

การออกแบบและสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ก๊าซไอเสีย
จากเตาเผาฟลูอิดไดซ์ทรงกรวยแบบหมุนวน

Design and Fabrications of Heat Exchanger Using Exhaust from
Cone-Shaped Conventional and Swirling Fluidized Beds

เกริกเกียรติ	คงอิม
พัสกร	ประจำทอง
วิฑวัส	เสื่อน้อย

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิศวกรรมเกษตร
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2558

การออกแบบและสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ก๊าซไอเสีย
จากเตาเผาฟลูอิดไดซ์ทรงกรวยแบบหมุนวน

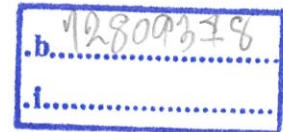
DESIGN AND FABRICATIONS OF HEAT EXCHANGER USING EXHUST FROM
CONE-SHAPED CONVENTIONAL AND SWIRLING FLUIDIZED BEDS



T143892

เกริกเกียรติ คงอิม
พัสกร ประคำทอง
วิหวัส เสือน้อย

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน **143892**
วันเดือนปี **04 ต.ค. 2559**



ปริญญาานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิศวกรรมเกษตร คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2558

DESIGN AND FABRICATIONS OF HEAT EXCHANGER USING EXHUST FROM
CONE-SHAPED CONVENTIONAL AND SWIRLING FLUIDIZED BEDS

Klerkkait Konging

Passakorn Prakamthong

Vitthawat Suenoi

A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEERING IN AGRICULTURAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
ACADEMIC YEAR 2015

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2558

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ใบรับรองปริญญาานิพนธ์

หัวข้อปริญญาานิพนธ์
การออกแบบและสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ก๊าซไอเสียจาก
เตาเผา ฟลูอิดไดซ์ทรงกรวยแบบหมุนวน
Design and Fabrications of Heat Exchanger Using Exhaust from
Cone-Shaped Conventional and Swirling Fluidized Beds



นักศึกษาผู้จัดทำ เกริกเกียรติ คงอิม รหัสประจำตัว 55010101
 พัสกร ประคำทอง รหัสประจำตัว 55010847
 วิทวัส เสือน้อย รหัสประจำตัว 55011150

ปริญญา วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วิศวกรรมเกษตร)

หลักสูตร วิศวกรรมเกษตร

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา 2558

อาจารย์ผู้ควบคุมปริญญาานิพนธ์	ลายมือชื่อ
ดร.วิภัทร ลาภเจริญสุข	
อ.ภัทรชัย วิชัยยะ	

หัวข้อปริญญานิพนธ์	การออกแบบและสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ก๊าซไอเสียจากเตาเผาฟลูอิดไดซ์ทรงกรวยแบบหมุนวน	
นักศึกษาผู้จัดทำ	นายเกริกเกียรติ คงอิม	55010101
	นายพัสกร ประคำทอง	55010847
	นายวิทวัส เสือน้อย	55011150
อาจารย์ที่ปรึกษา	ดร. รวิภัทร ลาภเจริญสุข	
อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม	อ. ภัทรชัย วิชัยยะ	
ปีการศึกษา	2558	

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อทำการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเป็นเครื่องต้นแบบขนาดเล็ก สำหรับใช้งานกับก๊าซไอเสีयरูปรทรงกรวยแบบหมุนวนข้อมูลของโครงสร้างการถ่ายเทความร้อนได้รับการศึกษา ต้นแบบของ เซลล์ แอน ทิวร์ แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดได้รับการออกแบบและสร้าง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนรูปรทรงกรวยแบบหมุนวน มีการแลกเปลี่ยนกับอากาศเย็น กระบวนการถ่ายโอนความร้อนที่เกิดขึ้นในการแลกเปลี่ยนความร้อน ในการทดลองที่สภาพการทำงานที่ดีที่สุดถูกพบใน 10.7 m / s ความเร็วอากาศเย็นซึ่งอัตราการถ่ายโอนความร้อนและประสิทธิภาพ 1.31 กิโลวัตต์และ 0.34 ตามลำดับ

Thesis Title	Design and Fabrications of Heat Exchanger Using Exhaust from Cone-Shaped Conventional and Swirling Fluidized Beds	
Authors	Klerkkiat Kongim	55010101
	Passakorn Prakamthong	55010847
	Vitthawat Suenoi	55011150
Thesis Advisor	Dr. Ravipat Lapcharoensuk Mr. Pattrachai Vichaiya	
Year	2015	

Abstract

This research aimed to design and fabricate a small prototype heat exchanger for using with the exhaust from a cone-shaped conventional and swirling fluidized beds. Information of heat exchanger structures was studied. A prototype of shell-and-tube type heat exchanger was designed and fabricated. Heat of exhaust from cone-shaped conventional and swirling fluidized beds were exchanged with cool air. Heat transfer process occurred in the heat exchanger. In the experiment, the best working condition was found at 10.7 m/s of cool air's speed which heat transfer rate and effectiveness were 1.31 kW and 0.34, respectively

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จได้ด้วยดี โดยมีความอนุเคราะห์ของบุคคลหลายๆ ท่าน ซึ่งไม่อาจจะนำมากล่าวได้ทั้งหมด ซึ่งผู้มีพระคุณท่านแรกคือ ดร. รวิภัทร ลาภเจริญสุข , ดร. ภัทรชัย วิชัยยะ และ ดร. รัชดาพร แก้วกล้า ที่คอยให้คำแนะนำและให้คำปรึกษามาโดยตลอด รวมถึงต้องขอขอบพระคุณวิศวกรรมไฟฟ้าเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังที่ช่วยตรวจสอบและซ่อมบำรุงแผงควบคุมไฟฟ้าให้แก่กลุ่มของข้าพเจ้า ทั้งยังมีกระทรวงพลังงานที่ให้ทุนสนับสนุนด้วย

และต้องขอขอบพระคุณภาควิชาวิศวกรรมเกษตรเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังที่ให้การช่วยเหลือด้านอุปกรณ์เครื่องมือช่างและสถานที่ในการค้นคว้าหาข้อมูลมาโดยตลอด

นายเกริกเกียรติ คงอิม

นายพัสกร ประคำทอง

นายวิทวัส เสื่อน้อย

สารบัญ

เรื่อง	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	i
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ii
กิตติกรรมประกาศ	iii
สารบัญ	iv
สารบัญตาราง	vii
สารบัญรูป	viii
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย	1
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย	1
1.4 ผลที่คาดว่าจะได้รับ	2
1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน	2
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	3
2.1 ซิวมวล	3
2.1.1 องค์ประกอบของซิวมวล	3
2.2 การถ่ายเทความร้อน	5
2.2.1 การนำความร้อน	5
2.2.2 การพาความร้อน	11
2.2.3 การแผ่รังสีความร้อน	17
2.3 การสูญเสียภายในท่อ	19
2.3.1 การสูญเสียหลัก	19
2.3.2 การสูญเสียรอง	21
2.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	22
2.4.1 ชนิดของ Exchangers	22
2.4.2 Overall heat transmission resistance และ Coefficient of overall heat transmission	24
2.4.3 ผลกระทบของสิ่งสกปรกที่พื้นผิวถ่ายเทความร้อน	26
2.4.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยล็อกการิทึม	27
2.4.5 การประเมินประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	29
2.4.6 วิธีการของค่าประสิทธิผล-เอ็นทียู	32

สารบัญ (ต่อ)

เรื่อง	หน้า
2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	38
บทที่ 3 การออกแบบและการสร้าง	46
3.1 แนวทางการออกแบบ	46
3.1.1 แนวทางการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ	46
3.1.2 แนวทางการคำนวณหาขนาดฮีตเตอร์ทำความร้อนและขนาดมอเตอร์ที่ใช้จำลองระบบแลกเปลี่ยนความร้อน	46
3.2 การออกแบบระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากก๊าซไอเสียจำลอง	46
3.2.1 เซลล์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	47
3.2.2 การออกแบบโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและโครงร่างของท่อ	48
3.2.3 การคำนวณอัตราการไหลและค่าความจุความร้อนของก๊าซไอเสีย	51
3.2.4 การคำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	53
3.2.5 การคำนวณหาความแตกต่างของอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกของของไหลทั้งสองชนิด	55
3.2.6 การกำหนดรูปแบบและขนาดของแผ่นกั้น Buffer รวมถึงทิศทางการวางตัวของแผ่นกั้น	57
3.2.7 การคำนวณหาขนาดของฮีตเตอร์ที่ใช้จำลองก๊าซไอเสียที่มีอุณหภูมิ 300°C	63
3.3 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	65
3.3.1 อุปกรณ์ที่ใช้สำหรับการทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อนจากก๊าซไอเสียจำลอง	65
3.3.2 วิธีการทดลอง	65
บทที่ 4 ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการทดลอง	66
4.1 วิเคราะห์ผลการทดลองออกแบบแผ่นกั้น	66
4.2 ผลการทดลองหาความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลและความเร็วของอากาศเย็น	69
4.3 ผลการทดลองหาความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	70

สารบัญ (ต่อ)

เรื่อง	หน้า
4.4 ผลการทดลองหาประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และ NTU	71
บทที่ 5 สรุปผลการทดลอง	72
5.1 สรุปผล	72
5.2 ปัญหาที่พบและข้อเสนอแนะในการทดลอง	72
เอกสารอ้างอิง	73
ภาคผนวก ก	74
ภาคผนวก ข	76
ภาคผนวก ค	80

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 แสดงคุณสมบัติต่างๆ ของซีวมวล	4
2.2 ช่วงของสัมประสิทธิ์การพาความร้อน	12
2.3 แสดงค่าคงที่ของสมการ	17
2.4 แสดงค่าการแผ่รังสีที่พื้นผิวแบบต่างๆ	18
2.5 แสดงค่าความขรุขระสัมบูรณ์ของท่อ	20
2.6 Scale Factor ของของไหลชนิดต่างๆ	27
2.7 NTU relations for heat exchangers (Kays and London)	35
2.8 NTU relations for heat exchangers (Kays and London)	37
2.9 การทำ Multiobjective Optimization	39
2.11 อัตราการไหลของอากาศดีและแก๊สไอเสียที่ ไหลเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	42
4.1 แสดงค่าผลการทดลองที่อัตราการไหลเชิงมวลต่างๆ	71
ก1 Properties of air at 1 atm pressure	75
ค1 ค่าตัวแปรต่างๆที่ใช้ในการจำลองการไหลของก๊าซไอเสียเมื่อผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	82

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 องค์ประกอบของชีวมวลหรือสสารทั่วไป	3
2.2 การนำความร้อนของวัสดุรูปแผ่นหลายชั้น	7
2.3 การนำความร้อนของทรงกระบอก	9
2.4 การพาความร้อนของการไหลในท่อ	13
2.5 แสดงแผนผังการคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน	15
2.6 การไหลนอกท่อ Flow past cylinder with axis perpendicular to flow	16
2.7 Moody Diagram	21
2.8 ลักษณะการไหลที่แตกต่างกันและการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น	22
2.9 การไหลที่แตกต่างกันใน Cross Flow Heat Exchangers	23
2.10 Shell and tube heat exchangers 1 shell pass and 1 tube pass	23
2.11 Multi-pass flow arrangements in shell-and-tube heat exchangers	24
2.12 Overall heat transmission ของผนังเรียบ	24
2.13 การกระจายอุณหภูมิของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น	28
2.14 กราฟ ϵ -NTU ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น	31
2.15 ค่าประสิทธิผล (ϵ) ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (a) ไหลทางเดียวกัน (b) ไหลสวนทางกัน	35
2.16 ค่าประสิทธิผล (ϵ) ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (c) One-shell pass and 2, 4, 6, tube passes (d) Two-shell passes and 4, 8, 12, tube passes	36
2.17 ค่าประสิทธิผล (ϵ) ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (e) Cross-flow with both fluids unmixed and (f) Cross-flow with one fluid mixed and the other unmixed	36
2.18 แผนผังของเครื่องแลกเปลี่ยนแบบเปลือกท่อ	38
2.19 แผนผังการทำงานก่อนติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	41
2.20 แผนผังการทำงานหลังติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	42
2.21 อุณหภูมิทางเข้าทางออกของอากาศดีและแก๊สไอเสียของ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	42

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
2.22 ผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้	43
2.23 ความดันลดของอากาศดีและแก๊สไอเสียเมื่อไหลผ่าน อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	43
2.24 ความร้อนที่สามารถดึงกลับมาได้เปรียบเทียบกับค่า Pumping Power	44
2.25 ผลเปรียบเทียบอุณหภูมิแก๊สไอเสียก่อน-หลังติดตั้ง อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	44
3.1 ขนาดเซลล์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	47
3.2 เซลล์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	48
3.3 โครงร่างของท่อ	48
3.4 ขนาดและรูปร่างของท่อ	49
3.5 ท่อที่ให้อากาศที่ไหลผ่าน	49
3.6 ขนาดและรูปร่างข้อต่อของท่อ	50
3.7 ลักษณะข้อต่อท่อ	50
3.8 ขนาดและรูปร่างของโครงท่อทั้งหมด	51
3.9 ลักษณะรูปร่างของโครงท่อทั้งหมด	51
3.10 ขนาดของแผ่นกั้นรูปแบบที่ 1	57
3.11 ลักษณะและรูปร่างของแผ่นกั้นรูปแบบที่ 1	58
3.12 ขนาดของแผ่นกั้นรูปแบบที่ 2	58
3.13 ลักษณะและรูปร่างแผ่นกั้นรูปแบบที่ 2	59
3.14 ขนาดของแผ่นกั้นรูปแบบที่ 3	59
3.15 ลักษณะและรูปร่างแผ่นกั้นรูปแบบที่ 3	60
3.16 ขนาดแผ่นกั้นรูปแบบที่ 4	60
3.17 ลักษณะและรูปร่างแผ่นกั้นรูปแบบที่ 4	61
3.18 ขนาดของแผ่นกั้นรูปแบบที่ 5	61
3.19 ลักษณะและรูปร่างแผ่นกั้นรูปแบบที่ 5	62
3.20 ลักษณะและรูปร่างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	62

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.21 ตัวทำความร้อน (Heater) ขนาด 4000 kW	63
3.22 โบลเวอร์แบบโรตารี ขนาด 1 HP	64
3.23 โบลเวอร์แบบโรตารี ขนาด ½ HP	64
4.1 (ก) แสดงการวางแผ่นกั้นขนาด 0.7×1 เมตร แบบสลับบน-ล่างเท่านั้น	66
4.1 (ข) แสดงทิศทางการไหลและอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งต่างๆ	66
4.2 (ก) แสดงการวางแผ่นกั้นขนาด 0.7×0.7 เมตร แบบสลับซ้าย-ขวาเท่านั้น	66
4.2 (ข) แสดงทิศทางการไหลและอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งต่างๆ	66
4.3 (ก) แสดงการวางแผ่นกั้นขนาด 0.7×0.7 เมตรแบบสลับซ้าย-ขวาและบน-ล่าง	67
4.3 (ข) แสดงทิศทางการไหลและอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งต่างๆ	67
4.4 (ก) แสดงการวางแผ่นกั้นรูปทรงปีกเครื่องบินตรงตำแหน่งทางเข้า-ออก ของก๊าซไอเสีย	67
4.4 (ข) แสดงทิศทางการไหลและอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งต่างๆ	67
4.5 (ก) แสดงแผ่นกั้นรูปตัวที โดยวางติดกับตำแหน่งด้านบนของท่อ	68
4.5 (ข) แสดงทิศทางการไหลและอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งต่างๆ	68
4.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน กับความเร็วของอากาศเย็น	69
4.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน กับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	70
ข1 Thermo couple Type K	77
ข2 Kimo	77
ข3 Testo 350 XL	78
ข4 แผ่นบัพเฟือง เพื่อชะลอความเร็วของลม	78
ข5 ฮีตเตอร์ (จำลองความร้อน)	79
ข6 เตาเผาแบบฟลูอิดไดซ์เบด	79
ค1 ตัวอย่างแบบจำลอง 3 มิติของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	80
ค2 ตัวอย่างการกำหนดเงื่อนไขการไหลจากโปรแกรม Solid Works flow simulation	80

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
ค3 ตัวอย่างการกำหนดอัตราการใช้ของอากาศเย็นเพื่อจำลองการใช้จากโปรแกรม Solid Works flow simulation	81
ค4 ตัวอย่างการกำหนดอัตราการใช้ของไหลทั้งสองชนิดจากโปรแกรม Solid Works flow simulation	81

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

เนื่องจากในปัจจุบันพลังงานทดแทนเป็นสิ่งสำคัญที่ทั่วโลกให้ความสนใจ เช่นเดียวกับกับประเทศไทย ที่ไม่มีแหล่งพลังงานขนาดใหญ่จึงจำเป็นต้องสรรหาแหล่งพลังงานทดแทนที่มีอยู่ภายในประเทศ ซึ่งประเทศไทยเป็นประเทศเกษตรกรรม ทำให้มีวัสดุเหลือใช้ทางการเกษตรปริมาณมาก จึงเป็นข้อได้เปรียบที่จะนำวัสดุเหลือใช้ดังกล่าวมาทำให้เกิดพลังงาน ซึ่งจะเรียกว่า ชีวมวล (Biomass) ดังเช่นในหลายๆ ประเทศที่มีการใช้พลังงานจากชีวมวลมาเป็นพลังงานทดแทนเพราะนอกจากจะสามารถผลิตเองได้แล้วยังลดปริมาณของเหลือทิ้งจากกระบวนการทางการเกษตร จากสถิติพบว่า ตั้งแต่ในปี 2535 จนถึงปัจจุบัน ประเทศไทยเป็นประเทศที่มีชีวมวลปริมาณมาก จึงเหมาะที่จะใช้ประโยชน์จากชีวมวลเป็นอย่างยิ่ง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือเครื่องมือที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนของอากาศชนิดหนึ่ง ไปยังอากาศอีกชนิดหนึ่ง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นเครื่องมือที่สำคัญอย่างมากในทางอุตสาหกรรม และเป็นเครื่องมือที่ใช้ในระบบต่างๆ ทางวิศวกรรมอย่างกว้างขวาง เช่น อุตสาหกรรมปุ๋ย, เส้นใย, อาหารกระป๋อง มีการนำเอาความร้อนมาหมุนเวียนใช้ใหม่หรือแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับเพิ่มหรือลดความร้อน

โครงการวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นศึกษากระบวนการลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของก๊าซไอเสียแบบ Shell and Tube

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1.2.1 ศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนของก๊าซไอเสียจากเตาฟลูอิดไดซ์เบดทรงกรวยแบบหมุนวนเผาไหม้ชีวมวลสำหรับภาคเกษตรกร

1.2.2 เพื่อศึกษากระบวนการและลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1.2.3 เพื่อศึกษาออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของก๊าซไอเสียจากเตาฟลูอิดไดซ์เบดทรงกรวยแบบหมุนวนเผาไหม้ชีวมวลสำหรับภาคเกษตรกร

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1.3.1 ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับเตาเผาไหม้ชีวมวล โดยที่อุณหภูมิการก๊าซไอเสียจากเตาฟลูอิดไดซ์เบดทรงกรวยแบบหมุนวนอยู่ในช่วง 150–200 °C

1.3.2 ออกแบบและศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์

1.4 ผลที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 ได้รับองค์ความรู้เกี่ยวกับการวิจัยระบบการกู้คืนความร้อนจากการเผาไหม้ชีวมวล เช่น การแลกเปลี่ยนความร้อนในรูปแบบต่างๆ

1.4.2 แบบแปลนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากก๊าซไอเสียที่เหมาะสมสำหรับเตาเผาไหม้ชีวมวล

1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1.5.1 เก็บข้อมูลการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากการทดลองเผาไหม้ชีวมวลและทำการวัดอุณหภูมิของก๊าซไอเสีย

1.5.2 หาข้อสรุปจากการทดลองเพื่อวิเคราะห์ปัจจัยในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

1.5.3 ออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จากข้อมูลที่ทำการวิเคราะห์การเผาไหม้ชีวมวล

1.5.4 ทดลองและศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ ที่ออกแบบผ่านทางโปรแกรมคอมพิวเตอร์

1.5.5 สรุปผลการวิเคราะห์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบ พร้อมทั้งเขียนแบบแปลนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

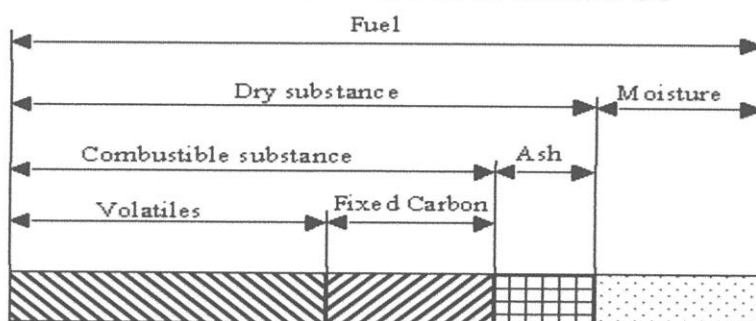
2.1 ชีวมวล (Biomass)

ชีวมวล คือ สารอินทรีย์ที่เป็นแหล่งกักเก็บพลังงานจากธรรมชาติและสามารถนำมาใช้ผลิตเป็นพลังงาน ได้ ซึ่งได้แก่ เศษวัสดุเหลือใช้ทางการเกษตร ชีวมวลนั้นสามารถเปลี่ยนรูปเป็นพลังงานได้เนื่องจากในขั้นตอนของการเจริญเติบโตนั้น พืชจะใช้คาร์บอนไดออกไซด์ และน้ำแล้วเปลี่ยนพลังงานจากแสงอาทิตย์ โดยผ่าน กระบวนการสังเคราะห์แสงซึ่งจะได้ออกมาเป็นแป้งและน้ำตาล แล้วกักเก็บไว้ตามส่วนต่างๆของพืช ดังนั้นเมื่อนำพืชมาใช้เป็นเชื้อเพลิงเราก็จะได้พลังงานออกมาซึ่งพลังงานที่ได้ออกมานั้นมักจะอยู่ในรูปของพลังงานความร้อนพลังงานไอน้ำ หรือพลังงานไฟฟ้า[1]

2.1.1 องค์ประกอบของชีวมวล

องค์ประกอบของชีวมวลจะแบ่งออกเป็น 4 ส่วนหลัก คือ (รูปที่ 2.1)

1. ความชื้น (Moisture) หมายถึง ปริมาณน้ำที่มีอยู่ในชีวมวล ชีวมวลส่วนมากจะมีความชื้นค่อนข้างสูง เพราะเป็นผลผลิตทางการเกษตร ถ้าต้องการนำชีวมวลมาใช้เป็นพลังงาน โดยการเผาไหม้ความชื้นควรไม่เกิน 50 เปอร์เซ็นต์
2. คาร์บอนคงที่ (Fixed Carbon) เป็นส่วนที่เสถียรของโครงสร้างโมเลกุลของชีวมวล ชีวมวลที่มีเปอร์เซ็นต์คาร์บอนคงที่ต่ำหรือน้อยจะเกิดการเผาไหม้ได้ไม่ดี มีอุณหภูมิจุดติดไฟต่ำ และมีความเร็วในการติดไฟช้า
3. สารระเหย (Volatile Matter) คือ องค์ประกอบในชีวมวลที่สามารถระเหยได้ ซึ่งชีวมวลที่มีปริมาณของสารระเหยมากส่วนใหญ่นั้นก็จะมีค่าความร้อนสูงตามไปด้วย
4. ขี้เถ้า (Ash) เป็นส่วนประกอบอนินทรีย์ที่มีอยู่เดิมในชีวมวลที่ถูกออกซิไดส์สมบูรณ์ ชีวมวลส่วนใหญ่จะมีขี้เถ้าประมาณ 1 – 3 เปอร์เซ็นต์ ยกเว้นแกลบและฟางข้าวจะมีสัดส่วนขี้เถ้าประมาณ 10 – 20 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งถ้ามีปริมาณของเถ้ามากก็ยิ่งทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ลดลง[2]



รูปที่ 2.1 องค์ประกอบของชีวมวลหรือสสารทั่วไป [2]

จากองค์ประกอบที่กล่าวมาจะทำให้ชีวมวลแต่ละชนิดให้ค่าความร้อนที่แตกต่างกันซึ่งจะส่งผลให้พลังงาน ที่ได้กล่าวมาแล้วข้างต้นนั้นแตกต่างกันตามไปด้วยดังนั้นจึงต้องรู้ถึงคุณสมบัติของชีวมวลที่นำมาใช้ในการเผาไหม้เพื่อให้เกิดพลังงาน (ตารางที่ 2.1)

ตาราง 2.1 แสดงคุณสมบัติต่างๆของชีวมวล [3]

คุณสมบัติชีวมวล ต่างๆ	Moisture %	Ash %	Volatile Matter %	Fixed Carbon %	Higher Heating Value kJ/kg	Lower Heating Value kJ/kg
แกลบ (Rice Husk)	12.00	12.65	56.46	18.88	14,755	13,517
ฟางข้าว (Rice Straw)	10.00	10.39	60.70	18.90	13,650	12,330
ชานอ้อย (Bagasse)	50.73	1.43	41.98	5.86	9,243	7,368
ใบอ้อย (Cane Trash)	9.20	6.10	67.80	16.90	16,794	15,479
ไม้ยางพารา (Parawood)	45.00	1.59	45.70	7.71	10,365	8,600
เส้นใยปาล์ม (Palm Fiber)	38.50	4.42	42.68	14.39	13,127	11,400
กะลาปาล์ม (Palm Shell)	12.00	3.50	68.20	16.30	18,267	16,900
ทะลายปาล์ม (Empty Fruit Bunch)	58.60	2.03	30.46	8.90	9,196	7,240
ต้นปาล์ม (Palm Trunk)	48.40	1.20	38.70	11.70	9,370	7,556
ทางปาล์ม (Palm Leaf)	78.40	0.70	16.30	4.60	3,908	1,760
ซังข้าวโพด (Corncob)	40.00	0.90	45.42	13.68	11,298	9,615
ลำต้นข้าวโพด (Corn Stalk)	41.70	3.70	46.46	8.14	11,704	9,830

จากตารางที่ 2.1 จะเห็นว่าค่าความร้อนของชีวมวลนั้นต่างกันซึ่งค่าความร้อนที่ได้จะขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของชีวมวลชนิดนั้นๆ โดยจากตารางจะเห็นว่ากะลาปาล์มให้ค่าความร้อนสูงที่สุด

2.2 การถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นได้เนื่องจากความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิ โดยการถ่ายเทความร้อนนั้นจะถ่ายเทจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงกว่าไปสู่บริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า ซึ่งสามารถแบ่งการถ่ายเทความร้อนออกได้เป็น 3 รูปแบบคือ การนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน[4]

2.2.1 การนำความร้อน (Conduction)

การนำความร้อน เป็นรูปแบบหนึ่งของการถ่ายเทความร้อน โดยพลังงานความร้อนจะเกิดการถ่ายเทความร้อนจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงกว่าไปสู่บริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า การถ่ายเทนี้จะเกิดขึ้นภายในตัวกลางที่มีความแตกต่างกันของอุณหภูมิและตัวกลางนั้นต้องไม่เคลื่อนที่ ซึ่งการนำความร้อนจะเกิดขึ้นได้ดีในตัวกลางที่เป็นของแข็งโดยความร้อนจะเคลื่อนที่ผ่านโมเลกุลที่อยู่นิ่งของตัวกลางและอาจมีเกิดขึ้นได้บ้างในของเหลว และก๊าซ[4]

-สมการพื้นฐานของการนำความร้อน (สมการของ Fourier)

สมมติว่ามีพื้นที่ที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อน ΔA ตำแหน่งใดตำแหน่งหนึ่ง ภายในตัววัตถุ และให้ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทผ่านพื้นที่หนึ่งหน่วยนั้นต่อหนึ่งหน่วยเวลา (ปริมาณนี้เรียกว่าฟลักซ์ความร้อน มีหน่วยพื้นฐานเท่ากับ $[W/m^2]$ เท่ากับ q และ q จะแปรผันตามความชันของอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งนั้นกล่าวคือถ้าให้อุณหภูมิเท่ากับ T [K] ให้ระยะทางตามทิศทางการไหลของความร้อนเท่ากับ x [m] และให้ค่าคงที่ของการแปรผันเท่ากับ λ $[W/(m \cdot K)]$ แล้ว

$$q = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

สมการนี้เรียกว่า สมการความสัมพันธ์พื้นฐานของการนำความร้อน หรือ สมการของ Fourier โดยค่าคงที่ของการแปรผัน λ เรียกว่า สัมประสิทธิ์การนำความร้อน ซึ่งเป็นค่าเฉพาะตัว (สมบัติทางกายภาพ) ของวัตถุชนิดหนึ่งๆ ค่า q เป็นฟลักซ์ความร้อนที่ชี้ไปตามทิศทางบวกของ x และเครื่องหมายลบทางด้านขวา ของสมการ (2.1) แสดงว่า ความร้อนจะไหลไปในทิศทางที่มีอุณหภูมิต่ำลง ($dT/dx < 0$)

-การนำความร้อนของวัสดุรูปแผ่น

สมมติว่ามีวัสดุรูปแผ่นมีความหนาสม่ำเสมอ ℓ ซึ่งมีอุณหภูมิผิวหน้าทั้งสองด้านเท่ากับ T_1 และ T_2 ในกรณีนี้เราจะสนใจเฉพาะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิตามทิศทางความหนาเท่านั้น หากภายในแผ่นวัสดุไม่มีการกำเนิดหรือดูดกลืนความร้อนแล้ว ฟลักซ์ความร้อน q จะมีคงที่ ณ ตำแหน่ง x ใดๆ ภายในแผ่นวัสดุ ถ้าให้สัมประสิทธิ์การนำความร้อนมีค่าคงที่เท่ากับ λ แล้ว จะสามารถอินทิเกรตสมการของ Fourier ได้อย่างง่ายดาย

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} \quad dt = -\frac{q}{\lambda} dx \quad T = -\frac{q}{\lambda} x + c$$

ในที่นี้ เมื่อ $x = 0$ แล้ว $T = T_1$ และเมื่อ $x = \ell$ แล้ว $T = T_2$ ดังนั้น เมื่อนำเงื่อนไขตั้งต้นไปแทนค่าเพื่อกำจัดค่าคงที่ C แล้วจะได้

$$q = \lambda \frac{(T_1 - T_2)}{\ell} \quad (2.2)$$

และปริมาณความร้อน Q (W) ที่ถ่ายเทผ่านพื้นที่หน้าตัด A จะเท่ากับ

$$Q = \lambda \frac{(T_1 - T_2)}{\ell} A = \frac{T_1 - T_2}{\left(\frac{\ell}{\lambda A}\right)} \quad (2.3)$$

ถ้าเราคิดว่าการนำความร้อนนั้น การที่ความร้อนถ่ายเทจะต้องมีแรงผลักดันซึ่งได้แก่ความแตกต่างของอุณหภูมิแล้ว ด้านล่างของพจน์ขวาสุดในสมการ(2.3) จะมีความหมายคล้ายกับ “ความต้านทาน” ต่อการถ่ายเทความร้อน บางครั้งจึงเรียกว่า ความต้านทานการนำความร้อน

$$(\text{ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทด้วยการนำความร้อน}) = \frac{(\text{ความแตกต่างของอุณหภูมิ})}{(\text{ความต้านทานการนำความร้อน})}$$

ดังนั้น หากให้ความต้านทานการนำความร้อนเท่ากับ R_c แล้ว

$$Q = \frac{(T_1 - T_2)}{R_c}, \quad R_c = \frac{\ell}{\lambda A} \quad (2.4)$$

เมื่อพิจารณาการกระจายอุณหภูมิตามทิศทางความหนาของแผ่นวัสดุแล้ว อุณหภูมิ T ที่ระยะทาง x จะเท่ากับ

$$T(x) = -\frac{q}{\lambda} x + c$$

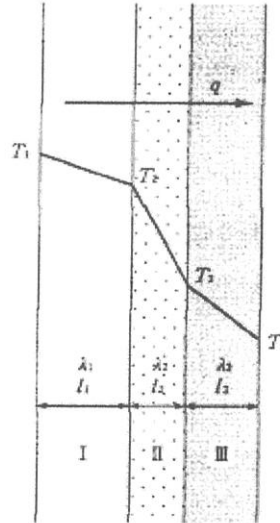
เมื่อแทนค่า q ด้วยสมการ (2.4) และแทนค่า C ด้วยค่าที่หาได้จากเงื่อนไขตั้งต้นแล้วจะได้

$$T(x) = T_1 - (T_1 - T_2) \frac{x}{l_1} \quad (2.5)$$

แสดงว่า อุณหภูมิภายในแผ่นวัสดุจะมีการกระจายเป็นเส้นตรงตามทิศทาง x จาก T_1 ถึง T_2

-การนำความร้อนของวัสดุรูปแผ่นหลายชั้น

ต่อไปจะพิจารณาการนำความร้อนของแผ่นวัสดุหลายชั้นซึ่งประกอบด้วยแผ่นวัสดุที่มีสัมประสิทธิ์การนำความร้อนต่างกันมาประกบกันแน่น (รูปที่ 2.1)



รูปที่ 2.2 การนำความร้อนของวัสดุรูปแผ่นหลายชั้น[4]

ในที่นี้จะถือว่าอุณหภูมิที่พื้นผิวของแต่ละชั้นมีการกระจายสม่ำเสมอ ไม่มีความร้อนไหลออกไปในทิศทางอื่นนอกเหนือจากตามความหนาของแผ่นวัสดุ และอุณหภูมิที่ผิวสัมผัสของแผ่นวัสดุแต่ละชั้นเท่ากัน (ไม่มีความต้านทานการนำความร้อนที่ผิวสัมผัส) ดังนั้น ฟลักซ์ความร้อน q ที่วิ่งผ่านแผ่นวัสดุ I, II และ III จึงมีค่าเท่ากัน จากสมการที่ (2.2)

$$q = \lambda_1 \frac{(T_1 - T_2)}{l_1} \quad q = \lambda_2 \frac{(T_2 - T_3)}{l_2} \quad q = \lambda_3 \frac{(T_3 - T_4)}{l_3}$$

แปลงรูปความสัมพันธ์เหล่านี้ได้เป็น

$$(T_1 - T_2) = \frac{l_1}{\lambda_1} q \quad (T_2 - T_3) = \frac{l_2}{\lambda_2} q \quad (T_3 - T_4) = \frac{l_3}{\lambda_3} q$$

เมื่อบวกทั้งด้านซ้ายและด้านขวาของสมการเหล่านี้เหล่าด้วยกัน

$$(T_1 - T_4) = \left(\frac{l_1}{\lambda_1} + \frac{l_2}{\lambda_2} + \frac{l_3}{\lambda_3} \right) q$$

ดังนั้น

$$q = \frac{(T_1 - T_4)}{\left(\frac{l_1}{\lambda_1} + \frac{l_2}{\lambda_2} + \frac{l_3}{\lambda_3} \right)}, \quad Q = \frac{(T_1 - T_4)}{\left(\frac{l_1}{\lambda_1} + \frac{l_2}{\lambda_2} + \frac{l_3}{\lambda_3} \right)} A = \frac{(T_1 - T_4)}{\left(\frac{l_1}{\lambda_1 A} + \frac{l_2}{\lambda_2 A} + \frac{l_3}{\lambda_3 A} \right)} \quad (2.6)$$

โดยทั่วไป ถ้าจำนวนชั้นของแผ่นวัสดุเท่ากับ n ก็สามารถคำนวณได้จากสมการ n สมการ เช่นเดียวกับข้างต้น

และผลลัพธ์จะได้สมการดังต่อไปนี้

$$q = \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{l_i}{\lambda_i} \right)}, \quad Q = \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{l_i}{\lambda_i} \right)} A = \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{l_i}{\lambda_i A} \right)} \quad (2.7)$$

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท (Q) และความต้านทานการนำความร้อน (R_c) ในกรณีนี้จะเท่ากับ

$$Q = \frac{(T_1 - T_{n+1})}{R_c}, \quad R_c = \sum_{i=1}^n \left(\frac{l_i}{\lambda_i A} \right) \quad (2.8)$$

-การนำความร้อนของทรงกระบอก

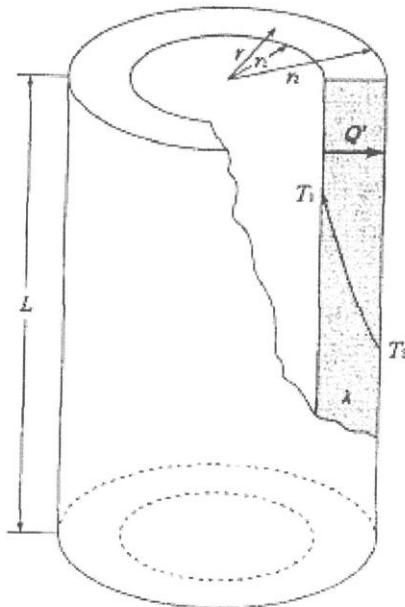
ในทรงกระบอกเช่นรูปที่ 2.2 การกระจายของอุณหภูมิตามแนวแกนกลางจะสม่ำเสมอ มีแต่การกระจายของอุณหภูมิตามแนวรัศมีเท่านั้น ในกรณีนี้ ความร้อนจะไหลจากผิวด้านในออกมาด้านนอก (หรือในทิศทางตรงข้าม) ตามแนวรัศมี ถ้าให้สัมประสิทธิ์การนำความร้อน λ มีค่าคงที่ และภายในทรงกระบอกไม่มีการกำเนิดหรือดูดกลืนความร้อนแล้ว ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผิวทรงกระบอกที่มีรัศมี r และมีความยาวหนึ่งหน่วยตลอดทั่วทั้งพื้นผิว Q' [W/m] จะมีค่าคงที่ตลอด ณ รัศมี r ใดๆ

$$q = \frac{Q'}{2\pi r}$$

เมื่อนำความสัมพันธ์นี้ไปแทนค่าในสมการของ Fourier และอินทิเกรตแล้ว จะได้ว่า

$$q = \frac{Q'}{2\pi r} = -\lambda \frac{dT}{dr} \quad (2.9)$$

$$dT = -\left(\frac{Q'}{2\pi r}\right) \left(\frac{1}{r}\right) dr, \quad T = \frac{Q'}{2\pi r} \ln r + c$$



รูปที่ 2.3 การนำความร้อนของทรงกระบอก[4]

ในที่นี้ เมื่อแทนค่าเงื่อนไขตั้งต้นว่าเมื่อ $r = r_1$ แล้ว $T = T_1$ และเมื่อ $r = r_2$ แล้ว $T = T_2$ จะได้ว่า

$$T_1 - T_2 = \frac{\dot{Q}}{2\pi r} (\ln r_1 - \ln r_2) = \frac{\dot{Q}}{2\pi r} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)$$

ดังนั้น ปริมาณความร้อนทั้งหมด Q [W] ที่ถ่ายเทจากผิวด้านในสู่วิวด้านนอกจะเท่ากับ

$$Q = \dot{Q}L = \frac{T_1 - T_2}{R_c}, \quad R_c = \frac{1}{2\pi\lambda L} \ln \left(\frac{r_1}{r_2} \right) \quad (2.10)$$

อุณหภูมิภายในทรงกระบอกสามารถแสดงได้ดังสมการต่อไปนี้ ซึ่งมีการกระจายแบบล็อกการิทึม

$$T(r) = T_1 - \frac{T_1 - T_2}{\ln \left(\frac{r_1}{r_2} \right)} \ln \left(\frac{r}{r_1} \right), \quad T(r) = T_2 - \frac{T_1 - T_2}{\ln \left(\frac{r_1}{r_2} \right)} \ln \left(\frac{r_2}{r} \right) \quad (2.11)$$

2.2.2 การพาความร้อน (Convection)

การพาความร้อนจะเกิดจากการถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวของของแข็งและของไหล หรือภายในของไหลเองสำหรับกลไกที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของการพาความร้อนนี้จะเกิดจากผลรวมของการนำความร้อน การสัสมพลังงาน และการเคลื่อนที่ของของไหล การพาความร้อนยังสามารถแบ่งได้อีกเป็น 2 ประเภทคือ การพาความร้อนโดยธรรมชาติ (free or natural convection) จะเกิดจากความแตกต่างของความหนาแน่นซึ่งเป็นผลมาจากความแตกต่างของอุณหภูมิและการพาความร้อนแบบบังคับ (Force convection) ซึ่งเกิดจากการเคลื่อน

ที่ของความร้อนระหว่างผิวของของแข็งและของไหล โดยของไหลนั้นจะถูกบังคับให้เคลื่อนที่ไปสัมผัสกับผิวของของแข็งโดยกลไกจากภายนอกเช่น บั้มและพัดลม เป็นต้น[4]

ซึ่งสมการที่เกี่ยวข้องในการคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนมีดังนี้

-ชั้นผิวสัมผัสกับการพาความร้อน

เมื่อพิจารณาในเชิงจุลภาคเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลกับผิวหน้าของวัตถุ จะพบว่าที่จริงแล้วการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นจากการนำความร้อนระหว่างวัตถุกับของไหลที่ผิวสัมผัสนั่นเอง โดยปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท จะขึ้นอยู่กับการกระจายของอุณหภูมิของชั้นผิวสัมผัส (กล่าวคือ ขึ้นอยู่กับความชันของเส้นการแผ่กระจายของอุณหภูมิในตัวของไหลที่อยู่ใกล้ๆ กับผิวหน้าของวัตถุ) ดังนั้น ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทจึงไม่ขึ้นอยู่กับประเภทของของไหลและรูปร่างของวัตถุเท่านั้น แต่ขึ้นอยู่กับว่าการไหลนั้นราบเรียบหรือปั่นป่วน และ ขึ้นอยู่กับว่าการไหลนั้นอยู่ในช่วงเร่งความเร็วหรือมีความเร็วคงที่แล้ว ฯลฯ อีกด้วย ในที่นี้ เราจะรวมเอาปัจจัยที่ซับซ้อนเหล่านี้ไว้ในค่าที่เรียกว่า สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h [W/(m²·K)]) โดยพลັกซ์ความร้อนที่เกิดจากการพาความร้อนสามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

$$q = h(T_{\infty} - T_w) \quad (2.12)$$

T_w เป็นอุณหภูมิที่ผิวหน้าวัตถุ T_{∞} เป็นอุณหภูมิของกระแสหลัก ณ จุดที่ห่างเพียงพอจากผิวหน้า มีสมการต่างๆมากมายที่ใช้ในการคำนวณอัตราการพาความร้อน (h) ของวัตถุรูปร่างต่างๆ ที่อยู่ในการไหลแบบต่างๆซึ่งจะได้กล่าวในภายหลัง ตัวอย่างช่วงของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสำหรับการไหล และการพาความร้อนแบบต่างๆ แสดงไว้ในตารางที่ 2.2

เนื่องจากสัมประสิทธิ์การพาความร้อนไม่ได้เป็นสมบัติทางกายภาพของสสารเหมือนกับสัมประสิทธิ์การนำความร้อน ดังนั้น ค่าของมันบางครั้งจึงขึ้นอยู่กับตำแหน่งบนผิวหน้าของวัตถุ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ณ ตำแหน่งใดตำแหน่งหนึ่งบนผิวหน้า เรียกว่า สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะที่ (h_x) และค่าเฉลี่ยทั่วผิวหน้าเรียกว่า สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย (h_m) หากให้พื้นที่ที่มีความร้อนถ่ายเทเท่ากับ A แล้ว ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทผ่านในหนึ่งหน่วยเวลา Q จะเท่ากับ

$$Q = h_m(T_{\infty} - T_w)A \quad (2.13)$$

ตารางที่ 2.2 ช่วงของสัมประสิทธิ์การพาความร้อน[4]

รูปแบบการถ่ายเทความร้อน	ช่วงของสัมประสิทธิ์การพาความร้อน[W/(m ² ·K)] และเงื่อนไข	
การพาความร้อนตามธรรมชาติ	5-10	แผ่นตะกั่วเรียบ 500 °C ในบรรยากาศ 0.1MPa, 20°C
	500-550	แผ่นตะกั่วเรียบ 50 °C ในน้ำ 20°C
การพาความร้อนด้วยการบังคับ	40	ท่อกลมเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 0.05 m อุณหภูมิผิวด้านใน 130°C มีอากาศ 40°C ไหลผ่านด้วยความเร็ว 10 m/s
	5000	ท่อกลมเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 0.05 m อุณหภูมิผิวด้านใน 130°C มีน้ำ 40°C ไหลผ่านด้วยความเร็ว 10 m/s
การเดือด	ประมาณ 1600-60000	film boiling < nucleate boiling, ที่ใกล้กับ burnout point จะมีค่าประมาณ 60000
การควบแน่น	ประมาณ 10000-230000	Film-wise condensation << drop-wise condensation

กล่าวคือคิดเสมือนว่า

$$\text{ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทด้วยการพาความร้อน} = \frac{(\text{ความแตกต่างของอุณหภูมิ})}{(\text{ความต้านทานการพาความร้อน})}$$

ถ้าให้ความต้านทานการพาความร้อนเท่ากับ R_t แล้ว จะได้สมการดังต่อไปนี้

$$Q = \frac{(T_\infty - T_w)}{R_t}, \quad R_t = \frac{1}{h_m A} \quad (2.14)$$

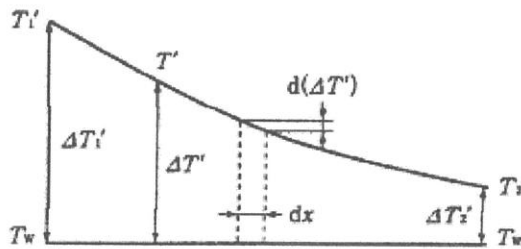
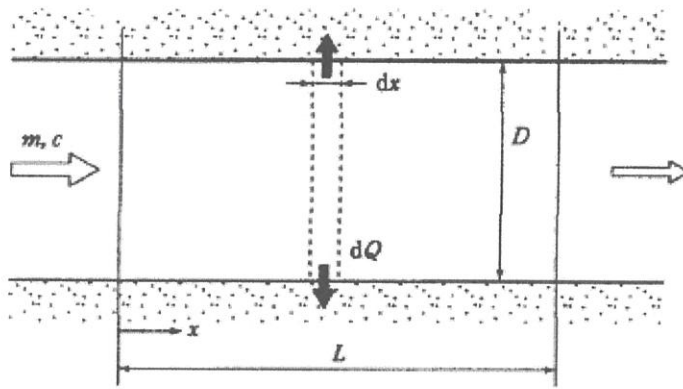
-อุณหภูมิเฉลี่ยผสมในการไหลในท่อ กับผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยล็อกการิทึม

การคำนวณการพาความร้อนในกรณีที่ผิวหน้าของวัตถุห่อหุ้มการไหลอยู่ เช่น การไหลในท่อกลม จะต้องใช้ความระมัดระวัง เนื่องจากการไหลในท่อที่ไหลด้วยความเร็วคงที่นั้น ทุกจุดในท่อจะเสมือนเป็นผิวสัมผัสกล่าวคือ ไม่เพียงแต่อุณหภูมิของของไหล ณ จุดที่ห่างเพียงพอกจากผิวหน้าจะมีค่าไม่เท่ากันเท่านั้น แต่อุณหภูมิของ

ของไหลตามทิศทางการไหลก็ไม่คงที่ด้วย ดังนั้นในกรณีนี้ จึงเกิดปัญหาว่าจะใช้ค่าใดเป็นอุณหภูมิของตัว
ของไหลรูปที่ 2.6 แสดงของไหลกำลังไหลอยู่ภายในท่อกลมเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน D โดยที่ทางเข้าและ
ทางออกซึ่งมีความยาวตามแนวแกนของท่อเท่ากับ L จะแทนด้วยตัวห้อย 1 และ 2 ในกรณีนี้ อุณหภูมิ
เฉลี่ยผสม T' ซึ่งใช้เป็นอุณหภูมิตัวแทนของของไหล ณ ตำแหน่งต่างๆ ตามแนวแกนของท่อภายในระหว่าง
ช่วงดังกล่าวนี้จะมีนิยามดังต่อไปนี้

$$T' = \frac{\int Tu \, ds}{\int u \, ds} \quad (2.15)$$

ในที่นี้ T และ u หมายถึงอุณหภูมิและความเร็วของของไหลที่เคลื่อนที่ผ่านพื้นที่เล็กๆ ds ณ ตำแหน่งใดๆ
บนพื้นที่หน้าตัดตามลำดับ โดยอุณหภูมิเฉลี่ยผสม จะเป็นอุณหภูมิที่ใช้แสดงในกรณีที่ถือว่าของเหลวที่ไหล
ผ่านจะผสมกันอย่างสมบูรณ์ในอุดมคติ ณ ทุกๆ พื้นที่หน้าตัด



รูปที่ 2.4 การพาความร้อนของการไหลในท่อ[4]

ที่จุดนี้ ถ้าให้อุณหภูมิที่ผนังท่อด้านในระหว่างช่วงระยะทางนี้มีค่าคงที่เท่ากับ T_w และถือว่าสัมประ
สิทธิ์ความร้อน h_m จะมีค่าคงที่ไม่ขึ้นกับตำแหน่งตามแนวแกนของท่อ และถือว่าความแตกต่างของ
อุณหภูมิ $\Delta T'$ เท่ากับผลต่างระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยผสม T' กับ T_w เมื่อให้ความร้อนจำเพาะและอัตราไหล
โดยมวลของของไหลเท่ากับ c และ m ตามลำดับ และให้การเปลี่ยนแปลง $\Delta T'$ ในบริเวณเล็กๆ ภายใน

ระยะทาง dx ตามทิศทางความยาวเท่ากับ $d(\Delta T')$ แล้ว ปริมาณความร้อน dQ ที่พาจากของไหลไปยังผนังท่อภายในช่วงระยะทางเล็กๆ นี้ จะเท่ากับความร้อนในของไหลที่ลดลงในช่วงระยะทางนี้ ดังนั้น

$$dQ = -mcd(\Delta T') = h_m(\dot{T} - T_w)\pi Ddx = h_m\Delta T'\pi Ddx$$

$$-mcd(\Delta T') = h_m\Delta T'\pi Ddx, \quad \frac{1}{\Delta T'} d(\Delta T') = -\frac{h_m\pi D}{mc} dx$$

$$\ln(\Delta T') = -\frac{h_m\pi D}{mc}x + c$$

ในที่นี้ เมื่อ $x = 0$ แล้ว $\Delta T' = \Delta T'_1$ และเมื่อ $x = L$ แล้ว $\Delta T' = \Delta T'_2$ จะได้ว่า

$$\ln(\Delta T'_2) = -\frac{h_m\pi D}{mc}L + \ln(\Delta T'_1) \quad (a)$$

ดังนั้น ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทจากของไหลไปยังผนังท่อตลอดช่วงระยะทางนี้จึงเท่ากับ

$$Q = mc(\dot{T}_1 - \dot{T}_2) = mc\{(\dot{T}_1 - T_w) - (\dot{T}_2 - T_w)\} = mc(\Delta T'_1 - \Delta T'_2) \quad (b)$$

ถ้าให้อุณหภูมิที่เป็นตัวแทนของอุณหภูมิของของไหลตลอดช่วงระยะทางนี้เท่ากับ T_m และให้ผลต่างระหว่าง T_m กับอุณหภูมิผนังท่อ T_w เท่ากับ ΔT_m และให้

$$Q = h_m\Delta T_m\pi DL \quad (c)$$

แล้ว จากสมการ (a), (b) และ (c) จะคำนวณ ΔT_m ได้ดังนี้

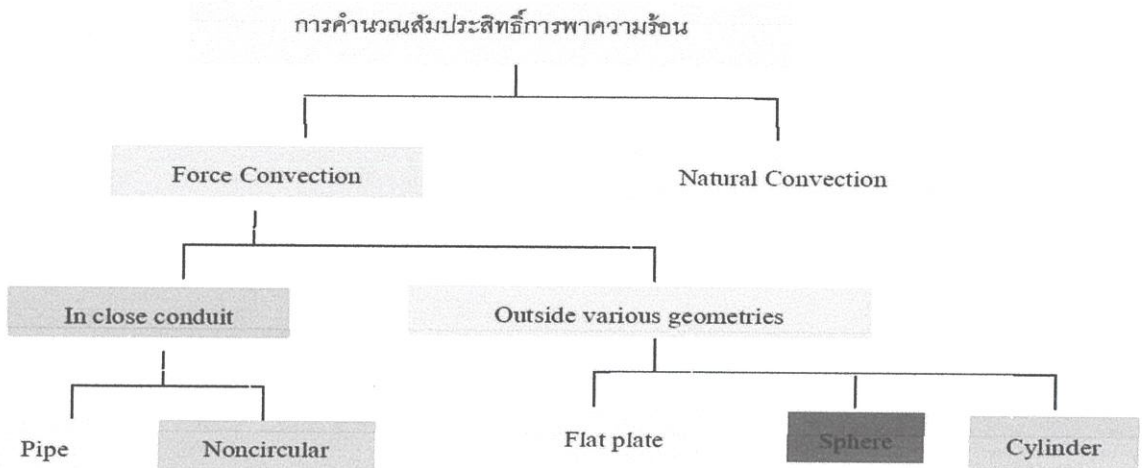
$$\Delta T_m = \frac{\Delta T'_1 - \Delta T'_2}{\ln(\Delta T'_1) - \ln(\Delta T'_2)} = \frac{\Delta T'_1 - \Delta T'_2}{\ln\left(\frac{\Delta T'_1}{\Delta T'_2}\right)} = \frac{(\dot{T}_1 - T_w) - (\dot{T}_2 - T_w)}{\ln\left(\frac{\dot{T}_1 - T_w}{\dot{T}_2 - T_w}\right)} \quad (2.16)$$

ค่า ΔT_m ที่มีนิยามตามข้างต้น เรียกว่า ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยล็อกการิทึม ถ้าใช้ ΔT_m นี้แล้ว ปริมาณการพาความร้อนจะเท่ากับ

ปริมาณการพาความร้อน = (สัมประสิทธิ์การพาความร้อน) \times (ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยล็อกการิทึม) \times (พื้นที่ผิวด้านในท่อ)

-สมการความสัมพันธ์ของการพาความร้อนที่สำคัญ

มีการค้นพบสมการความสัมพันธ์ของการพาความร้อนมากมาย ซึ่งขึ้นอยู่กับรูปแบบการไหล ช่วงอุณหภูมิและความเร็วกระแส และประเภทของของไหล เป็นต้น ตารางที่ 2.3 แสดงสมการที่สำคัญเอาไว้ ในการใช้สมการเหล่านี้จำเป็นต้องคำนึงถึงเงื่อนไขในสมการ เช่น “การไหลอยู่ในช่วงเร่งความเร็วหรือมีความเร็วคงที่แล้ว” “อุณหภูมิและความเร็วกระแสอยู่ในช่วงที่กำหนดหรือไม่” “จะใช้ค่าใดเป็นอุณหภูมิตัวแทนของของไหล” “สมบัติทางกายภาพต่างๆ เช่น สัมประสิทธิ์ความหนืด ความร้อนจำเพาะ สัมประสิทธิ์การนำความร้อน ฯลฯ จะใช้ค่าที่อุณหภูมิเท่าใด” เป็นต้น



รูปที่ 2.5 แสดงแผนผังการคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน[4]

การไหลในท่อ, Flow in pipe

$$N_{Re} = \frac{\rho v D}{\mu}$$

Laminar flow in pipe, $N_{Re} < 2100$

$$(N_{Nu})_a = \frac{h_a D}{k} = 1.86 \left(N_{Re} N_{Pr} \frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

สมการบนจะให้ค่าที่ถูกต้องเมื่อ $N_{Re} N_{Pr} D/L > 100$ เราสามารถรู้ค่า μ , ρ , C_p , k ได้จากตาราง ในภาคผนวก ค่า D มักจะมาจากโจทย์กำหนด ซึ่งมีค่าเป็น 2 เท่าของรัศมีท่อ และ L คือ ความยาวของท่อ Turbulent flow in pipe, $N_{Re} > 6000$

$$(N_{Re}) = \frac{h_L D}{k} = 0.027 N_{Re}^{0.8} N_{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

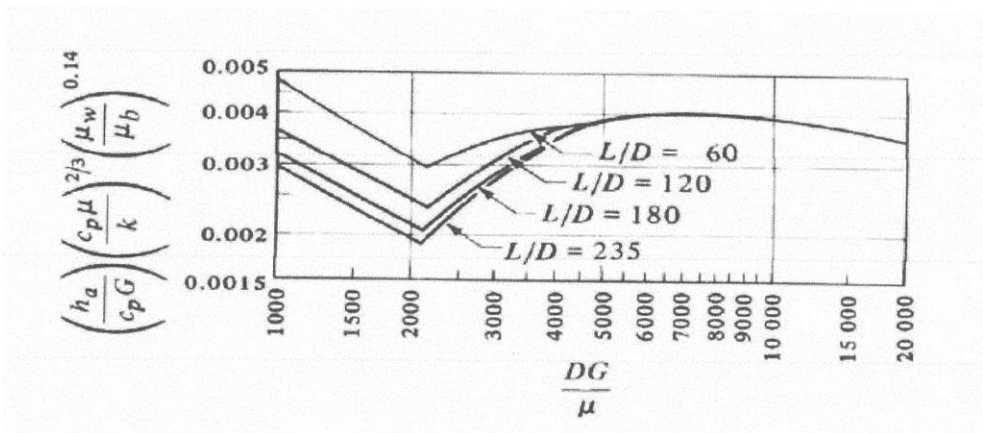
สมการข้างบนจะใช้ได้ดี เมื่อ $N_{Re} > 6000$, $0.7 < N_{Pr} < 16000$ และ $L/D > 60$ ถ้าท่อสั้น $L/D < 60$ เราจะมี การปรับค่า h_L ที่คำนวณได้เพื่อให้ได้ค่า h ที่แท้จริง

$$\left[\frac{h}{h_L} = 1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{0.7}, \left\{ 2 < \frac{L}{D} < 20 \right\} \right], \left[\frac{h}{h_L} = 1 + 6 \left(\frac{D}{L} \right), \left\{ 20 < \frac{L}{D} < 60 \right\} \right]$$

แล้วใช้ค่า h ในการคำนวณพลังงานความร้อน

ที่เราต้องเปลี่ยนค่า h เพราะว่าที่ทางเข้าท่อ Temperature profile จะมีค่าเปลี่ยนแปลงกับ ระยะทางไม่ Develop เต็มที่ ทำให้ค่า local h มีค่ามากกว่า h_L

Transition flow in pipe, $2100 < N_{Re} < 6000$



รูปที่ 2.6

การไหลนอกท่อ Flow past cylinder with axis perpendicular to flow

$$N_{Nu} = \frac{hD}{k} = C N_{Re}^m N_{Pr}^{1/3}$$

ค่า C และ m ใช้ตามตารางที่ 2.3

ตารางที่ 2.3 แสดงค่าคงที่ของสมการ[4]

N_{Re}	m	C
1-4	0.330	0.989
4-40	0.385	0.911
40-4,000	0.466	0.683
4,000-40,000	0.618	0.193
40,000-250,000	0.805	0.0266

2.2.3 การแผ่รังสีความร้อน (Radiation)

วัตถุทุกชนิดจะมีการแผ่คลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีความยาว และความเข้มค่าหนึ่งจากพื้นผิวอยู่ตลอดเวลา โดยพลังงานของการแผ่รังสีนั้นจะถูกนำออกไปด้วยคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า (Electromagnetic wave) หรือ โฟตอน โดยการถ่ายเทความร้อนในรูปแบบของการแผ่รังสีจะเกิดขึ้นในสุญญากาศได้อย่างมีประสิทธิภาพมากที่สุดซึ่งไม่จำเป็นต้องอาศัยตัวกลางในการแผ่รังสี แต่การถ่ายเทความร้อนในรูปแบบของการนำความร้อน และการพาความร้อนจำเป็นต้องอาศัยตัวกลางในการถ่ายเทความร้อน[4]

โดยฟลักซ์สูงสุดของการแผ่รังสีออกจากผิวตัวกลาง จะคำนวณได้จากกฎของสเตฟาน-โบลต์ซมันน์ (Stefan-Boltzmann) ดังนี้

$$q_{rad} = \sigma T_s^4 \quad (2.17)$$

เมื่อ	q_{rad}	คือ ฟลักซ์สูงสุดของการแผ่รังสีความร้อน , W/m^2
	σ	คือ ค่าคงที่ของสเตฟาน-โบลต์ซมันน์ , $[5.67 \times 10^{-8}]$
	T_s	คือ อุณหภูมิของผิวที่แผ่รังสี , K

สมการข้างต้นนั้นใช้ได้กับกรณีของตัวแผ่รังสีในอุดมคติ (Ideal Radiator) หรือ วัตถุดำ (Black Body) สำหรับกรณีของพื้นผิวจริง (Real Surface) ฟลักซ์ของการแผ่รังสีความร้อนจะน้อยกว่ากรณีของวัตถุดำ ทั้งนี้ก็ขึ้นอยู่กับสภาพเปล่งรังสี (Emissivity) ของพื้นผิวนั้น ฟลักซ์แผ่รังสีบนพื้นผิวจริงคำนวณจาก

$$q_{rad} = \epsilon \sigma T_s^4 \quad (2.18)$$

เมื่อ	ϵ	คือ สัมประสิทธิ์การแผ่รังสี (Emissivity)
-------	------------	--

ตารางที่ 2.4 แสดงค่าการแผ่รังสีที่พื้นผิวแบบต่าง ๆ[4]

Emissivity of Selected Surfaces Total, Normal (n) or Hemispherical (h)

Emissivities of surfaces (a) Metals					
Material	Temperature, K	Emissivity, ϵ	Material	Temperature, K	Emissivity, ϵ
Aluminum			Iron		
Polished	300-900	0.04-0.06	Highly polished	300-500	0.05-0.07
Commercial sheet	400	0.09	Case iron	300	0.44
Heavily oxidized	400-800	0.20-0.33	Wrought iron	300-500	0.28
Anodized	300	0.8	Rusted	300	0.61
Bismuth, bright	350	0.34	Oxidized	500-900	0.64-0.78
Brass			Lead		
Polished	500-650	0.03-0.04	Polished	300-500	0.06-0.08
Dull plate	350	0.09	Unoxidized, rough	300	0.43
Oxidized	300-600	0.22	Oxidized	300	0.63
Chromium, polished	450-800	0.6			
Copper	300-1400	0.08-0.40			
Highly polished	300	0.02			
Polished	300-500	0.04-0.05			
Commercial sheet	300	0.15			
Oxidized	600-1000	0.5-0.8			
Black Oxidized	300	0.78			
Gold					
Highly polished Bright foil	300-1000	0.03-0.06			
	300	0.07			

Emissivities of surfaces (Concluded) (b) Nonmetals					
Material	Temperature, K	Emissivity, ϵ	Material	Temperature, K	Emissivity, ϵ
Alumina	800-1400	0.65-0.45	Ice	273	0.95-0.99
Aluminum oxide	600-1500	0.69-0.41	Magnesium oxide	400-800	0.69-0.55
Asbestos	300	0.96	Masonry	300	0.80
Asphalt pavement	300	0.85-0.93	Paints		
Brick	300	0.93-0.96	Aluminum	300	0.40-0.50
Common	1200	0.75	Black, lacquer, shiny	300	0.88
Fireclay	2000	0.53	Oil, all colors	300	0.92-0.96
Carbon filament	300	0.75-0.90	Red primer	300	0.93
Cloth	300	0.88-0.94	White acrylic	300	0.90
Concrete			White enamel		
Glass	300	0.90-0.95			
Window	300-1200	0.82-0.62			
Pyrex	300-1500	0.85-0.57			
Pyroceram					

2.3 การสูญเสียภายในท่อ

การสูญเสียภายในท่อนั้นสามารถแบ่งได้ออกเป็นสองแบบ คือการสูญเสียหลัก (Major loss) และการสูญเสียรอง (Minor loss)[5]

2.3.1 การสูญเสียหลัก

การสูญเสียหลักเกิดขึ้นจากแรงเสียดทานภายในท่ออันเนื่องมาจากขนาดของท่อ ความยาวของท่อ และความเร็วในการไหลของของไหลภายในท่อ

$$\Delta P = \frac{fL\rho V^2}{2D_h} \quad (2.19)$$

เมื่อ ΔP	คือ ความดันตกคร่อมภายในท่อ , Pa
f	คือ Friction Factor
L	คือ ความยาวของท่อ , m
V	คือ ความเร็วของของไหลเฉลี่ย , m/s

ค่า f ที่คำนวณได้จากสมการต่างๆ สามารถนำมาใช้งานได้จริงแต่ไม่สะดวกนัก จึงมักหาค่า f จากแผนภูมิที่เรียกว่า Moody Chart ซึ่ง Moody ได้พลอตค่าข้อมูลที่ดีที่สุดลงในสมการ โดยการใช้ Moody Chart จะต้องทราบค่าความขรุขระสัมบูรณ์ของท่อซึ่งแสดงในตารางที่ 2.5

โดยในทางปฏิบัติค่า f ของท่อผิวเรียบมีความคลาดเคลื่อนประมาณ 5% ส่วนท่อผิวขรุขระจะมีความคลาดเคลื่อนประมาณ 10% ดังนั้นการใช้ค่าความขรุขระสัมบูรณ์ จะต้องพิจารณาให้ดีเนื่องจากจะมีผลกระทบต่อความดันตกคร่อมได้

ตารางที่ 2.5 แสดงค่าความขรุขระสัมบูรณ์ของท่อ[5]

Material(new)	Roughness(ε)	
	ft	m
ท่อเหล็กที่ย้ำด้วยหมุด	0.003-0.03	0.0009-0.009
ท่อคอนกรีต	0.001-0.01	0.0003-0.003
ท่อไม้	0.0006-0.003	0.0002-0.0009
ท่อเหล็กหล่อ	0.00085	0.00026
ท่อเหล็กอาบสังกะสี	0.0005	0.00015
ท่อเหล็กหล่อฉาบด้วยยางมะตอย	0.0004	0.0001
ท่อเหล็กกล้าหรือท่อเหล็กเหนียว	0.00015	0.000046
ท่อที่ได้จากการรีด	0.000005	0.0000015
ท่อแก้ว, ท่อพลาสติก	“smooth”	“smooth”

2.3.2 การสูญเสียรอง

การสูญเสียรองจะเกิดจากการที่ของไหล ไหลผ่านท่อที่เปลี่ยนแปลงขนาดอย่างกะทันหัน หรือ ไหลผ่านอุปกรณ์ต่างๆเช่น ข้อต่อ ข้องอ เป็นต้น โดยมีสมการดังนี้

$$h_m = \frac{KV^2}{2g} \tag{2.20}$$

- เมื่อ h_m คือ ค่าการสูญเสียรอง , m
- V คือ ความเร็วเฉลี่ยของของไหลภายในท่อ , m/s
- g คือ อัตราเร่งจากแรงโน้มถ่วง , m/S²
- K คือ สัมประสิทธิ์การสูญเสีย

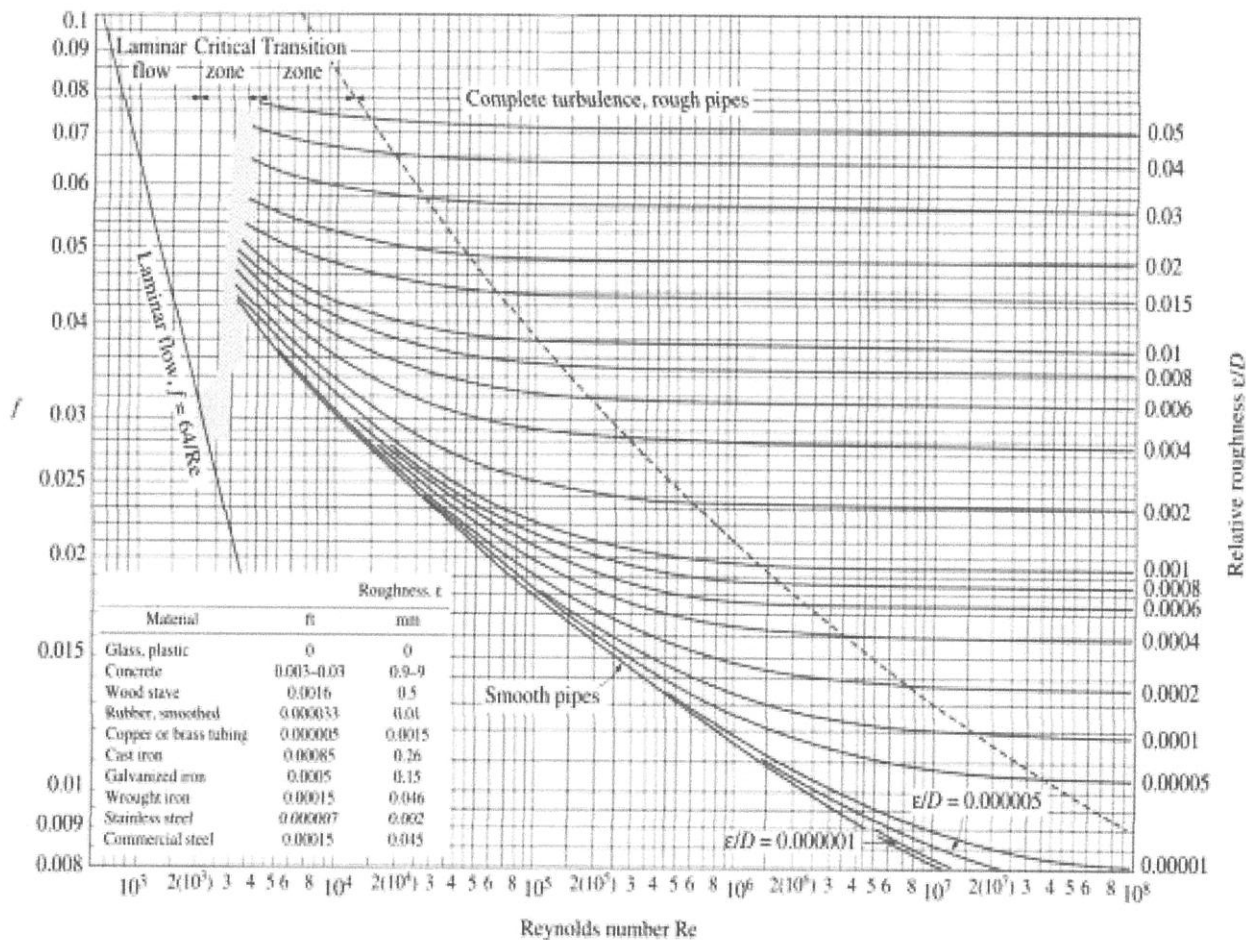


FIGURE A-27 The Moody chart for the friction factor for fully developed flow in circular tubes.

รูปที่ 2.7 Moody diagram[5]

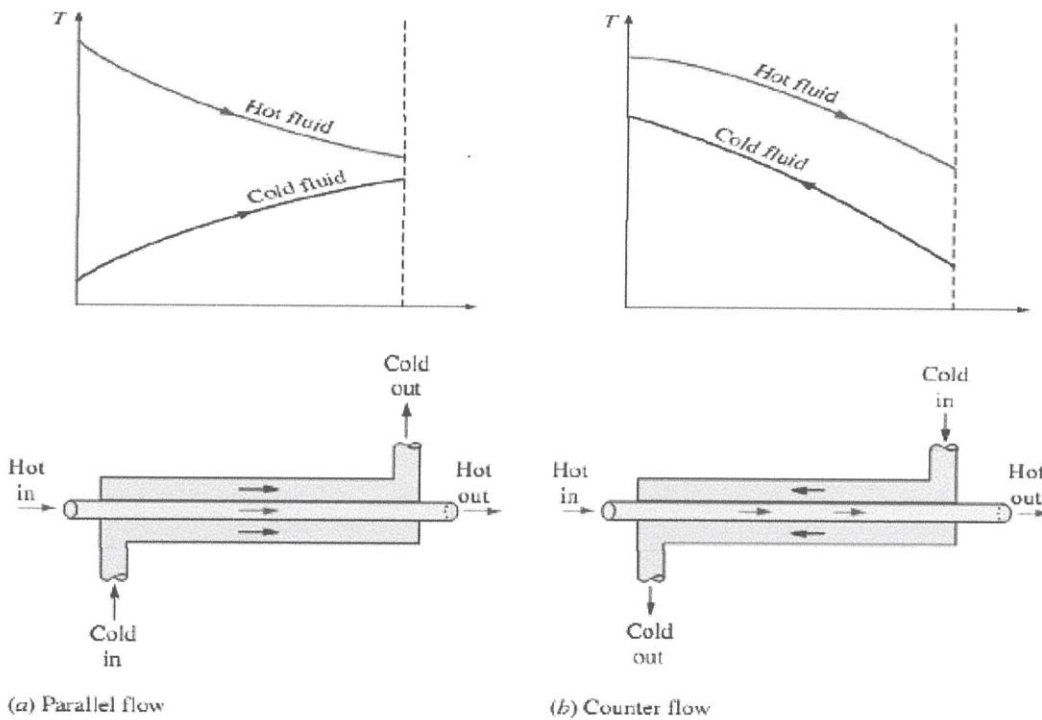
2.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ เครื่องมือที่ใช้สำหรับถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่ง โดยที่ของไหลไม่จำเป็นต้องผสมกัน[4]

2.4.1 ชนิดของ Exchangers (Types of Exchangers)

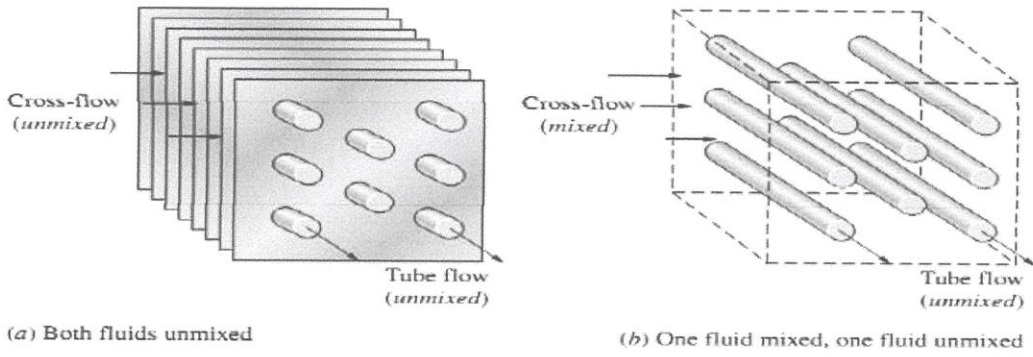
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายแบบ การจำแนกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอาจทำได้โดยอาศัยทิศทางการเคลื่อนที่ของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นหลัก โดยทั่วไปแล้วจำแนกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนออกได้เป็น 3 แบบ คือ

1. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Concentric tube or Double pipe) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้อาจอยู่ในลักษณะที่ท่อสองท่อสวมเข้าด้วยกันดังรูปที่ 2.7 ส่วนการไหลของของไหล อาจไหลสวนทางกัน เรียกว่า counter flow หรือไหลขนานกัน เรียกว่า parallel flow



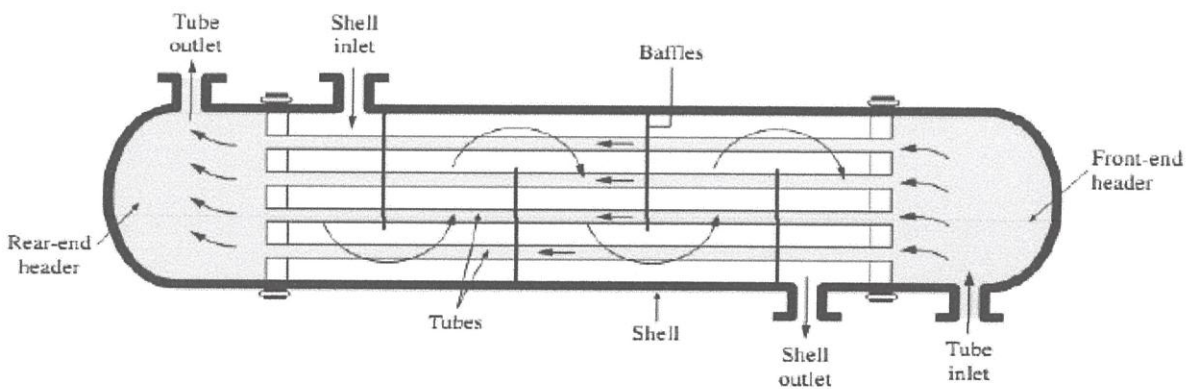
รูปที่ 2.8 ลักษณะการไหลที่แตกต่างกัน และการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อสองชั้น (double-pipe heat exchanger)[4]

2. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ของไหลมีทิศทางการตั้งฉากกัน (Cross flow) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ของไหลจะไหลในทิศทางการตั้งฉากกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.8 การสร้างนั้นอาจให้อยู่ในลักษณะของไหลเที่ยวเดียว (single pass) หรือ ไหลสองเที่ยว (double pass) หรือมากกว่าก็ได้

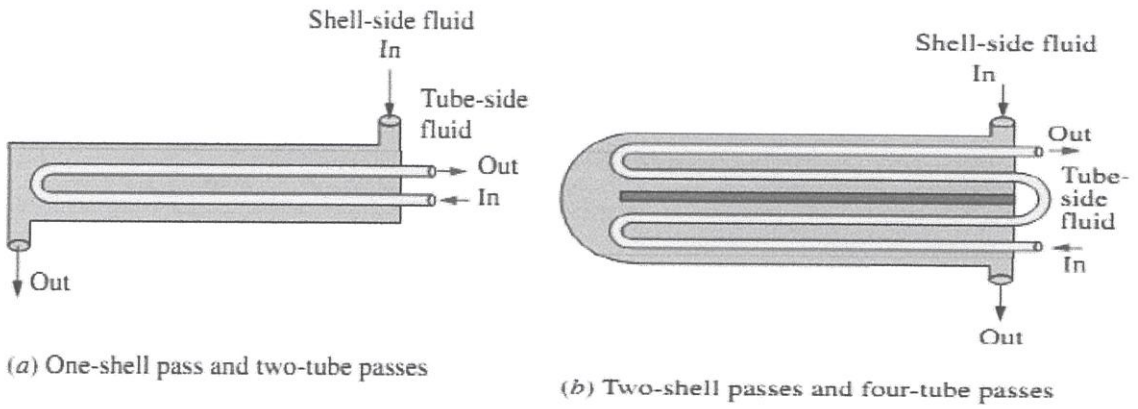


รูปที่ 2.9 การไหลที่แตกต่างกันใน cross flow heat exchangers

3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ (Shell and tube) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ของไหลอย่างหนึ่งจะอยู่ในเชลล์ และอีกอย่างหนึ่งจะอยู่ในท่อ สำหรับการไหลนั้นจะอยู่ในลักษณะไหลสวนทาง หรือไหลขนานก็ได้ หรือทั้งสองอย่างในเครื่องเดียวกันก็ได้ นอกจากนี้อาจออกแบบให้ของไหลมีทิศทางการตั้งฉากกับท่อก็ได้



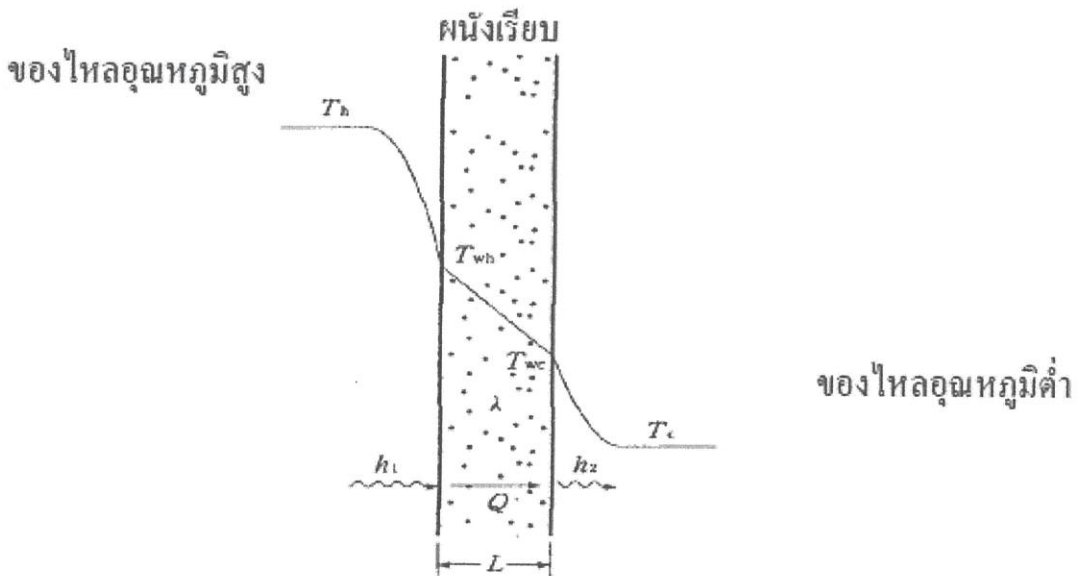
รูปที่ 2.10 Shell and tube heat exchangers 1 shell pass and 1 tube pass (1-1 exchanger)[4]



รูปที่ 2.11 Multi-pass flow arrangements in shell-and-tube heat exchangers.[4]

2.4.2 Overall heat transmission resistance และ Coefficient of overall heat transmission

ต่อไปนี้จะพิจารณารูปแบบที่พื้นฐานที่สุด ได้แก่ การถ่ายเทของความร้อนจากของไหลอุณหภูมิสูงผ่านผนังเรียบไปยังของไหลอุณหภูมิต่ำ[4]



รูปที่ 2.12 Overall heat transmission ของผนังเรียบ[4]

ถ้าให้ของไหลอุณหภูมิสูงมีอุณหภูมิ T_h ของไหลอุณหภูมิต่ำมีอุณหภูมิ T_c ผนังด้านที่สัมผัสกับของไหลอุณหภูมิสูงมีอุณหภูมิ T_{wh} ผนังด้านที่สัมผัสกับของไหลอุณหภูมิต่ำมีอุณหภูมิ T_{wc} ให้สัมประสิทธิ์การ

พาความร้อนระหว่างของไหลอุณหภูมิสูงกับพื้นผิวผนัง และระหว่างของไหลอุณหภูมิต่ำกับพื้นผิวผนัง เท่ากับ h_1 และ h_2 ตามลำดับ และให้สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของผนังเท่ากับ λ ในกรณีนี้ ถ้าให้ความหนาของผนังเรียบเท่ากับ l และให้ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังพื้นที่ A ต่อหนึ่งหน่วยเวลา เท่ากับ Q แล้ว

$$Q = h_1 A (T_h - T_{wh}), \quad Q = \frac{\lambda A}{l} (T_{wh} - T_{wc}), \quad Q = h_2 A (T_{wc} - T_c)$$

ดังนั้น จากสมการเหล่านี้

$$\frac{Q}{h_1 A} + \frac{Q}{\left(\frac{\lambda A}{l}\right)} + \frac{Q}{h_2 A} = (T_h - T_{wh}) + (T_{wh} - T_{wc}) + (T_{wc} - T_c) \\ = (T_h - T_c)$$

$$Q = \frac{T_h - T_c}{\frac{1}{h_1 A} + \frac{l}{\lambda A} + \frac{1}{h_2 A}}$$

ซึ่งสามารถเขียนใหม่ได้ดังสมการต่อไปนี้

$$Q = \frac{T_h - T_c}{R}, \quad R = \frac{1}{h_1 A} + \frac{l}{\lambda A} + \frac{1}{h_2 A} \quad (2.21)$$

กล่าวคือเราสามารถคิดได้ว่า Overall heat transmission เป็นกระบวนการถ่ายเทความร้อนจากของไหลอุณหภูมิสูงไปยังของไหลอุณหภูมิต่ำ ซึ่งมีความแตกต่างของอุณหภูมิเท่ากับ $(T_h - T_c)$ และมีความต้านทานการถ่ายเทความร้อน (overall heat transmission resistance) เท่ากับ R นั้นเอง และค่า Overall heat transmission resistance ของทั้งระบบ จะเท่ากับผลบวกของความต้านทานการพาความร้อน และ ความต้านทานการนำความร้อนในแต่ละส่วน

$$\text{Overall heat transmission} = \frac{\{(\text{อุณหภูมิของไหลอุณหภูมิสูง}) - (\text{อุณหภูมิของไหลอุณหภูมิต่ำ})\}}{(\text{Overall heat transmission resistance})}$$

$$(\text{Overall heat transmission resistance}) = \sum (\text{ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนแต่ละส่วน})$$

ส่วนกลับของผลคูณของ Overall heat transmission resistance กับพื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อน A เรียกว่า coefficient of overall heat transmission K ซึ่งจากสมการ (2.21) สามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้
(Overall heat transmission) = (coefficient of overall heat transmission) \times (พื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อน) \times {(อุณหภูมิของไหลอุณหภูมิสูง) - (อุณหภูมิของไหลอุณหภูมิต่ำ)}

$$Q = KA(T_h - T_c), \quad K = \frac{1}{RA} \quad (2.22)$$

ในกรณีที่ผนังระหว่างของไหลอุณหภูมิสูงกับของไหลอุณหภูมิต่ำเป็นแผ่นวัสดุหลายชั้น เนื่องจากความต้านทานการนำความร้อน $R_c = \sum_{i=1}^n \left(\frac{l_i}{\lambda_i A} \right)$ ดังนั้น Overall heat transmission resistance R จึงเท่ากับ

$$R = \frac{1}{h_1 A} + \sum_{i=1}^n \left(\frac{l_i}{\lambda_i A} \right) + \frac{1}{h_2 A}$$

นอกจากนี้ Overall heat transmission resistance R ในกรณีที่ผนังกันเป็นท่อกลมหลายชั้นที่มีความยาว L จะเท่ากับ

$$R = \frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{1}{2\pi \lambda_i L} \ln \left(\frac{r_{i+1}}{r_i} \right) \right\} + \frac{1}{2\pi r_{n+1} L h_2}$$

(กรณีที่ผนังเป็นท่อกลมชั้นเดียว ให้แทนค่าในสมการข้างต้นด้วย $n = 1$)

2.4.2 ผลกระทบของสิ่งสกปรกที่พื้นผิวถ่ายเทความร้อน

เมื่อใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปเป็นเวลานาน บางครั้งสนิม ฝุ่นผงต่างๆ จะสะสมอยู่ที่พื้นผิวถ่ายเทความร้อนทำให้ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นและประสิทธิภาพในแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง ถ้าสมมติว่าที่พื้นผิวถ่ายเทความร้อน มีชั้นสิ่งสกปรกความหนา δ_s (สัมประสิทธิ์การนำความร้อน λ_s) เกาะอยู่ ผลกระทบของสิ่งสกปรกที่มีต่อ Overall heat transmission จะประเมินได้จาก Scale factor ดังต่อไปนี้

$$r_1 = \frac{l_1}{\lambda_1} \quad [(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}] \quad (2.23)$$

ค่าโดยประมาณของ Scale factor จะแสดงไว้ในตารางที่ 2.6

เนื่องจากความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของชั้นสิ่งสกปรกพื้นที่ A สามารถแสดงได้ด้วย r_s / A ดังนั้น กรณีที่พื้นผิวถ่ายเทความร้อนรูปแผ่นเรียบหรือท่อกลมมีชั้นสิ่งสกปรกที่มี Scale factor เท่ากับ r_{s1} และ r_{s2} เกาะอยู่ที่แต่ละด้าน Overall heat transmission resistance ในแต่ละกรณีจะเท่ากับ

$$R = \frac{1}{h_1 A} + \frac{r_{s1}}{A} + \frac{l}{\lambda A} + \frac{r_{s2}}{A} + \frac{1}{h_2 A} \quad (2.24)$$

และ

$$R = \frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \frac{r_{s1}}{2\pi r_1 L} + \frac{1}{2\pi \lambda L} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{r_{s2}}{2\pi r_2 L} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_2} \quad (2.25)$$

ตารางที่ 2.6 Scale factor ของของไหลชนิดต่างๆ (ค่าโดยประมาณ)[4]

ชนิดของของไหล	Scale factor [(m ² ·K)/W]
น้ำประปา	0.0002-0.0004
น้ำคลอง	0.0004-0.0007
น้ำทะเล	0.0001-0.0002
น้ำอ่อนในหม้อไอน้ำ	0.0002
อากาศอัด	0.0004
ตัวกลางความร้อน(ของเหลว)อินทรีย์สำหรับงานอุตสาหกรรม	0.0002
น้ำมันเชื้อเพลิง	0.0001

2.4.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน กับผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยล็อกการิทึม

หัวข้อนี้จะเน้นที่ความเข้าใจพื้นฐานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และ จะอธิบายกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนและสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยพิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีโครงสร้างง่ายๆ ได้แก่ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Concurrent flow และ Countercurrent flow แบบท่อสองชั้น รูปที่ 2.12 แสดงทิศทางการไหลและการกระจายอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Concurrent flow และ Countercurrent flow โดยในแบบ Concurrent flow อุณหภูมิขาออกของของไหลอุณหภูมิต่ำจะไม่มีทางสูงกว่าอุณหภูมิขาออกของของไหลอุณหภูมิสูง แต่แบบ Countercurrent flow อุณหภูมิขาออกของ ของไหลอุณหภูมิต่ำอาจทำให้สูงได้เกือบเท่ากับอุณหภูมิขาเข้าของ ของไหลอุณหภูมิสูง ทำให้โดยทั่วไปจะสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยประสิทธิภาพสูงได้

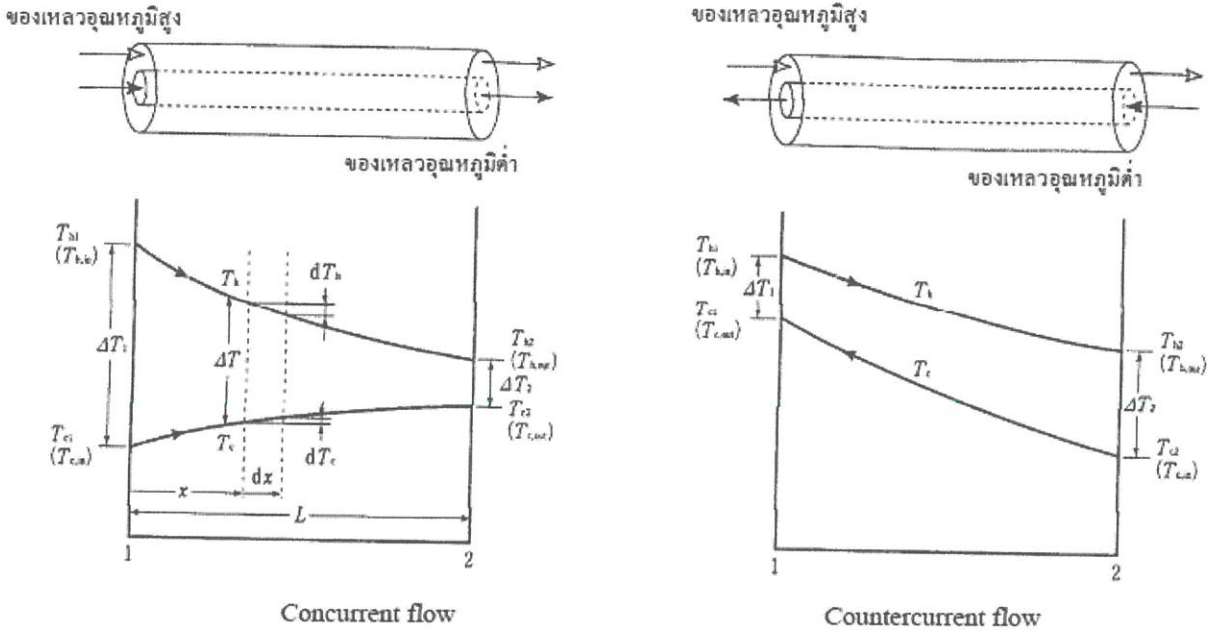
ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นในรูปที่ 2.15 อุณหภูมิของของไหลจะเท่ากับ T [K] อัตราไหลโดยมวลเท่ากับ m [kg/s] ความร้อนจำเพาะเท่ากับ c_p [J/(kg·K)] และค่าของของไหลอุณหภูมิสูง และอุณหภูมิต่ำจะมีตัวห้อย h และ c ตามลำดับ นอกจากนี้ ค่าที่ด้านหนึ่ง(ทางเข้าของไหลอุณหภูมิสูง)จะมีตัวห้อย 1 อีกด้านหนึ่ง (ทางออกของไหลอุณหภูมิสูง) จะมีตัวห้อย 2 และถือว่าไม่มีการสูญเสียความร้อนจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปยังสิ่งแวดล้อมภายนอก ในกรณีนี้ปริมาณความร้อน Q ที่ถูกแลกเปลี่ยนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเท่ากับ

$$Q = m_h C_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out}) = Q = m_c C_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.26)$$

อย่างไรก็ตาม ในขณะนี้

(ปริมาณความร้อนที่แลกเปลี่ยน) = (Coefficient of overall heat transmission) × (พื้นที่ถ่ายเทความร้อน) × ΔT_m

(ปริมาณความร้อนที่แลกเปลี่ยน) = ΔT_m / (Overall heat transmission resistance)



รูปที่ 2.13 การกระจายอุณหภูมิของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น[4]

เมื่อเราพิจารณาผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย ΔT_m ระหว่างของไหลอุณหภูมิสูง-ต่ำภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งมีความสัมพันธ์ตามข้างต้นแล้ว จะได้ว่า

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1) - \ln(\Delta T_2)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

(2.27)

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h,in} - T_{c,in}) - (T_{h,out} - T_{c,out})}{\ln\left(\frac{(T_{h,in} - T_{c,in})}{(T_{h,out} - T_{c,out})}\right)} \quad (\text{Concurrent flow})$$

(2.28)

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln\left(\frac{(T_{h,in} - T_{c,out})}{(T_{h,out} - T_{c,in})}\right)} \quad (\text{Countercurrent flow})$$

(2.29)

ค่า ΔT_m เรียกว่าผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยล็อกการิทึม และให้ Coefficient of overall heat transmission เท่ากับ K ให้ Overall heat transmission resistance เท่ากับ R และพื้นที่ถ่ายเทความร้อนเท่ากับ A แล้วจะสามารถแสดงปริมาณความร้อนที่แลกเปลี่ยน Q ได้ด้วยสมการง่ายๆ ดังต่อไปนี้

$$Q = KA\Delta T_m, \quad Q = \frac{\Delta T_m}{R} \quad (2.30)$$

สมการที่ (2.27)-(2.29) เป็นสมการที่มีสมมติฐานว่าเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น อย่างไรก็ตาม ในกรณีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่นๆ เช่น แบบ Cross-flow หรือแบบ Multi-pass ก็สามารถนำสัมประสิทธิ์ชดเชย ψ มาคูณกับ ΔT_m และใช้สมการแบบเดียวกับสมการที่ (2.30) ได้

$$Q = KA(\psi\Delta T_m), \quad Q = \frac{\psi\Delta T_m}{R} \quad (2.31)$$

ค่าของสัมประสิทธิ์ชดเชย ψ สามารถหาได้จากหนังสือคู่มือ ซึ่งจะมีข้อมูลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทต่างๆ และมีพารามิเตอร์เป็นอุณหภูมิ อัตราไหลของของไหล หรืออื่นๆ

จากสมการที่ (2.30) และ (2.31) เมื่อกำหนดเงื่อนไขขาเข้าและขาออกของของไหลอุณหภูมิสูงและต่ำมาให้ จะสามารถหาพื้นที่ถ่ายเทความร้อนที่ต้องใช้ได้ ตัวอย่างเช่น คำนวณหาพื้นที่ถ่ายเทความร้อนที่ต้องใช้ เมื่อใช้ของไหลอุณหภูมิสูงที่มีอัตราไหล m_h มีอุณหภูมิ $T_{h,in}$ ในการให้ความร้อนของไหลอุณหภูมิต่ำที่มีอัตราไหล m_c มีอุณหภูมิ $T_{c,in}$ ให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นเป็น $T_{c,out}$ เป็นต้นในกรณีนี้ เนื่องจากเราจะหา $T_{h,out}$ ได้จากสมการที่ (2.26) ดังนั้น จึงสามารถหาผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยล็อกการิทึม ΔT_m ได้ และสามารถหา Coefficient of overall heat transmission K ได้จากรูปร่างของผนังกัน สัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างของไหลทั้งสองกับผนังกัน และสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของผนังกัน เป็นต้น ดังนั้น จากสมการที่ (2.30) และ (2.31) ซึ่ง $A = Q / (K \Delta T_m)$ จะสามารถหาพื้นที่ถ่ายเทความร้อนที่ต้องใช้ได้

2.4.4 การประเมินประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ในการประเมินประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เราจะใช้ประสิทธิภาพอุณหภูมิ η และประสิทธิภาพพลังงาน (Effectiveness of overall heat transmission) ϵ เป็นตัวชี้วัด

ประสิทธิภาพอุณหภูมิ หมายถึง อัตราส่วนระหว่างอุณหภูมิของของไหลอุณหภูมิสูงที่ลดลง ($T_{h,in} - T_{h,out}$) หรืออุณหภูมิของของไหลอุณหภูมิต่ำที่เพิ่มขึ้น ($T_{c,out} - T_{c,in}$) ต่อค่าสูงสุดของผลต่างอุณหภูมิระหว่างของไหลอุณหภูมิสูงกับต่ำ กล่าวคือ ($T_{h,in} - T_{c,in}$) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยประสิทธิภาพ

อุณหภูมิของของไหลอุณหภูมิสูง η_h และประสิทธิภาพอุณหภูมิของของไหลอุณหภูมิต่ำ η_c สามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

$$\eta_m = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad \eta_c = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (2.32)$$

ประสิทธิภาพพลังงาน (Effectiveness of overall heat transmission) หมายถึง อัตราส่วนระหว่างปริมาณความร้อนที่เกิดการแลกเปลี่ยนจริงๆ ต่อปริมาณความร้อนสูงสุดที่สามารถแลกเปลี่ยนได้ตามทฤษฎีอุณหพลศาสตร์ถ้าให้ความจุความร้อน (เทียบเท่าน้ำหนักน้ำ) ของของไหลอุณหภูมิสูงเท่ากับ C_h ($C_h = m_h c_{ph}$) และให้ของของไหลอุณหภูมิต่ำเท่ากับ C_c ($C_c = m_c c_{pc}$) และให้ความจุความร้อนที่น้อยกว่าในสองค่านี้เท่ากับ C_{min} แล้ว ปริมาณความร้อนที่สามารถแลกเปลี่ยนได้สูงสุดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะเท่ากับ $C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})$ และเนื่องจากปริมาณความร้อนที่แลกเปลี่ยนจริงๆ จะเท่ากับ $C_c (T_{c,out} - T_{c,in}) (= C_h (T_{h,in} - T_{h,out}))$ ดังนั้น ประสิทธิภาพพลังงาน ϵ จึงเท่ากับ

$$\epsilon = \frac{C_h (T_{h,in} - T_{c,out})}{C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})} = \frac{C_c (T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (2.33)$$

ถ้าให้ความจุความร้อนที่มากกว่าของของไหลอุณหภูมิสูงกับต่ำเท่ากับ C_{max} และที่น้อยกว่าเท่ากับ C_{min} และให้อัตราส่วนความจุความร้อน Λ เท่ากับ

$$\Lambda = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.34)$$

แล้ว ประสิทธิภาพพลังงาน ϵ จะสามารถแสดงได้ด้วยประสิทธิภาพอุณหภูมิและอัตราส่วนความจุความร้อน

ดังต่อไปนี้

$$\text{เมื่อ } C_{min} = C_h \text{ แล้ว } \epsilon = \eta_h = \frac{\eta_c}{\Lambda} \quad \text{เมื่อ } C_{min} = C_c \text{ แล้ว } \epsilon = \frac{\eta_h}{\Lambda} = \eta_c \quad (2.35)$$

ค่า ϵ จะขึ้นอยู่กับประเภทและพื้นที่ถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและขึ้นอยู่กับเงื่อนไขขาเข้าของของไหลต่างๆ เป็นต้น แต่พารามิเตอร์ที่มีผลอย่างมากต่อการเปลี่ยนแปลงของ ϵ ได้แก่

$$NTU = \frac{KA}{C_{min}} \quad (2.36)$$

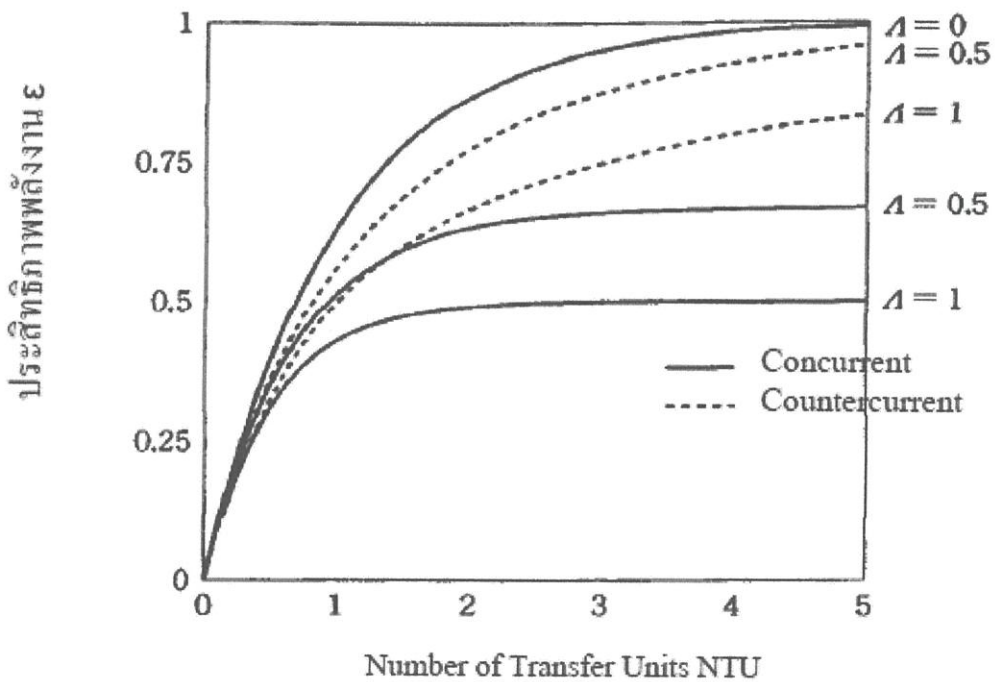
ค่า NTU (Number of Transfer Units) เป็นตัวเลขที่ไม่มีหน่วย โดยระหว่าง NTU และประสิทธิภาพพลังงาน ϵ จะมีความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

[ท่อสองชั้น Concurrent flow]

$$\epsilon = \frac{1 - \exp\{-(1+\Lambda) \cdot NTU\}}{1+\Lambda} \quad (2.37)$$

[ท่อสองชั้น Countercurrent flow]

$$\epsilon = \frac{1 - \exp\{-(1+\Lambda) \cdot NTU\}}{1 - \Lambda \exp\{-(1+\Lambda) \cdot NTU\}} \quad \epsilon = \frac{NTU}{1+NTU} \quad (\text{กรณี } \Lambda = 1) \quad (2.38)$$



กรณีที่ $\Lambda = 0$ ($C_{min} \ll C_{max}$) แล้ว เส้นกราฟของ concurrent กับ countercurrent จะเป็นเส้นเดียวกัน

รูปที่ 2.14 กราฟ ϵ - NTU ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น[4]

เมื่อนำความสัมพันธ์ระหว่าง ϵ - NTU ตามสมการที่ (2.37) และ (2.38) มาเขียนกราฟ จะได้รูปที่ 2.13 สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทอื่นๆ นอกเหนือจากแบบท่อสองชั้นก็สามารถเปิดดูคู่มือซึ่งแสดงสมการความสัมพันธ์ และเส้นกราฟระหว่าง ϵ - NTU ได้ ถ้าใช้ความสัมพันธ์ ϵ - NTU แล้วกรณีที่กำหนดให้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนมา เราจะสามารถหาอุณหภูมิขาออกของของไหล และปริมาณความร้อนที่เกิดการแลกเปลี่ยนที่อัตราไหลของตัวกลางความร้อน และเงื่อนไขอุณหภูมิขาเข้าใดๆ ได้กล่าวคือ เมื่อกำหนดค่า A ให้จะสามารถคำนวณ coefficient of overall heat transmission K จากประเภทวัสดุ เงื่อนไขขาเข้าของของไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ฯลฯ ได้ ดังนั้น จากสมการที่ (2.36) จึงสามารถหาค่า NTU ได้ และจากความสัมพันธ์ ϵ - NTU เราสามารถหาประสิทธิภาพพลังงาน ϵ ได้จากสมการ (2.33) จะหาค่า $T_{h,out}$ และ $T_{c,out}$ ได้ และจากสมการที่ (2.26) จะคำนวณปริมาณความร้อนที่เกิดการแลกเปลี่ยนได้ นอกจากนี้ กรณีที่จะปรับปรุงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเดิม (ปรับปรุงค่า NTU เช่นเพิ่มค่า K หรือ ติดตั้งครีบเพื่อเพิ่มค่า A เป็นต้น) หากใช้วิธีการที่กล่าวไปแล้วข้างต้น ก็สามารถพยากรณ์และประเมินได้ว่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นจะเปลี่ยนแปลงไปอย่างไร

2.4.5 วิธีการของค่าประสิทธิผล-เอ็นทียู (The effectiveness-NTU method)[6]

วิธีการของ LMTD ที่ใช้วิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนำมาใช้ประโยชน์เมื่อเราทราบค่าอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและทำให้สามารถหาค่าได้ง่ายขึ้น LMTD เป็นวิธีที่ง่ายกับการคำนวณและการไหลของความร้อน พื้นที่ผิวหรือค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนอาจหาได้ เมื่ออุณหภูมิที่เข้าหรือออกเป็นค่าที่นำมาประเมินเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นั้นการวิเคราะห์มักรวมลำดับขั้นตอนการวิเคราะห์เพราะว่าค่าของ ล็อกอยู่ในเทอมของ LMTD ใน กรณีเหล่านี้ การวิเคราะห์ถูกจัดให้อยู่ในรูปที่ง่ายมากขึ้นโดยการใช้วิธีการ พื้นฐานที่เป็นค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในการถ่ายเทความร้อนที่ให้อด้วยปริมาณของความร้อน ดังวิธีการของค่าประสิทธิผลมักมีข้อได้เปรียบมากกว่าปัญหา ที่ทำการวิเคราะห์ ด้วยการเปรียบเทียบระหว่างสองประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ ซึ่งส่วนใหญ่มักใช้เป็นเหตุผลของการเลือกประเภทที่เหมาะสมที่สุดให้เป็นไปตามวัตถุประสงค์ของการถ่ายเทความร้อนนั้น

เรากำหนดประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดังนี้

$$\text{ประสิทธิผล}(\epsilon) = \frac{q}{q_{max}} = \frac{\text{Actual heat transfer rate}}{\text{Maximum possible heat transfer rate}} \quad (2.39)$$

การถ่ายเทความร้อนที่ได้จริงอาจคำนวณได้ทั้งการคำนวณพลังงานที่สูญเสียโดยออกจากของไหลร้อนหรือค่าของพลังงานโดยของไหลเย็นที่รับความร้อนเพิ่ม พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนานกันและแบบไหลตัดกัน สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ไหลขนานกันได้สมการดังนี้

การถ่ายเทความร้อนที่ได้จริงอาจคำนวณได้ทั้งการคำนวณพลังงานที่สูญเสียโดยออกจากของไหลร้อนหรือค่าของพลังงานโดยของไหลเย็นที่รับความร้อนเพิ่ม พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนานกันและแบบไหลตัดกัน สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ไหลขนานกัน จากกฎการอนุรักษ์พลังงานจะได้ว่าอัตราการถ่ายโอนความร้อนจากของไหลที่ร้อน เท่ากับ อัตราการถ่ายโอนความร้อนของไหลเย็น ได้สมการ (2.40)

$$q = C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h(T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2.40)$$

$$q_{max} = C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.41)$$

$$q = \varepsilon q_{max} = \varepsilon C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.42)$$

สำหรับ double-pipe parallel flow heat exchanger

$$\ln \frac{T_{h,out} - T_{c,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} = -\frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (2.43)$$

จากสมการ (1.73)

$$T_{h,out} = T_{h,in} - \frac{C_c}{C_h}(T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.44)$$

แทนสมการ (2.44) ลงใน (2.43)

$$\ln = \frac{T_{h,in} - T_{c,in} + T_{c,in} - T_{c,out} - \frac{C_c}{C_h}(T_{c,out} - T_{c,in})}{T_{h,in} - T_{c,in}} = -\frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (2.45)$$

จัดรูปแบบสมการ (2.45) ใหม่

$$\ln \left[1 - \left(1 + \frac{C_c}{C_h} \right) \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_h(T_{h,in} - T_{c,in})} \right] = - \frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h} \right) \quad (2.46)$$

จากนิยามของประสิทธิภาพ (ε)

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \rightarrow \rightarrow \rightarrow \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} = \varepsilon = \frac{C_{min}}{C_c} \quad (2.47)$$

แทนสมการ (2.47) ลงใน (2.46) แก้สมการหาค่า ประสิทธิภาพ (ε) สำหรับ parallel flow heat exchanger ดังสมการ (2.48)

$$\varepsilon_{\text{parallel flow}} = \frac{1 - \exp \left[- \frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h} \right) \right]}{\left(1 + \frac{C_c}{C_h} \right) \frac{C_{min}}{C_c}} \quad (2.48)$$

$$\varepsilon_{\text{parallel flow}} = \frac{1 - \exp \left[- \frac{UA_s}{C_{min}} \left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \right]}{1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}} \quad (2.49)$$

นิยาม NTU ;

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}C_p)_{min}} \quad (2.50)$$

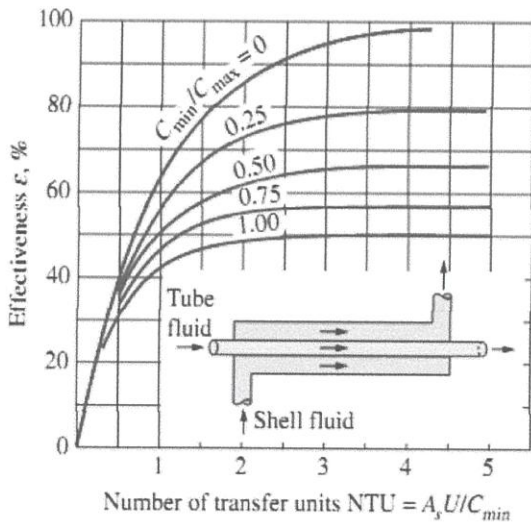
$$\varepsilon = \text{function}(UA_s / C_{min}, C_{min} / C_{max}) = \text{function}(NTU, C) \quad (2.51)$$

กลุ่มของเทอม UA/C_{min} เรียกว่าจำนวนของหน่วยการถ่ายเทซึ่งบ่งชี้ถึงขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน Kays และ London ได้แสดงอัตราส่วนของค่าประสิทธิภาพสำหรับ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทต่าง ๆ และ ผลลัพธ์บางส่วนนั้นทำการวิเคราะห์โดยการใช้อาร์ท ขณะใช้อาร์ทค่าประสิทธิภาพ เอ็นทียูสามารถใช้ได้ดีกับปัญหาที่ต้องการออกแบบที่มีการประยุกต์ใช้ได้ เพียงตรงมากกว่าที่ได้จากการอ่านจากกราฟ ในขณะที่ลำดับขั้นตอนการออกแบบยุ่งยากนั้นอาจจะใช้คอมพิวเตอร์

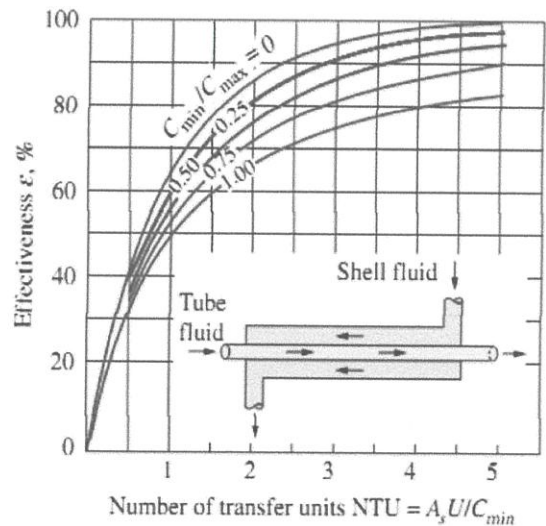
ช่วยซึ่งเป็นการนำมาใช้เพื่อวิเคราะห์ และใช้สมการตามตารางที่ 2.7 (สำหรับ Effectiveness relation) ตารางที่ 2.8 (สำหรับ NTU relation) และรูปที่ 2.14-2.16

ตารางที่ 2.7 Effectiveness relations for heat exchangers (Kays and London): $NTU = UA_s/C_{min}$ and $c = C_{min}/C_{max} = (m \cdot C_p)_{min}/(m \cdot C_p)_{max}$ [6]

Heat exchanger type	Effectiveness relation
1. Double pipe: Parallel-flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+c)]}{1+c}$
Counter-flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-c)]}{1 - c \exp[-NTU(1-c)]}$
2. Shell-and-tube: One-shell pass 2, 4, ... tube passes	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1+c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1+c^2}]} \right\}^{-1}$
3. Cross-flow (single-pass) Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$
C_{max} mixed, C_{min} unmixed	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp\{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\})$
C_{min} mixed, C_{max} unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4. All heat exchangers with $c = 0$	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

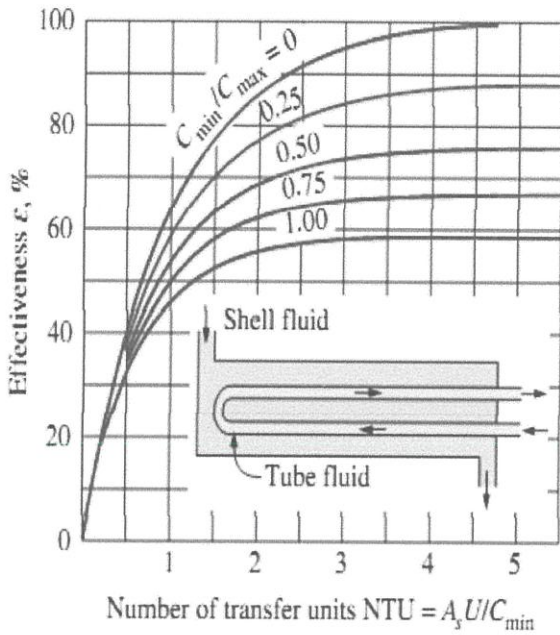


(a) Parallel-flow

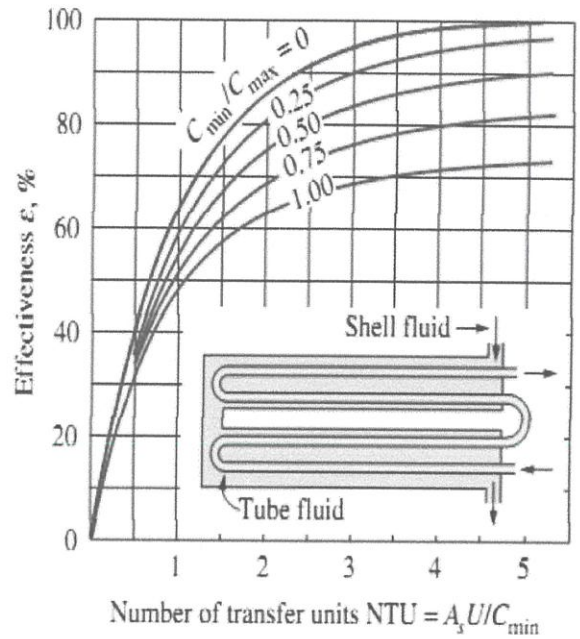


(b) Counter-flow

รูปที่ 2.15 ค่าประสิทธิผล (ε) ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน; (a) ไหลทางเดียวกัน (parallel flow exchanger), (b) ไหลสวนทางกัน (counter flow exchanger)[6]

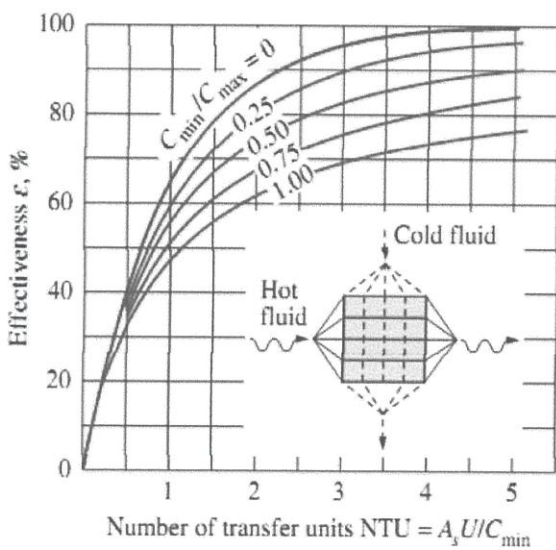


(c) One-shell pass and 2, 4, 6, ... tube passes

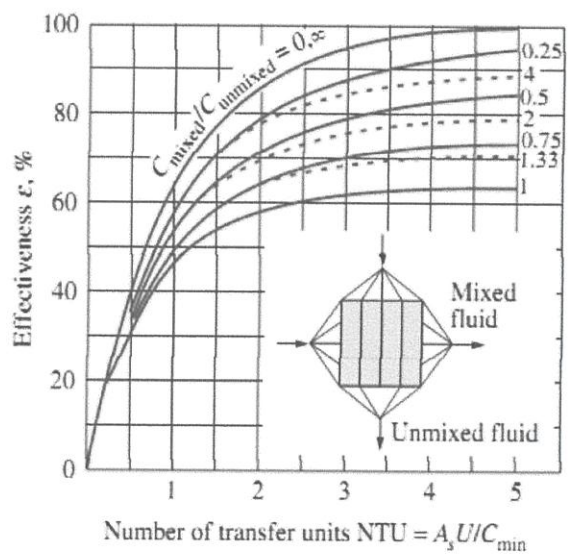


(d) Two-shell passes and 4, 8, 12, ... tube passes

รูปที่ 2.16 ค่าประสิทธิผล (ϵ) ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน; (c) One-shell pass and 2, 4, 6, tube passes, (d) Two-shell passes and 4, 8, 12, tube passes[6]



(e) Cross-flow with both fluids unmixed



(f) Cross-flow with one fluid mixed and the other unmixed

รูปที่ 2.17 ค่าประสิทธิภาพ (ϵ) ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน; (e) Cross-flow with both fluids unmixed and (f) Cross-flow with one fluid mixed and the other unmixed[6]

ตารางที่ 2.8 NTU relations for heat exchangers (Kays and London): $NTU = UA_s / C_{min}$ and

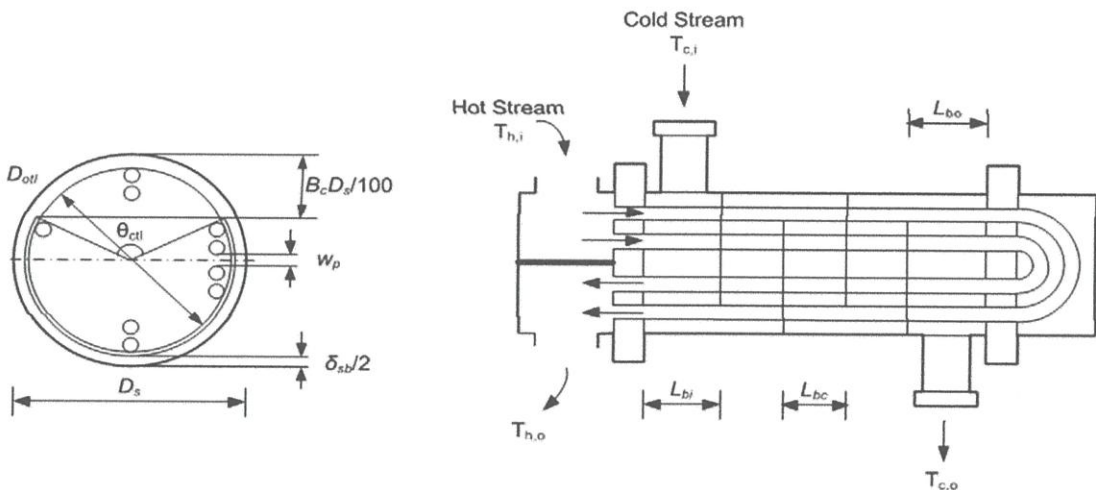
$$c = C_{min} / C_{max} = (m \cdot C_p)_{min} / (m \cdot C_p)_{max} [6]$$

Heat exchanger type	NTU relation
1. Double pipe:	
Parallel-flow	$NTU = -\frac{\ln[1-\epsilon(1+c)]}{1+c}$
Counter-flow	$NTU = \frac{1}{c-1} \ln\left(\frac{\epsilon-1}{\epsilon c-1}\right)$
2. Shell-and-tube: One-shell pass 2, 4, ... tube passes	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1+c^2}} \ln\left(\frac{2/\epsilon - 1 - c - \sqrt{1+c^2}}{2/\epsilon - 1 - c + \sqrt{1+c^2}}\right)$
3. Cross-flow (single-pass)	
C_{max} mixed, C_{min} unmixed	$NTU = -\ln\left[1 + \frac{\ln(1-\epsilon c)}{c}\right]$
C_{min} mixed, C_{max} unmixed	$NTU = -\frac{\ln[c \ln(1-\epsilon) + 1]}{c}$
4. All heat exchangers with $c = 0$	$NTU = -\ln(1 - \epsilon)$

2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

-Salim Fettaka, Jules Thibault , Yash Gupta. (2013),[6] Design of shell-and-tube heat exchangers using multiobjective optimization โดยงานวิจัยนี้ได้ศึกษาเกี่ยวกับการออกแบบและการทำ multiobjective optimization ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ซึ่งเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความนิยมมากชนิดหนึ่ง เพื่อลดต้นทุนในการออกแบบ ลดพื้นที่ของการถ่ายเทความร้อน และลด Pumping Power โดยนำแบบจำลองมาตรวจสอบ และเปรียบเทียบกับค่าที่เคยศึกษามาก่อนหน้านี้ของ Shah and Sekulic กับ Wildi-Tremblay and Gosselin

ซึ่งการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อนั้นจะใช้วิธี Bell-Delaware เพื่อหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และความดันลดด้านในของเปลือกโดยในส่วนของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดจะถูกพิจารณาจากความสัมพันธ์เชิงประจักษ์ ในรูป 2.17 แสดงให้เห็นถึงแผนผังของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ



รูปที่ 2.18 แผนผังของเครื่องแลกเปลี่ยนแบบเปลือกท่อ

ต่อจากนั้นจึงทำ multiobjective optimization โดยใช้ NSGA-II ที่มีอยู่ใน MATLAB เพื่อลดพื้นที่การถ่ายเทความร้อน และลด Pumping Power โดยการทำให้ลดลงนี้เพื่อต้องการลดต้นทุนและค่าใช้จ่ายในการดำเนินการ วิธีศึกษาจะแบ่งเป็น 2 กรณีคือ กรณีที่ตัวแปรมีความต่อเนื่องและไม่มีความต่อเนื่อง การศึกษานี้จะใช้ตัวแปรตัดสินใจทั้งหมด 9 ตัว โดยตัวแปร 3 ตัว สามารถเป็นตัวแปรที่มีความต่อเนื่องได้ คือ ความยาวของท่อ เส้นผ่านศูนย์กลางท่อและความหนาของผนังท่อ ซึ่งการทำ

multiobjective optimization จะแสดงผลในตารางที่ 2.9 และตารางที่ 2.10 โดยเป็นการเปรียบเทียบ กับบทความของ Shah and Sekulic กับ Wildi-Tremblay and Gosselin ตามลำดับ ตารางที่ 2.9

Minimal cost design obtained by NSGA-II for discrete and continuous case and compared with Shah and Sekulic			
	Shah and Sekulic	Design 1 Discrete	Design 2 Continuous
Geometry			
1. Layout	Rotated	Triangular	Triangular
2. Number of Pass N_p	square	1	1
3. Baffle spacing $L_{b,c}$ (m)	2	1.48	1.423
Inlet and outlet Baffle spacing $L_{b,l}$ and $L_{b,o}$ (m)	0.279	1.48	1.423
4. Baffle Cut B_c (%)	25.8	3.392	3.968
5. Shell-to-baffle clearance δ_{sb} (mm)	2.946	0.193	0.183
6. Tube-to-baffle clearance δ_{tb} (mm)	0.794	3.658	3.463
7. Tube length L_t (m)	4.3	19.050	17.559
8. Tube outer diameter d_o (mm)	19	1.651	1.665
9. Tube thickness t (mm)	1.2	2	2
Number of sealing strip pair N_{ss}	1	0.354	0.340
Outer tube limit D_{ott} (m)	0.321	0.376	0.362
Shell diameter D_s (m)	0.336	36.56	34.76
Performance	26.69	6159.11	7117.15
A_o (m ²)	111397	1406.01	1833.21
ΔP_s , shell-side (Pa)	21665	412.81	482.45
ΔP_t , tube-side (Pa)	7368.29	36058.10	35132.12
$P_{s,t}$ (W)	30745.10	339.83	397.16
Bare module cost C_{BM} (\$)	6065.58	3233.22	3216.25
Operating cost (\$/year)	8532.65		
Annual cost (\$/year)			

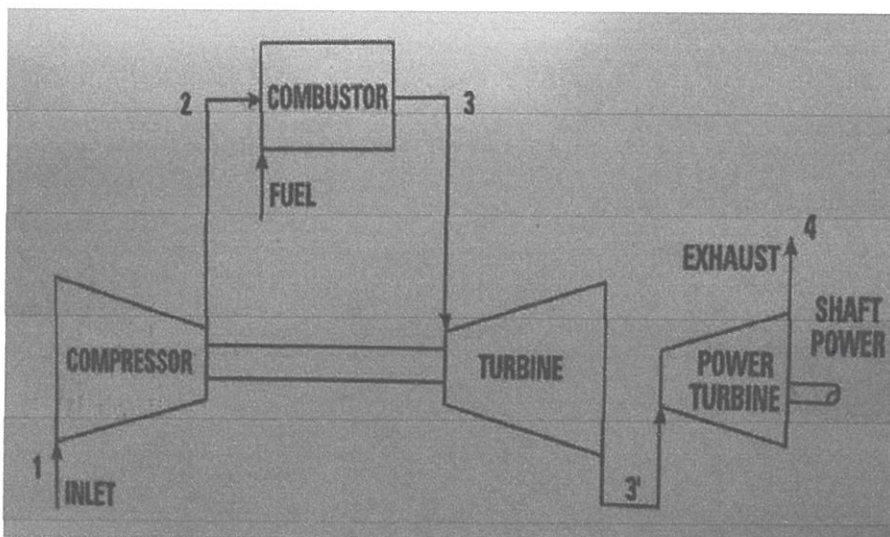
ตารางที่ 2.10

Minimal cost design obtained by NSGA-II for discrete and continuous decision variables for case study 2 along with the design of Wildi-Tremblay and Gosselin			
	Wildi-Tremblay and Gosselin	Design 1 Discrete	Design 2 Continuous
Geometry			
1. Layout	square	square	square
2. Number of Pass N_p	1	1	1
3. Baffle spacing $L_{b,c}$ (m)	0.06	0.099	0.079
4. Baffle Cut B_c (%)	25	16.276	16.515
5. Shell-to-baffle clearance δ_{sb} (mm)	3 0.381	3.261 0.208	3.279 0.204
6. Tube-to-baffle clearance δ_{tb} (mm)	10.7 38.1	3.658 19.050	3.426 19.578
7. Tube length L_t (m)	3.405	1.651	1.652
8. Tube outer diameter d_o (mm)	2	2	2
9. Tube thickness t (mm)	0.238	0.368	0.379
Number of sealing strip pair N_{ss}	0.3	0.391	0.402
Outer tube limit D_{otl} (m)			
Shell diameter D_s (m)	37.14	32.40	32.66
Performance	20620	5969.35	8329.87
A_o (m ²)	8584	4456.81	3366.43
ΔP_s , shell-side (Pa)	489.12	226.10	193.25
ΔP_t , tube-side (Pa)	43031.39	40114.37	40277.59
$P_{s,t}$ (W)	402.64	186.13	159.09
Bare module cost C_{BM} (\$)	3855.59	3405.01	3391.06
Operating cost (\$/year)			
Annual cost (\$/year)			

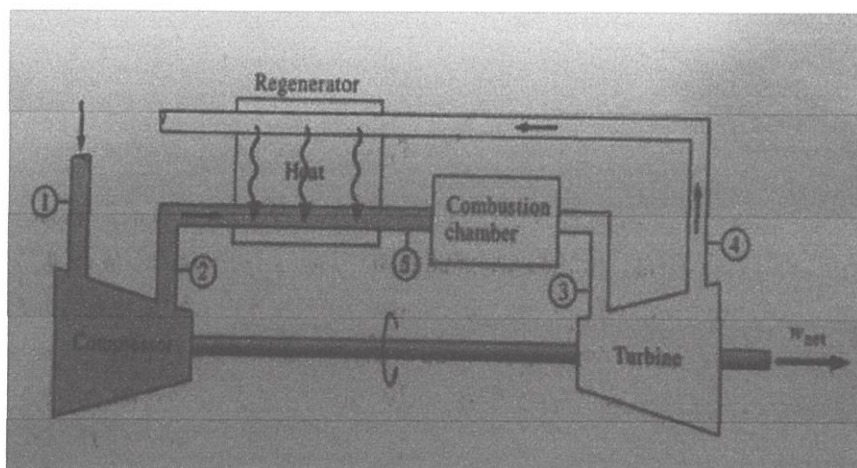
โดยจากผลการศึกษาและเปรียบเทียบจากตารางที่ 2.9 และตารางที่ 2.10 แสดงให้เห็นว่าการทำ multiobjective optimization จะสามารถลดพื้นที่ของการถ่ายเทความร้อน และลด Pumping Power ได้ ดังนั้นจึงสามารถลดค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานและค่าใช้จ่ายประจำปีลงได้ โดยจากตารางทั้งสองวิธีที่ทำให้ค่าใช้จ่ายประจำปีมีค่าต่ำสุดคือการออกแบบในกรณีที่ตัวแปรมีความต่อเนื่อง

-Kantanat Karawawattana, Kittipaj Klintanom, Kanat Anurakparadorn, Chatrpon Yurayat. (2013),[7] 3D simulation study in fin-tube heat exchanger with V-shape vortex generator งานวิจัยนี้ศึกษาถึงพฤติกรรมการไหล ความสามารถในการถ่ายเทความร้อน สมรรถนะในการถ่ายเทความร้อน และค่าความดันตกคร่อมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-tube ที่ประกอบไปด้วยแผ่นกั้น (vortex generator) แบบสามเหลี่ยม (delta winglet pairs) ที่ต่อกันเป็นรูปตัววีในลักษณะต่างๆ โดยศึกษาที่การจัดวางตำแหน่งของแผ่นกั้นแบบ ตามทิศทางการไหล และสวนทางกับทิศทางการไหล มีค่ามุมประทะเป็น 15,30,45 และ 60 องศา และระยะห่างระหว่างแผ่นกั้น 3.77, 4.77 และ 5.77 มิลลิเมตร ในช่วงเลขเรย์โนลด์ 500 ถึง 2500 ผลที่ได้คือจะทำให้อากาศคลุกเคล้ากันมากขึ้นแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีขึ้นแต่จะทำให้เกิดความดันลดเพิ่มขึ้นโดยการติดแผ่นกั้นแบบตามทิศทางการไหล ที่มีระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นเท่ากับ 5.77 มุมประทะเท่ากับ 15 องศา และเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 2500 จะมีค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 1.1126 ซึ่งเป็นกรณีที่มีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด

-Jitdilok Prasitsurt, Chatchalearm Ruamchareonchai, Chavalit Khanpakdee.(2010),[5] The design and manufacturing heat exchanger to recovery heat for gas turbine engine งานวิจัยนี้ศึกษาเกี่ยวกับการนำความร้อนที่สูญเสีย จากไอเสียของเครื่องยนต์กังหันแก๊สกลับมาใช้ประโยชน์ใหม่ โดยการออกแบบ และสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับ แก๊สไอเสีย จากเครื่องยนต์กังหันแก๊สโดยมีการติดตั้ง ดังรูปที่ 2.18 และนำความร้อนที่ได้กลับมาอุ่นอากาศที่ได้จากเครื่องอัดอากาศสำหรับส่งไปใช้ในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์กังหันแก๊สและ Pumping Power ที่ใช้จะต้องไม่เกิน 30% ของความร้อนที่สามารถดึงกลับมาใช้ได้



รูปที่ 2.19 แผนผังการทำงานก่อนติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

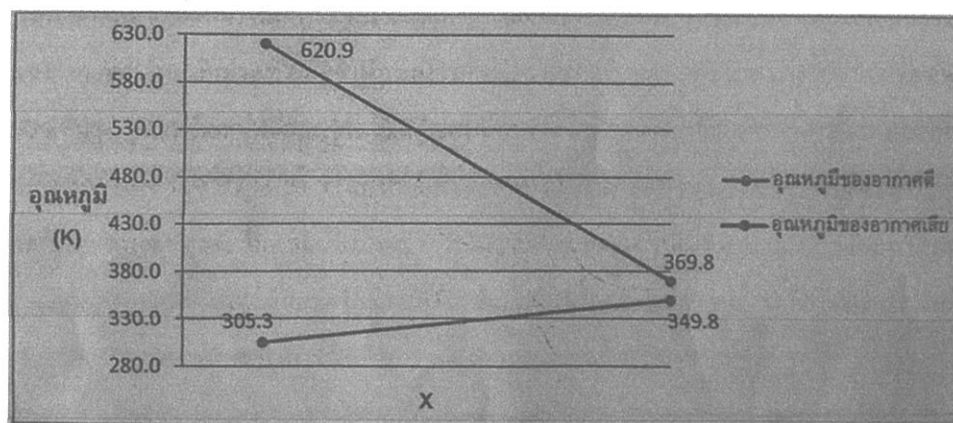


รูปที่ 2.20 แผนผังการทำงานหลังติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

โดยจากการออกแบบทดลองนั้นได้กำหนดเงื่อนไขของอัตราการไหลของอากาศดีและแก๊สไอเสียที่ไหลเข้าอุปกรณ์แรกเปลี่ยนความร้อนไว้ดัง ตารางที่ 2.11

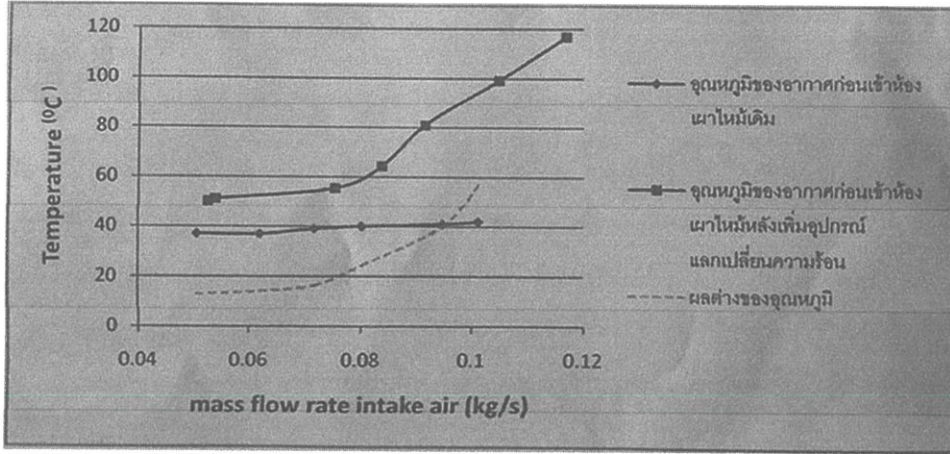
ตารางที่ 2.11 อัตราการไหลของอากาศดีและแก๊สไอเสียที่ไหลเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

mass flow rate air (kg/s)	mass flow rate exhaust (kg/s)
0.05255	0.052752819
0.05383	0.054102256
0.07508	0.075415016
0.08353	0.083933499
0.09135	0.091824407
0.10501	0.105549041
0.11705	0.11765961



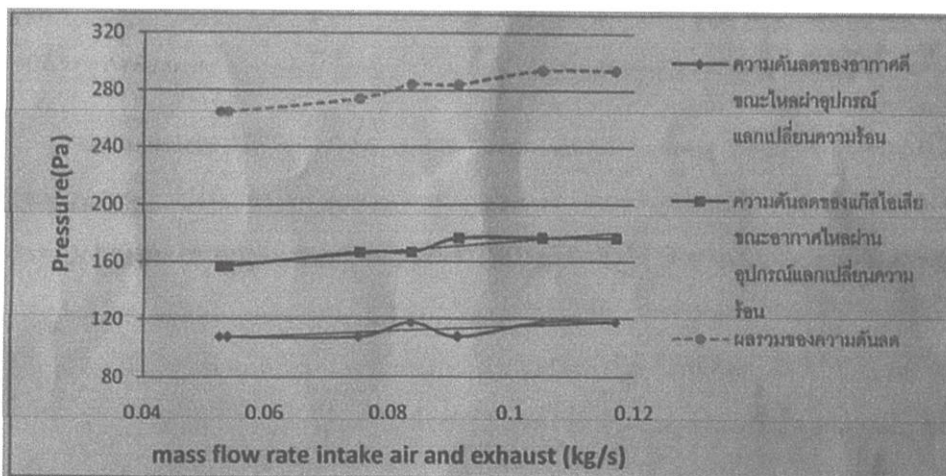
รูปที่2.21 อุณหภูมิทางเข้าทางออกของอากาศดีและแก๊สไอเสียของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

รูปที่2.21 แสดงการทดลองเป็นไปตามทฤษฎีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนท่อซ้อนแบบไหลตามกัน(Parallel flow)



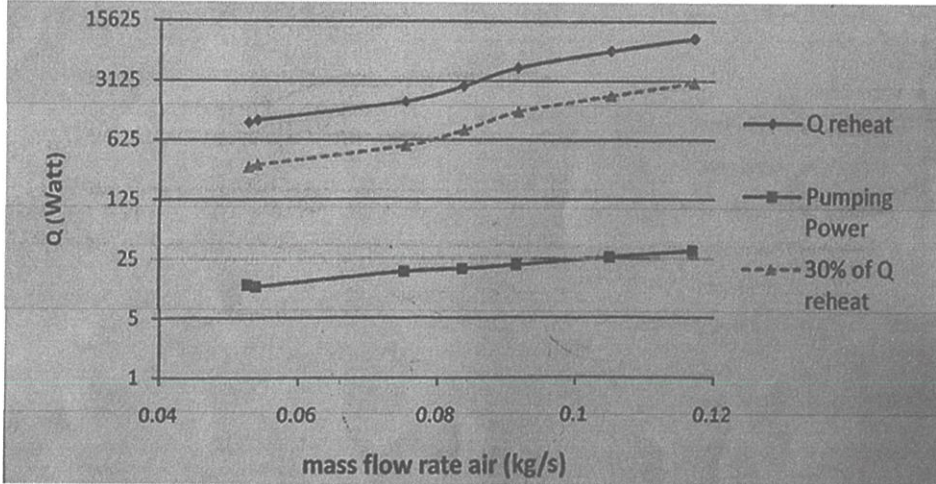
รูปที่2.22 ผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าห้องเผาไหม้

รูปที่2.22 แสดงให้เห็นถึงการเปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศดีก่อนเข้าห้องเผาไหม้ จะเห็นได้ว่าที่อัตราการไหลเชิงมวลที่ไหลเข้าห้องเผาไหม้ประมาณ 0.05 kg/s ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิในกรณีที่มีกับไม่มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะค่อยๆ เพิ่มขึ้นเรื่อยๆ และเมื่อเพิ่มอัตราการไหลไปที่ 0.07 kg/s และสูงกว่านี้จะพบว่าความแตกต่างของอุณหภูมิจะมีการเพิ่มขึ้นตามอัตราการไหลอย่างมาก ซึ่งเป็นผลดีต่อการใช้เชื้อเพลิงที่ลดลงในการเผาไหม้แก๊สให้มีอุณหภูมิถึงจุดทำงานก่อนเข้าสู่ชุดถังแก๊ส



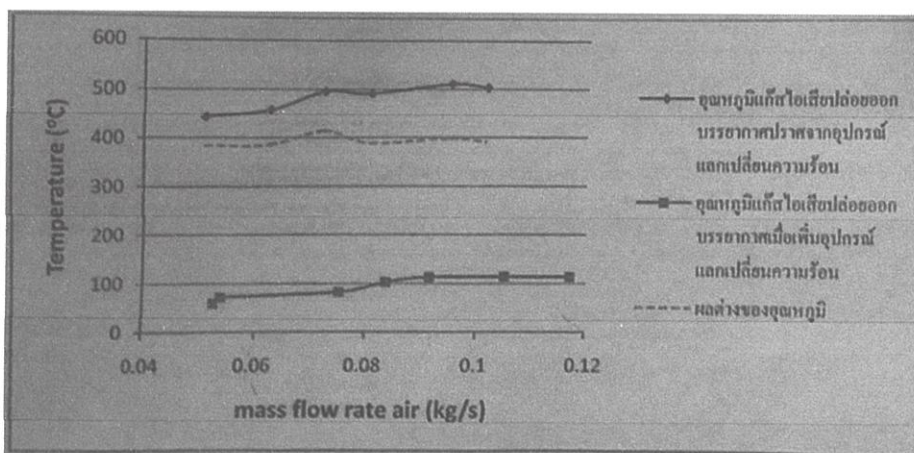
รูปที่2.23 ความดันลดของอากาศดีและแก๊สไอเสียเมื่อไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

รูปที่ 2.23 พบว่าความดันลดที่เกิดขึ้นในช่วงอัตราการไหลของอากาศดี และแก๊สไอเสียที่ 0.05-0.12 kg/s มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างช้าๆเมื่อทำการรวมผลของความดันลดมีค่าความดันลดประมาณ 250-300 Pa ซึ่งเป็นค่าความดันลดที่ไม่มาก ยอมรับได้



รูปที่ 2.24 ความร้อนที่สามารถดึงกลับมาได้เปรียบเทียบกับค่า Pumping Power

รูปที่ 2.24 แสดงเป็นการเปรียบเทียบค่าให้เห็นถึงปริมาณความร้อนที่ดึงกลับได้กับค่า Pumping Power ที่อัตราการไหลของอากาศดีที่ไหลเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแตกต่างกัน ซึ่งทุกๆอัตราการไหลของอากาศดีปริมาณ 30% ของความร้อนที่สามารถดึงกลับได้จะมีค่าสูงกว่าค่า Pumping Power ที่เกิดขึ้นรวม ซึ่งเป็นไปตามเป้าหมายหรือวัตถุประสงค์ที่วางไว้



รูปที่ 2.25 ผลเปรียบเทียบอุณหภูมิแก๊สไอเสียก่อน-หลังติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

รูปที่ 2.25 ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่า อุณหภูมิของแก๊สไอเสียที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแล้วมีอุณหภูมิที่ลดลงค่อนข้างมากซึ่งเป็นผลดีสำหรับการปล่อยสู่บรรยากาศอีกด้วย

โดยจากการทดลองทั้งหมดนี้ แสดงให้เห็นว่าสามารถนำความร้อนที่กลับมาใช้อุ่นอากาศให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นจากเดิมประมาณ 15-60 องศาได้โดยผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและค่า Pumping power ก็ยังคงมีค่าน้อยกว่า 30 เปอร์เซ็นต์ของความร้อนที่ดึงกลับได้

บทที่ 3

การออกแบบและการสร้าง

3.1 แนวทางการออกแบบ

3.1.1 แนวทางการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ (Shell and Tube Heat Exchanger)

1. จำลองลมร้อนที่มีคุณสมบัติทางความร้อนเหมือนก๊าซไอเสียที่เกิดขึ้นจากเตาฟลูอิดไดซ์เบด จำลองอุณหภูมิที่ 250-300 °C ความเร็วลม 2 m/s อัตราการไหล 0.056 m³/s ความดันตกคร่อมเท่ากับ 0.01 Pa

2. กำหนดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ขนาดเชลล์เท่ากับ 1 m³

3. กำหนดรูปแบบโครงสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและรูปแบบโครงร่างของท่อ

4. คำนวณหาอัตราการไหลและค่าความจุความร้อนจำเพาะของก๊าซไอเสียและอากาศที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อน

5. คำนวณหาสัมประสิทธิ์การแลกเปลี่ยนความร้อนรวม (Overall Heat Transfer Coefficient)

6. คำนวณหาความแตกต่างของอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกของของไหลทั้งสองชนิดโดยวิธี Log Mean Temperature Difference และ วิธี Effectiveness-NTU

7. กำหนดรูปแบบแผ่นกันและคำนวณหาระยะห่างน้อยที่สุดของท่อและแผ่นกัน (Buffer)

8. คำนวณหาระยะ Buffer Cut

3.1.2 แนวทางการคำนวณหาขนาดฮีตเตอร์ทำความร้อนและขนาดมอเตอร์ที่ใช้จำลองระบบแลกเปลี่ยนความร้อน

1. คำนวณหาขนาดฮีตเตอร์ที่ใช้จำลองเป็นก๊าซไอเสีย (ใช้ฮีตเตอร์ที่ให้อุณหภูมิ 250-300 °C)

2. มอเตอร์ลมที่ใช้สร้างก๊าซไอเสียและใช้สร้างอากาศอุณหภูมิห้อง

3.2 การออกแบบระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากก๊าซไอเสียจำลอง

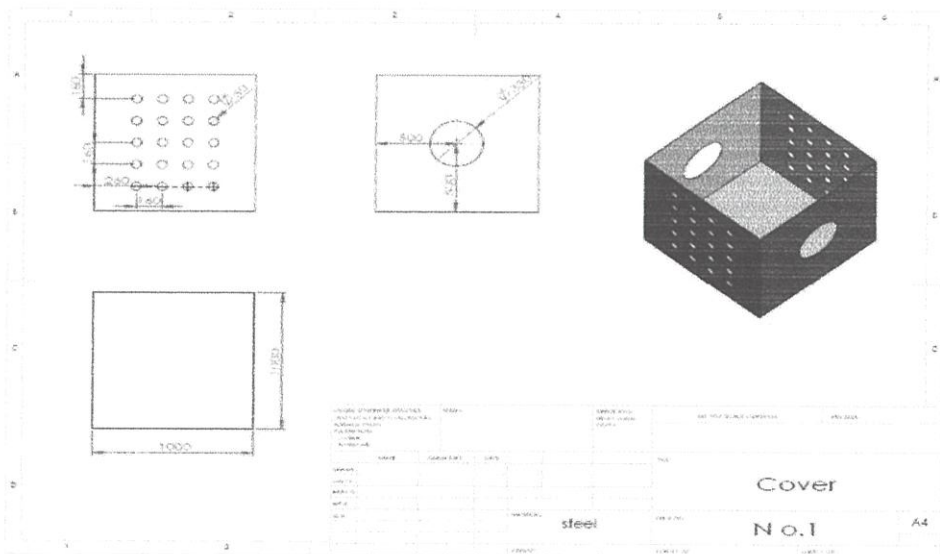
การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อใช้สำหรับดูดซับความร้อนจากก๊าซไอเสียที่เกิดขึ้นจากเตาฟลูอิดไดซ์เบดทรงกรวยต้องการที่จะติดตั้งบริเวณปล่องท่อทางออกก๊าซไอเสียของเตาฟลูอิดไดซ์เบดแต่เนื่องจากข้อจำกัดในเรื่องต่างๆ จึงไม่สามารถติดตั้งบริเวณดังกล่าวได้ ทางผู้จัดทำจึงได้ทำการออกแบบระบบแลกเปลี่ยนความร้อนจำลองขึ้นมาเพื่อศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยในการ

ออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น ได้เลือกสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ และท่อเพราะเป็นรูปแบบที่สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้สูงที่สุดโดยไม่จำกัดอัตราการไหลของของไหล เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน m^3 ที่เป็นขนาดเล็กที่สำหรับใช้ในงานวิจัย

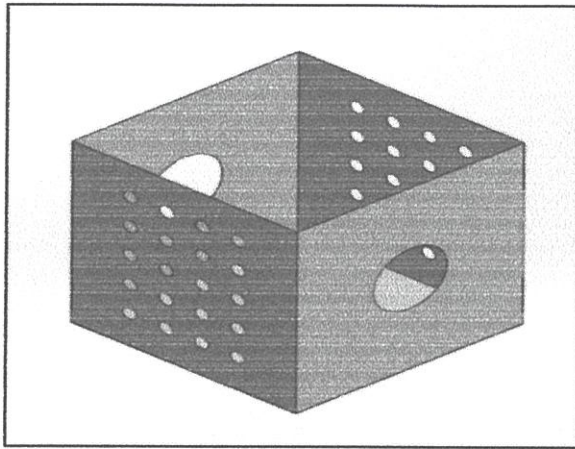
3.2.1 เซลล์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เซลล์หรือเปลือกนอกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่หน้าที่เป็นทางผ่านของก๊าซไอเสีย โดยในการวิจัยนี้ ได้ทำการจำลองก๊าซไอเสียขึ้นมาจากการใช้มอเตอร์ลมเป่าลมผ่านชุดฮีตเตอร์ที่เป็นแหล่งสร้างความร้อน ลมร้อนที่จำลองขึ้นมามีอุณหภูมิอยู่ประมาณ $250\text{--}300\text{ }^{\circ}\text{C}$ ความเร็วในการไหลอยู่ที่ 2 m/s อัตราการไหลเชิงมวลมีค่าเท่ากับ $0.056\text{ m}^3/\text{s}$ ความดันตกคร่อมอยู่ที่ 0.01 Pa ค่าคุณสมบัติที่กล่าวมามีค่าใกล้เคียงกับก๊าซไอเสียที่ได้จากเตาฟลูอิดไดซ์เบดซึ่งขนาดของเซลล์ที่ได้การออกแบบเท่ากับ 1 m^3 ซึ่งที่ออกแบบนั้นมีขนาดเล็กใช้สำหรับศึกษาและเป็นตัวอย่างระบบแลกเปลี่ยนความร้อนกับเตาเผาไหม้ฟลูอิดไดซ์เบด

เซลล์ออกแบบโดยใช้เหล็กเป็นวัสดุในการทำ เหล็กที่นำมาใช้มีความหนาเท่ากับ 5 mm ที่สามารถหาซื้อได้ทั่วไป นำมาขึ้นรูปให้มีลักษณะเป็นสี่เหลี่ยมลูกบาศก์ ที่ด้านหน้าและด้านหลังจะเป็นวงกลมเส้นผ่านศูนย์กลาง 330 mm เพื่อเป็นทางเข้าและออกของก๊าซไอเสียที่จำลองขึ้นมา โดยจุดศูนย์กลางของวงกลมนี้อยู่สูงจากขอบล่าง 500 mm ตามลักษณะดังรูปที่ 3.1 และภาพสามมิติของเซลล์ดังรูปที่ 3.2



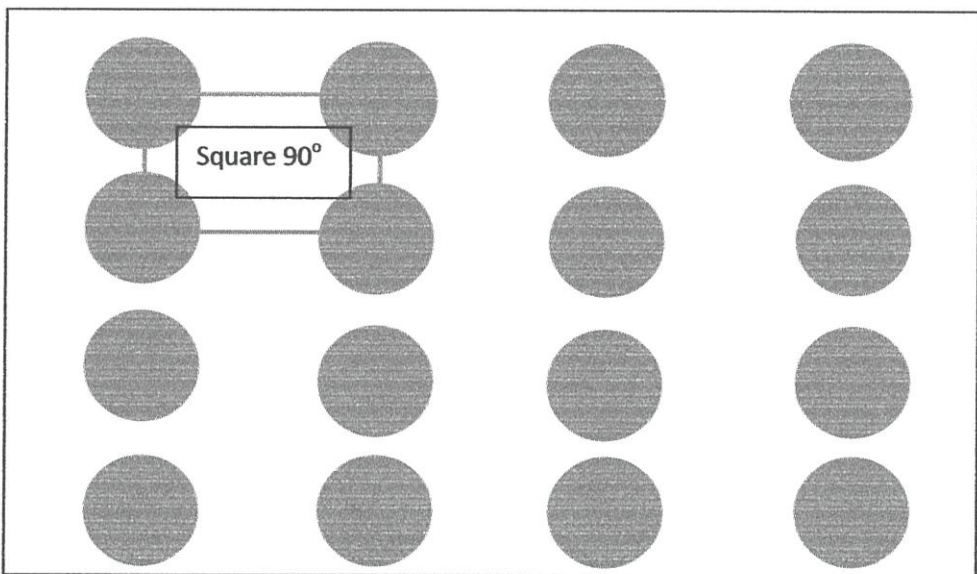
รูปที่ 3.1 ขนาดเซลล์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 3.2 เซลล์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

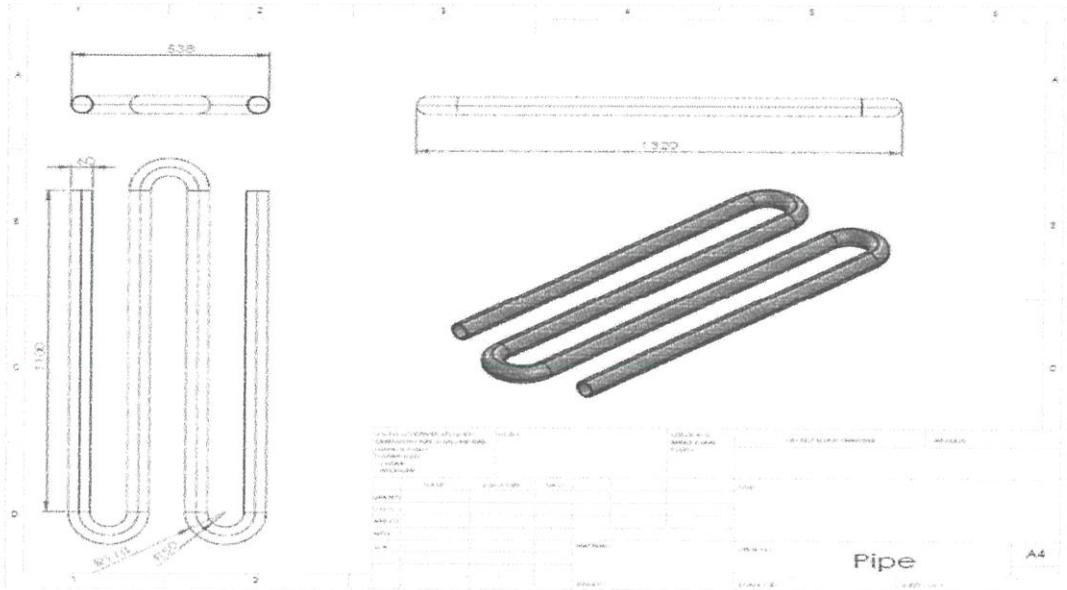
3.2.2 การออกแบบโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและโครงร่างของท่อ

รูปแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนที่ทำการออกแบบอ้างอิงจากรูปแบบมาตรฐานของ TEMA เลือกออกแบบเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนแบบ one-shell and multi tube (20 ท่อ) เป็นการไหลผ่านเซลล์เดียว และมีโครงร่างของท่อที่ออกแบบเป็นแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส (square 90°) เนื่องจากก๊าซไอเสียมีความเร็วไม่สูงมากเพื่อป้องกันการเกิดความดันตกคร่อมเกินค่าวิกฤตจะทำให้ก๊าซไอเสียไม่สามารถไหลผ่านเซลล์ได้ และเพื่อง่ายต่อการศึกษา โดยรูปแบบที่ได้ทำการออกแบบนั้นเป็นเพียงตัวอย่างในการศึกษา

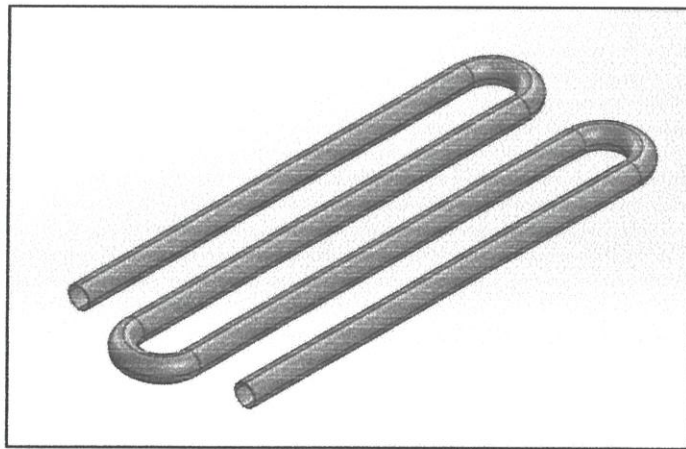


รูปที่ 3.3 โครงร่างของท่อ

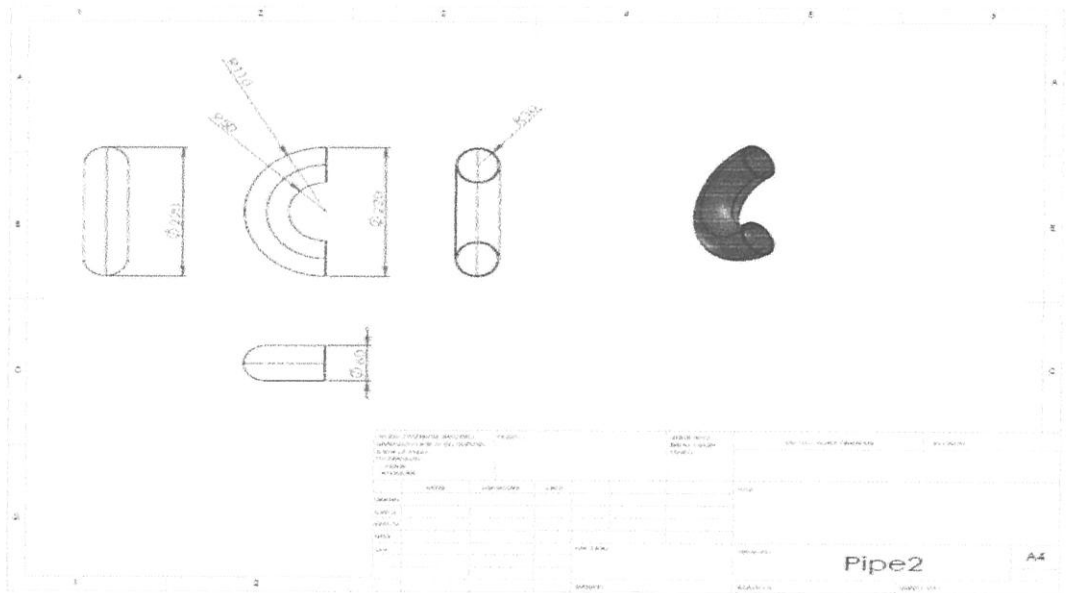
โดยมีท่อที่ทำการออกแบบมาเลือกใช้ท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 60 mm ท่อที่ทำการออกแบบนี้จะเป็นทางผ่านของอากาศที่ใช้แลกเปลี่ยนโดยควบคุมอุณหภูมิให้อยู่ที่ 25 °C อากาศปกติจะไหลอยู่ภายในท่อตลอดเวลาไม่สัมผัสกับก๊าซไอเสีย และจะแลกเปลี่ยนความร้อนที่บริเวณผิวท่อด้านในและผิวท่อนอกโดยขนาดและลักษณะของท่อที่ได้ทำการออกแบบเป็นดังรูป 3.4 และ 3.5



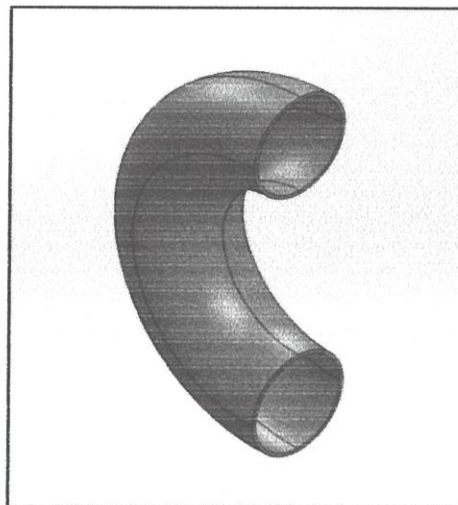
รูปที่ 3.4 ขนาดและรูปร่างของท่อ



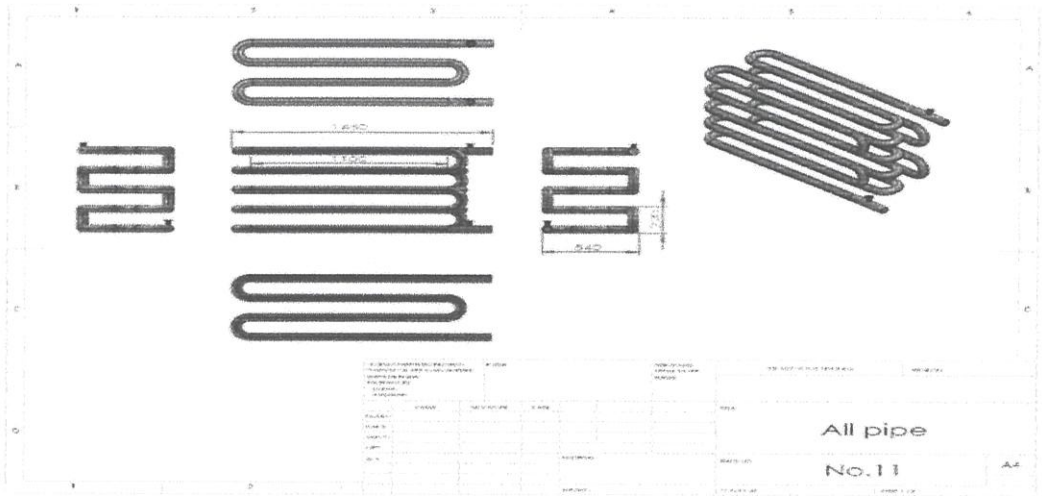
รูปที่ 3.5 ท่อที่ให้อากาศที่ไหลผ่าน



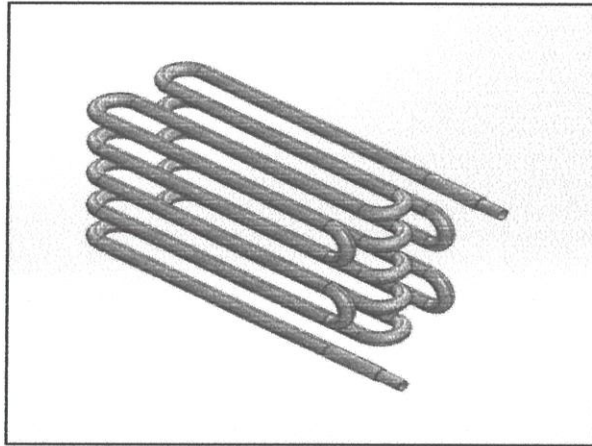
รูปที่ 3.6 ขนาดและรูปร่างข้อต่อของท่อ



รูปที่ 3.7 ลักษณะข้อต่อท่อ



รูปที่ 3.8 ขนาดและรูปร่างของโครงท่อทั้งหมด



รูปที่ 3.9 ลักษณะรูปร่างของโครงท่อทั้งหมด

ได้ออกแบบท่อหรือข้อต่อท่อที่ให้อากาศไหลผ่านออกแบบโดยอาศัยขนาดมาตรฐานของข้อต่อที่มีขายทั่วไปเพื่อให้ง่ายต่อการสร้างเครื่อง โดยข้อต่อมีความยาวเป็น 220 mm โดยผิวของข้อต่อยื่นออกมานอกเซลล์มีส่วนให้ความร้อนบางส่วนสูญเสียไปจึงมีเลือกใช้วัสดุที่มีความหนาเป็นพิเศษ และให้ข้อต่อมีขนาดเล็กที่สุด สำหรับการทำให้ข้อต่อใช้เหล็กสตีมดำ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 60 mm

3.2.3 การคำนวณอัตราการไหลและค่าความจุความร้อนของก๊าซไอเสีย

อากาศที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนการคำนวณหาอุณหภูมิทางออกของของไหลทั้งสองจะอาศัยทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ตัวแปรอื่นๆได้กำหนดให้ก๊าซไอเสียที่จำลองขึ้นมา มีคุณสมบัติเหมือนอากาศร้อนที่อุณหภูมิ 300 °C โดยการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นไปตามหลัก The EFFECTIVENESS-NUMBER OF TRANSFER UNITS (NTU) การคำนวณความสามารถในการ

แลกเปลี่ยนความร้อนและคำนวณอุณหภูมิของของไหลจากอัตราการไหลของของไหลทั้งสองชนิด จะต้องคำนวณตัวแปรดังนี้

1. อัตราการไหล สามารถหาได้จาก

$$\dot{m} = \rho v A$$

เมื่อ	\dot{m}	=	อัตราการไหล
	ρ	=	ความหนาแน่น kg/m^3
	v	=	ความเร็วลม m/s
	A	=	พื้นที่หน้าตัดท่อ m^2

แทนค่าจากสูตร

ก๊าซไอเสีย

$$\dot{m} = (1.184 \text{ kg/m}^3) (2 \text{ m/s}) (0.024 \text{ m}^2) = 0.056 \text{ kg/s}$$

อากาศเย็น (ที่ความรอบมอเตอร์ต่ำสุด)

$$\dot{m} = (1.184 \text{ kg/m}^3) (2.1 \text{ m/s}) (0.036 \text{ m}^2) = 0.089 \text{ kg/s}$$

2. สัดส่วนความจุความร้อน (Heat Capacity Rate)

$$C_h = \dot{m} c_p$$

เมื่อ	C_h	=	สัดส่วนความจุความร้อนของก๊าซไอเสีย kW/K
	C_c	=	สัดส่วนความจุความร้อนของอากาศเย็น kW/K
	c_p	=	ความจุความร้อนจำเพาะ kJ/kgK

แทนค่าจากสูตร

$$C_h = (0.056 \text{ kg/s}) (1.044 \text{ kJ/kgK}) = 0.058 \text{ kW/K}$$

$$C_c = (0.089 \text{ kg/s}) (1.184 \text{ kJ/kgK}) = 0.11 \text{ kW/K}$$

ในการทดลองได้ทำการเปลี่ยนแปลงความเร็วลมโดยเลือกใช้ Inverter ที่ช่วยปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ทำให้ปริมาณลมหรืออัตราการไหลจากโบลเวอร์มีการเปลี่ยนแปลงตั้งแต่ 2-20 m/s ในการออกแบบเลือกใช้ค่าความเร็วรอบต่ำที่สุดเพราะจะส่งผลให้มีความเร็วลมต่ำที่สุด

เมื่อเปรียบเทียบสัดส่วนความจุความร้อนของของไหลทั้งสองชนิดแล้ว จะเลือกใช้ค่าที่มีค่าน้อย เพราะจะเป็นการแสดงถึงความสามารถต่ำที่สุดที่สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้ หรือความเป็นไปได้ต่ำสุดในการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจะสามารถค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้จาก

3 ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด

$$Q_{\max} = C_{\min} (T_{h, \text{in}} - T_{c, \text{in}}) \text{ (kW)}$$

เมื่อ	Q_{\max}	=	การถ่ายเทความร้อนสูงสุด
	C_{\min}	=	สัดส่วนความจุความร้อนต่ำสุด
	$T_{h, \text{in}}$	=	อุณหภูมิก๊าซไอเสียเข้า
	$T_{c, \text{in}}$	=	อุณหภูมิอากาศเย็นเข้า

แทนค่าจากสูตร

$$Q_{\max} = (0.058 \text{ kW/K}) (300 - 25 \text{ K}) = 15.95 \text{ kW}$$

4. พื้นที่ผิวท่อ

$$A_s = n (\pi D L)$$

เมื่อ	A_s	=	พื้นที่ผิวของท่ออากาศเย็น
	n	=	จำนวนท่อ
	D	=	เส้นผ่าศูนย์กลางท่อ
	L	=	ความยาวของท่อ

แทนค่าจากสูตร

$$A_s = (20) (\pi * 0.06 \text{ m} * 1 \text{ m}) = 3.77 \text{ m}^2$$

3.2.4 การคำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall Heat Transfer Coefficient)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i}$$

เมื่อ	U	=	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม
	h_o	=	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอก
	h_i	=	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายใน

การคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะต้องอาศัยความความสัมพันธ์ของค่า Nusselt กับ ลักษณะการไหลของอากาศของก๊าซไอเสียและอากาศเย็น

- การหาลักษณะการไหล

พิจารณาได้จาก Reynolds Number

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

เมื่อ

Re	=	Reynolds number
V	=	ความเร็วลม
D	=	เส้นผ่าศูนย์กลางท่อ
ν	=	ความหนืดไคเนมาติกของของไหล

ก๊าซไอเสียและอากาศเย็นมีคุณสมบัติทางความร้อนดังนี้

$$\text{ก๊าซไอเสียที่ } 300^{\circ}\text{C} \quad \rho = 0.6158 \text{ kg/m}^3 \quad \nu = 4.765 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0.04418 \text{ w/mK} \quad Pr = 0.6935$$

$$\text{อากาศเย็นที่ } 25^{\circ}\text{C} \quad \rho = 1.184 \text{ kg/m}^3 \quad \nu = 1.516 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0.02551 \text{ w/mK} \quad Pr = 0.7296$$

เมื่อ k = สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของอากาศ

Pr = Prandtl Number

แทนค่าจากสูตร

$$\text{ก๊าซไอเสีย } Re = \frac{(2\text{m/s})(1\text{m})}{(4.765 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}})} = 41972.71$$

$$\text{อากาศเย็น } Re = \frac{(2.1\text{m/s})(0.06\text{m})}{(1.516 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}})} = 8311.35$$

สามารถแบ่งลักษณะการไหลได้เป็นสองลักษณะตามค่า Reynolds Number

$Re < 2300$ จะเป็นการไหลแบบราบเรียบ Laminar Flow

$Re \geq 2300$ จะเป็นการไหลแบบปั่นป่วน Turbulent Flow

สามารถสรุปได้ว่าก๊าซไอเสียไหลและอากาศเย็นมีลักษณะการไหลแบบปั่นป่วน จากลักษณะการไหลสามารถบ่งบอกลักษณะการถ่ายเทความร้อนได้จากค่า Nusselt Number ซึ่งนอกจากลักษณะการไหลแล้วยังมีปัจจัยอื่น ๆ อีกมากมายที่มีผลต่อ Nusselt Number ซึ่งในโครงการวิจัยนี้ไม่ได้กล่าวถึงในการออกแบบ ได้เลือกใช้ความสัมพันธ์อย่างง่ายของ Nusselt Number ที่สัมพันธ์กับลักษณะการไหลและลักษณะท่อที่ของไหลไหลผ่าน

$$\text{ก๊าซไอเสีย } Nu = 0.102 Re^{0.675} Pr^{1/3} \text{ (ท่อเหลี่ยม } Re = 5,000-100,000)$$

$$\text{อากาศเย็น } Nu = 0.193 Re^{0.618} Pr^{1/3} \text{ (ท่อกลม } Re = 4,000-40,000)$$

แทนค่าจากสูตร

$$\text{ก๊าซไอเสีย } Nu = 0.102(41972.71)^{0.675} (0.6935)^{1/3} = 119.16$$

$$\text{อากาศเย็น } Nu = 0.193(8311.35)^{0.618} (0.7296)^{1/3} = 45.95$$

จากค่า Nusselt Number ที่ได้จากการคำนวณจะสามารถคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนได้จาก

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

แทนค่าจากสูตร

$$\text{สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของก๊าซไอเสีย}, h_o = \frac{(119.16)(0.04418)}{1} = 5.26 \text{ w/m}^2\text{K}$$

$$\text{สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศเย็น}, h_i = \frac{(45.95)(0.02551)}{0.06} = 19.54 \text{ w/m}^2\text{K}$$

ดังนั้นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเท่ากับ

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i}$$

แทนค่าจากสูตร
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{5.26} + \frac{1}{19.54} = 0.241$$

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน $U = 4.14 \text{ W/m}^2\text{K}$

3.2.5 คำนวณหาความแตกต่างของอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกของของไหลทั้งสองชนิด

โดยวิธี Log Mean Temperature Difference และ วิธี Effectiveness-NTUเป็นการคำนวณหาอุณหภูมิขาออกของของไหลเมื่อผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยคำนวณจากอัตราการไหลของของไหลทั้งสองชนิด ค่าความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนเช่น สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหล และค่าความร้อนที่เกิดการถ่ายเท

NUMBER OF TRANSFER UNITS (NTU)

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}}$$

เมื่อ NTU = Number of transfer units
 U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
 A_s = พื้นที่ผิวของท่อ

แทนค่าจากสูตร

$$NTU = \frac{(0.00414 \text{ kw/m}^2\text{K})(3.77 \text{ m}^2)}{0.058 \text{ w/K}}$$

$$NTU = 0.269$$

ความสัมพันธ์ NTU- Effectiveness เป็นความสัมพันธ์ระหว่าง Number of Transfer Unit กับ ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งความสัมพันธ์นี้จะเปลี่ยนแปลงไปตามรูปแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งในการออกแบบสำหรับโครงการวิจัยนี้

เป็นการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ชนิด 1 เปลือกหลายท่อ (1 Shell and multi tube) จะมีความสัมพันธ์ดังสมการนี้

$$\varepsilon = 2 \left[1 + C + \sqrt{1 + C^2} \frac{1 + e^{-NTU\sqrt{1+C^2}}}{1 - e^{-NTU\sqrt{1+C^2}}} \right]^{-1}$$

เมื่อ $C =$ สัดส่วนความจุความร้อน

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{0.058}{0.11}$$

$$C = 0.527$$

แทนค่าจากสูตร

$$\varepsilon = 2 \left[1 + C + \sqrt{1 + C^2} \frac{1 + e^{-NTU\sqrt{1+C^2}}}{1 - e^{-NTU\sqrt{1+C^2}}} \right]^{-1}$$

$$\varepsilon = 2 \left[1 + 0.527 + \sqrt{1 + 0.527^2} \frac{1 + e^{-0.269\sqrt{1+0.527^2}}}{1 - e^{-0.269\sqrt{1+0.527^2}}} \right]^{-1}$$

$$\varepsilon = 0.22$$

จากประสิทธิภาพของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่คำนวณได้จะสามารถคำนวณหาอุณหภูมิขาออกของของไหลทั้งสองชนิดได้จาก

$$Q = \varepsilon Q_{max}$$

$$Q = \text{ค่าความร้อนที่เกิดการถ่ายเทจริง}$$

$$Q_{max} = \text{ค่าความร้อนที่เกิดการถ่ายเทสูงสุด}$$

แทนค่าจากสูตร

$$Q = \varepsilon Q_{max}$$

$$Q = 0.22(15.95 \text{ kW})$$

$$Q = 3.509 \text{ kW}$$

หาอุณหภูมิของก๊าซไอเสียและอากาศเย็นที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้จาก

$$\text{ก๊าซไอเสีย} \quad Q = C_h(T_{h,in} - T_{h,out})$$

$$\text{อากาศเย็น} \quad Q = C_c(T_{c,out} - T_{c,in})$$

แทนค่าจากสูตรเพื่อหาอุณหภูมิขาออกของของไหลทั้งสองจะได้อุณหภูมิก๊าซไอเสียและอากาศเย็นเท่ากับ

$$T_{h,out} = 300^\circ\text{C} - \frac{(3.509 \text{ kW})}{(0.058 \text{ kW/K})}$$

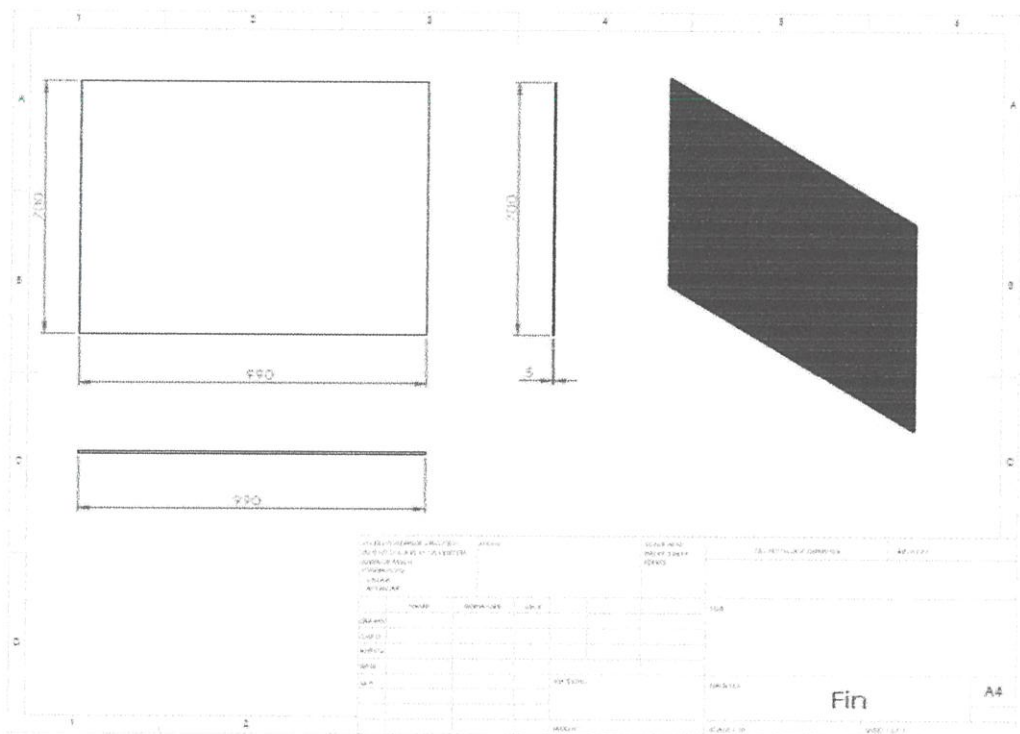
$$T_{h,out} = 239.5^\circ\text{C}$$

$$T_{c,out} = 25^\circ\text{C} + \frac{(3.509 \text{ kW})}{(0.11 \text{ kW/K})}$$

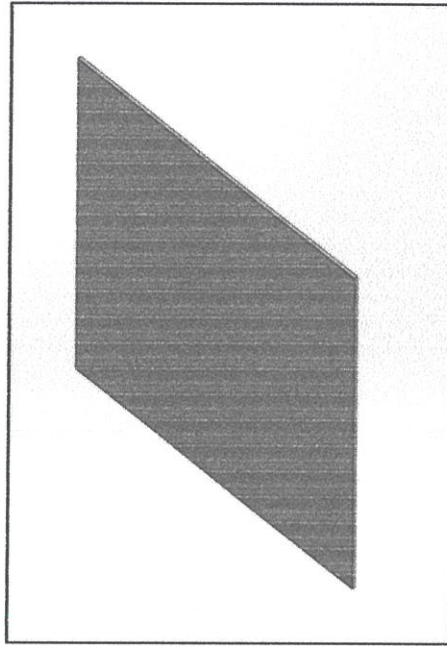
$$T_{c,out} = 56.9^\circ\text{C}$$

3.2.6 การกำหนดรูปแบบและขนาดของแผ่นกัน Buffer รวมไปถึงทิศทางการวางตัวของแผ่นกันเซลล์ที่ทำการออกแบบมีความยาวภายใน 990 mm ความกว้างภายในเป็น 990 mm และมีความหนาเท่ากับที่ 5 mm นอกจากนี้ได้ทำการออกแบบแผ่นกันหรือ Buffer เพื่อให้ก๊าซไอเสียเคลื่อนที่ได้ยากขึ้นช่วยเพิ่มเวลาที่ก๊าซไอเสียจะอยู่ในเซลล์ได้นานขึ้น โดยขนาดที่เหมาะสมของแผ่นกันจากการศึกษาพบว่าขนาดแผ่นกันจะอยู่ในช่วง 20-35% ความสูงของเซลล์ (Buffer Cut) เนื่องจากก๊าซไอเสียที่ทำการจำลองขึ้นมา มีความเร็วที่ค่อนข้างต่ำจึงเลือก 30% Buffer Cut ทำให้ขนาดแผ่นกัน (Buffer) เป็น 70% ของความสูงเซลล์ ลักษณะของแผ่นกันที่ได้ทำการมีลักษณะดังรูปที่ 3.10 -3.14

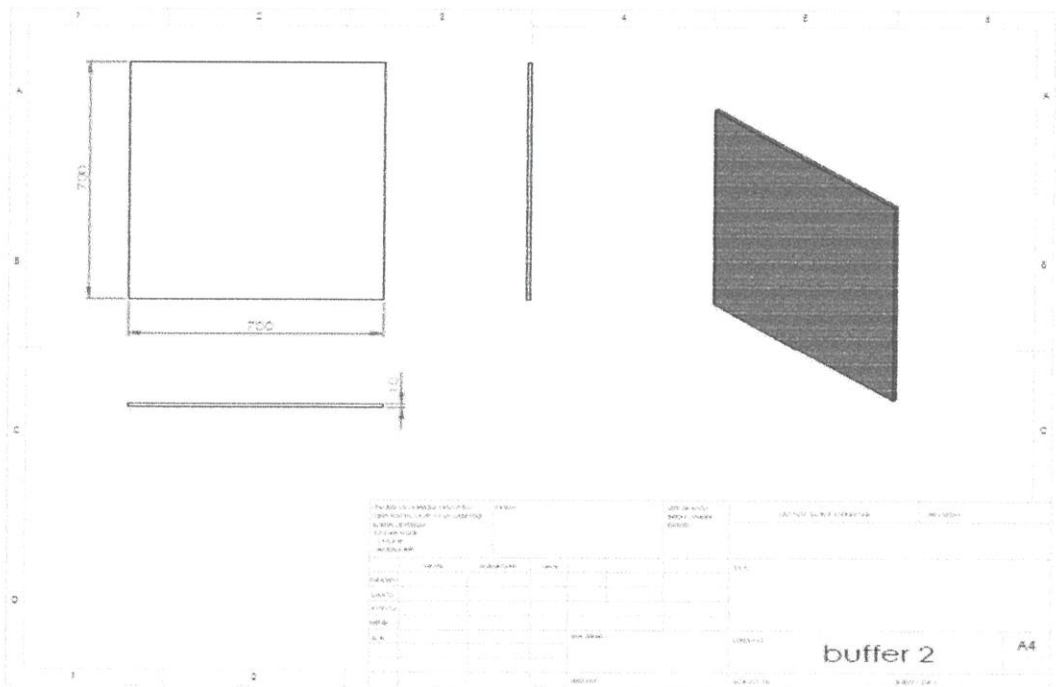
โดยได้มีการออกแบบแผ่นกันทั้งหมด 5 รูปแบบโดยการออกแบบจะคำนึงถึงการไหลของก๊าซไอเสียที่แตกต่างกันเพื่อให้ก๊าซไอเสียมีเวลาอยู่ในเซลล์นานที่สุดและมีความดันน้อยที่สุด



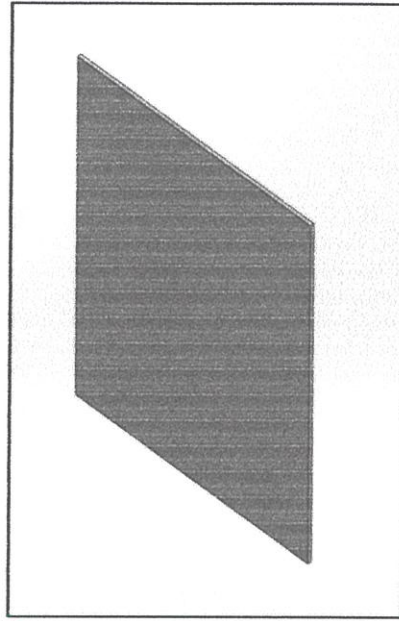
รูปที่ 3.10 ขนาดของแผ่นกันรูปแบบที่ 1



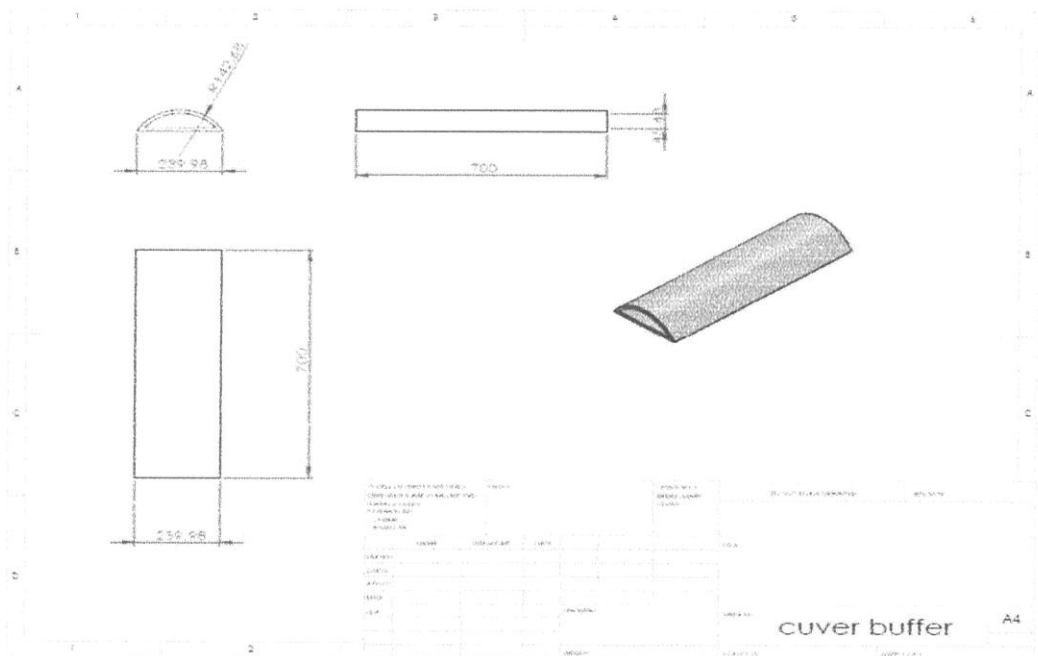
รูปที่ 3.13 ลักษณะและรูปร่างแผ่นกันรูปแบบที่ 2



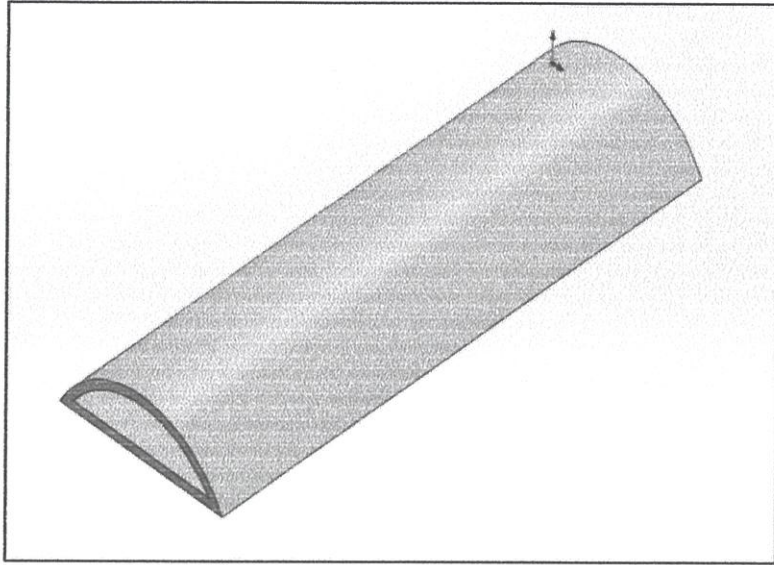
รูปที่ 3.14 ขนาดของแผ่นกันรูปแบบที่ 3



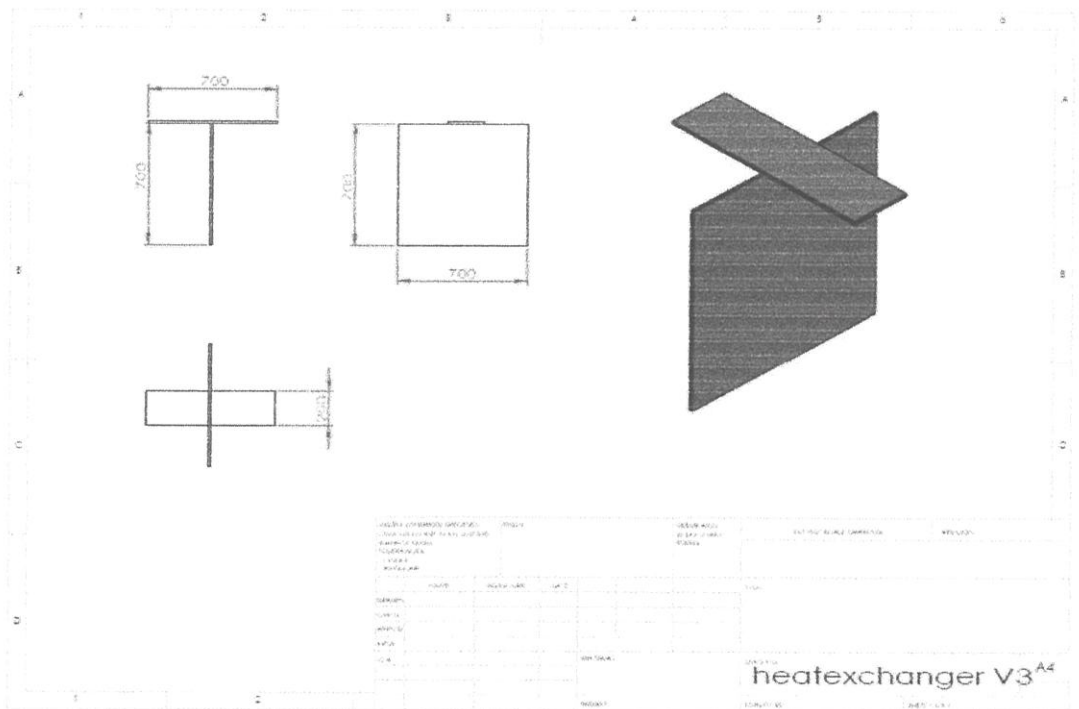
รูปที่ 3.15 ลักษณะและรูปร่างแผ่นกันรูปแบบที่ 3



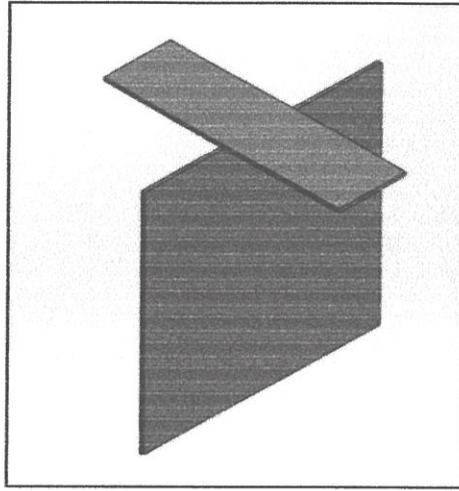
รูปที่ 3.16 ขนาดแผ่นกันรูปแบบที่ 4



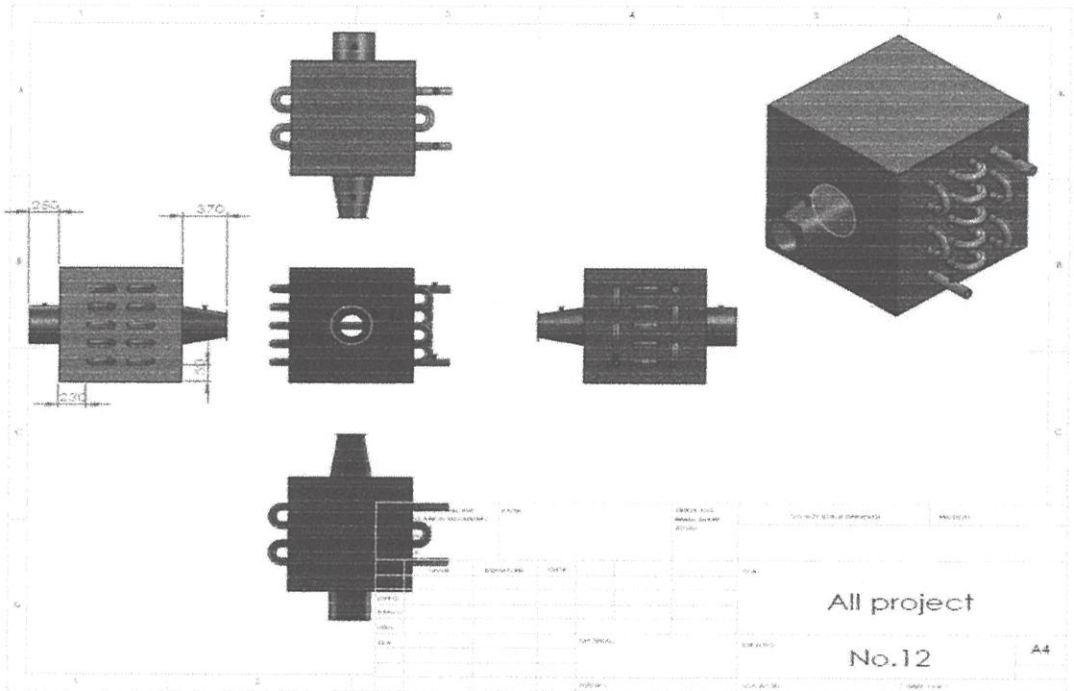
รูปที่ 3.17 ลักษณะและรูปร่างแผ่นกั้นรูปแบบที่ 4



รูปที่ 3.18 ขนาดของแผ่นกั้นรูปแบบที่ 5



รูปที่ 3.19 ลักษณะและรูปร่างแผ่นกั้นรูปแบบที่ 5



รูปที่ 3.20 ลักษณะและรูปร่างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำการออกแบบเป็นต้นแบบในการนำความร้อนจากก๊าซไอเสียที่มาจากเตาฟลูอิดไดซ์เบดโดยเครื่องแลกเปลี่ยนที่ออกแบบและสร้างขึ้นมามีขนาดเล็กเพื่อใช้สำหรับการศึกษาแนวโน้มและความเป็นไปได้ที่จะติดตั้งกับเตาฟลูอิดไดซ์เบด ซึ่งโครงการวิจัยนี้ได้ทำการสร้างก๊าซไอเสียจำลองขึ้นมา และทำการศึกษาสภาวะอากาศเย็นที่เหมาะสมจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับก๊าซ

ไอเสียจึงมีการทดลองโดยปรับเปลี่ยนความเร็วลมของอากาศเย็นที่ระดับความเร็วต่างๆทั้งหมด 10 ระดับตามค่าความเร็วรอบของมอเตอร์

3.2.7 การคำนวณหาขนาดของฮีตเตอร์ที่ใช้จำลองก๊าซไอเสียที่มีอุณหภูมิ 300°C

การคำนวณขนาดของฮีตเตอร์จะพิจารณาจากอัตราการไหลของอากาศที่ต้องการจะให้ไหลผ่านฮีตเตอร์ขนาดของห้องผลิตลมร้อนและอุณหภูมิทั้งขาเข้าและขาออกห้องผลิตลมร้อนโดยจะมีความสัมพันธ์ดังนี้

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

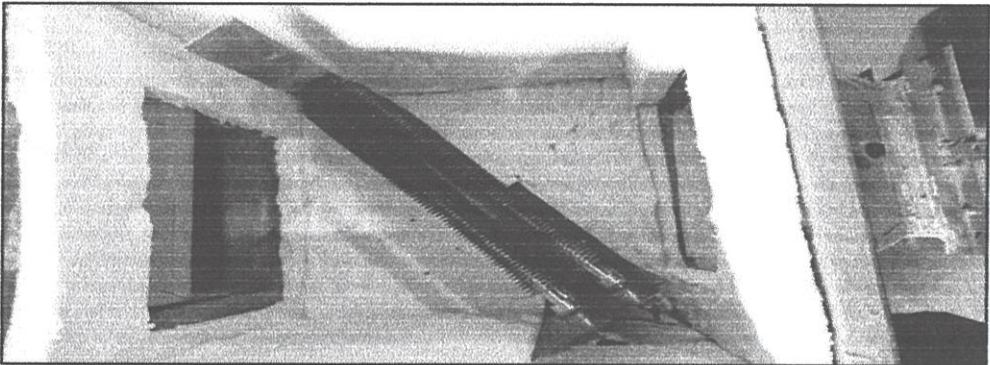
เมื่อ	\dot{m}	=	อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ kg/s
	C	=	ค่าความจุความร้อนของอากาศ J/kgK
	ΔT	=	ความแตกต่างของอุณหภูมิก๊าซขาเข้าและขาออก

แทนค่าจากสูตร

$$Q = (0.029 \text{ kg/s}) (1.007 \text{ kJ/kgK}) (300-25^\circ\text{C})$$

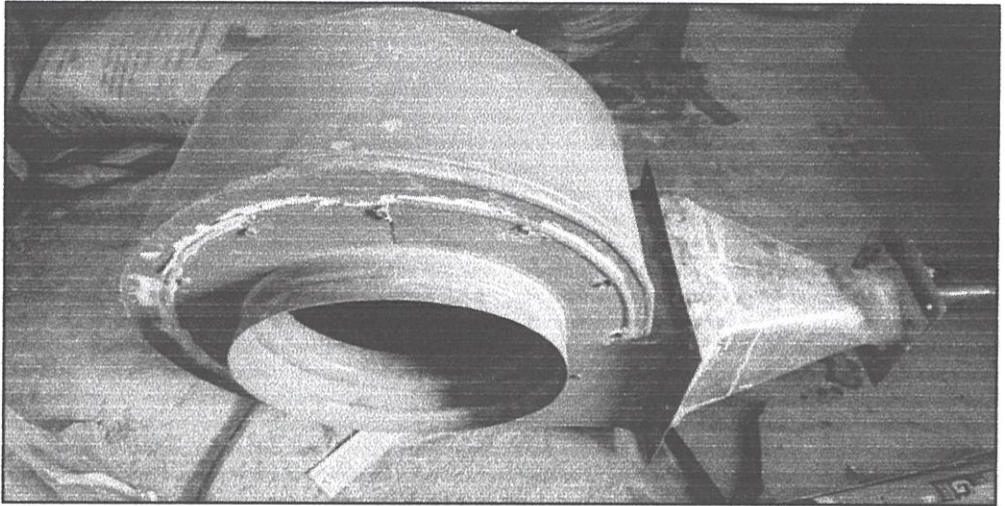
$$Q = 15.5 \text{ KW}$$

ซึ่งได้มีการแบ่งฮีตเตอร์ออกเป็น 4 ตัว ตัวละ 4000 W หรือ 4 kW เชื่อมต่อกันเพื่อสร้างลมร้อนขึ้นมาแทนก๊าซไอเสีย โดยลมร้อนนี้มีอุณหภูมิประมาณ 300°C

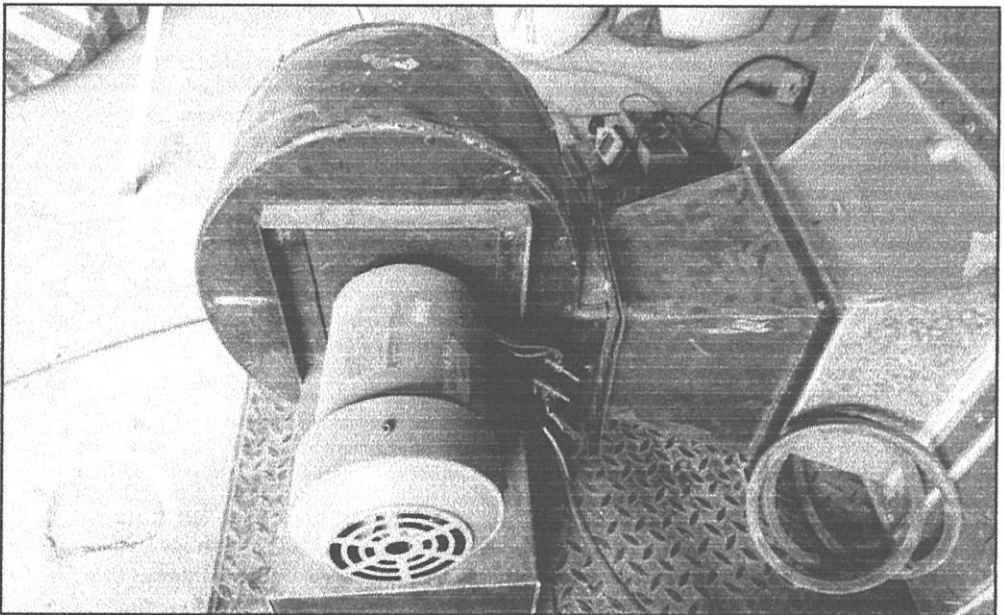


รูปที่ 3.21 ตัวทำความร้อน (Heater) ขนาด 4000 kW

นอกจากฮีตเตอร์แล้วยังมีการใช้โบลเวอร์ลมเพื่อบังคับให้ลมร้อนและลมเย็นไหลเข้าสู่ท่อให้ทิศทางที่กำหนดไว้ โบลเวอร์ขนาด ½ HP ใช้สำหรับการบังคับให้ลมไหลเข้าสู่ห้องผลิตลมร้อนด้วยความเร็วลม 2 m/s และโบลเวอร์ขนาด 1 HP พร้อมชุดปรับความเร็วรอบใช้สำหรับบังคับลมเย็นให้เข้าสู่ท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 3.22 โบลเวอร์แบบโรตารี ขนาด 1 HP



รูปที่ 3.23 โบลเวอร์แบบโรตารี ขนาด 1/2 HP

3.3 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

3.3.1 อุปกรณ์ที่ใช้สำหรับการทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อนจากก๊าซไอเสียจำลอง มีดังนี้

- Flue gas Analyzer (Testo 435)
- เครื่องวัดความเร็วลมและความดัน (KIMO MP200)
- โบลเวอร์ลมแบบโรตารี ขนาด 1 HP และ ½ HP
- ห้องสร้างลมร้อน (Chamber room)
- ตัวทำความร้อน (Heater)
- เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อ
- อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (Thermo couple Type K)
- อุปกรณ์วัดความเร็วลมแบบใบพัด (Vane Anemometer)

3.3.2 วิธีการทดลอง

การทดลองหาประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนจากก๊าซไอเสียจำลองมีวิธีการทดลองดังนี้

1. ทำการวัดค่าอัตราการไหล ความดันและอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ได้จากเตาฟลูอิดไดซ์เบด (เผาไหม้แกลบเป็นเชื้อเพลิง ที่ Excess Air 20%)

2. ใช้โปรแกรม Solid Works เวอร์ชัน 2013 เพื่อสร้างแบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และส่วนประกอบอื่นๆ จากนั้นทำการจำลองการไหลเพื่อสังเกตแนวโน้มการไหลของก๊าซไอเสีย

2.1 สร้างแบบจำลอง 3 มิติ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและส่วนประกอบอื่นๆ

2.2 จำลองการไหลโดยใช้โปรแกรม Solid Works flow simulation เพื่อตรวจสอบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำการออกแบบสามารถใช้งานได้ (ดูภาพแสดงตัวอย่างการจำลองการไหลและการกำหนดเงื่อนไขการไหลที่ ภาคผนวก ค)

3. ทำการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อจำลองก๊าซไอเสียให้มีคุณสมบัติใกล้เคียงกับก๊าซไอเสีย แต่ลดอุณหภูมิลงมาเหลือเพียง 300°C

4. เปิดสวิตช์ Heater และ Blower ½ HP จากชุดควบคุมเพื่อจ่ายลมเข้าสู่ห้องสร้างลมร้อน

5. เปิด-ปิดแผ่นกั้นลมพร้อมวัดความเร็วลมให้มีค่าเท่ากับ 2 m/s

6. เปิดสวิตช์ Blower 1 HP เพื่อจ่ายลมเย็นให้เข้าสู่ท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

7. ตั้งค่าค่าความเร็วลมของ Blower 1 HP ด้วย Inverter ให้ความเร็วลมมีค่าเท่ากับ

2.1 m/s

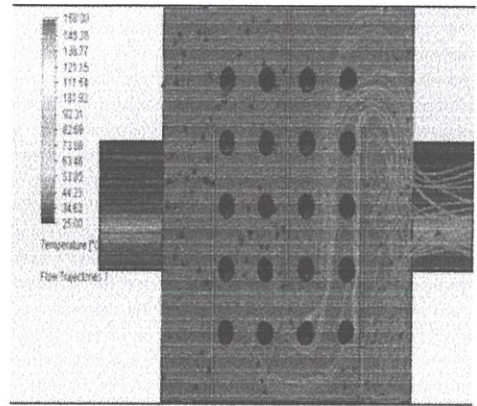
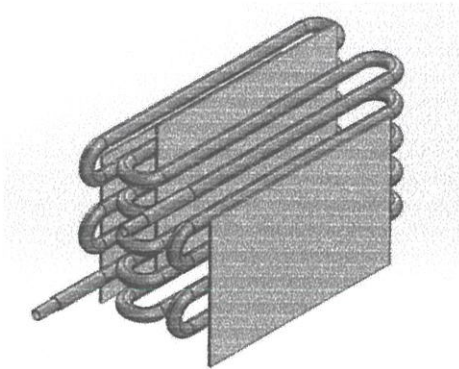
8. บันทึกค่าต่างๆดังนี้

- อุณหภูมิก๊าซไอเสียจำลองขาเข้าและขาออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- อุณหภูมิลมเย็นขาเข้าและขาออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- เพิ่มค่าความเร็วลมของ Blower 1 HP โดยปรับให้มีค่าดังนี้ 2.1, 4.1, 6.3, 8.3, 10.7, 12.8, 14.9, 17.1, 19.4, 21 m/s และทำการบันทึกค่า

บทที่ 4

ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการทดลอง

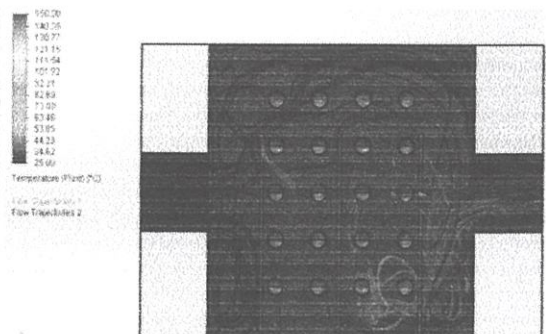
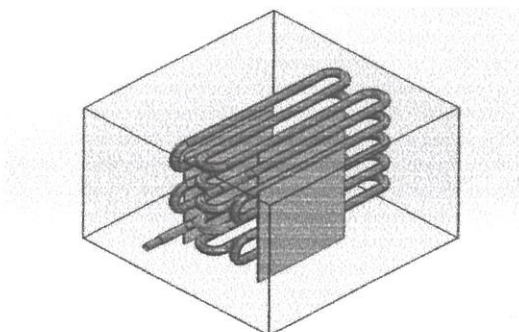
4.1 วิเคราะห์ผลการทดลองออกแบบแผ่นกัน



รูปที่ 4.1 (ก) แสดงการวางแผ่นกันขนาด 0.7x1 เมตร แบบสลับบน-ล่างเท่านั้น

รูปที่ 4.1 (ข) แสดงทิศทางการไหลและอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งต่างๆ

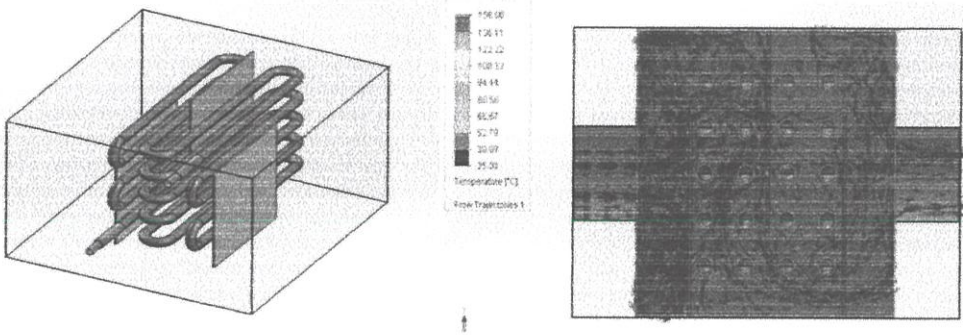
รูปที่ 4.1 (ข) นั้นแสดงการจำลองให้เห็นถึงทิศทางการเคลื่อนที่และอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งต่างๆ ภายในเซลล์ จากรูปจะสังเกตเห็นว่าการเคลื่อนที่นั้นจะถูกบังคับให้เคลื่อนที่ได้เพียง 2 ทางคือขึ้นและลงเท่านั้น ดังนั้นจะทำให้ก๊าซไอเสียที่เดินทางเข้ามานั้นกระจายสู่เซลล์อย่างไม่ทั่วถึงทำให้ท่อบางส่วนไม่ได้รับความร้อนหรือได้รับความร้อนที่น้อยลงและอีกทั้งยังทำให้เกิดความดันลดสูงเนื่องจากการเดินทางของก๊าซไอเสียนั้นถูกจำกัดมากเกินไป



รูปที่ 4.2 (ก) แสดงการวางแผ่นกันขนาด 0.7x0.7 เมตร แบบสลับซ้าย-ขวาเท่านั้น

รูปที่ 4.2 (ข) แสดงทิศทางการไหลและอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งต่างๆ

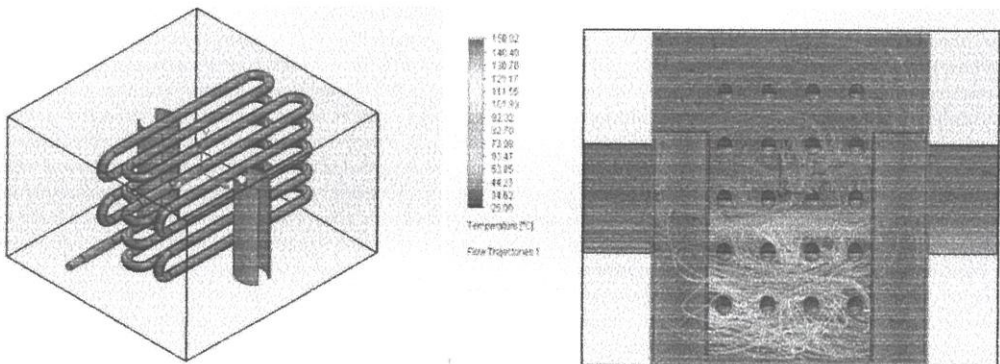
รูปที่ 4.2 (ข) นั้นแสดงการจำลองให้เห็นถึงทิศทางการเคลื่อนที่และอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งต่างๆ ภายในเซลล์จากรูปจะสังเกตเห็นได้ว่าทิศทางการเคลื่อนที่ของก๊าซไอเสียนั้นจะสามเคลื่อนที่ได้ใน 3 ทางด้วยกันคือ การเคลื่อนที่ไปทางซ้ายทางขวา และด้านบน โดยการเคลื่อนที่แบบนี้จะทำให้ท่อด้านบนมีก๊าซไอเสียเดินทางผ่านมากกว่าท่อส่วนอื่นและทำให้ท่อด้านล่างมีก๊าซไอเสียเดินทางผ่านได้น้อยมาก อีกทั้งยังทำให้ก๊าซไอเสียเกิดการหมุนวนเป็นบางส่วนดังนั้นจึงทำให้ท่อบางส่วนไม่ได้รับความร้อนหรือได้รับความร้อนน้อยเกินไป



รูปที่ 4.3 (ก) แสดงการวางแผ่นกันขนาด 0.7x0.7 เมตรแบบสลับซ้าย-ขวาและบน-ล่าง

รูปที่ 4.3 (ข) แสดงทิศทางการไหลและอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งต่างๆ

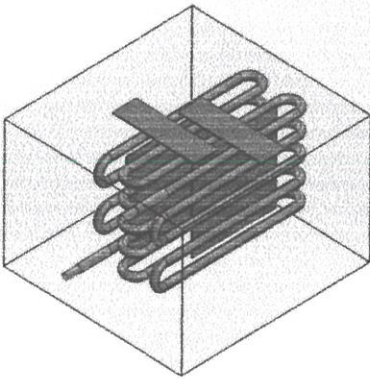
รูปที่ 4.3 (ข) นั้นแสดงการจำลองให้เห็นถึงทิศทางการเคลื่อนที่และอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งต่างๆ ภายในเซลล์ โดยจากรูปการวางแผ่นกันลักษณะนี้จะทำให้ให้ก๊าซไอเสียเดินทางได้ 4 ทางด้วยกันคือทางซ้าย-ทางขวา และขึ้นบน-ลงล่าง ซึ่งจะสังเกตเห็นได้ว่าก๊าซไอเสียจะมีการกระจายตัวอย่างทั่วถึงภายในเซลล์ จึงทำให้ท่อได้รับความร้อนอย่างทั่วถึง อีกทั้งการเคลื่อนที่ของก๊าซไอเสียลักษณะนี้ยังทำให้เกิดความดันลงน้อยลงอีกด้วย



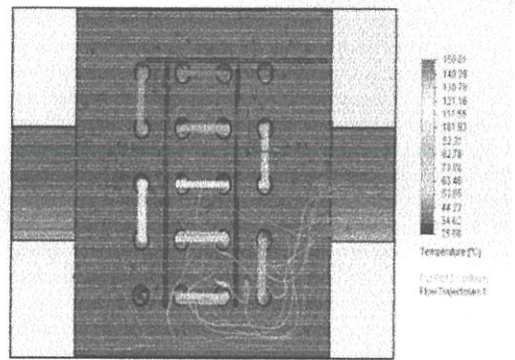
รูปที่ 4.4 (ก) แสดงการวางแผ่นกันรูปทรงปีกเครื่องบินตรงตำแหน่งทางเข้า-ออก ของก๊าซไอเสีย

รูปที่ 4.4 (ข) แสดงทิศทางการไหลและอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งต่างๆ

รูปที่ 4.4 (ข) นั้นแสดงการจำลองให้เห็นถึงทิศทางการเคลื่อนที่และอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งต่างๆ ภายในเซลล์จากรูปจะสังเกตเห็นว่าการติดแผ่นกันแบบทรงปีกเครื่องบินนั้นจะทำให้ก๊าซไอเสียเดินทางเร็วขึ้นและเกิดการไหลแบบปั่นป่วนเฉพาะในส่วนของก๊าซไอเสียที่เกิดการชนแผ่นกันเท่านั้น อีกทั้งยังทำให้เกิดการหมุนวนอยู่ภายในส่วนนี้เท่านั้น จึงทำให้เกิดการย้อนกลับของการแลกเปลี่ยนความร้อนจากท่อสู่เซลล์ส่วนก๊าซไอเสียที่ไม่เกิดการชนแผ่นกันนั้นจะเคลื่อนที่ออกจากเซลล์อย่างรวดเร็ว ทำให้ท่อที่ตำแหน่งอยู่สูงกว่าแผ่นกันนั้นไม่ได้รับความร้อนอย่างทั่วถึง



รูปที่ 4.5 (ก) แสดงแผ่นกันรูปตัวที โดยวางติดกับตำแหน่งด้านบนของท่อ



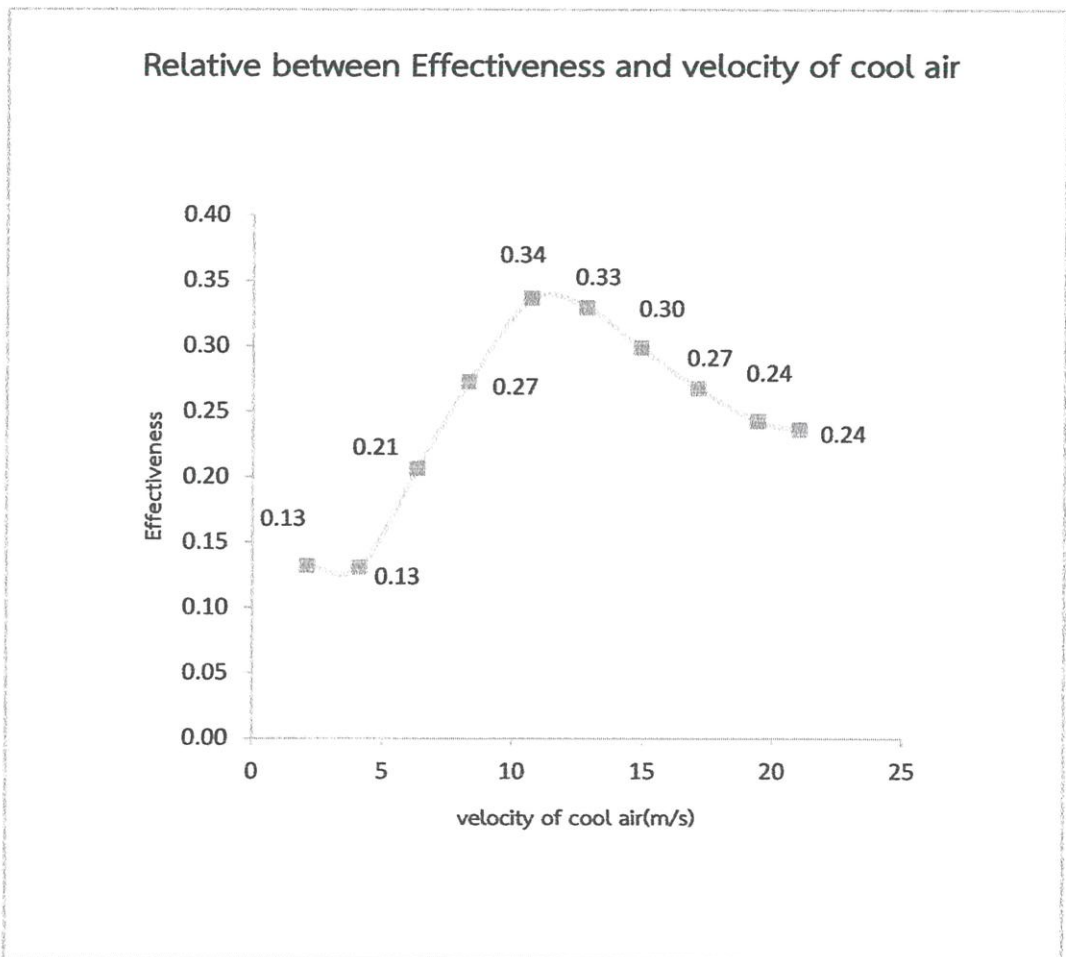
รูปที่ 4.5 (ข) แสดงทิศทางการไหลและอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งต่างๆ

รูปที่ 4.5 (ข) นั้นแสดงการจำลองให้เห็นถึงทิศทางการเคลื่อนที่และอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ตำแหน่งต่างๆ ภายในเซลล์ โดยจากรูปจะสังเกตเห็นว่าการวางแผ่นกันแบบรูปตัวทีนั้นจะทำให้ก๊าซไอเสียที่เดินทางขึ้นไปบนส่วนของหัวตัวทีนั้นไม่สามารถที่จะออกจากเซลล์ได้ จึงทำให้ก๊าซไอเสียที่ขึ้นไปนั้นเกิดการไหลวนกลับมาอีกครั้งจึงทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ย้อนกลับทำให้ความร้อนจากท่อถูกแลกเปลี่ยนคืนสู่เซลล์ อีกทั้งการนำหัวของตัวทีวางพลาดกับท่อในลักษณะนี้ยังทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนจากท่อสู่แผ่นกันอีกด้วย

ดังนั้นจากรูปที่ 4.1 (ข)-4.5 (ข) จะทำให้สามารถสรุปผลได้ว่าการติดตั้งแผ่นกันตามลักษณะของรูปที่ 4.3 (ข) นั้นจะทำให้เกิดการกระจายตัวของก๊าซไอเสีย และการแลกเปลี่ยนความร้อน มีประสิทธิภาพมากที่สุด อีกทั้งการติดตั้งแผ่นกันในลักษณะนี้ยังทำให้เกิดความดันลดยิ่งมีค่าที่ต่ำที่สุดอีกด้วย

4.2 ผลการทดลองหาความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลและความเร็วของอากาศเย็น

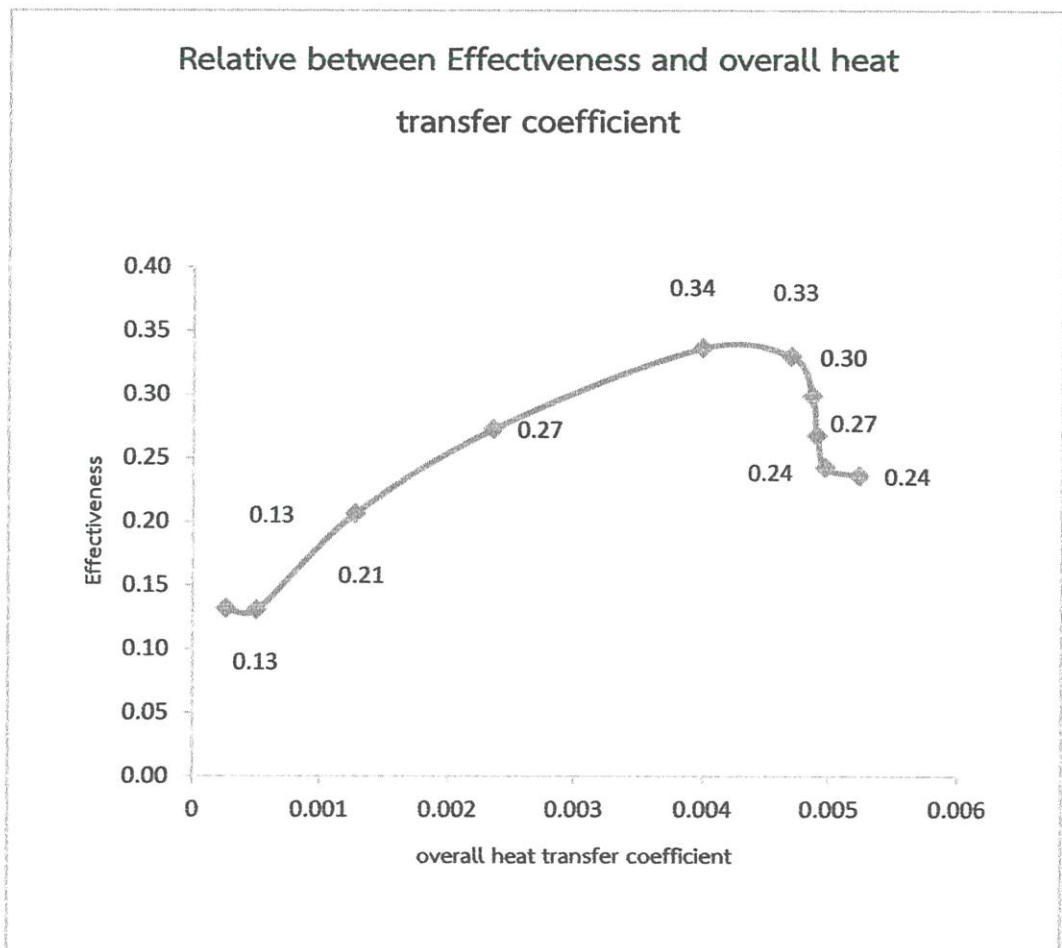
จากรูปที่ 4.6 จะพบว่าเมื่อความเร็วของอากาศเย็นเพิ่มขึ้น จะทำให้ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นมีค่าสูงตามไปด้วยจนถึงค่า ค่าหนึ่งคือ 0.34 หรือ 34 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งเป็นค่าที่สูงที่สุดสำหรับประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหลังจากนั้น เมื่อความเร็วของอากาศเย็นเพิ่มขึ้น จะทำให้ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลดลงเพราะความเร็วของอากาศเย็นที่มากขึ้นจนเกินกว่า 10.7 เมตรต่อวินาทีนั้นจะทำให้ไม่สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้ทันดังนั้นจึงกล่าวได้ว่า ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีค่าสูงสุดเมื่อความเร็วของอากาศเย็นมีค่าเท่ากับ 10.7 เมตรต่อวินาที



รูปที่ 4.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน กับความเร็วของอากาศเย็น

4.3 ผลการทดลองหาความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

จากรูปที่ 4.7 จะพบว่าถ้าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าประสิทธิผลของเครื่องถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นด้วยซึ่งเป็นการเปลี่ยนแปลงในลักษณะของการแปรผันตรง จนกระทั่งค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเท่ากับ $0.004 \text{ kw/m}^2\text{k}$ ซึ่งทำให้ประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูงสุดเท่ากับ 0.34 หรือ 34 เปอร์เซ็นต์ หลังจากนั้นเมื่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นก็จะทำให้ค่าประสิทธิผลมีค่าลดลง ดังนั้นจึงกล่าวได้ว่าที่ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเท่ากับ $0.004 \text{ kw/m}^2\text{k}$ จะทำให้มีประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูงสุด



รูปที่ 4.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

4.4 ผลการทดลองหาประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และ NTU

ตารางที่ 4.1 แสดงค่าผลการทดลองที่อัตราการไหลเชิงมวลต่างๆ

Hz	mass flow(kg/s)	Average hot in	Average hot out	Average cold in	Average cold out	ϵ	NTU	U	η
5	0.02	151.67	133.00	32.67	48.33	0.13	0.142	0.000256	4.04
10	0.03	149.67	127.33	32.33	47.67	0.13	0.141	0.000498	6.45
15	0.05	150.00	118.33	32.00	56.33	0.21	0.235	0.001276	11.09
20	0.06	146.33	116.00	31.33	62.67	0.27	0.328	0.002349	19.65
25	0.08	143.33	112.67	31.33	69.00	0.34	0.432	0.003989	30.12
30	0.10	144.00	102.00	31.67	68.67	0.33	0.425	0.004695	25.84
35	0.11	143.33	98.33	31.67	65.00	0.30	0.378	0.004859	25.29
40	0.13	141.33	90.67	31.67	61.00	0.27	0.332	0.004897	22.69
45	0.15	143.00	88.67	31.67	58.67	0.24	0.297	0.004962	22.09
50	0.16	138.67	85.67	31.33	56.67	0.24	0.288	0.005223	23.00
Density = 1.156 A = 0.0028m ² mass flow = 0.14 kg/s									

จากตารางที่ 4.1 แสดงให้เห็นว่าที่อัตราการไหลเชิงมวล 0.08 kg/s หรือที่ 25 Hz จะทำให้อุณหภูมิทางเข้าของก๊าซไอเสียมีค่า 143.33 องศาเซลเซียส ทางออกมีค่า 112.67 องศาเซลเซียส และทางเข้าของอากาศดีจะมีค่า 31.33 องศาเซลเซียส ทางออกมีค่าเท่ากับ 69 องศาเซลเซียส ตามลำดับ ซึ่งจากค่าที่ได้นี้จะสามารถนำมาหาประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และ NTU ได้ดังตารางที่ 4.1 โดยจะเห็นว่าที่อัตราการไหลเชิงมวล 0.08 kg/s หรือที่ 25 Hz จะทำให้มีประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุดคือ 34 เปอร์เซ็นต์ และยังทำให้มีประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุดเท่ากับ 30.12 เปอร์เซ็นต์

บทที่ 5

สรุปผลการทดลอง

5.1 สรุปผล

สมรรถนะการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จากการทดลองออกแบบและสร้างแบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พร้อมจำลองการไหลโดยใช้โปรแกรม Solid Works Flow Simulation 2013 ทำให้ทราบว่า การติดตั้งแผ่นกั้นที่มีขนาดกว้าง 0.7 m และสูง 0.7 m ดังรูปที่ 4.3 (ข) ทำให้การไหลของก๊าซไอเสียภายในเซลล์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ไหลอย่างสม่ำเสมอมากที่สุดทำให้ อุณหภูมิภายในเซลล์ที่ความใกล้เคียงกันในทุกๆจุด อีกทั้งแผ่นกั้นนี้ทำให้เกิดความดันลดน้อยที่สุด จึงได้ทำการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนเพื่อดูดซับความร้อนจากก๊าซไอเสียตามแบบจำลองดังรูปที่ 4.3 (ก)

ทำการทดสอบการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สร้างขึ้นมา พบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำการสร้างจะสร้างทำงานได้ดีที่สุดเมื่อให้อากาศเย็นที่ไหลเข้าท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยความเร็วเท่ากับ 10.7 m/s อัตราการไหลเท่ากับ 0.08 kg/s ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 34% ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 30%

5.2 ปัญหาที่พบและข้อเสนอแนะในการทดลอง

5.2.1 ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้มีค่าน้อยกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไป

5.2.2 การติด “ครีป” ไว้ที่บริเวณท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อที่จะทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีขึ้น

5.2.3 ควรมีการเดินสายไฟให้ถูกวิธีหากต่อสายไฟผิดจะทำให้เกิดการรั่ววงจร

5.2.4 ควรมีการออกแบบแผงวงจรไฟให้ถูกวิธีเพื่อลดปัญหาในการต่อสายไฟสลับกัน เช่น เครื่องฮีตเตอร์

5.2.5 หากจะนำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปใช้งานจริงต้องคำนึงถึงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เพราะว่าเครื่องนั้นมีทั้งขนาดใหญ่และมีน้ำหนักมาก

5.2.6 ตำแหน่งที่จะนำไปติดตั้งจริงนั้นควรที่จะติดตั้ง จุดที่มี Pressure drop ที่น้อย เพื่อที่จะไม่ให้เกิดการไหลย้อนกลับของก๊าซไอเสีย

เอกสารอ้างอิง

- [1] บริษัท เอ็นเนอร์จี เซฟวิ่ง โปรดักส์ จำกัด [ออนไลน์] เข้าถึงได้จาก :
<http://www.espthailand.com/article/definition-of-biomass.html> (วันที่ค้นข้อมูล : 3 พฤศจิกายน 2558)
- [2] มุลนิธิพลังงานเพื่อสิ่งแวดล้อม, 2549 [ออนไลน์] เข้าถึงได้จาก :
https://app.enit.kku.ac.th/mis/administrator/doc_upload/20121019093733.pdf (วันที่ค้นข้อมูล : 3 พฤศจิกายน 2558)
- [3] ศูนย์ส่งเสริมพลังงานชีวมวล มูลนิธิพลังงานเพื่อสิ่งแวดล้อม [ออนไลน์] เข้าถึงได้จาก :
<https://expcop.blogspot.com/2011/02/biomass-heating-value.htm> (วันที่ค้นข้อมูล : 5 พฤศจิกายน 2558)
- [4] ตำราฝึกอบรมผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน (ผชพ) ด้านความร้อน “หลักการเบื้องต้นของการถ่ายเทความร้อน” สำนักพัฒนาทรัพยากรบุคคลด้านพลังงาน สังกัดกรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน[ออนไลน์] เข้าถึงได้จาก :
http://www2.dede.go.th/bhrd/old/Download/file_handbook/Pre_Heat/pre_heat_4.pdf
 (วันที่ค้นข้อมูล : 5 พฤศจิกายน 2558)
- [5] Jitdilok Prasitsurt, Chatchalearm Ruamchareonchai, Chavalit Khanpakdee. 2010. The design and manufacturing heat exchanger to recovery heat for gas turbine engine: B.Eng thesis of Mechanical Engineering,king mongkut's institute of technology ladkrabang.
- [6] Salim Fettaka, Jules Thibault , Yash Gupta. 2013. Design of shell-and-tube heat exchangers using multiobjective optimization: International Journal of Heat and Mass Transfer. P:343-354
- [7]. Kantanat Karawawattana, Kittipaj Klintanom, Kanat Anurakparadorn, Chatrpon Yurayat. 2013. **3D simulation study in fin-tube heat exchanger with V-shape vortex generators**: B.Eng thesis of Mechanical Engineering,king mongkut's institute of technology ladkrabang

ภาคผนวก ก

ตารางที่ ก1 Properties of air at 1 atm pressure

894
APPENDIX 1

TABLE A-15

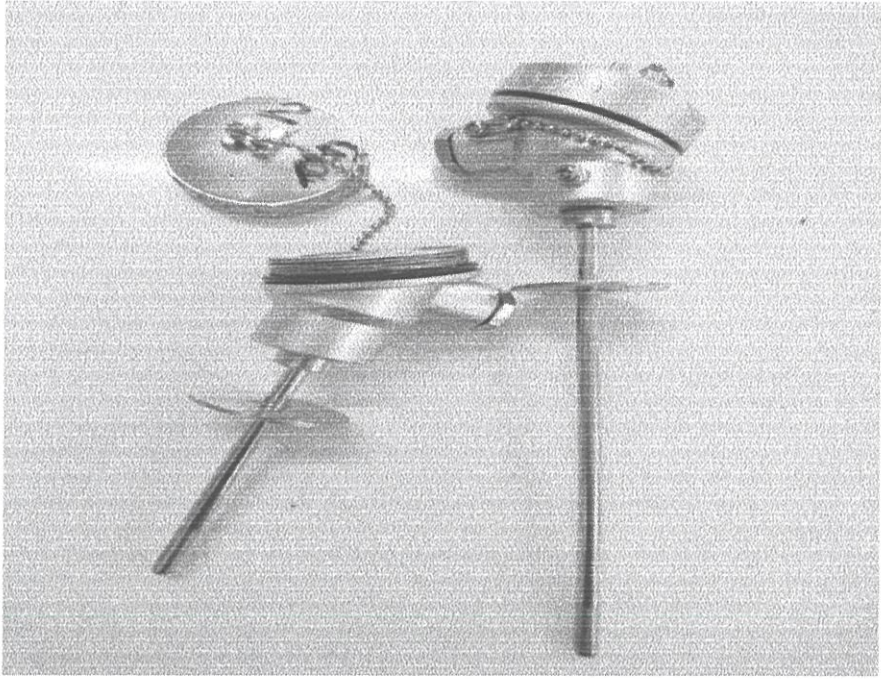
Properties of air at 1 atm pressure

Temp. <i>T</i> , °C	Density ρ , kg/m ³	Specific Heat c_p , kJ/kg·K	Thermal Conductivity k , W/m·K	Thermal Diffusivity α , m ² /s	Dynamic Viscosity μ , kg/m·s	Kinematic Viscosity ν , m ² /s	Prandtl Number Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.036	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

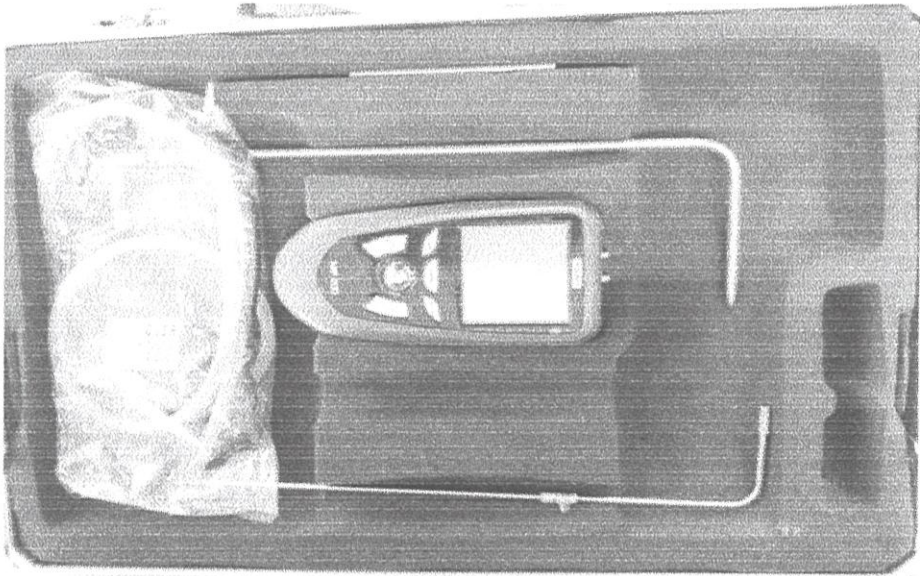
Note: For ideal gases, the properties c_p , k , μ , and Pr are independent of pressure. The properties ρ , ν , and α at a pressure P (in atm) other than 1 atm are determined by multiplying the values of ρ at the given temperature by P and by dividing ν and α by P .

Source: Data generated from the EES software developed by S. A. Keen and F. L. Alvarado. Original sources: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 1984; and Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3, Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11, Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena, and P. Hestermann, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-30607020-8.

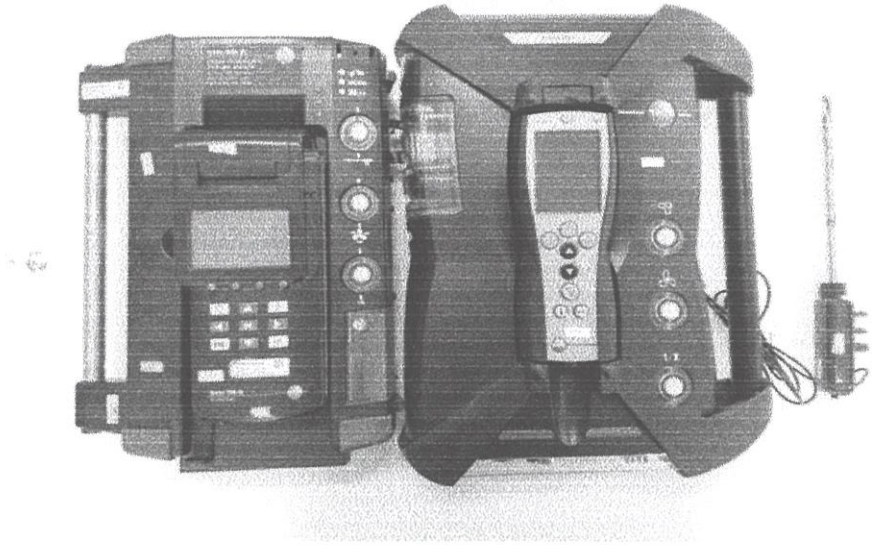
ภาคผนวก ข



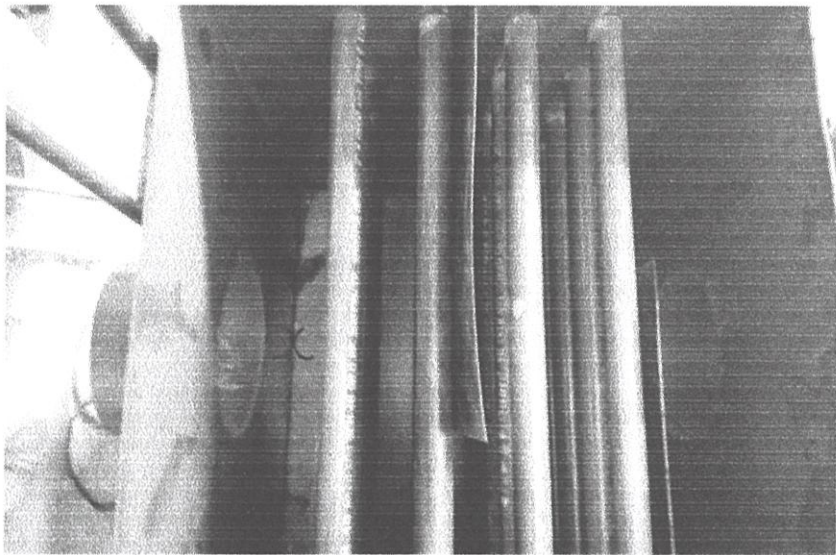
รูปที่ ข1 Thermo couple Type K



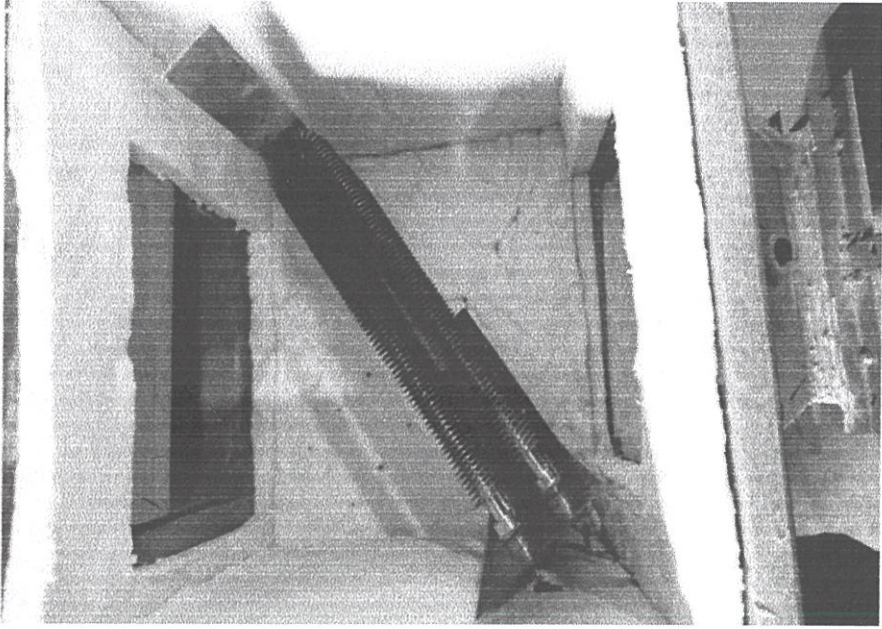
รูปที่ ข2 Kimmo



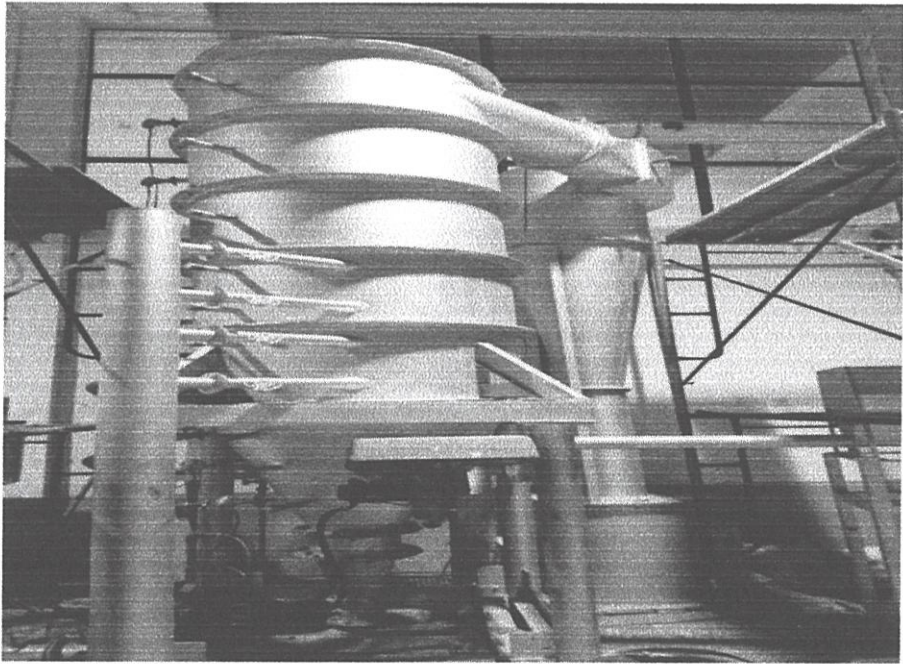
รูปที่ ข3 Testo 350 XL



รูปที่ ข4 แผ่นบัฟเฟอร์ เพื่อชะลอความเร็วของลม

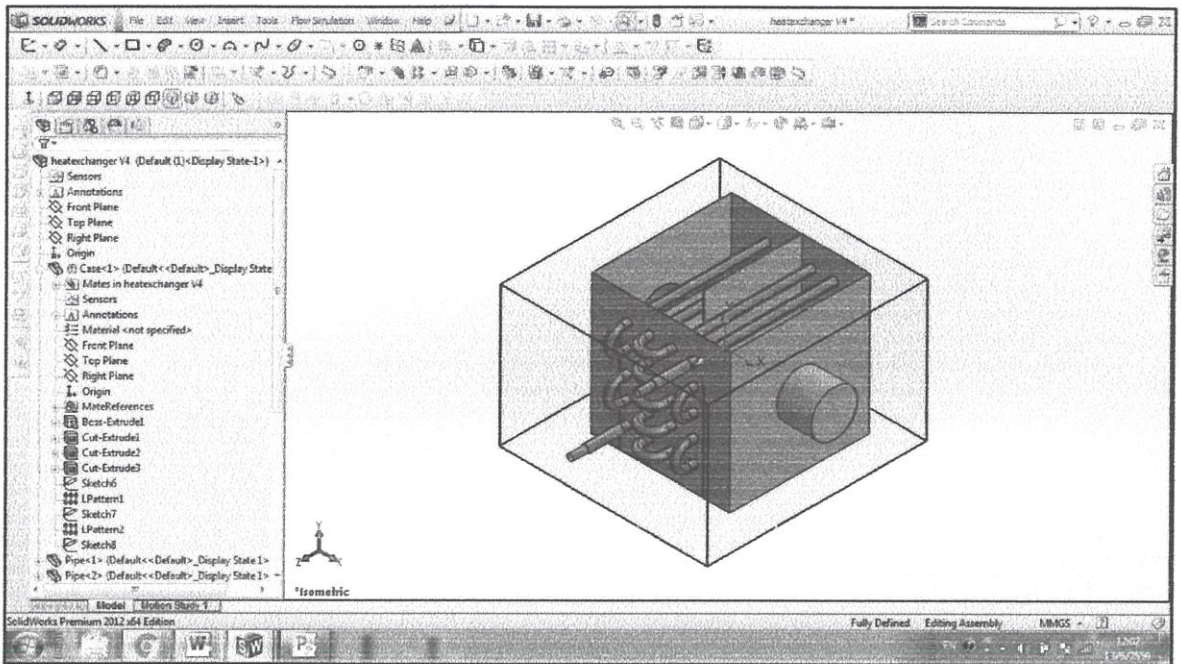


รูปที่ ข5 ฮีตเตอร์ (จำลองความร้อน)

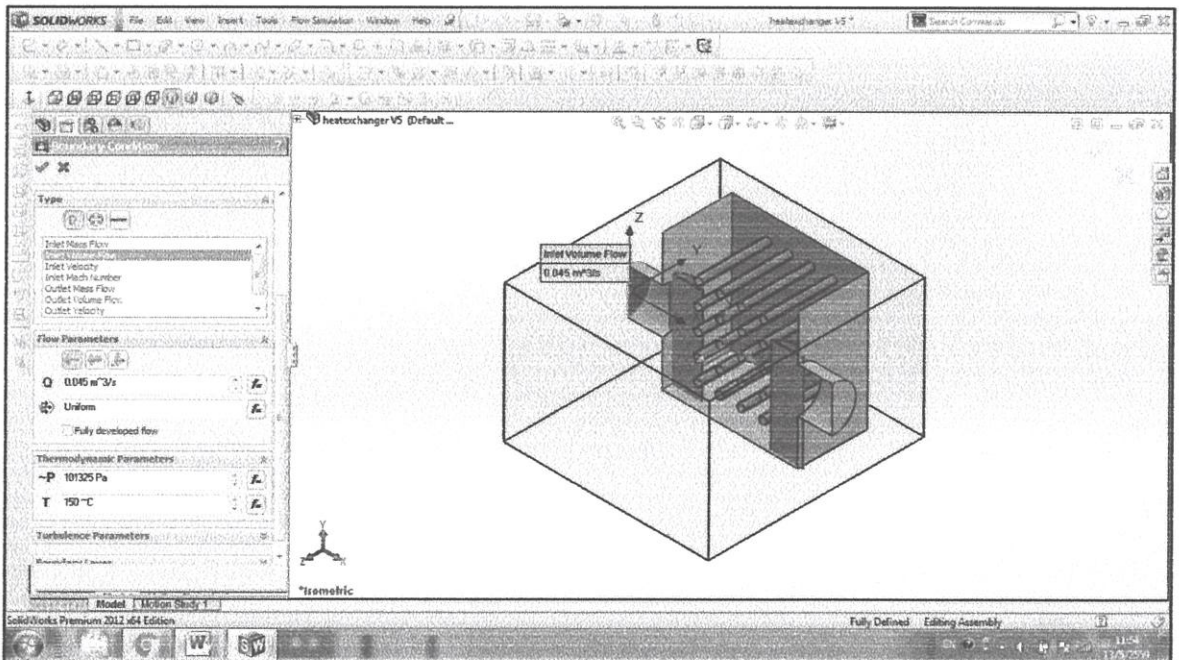


รูปที่ ข6 เตาเผาแบบฟลูอิดไดซ์เบด

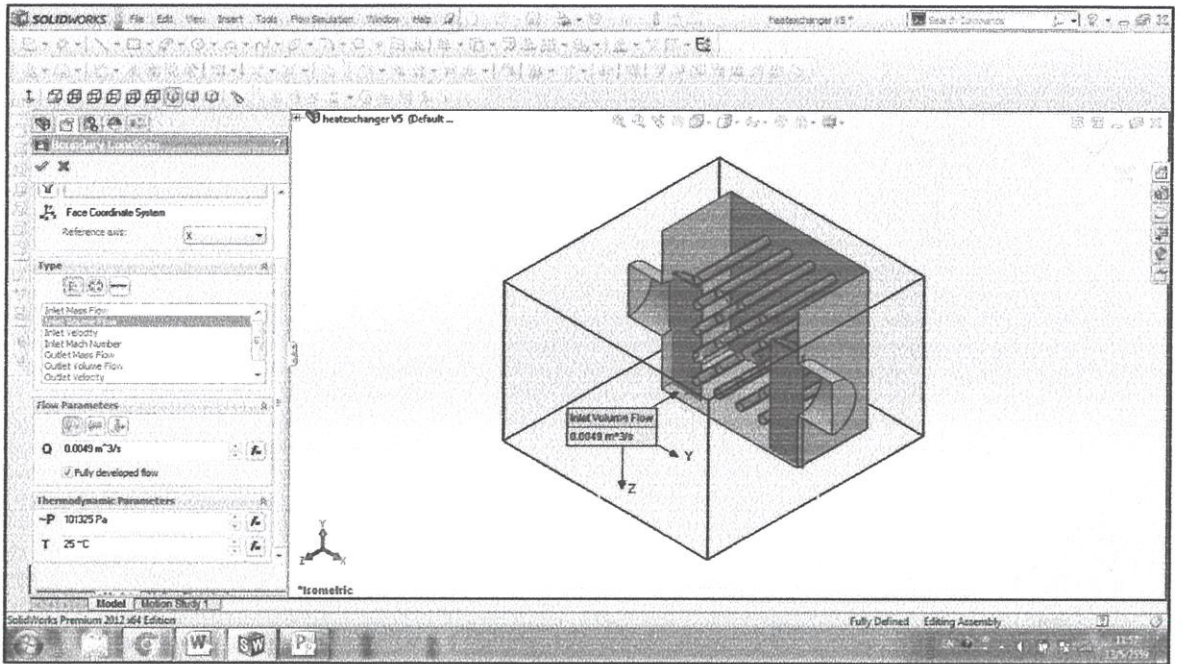
ภาคผนวก ค



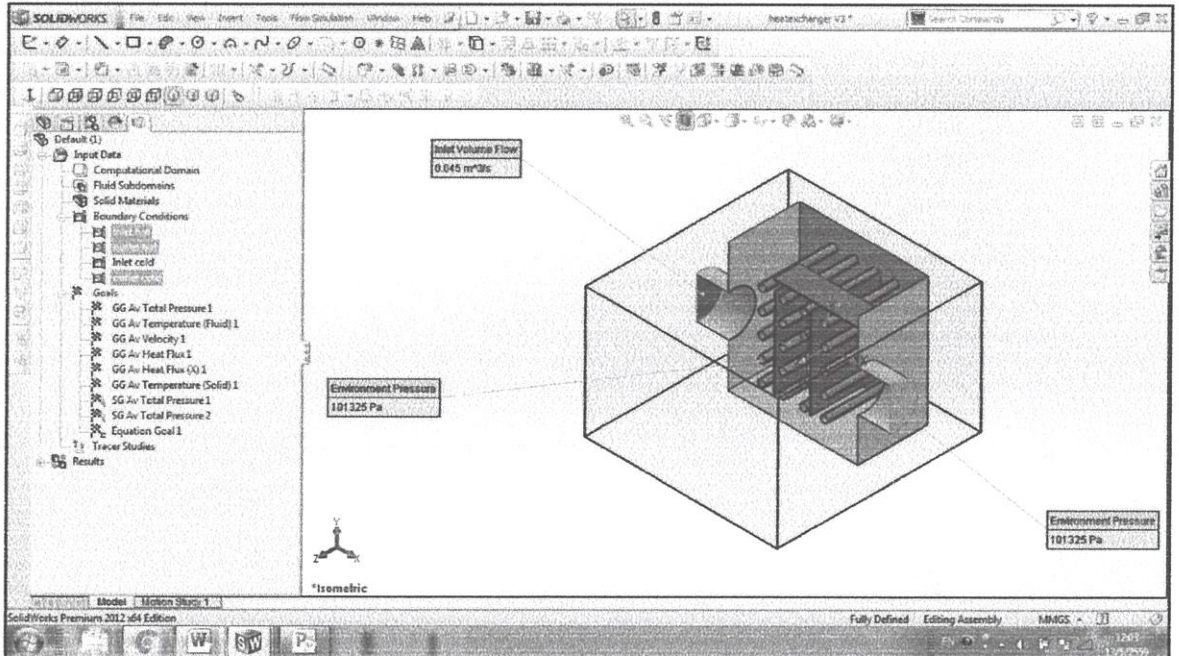
รูปที่ ค1 ตัวอย่างแบบจำลอง 3 มิติของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ ค2 ตัวอย่างการกำหนดเงื่อนไขการไหลจากโปรแกรม Solid Works flow simulation



รูปที่ ค3 ตัวอย่างการกำหนดอัตราการไหลของอากาศเย็นเพื่อจำลองการไหลจากโปรแกรม Solid Works flow simulation



รูปที่ ค4 ตัวอย่างการกำหนดอัตราการไหลของของไหลทั้งสองชนิดจากโปรแกรม Solid Works flow simulation

ทั้งนี้การกำหนดเงื่อนไขการไหลของของทั้งสองชนิดในการออกแบบนี้ อ้างอิงมาจากการเก็บข้อมูลก๊าซไอเสียภายในเตาฟลูอิดไดซ์เบด เช่น ความเร็ว อัตราการไหล อุณหภูมิ และความดันของของไหลทั้งสองชนิดโดยมีค่าดังนี้

ตัวแปร	ค่าตัวแปรที่ทำการเก็บข้อมูลจากเตาฟลูอิดไดซ์เบด	ค่าตัวแปรที่ใช้ในการกำหนดเงื่อนไขการไหลเพื่อจำลองการไหลด้วยโปรแกรม Solid Works flow simulation
อุณหภูมิก๊าซไอเสีย	600 – 680 °C	300 °C
อัตราการไหลของก๊าซไอเสีย	0.045 m ³ /s	0.045 m ³ /s
ความดันของก๊าซไอเสีย	101.325 Pa	101.325 Pa

ตารางที่ ค1 แสดงค่าตัวแปรต่างๆที่ใช้ในการจำลองการไหลของก๊าซไอเสียเมื่อผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน