ปูนซีเมนต์ เตาเผา reverbaratory femace เตาอบแห้ง อบบ่ม	การอุ่นอากาศก่อน เผาไหม้ การอุ่นน้ำป้อนหม้อ ไอน้ำ การทำน้ำ ร้อน	ก๊าซ-ก๊าซ ก๊าซ-ของเหลว
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ (Shell and Tube)	ต่ำ-กลาง		ของไหลใน กระบวนการที่ ต้องการทำ ความร้อน	ก๊าซ-ของเหลว ของเหลว-ของเหลว

เมื่อทำการพิจารณาเปรียบเทียบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดต่าง ๆ ดังตารางที่ 2-1 จะเห็นได้ว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอีโคโนไมเซอร์ (Economizer)/ แผลงท่อความร้อนมีความเหมาะสมและสอดคล้องในหลักการออกแบบทางความร้อนมากกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดแผ่นและชนิดอื่น ๆ ด้วยเหตุผลหลัก คือ

1. สามารถนำความร้อนแฝงกลับมาใช้ใหม่ได้ โดยใช้งานได้สองสถานะระหว่างของเหลวกับก๊าซ
2. สามารถใช้งานสำหรับอุณหภูมิและความดันที่สูงขึ้นได้
3. สามารถออกแบบและเพื่อให้มีขนาดกะทัดรัดได้เหมาะสมตามขนาดพื้นที่
4. สามารถเลือกใช้วัสดุให้ได้หลายชนิดที่ทนต่อการกัดกร่อนและราคาค่อนข้างถูก
5. สามารถถอดออกทำความสะอาดได้โดยง่าย

ดังนั้น ในการศึกษาครั้งนี้เป็นการศึกษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ของไหลระหว่างของเหลวและก๊าซ อีโคโนไมเซอร์ (Economizer) และท่อความร้อนจึงถูกนำมาใช้เพื่อนำความร้อนจากก๊าซไอเสียสำหรับการอุ่นน้ำควบแน่น ส่วนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดแผ่นและชนิดอื่น ๆ ยังคงมีข้อจำกัดหลายอย่าง เช่น การต้านทานการกัดกร่อน การเกิดเฟอลิงได้ง่ายกว่า ประสิทธิภาพที่ต่ำกว่า บำรุงรักษายากและราคาสูง จึงไม่นำมาพิจารณาในการศึกษาครั้งนี้เอง

### ค่าความร้อนเชื้อเพลิง (CALORIFIC VALUE)

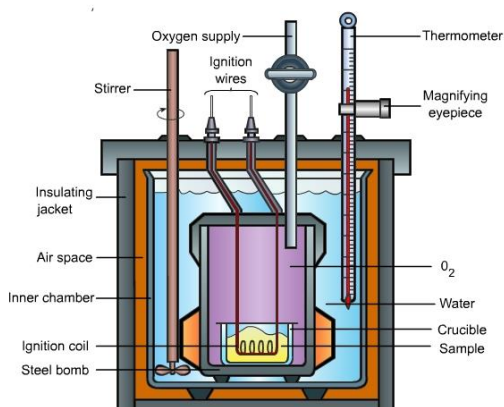
ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (Calorific value) คือ ปริมาณ ความร้อน ที่จะได้รับเมื่อเชื้อเพลิงเผาไหม้อย่างสมบูรณ์กับออกซิเจน มีหน่วยที่เป็น kJ/kg, Btu/lb หรือ kcal/kg เป็นต้น ค่าความร้อนของ เชื้อเพลิงยิ่งสูงแสดงถึงคุณภาพที่ดีของเชื้อเพลิง

ค่าความร้อนของการเผาไหม้ของน้ำมันสามารถกำหนดได้ 2 วิธี คือ

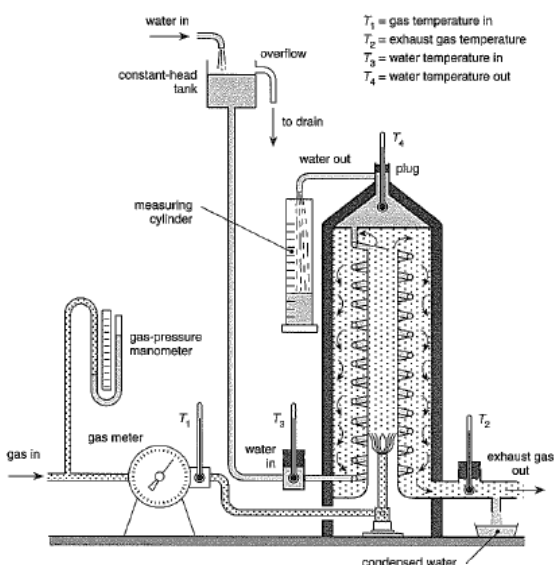
1. จากการทดลองโดยตรงด้วยบอมบ์แคลลอรี่มิเตอร์

เครื่องมือใช้หาค่าความร้อนของเชื้อเพลิงจะใช้ บอมบ์แคลลอรี่มิเตอร์ (Bomb calorimeter)

ดังแสดงผังภาพที่ 2-11 ใช้หาค่าความร้อนของเชื้อเพลิงได้เฉพาะเชื้อเพลิงแข็งและเชื้อเพลิงเหลว สำหรับเชื้อเพลิงก๊าซเราใช้ แก๊สแคลลอรี่มิเตอร์ (Gas calorimeter) ดังแสดงผังภาพที่ 2-12



ภาพที่ 2-11 บอมคาลอริมิเตอร์(Bomb calorimeter) (สมเกียรติ บุญชนะ, 2553)



ภาพที่ 2-12 แก๊สคาลอริมิเตอร์(Gas calorimeter) (สมเกียรติ บุญชนะ, 2553)

ค่าความร้อนที่หาได้จากบอมคาลอริมิเตอร์ จะให้ค่าความร้อนรวมทั้งหมด (Gross calorific value) หมายถึง ค่าความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้รวมกับค่าความร้อนแฝงที่ได้จากการกลั่นตัวของไอน้ำซึ่ง เกิดจากไฮโดรเจนเผาไหม้กับออกซิเจนในอากาศ บางทีเรียกว่า ค่าความร้อนสูง (Higher heating value, H.H.V.) ส่วน Net calorific value หรือ Lower heating value, L.H.V. ไม่นับรวมค่าความร้อน แฝงที่ได้จากการกลั่นตัวของไอน้ำเข้ามาด้วยแต่โดยทั่วไปแล้ว การระบุค่าความร้อนของน้ำมันหรือการใช้ค่าความร้อน ของน้ำมันไปคำนวณหาประสิทธิภาพการเผาไหม้ ความสิ้นเปลืองของเชื้อเพลิงหรืออื่น ๆ มักจะใช้ Gross calorific value กัน โดยตลอด



สำหรับค่าความร้อนของเชื้อเพลิงเหลวที่ใช้ในโรงจักรพลังงานไอน้ำ ส่วนใหญ่ คือน้ำมันเตา (Fuel oil) เป็นผลิตภัณฑ์จากการกลั่นน้ำมันดิบที่ได้ถัดมาจากน้ำมันดีเซล บางที่เรียกว่า Residual fuel น้ำมันเตามีสีดำคล้ายน้ำมันดิบ มีสิ่งสกปรกตกค้าง และเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ได้ยากกว่าเชื้อเพลิงอื่น อย่างไรก็ตาม น้ำมันเตามีประโยชน์มหาศาลต่ออุตสาหกรรม การผลิตกระแสไฟฟ้า และการขนส่งเพราะน้ำมันเตาเป็นเชื้อเพลิงที่มีราคาถูกที่สุด ซึ่งคุณสมบัติและค่าความร้อนสูง (H.H.V.) ของเชื้อเพลิงเหลวที่นำมาพิจารณาประกอบการใช้งานจะแสดงดังตารางที่ 2-2

ตารางที่ 2-2 คุณสมบัติทั่วไปและค่าความร้อนสูง (H.H.V.) ของน้ำมันเตาเกรด C  
(บริษัท ไทยออยล์ จำกัด, 2549)

DESCRIPTIONS	UNITS	MIN/ MAX	LIMITS	TEST METHODS	
				ASTM-D	OTHERS
IGNITION QUALITY:					
Flash point, PMcc.	°C	MIN	60	93	-
FLOW PROPERTIES:					
Viscosity, Kinematic at 50°C	cSt.	MIN	81	445	-
Viscosity, Kinematic at 50°C	cSt.	MAX	180	445	-
Pour point	°C	MAX	24 (b)	97	-
COMBUSTION:					
Density at 15°C	kg/l.	MAX	0.9900	4052	-
Gross heat of combustion	cal/g.	MIN	9,900	240 (a)	-
			kJ/kg	41,439	
CLEANLINESS:					
Sulphur content	%wt.	MAX	2	2622 or 4294	-
Ash content	%wt.	MAX	0.1	482	-
Water content	%vol.	MAX	0.5	95	-
Water & Sediment	% vol.	MAX	1	1796	-
Strong acid number	mgKOH/gm.	-	Nil	974	-
Dry sludge content					
Existent HFT	%wt.	MAX	0.1	-	SMS 2696
Accelerated HFT	%wt.	MAX	0.1	-	SMS 2696

หมายเหตุ: (a) Calculation Method based on Miscellaneous Publication No. 97 of the US

National Bureau of Standards may be applied.

(b) Pour Point - Winter (1st November - End of February) maximum limit of 18°C

2. คำนวณจากส่วนประกอบทางเคมีของน้ำมัน โดยที่ต้องทราบจำนวนร้อยละโดยมวลของ คาร์บอน ไฮโดรเจน ออกซิเจน และกำมะถัน ตามลำดับ

อย่างไรก็ตาม สำหรับค่าความร้อนเชื้อเพลิงเหลวสามารถใช้การคำนวณจากสูตรของ ดูลอง (Dulong formular) ดังต่อไปนี้

$$\text{Gross calorific value} = \frac{1}{100} \left[ 8,080C + 34,500 \left( H - \frac{O}{8} \right) + 2,240S \right] \text{ kcal/kg} \quad (2-1)$$

$$\text{Low calorific value} = \text{Higher calorific value} - \frac{O}{8} \times 587 \text{ kcal/kg} \quad (2-2)$$

โดยที่

C = ร้อยละโดยมวลของคาร์บอน

H = ร้อยละโดยมวลของไฮโดรเจน

O = ร้อยละโดยมวลของออกซิเจน

S = ร้อยละโดยมวลของซัลเฟอร์

### หลักการออกแบบทางความร้อน

การออกแบบทางความร้อนจะเกี่ยวข้องกับสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้หลักประกันว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบมีพื้นที่ผิวเพียงพอสำหรับการทำหน้าที่ทางความร้อน

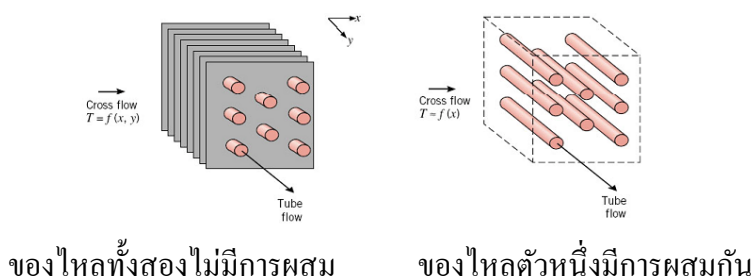
การออกแบบทางความร้อนจะต้องมุ่งให้บรรลุภารกิจทางความร้อนภายใต้ข้อจำกัดทางเศรษฐศาสตร์ ซึ่งได้แก่ ราคาของอุปกรณ์ ค่าแรงในการติดตั้งและการบำรุงรักษา นอกจากนี้ยังต้องมีการชั่งน้ำหนักระหว่างการลดค่าลงทุนเริ่มต้น แต่ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานสูงภายใต้สภาวะที่พลังงานมีราคาสูงขึ้น ผู้ออกแบบจะต้องตระหนักถึงการแจกแจงอุณหภูมิของของไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แนวโน้มการเกิดการกัดกร่อนของวัสดุและของไหลต่าง ๆ ความเป็นไปได้ของการเกิดโพลิเมอร์ของสารออร์แกนิกบนพื้นผิวที่มีอุณหภูมิสูงเกินไป การตกตะกอนของเกลือในน้ำกร่อย และการเกาะสะสมของสารแขวนลอยในบริเวณที่มีความเร็วต่ำกรณีของไหลที่มีสิ่งแขวนลอย หรือของไหลที่มีสิ่งปนเปื้อนสูงมาก

การออกแบบทางกลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเกี่ยวข้องกับการให้หลักประกันว่า อุปกรณ์นั้นมีความแข็งแรงเพียงพอที่จะทนต่อความดันออกแบบ และความดันที่เกินขีดที่อาจจะ

เกิดขึ้นได้ นอกจากนี้ยังเกี่ยวข้องกับซีลและรองลื่น (Bearings) ผลกระทบจากการสั่น การกัดกร่อน วิธีการในการประกอบชิ้นรูป การเตรียมการเพื่อการเคลื่อนย้ายและติดตั้ง และวิธีการในการทำความสะอาด การบำรุงรักษา การซ่อมแซมอุปกรณ์นี้

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการดึงความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์โดยการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซไอเสียร้อนกับน้ำควบแน่น นั้นมีหลากหลายประเภทด้วยกัน แต่ในการศึกษาครั้งนี้ได้ทำการศึกษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบ โดยที่มีการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกัน

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนแบบไหลตัดกันของของไหลสองชนิดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันจะมีความซับซ้อนกว่าการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ หรือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ เนื่องจากของไหลของของไหลมีความซับซ้อนมากกว่า นอกจากนั้นการไหลยังมีหลายแบบ (ไหลในลักษณะที่ไม่ผสม-ไม่ผสม ไม่ผสม-ผสม และผสม-ผสม) แสดงดังภาพที่ 2-13 และท่อหรือช่องที่ให้ของไหลไหลผ่านอาจมีการติดครีบ (fin) เพื่อช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ดังนั้น การจะจำลองการไหลในรูปแบบของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่เรียบง่ายและแม่นยำกับการไหลหลายรูปแบบจึงไม่ใช่เรื่องง่าย



ภาพที่ 2-13 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการไหลของอากาศแบบผสมและแบบไม่ผสม (วอร์คเกอร์, 2554)

ในการวิเคราะห์หาสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันนั้นจะใช้หลักการเช่นเดียวกับการวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ คือ ใช้สมการที่ 3, 4, 5 และ 6 (สมศักดิ์ ไชยะภินันท์, 2554) ซึ่งใช้ในการหาค่าการถ่ายเทความร้อนที่ถูกถ่ายเทผ่านผนังท่อ และที่ถูกถ่ายเทในของของไหลแต่ละชนิด

$$q = U_{req} A F \Delta T_{lm} \quad (2-3)$$

โดยที่  $q$  = อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)

$U_{req}$  = ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ( $W/m^2.K$ )

$A$  = พื้นที่ถ่ายเทความร้อน ( $m^2$ )

$F$  = ค่าตัวประกอบปรับแก้

$T_{lm}$  = ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม (K)

### 1. การคำนวณการถ่ายเทความร้อน

การคำนวณการถ่ายเทความร้อนโดยใช้สมการในรูป  $q = U A F \Delta T_{lm}$  มีเหตุจูงใจสำคัญคือ ความเรียบง่ายและความสะดวก อย่างไรก็ตามดังได้เห็นจากข้อสังเกตก่อนหน้านี้แล้วว่าผลต่างอุณหภูมิจากการแปรเปลี่ยนอย่างกว้างขวางและหลากหลายแบบ นับจากปลายข้างหนึ่งถึงปลายอีกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อจัดการกับความยุ่งยากนี้จึงได้นำเอาแนวคิดของผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย (Mean temperature difference, MTD) มาใช้ ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยรูปที่ใช้กันทั่วไปคือ ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม (Logarithms mean temperature difference, LMTD)

### 2. ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย (Mean Temperature Difference, MTD)

ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม (LMTD) ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม ซึ่งแทนด้วยสัญลักษณ์  $\Delta T_{lm}$  ถูกนิยามตามสมการข้างล่างนี้

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 - \Delta T_2)} \quad (2-4)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,1} - T_{h,2}) - (T_{c,2} - T_{c,1})}{\ln((T_{h,1} - T_{h,2}) / (T_{c,2} - T_{c,1}))}$$

และ  $F$  = ตัวประกอบปรับแก้ (Correction factor, F)

$$q = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,2} - T_{c,1}) \quad (2-5)$$

$$q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,1} - T_{h,2}) \quad (2-6)$$

โดยที่  $q$  = อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)

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

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

$T_{c,1}$  = อุณหภูมิทางเข้าด้านท่อ (K)

$T_{c,2}$  = อุณหภูมิทางออกด้านท่อ (K)

$T_{h,1}$  = อุณหภูมิทางเข้าด้านเซลล์ (K)

$T_{h,2}$  = อุณหภูมิทางออกด้านเซลล์ (K)

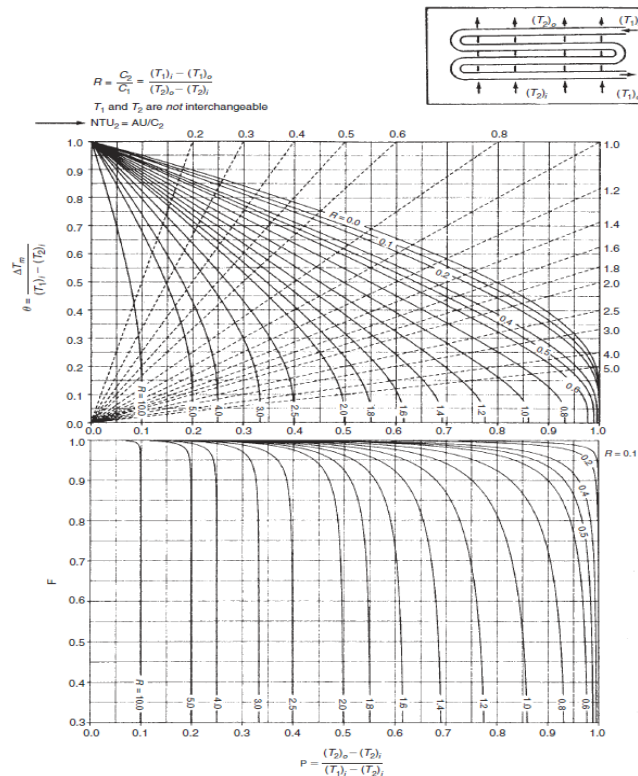
### 3. ค่าตัวประกอบปรับแก้ (Correction factor, F)

การหาค่าตัวประกอบปรับแก้ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกัน จะมีตัวแปรที่เกี่ยวข้องอยู่ 2 ตัว คือ ค่า P และค่า R ซึ่งมีความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้คือ

$$P = \frac{T_{c,2} - T_{c,1}}{T_{h,1} - T_{c,1}}$$

$$R = \frac{T_{h,1} - T_{h,2}}{T_{c,2} - T_{c,1}} = \frac{\dot{m}_c C_{p,c}}{\dot{m}_h C_{p,h}}$$

ตัวประกอบปรับแก้ (Correction factor, F) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันจะสามารถแสดงอยู่ในรูปของตัวแปรข้างต้นเป็นกราฟแสดงดังภาพที่ 2-14



ภาพที่ 2-14 ค่าตัวประกอบปรับแก้ (Correction factor, F) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบไหลตัดขวางที่มีจำนวนท่อ 4 แลวและมีการไหลในชุดท่อเป็นจำนวน 4 เที้ยว (McCabe, Smith & Harriott, 1985)

4. จำนวนพื้นที่ถ่ายเทความร้อนของก๊าซไอเสียที่ไหลภายนอกท่อ ( $A_o$ )

การหาค่าสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันและท่อนั้นสามารถแบ่งการวิเคราะห์เป็นส่วนของการไหลภายในท่อและการไหลภายนอกท่อ สำหรับการไหลภายในชุดท่อโดยหลักการแล้วจะกระทำเหมือนกับการไหลในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ แต่เนื่องจากในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันมีการไหลได้มากกว่า 1 เที้ยว (Pass) ดังนั้น ส่วนที่แตกต่างจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ก็คือการหาค่าพื้นที่การไหลของไหลภายนอกท่อ

พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของก๊าซไอเสียที่ไหลภายนอกท่อต่อความยาวท่อของ 1 m ได้คาดการณ์ตามนี้ คือ

$$A_{fms} = 2N_f \pi (r_{2c}^2 - r_1^2) \tag{2-7}$$

$$A_{\text{unfins}} = 2\pi r_1 (L - N_f \tau) \quad (2-8)$$

โดยที่  $r_1 = (D_r/2) =$  ค่ารัศมีจากฐานครีบริบถึงปลายครีบริบต่อ (in)  
 $r_2 = r_1 + b =$  ค่ารัศมีด้านนอกของครีบริบต่อ (in)  
 $R_{2c} = r_2 + (\tau/2) =$  ค่ารัศมีปรับแก้

ดังนั้น

$$A_o = A_{\text{fins}} + A_{\text{unfins}} \quad (2-9)$$

โดยที่  $A_o =$  พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของก๊าซไอเสียที่ไหลภายนอกท่อ ( $\text{m}^2/\text{m}$ )  
 $A_{\text{fins}} =$  พื้นที่ผิวของครีบริบต่อ ( $\text{in}^2$ )  
 $A_{\text{unfins}} =$  พื้นที่ผิวของท่อ ( $\text{in}^2$ )

5. ค่าพื้นที่การไหลที่นำไปคำนวณค่าความเร็วที่ไหลผ่านชุดมัดท่อ ( $V_{\text{flow,o}}$ ) และค่าความเร็วของของเหลวที่ไหลภายในท่อ ( $V_{\text{flow,i}}$ ) สามารถหาได้จากสมการ

$$V_{\text{flow,o}} = \frac{\dot{m}_h}{\rho_h A_{\text{flow}}} \quad (2-10)$$

โดยที่  $V_{\text{flow,o}} =$  ค่าความเร็วที่ไหลผ่านชุดมัดท่อ (m/s)  
 $\dot{m}_h =$  อัตราการไหลของมวลของของไหลด้านร้อน (kg/s)  
 $\rho_h =$  ค่าความหนาแน่นของของไหลด้านร้อน (kg/s)  
 $A_{\text{flow}} =$  พื้นที่ด้านหน้าตัดของชุดท่อ ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

และ ค่าความเร็วของของเหลวที่ไหลภายในท่อ ( $V_{\text{flow,i}}$ )

$$V_{\text{flow,i}} = \frac{\dot{m}_c (N_p/N_t)}{\rho_c (\pi/4) D_i^2} \quad (2-11)$$



โดยที่  $V_{\text{flow},i}$  = ค่าความเร็วของของเหลวที่ไหลภายในท่อ (m/s)

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

$N_t$  = จำนวนท่อของชุดท่อที่ติดตั้งในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกัน

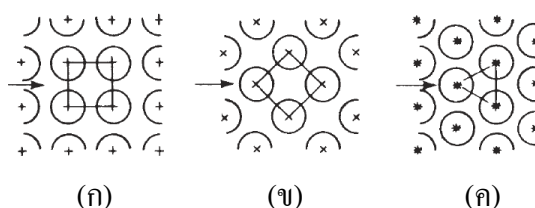
$N_p$  = จำนวนเที่ยวของชุดท่อที่ติดตั้งในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกัน

$\rho_c$  = ค่าความหนาแน่นของของไหลด้านเย็น (kg/s)

$D_i$  = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (in)

## 6. การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

ในกรณีที่มีการไหลผ่านชุดท่อทรงกระบอกซึ่งมักเป็นส่วนหนึ่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การพาความร้อนในชุดท่อแถวที่สองแถวถัด ๆ ไปย่อมมีความแตกต่างจากการพาความร้อนของท่อทรงกระบอกแถวแรก การจัดแถวของท่อ มี 2 แบบ คือ แบบเรียงเป็นแนวเดียวกัน (In-line arrangement) และแบบเรียงเอียงกัน (Staggered arrangement) การเรียงท่อทั้ง 2 แบบถูกแสดงดังภาพที่ 2-15



ภาพที่ 2-15 รูปแบบการจัดเรียงท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ก) Square pitch (90°)

(ข) rotated square pitch (45°) และ (ค) triangular pitch (30°) (Kern & Krause, 1972)

### 6.1 คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลผ่านชุดมัดท่อ ( $h_o$ )

ก๊าซไอเสียที่ไหลผ่านช่องว่างของชุดมัดท่อที่จัดเรียงเป็นรูปสามเหลี่ยม (30°) โดยมีความยาว (L) และ tube pitch ( $P_T$ ) จากจุดศูนย์กลางของท่อหนึ่งไปยังศูนย์กลางของท่อที่อยู่ติดกัน ดังนั้น ค่าของความเร็วก๊าซไอเสียสูงสุดในมัดท่อ สามารถเขียนได้เป็น

$$V_{\text{max}} = \left( \frac{P_T}{P_T - D_r - 2_{nf} b \tau} \right) V_{\text{flow},o} \quad (2-12)$$

โดยที่  $V_{\max}$  = ค่าของความเร็วก๊าซไอเสียสูงสุดในมัดท่อ (m/s)  
 $P_T$  = ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของชุดท่อ (in)  
 $D_r$  = ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อถึงฐานครีบท่อ (in)  
 $n_r$  = จำนวนครีบท่อ  
 $b$  = ความสูงของครีบท่อ (in)  
 $\tau$  = ความหนาของครีบท่อ (in)  
 $V_{\text{flow},o}$  = ค่าความเร็วที่ไหลผ่านชุดมัดท่อ (m/s)

สำหรับการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของชุดท่อทรงกระบอก (ที่มีจำนวนแถวมากกว่าหนึ่งแถว) สามารถหาได้จากผลการทดลอง Ganguli และคณะ (Ganguli, Tung & Taborek, 1985) ซึ่งสามารถเขียนค่า Nusselt number เฉลี่ยได้โดย

$$Nu = 0.38Re^{0.6}Pr^{1/3}(A_o/\pi D_r L)^{-0.15} \quad (2-13)$$

โดยที่  $Nu$  = ค่า Nusselt number  
 $Re$  = ค่า Reynolds number  
 $Pr$  = ค่า Prandtl number  
 $A_o$  = พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของก๊าซไอเสียที่ไหลภายนอกท่อ (m<sup>2</sup>/m)  
 $D_r$  = ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อถึงฐานครีบท่อ (in)  
 $L$  = ค่าความยาวท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (m)

การออกแบบหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกัน สามารถตรวจสอบจำนวนเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ได้โดย

$$Re = \frac{D_r V_{\max} \rho_h}{\mu} \quad (2-14)$$

โดยที่  $\mu$  = ค่าความหนืดพลศาสตร์ (kg/m.s)

จากสมการ (2-14) สำหรับชุดมัดท่อที่จัดเรียงเป็นรูปสามเหลี่ยม (30°) ที่มีจำนวน 3 แถวหรือมากกว่าโดยอยู่ภายใต้เงื่อนไขช่วงตัวแปรต่าง ๆ ดังนี้ (Kroger, 1998)

$$\begin{aligned}
 1800 &\leq Re \leq 10^5 \\
 0.44 \text{ in} &\leq D_r \leq 2.0 \text{ in} \\
 0.23 \text{ in} &\leq b \leq 0.75 \text{ in} \\
 0.01 \text{ in} &\leq T \leq 0.022 \text{ in} \\
 1.08 \text{ in} &\leq P_T \leq 3.88 \text{ in} \\
 1 &\leq A_o/\pi D_r L \leq 50
 \end{aligned}$$

### 6.2 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลภายในท่อ ( $h_i$ )

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการพัฒนาประสิทธิภาพเต็มขีดความสามารถ ค่าของ Nusselt number เฉลี่ย (Dittus & Boelter, 1930) (ทั้งในกรณีที่มีค่าอุณหภูมิผิวสม่ำเสมอหรือในกรณีที่มีค่าความร้อนสม่ำเสมอ) จะสามารถเขียนได้เป็น

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n \quad (2-15)$$

โดยที่  $n = 0.4$  ในกรณีเป็นการรับความร้อน (Heating)

$n = 0.3$  ในกรณีเป็นการถ่ายเทความร้อนออก (Cooling)

จำนวนการไหลกลับแบบ 4 เที้ยว จะถูกเลือกสำหรับการใช้ในการออกแบบในครั้งนี้ เพื่อที่จะเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สามารถตรวจสอบจำนวนเรย์โนลด์ส์นับเบอร์ได้โดย

$$Re = \frac{4\dot{m}_c(N_p/N_t)}{\pi D_i \mu} \quad (2-16)$$

โดยที่  $\dot{m}_c$  = อัตราการไหลของมวลของของไหลด้านเย็น (m/s)

$N_p$  = จำนวนเที้ยวของชุดท่อที่ติดตั้งในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกัน

$N_t$  = จำนวนท่อของชุดท่อที่ติดตั้งในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกัน

$D_i$  = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (in)

$\mu$  = ค่าความหนืดพลศาสตร์ (kg/m.s)

จากสมการ (2-16) สำหรับชุดมัดท่อที่จำนวนการไหลกลับแบบ 4 เที้ยว โดยอยู่ภายใต้เงื่อนไขช่วงตัวแปรต่าง ๆ ดังนี้

$$0.7 < Pr < 160$$

$$Re > 10000$$

### 7. ประสิทธิภาพของครีบท่อ ( $\eta_f$ )

การวิเคราะห์ประสิทธิภาพของครีบบรูปวงแหวนเป็นการวิเคราะห์ก่อนข้างซับซ้อนและมีสมการสำหรับคำนวณหาประสิทธิภาพเกี่ยวข้องกับ Bessel ฟังก์ชัน (Incropera & Dewitt, 2002) ทำให้ไม่สะดวกในการใช้ แต่ต่อไปนี้จะง่ายโดยการเปลี่ยนแปลงของสมการ (2-17) จะให้การประมาณที่ดีมากสำหรับครีบบรูปวงแหวน (McQuiston & Tree, 1972)

$$\eta_f = \frac{q_{fin}}{q_{max}} = \frac{(hPkA)^{\frac{1}{2}}(T_s - T_{\infty}) \tanh(mL)}{hPL(T_s - T_{\infty})}$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(m\Psi)}{m\Psi} \quad (2-17)$$

เมื่อ

$$\Psi = [(r_{2c} - r_1)][1 + 0.35 \ln(r_{2c}/r_1)] \text{ และ } m = (2h_o/kT)^{0.5} \quad (2-18)$$

โดยที่  $\eta_f$  = ประสิทธิภาพของครีบท่อ

$q_{fin}$  = อัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีบท่อทั้งหมดบนพื้นผิวครีบท่อ (W)

$q_{max}$  = อัตราสูงสุดของการถ่ายเทความร้อนจากครีบท่อ (W)

$h$  = ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ( $W/m^2 \cdot K$ )

$P$  = เส้นรอบวงของครีบท่อ (in)

$A$  = พื้นที่ ( $m^2$ )

$T_s$  = อุณหภูมิพื้นผิว (K)

$T_{\infty}$  = อุณหภูมิของของไหลจากพื้นที่ผิวของแข็ง (K)

$m$  = พารามิเตอร์ของครีบท่อ

$L$  = ค่าความยาวของครีบบ (m)

$k$  = ค่าการนำความร้อน (W/m.K)

$\Psi$  = พารามิเตอร์ในสมการสำหรับประสิทธิภาพของครีบบ

ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีบบที่ถูกลำหนดได้โดย

$$q_{fin} = 2\eta_f h \pi (r_{2c}^2 - r_1^2) |T_s - T_\infty| \quad (2-19)$$

อัตราการรวมของการถ่ายเทความร้อนจากพื้นผิวของครีบบคือผลรวมของอัตราการถ่ายเทความร้อนจากชั้นพื้นผิว และจากครีบบทั้งหมด ดังนั้น

$$\begin{aligned} q &= q_{fins} + q_{unfins} \\ q &= hAq_{unfins} |T_s - T_\infty| + \eta_f hA_{fins} |T_s - T_\infty| \\ q &= h \left[ \frac{A_{unfins} + \eta_f A_{fins}}{A_o} \right] A_o |T_s - T_\infty| \\ q &= h\eta_w A_o |T_s - T_\infty| \end{aligned} \quad (2-20)$$

เมื่อ

$$A_o = A_{fins} + A_{unfins} = \text{total heat-transfer area}$$

$$\eta_w = \text{weighted efficiency} = \left[ \frac{A_{unfins} + \eta_f A_{fins}}{A_o} \right] \quad (2-21)$$

โดยที่  $\eta_w$  = ค่า weighted efficiency

$$A_{fins} = \text{พื้นที่ผิวของครีบบที่ (in}^2\text{)}$$

$$A_{unfins} = \text{พื้นที่ผิวของท่อ (in}^2\text{)}$$

$$\eta_f = \text{ประสิทธิภาพของครีบบที่}$$

$$A_o = \text{พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของก๊าซไอเสียที่ไหลภายนอกท่อ (m}^2\text{)}$$

## 8. การวิเคราะห์กรณีที่มีความสกปรกเกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อความร้อนแบบไหลตัดกันนั้น ใช้ได้สำหรับกรณีที่ท่อในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันและท่อนั้นเป็นท่อที่ใหม่ การวิเคราะห์ไม่ได้เพื่อค่าสำหรับความสกปรกหรือตะกรันที่อาจเกาะติดอยู่บนผนังท่อทั้งด้านในและด้านนอกเมื่อมีการใช้งานไปช่วงเวลาหนึ่ง ความสกปรกหรือตะกรันที่เกาะติดอยู่บนผนังท่อจะส่งผลให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนจากการไหลชนิดหนึ่ง ไปสู่ของไหลอีกชนิดลดน้อยลง และนอกจากนั้นตะกรันหรือความสกปรกที่เกาะติดอยู่บนผนังท่อ ยังส่งผลต่อความดันตกคร่อมของการไหลให้มีความมากขึ้น ซึ่งก็จะส่งผลต่อการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยตรง

### 8.1 ค่า Design overall heat-transfer coefficient ( $U_D$ )

สมการนี้มีการแก้ไขสำหรับท่อครีบสูง โดยการเพิ่มระยะของความสูงของครีบท่อ สำหรับการต้านทานระหว่างครีบและท่อ ผลที่ได้คือ

$$U_D = ((1/U_c) + R_D)^{-1} \quad (2-22)$$

โดยที่  $U_D$  = ค่า Design overall heat-transfer coefficient ( $m^2 \cdot K/W$ )

$U_c$  = ค่า Clean overall heat-transfer coefficient ( $m^2 \cdot K/W$ )

$R_D$  = ค่าเฟา์ลิ่ง ( $m^2 \cdot K/W$ )

เมื่อ

$$U_c = \left( \frac{(A_o/\pi D_i L)}{h_i} + \frac{(A_o/L) \ln(D_o/D_i)}{2\pi k_{tube}} + \frac{1}{\eta_w h_o} \right)^{-1} \quad (2-23)$$

และ

$$R_D = R_{Di} (A_o/\pi D_i L) + \frac{R_{Do}}{\eta_w} \quad (2-24)$$

โดยที่  $R_D$  = ค่าเฟา์ลิ่ง ( $m^2 \cdot K/W$ )

$R_{Di}$  = ค่าเฟา์ลิ่งด้านในท่อ ( $m^2 \cdot K/W$ ) มีค่าเท่ากับ 0 เนื่องจากไม่นำมาคิด

$R_{Do}$  = ค่าเฟา์ลิ่งด้านนอกท่อ ( $m^2 \cdot K/W$ ) มีค่าเท่ากับ 0 เนื่องจากไม่นำมาคิด

$k_{tube}$  = ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของท่อ ( $W/m^2 \cdot K$ )

ค่าความต้านทานการไหลของความร้อนที่เกิดจากตะกรันและสิ่งสกปรกที่ผิวท่อ ซึ่งเป็นค่าที่แปรผันตามชนิดของของไหล แต่อย่างไรก็ตามข้อมูลที่ได้เป็นการประมาณการ และเป็น ข้อมูลเฉลี่ยจากการใช้งานของของไหลแต่ละชนิดในลักษณะทั่ว ๆ ไป ข้อมูลที่นำเสนอใน ตารางที่ 2-3 เป็นข้อมูลเฉลี่ยของการใช้งานในเวลา 1 ปี

ตารางที่ 2-3 ค่าความต้านทานการไหลของความร้อนที่เกิดจากตะกรันและสิ่งสกปรก (สมศักดิ์ ไชยะภินันท์, 2554)

ชนิดของของไหล	ค่าความต้านทาน (m <sup>2</sup> -K/W)
น้ำป้อนเข้าหม้อต้ม (boiler treated)	0.00009
น้ำจากหม้อต้ม (blow down)	0.00035-0.00053
น้ำมันเครื่อง	0.000175
สารทำความสะอาด	0.000175
อากาศ	0.0004
ก๊าซปล่อยออก(flue gas)	0.0009

## 8.2 ค่าความดันตกคร่อม (Bar)

สำหรับของไหลที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกัน การหาค่าความดันลดลงจะแบ่งออกเป็น 2 ด้าน คือ ค่าความดันลดด้านในท่อและค่าความดันตกคร่อมด้านนอกท่อ (Serth, 2007)

การไหลในส่วนท่อนั้นอาจหาได้โดยการนำปริมาตรควบคุมอ้างอิงกับการไหลในชุดท่อและใช้สมการกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์แก้ปัญหาค้นหาค่าความดันตกคร่อมในส่วนของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ แต่เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันนั้นสามารถติดตั้งชุดท่อให้เกิดการไหลเวียนได้มากกว่า 1 เที้ยว (Pass)

8.2.1 ค่าความดันลดลงด้านในท่อของของไหลที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัดกัน สามารถเขียนสมการได้เป็น

$$\Delta P_f = \frac{fLG^2}{2000D_1s\phi} \quad (2-25)$$

โดยที่  $P_f$  = เป็นค่าความดันตกของการไหลในท่อที่พิจารณาเฉพาะส่วนการสูญเสียหลัก

$L$  = ค่าความยาวท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (m)

$D_i$  = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (in)

$\phi$  = ค่าความหนืดพลศาสตร์ปรับแก้

$s$  = ค่า Specific gravity

$$G = \text{ค่า Mass flux} = \frac{\dot{m}_c(n_p/n_t)}{\frac{\pi}{4}D_i^2}$$

และค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานที่ใช้ในสมการ (2-25) สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อแสดงได้โดย

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2-26)$$

ส่วนของการสูญเสียรอง (Minor loss) จะสามารถเขียนค่าความดันตกคร่อมที่เกิดจากการไหลในส่วนนี้ได้เป็น

$$\Delta P_r = 6.0 \times \frac{10^{-4}(2N_p-1)G^2}{S} \quad (2-27)$$

โดยที่  $\Delta P_r$  = ค่าความดันตกคร่อมของการไหลในท่อ (พิจารณาเฉพาะส่วนการสูญเสียรอง)

$N_p$  = จำนวนเที้ยวของชุดท่อ

8.2.2 ค่าความดันตกด้านนอกท่อ ของของไหลที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัดกันสามารถเขียนสมการได้เป็น

$$\Delta P_f = \frac{2fN_r G^2}{\rho_h} \quad (2-28)$$



โดยที่  $\Delta P_f$  = ค่าความดันตกคร่อมของการไหลภายนอกท่อ (พิจารณาเฉพาะส่วนการสูญเสียหลัก)

$$N_f = \text{จำนวนแถวของชุดท่อ}$$

$$G = \text{ค่า Mass flux} = \rho_h V_{\max}$$

และค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของการไหลในเปลือกผ่านชุดท่อ ที่สามารถหาจากผลทดลอง Ganguli (Ganguli et al., 1985) ที่ถูกนำเสนอในสมการที่ (2-28)

$$f = \left[ 1 + \frac{2e^{-(a/4)}}{1+a} \right] \left[ 0.021 + \frac{27.2}{Re_{\text{eff}}} + \frac{0.29}{Re_{\text{eff}}^{0.2}} \right] \quad (2-29)$$

เมื่อ

$$Re_{\text{eff}} = Re(l/b)$$

$$l = 1/n_f$$

$$a = (P_T - D_f)/D_f$$

จากสมการ (2-29) สำหรับค่าความดันตกคร่อมด้านนอกท่อ ของของไหลที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบตัดกัน โดยอยู่ภายใต้เงื่อนไขช่วงตัวแปรต่าง ๆ ดังนี้

$$2000 \leq Re \leq 50000$$

$$0.734 \text{ in} \leq D_f \leq 1.61 \text{ in}$$

$$0.4135 \text{ in} \leq b \leq 0.588 \text{ in}$$

$$0.0158 \text{ in} \leq \tau \leq 0.0235 \text{ in}$$

$$0.0729 \text{ in} \leq l \leq 0.1086 \text{ in}$$

$$1.687 \leq P_T \leq 4.5$$

## การคำนวณหา ACID DEW POINT TEMPERATURE

ในการคำนวณ acid dew point ของก๊าซไอเสียเป็นสิ่งสำคัญเนื่องจากก๊าซไอเสียที่ปลดปล่อยหลังจากการเผาไหม้ มีสารผสมออกมา ประกอบไปด้วย SO<sub>2</sub>, SO<sub>3</sub>, CO, CO<sub>2</sub> และ H<sub>2</sub>O โดย SO<sub>3</sub> เมื่อรวมตัวกับ H<sub>2</sub>O จะกลายเป็น H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> (Sulfuric acid) เมื่อก๊าซไอเสียผ่านท่อความร้อน จะทำให้อุณหภูมิของก๊าซไอเสียลดลง ถ้าลดลงจนถึง Dew point sulfuric acid จะเริ่มเปลี่ยนสถานะจากก๊าซเป็นของเหลวและส่งผลทำให้เกิดการกัดกร่อน โดยเฉพาะจุดแรก ๆ ที่เริ่มเกิดเป็นของเหลว จะมีความเข้มข้นสูงมาก pH ต่ำมาก ส่งผลต่อการกัดกร่อนอย่างมาก

Acid Dew Point ของ SO<sub>3</sub>จะมีค่าสูงกว่า SO<sub>2</sub> จึงจะต้องมีการคำนวณ Acid dew point temperature ของสารผสมซึ่งเป็นไปตามสมการของ Verhoff & Banchero หรือสมการของ Okkes correlation สำหรับการประมาณค่า Acid dew point temperature ของก๊าซซัลเฟอร์ไดรอกไซด์ (SO<sub>3</sub>) โดยให้ปริมาณการเปลี่ยนแปลงจาก SO<sub>2</sub> เป็น SO<sub>3</sub> อยู่ที่ค่าสูงสุด คือ 5% (B. ZareNezhad & Almanian, 2011)

ดังนั้น สมการต่อไปนี้จะถูกนำมาใช้ในการประมาณ Acid dew point temperature sulfuric acid:

1. Verhoff & Banchero (Verhoff & Banchero, 1974)

$$1000/Tdp = 2.276 - 0.0294 \ln(P_{H_2O}) - 0.0858 \ln(P_{SO_3}) + 0.0062 \ln(P_{H_2O}) \ln(P_{SO_3}) \quad (2-30)$$

2. Okkes correlation (Okkes, 1987)

$$Tdp = 203.25 + 27.6 \times \text{Log}_{10} P + 10.83 \times \text{Log}_{10}(P_{SO_3}) + 1.06 \times (\text{Log}_{10}(P_{SO_3}) + 8) \times 2.19 \quad (2-31)$$

เมื่อ

Tdp = อุณหภูมิของ Acid dew point (°C)

P = Partial pressure (atm)

## การวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์เกี่ยวกับการนำความร้อนทิ้งมาใช้ใหม่ (ECONOMICS OF WASTE HEAT RECOVERY) (อนุรักษ์ ทองสุโขวงศ์, 2552)

กรณีศึกษาเชิงเศรษฐศาสตร์สำหรับการลงทุนในอุปกรณ์การนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ จำเป็นต้องศึกษาควบคู่ไปกับการศึกษาความต้องการของเครื่องจักรที่ใช้งานหลักของบริษัทด้วย เพราะการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่เป็นเทคนิควิธีหนึ่งของมาตรการที่จะช่วยลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของธุรกิจในองค์กร ซึ่งเป็นการลงทุนที่มูลค่าค่อนข้างสูงแต่ผลประโยชน์ที่ได้รับก็จะมีมูลค่าสูงตามด้วยเช่นกัน และมีระยะเวลาคืนทุนเป็นที่น่าพอใจสำหรับนักเศรษฐศาสตร์และวิเคราะห์การลงทุน เครื่องมือที่ใช้ในการวิเคราะห์ ประเมินโครงการและการตัดสินใจคัดเลือกโครงการ มีดังนี้

1. วิธีอัตราผลตอบแทนถัวเฉลี่ย (The average rate of return method) เป็นลักษณะของการเปรียบเทียบกำไรสุทธิที่หลังภาษีที่เกิดขึ้นเทียบกับเงินลงทุนสุทธิถัวเฉลี่ยของโครงการนั้น (กรณีลงทุนตลอดช่วงปี) คำนวณได้โดย

$$\text{อัตราผลตอบแทนถัวเฉลี่ย} = \frac{\text{กำไรสุทธิเฉลี่ยต่อปี}}{\text{เงินลงทุนสุทธิถัวเฉลี่ย}} \quad (2-32)$$

ในบางกรณีที่มีการลงทุนเพียงครั้งเดียวการคำนวณหาอัตราผลตอบแทนถัวเฉลี่ยอาจใช้เงินลงทุนครั้งแรกแทนการใช้เงินลงทุนถัวเฉลี่ยได้คำนวณได้โดย

$$\text{อัตราผลตอบแทนถัวเฉลี่ย} = \frac{\text{กำไรสุทธิเฉลี่ยต่อปี}}{\text{เงินลงทุนเริ่มแรก}} \quad (2-33)$$

ในการเลือกใช้การคำนวณโดยปกติหากลงทุนในสินทรัพย์ที่มีค่าเสื่อมราคาจะใช้เงินลงทุนสุทธิถัวเฉลี่ย หากเป็นการลงทุนในสินทรัพย์ที่ไม่มีการเสื่อมราคาจะใช้เงินลงทุนเริ่มแรกในการคำนวณจึงเหมาะสม อย่างไรก็ตาม การใช้อัตราผลตอบแทนถัวเฉลี่ยในการตัดสินใจเลือกโครงการควรพิจารณาข้อดีข้อด้อย ดังนี้

ข้อดีคือ เป็นวิธีที่ง่ายในการคำนวณเนื่องจากใช้ตัวเลข/ ข้อมูลจากข้อมูลทางบัญชีและอัตราร้อยละที่คำนวณได้นั้นสามารถนำไปเปรียบเทียบกับอัตราผลตอบแทนที่ต้องการได้ (Required rate of return)

ข้อด้อย คือ เป็นวิธีที่ใช้กำไรสุทธิทางบัญชีในการคำนวณจึงไม่คำนึงกำไรในรูปเงินสดรวมถึงไม่คำนึงถึงมูลค่าเงินตามเวลา

2. วิธีระยะเวลาคืนทุน (Payback period method: PP) เป็นการพิจารณาโครงการลงทุนจากมูลค่าเงินลงทุนที่เสียไปกับระยะเวลาที่จะได้รับประโยชน์จากการลงทุนคืน ในการคำนวณสามารถแยกพิจารณาได้เป็น 2 กรณี ได้แก่

2.1 ผลตอบแทนหรือกระแสเงินสดรับสุทธิหลังภาษีเท่ากันทุกปีตลอดอายุโครงการ จะคำนวณได้โดย

$$\text{ระยะเวลาคืนทุน} = \frac{\text{ค่าใช้จ่ายในการลงทุนเริ่มแรก}}{\text{ผลประโยชน์สุทธิเฉลี่ยต่อปี}} \quad (2-34)$$

2.2 ผลตอบแทนหรือกระแสเงินสดรับสุทธิหลังภาษีไม่เท่ากันทุกปีตลอดอายุโครงการ จะคำนวณได้โดย การพิจารณากระแสเงินสดเข้าสู่สุทธิสะสม

ในบางกรณีการใช้ระยะเวลาคืนทุนในการพิจารณาคัดเลือกโครงการอาจทำให้เกิดการตัดสินใจผิดพลาด ได้เนื่องจากวิธีนี้ไม่ได้คำนึงถึงผลประโยชน์ที่จะได้รับหลังระยะเวลาคู่มือทุนและไม่ได้คำนึงถึงมูลค่าเงินตามเวลาด้วย เพื่อจัดปัญหาเกี่ยวกับมูลค่าเงินสามารถนำมูลค่าเงินมาปรับให้ถูกต้อง โดยคำนวณเป็นระยะเวลาคืนทุนที่คำนึงถึงค่าเงิน (Discounted payback period method) มาใช้ในการวิเคราะห์และประเมินโครงการได้

3. วิธีมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (The net present value method: NPV) วิธีนี้จะคำนวณหาผลต่างระหว่างมูลค่าปัจจุบันของผลตอบแทนที่คาดว่าจะได้รับในอนาคตตามอัตราผลตอบแทนขั้นต่ำที่ต้องการ หรือต้นทุนเงินทุนกับต้นทุนเงินทุนเริ่มแรก สามารถคำนวณได้จากสมการดังนี้  $NPV =$  มูลค่าปัจจุบันสุทธิ

$$NPV = \left( \sum_{t=1}^n \frac{C_t}{(1+r)^t} \right) - I \quad (2-35)$$

เมื่อ  $I$  = เงินจ่ายลงทุนครั้งแรก

$C_t$  = กระแสเงินสดได้รับสุทธิในแต่ละงวด

$t$  = ปีที่ 1 ถึงปีที่  $n$

$n$  = จำนวนงวดดอกเบี้ย/จำนวนปี

$r$  = อัตราดอกเบี้ย/อัตราผลตอบแทน

#### 4. วิธีผลตอบแทนจากการลงทุน(The internal rate of return method: IRR)

เป็นการคำนวณหาอัตราผลตอบแทนที่จะได้รับจากการลงทุนในโครงการ อัตราผลตอบแทนนี้จะเป็นอัตราที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิเท่ากับ 0 หรือผลตอบแทนที่ได้รับเท่ากับเงินลงทุนครั้งแรก สามารถคำนวณได้จากสมการดังนี้

$$I - \left( \sum_{t=1}^n \frac{C_t}{(1+r)^t} \right) = 0 \quad (2-36)$$

เมื่อ

$I$  = เงินจ่ายลงทุนครั้งแรก

$C_t$  = กระแสเงินสดได้รับสุทธิในแต่ละงวด

$t$  = ปีที่ 1 ถึงปีที่  $n$

$n$  = จำนวนงวดดอกเบี้ย/จำนวนปี

$r$  = อัตราดอกเบี้ย/อัตราผลตอบแทน

เมื่อทราบอัตราผลตอบแทนจากการลงทุน บริษัทจะตัดสินใจยอมรับโครงการก็ต่อเมื่ออัตราผลตอบแทนจากการลงทุนนั้นสูงกว่าอัตราผลตอบแทนที่ต้องการ (Required rate of return) หรือมากกว่าต้นทุนเงินทุน (Cost of capital)

## งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

สุนทร สิงหารุ (2547) ศึกษาการออกแบบและสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับดึงกลับความร้อนทิ้งจากก๊าซไอเสียด้านนอก จากเครื่องอุ่นอากาศปฐุมภูมิ ซึ่งมีขนาด 4.5 MW ของโรงไฟฟ้าแม่เมาะ ขนาด 150 MW โดยนำความร้อนที่ได้ ไปทดแทนระบบไหลเวียนอากาศ (Hot air recirculation)

จากการศึกษาพบว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเทอร์โมไซฟอน มีความเหมาะสมที่สุด ได้ทำการออกแบบและทำการทดสอบ ภายใต้อุณหภูมิอากาศและก๊าซร้อน  $30^{\circ}\text{C}$  และ  $190 - 210^{\circ}\text{C}$  ตามลำดับ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต้นแบบใช้ท่อทองแดง ครีบอลูมิเนียมขนาด 19.05 mm. ความยาวส่วนรับความร้อนและส่วนระบายความร้อน 0.98 m. การวางท่อแบบเหลี่ยม มุมเอียง  $20^{\circ}$  จำนวนท่อทดสอบ 53 ท่อ 7 แถว ใช้น้ำเป็นสารทำงานอัตราส่วนการเติม 60% ของส่วนรับความร้อน

การทดลองการไหลของอากาศและก๊าซร้อนแบบไหลตามกัน พบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต้นแบบ มีค่าสูงกว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ประมาณ 16%

ได้นำข้อมูลที่ได้จากการทดลอง ไปปรับปรุงขนาดการถ่ายเทความร้อนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ท่อเหล็กครีบ ขนาด 60.5 mm. ความยาวส่วนรับความร้อนและส่วนระบายความร้อน 2.57 m. การวางท่อแบบเหลี่ยม มุมเอียง  $20^{\circ}$  จำนวนท่อ 214 ท่อ 7 แถว ใช้น้ำเป็นสารทำงานอัตราส่วนการเติม 60% ของส่วนรับความร้อน

ทำการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งกับหม้อไอน้ำ โดยอัตราการไหลอากาศและก๊าซร้อนที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน  $90-110 \text{ kg/s}$  และ  $35-45 \text{ kg/s}$  ตามลำดับ อุณหภูมิก๊าซร้อน  $190-210^{\circ}\text{C}$  พบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนเป็นไปในทางเดียวกันกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยใช้แฟคเตอร์แก้ไข 1.16 สามารถดึงความร้อนกลับได้รวม ประมาณ 4500 kW โดยอุณหภูมิก๊าซไอเสียด้านนอก ระหว่าง  $140-163^{\circ}\text{C}$  อุณหภูมิด้านอากาศที่ไปทดแทนระบบไหลเวียนอากาศ อยู่ระหว่าง  $45-55^{\circ}\text{C}$  ความดันตกคร่อมด้านอากาศและก๊าซร้อน 354 และ 147 พาสคาล (Pa) ตามลำดับ ค่าสัมประสิทธิ์ผลอยู่ระหว่าง 0.25-0.33

ขวัญชัย ไกรทอง และอดิพงษ์ นันทพันธุ์ (2548) ศึกษาการประยุกต์ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางตัดแปลงจากคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์ “กรณีศึกษาการดึงความร้อนทิ้งจากน้ำร้อนมาใช้อุ่นอากาศ” กล่าวไว้เกี่ยวกับคอนเดนเซอร์ของระบบปรับอากาศรถยนต์มีลักษณะทางกายภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีราคาถูกและสามารถนำมาประยุกต์ใช้ในงานอุตสาหกรรมได้เช่นเดียวกับหม้อน้ำรถยนต์ งานวิจัยได้ศึกษาถึงคุณลักษณะเชิง

ความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางซึ่งดัดแปลงจากคอนเดนเซอร์ของระบบปรับอากาศรถยนต์ โดยอุปกรณ์ดังกล่าวได้ถูกนำมาประยุกต์ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนที่อุณหภูมิประมาณ  $65^{\circ}\text{C}$  กับอากาศที่อุณหภูมิห้อง พารามิเตอร์ที่ใช้ในการศึกษาครั้งนี้ ได้แก่ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศซึ่งอยู่ในช่วง  $0.1\text{ kg/s}$  และ  $0.4\text{ kg/s}$  จำนวนคอนเดนเซอร์ 1-3 ชุด และทิศทางการไหลของน้ำร้อนและอากาศสองแบบ คือ แบบไหลสวนทางและไหลตามกัน จากการศึกษาพบว่า ค่าประสิทธิผลของการแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ระหว่าง 0.4 และ 0.9 ซึ่งขึ้นอยู่กับอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ จำนวนคอนเดนเซอร์และทิศทางการไหลของน้ำและอากาศ และนอกจากนี้ในงานวิจัยนี้ได้พัฒนาขึ้นสามารถทำนายผลการทดลองได้ทั้งหมดในช่วง  $\pm 10\%$  จากการเปรียบเทียบสมรรถนะและราคากับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบปกติ พบว่าอุปกรณ์ที่พัฒนาขึ้นมีความเป็นไปได้ในการนำมาใช้เชิงปฏิบัติสูง

อุทัย ผ่องรัศมี, เสรีชัย ศิริชัย และสำราจ อินเบน (2556) ได้ทำการออกแบบและสร้างอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขดเพื่อศึกษาผลกระทบของความเร็วคูดก้ำชร้อนที่ต่อเงื่อนไขที่เหมาะสม สำหรับหม้อน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียวซึ่งมีอัตราการผลิตไอน้ำ  $500\text{ kg/h}$  จากการวัดอุณหภูมิที่หัวร้อนที่มีอุณหภูมิสูงถึง  $180^{\circ}\text{C}$  จึงได้ติดตั้งอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขดโดยนำก้ำชร้อนที่มาจากหม้อน้ำป้อนให้แก่หม้อไอน้ำแบบความร้อนไหลผ่านทางเดียว อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขดมีพื้นที่การถ่ายโอนความร้อน  $3.55\text{ m}^2$  ท่อมีความยาว  $34\text{ m}$  ก้ำชร้อนไหลอยู่ในแนวตั้งฉากกับอุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด และได้ติดตั้งพัดลมคูดก้ำชร้อนที่หลังจากการถ่ายโอนความร้อนให้แก่อุปกรณ์อุ่นน้ำป้อนแบบท่อขด ผลการวิจัยพบว่าที่อัตราการผลิตไอน้ำ  $200\text{ kg/h}$  ที่ความเร็วคูดก้ำชร้อนที่  $5.33\text{ m/s}$  มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนที่พื้นผิวท่อขดภายนอก และพื้นที่ผิวภายในท่อเฉลี่ย  $54.42$  และ  $0.89\text{ W/m}^2\text{C}$  ความดันลดเฉลี่ย  $87.42$  และ  $0.65\text{ Pa}$  มีประสิทธิผล  $0.36$  ซึ่งสามารถประหยัดพลังงานได้  $122,500$  บาทต่อปี และระยะเวลาคืนทุน 19 เดือน ซึ่งเป็นเงื่อนไขที่เหมาะสมสำหรับหม้อไอน้ำแบบให้ความร้อนไหลผ่านทางเดียว

นิวัตติ พิริยะรุ่งโรจน์ และจารุวัตร เจริญสุข (2553) ได้ทำการศึกษาผลของระยะห่างระหว่างท่อต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของอีโคโนไมเซอร์ ที่มีทิศการไหลแบบตามขวาง โดยใช้ท่อสแตนเลสที่มีการจัดเรียงท่อแบบแนวเฉียง น้ำเย็นจะไหลอยู่ภายในท่อและอากาศร้อนจะไหลอยู่ในเปลือก อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศร้อนคงที่ที่  $1,080\text{ kg/hr}$  และอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำเท่ากับ  $9\text{ l/min}$ . จากการศึกษาพบว่าเมื่อชุดอีโคโนไมเซอร์มีการจัดระยะห่างระหว่างท่อในแนวอนและแนวตั้งให้เท่ากับ  $5.1\text{ cm}$ . ทำให้ 1) ปริมาณความร้อนเฉลี่ยที่น้ำได้รับสูงสุดเท่ากับ  $17.9\text{ KW}$ . 2) อัตราส่วนความร้อนของน้ำได้รับต่อความร้อนจากอากาศร้อนมีค่าเฉลี่ย

สูงสุดเท่ากับ 0.298 3) ค่าประสิทธิภาพเฉลี่ยสูงสุดเท่ากับ 0.403 และ 4) การสูญเสียความดันเท่ากับ 5.5 mm

ธีระพล ชัยธัมมาวุธ และชนกนันท์ สุขกำเนิด (2554) ได้ทำการศึกษาผลกระทบและจุดเหมาะสมของอุณหภูมิปล่องของหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงชีวมวล ต่อผลตอบแทนในการลงทุน โดยพิจารณาจากผลการติดตั้งขนาดเครื่องอุ่นน้ำป้อน ในงานนี้นำเสนอการศึกษาจากกรณีตัวอย่างของหม้อไอน้ำขนาด 250 ตันต่อชั่วโมง ของโรงน้ำตาลมิตรภูเวียงที่ใช้เชื้อเพลิงกากอ้อย ที่มีสัดส่วนมวลกำมะถันที่ต่ำมาก จึงไม่คิดผลของการเกิดกรดซัลฟิวริกในไอเสีย และในการออกแบบเครื่องอุ่นน้ำป้อนและคำนวณปริมาณการนำความร้อนกลับมาใช้ได้ โดยใช้ทฤษฎีสมดุลมวลและสมดุลพลังงาน ทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการพาความร้อน การนำความร้อนของท่อ และผลการต้านทานความร้อนของตะกรัน โดยจะกำหนดระยะโครงสร้างท่อจำเพาะ และพิจารณาตัวแปรชีวิตในการบอกความเหมาะสมของการลงทุน คือ รายจ่ายรวมต่อปี และจากการศึกษาพบว่าหม้อไอน้ำก่อนติดตั้งเครื่องอุ่นน้ำป้อนมีความร้อนสูญเสียที่ปล่องสูงถึง 41.42 MW และเมื่อพิจารณาการออกแบบติดตั้งเครื่องอุ่นน้ำป้อนนำความร้อนกลับมาใช้ได้ พบว่ามีจุดที่เหมาะสมกับการลงทุนติดตั้งอยู่ที่อุณหภูมิไอเสีย 120°C ใช้ขนาดเครื่องอุ่นน้ำป้อน 7,459 ตารางเมตร ซึ่งพิจารณาจากค่าใช้จ่ายรวมต่อปีที่มีค่าน้อยที่สุดเท่ากับ 30.64 ล้านบาทต่อปี และประหยัดเงินหลังจากการติดตั้งได้ 20.66 ล้านบาทต่อปี มีระยะเวลาคืนทุนที่ 1.29 ปี และได้นำผลของการคำนวณของทฤษฎีที่ใช้ในงานวิจัยเปรียบเทียบกับข้อมูลที่ได้จากการทำงานจริงของเครื่องอุ่นน้ำป้อนที่ขนาดจริงพบว่า มีความคลาดเคลื่อนที่สอดคล้องกับปัจจัยที่ยอมรับได้

Dube et al. (1996) ได้ทำการสร้างเครื่องอุ่นอากาศจำลองเพื่อทดสอบค่าประสิทธิภาพของเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อน พบว่าค่าประสิทธิภาพของเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนนี้มีค่าขึ้นอยู่กับตัวแปรต่าง ๆ คือ ชนิด ขนาด คุณสมบัติของวัสดุและมุมเอียงของท่อความร้อน ชนิด และปริมาณของสารทำงานภายในท่อความร้อน รูปแบบการจัดเรียง และปริมาณของท่อความร้อนทั่วไปจะนิยมนำเอาท่อเหล็กและท่อทองแดงมาใช้เป็นท่อความร้อน และท่อทองแดงจะให้ค่าประสิทธิภาพสูงกว่าท่อเหล็กที่สภาวะเดียวกันประมาณ 10% แต่มีข้อจำกัด คือ ท่อทองแดงไม่นิยมนำมาใช้งานที่อุณหภูมิสูงกว่า 200°C เนื่องจากคุณสมบัติของท่อทองแดงเอง ดังนั้นสำหรับอุตสาหกรรมต่าง ๆ ที่อุณหภูมิใช้งานสูงกว่า 200°C จึงนิยมใช้เครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนที่เป็นท่อเหล็ก แม้ว่าค่าประสิทธิภาพที่ได้จะต่ำกว่าที่เลือกใช้ท่อทองแดงก็ตาม

Huang et al. (1990) ได้เสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อศึกษาอัตราส่วนการไหลอากาศต่อไอเสียที่เหมาะสมที่จะให้ความคุ้มค่าที่สุดในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนอุ่นอากาศแบบท่อความร้อน สำหรับหม้อไอน้ำในโรงไฟฟ้าเพื่อสามารถเลือกขนาด โครงสร้างของเครื่องอุ่น



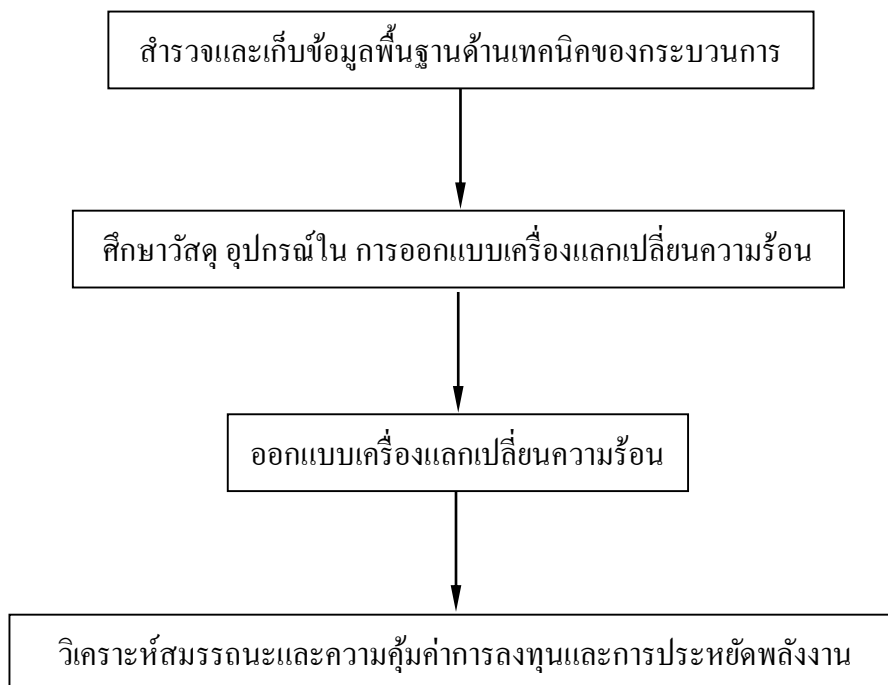
อากาศที่แสดงลักษณะที่ดีเลิศมาใช้งาน จากตัวอย่างการคำนวณโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ที่ขนาดกำลังการผลิตไอน้ำ 35 ตันต่อชั่วโมง เลือกใช้ท่อเหล็กแบบมิกิริบและเลือกสารทำงาน คือน้ำ ได้ว่าสามารถประหยัดมูลค่าฟังก์ชันของอุปกรณ์ (Object function value) ต่อปีได้ถึง 14.9%

Guo et al. (1990) ได้นำเอาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนมาประยุกต์ใช้ งานกับหม้อไอน้ำในโรงไฟฟ้าขนาด 220 ตันต่อชั่วโมงที่ใช้ น้ำมันเป็นเชื้อเพลิง สามารถทำให้ ประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำเพิ่มขึ้น 0.371% และประหยัดน้ำมันได้ถึง 378 ตันต่อชั่วโมง มีมูลค่า ก่อสร้างทั้งหมด 238,000 หยวน จะคืนทุนได้ภายในระยะเวลา 2 ถึง 3 ปี และเมื่อนำมาประยุกต์ใช้ งานกับหม้อไอน้ำขนาด 20 ตันต่อชั่วโมงที่ใช้ถ่านหินเป็นเชื้อเพลิงจะสามารถเพิ่มประสิทธิภาพของ หม้อไอน้ำได้ 1.38%

### บทที่ 3

#### วิธีดำเนินการวิจัย

การวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาถึงความเป็นไปได้และศักยภาพในการนำความร้อนเหลือทิ้งจากก๊าซไอเสีย (Flue gas) ของหม้อไอน้ำ มาให้ความร้อนกับน้ำควบแน่น (Condensate water) แล้วผลิตเป็นไอน้ำเพื่อนำไปใช้ในกระบวนการ โดยแบ่งขั้นตอนดำเนินการวิจัย ออกเป็น 4 ขั้นตอน แสดงดังภาพที่ 3-1



ภาพที่ 3-1 ขั้นตอนดำเนินการวิจัยของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อความร้อนแบบไหลตัดกัน

## สำรวจและเก็บข้อมูลพื้นฐานด้านเทคนิคที่จะนำมาใช้ในการออกแบบ

1. สำรวจและเก็บข้อมูลของหม้อไอน้ำ และกังหันไอน้ำสำรวจและเก็บข้อมูลพื้นฐานที่จะนำมาใช้ในการออกแบบโดยสำรวจและเก็บข้อมูลของหม้อไอน้ำและกังหันไอน้ำ ได้แก่ อุณหภูมิแรงดัน อัตราการไหลที่ใช้ พื้นที่ในการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ระยะห่างระหว่างบิมน้ำ ความแน่นและหม้อไอน้ำ เพื่อนำไปพิจารณาในการออกแบบข้อมูลที่ต้องตรวจวัด สามารถแบ่งออกเป็น 3 ส่วนหลัก ๆ ดังนี้

1.1 หม้อไอน้ำ ข้อมูลหม้อไอน้ำที่จำเป็นสำหรับการพิจารณาออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ อุณหภูมิก๊าซไอเสีย อัตราการไหลก๊าซไอเสีย และความดันภายในห้องเผาไหม้หม้อไอน้ำแสดงดังในตารางที่ 3-1

ตารางที่ 3-1 ข้อมูลที่ต้องตรวจวัดของหม้อไอน้ำ

ข้อมูลที่ต้องตรวจวัด	จุดที่ทำการตรวจวัด	เครื่องมือตรวจวัด
1. วัดค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสีย	- บริเวณทางออกของ หม้อไอน้ำ ก่อนปล่องไอเสีย	- เทอร์โมคัพเพิลส์วัดอุณหภูมิ - เกจวัดอุณหภูมิ - เทอร์โมมิเตอร์ (อินฟาเรด)
2. วัดค่าอัตราการไหลก๊าซไอเสีย	- ช่องทางเข้าของอากาศ เพื่อที่จะใช้ในการเผาไหม้ ภายในหม้อไอน้ำ (B-701) - บริเวณทางออกของเครื่องอัดอากาศ (K-701) ก่อนที่อากาศจะถูกส่งไปยังเตาเผาปฏิกรณ์ กลายเป็น CO <sub>2</sub>	- เวนจัวร์ ทรานมิสเตอร์ วัดอัตราการไหล - ออร์ฟีดโฟลว์ ทรานมิสเตอร์
3. วัดความดันภายในห้องเผาไหม้หม้อไอน้ำ	- ผนังด้านข้างของหม้อไอน้ำ (B-701) ในส่วนของห้องเผาไหม้	- ทรานมิสเตอร์ วัดความดัน
4. วัดค่าความเข้มข้นของ SO <sub>2</sub>	- บริเวณทางออกของ หม้อไอน้ำ ก่อนปล่องไอเสีย	- SO <sub>2</sub> มิเตอร์

1.2 กังหันไอน้ำ ข้อมูลกังหันไอน้ำที่จำเป็นสำหรับการพิจารณาออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ อุดมภูมิน้ำควบแน่น (Condensate water) อัตราการไหลน้ำควบแน่น (Condensate Water) และความดันน้ำควบแน่น (Condensate water) แสดงดังในตารางที่ 3-2

ตารางที่ 3-2 ข้อมูลที่ต้องตรวจวัดของกังหันไอน้ำ

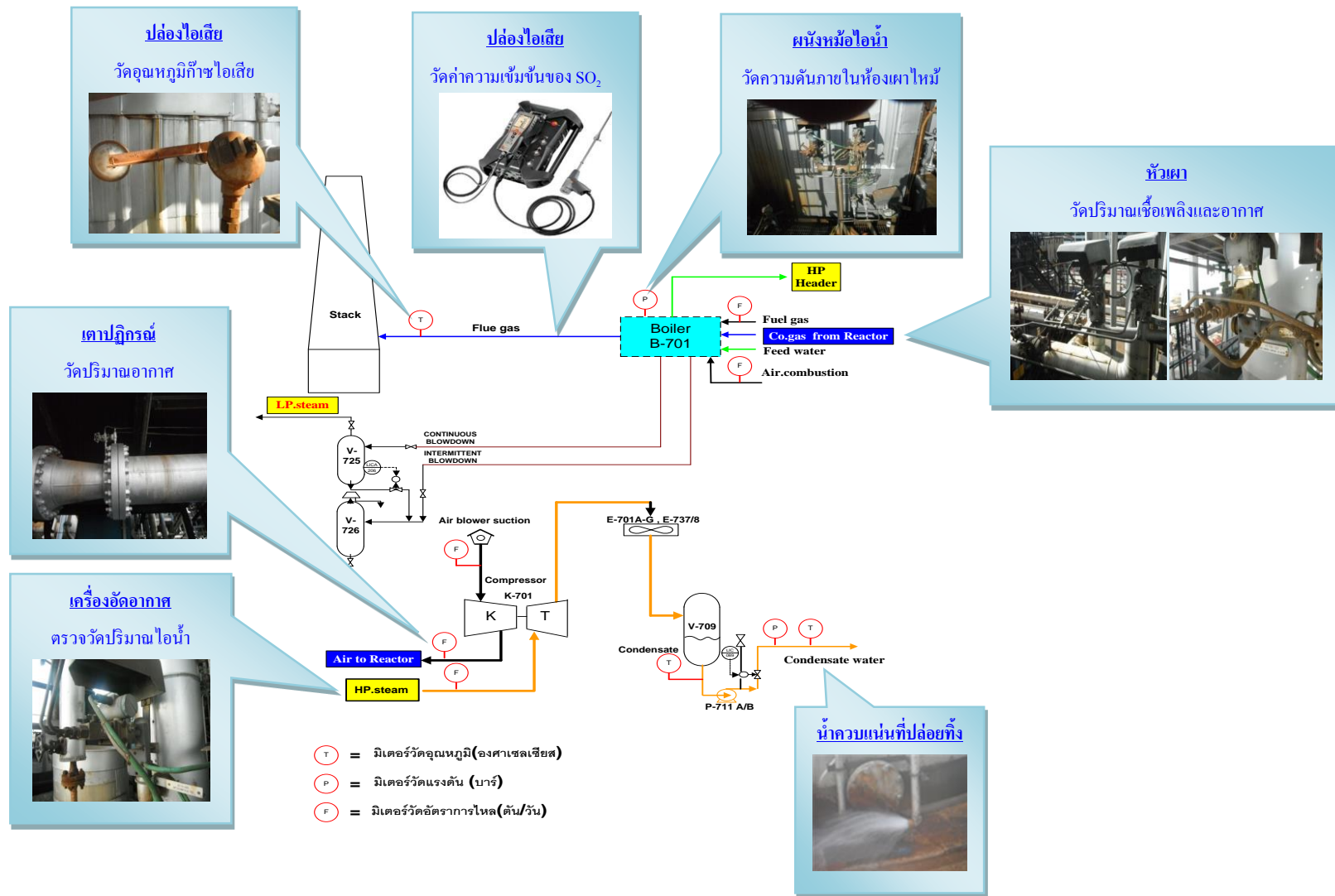
ข้อมูลที่ต้องตรวจวัด	จุดที่ทำการตรวจวัด	เครื่องมือตรวจวัด
1. วัดค่าอุดมภูมิน้ำควบแน่น (Condensate water)	- ไอน้ำหลังจากผ่านการใช้งาน ของ K-701 ไอน้ำจะถูก ควบแน่นลงสู่ V-704	- เกจวัดอุดมภูมิน้ำ - เทอร์โมมิเตอร์ วัดอุดมภูมิน้ำแบบ อินฟราเรด
2. วัดค่าอัตราการไหลน้ำ ควบแน่น (Condensate water)	- ด้านทางออกของปั๊ม (P-711A/B) ก่อนที่จะส่งน้ำ ควบแน่นไปเก็บไว้ที่ถังเก็บ	- ออริฟิต ทรานสมิตเตอร์ วัดอัตราการไหล
3. วัดค่าความดันน้ำควบแน่น (Condensate water)	- ด้านทางออกของปั๊ม (P-711A/B)	- เกจวัดความดัน

1.3 ข้อมูลอื่น ๆ ที่จำเป็นสำหรับการพิจารณาออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ ขนาดพื้นที่สำหรับติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และระยะห่างระหว่างปั๊มน้ำควบแน่น (Condensate water) และหม้อไอน้ำแสดงดังในตารางที่ 3-3

ตารางที่ 3-3 ข้อมูลอื่น ๆ สำหรับนำไปออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ข้อมูลอื่น ๆ	แหล่งข้อมูล
1. ค่าขนาดความกว้าง ความยาว และความสูง ของช่องทาง ลำเลียงก๊าซไอเสียที่ปล่อยออกไปยังปล่องไอเสีย เพื่อใช้เป็น พื้นที่ในการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	- ตามแบบ Drawing ในภาคผนวก ฉ-1
2. ระยะห่างระหว่างปั๊มน้ำควบแน่น (Condensate Water) และ หม้อไอน้ำ เพื่อใช้คำนวณหาความยาวของท่อน้ำควบแน่น	- ตรวจสอบหน้างาน
3. เงื่อนไขบังคับต่าง ๆ เช่น อุณหภูมิ แรงดัน อุณหภูมิกลิ่นตัว ของกรดก๊าซไอเสีย	- คู่มือปฏิบัติงาน (บริษัท ไทยออยล์ จำกัด, 2549)
4. เก็บข้อมูลหาสารประกอบของก๊าซไอเสียและเชื้อเพลิงเหลว	- ห้องปฏิบัติการ (Main lab.)

โดยสรุปตัวแปรที่ต้องการตรวจวัดในตำแหน่งต่าง ๆ ของหน่วยกลั่นน้ำมันดิบที่ 1  
ที่จำเป็นสำหรับใช้ในการพิจารณาออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงดังภาพที่ 3-2



ภาพที่ 3-2 จุดที่ทำการตรวจวัดค่าต่าง ๆ จากหน่วยกลั่นน้ำมันดิบที่ 1 (บริษัท ไทยออยล์ จำกัด, 2549)

2. ผลการตรวจวัดหลังจากที่ได้ทำการสำรวจและเก็บข้อมูลของกระบวนการสำหรับการ ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นค่าของข้อมูลจากการตรวจวัดได้รวบรวมและทำ การบันทึกค่าซึ่งแสดงเป็น 2 ส่วน คือ 1) แสดงข้อมูลที่ได้จากการตรวจวัด 2) แสดงข้อมูลที่ได้จาก การวิเคราะห์ผลจากห้องปฏิบัติการ ดังแสดงในตารางที่ 3-4, 3-5 และ 3-6

ตารางที่ 3-4 ข้อมูลที่ได้จากการตรวจวัด

จุดที่ทำการตรวจวัด	ผลการตรวจวัด	หน่วย
1. หม้อไอน้ำ		
1.1 หม้อไอน้ำ (B-701)		
อุณหภูมิก๊าซไอเสีย	290	°C
อัตราการไหลก๊าซไอเสีย	1,500	t/d
ความดันภายในห้องเผาไหม้หม้อไอน้ำ	20	mbar <sub>g</sub>
1.2 หม้อไอน้ำ (B-101)		
อัตราการใช้เชื้อเพลิง (น้ำมันเตาเกรด ซี)	150	t/d
2. กังหันไอน้ำ		
อุณหภูมิไอน้ำควบแน่น	80	°C
อัตราการไหลไอน้ำควบแน่น	350	t/d
ความดันไอน้ำควบแน่น	6.5	bar <sub>g</sub>
3. ข้อมูลอื่น ๆ		
พื้นที่ในการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	1,642x1,000x1,470	mm
ระยะห่างระหว่างบิมน้ำควบแน่นและหม้อไอน้ำ	40	m
ค่ามาตรฐานควบคุม	ดังตารางที่ 3-5	
สารประกอบของก๊าซไอเสียและเชื้อเพลิงเหลว	ดังตารางที่ 3-6 และ 3-7	

ในการออกแบบแลกเปลี่ยนความร้อน เงื่อนไขบังคับของกระบวนการเป็นอีกปัจจัยที่สำคัญที่ต้องนำมาพิจารณาและควบคุม เนื่องจาก เงื่อนไขต่าง ๆ จะต้องเป็นไปตามข้อกำหนดที่ควบคุมและออกแบบของโรงงานไว้ มิฉะนั้น ถ้าทำการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องใหม่เข้าใช้งาน จะทำให้เกิดอันตรายต่อผู้ปฏิบัติงานและความเสียหายต่ออุปกรณ์ในกระบวนการได้ ซึ่งเงื่อนไขบังคับของกระบวนการจะถูกกำหนดและควบคุมแสดงดังตารางที่ 3-5

ตารางที่ 3-5 ค่ามาตรฐานควบคุมของกระบวนการ [12]

ค่ามาตรฐานควบคุม	ค่ามาตรฐาน	หน่วย
แรงดันภายในหม้อไอน้ำ	< 30	mbar <sub>g</sub>
อุณหภูมิไอน้ำแรงดันต่ำ	> 140	°C
แรงดันไอน้ำ (แรงดันต่ำ)	> 2.8	bar <sub>g</sub>
ความเข้มข้นของ SO <sub>2</sub>	< 700	ppm

ตามตารางที่ 3-6 แสดงปริมาณค่าสูงสุดของสารประกอบในก๊าซไอเสียที่ได้จากการตรวจวัด ด้วยเครื่อง SO<sub>2</sub> มิเตอร์ เพื่อหาปริมาณสารประกอบของก๊าซไอเสีย และสารประกอบของเชื้อเพลิงเหลวที่ได้ทำการวิเคราะห์ จากห้องห้องปฏิบัติการตามวิธีการ UOP 539 (UOP, 2012) มีความสำคัญและจะถูกนำไปใช้ในขั้นตอนของการคำนวณ Acid Dew Point Temperature และความชื้นของเชื้อเพลิง ในขั้นตอนต่อไป

ตารางที่ 3-6 ปริมาณค่าสูงสุดของสารประกอบในก๊าซไอเสีย เดือน มี.ค.-พ.ย. (พ.ศ. 2558)

สารประกอบของก๊าซไอเสีย	ปริมาณความเข้มข้น	หน่วย
ซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (SO <sub>2</sub> )	352	ppm
คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO)	0.1	% vol
คาร์บอนไดออกไซด์ (CO <sub>2</sub> )	10.7	ppm
ความชื้น (H <sub>2</sub> O)	10.7	% vol
Excess O <sub>2</sub>	2.2	% vol



ตารางที่ 3-7 สารประกอบของเชื้อเพลิงเหลวที่ใช้เป็นเชื้อเพลิงในหม้อไอน้ำ (B-101)

ส่วนประกอบของเชื้อเพลิงเหลว (น้ำมันเตาเกรดซี Density = 0.99 kg/m <sup>3</sup> )	ปริมาณ (หน่วย: %)
คาร์บอน ไดออกไซด์ (C)	85
ไฮโดรเจน (H)	11.75
ออกซิเจน (O)	1.03
ซัลเฟอร์ (S)	1.51
ไนโตรเจน (N)	0.28
ความชื้น (H <sub>2</sub> O)	0

สำหรับค่าคุณสมบัติของของไหลทั้ง 2 ชนิดในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถประมวลผลโดย ตารางคุณสมบัติของของไหลแสดงดังภาคผนวก ก-1 และ ก-2 ซึ่งสรุปได้ดังตารางที่ 3-8

ตารางที่ 3-8 คุณสมบัติของของไหลของก๊าซไอเสียและน้ำควบแน่น (Kreith & Bohn, 2001)

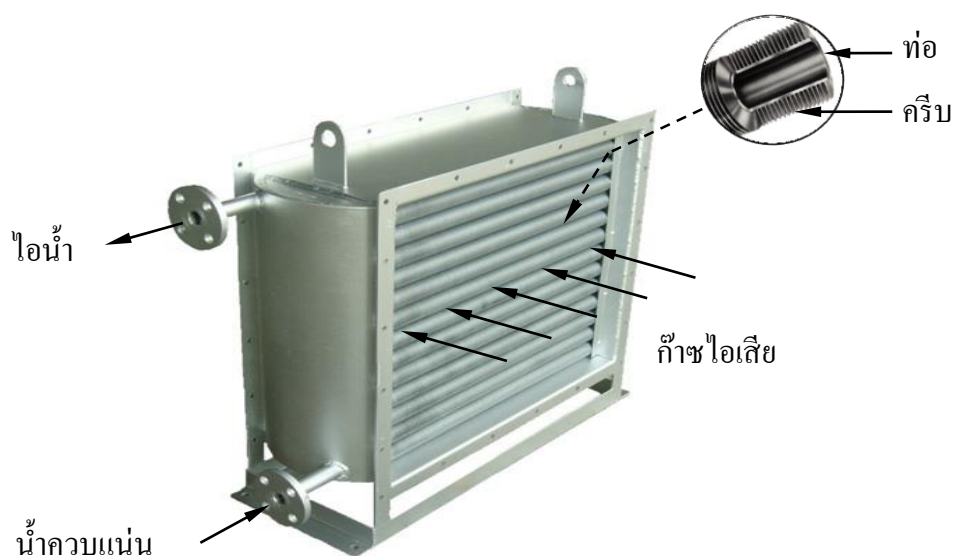
คุณสมบัติ	ก๊าซไอเสีย	น้ำควบแน่น
	ที่อุณหภูมิ 290°C	ที่อุณหภูมิ 80°C
Cp J/(kg-K)	1,054.5	4,194.2
k W/(m-K)	0.04	0.67
$\mu$ kg/(m-s)	25.53x10 <sup>-6</sup>	356.78 x10 <sup>-6</sup>
$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	0.95	971.6
Pr	0.68	2.13

## ศึกษาวัสดุ อุปกรณ์ ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนปัจจัยหลักที่ต้องคำนึงและนำมาพิจารณานอกจากการสำรวจและเก็บข้อมูลพื้นฐานจากกระบวนการ ดังตารางที่ 4-4, 4-5, 4-6 และ 4-7 แล้วอีกประการหนึ่งซึ่งเป็นสิ่งสำคัญที่ต้องศึกษาก่อนการสร้าง ได้แก่ วัสดุ อุปกรณ์ที่จะนำมาใช้งาน ขนาด และรูปแบบการจัดเรียงท่อของแลกเปลี่ยนความร้อน โดยมีขั้นตอนในการเลือกใช้งานและออกแบบ สำหรับงานด้านวิศวกรรม ดังนี้

### 1. วัสดุ อุปกรณ์

จากข้อมูลผู้ผลิต บริษัท Wolverine (Bell & Mueller, 2001) วัสดุส่วนมากที่พบว่าใช้ในการทำท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงดังภาพที่ 3-3 ได้แก่ คาร์บอนสตeel อัลลอยสตeel สแตนเลสสตeel คอปเปอร์-นิกเกิล อัลลอยส์ อะลูมิเนียม ทองแดง นิกเกิล-อัลลอยส์ ไบเมททอล ส่วนวัสดุที่นำมาใช้ทำครีป ได้แก่ อะลูมิเนียม สตeel กาล์วาไนซ์ สตeel



ภาพที่ 3-3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อความร้อนแบบไหลตัดกัน

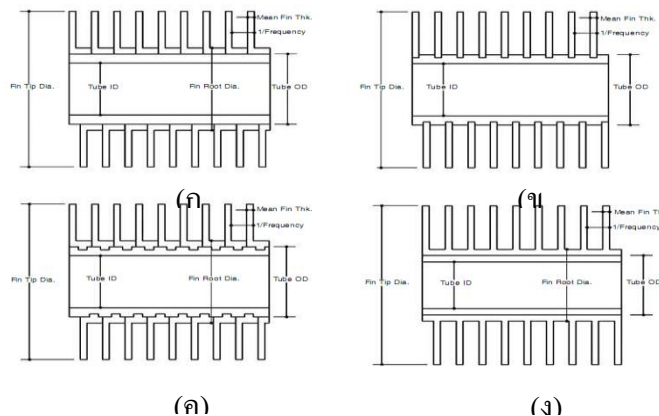
ดังนั้นเกณฑ์ในการพิจารณาเลือกวัสดุที่จะนำมาทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ ท่อและครีบท่อ

### 1.1 ท่อ

การศึกษาครั้งนี้เลือกท่อที่ทำมาจาก คาร์บอนสตีล PS-101(ตามข้อกำหนด ASME-B31.3: Process Piping Guide) แสดงดังภาพภาคผนวก ก-1 เพราะว่ามีอุณหภูมิใช้งานช่วง 37.78-343.33°C ท่อสามารถทนแรงดันได้ 0-19.65 bar วัสดุมีความแข็งแรง ยืดหยุ่น ทนต่อการสึกหรอ นิยมใช้กันแพร่หลาย ราคาของวัสดุมีราคาต่ำกว่าวัสดุชนิดอื่น ๆ และอีกหนึ่งเหตุผลในการตัดสินใจเลือกท่อที่ทำมาจาก คาร์บอนสตีล เนื่องจากในกระบวนการเผาไหม้ภายในหม้อไอน้ำ ก๊าซไอเสียที่ปลดปล่อยยังคงมีซัลเฟอร์ปะปนอยู่ในรูปของสารประกอบไฮโดรเจนซัลไฟด์ แสดงดังตารางที่ 3-6 ซึ่งทำให้เกิดการกัดกร่อนต่อวัสดุในช่วงอุณหภูมิกลั่นตัวของกรดในก๊าซไอเสีย (Acid dew point) การเลือกวัสดุดังกล่าวจึงมีความเหมาะสมมาประยุกต์ใช้งาน เนื่องจากวัสดุท่อ สามารถต้านทานการกัดกร่อนได้ดี

### 1.2 ครีบท่อ

ครีบท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายรูปแบบดังแสดงตามภาพที่ 3-4 ในที่นี้จะเลือกใช้ท่อและครีบบท่อนชนิด (จ) G - fin ซึ่งท่อเหล็กและครีบท่อทำมาจากคาร์บอนสตีล โดยจะมีครีบท่อติดฝังแน่นล้อมรอบบนผิวท่อ ซึ่งจะแตกต่างกับประเภทอื่น ๆ ที่ครีบท่อจัดเรียงซ้อนทับบนผิวท่อในรูปแบบที่แตกต่างกันออกไป จึงเป็นเหตุผลทำให้มีค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนแตกต่างกัน ท่อที่มีการสัมผัสโดยตรงของตัวนำความร้อนย่อมมีการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าแบบหลายตัวนำความร้อน นอกจากนี้ครีบท่อยังมีคุณสมบัติในด้านความทนทานต่อการกัดกร่อน สำหรับการใช้งานประเภทก๊าซไอเสีย รวมไปถึงต้นทุนที่ถูกกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับวัสดุอื่น ๆ หลายเท่าตัว ดังนั้นจึงเป็นทางเลือกที่ดีสำหรับการนำมาประยุกต์ใช้งาน



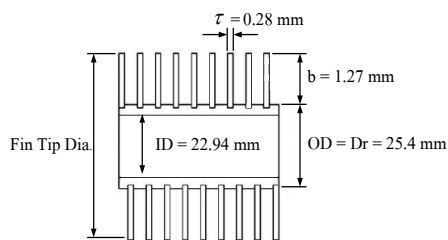
ภาพที่ 3-4 รูปแบบท่อและครีบริบายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

(ก) L - fin, (ข) G - fin, (ค) Shoulder - grooved fin และ (ง) E - fin (Bimetallic)

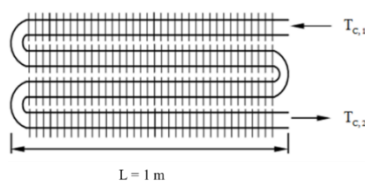
(Incropera & Dewitt, 2002)

### 1.3 ขนาดท่อและรูปแบบการจัดเรียงท่อ

ท่อขนาด 1"(25.4 mm) OD, PS-101 Class150 จำนวน 19 fins/inch (748 fins/meter) ความสูงของครีบริบายเท่ากับ 1.27 mm โดยมีความหนาครีบริบายเท่ากับ 0.28 mm ดังภาพที่ 3-5 และความยาวท่อเท่ากับ 1 m ดังภาพที่ 3-6 จากข้อมูลขนาดท่อและรูปแบบการจัดเรียงท่อของผู้ผลิตได้นำมาประกอบการพิจารณาการเลือก ที่ระบุไว้ดังตารางภาคผนวก ข-1



ภาพที่ 3-5 ขนาดมิติของครีบริบายและท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



ภาพที่ 3-6 ความยาวท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

## 2. โปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับการออกแบบ

Xace HTRI (Heat transfer research, Inc.)

เป็นโปรแกรมที่ได้มาตรฐานสำหรับการออกแบบ หาดัชนีการถ่ายเทความร้อนและจำลองแอร์คูเลเตอร์และอีโคโนไมเซอร์

Xace เป็นโปรแกรมหนึ่งใน HTRI ที่นิยมใช้กันอย่างกว้างขวางในภาคอุตสาหกรรมทั่วโลก ซึ่งเป็นโปรแกรมมาตรฐานในงานอุตสาหกรรมสำหรับการออกแบบ สามารถประเมิน ทดลองในเรื่องความสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงของคูเลเตอร์และอีโคโนไมเซอร์ ทั้งนี้โปรแกรมยังได้ถูกพัฒนาและวิจัยอย่างต่อเนื่องจนถึงปัจจุบันจึงเป็นที่ยอมรับสืบเนื่องตลอดมา



### 2.1 คุณลักษณะเด่น

2.1.1 Xace สามารถจัดการข้อมูลและออกแบบของชุดมัดท่อได้อย่างลงตัว

2.1.2 แสดงภาพเป็น 2D และ 3D ภายหลังจากการคำนวณ สำหรับการถ่ายเทความร้อนและความดันลด

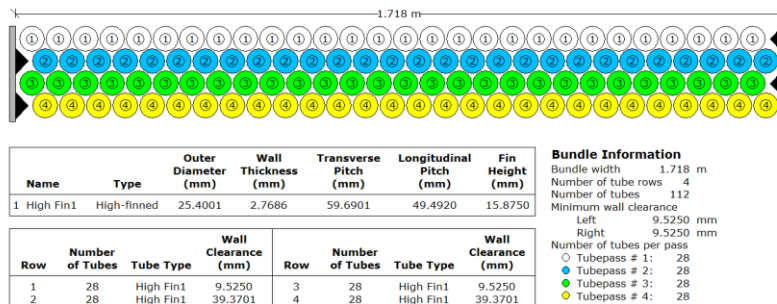
2.1.3 รายงานและส่งออกข้อมูลทั้งหมดได้อย่างรายละเอียด กระชับ

2.1.4 เป็นเครื่องมือที่ใช้กันอย่างกว้างขวาง มีความละเอียด ถูกต้องสูงสำหรับการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2.1.5 Xace เป็นเครื่องมือทางวิศวกรรมสำหรับการจำลองกระบวนการและการออกแบบสำหรับเครื่องกล

2.1.6 ข้อมูลป้อนและข้อมูลส่งออกมีการจัดการที่ดีและลูกค้ายังสามารถกำหนดค่าต่าง ๆ เองได้

### 2.2 ข้อมูลจำเพาะเรขาคณิต



และมุมเอียง

- 2.2.1 ลักษณะ โครงสร้าง แบบแรงคูด/ ผลัก ไม่มีพัดลม
- 2.2.2 การจัดเรียงท่อในแบบแนวนอน แนวตั้งและเอียง
- 2.2.3 ครีบสูง ครีบต่ำ ครีบต่อเนื่อง ครีบปุ่มและแบบท่อเรียบ
- 2.2.4 การจัดเรียงท่อจัดแบบเอียงและแนวตรงกัน รวมทั้งกำหนดระยะห่าง

- 2.2.5 เพิ่มจำนวนแถวได้ถึง 99 แถวต่อชุดมัดท่อ
- 2.2.6 ใช้การกำหนดตำแหน่งชุดมัดท่อแบบอัตโนมัติหรือกำหนดเอง
- 2.2.7 แบบ 1 ชุดมัดท่อความร้อน หลายชุดมัดท่อความร้อน ชุดมัดท่อแบบขนาน
- 2.2.6 ในแต่ละแถวสามารถเพิ่มการไหลของของไหลได้ถึง 24 เทียว

## 2.3 คุณสมบัติการคำนวณ

2.3.1 การถ่ายเทความร้อนและการคำนวณภายหลังจากคำนวณเสร็จสิ้นจะแสดงลักษณะ โครงสร้างในรูปแบบ 3D

2.3.2 เปลี่ยนแปลงรายละเอียดของข้อมูลได้อย่างรวดเร็ว (อุณหภูมิหรืออัตราการไหล) ข้อมูลจะถูกนำไปใช้ในการสมดุลของพลังงาน

2.3.3 หน้าที่แบ่งออกเป็น 3 แบบ ได้แก่ จำนวนอัตราการถ่ายเทความร้อน การจำลองและการออกแบบ

2.3.4 จำนวนแรงผลัดและแรงคูดแบบธรรมชาติ

2.3.5 ทราบผลกระทบด้านอากาศของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดจากเปลี่ยนแปลงของอัตราและอุณหภูมิ

2.3.6 ผู้ผลิตรวบรวมซอฟต์แวร์ให้เลือกใช้หลายแบบ

## 2.4 การออกแบบเครื่องมือ

2.5.1 สำหรับหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของจำนวนแถว ความกว้างของชุดมัดท่อ ความร้อน จำนวนกลับ ความเร็วที่ไหลผ่านพื้นที่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2.5.2 จำกัดการออกแบบบางกรณีเพื่อป้องกันการออกแบบที่ไม่พึงประสงค์

2.5.3 ผลการออกแบบสามารถเก็บไว้ในรูปแบบตารางได้

## 2.5 ผลการวิเคราะห์

2.5.1 การส่งออกของผลการวิเคราะห์สามารถพิมพ์หรือส่งออกไปยัง Microsoft

excel

2.5.2 รวมผลการวิเคราะห์ให้กระชับเหลือเพียงหนึ่งหรือสองหน้า

2.5.3 แสดงรายละเอียดพารามิเตอร์ที่สำคัญทั้งหมด (อุณหภูมิ ความดัน ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนไหลของความร้อนและอื่น ๆ)

2.5.4 มาตรฐานรองรับ คือ API 661/ ISO 13706

2.5.6 ตัวอักษรที่จะทำรายงานสามารถเลือกขนาดและรูปแบบอื่น ๆ ได้

## 3. รายละเอียดโปรแกรม

โปรแกรมคอมพิวเตอร์ Xace. HTRI (Heat transfer research, Inc.) สำหรับออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยมีวิธีการคำนวณหาจำนวนท่อที่ใช้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ( $N_p$ ) เพื่อเป็นส่วนช่วยในการตัดสินใจเลือกสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ให้ค่าพลังงานที่ถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดและตรงตามเงื่อนไขที่กำหนด รายละเอียดโปรแกรมสามารถดูได้ในภาคผนวก จ โดยมีค่าตัวแปรสัญลักษณ์ต่าง ๆ ที่ใช้ในโปรแกรม ดังนี้

3.1 ของไหลทำงานภายในท่อ คือ น้ำควบแน่นที่หลงเหลือจากกระบวนการ

3.2 ของไหลทำงานภายนอกท่อ คือ ก๊าซไอเสียที่ปลดปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศ

3.3 อัตราการไหลของน้ำควบแน่นเท่ากับ 4.051 kg/s และก๊าซไอเสีย 17.361 kg/s

3.4 อุณหภูมิน้ำควบแน่นที่ใช้คำนวณ 80°C และอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ใช้คำนวณ

290°C

3.5 จำนวนแถว 36 แถว 25 ท่อต่อแถว

3.6 จำนวนเที่ยวการไหล 4 เที่ยว

3.7 วัสดุที่ใช้ทำท่อความร้อน

3.7.1 จะใช้ท่อที่ทำมาจากวัสดุที่จัดหาได้ง่ายในท้องตลาดเพื่อความสะดวกในการบำรุงรักษาและซ่อมแซมหากเกิดการชำรุด ซึ่งในการจำลองสภาพจะเลือกใช้ทำมาคาร์บอน สตีล

3.8 ข้อมูลที่ใช้ทำท่อความร้อน

3.8.1 ท่อความร้อนทำมาจาก คาร์บอนสตีล

ตารางที่ 4-9 ข้อมูลที่ใช้ทำท่อความร้อน

ข้อมูลพื้นฐานของกลุ่มท่อ		หน่วย
เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ	25.40	mm
เส้นผ่านศูนย์กลางท่อภายใน	22.93	mm
ความหนาท่อ	2.46	mm
ความยาวท่อ	1	m
องศาการจัดเรียง	แบบ Staggered	
ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อ	60.5	W/m <sup>2</sup> -K

### 3.9 ข้อมูลที่ใช้ทำท่อครีบท่อความร้อน

#### 3.9.1 ครีบท่อความร้อนทำมาจาก คาร์บอนสตีล

ตารางที่ 4-10 ข้อมูลที่ใช้ทำครีบท่อความร้อน

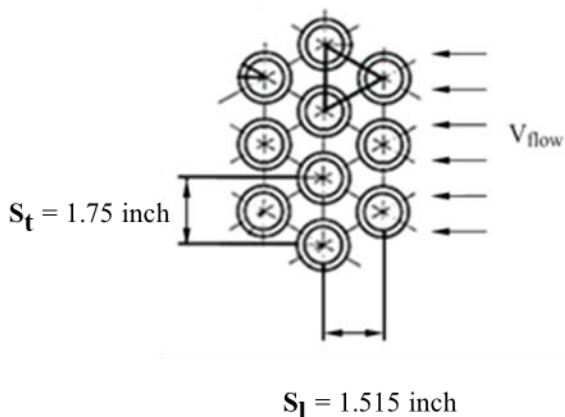
ข้อมูลพื้นฐานครีบท่อ		หน่วย
ความหนาครีบท่อ (ฐานครีบท่อ)	0.28	mm
ความหนาครีบท่อ (ปลายครีบท่อ)	0.28	mm
ความสูงครีบท่อ	1.27	mm

#### 3.10 ระยะห่างระหว่างท่อความร้อน

##### 3.10.1 ระยะห่างระหว่างท่อตามแนวขวาง (S<sub>v</sub>) เท่ากับ 1.75 inch

##### 3.10.2 ระยะห่างระหว่างท่อตามแนวยาว (S<sub>l</sub>) เท่ากับ 1.51 inch





ภาพที่ 3-7 รูปแบบการจัดเรียงท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

### ขั้นตอนการวิเคราะห์และคำนวณหาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

#### ขั้นตอนการวิเคราะห์

1. นำข้อมูลจากการตรวจวัด ตามตารางที่ 3-7, 3-11, 3-12 และ 3-13 มาคำนวณหาจำนวนท่อที่ใช้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ( $N_t$ ) โดยใช้วิธีของ Serth, R.W. (Serth, 2007) เพื่อกำหนดเป็นค่าเริ่มต้นสำหรับลงในโปรแกรมสำเร็จรูป HTRI V-6 แสดงตัวอย่างในภาพภาคผนวก ง-1 และ ง-2

2. นำข้อมูลพื้นฐานที่ได้จากการตรวจวัด จากบริษัทผู้ผลิต และผลการคำนวณหาจำนวนท่อที่ใช้ (ค่าคาดการณ์จากความต้องการในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน) ในหัวข้อ 1 ป้อนลงโปรแกรมสำเร็จรูป HTRI V-6 เพื่อเป็นค่าเริ่มต้น แสดงดังภาพภาคผนวก จ-1

3. ทำการทดสอบที่การเปลี่ยนแปลง ทำการจำลองสภาพกระบวนการ โดยเปลี่ยนข้อมูลด้านเทคนิคของท่อความร้อน โดยเริ่มจากผลของจำนวนท่อที่ใช้ในหัวข้อ 1 และทำการเพิ่มจำนวนแถวจาก 4 แถวจนถึง 36 แถว ครั้งละ 4 แถว ที่จำนวนท่อต่อแถวเท่ากับ 25 ท่อ

กรณีที่ 1 อุณหภูมิน้ำควบแน่นขาเข้าที่  $80^\circ\text{C}$  ขาออกที่  $140^\circ\text{C}$  และอุณหภูมิก๊าซไอเสียขาเข้าที่  $290^\circ\text{C}$  โดยมีระยะห่างระหว่างท่อ  $S_t = 1.75 \text{ inch}$ ,  $S_1 = 1.50 \text{ inch}$  เพื่อดูผลที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน, ค่า Overdesign, ค่าแรงดันตกคร่อม, ค่าความเร็วและพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน

กรณีที่ 2 อุณหภูมิน้ำควบแน่นขาเข้าที่  $80^\circ\text{C}$  ขาออกที่  $140^\circ\text{C}$  และอุณหภูมิก๊าซไอเสียขาเข้าที่  $290^\circ\text{C}$  ที่ระยะห่างระหว่างท่อ  $S_t = 2.0 \text{ inch}$ ,  $S_1 = 1.73 \text{ inch}$  เพื่อดูผลที่มีต่อค่าการถ่ายเท

ความร้อน, ค่า Overdesign, ค่าแรงดันตกคร่อม, ค่าความเร็วและพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน

กรณีที่ 3 อุณหภูมิน้ำควบแน่นขาเข้าที่ 80°C ขาออกที่ 140°C และอุณหภูมิก๊าซไอเสียขาเข้าที่ 290°C ที่ระยะห่างระหว่างท่อ  $S_t = 2.25$  inch,  $S_f = 1.95$  inch เพื่อดูผลที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน ค่า Overdesign ค่าแรงดันตกคร่อม ค่าความเร็วและพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน

กรณีที่ 4 อุณหภูมิน้ำควบแน่นขาเข้าที่ 80°C ขาออกที่ 140°C และอุณหภูมิก๊าซไอเสียขาเข้าที่ 290°C ที่ระยะห่างระหว่างท่อ  $S_t = 2.50$  inch,  $S_f = 2.16$  inch เพื่อดูผลที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน ค่า Overdesign ค่าแรงดันตกคร่อม ค่าความเร็วและพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน

4. บันทึกผลการคำนวณตามหัวข้อที่ 2 และ 3 เพื่อนำมาวิเคราะห์ผล หาความสามารถของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

5. นำเอาข้อมูลที่ได้มาจากโปรแกรมคอมพิวเตอร์มาวาดลงบนกราฟแสดงความสัมพันธ์เพื่อเปรียบเทียบผลของตัวแปรค่าการถ่ายเทความร้อน, ค่า %Overdesign, ค่าแรงดันตกคร่อม ค่าความเร็วและพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนต่าง ๆ

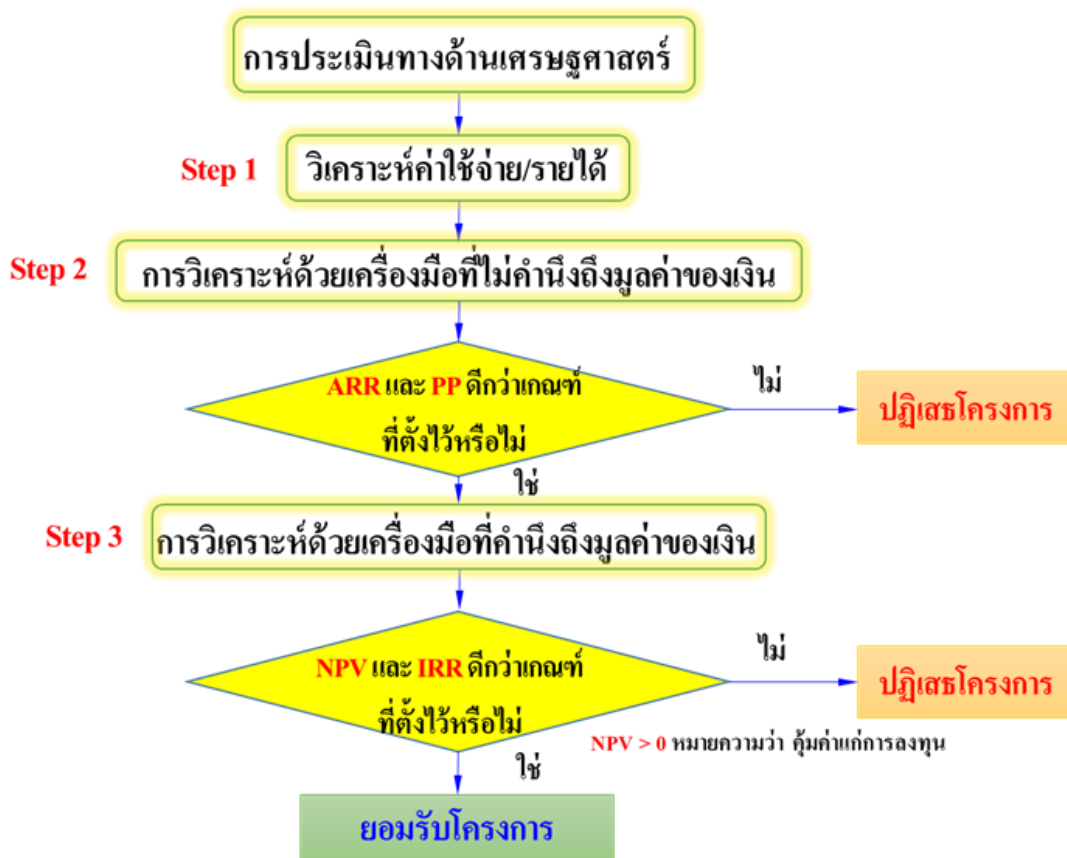
6. ทำการเปรียบเทียบเลือกชุดข้อมูลที่ดีที่สุดให้ตรงตามเงื่อนไขที่กำหนด ตามตารางที่ 3-10

6.1 หากผลที่ได้ไม่เป็นไปตามเป้าหมายที่กำหนด ให้ทำการเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์อื่น ๆ เช่น อัตราการไหลของน้ำควบแน่น

7. กำหนดหา Acid dew point temperature ตามสมการ Sulfuric acid ของ A.G. Okkes

8. กำหนดค่าใช้จ่ายเชื้อเพลิงที่สูญเสียไปกับความร้อนทิ้งของไอเสียต่อปี กำหนดจากปริมาณความร้อนไอเสียสูญเสียที่อุณหภูมิปล่อยปล่อยสู่สภาพแวดล้อม ซึ่งค่าความร้อนของเชื้อเพลิงแสดงในตารางที่ 2-2

9. รวบรวมข้อมูลรายรับ-รายจ่ายในการลงทุน และกำหนดหา อัตราผลตอบแทนถัวเฉลี่ย (ARR) ระยะเวลาคืนทุน (PP) ผลตอบแทนจากการลงทุน (IRR) และมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) เพื่อตัดสินใจในการลงทุน แสดงขั้นตอนการพิจารณาดังภาพที่ 3-8



ภาพที่ 3-8 ขั้นตอนการพิจารณาโครงการเพื่อตัดสินใจในการลงทุน

## บทที่ 4

### ผลการวิเคราะห์

ในบทนี้กล่าวถึงผลการวิเคราะห์ทางด้านสมรรถนะ ผลการเลือกชุดข้อมูลที่ดีที่สุด ผลการวิเคราะห์ทางการอนุรักษ์พลังงานและผลการวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์ โดยมีรายละเอียดดังนี้

**ผลการวิเคราะห์ทางด้านสมรรถนะ** สามารถแบ่งออกได้ดังนี้

1. ผลคำนวณหาจำนวนท่อที่ใช้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ( $N_t$ ) เพื่อกำหนดเป็นค่าเริ่มต้นสำหรับลงในโปรแกรมสำเร็จรูป HTRI V-6 ซึ่งจำนวนท่อที่ใกล้เคียงที่สุดที่ 36 แถว คือ 908 ท่อ เท่ากับ 25 ท่อต่อแถว ซึ่งเป็นค่าที่สอดคล้องกันกับความกว้างของชุดมัดท่อ โดยแสดงขั้นตอนการคำนวณ ดังภาพผนวก ง

2. ผลการคำนวณจากค่าเริ่มต้นด้วยโปรแกรมสำเร็จรูป HTRI V-6 สามารถสรุปได้ดังแสดงดังภาพที่ 4-1 และภาพภาคผนวก จ-3

HTRI		Output Summary		Page 1	
		Released to the following HTRI Member Company:			
		wanich P.			
		Wanich Pongosot			
Xace E Ver. 6.00 6/8/2558 19:47 SN: Vals100+				SI Units	
Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow					
See Data Check Messages Report for Warning Messages.					
See Runtime Message Report for Warning Messages.					
Process Conditions		Outside		Tubeside	
Fluid name		FLUE GAS		CONDENSATE WATER	
Fluid condition		Sens. Liquid		Sens. Liquid	
Total flow rate (kg/s)		17.36		4.05	
Weight fraction vapor, In/Out		0.000		0.000	
Temperature, In/Out (Deg C)		290.0		80.0	
Skin temperature, Min/Max (Deg C)		177.790		176.190	
Pressure, Inlet/Outlet (kPa)		103.332		751.341	
Pressure drop, Total/Allow (kPa) (kPa)		120.731		12.371	
Midpoint velocity (m/s)		43.91		0.08	
- In/Out (m/s)				0.079	
Heat transfer safety factor (-)		1		1	
Fouling (m2-KW)		0		0	
		Exchanger Performance			
Outside film coef (W/m2-K)		53.7		Actual U (W/m2-K) 15.00	
Tubeside film coef (W/m2-K)		269.2		Required U (W/m2-K) 14.03	
Clean coef (W/m2-K)		14.997		Area (m2) 478.525	
Hot regime Sens. Liquid				Overdesign (%) 6.90	
Cold regime Sens. Liquid				Tube Geometry	
EMTD (Deg C)		151.90		Tube type Low-finned	
Duty (MegaWatts)		1.02		Tube OD (mm) 25.4	
Unit Geometry				Tube ID (mm) 17.302	
Bays in parallel per unit		1		Length (m) 1	
Bundles parallel per bay		1		Area ratio(out/in) (-) 12.786	
Extended area (m2)		478.525		Layout Staggered	
Bare area (m2)		54.942		Trans pitch (mm) 44.45	
Bundle width (m)		1.133		Long pitch (mm) 38.494	
Nozzle		Inlet Outlet		Number of passes (-) 4	
Number (-)		1 1		Number of rows (-) 36	
Diameter (mm)		101.6 101.6		Tubecount (-) 900	
Velocity (m/s)		0.51 0.51		Tubecount Odd/Even (-) 25 / 25	
R-V-SQ (kg/m-s2)		256.96 256.96		Tube material Carbon steel	
Pressure drop (kPa)		0.27 0.064		Fin Geometry	
Fan Geometry				Type Round	
No/bay (-)		0		Fins/length fin/meter 748	
Fan ring type				Fin root mm 22.23	
Diameter (m)		0		Height mm 1.27	
Ratio, Fan/bundle face area (-)				Avg. thickness mm 0.279	
Driver power (kW)		0		Over fin mm 24.77	
Tip clearance (mm)		0		Efficiency (%) 100	
Efficiency (%)		0		Area ratio (fin/bare) (-) 8.70958	
Airside Velocities		Actual Standard		Material Carbon steel	
Face (m/s)		16.08		Thermal Resistance, %	
Maximum (m/s)		43.91		Air 27.93	
Flow (100 m3/min)		10.93		Tube 71.24	
Velocity pressure (Pa)		0.000		Fouling 0.00	
Bundle pressure drop (Pa)		120728		Metal 0.83	
Bundle flow fraction (-)		1		Bond 0.00	
Bundle 100		Airside Pressure Drop, %		Louvers 0	
Ground clearance 0		Fan guard 0		Hail screen 0	
Fan ring 0		Fan area blockage 0		Steam coil 0	

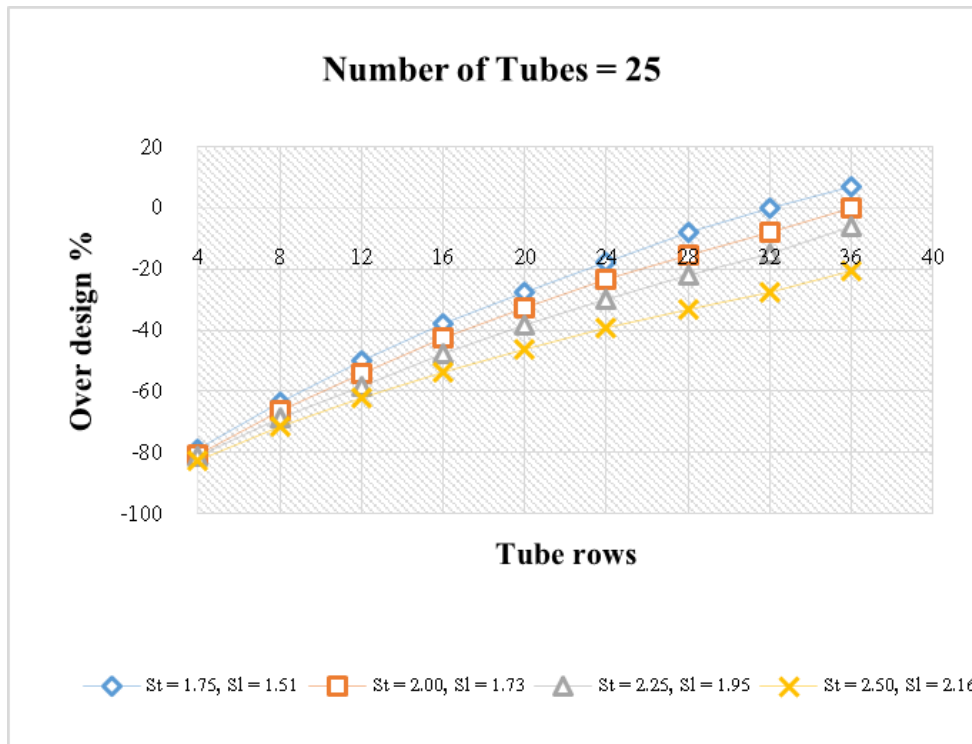
ภาพที่ 4-1 ผลการคำนวณจากค่าเริ่มต้นด้วยโปรแกรมสำเร็จรูป HRTI V-6

3. ผลการจำลองสภาพกระบวนการโดยเปลี่ยนจำนวนท่อ จำนวนแถวและระยะห่างระหว่างท่อความร้อนด้วยโปรแกรมสำเร็จรูป HRTI V-6 แสดงดังภาพภาคผนวก จ-4

### 3.1 ค่า Over design (%)

จากภาพที่ 4-2 แสดงผลการจำลองพบว่า ค่า Over design (%) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อความร้อนแบบไหลตัดกันจำนวน 25 ท่อ ที่ระยะห่างระหว่างท่อ  $S_t = 1.75$  inch  $S_t = 1.51$  inch มีค่าอยู่ในช่วง -78.88 ถึง 6.9% ที่  $S_t = 2.0$  inch  $S_t = 1.73$  inch มีค่าอยู่ในช่วง -80.94 ถึง 0.12% ที่  $S_t = 2.25$  inch  $S_t = 1.95$  inch มีค่าอยู่ในช่วง -81.2 ถึง -6.28% และ ที่  $S_t = 2.50$  inch  $S_t = 2.16$  inch มีค่าอยู่ในช่วง -82.83 ถึง -20.73% จะสังเกตได้ว่าค่าที่ได้จากการจำลองที่  $S_t = 1.75$  inch  $S_t = 1.50$  inch มีค่า Over design (%) ที่จำนวน 36 แถว มีค่าที่ยอมรับได้เท่ากับ 6.9% เมื่อเทียบกับจำนวนแถวที่เพิ่มขึ้น  $S_t = 2.0$  inch  $S_t = 1.73$  inch มีค่าที่ยอมรับได้ที่ที่จำนวน 36 แถว มีค่าที่ยอมรับได้เท่ากับ 0.12% เมื่อเทียบแถวที่เพิ่มขึ้น ตามลำดับ ที่ค่า  $S_t = 2.25$  inch  $S_t = 1.95$  inch และ  $S_t = 2.50$  inch  $S_t = 2.16$  inch เป็นค่าที่ยอมรับไม่ได้ โดยมีค่าติดลบ ซึ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนที่ออกแบบไว้สามารถใช้งานได้ตั้งแต่ 0 จนถึง 10%

สามารถสรุปได้ว่าเมื่อจำนวนท่อความร้อนมีค่ามากขึ้นค่า Over design (%) จะมีค่าเพิ่มขึ้นในทิศทางเดียวกัน เนื่องจากค่า  $U_{design}$  มีค่ามากกว่า ค่า  $U_{request}$  ตามสมการที่ (2-3) และ (2-22) แสดงดังภาพที่ 4-3 รวมทั้งยังส่งผลทำให้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วย



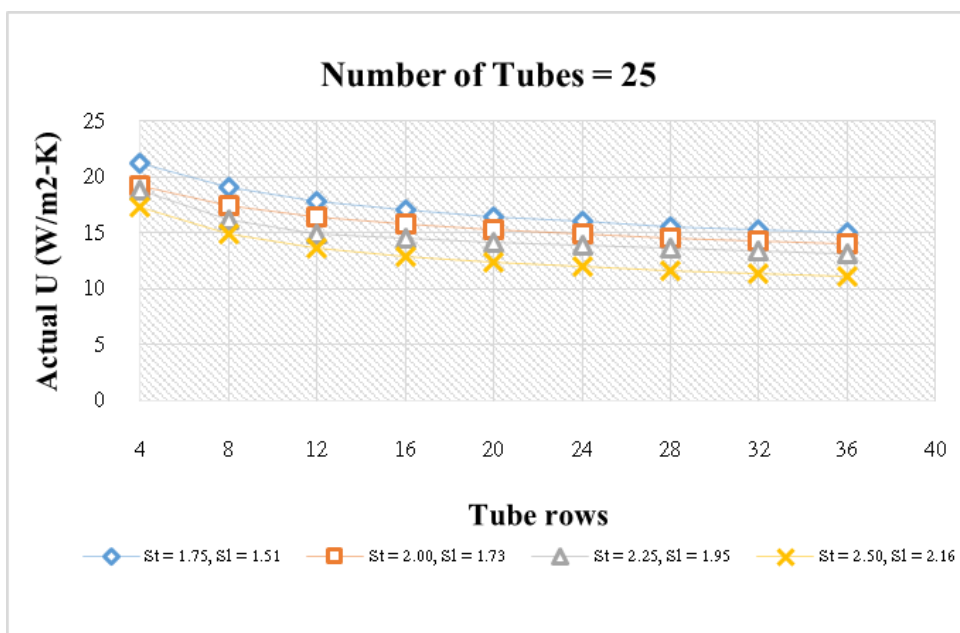
ภาพที่ 4-2 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนท่อความร้อนกับค่า Overdesign %

### 3.2 ค่า Overall heat-transfer coefficient ( $W/m^2.K$ )

วัตถุประสงค์ของการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ถ่ายเทได้ เพื่อต้องการเปรียบเทียบค่าการคำนวณจากการแปรค่าในกรณีต่าง ๆ ให้ได้ค่าที่เหมาะสมที่สุดสำหรับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อความร้อนแบบไหลตัดกัน

จากภาพที่ 4-3 แสดงผลการจำลองพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ถ่ายเทได้ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันจำนวน 25 ท่อที่ระยะห่างระหว่างท่อ  $S_t = 1.75$  inch  $S_1 = 1.51$  inch มีค่าอยู่ในช่วง 21 ถึง 15  $W/m^2.K$  ที่  $S_t = 2.0$  inch  $S_1 = 1.73$  inch มีค่าอยู่ในช่วง 19.14 ถึง 14.04  $W/m^2.K$   $S_t = 2.25$  inch  $S_1 = 1.95$  inch มีค่าอยู่ในช่วง 18.87 ถึง 13.15  $W/m^2.K$  และที่  $S_t = 2.50$  inch  $S_1 = 2.16$  inch มีค่าอยู่ในช่วง 17.24 ถึง 11.12  $W/m^2.K$

สามารถสรุปได้ว่าเมื่อจำนวนท่อความร้อนมีค่ามากขึ้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจะมีค่าลดลงไปด้วยเนื่องจากระยะการจัดเรียงท่อทำให้ความเร็วของก๊าซไอเสียแสดงดังภาพที่ 3-4 ที่ไหลผ่านชุดท่อความร้อนต่ำลงจึงทำให้การถ่ายเทความร้อนลดลง



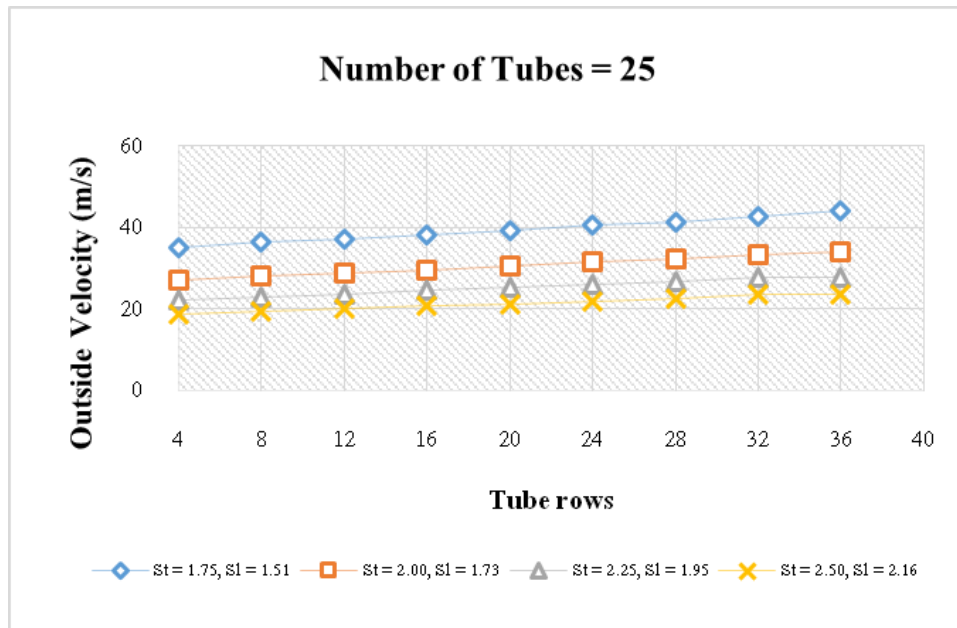
ภาพที่ 4-3 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนท่อความร้อนกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ถ่ายเทได้

### 3.3 ค่าความเร็วด้านก๊าซไอเสีย

จากภาพที่ 4-4 แสดงผลการจำลองพบว่า ค่าความเร็วด้านก๊าซไอเสียของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันจำนวน 25 ท่อ ที่ระยะห่างระหว่างท่อ  $S_t = 1.75$  inch  $S_1 = 1.51$  inch มีค่าอยู่ในช่วง 34.93 ถึง 43.91 m/s ที่  $S_t = 2.0$  inch  $S_1 = 1.73$  inch มีค่าอยู่ในช่วง 27.02 ถึง 33.97 m/s ที่  $S_t = 2.25$  inch  $S_1 = 1.95$  inch มีค่าอยู่ในช่วง 6.85 ถึง 5.27 m/s และที่  $S_t = 2.50$  inch  $S_1 = 2.16$  inch มีค่าอยู่ในช่วง 18.6 ถึง 23.38 m/s จะสังเกตได้ว่าค่าที่ได้จากการจำลองที่  $S_t = 1.75$  inch  $S_1 = 1.51$  inch มีค่าความเร็วด้านก๊าซไอเสียสูงสุดเป็น 43.91 m/s ที่จำนวน 25 ท่อต่อ 36 แถว ส่วน  $S_t = 2.50$  inch  $S_1 = 2.16$  inch มีค่าความเร็วด้านก๊าซไอเสียต่ำสุดเป็น 18.6 m/s ที่จำนวน 25 ท่อต่อ 4 แถว เมื่อเทียบกับจำนวนท่อต่อแถวที่เพิ่มขึ้น ตามลำดับ

สามารถสรุปได้ว่าเมื่อจำนวนแถวของท่อความร้อนมากขึ้น ค่าความเร็วด้านก๊าซไอเสียจะมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าตัวแปรของระยะห่างระหว่างท่อในการจัดเรียงที่แตกต่างกัน นอกจากนี้ยังส่งผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ถ่ายเทได้ มีค่าลดลงตามไปด้วย และยังมีผลต่อค่าแรงดันตกคร่อมด้านก๊าซไอเสียอีกด้วย





ภาพที่ 4-4 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนท่อความร้อนกับค่าความเร็วด้านก๊าซไอเสีย

### 3.4 ความดันตกคร่อมกลุ่มท่อ

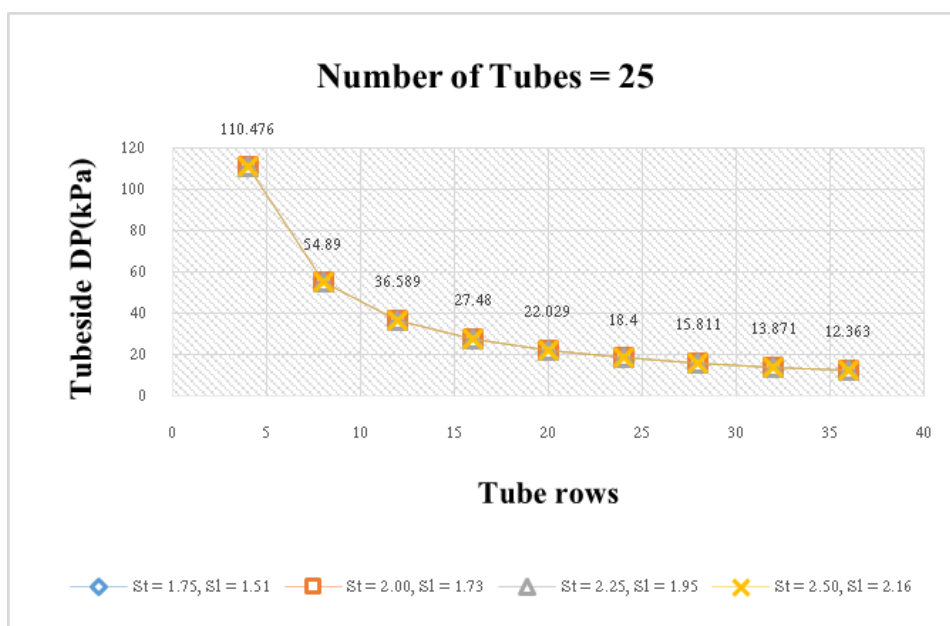
สาเหตุที่ต้องมีการตรวจวัดความดันตกคร่อมกลุ่มท่อเนื่องจาก เมื่อนำเอาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปติดตั้งที่ทางออกของก๊าซไอเสียแล้ว หากไม่มีการตรวจสอบความดันตกคร่อม จะเกิดผลกระทบต่อแรงดันภายในห้องเผาไหม้ ของหม้อไอน้ำ ซึ่งตามการออกแบบของหม้อไอน้ำจะมีค่ากำหนดไว้ไม่เกิน 30 มิลลิบาร์ ตามค่ากำหนดของ DEP 00.00.07.71 (Shell standard) ถ้าแรงดันภายในห้องเผาไหม้ ของหม้อไอน้ำเกินขีดกำหนดจะส่งผลเสีย คือ 1) เกิดเชื้อเพลิงรั่วไหลออกช่องเปิดที่สามารถ ไหลออกสู่บรรยากาศได้ ทำให้เกิดไฟลุกไหม้เมื่อมีความร้อนหรือ ประกายไฟสัมผัส 2) เกิดผลเสียต่อเปลวไฟ ในห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำ เช่น เปลวไฟสลับเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ 3) เกิดผลกระทบต่อกระบวนการข้างเคียงของกระบวนการกลั่นน้ำมัน

#### 3.4.1 แรงดันตกคร่อมด้านน้ำควบแน่น

จากภาพที่ 4-5 แสดงผลการจำลองพบว่า ค่าแรงดันตกคร่อมด้านน้ำควบแน่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันจำนวน 25 ท่อ ที่ระยะห่างระหว่างท่อ  $S_t = 1.75$  inch  $S_1 = 1.51$  inch  $S_t = 2.0$  inch  $S_1 = 1.73$  inch  $S_t = 2.25$  inch  $S_1 = 1.95$  inch และที่  $S_t = 2.50$  inch  $S_1 = 2.16$  inch มีค่าเท่ากันทุกระยะห่างระหว่างท่อของแต่ละชุดแถว คือ ที่จำนวน 4 แถวมีค่า 110.47 kPa จำนวน 8 แถวมีค่า 54.89 kPa จำนวน 12 แถวมีค่า 36.59 kPa จำนวน 16 แถวมีค่า 27.48 kPa

จำนวน 20 แถวมีค่า 22.03 kPa จำนวน 24 แถวมีค่า 18.4 kPa จำนวน 28 แถวมีค่า 15.81 kPa จำนวน 32 แถวมีค่า 13.87 kPa และจำนวน 36 แถวมีค่า 12.36 kPa ตามลำดับ จะสังเกตได้ว่าค่าที่ได้จากการจำลองมีค่าแรงดันตกคร่อมเป็นค่าที่ยอมรับได้โดยค่าสูงสุดเป็น 110.47 kPa และจะค่อยลดลงจนถึง 12.36 kPa เมื่อเทียบกับจำนวนท่อและแถวที่เพิ่มขึ้น

สามารถสรุปได้ว่าเมื่อจำนวนท่อและจำนวนแถวที่เพิ่มขึ้น ความดันตกคร่อมก็จะเปลี่ยนไปด้วย ตามสมการที่ (2-25)



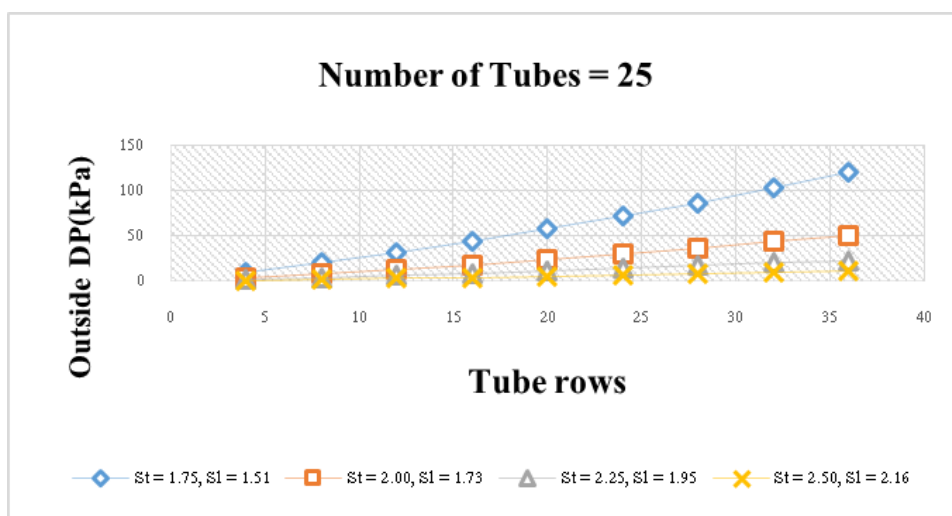
ภาพที่ 4-5 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนท่อความร้อนกับค่าแรงดันตกคร่อมด้านน้ำควบแน่น

### 3.4.2 แรงดันตกคร่อมด้านก๊าซไอเสีย

จากภาพที่ 4-6 แสดงผลการจำลองพบว่า ความดันตกคร่อมกลุ่มท่อความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันจำนวน 25 ท่อ ด้านก๊าซไอเสีย ที่ระยะห่างระหว่างท่อ  $S_t = 1.75$  inch  $S_1 = 1.51$  inch มีค่าอยู่ในช่วง 9.83 ถึง 120.73 kPa  $S_t = 2.0$  inch  $S_1 = 1.73$  inch มีค่าอยู่ในช่วง 3.97 ถึง 49.95 kPa  $S_t = 2.25$  inch  $S_1 = 1.95$  inch มีค่าอยู่ในช่วง 1.76 ถึง 22.66 kPa และ  $S_t = 2.50$  inch  $S_1 = 2.16$  inch มีค่าอยู่ในช่วง 0.85 ถึง 11.05 kPa จะสังเกตได้ว่าค่าที่ได้จากการจำลองที่ระยะห่างระหว่างท่อ  $S_t = 1.75$  inch  $S_1 = 1.51$  inch  $S_t = 2.0$  inch  $S_1 = 1.73$  inch และ  $S_t = 2.25$  inch  $S_1 = 1.95$  inch สำหรับค่าที่ยอมรับได้ มีเพียงค่าเดียวที่ 4 แถว ระยะห่างระหว่างท่อ  $S_t = 2.50$  inch  $S_1 = 2.16$  inch ความดันตกคร่อมเท่ากับ 0.848 kPa (8.48 mbar<sub>a</sub>)

ซึ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนที่ออกแบบไว้สามารถใช้งานได้ตั้งแต่ 0 จนถึง 1kPa (10 mbar)

สามารถสรุปได้ว่าเมื่อจำนวนท่อและแถวมีอิทธิพลต่อความดันตกจากความเร็วของก๊าซไอเสียที่ไหลผ่านกลุ่มท่อซึ่งเป็นปัจจัยหลักที่แตกต่างกัน ความเร็วของก๊าซไอเสียสูงทำให้เกิดความดันของการไหลผ่านกลุ่มท่อมากที่สุดและความดันจะลดลงเมื่อระยะห่างระหว่างท่อมากขึ้น



ภาพที่ 4-6 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนท่อความร้อนกับค่าแรงดันตกคร่อมด้านก๊าซไอเสีย

3.4.3 แรงดันตกคร่อมด้านน้ำควบแน่น (ระหว่างปั้มน้ำควบแน่นและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน) จากตารางที่ 4-1 แสดงข้อมูลและผลของแรงดันตกคร่อมด้านน้ำควบแน่นจากปั้มน้ำสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามที่ได้ออกแบบด้วยโปรแกรมสำเร็จรูป เพื่อนำไปหาค่าแรงดันตกคร่อมรวม ซึ่งตามเกณฑ์การพิจารณาแรงดันของไอน้ำด้านขาออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ต้องมีค่าไม่ต่ำกว่า 2.8 bar<sub>g</sub> ดังนั้น แรงดันขาเข้าก่อนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจึงจำเป็นในการพิจารณา เพื่อให้ได้แรงดันไอน้ำต่ำที่เหมาะสมสำหรับการนำไปใช้กระบวนการ

ตารางที่ 4-1 ข้อมูลและผลของแรงดันตกคร่อมด้านน้ำควบแน่นจากปั้มน้ำสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Weight density:	998.206 kg/m <sup>3</sup>
Dynamic viscosity:	1001.61 10 <sup>-6</sup> kg/m s
Element of pipe:	circular
Dimensions of element:	Diameter of pipe D: 38.1 mm (1 ½ inch) Length of pipe L: 40 m
Velocity of flow:	0.51 m/s
Reynolds number:	19351
Flow:	turbulent
Absolute roughness:	0.15 mm
Pipe friction number:	0.03
Resistance coefficient:	34.67
Pressure drop:	44.95 mbar <sub>g</sub> (0.04 bar <sub>g</sub> )

ผลจากตารางที่ 4-1 แรงดันตกคร่อมด้านน้ำควบแน่นจากปั้มน้ำสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ท่อมีขนาด 1 ½ inch ที่ระยะ 40 m มีค่าเท่ากับ 44.95 mbar<sub>g</sub> (0.04 bar<sub>g</sub>)

### การเลือกชุดข้อมูลที่เหมาะสมสำหรับนำไปสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การเลือกชุดข้อมูลที่ดีที่สุด เพื่อนำไปสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นมีขั้นตอน 2 ขั้นตอนดังนี้

#### 1. ใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์

โดยพิจารณาเปรียบเทียบชุดข้อมูลที่ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ค่า Overdesign % อยู่ในระหว่าง 0% ถึง 10% ค่าแรงดันตกคร่อมด้านนอกท่อต่ำที่สุด พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนต่อหน่วยราคาน้อยที่สุด ของแต่ละระยะห่างระหว่างท่อและจำนวนท่อต่อแถว แสดงดังภาพภาคผนวก จ-5 สำหรับชุดข้อมูลที่ดีที่สุดของแต่ละการจำลองสภาพด้วย โปรแกรม

คอมพิวเตอร์ที่ระยะห่างระหว่างท่อและจำนวนท่อต่อความยาวท่อ 1 m พบว่าชุดข้อมูลที่ได้ทำการพิจารณามี 4 ชุดข้อมูล คือ

1.1 ที่จำนวนแถวเท่ากับ 4 แถว โดยมีจำนวนท่อเท่ากับ 25 ท่อต่อแถว ที่ระยะห่างระหว่างท่อ  $S_t = 1.75$  inch  $S_l = 1.51$  inch ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม  $21.2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  ค่า Overdesign เท่ากับ  $-78.88\%$  ค่าแรงดันตกค่อมด้านนอกท่อเท่ากับ  $9.83 \text{ kPa}$  และค่าพื้นที่ถ่ายโอนความร้อนเท่ากับ  $7.67 \text{ m}^2$

1.2 ที่จำนวนแถวเท่ากับ 20 แถว โดยมีจำนวนท่อเท่ากับ 25 ท่อต่อแถว ที่ระยะห่างระหว่างท่อ  $S_t = 2.0$  inch  $S_l = 1.73$  inch ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม  $19.14 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  ค่า Overdesign เท่ากับ  $-80.94\%$  ค่าแรงดันตกค่อมด้านนอกท่อ  $3.97 \text{ kPa}$  และค่าพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเท่า  $7.67 \text{ m}^2$

1.3 ที่จำนวนแถวเท่ากับ 20 แถว โดยมีจำนวนท่อเท่ากับ 25 ท่อต่อแถว ที่ระยะห่างระหว่างท่อ  $S_t = 2.25$  inch  $S_l = 1.95$  inch ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม  $18.87 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  ค่า Overdesign เท่ากับ  $-81.2\%$  ค่าแรงดันตกค่อมด้านนอกท่อ  $1.76 \text{ Kpa}$  และค่าพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน  $7.67 \text{ m}^2$

1.4 ที่จำนวนแถวเท่ากับ 20 แถว โดยมีจำนวนท่อเท่ากับ 25 ท่อต่อแถว ที่ระยะห่างระหว่างท่อ  $S_t = 2.50$  inch  $S_l = 2.16$  inch ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม  $17.24 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  ค่า Overdesign เท่ากับ  $-82.83\%$  ค่าแรงดันตกค่อมด้านนอกท่อ  $1.76 \text{ kPa}$  และค่าพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน  $7.67 \text{ m}^2$

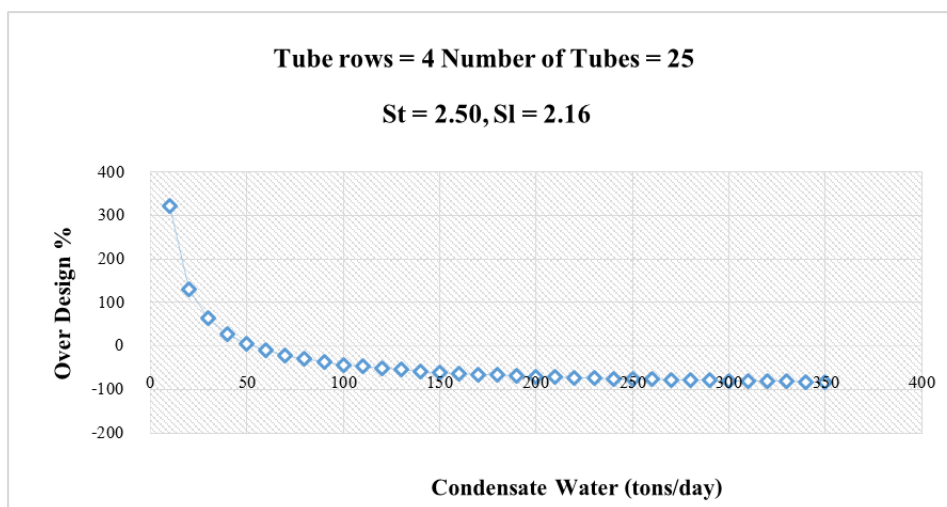
## 2. ใช้การตัดสินใจของผู้เลือก

จากข้อมูลที่ได้ในหัวข้อ 1 จะพบว่า ข้อมูลที่ 1ง. ค่าแรงดันตกค่อมด้านนอกท่อมีเพียงค่าเดียวที่ผ่านเกณฑ์การพิจารณา จากทั้งหมด 4 ชุดข้อมูล แสดงตามตารางที่ 4-2 ส่วนค่า Overdesign % ที่ทำการพิจารณา พบว่า ทุกชุดข้อมูลมีค่าติดลบ ดังนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องปรับแก้พารามิเตอร์ของอัตราการไหลของน้ำควบแน่นเพื่อให้มีความเหมาะสมกับค่าความร้อนที่สามารถถ่ายโอนได้

ตารางที่ 4-2 การเปรียบเทียบชุดข้อมูลที่เหมาะสมต่อกระบวนการ เพื่อนำไปสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ผลการคำนวณ	จากการคำนวณ	จากโปรแกรมสำเร็จรูป				ค่าควบคุม
		HTRI-V6				
		ชุดข้อมูลที่ดีที่สุด				
	ค่าเริ่มต้น					
	36 แถว 25 ท่อ					
		1ก.	1ข.	1ค.	1ง.	
	$S_t=1.75$	$S_t=1.75$	$S_t=2.00$	$S_t=2.25$	$S_t=2.50$	
	$S_t=1.51$	$S_t=1.51$	$S_t=1.73$	$S_t=1.95$	$S_t=2.16$	
Over desing %	6.9	-78.88	-80.94	-81.2	-82.83	< 10 %
Outside DP(kPa)	120.73	9.83	3.97	1.76	0.84	< 1 kPa

เพื่อแก้ปัญหา Over design % ที่ติดลบดังนั้นจึง เปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ของอัตราการไหลของน้ำควบแน่น ครั้งละ 10 tons/day โดยเริ่มจาก 10 tons/day จนกระทั่งถึง 350 tons/day ที่ 4 แถว 25 ท่อต่อแถว ระยะห่างระหว่างท่อที่  $S_t = 2.50$  inch  $S_t = 2.16$  inch (ชุดข้อมูล 1ง.) เพื่อดูผลการเปลี่ยนแปลงของค่า Overdesign % พบว่า ที่อัตราการไหลของน้ำควบแน่น ที่ 50 tons/day ให้ค่า Overdesign % ที่เหมาะสมที่สุดเท่ากับ 4.82% แสดงดังภาพที่ 4-7 และภาพภาคผนวก จ-5 และ จ-3



ภาพที่ 4-7 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำควบแน่นกับค่า Overdesign % ที่ 4 แถว 25 ท่อต่อแถว ระยะห่างระหว่างท่อที่  $S_t = 2.5$  inch,  $S_l = 2.16$  inch

ดังนั้น สรุปได้ว่า ที่จำนวนท่อติดครีบทั้งหมด 100 ท่อ ที่ 4 แถว 25 ท่อต่อแถว ระยะห่างระหว่างท่อที่  $S_t = 2.50$  inch  $S_l = 2.16$  inch มีค่าแรงดันตกคร่อมด้านก๊าซไอเสียเท่ากับ 0.845 kPa หรือเท่ากับ 8.45 mbar ซึ่งไม่เกินเกณฑ์พิจารณาที่ 10 mbar ค่า Overdesign 4.82% อุณหภูมิมีน้ำควบแน่นขาออกเท่ากับ 140°C อุณหภูมิก๊าซไอเสียขาออกเท่ากับ 282°C เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีพื้นที่ถ่ายโอนความร้อน 7.68 m<sup>2</sup> แสดงดังภาพภาคผนวก จ-6 ปริมาณน้ำควบแน่นที่นำกลับมาใช้ประโยชน์ใหม่ได้เท่ากับ 50 tons/day จากปริมาณที่ปล่อยทิ้งจริงเท่ากับ 350 tons/day หรือคิดเป็น 14.28%

### การคำนวณหา ACID DEW POINT TEMPERATURE ของเครื่องแลกเปลี่ยน

#### ความร้อน

จากการตรวจวัดก๊าซไอเสียของหม้อไอน้ำ B-701 ตามตารางที่ 11 ค่าความเข้มข้นของสารประกอบมีดังต่อไปนี้  $SO_2 = 352$  ppm หรือเท่ากับ 0.352%vol,  $H_2O = 10.7\%$ vol และแรงดันก๊าซไอเสีย = 20 mbar<sub>g</sub> ปริมาณการเปลี่ยนแปลงจาก  $SO_2$  เป็น  $SO_3$  อยู่ที่ค่าสูงสุด คือ 5 % (ZareNezhad & Almanian, 2011) หรือสามารถคำนวณหาเปอร์เซ็นต์ของการเปลี่ยนแปลงจาก  $SO_2$  เป็น  $SO_3$  ตามสมการของ ENGSOFT Lab (Power plant engineering) สำหรับก๊าซไอเสียได้ดังนี้

อุณหภูมิสมดุล  $SO_2$  (Equilibrium temperature, °K/1000)

$$T = (1,000 + 273.15) / 1,000 = 1.273$$

ค่าคงที่สมดุลเมื่อพิจารณาความดันของก๊าซ  $K_p$

$$K_p = \text{Exp} (12.12/ T \times (1 - 0.942 \times T + 0.0702 \times T^2 - 0.0108 \times T \times \text{Ln} (1000 \times T) - 0.0013 / T))$$

$$K_p = \text{Exp} (12.12/ 1.273 \times (1 - 0.942 \times 1.273 + 0.0702 \times 1.273^2 - 0.0108 \times 1.273 \times \text{Ln} (1000 \times 1.273) - 0.0013/ 1.273))$$

$$= 0.172$$

ความดันย่อย (Partial pressure of  $\text{SO}_3$ ,  $\text{SO}_2$  และ  $\text{H}_2\text{O}$ , atm)

$$P_{\text{SO}_3} = K_p \times P_{\text{SO}_2} \text{VW} / 100 \times (P_{\text{O}_2} \text{VW} / 100)^{0.5}$$

$$= 0.172 \times 0.352 / 100 \times (7 / 100)^{0.5}$$

$$= 0.000160444 \text{ atm}$$

$$P_{\text{SO}_2} = P_{\text{SO}_2} \text{VW} / 100$$

$$= 0.352 / 100$$

$$= 0.00352 \text{ atm}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = P_{\text{H}_2\text{O}} \text{VW} / 100$$

ดังนั้น

$$P_{\text{Conv}} = P_{\text{SO}_3} / P_{\text{SO}_2} \times 100$$

$$= 0.000160444 / 0.00352$$

$$= 4.56\%$$

เมื่อ  $P_{\text{SO}_2}$  VW,  $P_{\text{O}_2}$  VW:  $\text{SO}_2$  and  $\text{O}_2$  volume percent in wet flue gas, %

$P_{\text{Conv}}$  :  $\text{SO}_3$  Conversion rate, %

$P_{\text{SO}_3}$ ,  $P_{\text{H}_2\text{O}}$ : Partial pressure of  $\text{SO}_3$  และ  $\text{H}_2\text{O}$ , atm

ดังนั้น

$$T_{\text{dp}} = 203.25 + 27.6 \times \text{Log}_{10}(P_{\text{H}_2\text{O}}) + 10.83 \times \text{Log}_{10}(P_{\text{SO}_3}) + 1.06 \times$$

$$(\text{Log}_{10}(P_{\text{SO}_3}) + 8)^{2.19}$$

$$= 203.25 + 27.6 \times \text{Log}_{10}(0.1071) + 10.83 \times \text{Log}_{10}(0.000160444) + 1.06 \times$$

$$(\text{Log}_{10}(0.000160444) + 8)^{2.19}$$

$$= 160^\circ\text{C}$$



สรุปได้ว่า Acid Dew Point Temperature มีค่าเท่ากับ 160 °C จึงจำเป็นที่จะต้องควบคุม อุณหภูมิของก๊าซไอเสียให้มากกว่าเพื่อป้องกันการกัดกร่อนที่ผิวท่อ

### วิเคราะห์ทางด้านการอนุรักษ์พลังงาน

การคำนวณผลการประหยัดเชื้อเพลิงซึ่งเป็นผลต่างระหว่างก่อนและหลังการติดตั้งเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อน

#### 1. ค่าความร้อนน้ำมันเตาเกรด C

เชื้อเพลิงเหลวที่ใช้สำหรับหม้อไอน้ำ (B-101) เป็นน้ำมันเตาเกรด C ที่ 2.0% S

ค่าความร้อนหาได้จากการทดลองโดยตรงด้วยบอมกาลอริมิเตอร์ จะให้ค่าความร้อนรวมทั้งหมด (Gross calorific value) ดังตารางที่ 2-2

ดังนั้น

$$\text{HHV} = 41,439 \text{ กิโลจูลต่อกิโลกรัม}$$

#### 2. กำหนดหาผลประหยัดของเชื้อเพลิงที่ลดลง

$$\text{ปริมาณการผลิตน้ำร้อน} = 0.54 \text{ กิโลกรัมต่อวินาที}$$

$$= 50 \text{ ตันต่อวัน}$$

$$\text{ค่าความร้อนของน้ำร้อนที่กู้คืนได้ (q)} = 145,700 \text{ วัตต์ (1 w = 1J/sec)}$$

$$\begin{aligned} \text{ชั่วโมงการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน} &= 24 \text{ ชั่วโมงต่อวัน} \times 365 \text{ วันต่อปี} \\ &= 8,760 \text{ ชั่วโมงต่อปี} \end{aligned}$$

ปริมาณความร้อนที่ทำให้น้ำควบแน่นมีอุณหภูมิสูงขึ้นโดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยน

ความร้อน

$$\text{ปริมาณความร้อน (Q)} = 145,700 \text{ วัตต์} \times 8,760 \text{ ชั่วโมงต่อปี}$$

$$= 1,276,332,000 \text{ วัตต์-ชั่วโมงต่อปี}$$

$$= 1,276,332,000 \times 3,600 \text{ จูลต่อปี}$$

$$= 4,594,795,200 \text{ กิโลจูลต่อปี}$$

เชื้อเพลิง 1 กิโลกรัม ให้ค่าความร้อน (HHV) = 41,439 กิโลจูลต่อกิโลกรัม

$$\text{ผลประหยัดเชื้อเพลิง} = 4,594,795,200 / 41,439$$

$$= 110,880.94 \text{ กิโลกรัมต่อปี}$$

$$\text{ค่าความถ่วงจำเพาะของน้ำมันเตา C} = 0.99 \text{ kg/m}^3$$

$$= 110,880.94 \times 0.99$$

$$\text{ผลประหยัดเชื้อเพลิง} = 109,772.13 \text{ ลิตรต่อปี}$$

ก่อนปรับปรุง: หม้อไอน้ำ (B-101) ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันเตา C

$$= 54,750,000 \text{ ลิตรต่อปี}$$

$$= 150 \text{ ตันต่อวัน}$$

หลังปรับปรุง: หม้อไอน้ำ (B-101) ใช้เชื้อเพลิงน้ำมันเตา C

$$= 54,640,227.87 \text{ ลิตรต่อปีหรือ}$$

$$\text{คิดเป็น } 0.20\% \text{ ต่อปี}$$

ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้ = 109,772.13 ลิตรต่อปี

ราคาเชื้อเพลิง (ราคาน้ำมันเตา C เดือน ก.ค.59 เท่ากับ) (โรงกลั่นไทยออยล์)

$$= 7.395 \text{ บาทต่อลิตร}$$

ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ = ปริมาณปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้ x ราคาน้ำมันเตา

$$= 109,772.13 \text{ ลิตรต่อปี} \times 7.395 \text{ บาทต่อลิตร}$$

$$= 811,764.89 \text{ บาทต่อปี}$$

### 3. คำนวณหาผลประหยัดของน้ำควบแน่น

ปริมาณน้ำควบแน่นที่ประหยัดได้ = 50 ตันต่อวัน

$$= 1,500 \text{ ตันต่อเดือน}$$

$$= 1,500 \text{ ลูกบาศก์เมตรต่อเดือน}$$

โดยกำหนดให้อัตราค่าน้ำดิบเท่ากับ 2 บาทต่อลูกบาศก์เมตร ตามค่ากำหนดของกรมชลประทาน สำหรับป้อนสู่โรงกลั่นไทยออยล์ เป็นอัตราค่าน้ำดิบ ณ เดือนกันยายน 2559

ปริมาณน้ำที่ประหยัดได้ต่อปี = 1,500 ลูกบาศก์เมตร x 12 เดือน

$$= 18,000 \text{ ลูกบาศก์เมตรบาทต่อปี}$$

ค่าน้ำที่ประหยัดได้ต่อปี = 18,000 ลูกบาศก์เมตร x 2 บาทต่อลูกบาศก์เมตร

$$= 36,000 \text{ บาทต่อปี}$$

## วิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์

ในการวิเคราะห์การลงทุนของโครงการเพื่อนำมาใช้ประเมินหาอัตราผลตอบแทนถัวเฉลี่ย ระยะเวลาคืนทุน ผลตอบแทนการลงทุนและมูลค่าปัจจุบันของผลประโยชน์สุทธิ ในการอนุรักษ์ พลังงานจะต้องเตรียมข้อมูลรายรับและค่าใช้จ่ายของโครงการในแต่ละช่วงเวลา ดังนี้

### 1. รายรับของโครงการ

ค่าพลังเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้ = 811,764.89 บาทต่อปี

ค่าน้ำควบแน่นที่ประหยัดได้ = 36,000 บาทต่อปี

ผลประหยัดทั้งหมด = 847,764.89 บาทต่อปี

### 2. ค่าใช้จ่ายในการลงทุนของโครงการ ประกอบด้วย

#### 2.1 ค่าอุปกรณ์

2.1.1 ท่อแบบมีครีป ขนาด 1 นิ้ว จำนวน 25 ท่อต่อแถว มีการจัดเรียงเป็น 4 แถว ดังนั้นจะมีจำนวนท่อทั้งหมด 100 ท่อ โดยมีความยาว 1 เมตรต่อท่อ ซึ่งท่อแบบมีครีปราคาเมตรละ 568 บาท รวมความยาวของท่อแบบมีครีป = 100 เมตร เป็นเงิน 56,800 บาท

2.1.2 ท่อความร้อนขนาด 1½ นิ้ว เมตรละ 417 บาท จำนวน 40 เมตร เป็นเงิน 16,680 บาท

2.1.3 ลวดเชื่อม = 2 ถัง 40 กิโลกรัม เป็นเงิน 4,500 บาท

2.1.4 วาล์วน้ำควบแน่นขนาด 1½ นิ้ว จำนวน 3 ตัว = 34,000 บาท

2.1.5 อุปกรณ์ป้องกันการสูญเสียความร้อน (Insulation) สำหรับท่อและเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนตัวใหม่ = 45,500 บาท

#### 2.2 ค่าใช้จ่ายในการดำเนินการ 2 สัปดาห์ ได้แก่ ค่าจ้างแรงงาน

2.2.1 ผู้ควบคุมงาน = 1,084 บาทต่อวัน จำนวน 1 คน เป็นเงิน 15,176 บาท

2.2.2 ช่างฝีมือ = 796 บาทต่อวัน จำนวน 2 คน เป็นเงิน 22,288 บาท

2.2.3 คนงานทั่วไป = 708 บาทต่อวัน จำนวน 3 คน เป็นเงิน 29,736 บาท

#### 2.3 ค่าใช้จ่ายในการติดตั้ง

2.3.1 นั่งร้าน = 375 บาทต่อวันต่อความยาว 1 เมตร จำนวน 1 สัปดาห์ ทั้งหมด 40 เมตร เป็นเงิน 105,000 บาท

2.3.2 งานท่อ 1½ นิ้ว ระยะทาง 40 เมตร = 120,000 บาท

2.3.3 โครงสร้างและทางเดินขนาด 4 ตารางเมตร = 240,000 บาท (ตามราคา ประเมินจากผู้รับเหมา บริษัท LMC)

2.3.4 ระบบเครื่องมือวัดอุณหภูมิและแรงดันทางเข้า-ออก ของก๊าซไอเสียและน้ำ  
ควบแน่น จำนวน 4 จุด = 90,000 บาท

2.4 ค่าขนส่งอุปกรณ์ต่าง ๆ

2.4.1 ค่าขนส่งอุปกรณ์ต่าง ๆ = 40,000 บาท

2.5 อื่น ๆ

2.5.1 รถครนขนาด 30 คัน = 7,750 บาทต่อชั่วโมง เป็นเวลา 8 ชั่วโมง เป็นเงิน  
62,000 บาท

2.6 ค่าบำรุงรักษา ปีละ 140,000 บาท

2.7 ค่าเสื่อมราคา (อายุการใช้งาน 5 ปี) = 176,336 บาท

คำนวณค่าเสื่อมราคาของทรัพย์สินด้วยวิธีเส้นตรงดังนี้

ค่าเสื่อมราคาของทรัพย์สิน/ ปี = ราคาทุนของทรัพย์สิน/ อายุการใช้งาน

$$= 881,680 / 5$$

ค่าเสื่อมราคา = 176,336 บาท/ปี

ดังนั้น จากข้อมูลรายรับและค่าใช้จ่ายในการดำเนินโครงการข้างต้น สามารถสรุปได้  
ตามตารางที่ 4-3 และ 4-4

ตารางที่ 4-3 ข้อมูลรายรับในการดำเนินโครงการ

รายการ	หน่วย: บาท
<b>รายรับ</b>	
ค่าพลังงานที่ประหยัดได้	811,764.89
ค่าน้ำที่ประหยัดได้	36,000
มูลค่าซาก	0
	<b>847,764.89</b>
กระแสเงินสดรับสุทธิต่อปี = ค่าพลังงานและน้ำที่ประหยัดได้ – ค่าบำรุงรักษารายปี	<b>707,764.89</b>

## ตารางที่ 4-4 ข้อมูลค่าใช้จ่ายในการดำเนินโครงการ

รายการ	หน่วย: บาท
<u>รายจ่าย</u>	
ค่าอุปกรณ์และค่าขนส่ง	
- ท่อแบบมีครีป	56,800
- ท่อความร้อน	16,680
- ลวดเชื่อม	4,500
- วาล์วน้ำควบแน่น	34,000
- อุปกรณ์ป้องกันการสูญเสียความร้อน	45,500
ค่าจ้างแรงงาน	
- ผู้ควบคุมงาน	15,176
- ช่างฝีมือ	22,288
- คนงานทั่วไป	29,736
ค่าใช้จ่ายในการติดตั้ง	
- นั่งร้าน	105,000
- โครงสร้างและทางเดิน	240,000
- ระบบเครื่องมือวัด	90,000
ค่าขนส่ง/ อื่น ๆ	
- ค่าขนส่งอุปกรณ์ต่าง ๆ	40,000
- รถเครน	54,000
รวม	<u>881,680</u>
ค่าบำรุงรักษา ปีละ	140,000
ค่าเสื่อมราคา (อายุการใช้งาน 5 ปี)	<u>176,336</u>
กำไรสุทธิเฉลี่ยต่อปี = ค่าพลังงานและน้ำที่ประหยัดได้ - (ค่าบำรุงรักษา + ค่าเสื่อมราคา)	<u>531,428.89</u>

### 3. อัตราผลตอบแทนถัวเฉลี่ย (The average rate of return method: ARR)

กรณีที่มีการลงทุนเพียงครั้งเดียวการคำนวณหาอัตราผลตอบแทนถัวเฉลี่ยอาจใช้เงินลงทุนครั้งแรกแทนการใช้เงินลงทุนถัวเฉลี่ยได้จากสมการที่ (2-33) คำนวณได้โดย

$$\begin{aligned}\text{อัตราผลตอบแทนถัวเฉลี่ย} &= \text{กำไรสุทธิเฉลี่ยต่อปี} / \text{เงินลงทุนเริ่มแรก} \\ &= (531,428.89 - 140,000) / 881,680 \\ &= 0.44 \text{ หรือ } 44\%\end{aligned}$$

### 4. มูลค่าปัจจุบันของผลประโยชน์สุทธิ (The net present value method: NPV)

คำนวณหาผลต่างระหว่างมูลค่าปัจจุบันของผลตอบแทนที่คาดว่าจะได้รับในอนาคตตามอัตราผลตอบแทนขั้นต่ำที่ต้องการ หรือต้นทุนกับต้นทุนเงินทุนเริ่มแรก สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2-35) แสดงผลตามตารางที่ 4-5

### 5. ผลตอบแทนการลงทุน (The internal rate of return method: IRR)

กรณีกระแสเงินสดรับสุทธิในแต่ละปีมีจำนวนเท่ากัน สามารถคำนวณได้ตามสมการสมการที่ (2-36) แสดงผลตามตารางที่ 4-5

อัตราผลตอบแทนจากการลงทุนจะตัดสินใจยอมรับก็ต่อเมื่ออัตราผลตอบแทนจากการลงทุนสูงกว่าอัตราผลตอบแทนที่ต้องการ (Requested rate of return) หรือ มากกว่าต้นทุนเงินทุน (Cost of capital)

ดังนั้น การวิเคราะห์ด้วยเครื่องมือของผลประโยชน์สุทธิ (NPV) และผลตอบแทนการลงทุน (The internal rate of return : IRR) ที่คำนึงถึงมูลค่าของเงินของมูลค่าปัจจุบัน สามารถคำนวณหาด้วยโปรแกรม Excel ได้ดังตารางที่ 4-5

โดยกำหนดให้ต้นทุนค่าเสียโอกาสหรืออัตราดอกเบี้ยคิดลด (Discount rate) เท่ากับอัตราดอกเบี้ยให้กู้ยืมของธนาคารพาณิชย์ทั่วไป ในที่นี้กำหนดให้ใช้อัตราดอกเบี้ยสินเชื่อเพื่อการประกอบธุรกิจ (สูงสุดกรณีปกติ) ของธนาคารกสิกรไทยให้กู้ยืมของธนาคารเท่ากับร้อยละ 12.62 ซึ่งเป็นอัตรา ณ เดือนเมษายน 2559 ซึ่งผลการคำนวณระยะเวลาคืนทุนและผลตอบแทนการลงทุนที่คำนึงถึงค่าเงิน แสดงรายละเอียดดังนี้

เงินลงทุนเริ่มแรก 881,680 บาท

ค่าพลังงานและน้ำที่ประหยัดได้ 847,764.89 บาทต่อปี

หักค่าบำรุงรักษา ปีละ 140,000 บาท

เงินที่ประหยัดได้ปีละ 707,764.89 บาท

อัตราดอกเบี้ย (อัตราผลตอบแทนการลงทุน) ร้อยละ 12.62

อายุโครงการ 5 ปี

6. ระยะเวลาคืนทุน (Payback period method: PP) ด้วยวิธีมูลค่าปัจจุบันสุทธิสะสม  
 ในกรณีที่ผลตอบแทนหรือผลประโยชน์ที่เกิดขึ้นจากมาตรการอนุรักษ์พลังงาน  
 มีค่าเท่ากันทุกปี จะคำนวณระยะเวลาคืนทุนได้จากตารางที่ 4-5

โครงการนี้ ใช้เงินลงทุน 881,680 บาท สามารถประหยัดได้ 707,764.89 บาทต่อปีใช้วิธี  
 มูลค่าปัจจุบันสุทธิสะสมและไม่มีมูลค่าซากของสินทรัพย์ที่ลงทุน การคำนวณทำได้ดังนี้

$$\begin{aligned} \text{ระยะเวลาคืนทุน} &= 1 + (881,680 - 628,454.00) / 558,030.54 \\ &= 1.45 \text{ ปี หรือ } 1 \text{ ปี } 5 \text{ เดือน} \end{aligned}$$

ตารางที่ 4-5 ผลการคำนวณมูลค่าปัจจุบันของผลประโยชน์สุทธิ (NPV) และผลตอบแทนการลงทุน (IRR)

อัตราผลตอบแทนการลงทุน (%)					
12.6%					
ปีที่	กระแสเงินสดเข้า รายปี	ปรับมูลค่าปัจจุบัน	มูลค่าปัจจุบัน	มูลค่าปัจจุบัน สะสม	IRR
0	-881,680		-881,680.00		
1	707,764.89	$1/(1+0.1262)^1 = 0.89$	628,454.00	628,454.00	-20%
2	707,764.89	$1/(1+0.1262)^2 = 0.9$	558,030.54	1,186,484.54	38.31%
3	707,764.89	$1/(1+0.1262)^3 = 0.70$	495,498.62	1,681,983.15	61.06%
4	707,764.89	$1/(1+0.1262)^4 = 0.62$	439,973.91	2,121,957.06	70.85%
5	707,764.89	$1/(1+0.1262)^5 = 0.55$	390,671.20	2,512,628.26	75.45%
	รวม	NPV		1,630,948.26	
		IRR		75.45%	

หมายเหตุ: NPV = มูลค่าปัจจุบันของกระแสเงินสดเข้าสุทธิ - มูลค่าปัจจุบันเงินลงทุนเริ่มต้น

IRR = เงินสดจ่ายสุทธิเมื่อเริ่มโครงการ / เงินสดสุทธิรายปี



## บทที่ 5

### สรุปผลงานวิจัยและข้อเสนอแนะ

#### สรุปงานวิจัย

จากการพิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในการนำความร้อนเหลือทิ้งจากก๊าซไอเสียของหม้อไอน้ำ (B-701) อัตราการปล่อยทิ้ง 1,500 tons/day มาให้ความร้อนกับน้ำควบแน่นที่อุณหภูมิ 80°C เพื่อนำไปใช้ในกระบวนการผลิตไอน้ำ ชนิดท่อความร้อนแบบไหลตัดกัน จากวัตถุประสงค์ของงานวิจัยสามารถสรุปผลได้ดังนี้

#### ผลการวิเคราะห์ด้านเทคนิค

ที่ขนาดท่อเส้นผ่าศูนย์กลาง 1 inch ท่อยาว 1 m ใช้ครีบริบที่มีความหนา 0.279 mm สูง 1.27 mm จำนวน 19 fins/inch มีการจัดเรียงแบบเอียงกัน วัสดุท่อทำมาจากคาร์บอนสตีลและครีบริบทำมาจากอลูมิเนียม ตามข้อกำหนดมาตรฐานของ ASME-B31.3: Process piping guide

โดยใช้การคำนวณจากสมการการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และการคำนวณโดยใช้โปรแกรม HTRI เพื่อตรวจสอบผลการคำนวณจากสมการ พบว่า ชุดข้อมูลที่เหมาะสมที่สุดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีพื้นที่ถ่ายโอนความร้อน 7.68 m<sup>2</sup> โดยมีท่อติดครีบริบจัดเรียงกัน 4 แถว แถวละ 25 ท่อ ที่ระยะห่างระหว่างท่อ  $S_t = 2.50$  inch,  $S_l = 2.16$  inch มีค่าแรงดันตกคร่อมด้านก๊าซไอเสียเท่ากับ 0.845 kPa หรือเท่ากับ 8.45 mbar<sub>g</sub> ซึ่งไม่เกินที่ 10 mbar ตามเกณฑ์พิจารณาของ DEP 00.00.07.71 (Shell standard) ค่า Overdesign 4.82% อุณหภูมิน้ำควบแน่นขาออกเท่ากับ 140°C อุณหภูมิก๊าซไอเสียขาออกเท่ากับ 282°C Acid dew point temperature เท่ากับ 160°C (ตามมาตรฐาน API 530 อุณหภูมิก๊าซไอเสียต้องสูงกว่า T<sub>dp</sub> อย่างน้อย 15°C) ดังนั้นจึงมีความเป็นไปได้สำหรับการนำไปใช้งานจริง

#### ผลการวิเคราะห์ด้านศักยภาพ

ปริมาณน้ำควบแน่นที่นำกลับมาใช้ประโยชน์ใหม่ได้เท่ากับ 50 tons/day จากปริมาณที่ปล่อยทิ้งจริงเท่ากับ 350 tons/day หรือคิดเป็น 14.28% ดังนั้นค่าความร้อนที่สามารถกู้คืนได้จึงเท่ากับ 145 kW

#### ผลวิเคราะห์ทางด้านการอนุรักษ์พลังงาน

ปริมาณเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้ 109,772.13 ลิตรต่อปี หรือคิดเป็นค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ 811,764.89 บาทต่อปี และปริมาณน้ำควบแน่นที่ประหยัดได้ 18,000 ลูกบาศก์เมตรบาทต่อปี คิดเป็นค่าน้ำที่ประหยัดได้ 36,000 บาทต่อปี

### ผลการวิเคราะห์ต้นทุนและผลตอบแทนของโครงการ

จากการวิเคราะห์ต้นทุนและพบว่า มีค่าใช้จ่ายในการลงทุนเท่ากับ 881,680 บาท และรายรับสุทธิที่ได้รับภายหลังจากหักค่าบำรุงรักษามีค่าเท่ากับ 707,764.89 ดังนั้น อัตราผลตอบแทนถัวเฉลี่ย (ARR) มีค่าเท่ากับ 0.44 หรือ 44%

### ผลการวิเคราะห์ทางการเงินของโครงการลงทุน

ผลการวิเคราะห์ทางการเงินมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) มีค่าเท่ากับ 1,630,948.26บาท ซึ่งมีความมากกว่า 0 และอัตราผลตอบแทนภายในของโครงการ (IRR) มีค่าเท่ากับ 75.45% ซึ่งมากกว่าอัตราคิดลดที่กำหนดไว้ 12.62% ดังนั้นจึงมีผลตอบแทนที่เกิดขึ้นจากการลงทุน มากกว่าค่าใช้จ่ายที่เสียไป จึงคุ้มค่าต่อการลงทุน

### ผลการวิเคราะห์ระยะเวลาคืนทุนของโครงการ

ผลการวิเคราะห์ระยะเวลาคืนทุน (PP) มีค่าเท่ากับ 1.45 ปี หรือ 1 ปี 5 เดือน ซึ่งอยู่ในระยะเวลาดำเนินงานของโครงการ และเมื่อนำผลจากการศึกษาที่ได้ เปรียบเทียบกับเกณฑ์การตัดสินใจลงทุนแล้ว จึงมีความคุ้มค่าต่อการลงทุน

## ข้อเสนอแนะ

1. ควรมีการศึกษาเกี่ยวกับค่าความสกปรกที่เกาะติดอยู่บนผนังทั้งด้านในและด้านนอกของท่อความร้อน เนื่องจากกรณีศึกษาครั้งนี้ เป็นกรณีท่อความร้อนใหม่การวิเคราะห์ไม่ได้เพื่อค่าความสกปรก เมื่อมีการใช้งานไปช่วงเวลาหนึ่งความสกปรกจะส่งผลให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนลดน้อยลงและยังส่งผลต่อแรงดันตกคร่อมของการไหลให้มีค่ามากขึ้น
2. ควรมีการขยายการศึกษาไปยังหม้อไอน้ำและเตาเผาไหม้ในกระบวนการอื่น ๆ ที่มีขนาดที่แตกต่างกัน
3. ต้นทุนในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ถ้าสามารถลดได้จะทำให้ค่าประหยัดมากขึ้นและมีอัตราผลตอบแทนภายใน (IRR) เพิ่มขึ้นด้วย ทำให้การลงทุนคุ้มค่าสมควรแก่การตัดสินใจลงทุน

## บรรณานุกรม

- กระทรวงพลังงาน, กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน. (2547). *การนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่*. หลักสูตรฝึกอบรมผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน, 1(9), 141-159
- กระทรวงพลังงาน, กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน. (2553). *คู่มือผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน (โรงงาน) พ.ศ. 2553 ตอนที่ 3 บทที่ 6 การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่*
- กระทรวงพลังงาน, กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน. (2558). *สถานการณ์พลังงานของประเทศไทยปี 2558*. เข้าถึงได้จาก [www.dede.go.th](http://www.dede.go.th).
- ขวัญชัย ไกรทอง และอดิพงษ์ นันทพันธ์. (2548). *การประยุกต์ใช้เครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนแบบไหลตามขวางตัดแปลงจากคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์*. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยรัตนนคร.
- ธีระพล ชัยธัมมาวุธ และชนกนันท์ สุขกำเนิด. (2554). *การศึกษาอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่เหมาะสมสำหรับหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงชีวมวล*. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยขอนแก่น.
- นิวัติ พิริยะรุ่งโรจน์ และจารุวัตร เจริญสุข. (2553). *ศึกษาถึงการแลกเปลี่ยนความร้อนของอีโคโนไมเซอร์*. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าคุณทหารลาดกระบัง.
- บริษัท ไทยออยล์ จำกัด. (2549). *คู่มือปฏิบัติงานด้านการกลั่นน้ำมันดิบ หน่วยงานที่ 1*. วอร์คเกอร์, จี. (2554). *อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในงานอุตสาหกรรม* (พงษ์ธร จรรย์ญากรณ์, แปล) กรุงเทพฯ: เอ็มแอนเคอี.
- สมเกียรติ บุญนิต. (2553). *วิศวกรรมโรงจักรต้นกำลัง*. (พิมพ์ครั้งที่ 5). กรุงเทพฯ: วิ.เจ.พรินต์ติ้ง.
- สมศักดิ์ ไชยะภินันท์. (2554). *การออกแบบงานวิศวกรรมเชิงพลังงาน ความร้อน และของไหล* (พิมพ์ครั้งที่ 1). กรุงเทพฯ: สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
- สุนทร สิงหารุ. (2547). *การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับดึงกลับความร้อนทิ้งจากหม้อไอน้ำเชื้อเพลิงถ่านหิน*. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.
- อนุรักษ์ ทองสุโขวงศ์. (2552). *การตัดสินใจเพื่อการลงทุน*. ขอนแก่น: มหาวิทยาลัยขอนแก่น.
- อุทัย ผ่องศรี, เสรี ศิริชัย และสำราจ อินแบน. (2556). *การออกแบบอุปกรณ์น้ำป้อนแบบท่อขด*. *วารสารวิชาการคณะเทคโนโลยีอุตสาหกรรม*, 6(1), 98-111

- Agriculture and Agri-Food Canada, Departmental Electronic Publications. (2001) *Heat Recovery for Canadian Food and Beverage Industries*.
- American Petroleum Institute. (1996). Calculation of Heater-Tube Thickness in Petroleum Refineries, API 530, 4th edn, Washington, D.C.
- ASME B-31.3, *Process Piping*, American Society of Mechanical Engineers.
- B. ZareNezhad., & Almanian, A. (2011). *Accurate prediction of the dew point of acidic combustion gases by using an artificial neural network model*, Energy Conversion and Management 52(2011), pp. 911-916
- Bell, K. J., & Mueller, A. C. Mueller, *Wolverine Engineering Data Book II*, Wolverine Tube, Inc., [www.wlv.com](http://www.wlv.com), 2001.
- Dittus, F. W., & Boelter, L.M.K. (1993). *Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type*, Univ. Calif. Pub. Eng., 13, p. 443
- Dube V., Sauciuc I., Akbarzadeh A. & Devis A., (1996). *Design Construction and Testing of a Thermosyphon Heat Exchanger for Medium Temperature Heat Recovery*, Proc. of 5th Int. Heat Pipe Symposium, Melbourne, Australia, pp. 273-279.
- Verhoff, F.H., & Banchemo, J.T. (1974). *Chem. Eng. Prog.*, 70(8), 71-72
- Ganguli, A., S. S. Tung & Taborek, J. (1985). *Parametric study of air-cooled heat exchanger finned tube geometry*, AIChE Symp. Ser., 81(245), 122–128.
- Guo, S., Hou, Z., Shao, X., Sun, C., & Mi M. (1990). *Application of heat pipe heat exchangers in boiler and power plant*. Proc. 8<sup>th</sup> Int. Heat pipe conf., USSR, 573-576.
- Huang, X., Sun, F., & Li, S. (1990). *The optimum low rate ratio in gas-gas heat pipe heat exchanger designs*. Proc. 8<sup>th</sup> Int. Heat pipe conf., USSR, 208-212.
- Incropera, F. P., & Dewitt, D. P. (2002). *Introduction to Heat Transfer*, 4th edn, New York: John Wiley & Sons.
- Kern, D. Q. & Krause, A. D. (1972). *Extended Surface Heat Transfer*, New York: McGraw-Hill.
- Kreith, F. & Bohn, M. S. (2001). *Principles of Heat Transfer*, 6th edn, Brooks/Cole, Pacific Grove, CA.
- Kroger, D. G. (1998). *Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers*, New York: Begell House, Inc.,

- McCabe, W. L., Smith, J. C., & P. Harriott. (1985). *Unit Operations of Chemical Engineering*, 4th edn, New York: McGraw-Hill.
- McQuiston, F. C., & Tree, D. R. (1972). Optimum space envelopes of the finned tube heat transfer surface, *Trans. ASHRAE*, 78, 144–152.
- Okkes, A. G. (1987) “Get acid dew point of flue gas” *Hydrocarbon Processing*, 66(7), pp. 53-55.
- Reay, D.A., & Span, F.N. (1979). *Heat Recovery Systems*.
- SADC Energy Sector. (1999). *Module 15. Heat Recovery Systems*. Developed as part of the SADC Industrial Energy Management Project for the Canadian International Development Agency.
- Serth, R.W. (2007). *Process Heat Transfer*, 1st edn, Elsevier, Texas.
- Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. (1999). 8th edn, *Tubular Exchanger Manufactur-ers Association*, Inc., New York: Tarrytown.
- Turner, W. (1997). Energy Management Handbook, 2007; PG&E Energy Efficiency Information Industrial Heat Recovery Strategies.
- UOP539-12, (2012). Refinery Gas Analysis by Gas Chromatography, ASTM International, West Conshohocken, PA.

ภาคผนวก

**ภาคผนวก ก**  
**ตารางคุณสมบัติของของไหล**

ตารางภาคผนวก ก-1 คุณสมบัติของก๊าซไอดี (Kreith & Bohn, 2001)

**Table A.10** Properties of Carbon Dioxide at One Atmosphere

$T$ (K) (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\beta \times 10^3$ (1/K)	$C_P$ (J/kg · K)	$k$ (W/m · K)	$\alpha \times 10^4$ (m <sup>2</sup> /s)	$\mu \times 10^6$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \times 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$	$g\beta/\nu^2 \times 10^{-6}$ (1/K · m <sup>3</sup> )	
220	-53	2.4733	-	783	0.010805	0.0558	11.105	4.490	0.818	-
250	-23	2.1657	-	804	0.012884	0.0740	12.590	5.813	0.793	-
300	27	1.7973	3.33	871	0.016572	0.1059	14.958	8.321	0.770	472
350	77	1.5362	2.86	900	0.02047	0.1481	17.205	11.19	0.755	224
400	127	1.3424	2.50	942	0.02461	0.1946	19.32	14.39	0.738	118
450	177	1.1918	2.22	980	0.02897	0.2480	21.34	17.90	0.721	67.9
500	227	1.0732	2.00	1013	0.03352	0.3083	23.26	21.67	0.702	41.8
550	277	0.9739	1.82	1047	0.03821	0.3747	25.08	25.74	0.685	26.9
600	327	0.8938	1.67	1076	0.04311	0.4483	26.83	30.02	0.668	18.2

ตารางภาคผนวก ก-2 คุณสมบัติของน้ำควบแน่น (Kreith & Bohn, 2001)

**Table A.7** Properties of Liquid Water at Saturation Pressure: SI Units

$T$ (K) (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\beta \times 10^4$ (1/K)	$C_P$ (J/kg · K)	$k$ (W/m · K)	$\alpha \times 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$\mu \times 10^6$ (N · s/m <sup>2</sup> )	$\nu \times 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$	$g\beta/\nu^2 \times 10^{-9}$ (1/K · m <sup>3</sup> )	
273	0	999.9	-0.7	4226	0.558	0.131	1794	1.789	13.7	-
278	5	1000	-	4206	0.568	0.135	1535	1.535	11.4	-
283	10	999.7	0.95	4195	0.577	0.137	1296	1.300	9.5	0.551
288	15	999.1	-	4187	0.585	0.141	1136	1.146	8.1	-
293	20	998.2	2.1	4182	0.597	0.143	993	1.006	7.0	2.035
298	25	997.1	-	4178	0.606	0.146	880.6	0.884	6.1	-
303	30	995.7	3.0	4176	0.615	0.149	792.4	0.805	5.4	4.540
308	35	994.1	-	4175	0.624	0.150	719.8	0.725	4.8	-
313	40	992.2	3.9	4175	0.633	0.151	658.0	0.658	4.3	8.833
318	45	990.2	-	4176	0.640	0.155	605.1	0.611	3.9	-
323	50	988.1	4.6	4178	0.647	0.157	555.1	0.556	3.55	14.59
348	75	974.9	-	4190	0.671	0.164	376.6	0.366	2.23	-
373	100	958.4	7.5	4211	0.682	0.169	277.5	0.294	1.75	85.09
393	120	943.5	8.5	4232	0.685	0.171	235.4	0.244	1.43	140.0
413	140	926.3	9.7	4257	0.684	0.172	201.0	0.212	1.23	211.7
433	160	907.6	10.8	4285	0.680	0.173	171.6	0.191	1.10	290.3
453	180	886.6	12.1	4396	0.673	0.172	152.0	0.173	1.01	396.5
473	200	862.8	13.5	4501	0.665	0.170	139.3	0.160	0.95	517.2
493	220	837.0	15.2	4605	0.652	0.167	124.5	0.149	0.90	671.4
513	240	809.0	17.2	4731	0.634	0.162	113.8	0.141	0.86	848.5
533	260	779.0	20.0	4982	0.613	0.156	104.9	0.135	0.86	1076
553	280	750.0	23.8	5234	0.588	0.147	98.07	0.131	0.89	1360
573	300	712.5	29.5	5694	0.564	0.132	92.18	0.128	0.98	1766



**ภาคผนวก ข**  
ตารางขนาดท่อและครีบท่อความร้อน

ตารางภาคผนวก ข-1 ขนาดท่อและครีบท่อความร้อน (Source: Wolverine Tube, Inc.,)

**Table B.4** Dimensions of Selected Radial Low-Fin Tubing (Type S/T Trufin®): 19 fpi Tubing

Catalog number	Nominal outside diameter (in. (mm))	Average plain end wall thickness (in. (mm))	Minimum wall thickness under fin (in. (mm))	Finned section nominal root diameter (in. (mm))	Nominal inside diameter (in. (mm))	Actual outside area (ft <sup>2</sup> /ft (m <sup>2</sup> /m))	Area ratio actual outside/actual inside	Approximate weight per unit length (lb/ft (kg/m))
60-193042	1/2 (12.70)	0.060 (1.52)	0.037 (0.940)	0.375 (9.53)	0.291 (7.39)	0.319 (0.097)	4.19	0.239 (0.355)
60-193049	1/2 (12.70)	0.065 (1.65)	0.044 (1.118)	0.375 (9.53)	0.277 (7.04)	0.319 (0.097)	4.40	0.284 (0.423)
60-193058	1/2 (12.70)	0.075 (1.91)	0.049 (1.245)	0.375 (9.53)	0.259 (6.58)	0.319 (0.097)	4.71	0.286 (0.425)
60-194049	5/8 (15.88)	0.065 (1.65)	0.044 (1.118)	0.500 (12.70)	0.402 (10.21)	0.414 (0.126)	3.94	0.362 (0.538)
60-194058	5/8 (15.88)	0.075 (1.91)	0.049 (1.245)	0.500 (12.70)	0.384 (9.75)	0.414 (0.126)	4.12	0.396 (0.589)
60-194065	5/8 (15.88)	0.085 (2.16)	0.058 (1.473)	0.500 (12.70)	0.370 (9.40)	0.414 (0.126)	4.27	0.456 (0.679)
60-194072	5/8 (15.88)	0.090 (2.29)	0.065 (1.651)	0.500 (12.70)	0.356 (9.04)	0.414 (0.126)	4.44	0.447 (0.665)
60-195049	3/4 (19.05)	0.065 (1.65)	0.044 (1.118)	0.625 (15.88)	0.527 (13.39)	0.507 (0.155)	3.67	0.447 (0.666)
60-195058	3/4 (19.05)	0.075 (1.91)	0.049 (1.245)	0.625 (15.88)	0.509 (12.93)	0.507 (0.155)	3.80	0.485 (0.722)
60-195065	3/4 (19.05)	0.085 (2.16)	0.058 (1.473)	0.625 (15.88)	0.495 (12.57)	0.507 (0.155)	3.91	0.568 (0.845)
60-195072	3/4 (19.05)	0.090 (2.29)	0.065 (1.651)	0.625 (15.88)	0.481 (12.22)	0.507 (0.155)	4.03	0.592 (0.881)
60-195083	3/4 (19.05)	0.095 (2.41)	0.074 (1.880)	0.625 (15.88)	0.459 (11.66)	0.507 (0.155)	4.22	0.618 (0.920)
60-196058	7/8 (22.23)	0.075 (1.91)	0.049 (1.245)	0.750 (19.05)	0.634 (16.10)	0.588 (0.179)	3.54	0.595 (0.885)
60-196065	7/8 (22.23)	0.085 (2.16)	0.058 (1.473)	0.750 (19.05)	0.620 (15.75)	0.588 (0.179)	3.62	0.675 (1.004)
60-196072	7/8 (22.23)	0.090 (2.29)	0.065 (1.651)	0.750 (19.05)	0.606 (15.39)	0.588 (0.179)	3.71	0.689 (1.024)
60-196083	7/8 (22.23)	0.095 (2.41)	0.074 (1.880)	0.750 (19.05)	0.584 (14.83)	0.588 (0.179)	3.85	0.762 (1.134)
60-196095	7/8 (22.23)	0.110 (2.79)	0.084 (2.134)	0.750 (19.05)	0.560 (14.22)	0.588 (0.179)	4.01	0.835 (1.243)
60-197058	1 (25.40)	0.075 (1.91)	0.049 (1.245)	0.875 (22.23)	0.759 (19.28)	0.695 (0.212)	3.50	0.697 (1.037)
60-197065	1 (25.40)	0.085 (2.16)	0.058 (1.473)	0.875 (22.23)	0.745 (18.92)	0.695 (0.212)	3.56	0.757 (1.126)
60-197072	1 (25.40)	0.090 (2.29)	0.065 (1.651)	0.875 (22.23)	0.731 (18.57)	0.695 (0.212)	3.63	0.813 (1.210)
60-197083	1 (25.40)	0.095 (2.41)	0.074 (1.880)	0.875 (22.23)	0.709 (18.01)	0.695 (0.212)	3.74	0.873 (1.299)
60-197095	1 (25.40)	0.110 (2.79)	0.084 (2.134)	0.875 (22.23)	0.685 (17.40)	0.695 (0.212)	3.88	0.988 (1.471)
60-197109	1 (25.40)	0.125 (3.18)	0.097 (2.464)	0.875 (22.23)	0.657 (16.69)	0.695 (0.212)	4.04	1.135 (1.688)

For S/T Trufin® 19 fpi, the minimum fin height is 0.050 in. (1.27 mm) and the average fin width is 0.011 in. (0.279 mm).

Source: Wolverine Tube, Inc., [www.wvt.com](http://www.wvt.com)

**ภาคผนวก ค**

ตารางแสดงข้อมูลจำเพาะของท่อและครีบท่อความร้อน

ตารางภาคผนวก ค-1 ข้อมูลจำเพาะของท่อและครีบท่อความร้อน (ASME-B31.3: Process Piping Guide)

**Section D20-B31.3-G, ASME B31.3 Process Piping Guide, App A**

Piping Specification 101	Date: March 16, 2009	Revision: 0	Page 1 of 1
--------------------------	----------------------	-------------	-------------

**DESIGN PARAMETERS**

P-Spec	PS-101(A, B, C, D)						
Design Pressure (psig)	285	260	230	200	170	140	125
Design Temperature (°F)	100	200	300	400	500	600	650
Minimum Temperature (°F)	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20
Minimum Test Pressure (psig)	430	390	345	300	270	245	220
Maximum Test Pressure (psig)	820						

<b>Calculation Reference:</b>	<b>00-00-CALC-M-0004-R0</b>
Code of Reference:	B31.3 - 2002
Fluid Service:	Normal
Material:	Carbon Steel
Pressure Rating:	Class 150
External Pressure Rating:	15 psi

**GENERAL NOTES**

Refer to General Notes 1-12.

**ALLOWABLE PIPE MATERIALS**

Component	Size	Rating	Standard	Material	Material Grade	Additional Requirements
Piping	¼ - 24	Schedule Tables	ASME B36.10M	ASTM A53	B	ERW – Type E/Seamless
Piping	¼ - 24	Schedule Tables	ASME B36.10	ASTM A106	B	Seamless

**REQUIRED SCHEDULES FOR NON-THREADED PIPE**

P-Spec	Corrosion Allowance	Pipe Size	¼	½	¾	1	1 ½	2	2 ½	3	4	6	8	10	12	14	16	18	20	24	
<b>A</b>	0.000	Schedule	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD
<b>B</b>	0.031	Schedule	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD
<b>C</b>	0.063	Schedule	80	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD
<b>D</b>	0.125	Schedule	-	XXS	160	160	160	80	80	80	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD

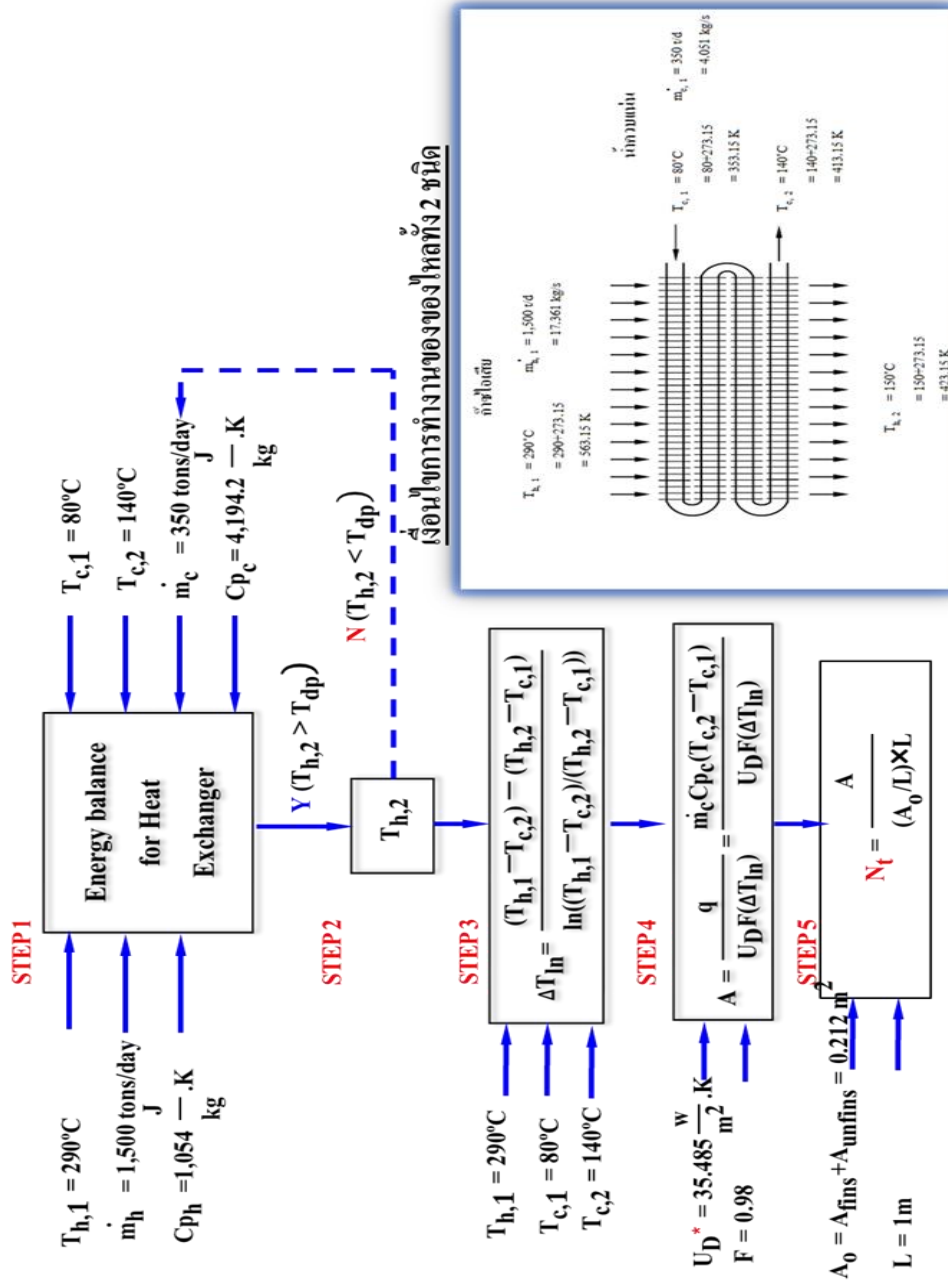
**REQUIRED SCHEDULES FOR THREADED PIPE**

P-Spec	Corrosion Allowance	Pipe Size	¼	½	¾	1	1 ½	2	2 ½	3	4	6
<b>A</b>	0.000	Schedule	80	80	80	80	80	STD	STD	STD	STD	STD
<b>B</b>	0.031	Schedule	80	80	80	80	80	STD	STD	STD	STD	STD
<b>C</b>	0.063	Schedule	-	80	80	80	80	80	80	80	STD	STD
<b>D</b>	0.125	Schedule	-	XXS	160	160	160	160	160	80	80	80

**ภาคผนวก ง**

ขั้นตอนการคำนวณหาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ภาพภาคผนวก ง-1 ขั้นตอนการคำนวณหาจำนวนท่อความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



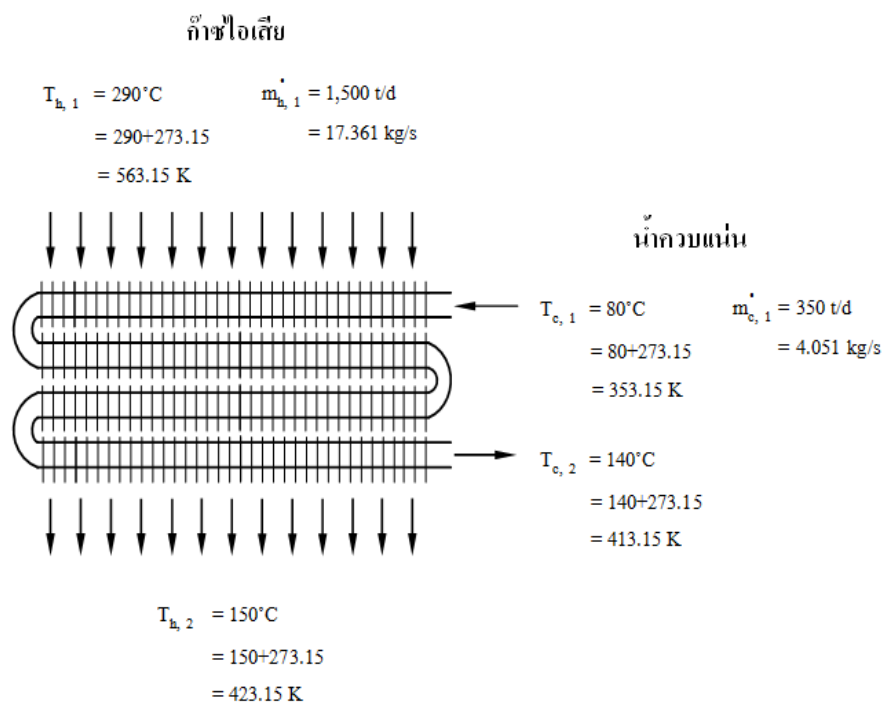
$U_D^* >$  Serth, R.W, Process Heat Transfer, 2007.(Typical Values of Overall Heat-transfer Coefficient in Heat Exchangers)

1. คำนวณหาจำนวนท่อที่ใช้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ( $N_T$ ) เพื่อกำหนดเป็นค่าเริ่มต้นสำหรับลงใน โปรแกรมสำเร็จรูป HTRI

การออกแบบเริ่มจากการเก็บรวบรวมข้อมูลของค่าอัตราการไหลและอุณหภูมิของของไหลทั้ง 2 ชนิดที่ได้ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งในกรณีนี้ของไหลทั้ง 2 ชนิด คือ น้ำควบแน่นและก๊าซไอเสียร้อนจากการเผาไหม้ของหม้อไอน้ำ

เงื่อนไขการทำงานของของไหลทั้ง 2 ชนิด

น้ำควบแน่นที่มีอัตราการไหล 350 t/d อุณหภูมิ 80°C ต้องการเพิ่มอุณหภูมิด้านขาออกเท่ากับ 140°C เพื่อผลิตเป็นไอน้ำแรงดันต่ำ โดยแลกเปลี่ยนความร้อนกับก๊าซไอเสียที่มีอัตราการไหล 1,500 t/d ที่อุณหภูมิ 290°C แรงดันไหลเข้าเท่ากับ 20 mbar<sub>g</sub> โดยมีเงื่อนไขบังคับของกระบวนการดังแสดงในตารางที่ 10 สำหรับวัตถุประสงค์ของการออกแบบครั้งนี้



ภาพภาคผนวก ง-2 วิธีการคำนวณหาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

## 1.1 สมดุลของความร้อน

กำหนดให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในภาพที่ 31 เป็นระบบที่ศึกษาและให้ท่อน้ำเย็นเป็นขอบเขตของระบบ ทำการสมดุลของความร้อน

$$q = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{c,2} - T_{c,1}) = 4.051 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,194.2 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times (413.15 \text{ K} - 353.15 \text{ K})$$

$$= 1,019,423.61 \text{ W}$$

จะได้

$$\dot{m}_h C_{p_h} \Delta T_h = 1,019,423.61 \text{ W}$$

$$\Delta T_h = \frac{1,019,423.61 \text{ W}}{17.361 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1,054 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}} = 55.72$$

$$T_{h,2} = 290^\circ\text{C} - 55.7^\circ\text{C} = 234.289^\circ\text{C} = 507.44 \text{ K}$$

1.2 คำนวณหาค่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (Log mean temperature difference,  $\Delta T_{lm}$ )

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,1} - T_{c,2}) - (T_{h,2} - T_{c,1})}{\ln((T_{h,1} - T_{c,2}) / (T_{h,2} - T_{c,1}))} = \frac{(563.15 - 413.15) - (507.439 - 353.15)}{\ln(563.15 - 413.15) / (507.439 - 353.15)}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{150 - 154.29}{\ln(150 / 154.29)} = 152.13 \text{ K}$$

ดังนั้น

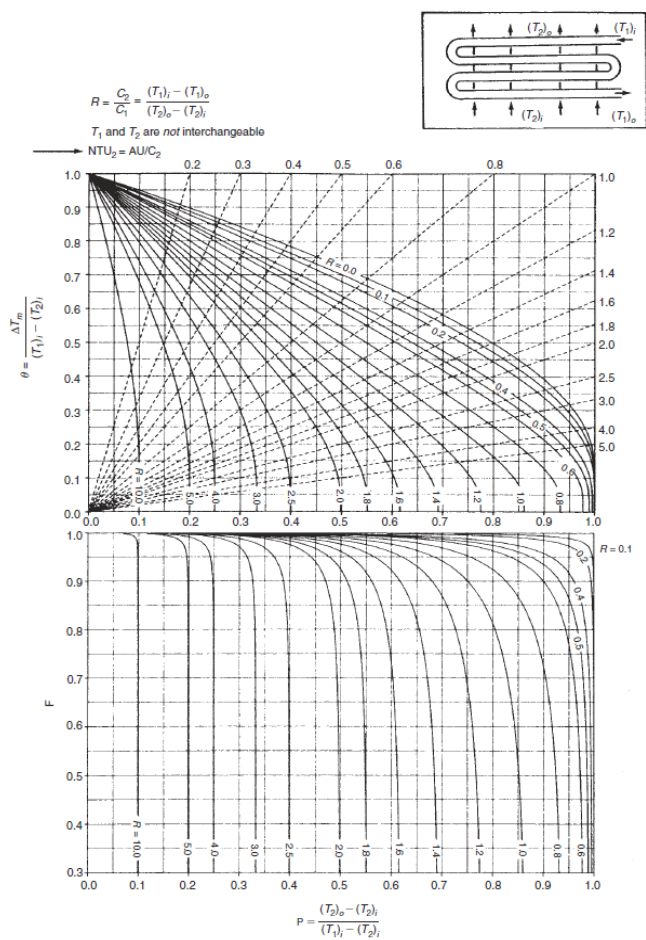
$$q = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{c,2} - T_{c,1}) = 17.361 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1,054 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times (563.15 \text{ K} - 507.439 \text{ K})$$

$$= 1,019,424 \text{ W}$$



1.3 ตัวประกอบปรับแก้ (Correction factor, F)

จากการที่ของไหลที่แลกเปลี่ยนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบไหลตัดขวาง(Cross - flow) จึงต้องหาค่าตัวประกอบปรับแก้ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบไหลตัดขวางมีจำนวนท่อ 4 แถวและมีการไหลในชุดท่อเป็นจำนวน 4 เที้ยว จะสามารถแสดงเป็นกราฟดังภาพ



ในการหาค่าตัวประกอบปรับแก้ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบไหลตัดขวางจะมีตัวแปรที่เกี่ยวข้องอยู่ 2 ตัว คือ ค่า P และค่า R ซึ่งมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$P = \frac{T_{c,2} - T_{c,1}}{T_{h,1} - T_{c,1}} = \frac{413.15 - 353.15}{563.15 - 353.15} = 0.286$$

$$R = \frac{T_{h,1} - T_{h,2}}{T_{c,2} - T_{c,1}} = \frac{\dot{m}_c C_{p,c}}{\dot{m}_h C_{p,h}} = \frac{4.051 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,194.200 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot \text{K}}{17.361 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1,054.540 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot \text{K}} = 0.89$$

ดังนั้น

$$F = 0.98$$

1.4 จำนวนพื้นที่ถ่ายเทความร้อนจากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมด้วยค่าตามลักษณะโดยทั่วไป ( $U_D$ )

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่เหมาะสมที่สุดของน้ำ อยู่ในช่วง 32.36 – 38.61 [21] ดังนั้นจึงเลือกค่า  $U_D$  มีค่าเท่ากับ 35.485 (W/m<sup>2</sup>·K) เป็นค่าเฉลี่ยที่เหมาะสมในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งมีค่าอยู่ในช่วงที่ต้องการสำหรับการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับน้ำควบแน่นจากกระบวนการ

จำนวนพื้นที่ถ่ายเทความร้อนจากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมด้วยที่ได้จากค่าตามลักษณะการออกแบบที่เหมาะสมได้จากสมการ

$$A = \frac{q}{U_D F (\Delta T_{lm})} = \frac{1,019,424 \text{ W}}{35.485 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot \text{K} \times 0.98 \times 152.134 \text{ K}} = 192.688 \text{ m}^2$$

1.5 คำนวณพื้นที่ถ่ายเทความร้อนของก๊าซไอเสียที่ไหลภายนอกท่อ ( $A_o$ )  
พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของก๊าซไอเสียที่ไหลภายนอกท่อต่อ 1 m ของความยาวท่อได้  
คาดการณ์ตามสมการที่ 15 คือ

$$A_o = A_{fins} + A_{unfins}$$

จากภาพที่ 28 แสดงขนาดมิติของครีป จะได้

$$r_1 = \frac{D_r}{2} = (1 \text{ in}/2) = 0.50 \text{ in}$$

$$r_2 = r_1 + b = 0.5 \text{ in} + 0.5 \text{ in} = 1 \text{ in}$$

คำนวณรัศมีปรับแก้ (Correction radius,  $r_{2c}$ )

$$r_{2c} = r_2 + (\tau/2) = 1 + (0.011 \text{ in}/2) = 0.555 \text{ in}$$

นำขนาดมิติของท่อและครีปแทนในสมการ (2.13) และ (2.14) จะได้

$$A_{fins} = 2N_f \pi (r_{2c}^2 - r_1^2) = 2 \times 9 \pi (0.555^2 \text{ in} - 0.5^2 \text{ in}) = 6.99 \text{ in}^2$$

$$A_{unfins} = 2\pi r_1 (L - N_f \tau) = 2\pi \times 0.5 \text{ in} (1 - 19 \times 0.011 \text{ in}) = 2.48 \text{ in}^2$$

ดังนั้น พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของก๊าซไอเสียที่ไหลภายนอกท่อ

$$A_o = A_{fins} + A_{unfins}$$

$$A_o = 6.99 \text{ in}^2 + 2.48 \text{ in}^2 = 9.47 \text{ in}^2 = 0.21 \text{ m}^2$$

1.6 คำนวณหาจำนวนท่อที่ใช้สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ( $N_t$ )


$$N_t = \frac{A}{(A_o/L) \times L} = \frac{192.66 \text{ m}^2}{0.212 \frac{\text{m}^2}{\text{m}} \times 1 \text{ m}} = 908 \text{ ท่อ}$$

จำนวนที่ใกล้เคียงที่สุดที่ 36 แอวโดยใช้ท่อ 908 ท่อ เท่ากับ 25.22 ท่อต่อแอมหรือคิดเป็น 25 ท่อต่อแอม ซึ่งเป็นค่าที่สอดคล้องกันกับความกว้างของชุดมัดท่อ คือ ระยะห่างของท่อของจำนวนท่อต่อแอม


**ภาคผนวก จ**

ข้อมูล ขั้นตอนและผลการจำลองสภาพด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์


ตารางภาคผนวก จ-1 ข้อมูลสำหรับป้อนลงในโปรแกรมสำเร็จรูป HTRI-V6

 <b>Input Data</b> Released to the following HTRI Member Company: <i>wanich P.</i> <i>Wanich Pongosot</i>	
Xace E Ver. 6.00 6/8/2558 19:47 SN: Vals100+	
<b>SI Units</b>	
Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow	
<b>Unit Data</b>	
Run mode	Simulation
Unit type	Economizer
Hot fluid location	Shellside
Tube bundle angle (relative to horizontal)	0 deg
Tubeside flow type	Countercurrent to crossflow
Number of bays in parallel per unit	1
Number of bundles in parallel per bay	1
Number of services	1
Number of tubepasses per bundle	4
Tubeside nozzle distribution	Axial
Tubeside nozzle distribution	Axial
Tubeside nozzle impingement device	Distributor
Number of inlet nozzles per bundle	1
Inlet inside diameter	101.6 mm
Number of outlet nozzles per bundle	1
Outlet inside diameter	101.6 mm
<b>Fans Data</b>	
Number of fans per bay	0
Fan arrangement	Induced draft
Total combined fan and drive efficiency	82.4 %
Fan manufacturer	Unspecified
Fan ring type (inlet)	Straight
<b>Optional Data</b>	
Steam coil present	No
Louvers present	No
Header box depth	102 mm
Plenum chamber type	Box
Number of intermediate tube supports	Program set
Tubeside design pressure	0 kPaG
Tubeside design temperature	0 C
Use stream analysis	No
<b>Bundle Data</b>	
Number of tubepasses	4
Number of tuberows	36
Number of tubes in odd numbered row	25
Number of tubes in even numbered row	25
Tube layout	Staggered
Tube form	Straight
Clearance, wall to first tube	9.525 mm
Bypass seal half tubes	Yes
Default bundle type	Rows
Tube length	1 m

## ตารางภาคผนวก จ-1 (ต่อ)

		<b>Input Data</b>	
Released to the following HTRI Member Company: <i>wanich P.</i> <i>Wanich Pongosot</i>			
Xace E Ver. 6.00 6/8/2558 19:47 SN: Vals100+			<b>SI Units</b>
Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow			
<b>Tubes Data</b>			
<b>TubeType1 Data</b>			
Tube type	Low Fin		
Tube material	Carbon steel		
Tube material thermal conductivity	60.5 W/m-C		
Tube outside diameter	25.4 mm		
Tube wall thickness	2.464 mm		
Tube longitudinal pitch	38.494 mm		
Tube pitch	44.45 mm		
Fins per unit length	748 fin/meter		
Fin root diameter	22.23 mm		
Fin height	1.27 mm		
Fin thickness	0.279 mm		
Fin outside area/length	0.695 m2/m		
Wall thickness under fins	2.464 mm		
<b>Process Conditions Data</b>			
	<b>Hot Fluid</b>	<b>Cold Fluid</b>	
Phase condition	Sensible liquid	Sensible liquid	
Flow rate	17.3611	4.0509 kg/s	
Inlet vapor fraction	0	0	
Outlet vapor fraction	0	0	
Inlet temperature	290	80 C	
Outlet temperature	--	140 C	
Inlet pressure	103.33	751.33 kPa	
Duty multiplier		1	
<b>Hot Fluid Property Data</b>			
Fluid name	FLUE GAS		
Physical property method	Bulk properties via grid		
Heat release method	User specified via TP grid		
Flash type	Integral		
Quantity units	Weight		
Temperature interpolation option	Program		
Heat release type	Specific enthalpy		
<b>Hot Fluid Physical Property Data</b>			
Pressure Set - 1			
	Liquid	Liquid	Liquid
	Liquid	Dynamic	Thermal
Temp.	Density	Viscosity	Cond.
C	kg/m3	mN-s/m2	W/m-C
			Heat Capacity
			kJ/kg-C
290	0.953	25.53	0.0395
210	--	--	--
150	--	--	--

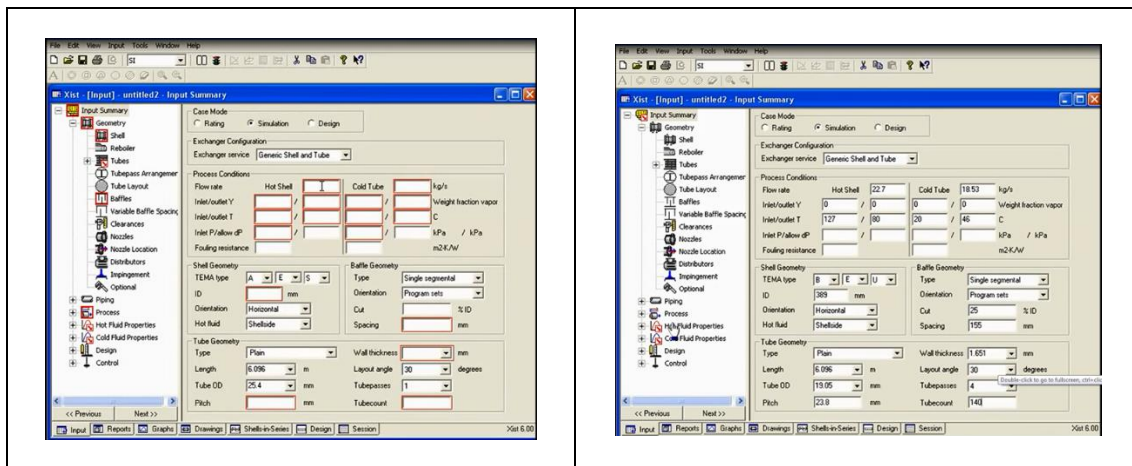
## ตารางภาคผนวก จ-1 (ต่อ)

		<b>Input Data</b>	
		Released to the following HTRI Member Company: <i>wanich P.</i> <i>Wanich Pongosot</i>	
Xace E Ver. 6.00 6/8/2558 19:47 SN: Vals100+		<b>SI Units</b>	
Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow			
<b>Cold Fluid Property Data</b>			
Fluid name	CONDENSATE WATER		
Physical property method	Bulk properties via grid		
Heat release method	User specified via TP grid		
Flash type	Integral		
Quantity units	Weight		
Temperature interpolation option	Program		
Heat release type	Specific enthalpy		
<b>Cold Fluid Physical Property Data</b>			
Pressure Set - 1			
	Liquid Density	Liquid Dynamic Viscosity	Liquid Thermal Cond.
Temp. C	kg/m3	mN-s/m2	W/m-C
			Liquid Heat Capacity
			kJ/kg-C
80	971.6	356.78	0.673
110	--	--	--
140	--	--	--
<b>Control Methods Data</b>			
Shellside friction factor method	Commercial		
Tubeside friction factor method	Commercial		
Pure component condensation	No		
Condensing correlation	HTRI Proration		
Mole fraction inerts	0		
Momentum exclusion	0 %		
Pure component boiling	No		
Check film boiling	Yes		
Nucleate boiling method	Physical property/theoretical boiling range		
Component boiling method	Nucleate and convective		
High-fin heat transfer method	HTRI		
High-fin pressure drop method	HTRI		
Single increment method	No		
Force phase separation in tube headers	No		

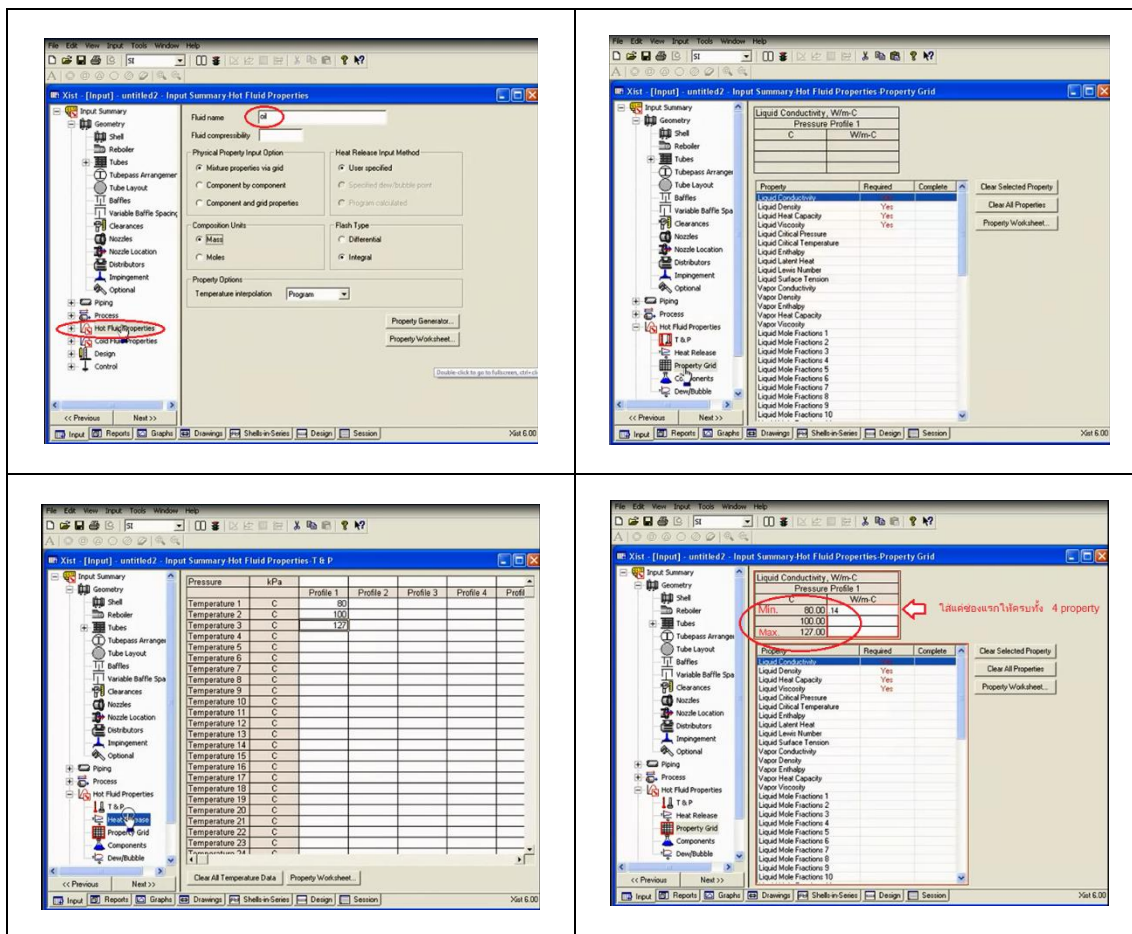


## ภาพภาคผนวกจ-2 ขั้นตอนการป้อนข้อมูลลงในโปรแกรมสำเร็จรูป HTRI-V6

### 1. Input summary

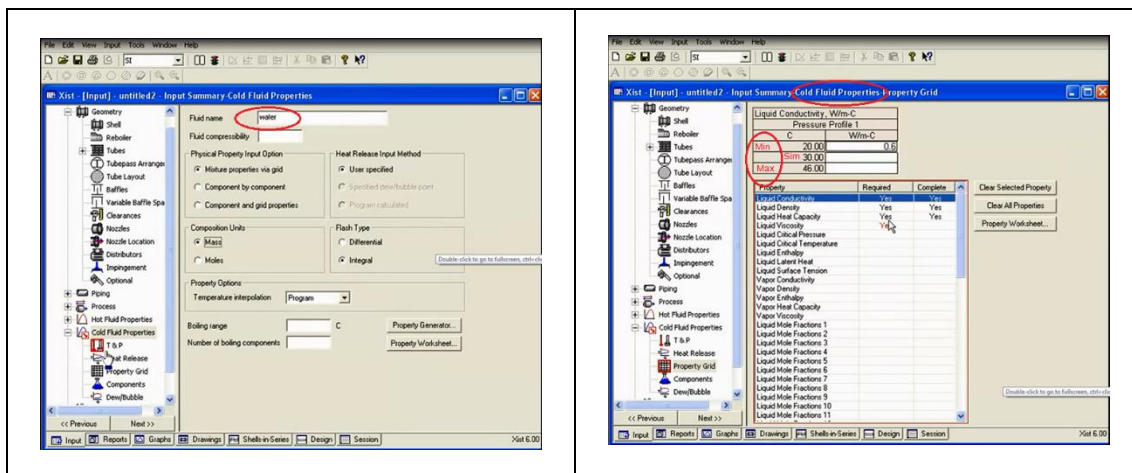


### 2. Input property (Hot fluid)



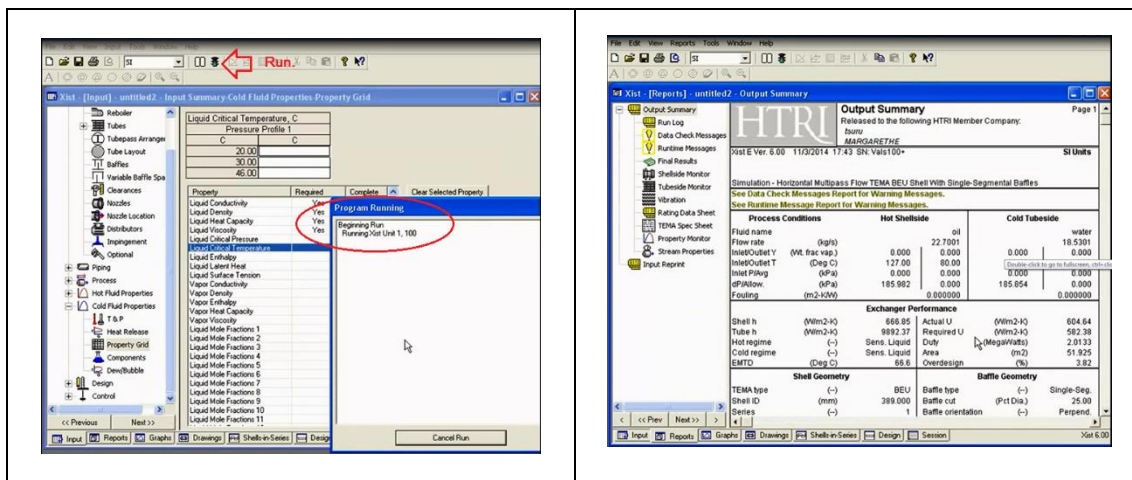
ภาพภาคผนวก จ-2 (ต่อ)

3. Input property (Cold fluid) ทำเหมือนข้อ 2



4. Run

5. Result



ตารางภาคผนวก จ-3 ผลที่ได้จากป้อนข้อมูลเริ่มต้นการตรวจวัดด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

HTRI-V6

HTRI		Final Results				Page 5
Released to the following HTRI Member Company: wanich P. Wanich Pongosot						
Xace E Ver. 6.00 6/8/2558 19:47 SN: Vals100+						SI Units
Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow						
Process Data		Outside		Tubeside		
		FLUE GAS		CONDENSATE WATER		
Fluid name						
Fluid condition			Sens. Liquid			Sens. Liquid
Total flow rate	(kg/s)		17.361			4.051
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	0.00	0.00	0.00		0.00
Temperature, In/Out	(Deg C)	290	234.31	80		140
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	177.79	253.99	176.19		252.94
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	177.79	253.99	176.19		252.94
Pressure, In/Out	(kPa)	103.332	0	751.341		738.97
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	120.731	0	12.371		0
Pressure Drop, A-frame reflux section	(kPa)					
Velocity - Midpoint	(m/s)	43.91		7.88E-02		
- In/Out	(m/s)			7.88E-02		7.88E-02
Film coefficient, Bare/Extended	(W/m <sup>2</sup> -K)	534.3	53.69	269.16		
Mole fraction inert	(--)					
Heat transfer safety factor	(--)		1			1
Fouling resistance	(m <sup>2</sup> -K/W)		0			0
Overall Performance Data						
Overall coef, Design/Clean/Actual	(W/m <sup>2</sup> -K)	14.028	/	14.997	/	14.997
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	1.0195	/	0		
Effective mean temperature difference	(Deg C)	151.87				
See Runtime Message Report for Warning Messages.						
Unit and Bundle Construction Information						
Bays in parallel/unit	(--)	1	Bundles in parallel/bay			1
Extended area/unit	(m <sup>2</sup> )	478.525	Bare area/unit	(m <sup>2</sup> )		54.942
Extended area/bundle	(m <sup>2</sup> )	478.525	Bare area/bundle	(m <sup>2</sup> )		54.942
Tubepasses/Tuberows	(--)	4 /	36	Number of tubes/bundle	(--)	900
Tubecount, Odd rows/Even rows	(--)	25 /	25	Edge seals	(--)	Yes
Bundle width	(m)	1.133	Fan guard	(--)		No
Clearance	(mm)	9.525	Louvers	(--)		No
Header depth	(mm)	101.6	Steam coil	(--)		No
Header Box			Hail screen	(--)		No
- Plate thickness	(mm)	98.425	Tube support information			
- Tubesheet thickness	(mm)	117.475	- Number	(--)		0
Plenum type		Box	- Width	(mm)		0
Weight/Bundle	(kg)	10464	Orientation (from horiz.)	(deg)		0
Structure weight	(kg)	0	Tubeside volume	(L)		497.2
Total weight, Dry / Wet	(kg)	10464 /	10961			
Ladder/walkway weight	(kg)	0	Cost Factor	(--)		133.646
Tube Information						
Straight length	(m)	1	Tube type	(--)		Low-finned
Unfinned length	(mm)	0	Unheated length	(mm)		234.95
Layout	(--)	Staggered	Area ratio (fin/bare)	(--)		8.70958
Transverse pitch	(mm)	44.45	Fins per unit length	(fin/meter)		748
Longitudinal pitch	(mm)	38.494	Fin root diameter	(mm)		22.23
Tube form	(--)	Straight	Fin height	(mm)		1.27
Outside diameter	(mm)	25.4	Fin thickness at base	(mm)		0.279
Inside diameter	(mm)	17.302	Fin thickness at tip	(mm)		0
Area ratio (out/in)	(--)	12.786	Fin type	(--)		Round
Over fin diameter	(mm)	24.77	Fin efficiency	(%)		100
Wall thickness (finned)	(mm)	2.464	Internal tube type			None
Tube material		Carbon steel				
Fin material		Carbon steel				

ตารางภาคผนวก จ-4 ผลการจำลองสภาพข้อมูลที่ได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ HTRI-V6 โดย  
ปรับเปลี่ยนระยะห่างระหว่างท่อความร้อน

Simulation 1: Transverse Pitch = 1.75 inch(44.45 mm), Longitudinal Pitch = 1.51 inch(38.49 mm)

Case	Over Design %	Total Area (m <sup>2</sup> )	Duty (MW)	Actual U (W/m <sup>2</sup> -K)	Act. Face Velocity (m/s)	Bare Outside h (W/m <sup>2</sup> -K)	Extended Outside h (W/m <sup>2</sup> -K)	Tubeside h (W/m <sup>2</sup> -K)	Outside Velocity (m/s)	Tubeside Velocity (m/s)	Outside DP (kPa)		Tubeside DP (kPa)		Tube Length (m)
											DP	DP	DP	DP	
4Tuberows/25Tube	-78.88	7.68	1.02	21.20	16.08	485.88	48.82	489.26	34.93	0.71	9.83	110.48	1.13	1.00	
8Tuberows/25Tube	-63.55	14.74	1.02	19.05	16.08	494.09	49.65	402.12	36.37	0.35	20.76	54.89	1.13	1.00	
12Tuberows/25Tube	-49.88	21.66	1.02	17.83	16.08	498.38	50.08	359.59	37.13	0.24	32.04	36.59	1.13	1.00	
16Tuberows/25Tube	-37.98	28.07	1.02	17.03	16.08	504.30	50.68	332.68	38.21	0.18	44.40	27.48	1.13	1.00	
20Tuberows/25Tube	-27.33	34.07	1.02	16.44	16.08	510.47	51.30	313.49	39.34	0.14	57.76	22.03	1.13	1.00	
24Tuberows/25Tube	-17.77	39.67	1.02	15.98	16.08	516.91	51.94	298.81	40.55	0.12	72.21	18.40	1.13	1.00	
28Tuberows/25Tube	-7.93	45.57	1.02	15.57	16.08	520.23	52.28	287.06	41.18	0.10	86.04	15.81	1.13	1.00	
32Tuberows/25Tube	-0.09	50.46	1.02	15.26	16.08	527.11	52.97	277.37	42.50	0.09	102.65	13.87	1.13	1.00	
36Tuberows/25Tube	6.90	54.94	1.02	15.00	16.08	534.30	53.69	269.16	43.91	0.08	120.73	12.36	1.13	1.00	

## ตารางภาคผนวก จ-4 (ต่อ)

Simulation 2 : Transverse Pitch = 2.0 inch(50.8 mm), Longitudinal Pitch = 1.732 inch(43.993 mm)

Case	Over Design %	Total Area (m <sup>2</sup> )	Duty (MW)	Actual U (W/m <sup>2</sup> -K)	Act. Face Velocity (m/s)	Bare Outside h (W/m <sup>2</sup> -K)	Extended Outside h (W/m <sup>2</sup> -K)	Tubeside h (W/m <sup>2</sup> -K)	Outside Velocity (m/s)	Tubeside Velocity (m/s)	Outside DP (kPa)		Tubeside DP (kPa)		Bundle Width (m)	Tube Length (m)
											DP	DP	DP	DP		
4Tuberows/25Tube	-80.94	7.68	1.02	19.14	14.14	390.17	39.21	488.06	27.02	0.71	3.97	110.48	1.29	1.00	1.00	
8Tuberows/25Tube	-66.53	14.84	1.02	17.37	14.14	395.94	39.79	401.20	27.94	0.35	8.33	54.89	1.29	1.00	1.00	
12Tuberows/25Tube	-53.94	21.66	1.02	16.39	14.14	400.77	40.27	358.82	28.72	0.24	13.02	36.59	1.29	1.00	1.00	
16Tuberows/25Tube	-42.72	28.07	1.02	15.73	14.14	405.81	40.78	332.00	29.55	0.18	18.10	27.48	1.29	1.00	1.00	
20Tuberows/25Tube	-32.64	34.07	1.02	15.24	14.14	411.06	41.31	312.87	30.43	0.14	23.61	22.03	1.29	1.00	1.00	
24Tuberows/25Tube	-23.53	39.67	1.02	14.86	14.14	416.54	41.86	298.26	31.37	0.12	29.62	18.40	1.29	1.00	1.00	
28Tuberows/25Tube	-15.32	44.86	1.02	14.55	14.14	422.27	42.43	286.56	32.36	0.10	36.17	15.81	1.29	1.00	1.00	
32Tuberows/25Tube	-7.92	49.65	1.02	14.29	14.14	428.27	43.04	276.90	33.41	0.09	43.34	13.87	1.29	1.00	1.00	
36Tuberows/25Tube	0.12	54.94	1.02	14.04	14.14	431.38	43.35	268.71	33.97	0.08	49.95	12.36	1.29	1.00	1.00	

## ตารางภาคผนวก จ-4 (ต่อ)

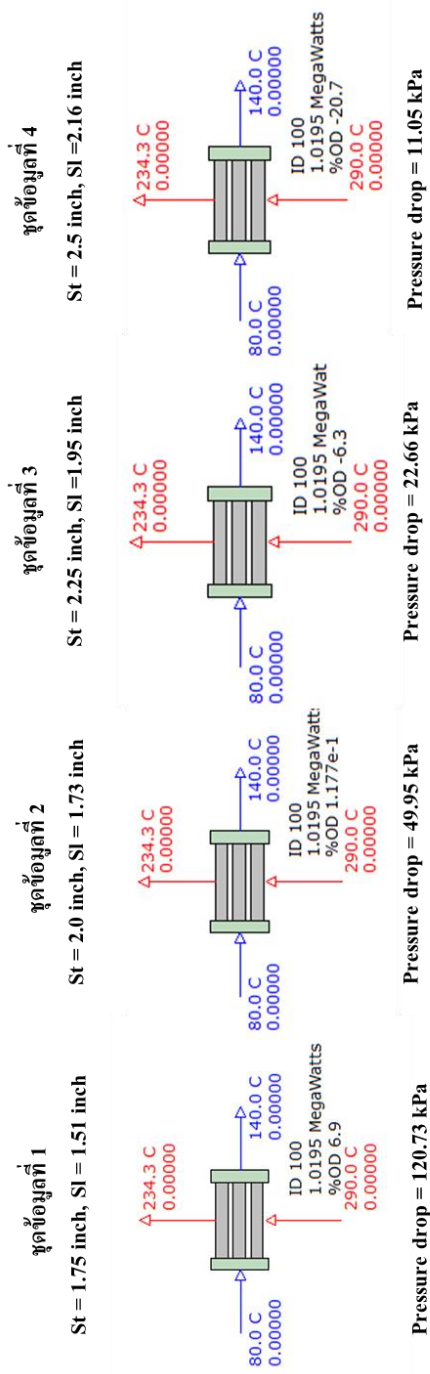
Simulation 3 : Transverse Pitch = 2.25 inch(57.15 mm), Longitudinal Pitch = 1.95 inch(49.492 mm)														
Case	Over		Total Area (m <sup>2</sup> )	Duty (MW)	Actual U (W/m <sup>2</sup> -K)	Act.Face		Bare Outside h (W/m <sup>2</sup> -K)	Extended Outside h (W/m <sup>2</sup> -K)	Tubeside		Outside		Tube Length (m)
	Design %	Velocity (m/s)				h (W/m <sup>2</sup> -K)	Velocity (m/s)			DP (kPa)	Velocity (m/s)	DP (kPa)		
4Tuberows/25Tube	-81.20	12.62	7.68	1.02	18.87	12.62	379.38	38.12	487.91	22.03	0.71	1.76	110.48	1.00
8Tuberows/25Tube	-68.80	12.62	14.84	1.02	16.20	12.62	340.06	34.17	400.55	22.78	0.35	3.71	54.89	1.00
12Tuberows/25Tube	-58.27	12.62	21.66	1.02	14.85	12.62	320.15	32.17	358.01	23.42	0.24	5.82	36.59	1.00
16Tuberows/25Tube	-47.70	12.62	27.66	1.02	14.57	12.62	337.31	33.90	331.40	24.45	0.18	8.29	27.48	1.00
20Tuberows/25Tube	-38.30	12.62	33.56	1.02	14.17	12.62	341.94	34.36	312.33	25.19	0.14	10.85	22.03	1.00
24Tuberows/25Tube	-29.79	12.62	39.06	1.02	13.85	12.62	346.79	34.85	297.76	25.97	0.12	13.66	18.40	1.00
28Tuberows/25Tube	-22.08	12.62	44.15	1.02	13.60	12.62	351.86	35.36	286.10	26.81	0.10	16.75	15.81	1.00
32Tuberows/25Tube	-15.12	12.62	48.84	1.02	13.39	12.62	357.17	35.89	276.47	27.70	0.09	20.14	13.87	1.00
36Tuberows/25Tube	-6.28	12.62	54.94	1.02	13.15	12.62	357.17	35.89	268.29	27.70	0.08	22.66	12.36	1.00

## ตารางภาคผนวก จ-4 (ต่อ)

Simulation 4 : Transverse Pitch = 2.5 inch(63.5 mm), Longitudinal Pitch = 2.16 inch(54.99 mm)

Case	Over Design %	Total Area (m <sup>2</sup> )	Duty (MW)	Actual U (W/m <sup>2</sup> -K)	Act. Face Velocity (m/s)	Bare Outside h (W/m <sup>2</sup> -K)	Extended Outside h (W/m <sup>2</sup> -K)	Tubeside h (W/m <sup>2</sup> -K)	Outside Velocity (m/s)	Tubeside Velocity (m/s)	Outside DP (kPa)	Tubeside DP (kPa)	Bundle Width (m)	Tube Length (m)
4Tuberows/25Tube	-82.83	7.66	1.02	17.24	11.39	318.95	32.05	486.98	18.60	0.71	0.85	110.48	1.60	1.00
8Tuberows/25Tube	-71.38	14.84	1.02	14.85	11.39	286.04	28.74	399.83	19.23	0.35	1.78	54.89	1.60	1.00
12Tuberows/25Tube	-62.05	21.35	1.02	13.70	11.39	271.23	27.26	357.41	20.05	0.24	2.87	36.59	1.60	1.00
16Tuberows/25Tube	-53.59	27.66	1.02	12.93	11.39	261.10	26.24	330.57	20.64	0.18	4.00	27.48	1.60	1.00
20Tuberows/25Tube	-46.04	33.56	1.02	12.39	11.39	254.39	25.56	311.45	21.26	0.14	5.25	22.03	1.60	1.00
24Tuberows/25Tube	-39.27	39.06	1.02	11.98	11.39	249.79	25.10	296.85	21.92	0.12	6.63	18.40	1.60	1.00
28Tuberows/25Tube	-33.17	44.15	1.02	11.66	11.39	246.64	24.78	285.17	22.63	0.10	8.15	15.81	1.60	1.00
32Tuberows/25Tube	-27.69	48.84	1.02	11.41	11.39	244.56	24.57	275.54	23.38	0.09	9.82	13.87	1.60	1.00
36Tuberows/25Tube	-20.73	54.94	1.02	11.12	11.39	239.43	24.06	267.35	23.38	0.08	11.05	12.36	1.60	1.00

ตารางภาคผนวก จ-4 (ต่อ)







ตารางภาคผนวก จ-5 ผลการเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ของอัตราการผลิตของน้ำควบแน่นด้วย  
โปรแกรมคอมพิวเตอร์ HTRI-V6 ที่ 4 แถว 25 ท่อต่อแถว ระยะห่างระหว่าง  
ท่อที่  $S_t = 2.50$  inch,  $S_l = 2.16$  inch

Simulation 5 : Transverse Pitch = 2.5inch(63.5 mm),Longitudinal Pitch = 2.16 inch(54.99 mm)														
Case : Flue gas 1,500tons/day	Over Design %	Total Area (m <sup>2</sup> )	Duty (MW)	Actual U (W/m <sup>2</sup> -K)	Act. Face Velocity (m/s)	Bare Outside h (W/m <sup>2</sup> -K)	Extended Outside h (W/m <sup>2</sup> -K)	Tubeside h (W/m <sup>2</sup> -K)	Outside Velocity (m/s)	Tubeside Velocity (m/s)	Outside DP (kPa)	Tubeside DP (kPa)	Bundle Width (m)	Tube Length (m)
Condensate Water 10 tons/day	320.84	7.68	0.03	10.22	11.39	318.95	32.05	193.44	18.60	0.02	0.85	3.09	1.60	1.00
Condensate Water 20 tons/day	131.24	7.68	0.06	11.37	11.39	318.95	32.05	227.37	18.60	0.04	0.85	6.19	1.60	1.00
Condensate Water 30 tons/day	62.92	7.68	0.09	12.10	11.39	318.95	32.05	251.10	18.60	0.06	0.85	9.28	1.60	1.00
Condensate Water 40 tons/day	27.19	7.68	0.12	12.64	11.39	318.95	32.05	269.95	18.60	0.08	0.85	12.39	1.60	1.00
Condensate Water 50 tons/day	4.82	7.68	0.15	13.07	11.39	318.95	32.05	285.85	18.60	0.10	0.85	15.49	1.60	1.00
Condensate Water 60 tons/day	-10.59	7.68	0.17	13.44	11.39	318.95	32.05	299.73	18.60	0.12	0.85	18.60	1.60	1.00
Condensate Water 70 tons/day	-21.91	7.68	0.20	13.75	11.39	318.95	32.05	312.13	18.60	0.14	0.85	21.72	1.60	1.00
Condensate Water 80 tons/day	-30.60	7.68	0.23	14.03	11.39	318.95	32.05	323.39	18.60	0.16	0.85	24.84	1.60	1.00
Condensate Water 90 tons/day	-37.49	7.68	0.26	14.27	11.39	318.95	32.05	333.73	18.60	0.18	0.85	27.96	1.60	1.00
Condensate Water 100 tons/day	-43.11	7.68	0.29	14.49	11.39	318.95	32.05	343.33	18.60	0.20	0.85	31.08	1.60	1.00
Condensate Water 110 tons/day	-47.79	7.68	0.32	14.70	11.39	318.95	32.05	352.31	18.60	0.22	0.85	34.21	1.60	1.00
Condensate Water 120 tons/day	-51.74	7.68	0.35	14.88	11.39	318.95	32.05	360.75	18.60	0.24	0.85	37.35	1.60	1.00
Condensate Water 130 tons/day	-55.14	7.68	0.38	15.05	11.39	318.95	32.05	368.74	18.60	0.26	0.85	40.48	1.60	1.00
Condensate Water 140 tons/day	-58.09	7.68	0.41	15.21	11.39	318.95	32.05	376.31	18.60	0.28	0.85	43.63	1.60	1.00
Condensate Water 150 tons/day	-60.67	7.68	0.44	15.36	11.39	318.95	32.05	383.54	18.60	0.30	0.85	46.77	1.60	1.00
Condensate Water 160 tons/day	-62.96	7.68	0.47	15.50	11.39	318.95	32.05	390.45	18.60	0.32	0.85	49.92	1.60	1.00
Condensate Water 170 tons/day	-65.00	7.68	0.50	15.64	11.39	318.95	32.05	397.07	18.60	0.34	0.85	53.07	1.60	1.00
Condensate Water 180 tons/day	-66.83	7.68	0.52	15.76	11.39	318.95	32.05	403.43	18.60	0.36	0.85	56.23	1.60	1.00
Condensate Water 190 tons/day	-68.48	7.68	0.55	15.88	11.39	318.95	32.05	409.57	18.60	0.39	0.85	59.39	1.60	1.00
Condensate Water 200 tons/day	-69.98	7.68	0.58	15.99	11.39	318.95	32.05	415.49	18.60	0.41	0.85	62.56	1.60	1.00
Condensate Water 210 tons/day	-71.35	7.68	0.61	16.10	11.39	318.95	32.05	421.21	18.60	0.43	0.85	65.72	1.60	1.00
Condensate Water 220 tons/day	-72.61	7.68	0.64	16.20	11.39	318.95	32.05	426.75	18.60	0.45	0.85	68.90	1.60	1.00
Condensate Water 230 tons/day	-73.77	7.68	0.67	16.30	11.39	318.95	32.05	432.13	18.60	0.47	0.85	72.07	1.60	1.00
Condensate Water 240 tons/day	-74.83	7.68	0.70	16.40	11.39	318.95	32.05	437.35	18.60	0.49	0.85	75.25	1.60	1.00
Condensate Water 250 tons/day	-75.82	7.68	0.73	16.49	11.39	318.95	32.05	442.43	18.60	0.51	0.85	78.44	1.60	1.00
Condensate Water 260 tons/day	-76.74	7.68	0.76	16.57	11.39	318.95	32.05	447.37	18.60	0.53	0.85	81.63	1.60	1.00
Condensate Water 270 tons/day	-77.60	7.68	0.79	16.66	11.39	318.95	32.05	452.19	18.60	0.55	0.85	84.82	1.60	1.00
Condensate Water 280 tons/day	-78.40	7.68	0.82	16.74	11.39	318.95	32.05	456.89	18.60	0.57	0.85	88.01	1.60	1.00
Condensate Water 290 tons/day	-79.15	7.68	0.84	16.82	11.39	318.95	32.05	461.48	18.60	0.59	0.85	91.21	1.60	1.00
Condensate Water 300 tons/day	-79.86	7.68	0.87	16.89	11.39	318.95	32.05	465.96	18.60	0.61	0.85	94.42	1.60	1.00
Condensate Water 310 tons/day	-80.52	7.68	0.90	16.97	11.39	318.95	32.05	470.34	18.60	0.63	0.85	97.62	1.60	1.00
Condensate Water 320 tons/day	-81.15	7.68	0.93	17.04	11.39	318.95	32.05	474.63	18.60	0.65	0.85	100.84	1.60	1.00
Condensate Water 330 tons/day	-81.74	7.68	0.96	17.11	11.39	318.95	32.05	478.83	18.60	0.67	0.85	104.05	1.60	1.00
Condensate Water 340 tons/day	-82.30	7.68	0.99	17.17	11.39	318.95	32.05	482.94	18.60	0.69	0.85	107.27	1.60	1.00
Condensate Water 350 tons/day	-82.83	7.68	1.02	17.24	11.39	318.95	32.05	486.98	18.60	0.71	0.85	110.49	1.60	1.00

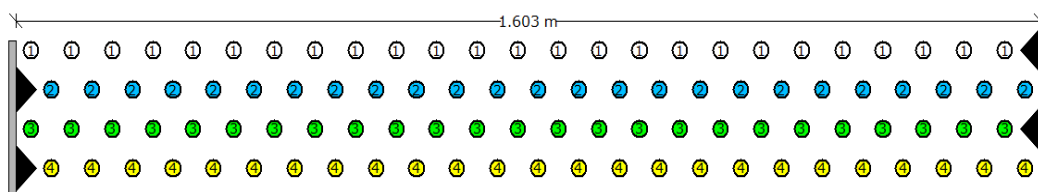
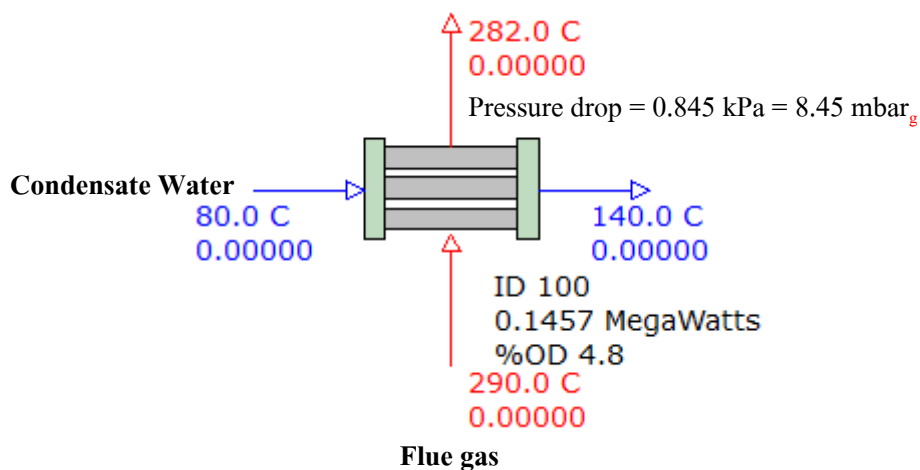
## ตารางภาคผนวก จ-5 (ต่อ)

		<b>Output Summary</b>		Page 1	
Released to the following HTRI Member Company: <i>wanich P.</i> <i>Wanich Pongosot</i>					
Xace E Ver. 6.00 6/8/2558 19:47 SN: Vals100+					<b>SI Units</b>
Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow					
See Data Check Messages Report for Warning Messages. See Runtime Message Report for Warning Messages.					
Process Conditions		Outside		Tubeside	
Fluid name		FLUE GAS		CONDENSATE WATER	
Fluid condition		Sens. Liquid		Sens. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)		17.36		0.58
Weight fraction vapor, In/Out		0.000	0.000	0.000	0.000
Temperature, In/Out	(Deg C)	290.0	282.0	80.0	140.0
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	182.270	236.0	180.490	235.040
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	103.332	102.5	751.341	735.848
Pressure drop, Total/Allow	(kPa)   (kPa)	0.845	0	15.493	0.00
Midpoint velocity	(m/s)		18.60		0.10
- In/Out	(m/s)			0.1	0.1
Heat transfer safety factor	(--)		1.0		1
Fouling	(m2-K/W)		0.0		0
		Exchanger Performance			
Outside film coef	(W/m2-K)	32.1		Actual U	(W/m2-K) 13.08
Tubeside film coef	(W/m2-K)	285.9		Required U	(W/m2-K) 12.47
Clean coef	(W/m2-K)	13.075		Area	(m2) 66.85
Hot regime		Sens. Liquid		Overdesign	(%) 4.82
Cold regime		Sens. Liquid		Tube Geometry	
EMTD	(Deg C)	174.70		Tube type	Low-finned
Duty	(MegaWatts)	0.15		Tube OD	(mm) 25.4
Unit Geometry				Tube ID	(mm) 17.302
Bays in parallel per unit		1		Length	(m) 1
Bundles parallel per bay		1		Area ratio(out/in)	(--)
Extended area	(m2)	66.85		Layout	Staggered
Bare area	(m2)	7.675		Trans pitch	(mm) 63.5
Bundle width	(m)	1.6		Long pitch	(mm) 54.991
Nozzle		Inlet Outlet		Number of passes	(--)
Number	(--)	1	1	Number of rows	(--)
Diameter	(mm)	101.6	101.6	Tubecount	(--)
Velocity	(m/s)	0.0735	0.07347	Tubecount Odd/Even	(--)
R-V-SQ	(kg/m-s2)	5.24	5.24	Tube material	Carbon steel
Pressure drop	(kPa)	0.0055	0.0013	Fin Geometry	
Fan Geometry				Type	Round
No/bay	(--)	0		Fins/length	fin/meter 748
Fan ring type				Fin root	mm 22.23
Diameter	(m)	0		Height	mm 1.27
Ratio, Fan/bundle face area	(--)			Avg. thickness	mm 0.279
Driver power	(kW)	0		Over fin	mm 24.77
Tip clearance	(mm)	0		Efficiency	(%) 100
Efficiency	(%)	0		Area ratio (fin/bare)	(--)
Airside Velocities		Actual Standard		Material	Carbon steel
Face	(m/s)	11.39		Thermal Resistance, %	
Maximum	(m/s)	18.6		Air	40.79
Flow	(100 m3/min)	10.93		Tube	58.48
Velocity pressure	(Pa)	0.000		Fouling	0.00
Bundle pressure drop	(Pa)	844.85		Metal	0.72
Bundle flow fraction	(--)	1		Bond	0.00
Bundle	100	Airside Pressure Drop, %		Louvers	0
Ground clearance	0	Fan guard	0	Hail screen	0
Fan ring	0	Fan area blockage	0	Steam coil	0

## ตารางภาคผนวก จ-5 (ต่อ)

		<b>Final Results</b>				Page 5
Released to the following HTRI Member Company. <i>wanich P.</i> <i>Wanich Pongosot</i>						
Xace E Ver. 6.00 6/8/2558 19:47 SN: Vals100+					<b>SI Units</b>	
:						
Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow						
		<b>Process Data</b>		<b>Outside</b>		
		FLUE GAS		CONDENSATE WATER		
				Sens. Liquid		
				Sens. Liquid		
Fluid name						
Fluid condition						
Total flow rate	(kg/s)			17.361	0.579	
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	0.00		0.00	0.00	
Temperature, In/Out	(Deg C)	290		282.04	140	
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	182.27		235.99	235.04	
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	182.27		235.99	235.04	
Pressure, In/Out	(kPa)	103.332		102.487	735.848	
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	0.845		0	0	
Pressure Drop, A-frame reflux section	(kPa)					
Velocity - Midpoint	(m/s)	18.6		0.1		
- In/Out	(m/s)			0.1	0.1	
Film coefficient, Bare/Extended	(W/m <sup>2</sup> -K)	318.95		32.05	285.85	
Mole fraction inert	(--)					
Heat transfer safety factor	(--)			1	1	
Fouling resistance	(m <sup>2</sup> -K/W)			0	0	
<b>Overall Performance Data</b>						
Overall coef, Design/Clean/Actual	(W/m <sup>2</sup> -K)	12.474	/	13.075	/ 13.075	
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	0.1457	/	0		
Effective mean temperature difference	(Deg C)	174.7				
<b>See Runtime Message Report for Warning Messages.</b>						
<b>Unit and Bundle Construction Information</b>						
Bays in parallel/unit	(--)	1		Bundles in parallel/bay	1	
Extended area/unit	(m <sup>2</sup> )	66.85		Bare area/unit	(m <sup>2</sup> ) 7.675	
Extended area/bundle	(m <sup>2</sup> )	66.85		Bare area/bundle	(m <sup>2</sup> ) 7.675	
Tube passes/Tuberows	(--)	4 /	4	Number of tubes/bundle	(--)	
Tubecount, Odd rows/Even rows	(--)	25 /	25	Edge seals	(--)	
Bundle width	(m)		1.6	Fan guard	(--)	
Clearance	(mm)		9.525	Louvers	(--)	
Header depth	(mm)		101.6	Steam coil	(--)	
<b>Header Box</b>				Hail screen	(--)	
- Plate thickness	(mm)		12.7	<b>Tube support information</b>		
- Tubesheet thickness	(mm)		19.05	- Number	(--)	
Plenum type			Box	- Width	(mm)	
Weight/Bundle	(kg)		473	Orientation (from horiz.)	(deg)	
Structure weight	(kg)		0	Tube side volume	(L)	
Total weight, Dry / Wet	(kg)		473 /	555		
Ladder/walkway weight	(kg)		0	Cost Factor	(--)	
<b>Tube Information</b>						
Straight length	(m)		1	Tube type	(--)	
Unfinned length	(mm)		0	Unheated length	(mm)	
Layout	(--)		Staggered	Area ratio (fin/bare)	(--)	
Transverse pitch	(mm)		63.5	Fins per unit length	(fin/meter)	
Longitudinal pitch	(mm)		54.991	Fin root diameter	(mm)	
Tube form	(--)		Straight	Fin height	(mm)	
Outside diameter	(mm)		25.4	Fin thickness at base	(mm)	
Inside diameter	(mm)		17.302	Fin thickness at tip	(mm)	
Area ratio (out/in)	(--)		12.786	Fin type	(--)	
Over fin diameter	(mm)		24.77	Fin efficiency	(%)	
Wall thickness (finned)	(mm)		2.464	Internal tube type		
Tube material			Carbon steel			
Fin material			Carbon steel			

ภาพภาคผนวก จ-6 ผลการจำลองของชุดข้อมูลที่เหมาะสมสำหรับกระบวนการ ที่ 4 แถว 25 ท่อ  
 ต่อแถวระยะห่างระหว่างท่อ ที่  $S_t = 2.50$  inch,  $S_l = 2.16$  inch



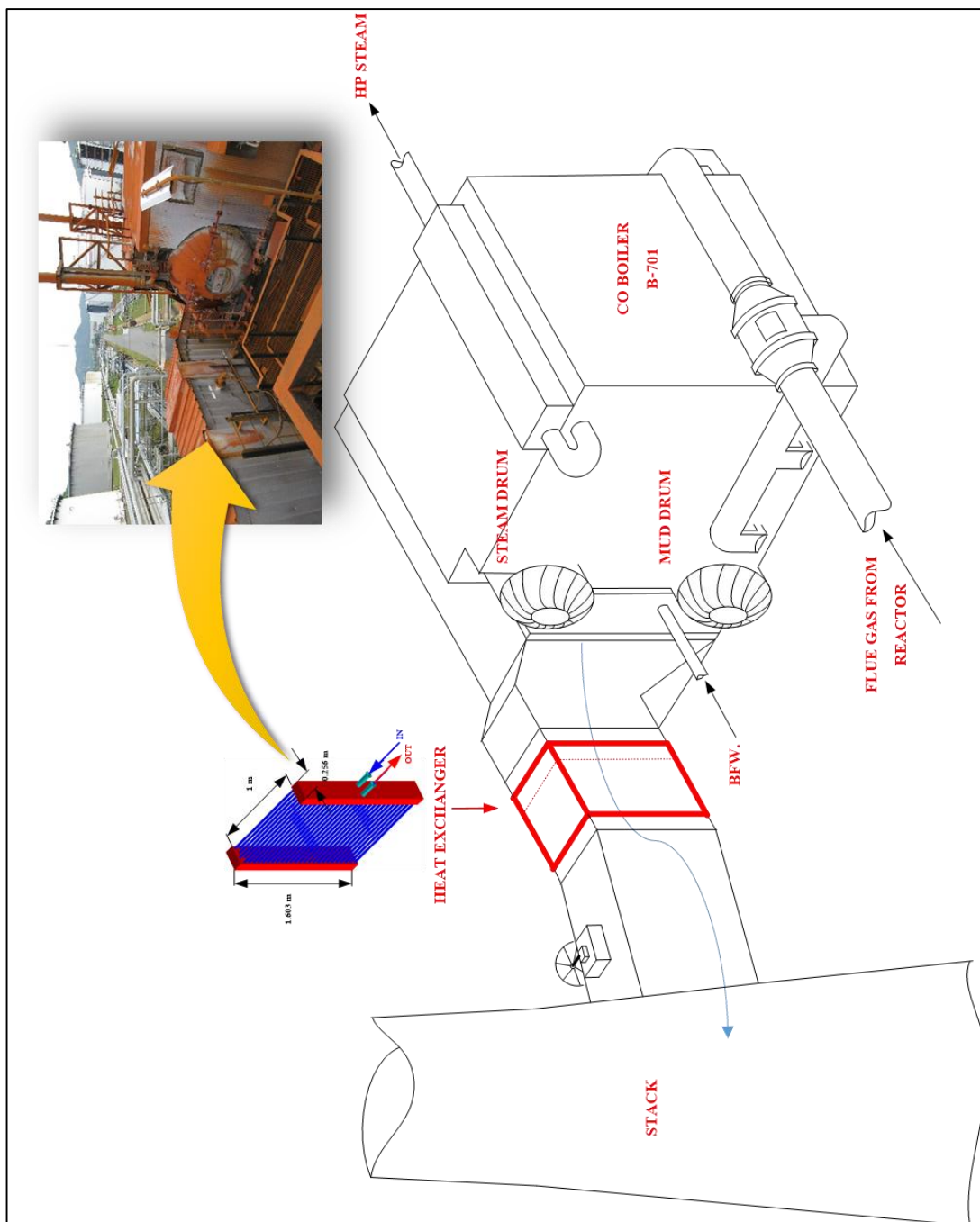
Name	Type	Outer Diameter (mm)	Wall Thickness (mm)	Transverse Pitch (mm)	Longitudinal Pitch (mm)	Fin Height (mm)
1 TubeType1	Low-finned	25.4000	2.4640	63.5001	54.9911	1.2700

Row	Number of Tubes	Tube Type	Wall Clearance (mm)	Row	Number of Tubes	Tube Type	Wall Clearance (mm)
1	25	TubeType1	9.5250	3	25	TubeType1	9.5250
2	25	TubeType1	41.2751	4	25	TubeType1	41.2751

**Bundle Information**  
 Bundle width 1.603 m  
 Number of tube rows 4  
 Number of tubes 100  
 Minimum wall clearance  
 Left 9.5250 mm  
 Right 9.5250 mm  
 Number of tubes per pass  
 ○ Tube pass # 1: 25  
 ● Tube pass # 2: 25  
 ● Tube pass # 3: 25  
 ● Tube pass # 4: 25

ภาพภาคผนวก จ-6 (ต่อ)

แสดงภาพแบบ 3 มิติ



**ภาคผนวก จ**

แปลนช่องทางออกของก๊าซไอเสียจากหม้อไอน้ำ B-101 สู่อุปกรณ์ไอเสีย

