

การออกแบบชุดทดลองสำหรับเก็บเถ้าลอยในไอเสีย
จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงชีวมวล

DESIGN AND FABRICATION OF FLY ASH COLLECTOR
IN FLUE GAS OF BIOMASS COMBUSTION



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2561

การออกแบบชุดทดลองสำหรับเก็บเถ้าลอยในไอเสีย
จากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงชีวมวล

DESIGN AND FABRICATION OF FLY ASH COLLECTOR
IN FLUE GAS OF BIOMASS COMBUSTION



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2561

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

DESIGN AND FABRICATION OF FLY ASH COLLECTOR
IN FLUE GAS OF BIOMASS COMBUSTION



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

2018

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2561

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การออกแบบชุดทดลองสำหรับเก็บเถ้าลอยในไอเสียจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงชีวมวล

DESIGN AND FABRICATION OF FLY ASH COLLECTOR IN FLUE GAS OF BIOMASS
COMBUSTION

ผู้จัดทำ

1. นาย ธนกร สารพา รหัสประจำตัว 58010485
2. นางสาว พรพิมล พิสุตร รหัสประจำตัว 58010838



อาจารย์ที่ปรึกษา

(รศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชื่องานวิจัย การออกแบบชุดทดลองสำหรับเก็บตัวอย่างไอเสียจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงชีวมวล

ผู้วิจัย นาย ธนกร สารพา 58010485

นางสาว พรพิมล พิสุตร 58010838

นักศึกษาระดับปริญญาตรี (คณะวิศวกรรมศาสตร์ สาขาวิศวกรรมเครื่องกล)

อาจารย์ที่ปรึกษา รศ.ดร.จรรวดี เจริญสุข

ปีการศึกษา 2561

บทคัดย่อ

โครงการนี้เป็นารออกแบบชุดทดลองเพื่อเก็บตัวอย่างปริมาณไอเสียจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง และนำความร้อนในน้ำหมุนเวียนที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อนไประบายออกผ่านหม้อน้ำรถยนต์ โดยชุดทดลองนั้นประกอบไปด้วย 2 ส่วน คือ ส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับลดอุณหภูมิไอเสีย และส่วนของระบบหมุนเวียนและระบายความร้อนออกจากน้ำ ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ผู้วิจัยต้องการลดอุณหภูมิของไอเสียให้น้อยลงเพื่อความปลอดภัยของผู้วิจัยในการใช้งานชุดทดลอง โดยการคำนวณปริมาณอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อหาอัตราการไหลของน้ำที่จะนำเข้ามาใช้ในการหล่อเย็น โดยมีเงื่อนไขข้อจำกัดในเรื่องของพื้นที่การใช้งานและความยาวของท่อ ซึ่งมีผลต่อการลดอุณหภูมิ ผู้วิจัยได้ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบท่อซ้อน 3 ชั้น โดยใช้ท่อทั้ง 3 ขนาด คือ $3/8$, $3/4$, $1\frac{1}{2}$ " คือ ท่อไอเสีย ท่อน้ำเข้า และท่อน้ำออกตามลำดับ ซึ่งในการคำนวณนั้นผู้วิจัยพบว่า อัตราการไหลของน้ำที่สามารถทำให้อุณหภูมิของไอเสียลดลงเหลือ 50 องศาเซลเซียสได้ เท่ากับ 100-146 ลิตรต่อชั่วโมง และผู้วิจัยได้ใช้วิธีการลดอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่ได้รับความร้อนจากการแลกเปลี่ยนความร้อนจากไอเสีย โดยใช้หม้อน้ำรถยนต์และพัดลมในการระบายความร้อนออกจากน้ำหล่อเย็น และประเมินประสิทธิภาพของหม้อน้ำรถยนต์เพื่อดูความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำและพัดลม และผู้วิจัยได้ทำการทดลองที่ค่าความร้อน 300, 400 และ 500 กิโลวัตต์ โดยใช้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ 120, 240, 360 และ 480 ลิตรต่อชั่วโมง สามารถลดอุณหภูมิได้ต่ำสุดและมากที่สุดได้ 44.6 และ 53.4 องศาเซลเซียส ตามลำดับ และปริมาณไอเสียที่เก็บได้จากการทดลองที่ 300 กิโลวัตต์ เท่ากับ 2 กรัม ที่ 400 กิโลวัตต์ได้ เท่ากับ 1 กรัม และที่ 500 กิโลวัตต์ได้ เท่ากับ 0 กรัม

Thesis title: DESIGN AND FABRICATION OF FLY ASH COLLECTOR IN FLUE GAS OF BIOMASS COMBUSTION

Researcher: Mr. Tanakorn Sarapa 58010485

Miss. Phornphimon Phisoot 58010838

Ungraduated in Bachelor's of Mechanical engineering.

Thesis advisor: Assoc. Prof. Dr. Jarruwat Charoensuk

Year 2018

ABSTRACT

This project is the design to collector the fly ash to reduce the temperature from the fuel combustion and bring heat to circulating water obtained from the heat exchanger to be drained through the radiator. The experimental set consists of 2 parts: the heat exchanger for reducing the exhaust temperature. And parts of the recirculation system and cooling out of the water. In part of the heat exchanger the researcher wanted to reduce the temperature of the exhaust to be less for the safety of the researcher to use the experimental set. The researchers have designed a heat exchanger as a triple-pipe which using for three forms are $3/8$, $3/4$, $1\frac{1}{2}$ " which is internal exhaust, internal and external water pipe respectively. The calculation of flow of water that can make the exhaust temperature to drop to 50 degrees Celsius, equal to 100-146 liters per hour and used the method of reducing the temperature of coolant that was heated by the heat exchanger from the exhaust by mean of using car radiator and fan to cooling. And evaluate the effectiveness of the radiator to check the heat transfer ability of the radiator and the wind. The researcher has operated the experiment at 300, 400 and 500 kW while using heat the cooling water flow rate at 120, 240, 360 and 480 liters per hour can reduce the minimum and maximum temperature as 44.6 and 53.4 degrees Celsius respectively and the fly ash collected from the experiment at 300 kW is equal to 2 grams at 400 kW, equal to 1 gram and at 500 kW, equal to 0 gram.

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาบัตรฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยความกรุณาจากหลายฝ่าย ผู้วิจัยขอขอบพระคุณ รศ.ดร. จารุวัตร เจริญสุข อาจารย์ที่ปรึกษา ซึ่งได้กรุณาให้ความช่วยเหลือ คำแนะนำ และตลอดจนชี้แนะแนวทาง ในการแก้ไขปัญหาดังกล่าว ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในความเมตตาจากท่านอาจารย์ และขอกราบ ขอบพระคุณเป็นอย่างสูง อีกทั้งขอขอบพระคุณท่านอาจารย์ผู้เป็นกรรมการคุมสอบที่ได้ให้คำแนะนำ ทิชม ในข้อบกพร่องที่ควรแก้ไขเพิ่มเติมเพื่อให้ปริญญาบัตรฉบับนี้สมบูรณ์

ขอกราบขอบพระคุณบิดาและมารดา บุคคลในครอบครัวเป็นอย่างยิ่งที่ได้ให้การสนับสนุน เลี้ยงดู ให้ทุนการศึกษากับผู้วิจัย และให้กำลังใจในการทำปริญญาบัตรในการแก้ไขอุปสรรคต่างๆ ที่เกิดขึ้น และ ขอขอบพระคุณรุ่นพี่ของผู้วิจัยที่คอยให้ความช่วยเหลือ คอยให้คำปรึกษาในหลายๆด้านของการวิจัย หากปราศจากบุคคลเหล่านั้นที่กล่าวมาข้างต้น ปริญญาบัตรเล่มนี้คงไม่สามารถสมบูรณ์ได้

และที่ขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูงคือ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง และตึกภาควิศวกรรมเครื่องกล ที่ได้เปิดโอกาสให้ผู้วิจัยได้ทำโครงการวิจัยฉบับนี้ คุณค่าและประโยชน์ อันมีค่าสำหรับปริญญาบัตรฉบับนี้ ผู้วิจัยขอขอบแต่ผู้มีพระคุณทุกท่านตลอดจนผู้ให้ความช่วยเหลือใน การทำปริญญาบัตรฉบับนี้ ขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ โอกาสนี้

ธนากร สารพา

พรพิมล พิสุตร

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ	I
ABSTRACT	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
บทที่ 1	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา.....	2
1.3 สมมุติฐานของการศึกษา.....	2
1.4 ขอบเขตการวิจัย.....	2
1.5 ขั้นตอนของการศึกษา.....	3
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
1.7 ข้อจำกัดของการศึกษา	3
1.8 คำจำกัดความที่ใช้ในการศึกษา.....	4
บทที่ 2	5
2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	5
บทที่ 3	7
3.1 การถ่ายเทความร้อน (heat transfer)[6].....	7
3.1.1 การนำความร้อน.....	7
3.1.2 การพาความร้อน.....	7
3.1.3 การแผ่รังสีความร้อน (Radiation)	8

3.2 หลักการพื้นฐานของการพาความร้อน (Fundamentals of convection)[7]	8
3.2.1 ธรรมชาติของการพาความร้อน (Natural of convection)	8
3.2.2 The Prandtl number (Pr)	9
3.2.3 จำนวนเลขเรย์โนลด์ (Reynolds Number)	9
3.2.4 The Nusselt number (Nu)	10
3.3 การพาความร้อนแบบบังคับภายนอก (External forced convection)[8]	10
3.3.1 Heat transfer coefficient	10
3.3.2 Flow across cylinders	11
3.3.3 ความดันที่ลดลงภายในท่อของการพาความร้อน (Pressure drop in external flow of convection)	11
3.4 การพาความร้อนแบบบังคับภายใน (Internal forced convection)[9]	13
3.4.1 การไหลแบบราบเรียบ และแบบปั่นป่วนภายในท่อ (Laminar and Turbulent flow in tubes)[7]	13
3.4.2 พื้นที่ไหลผ่านภายในท่อ (The entrance region)	13
3.4.3 ความดันที่ลดลง และการสูญเสียภายในระบบท่อ (Pressure drop and friction loss in pipe)	15
3.4.4 การไหลแบบราบเรียบภายในท่อ (Developing laminar flow in the tubes)	16
3.4.5 การไหลแบบปั่นป่วนเต็มรูปแบบภายในท่อ (Fully developed turbulent flow in tubes)	16
3.4.6 การไหลแบบเต็มรูปแบบในการถ่ายเทความร้อนในช่วงเปลี่ยนถ่าย (Fully developed transitional flow heat transfer)	17
3.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers)[10]	17
3.5.1 ชนิดของ Exchangers (Types of Exchangers)	18
3.5.2 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (The overall heat transfer coefficient)	20

3.5.3 วิธีหาความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (The log mean temperature difference (LMTD) method).....	22
3.5.4 Fouling Facto.....	24
3.5.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหลายจุดและแบบไหลไขว้: การใช้ปัจจัยแก้ไข (Correction Factor) (Multipass and Cross-Flow Heat Exchangers: Use of a Correction Factor)	24
บทที่ 4	27
การออกแบบชุดทดลอง และการคำนวณ	27
4.1 การออกแบบชุดทดลองในการแลกเปลี่ยนความร้อน	27
4.2 การคำนวณเพื่อหาปริมาณน้ำในระบบแลกเปลี่ยนความร้อน	28
4.3 การออกแบบระบบหมุนเวียนน้ำ	36
4.4 การคำนวณเพื่อหาความเร็วลมที่ใช้ในการลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น	37
บทที่ 5	39
อุปกรณ์ และวิธีการทดลอง	39
5.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	39
5.1.1 อุปกรณ์ในระบบแลกเปลี่ยนความร้อน	39
5.1.1.1 ชุดทดลองแบบท่อซ้อน 3 ชั้น	39
5.1.1.2 Thermocouple K Type	40
5.1.2 อุปกรณ์ในระบบหมุนเวียนน้ำ.....	40
5.1.2.1 หม้อน้ำรถยนต์.....	41
5.1.2.2 ปั้มน้ำ MITSUBISHI WP-105QS	41
5.1.2.3 พัดลมระบายความร้อน 12 นิ้ว (หนา) 24V.....	42
5.1.2.4 เครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data logger temperature).....	43
5.1.3 อุปกรณ์ในระบบการเก็บแก๊สลอย.....	43
5.1.3.1 Vacuum pump K33HXDCA-1305.....	44

5.1.3.2	กระปุกเก็บถั่วลอ่ย	44
5.2	การทดลอง	45
5.2.1	วิธีการทดลองเก็บผลอุณหภูมิจากไอเสีย	45
5.2.2	วิธีการทดลองเก็บผลอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น	45
5.2.3	วิธีการทดลองเก็บปริมาณของถั่วลอ่ย.....	45
5.2.5	วิธีการทดลองเพื่อหาอัตราการไหลเชิงปริมาตรของ Vacuum pump.....	46
บทที่ 6	47
ผลการทดลอง	47
6.1	ผลการเก็บค่าอุณหภูมิจากไอเสีย.....	47
6.1.1	ผลการเก็บค่าอุณหภูมิจากไอเสีย ที่ค่าความร้อนของการเผาไหม้เท่ากับ 300 กิโลวัตต์	47
6.1.2	ผลการเก็บค่าอุณหภูมิจากไอเสีย ที่ค่าความร้อนของการเผาไหม้เท่ากับ 400 กิโลวัตต์	52
6.1.3	ผลการเก็บค่าอุณหภูมิจากไอเสีย ที่ค่าความร้อนของการเผาไหม้เท่ากับ 500 กิโลวัตต์	57
6.2	ผลการทดลองการเก็บถั่วลอ่ย.....	62
6.3	การคำนวณอื่นๆ	62
6.3.1	การคำนวณเพื่อหา Overall heat transfer coefficient จากการทดลอง.....	62
6.3.2	การคำนวณเพื่อเปรียบเทียบ Overall heat transfer coefficient ระหว่างการออกแบบและ การจากการทดลอง	64
6.3.3	การคำนวณเพื่อหาประสิทธิภาพของหม้อน้ำรถยนต์	66
บทที่ 7	67
สรุปผล และข้อเสนอแนะ	67
7.1	บทสรุป.....	67
7.2	ข้อเสนอแนะ.....	68
เอกสารอ้างอิง	69

สารบัญตาราง

หน้า

ตารางที่ 3.1 ตารางค่า Nusselt number ของทรงกระบอก.....	11
ตารางที่ 4.1 คุณสมบัติต่างๆ ของไอเสียและน้ำหล่อเย็น และขนาดของท่อ.....	35
ตารางที่ 4.2 ผลการคำนวณจากโปรแกรมการคำนวณข้างต้น.....	36
ตารางที่ 4.3 ผลการคำนวณเพื่อหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์.....	38
ตารางที่ 4.4 ผลการคำนวณเพื่อหาความเร็วลมสำหรับการทดลอง.....	38
ตารางที่ 6. 1 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของ น้ำหมุนเวียนเท่ากับ 120 ลิตรต่อชั่วโมง	47
ตารางที่ 6. 2 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของ น้ำหมุนเวียนเท่ากับ 240 ลิตรต่อชั่วโมง	48
ตารางที่ 6. 3 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของ น้ำหมุนเวียนเท่ากับ 360 ลิตรต่อชั่วโมง	49
ตารางที่ 6. 4 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของ น้ำหมุนเวียนเท่ากับ 480 ลิตรต่อชั่วโมง	50
ตารางที่ 6. 5 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของ น้ำหมุนเวียนเท่ากับ 120 ลิตรต่อชั่วโมง	52
ตารางที่ 6. 6 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของ น้ำหมุนเวียนเท่ากับ 240 ลิตรต่อชั่วโมง	53
ตารางที่ 6. 7 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของ น้ำหมุนเวียนเท่ากับ 360 ลิตรต่อชั่วโมง	54
ตารางที่ 6. 8 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของ น้ำหมุนเวียนเท่ากับ 480 ลิตรต่อชั่วโมง	55
ตารางที่ 6. 9 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของ น้ำหมุนเวียนเท่ากับ 120 ลิตรต่อชั่วโมง	57

VIII

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง(ต่อ)

หน้า

ตารางที่ 6. 10 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของน้ำหมุนเวียนเท่ากับ 240 ลิตรต่อชั่วโมง.....	58
ตารางที่ 6. 11 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของน้ำหมุนเวียนเท่ากับ 360 ลิตรต่อชั่วโมง.....	59
ตารางที่ 6. 12 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของน้ำหมุนเวียนเท่ากับ 480 ลิตรต่อชั่วโมง.....	60
ตารางที่ 6. 13 แสดงช่วงค่าความร้อนต่างๆเทียบกับปริมาณของไถ่ลอยที่เก็บได้.....	62
ตารางที่ 6. 14 ตารางการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 300 kW.....	63
ตารางที่ 6. 15 ตารางการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 400 kW.....	63
ตารางที่ 6. 16 ตารางการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 500 kW.....	64
ตารางที่ 6. 17 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างการออกแบบและการทดลอง..	65
ตารางที่ 6. 18 แสดงการทำประสิทธิผลของหม้อน้ำรถยนต์.....	66

สารบัญรูป

หน้า

รูปที่ 3. 1 การไหลภายในท่อกลม	12
รูปที่ 3. 2 Velocity Profile ของการไหล	14
รูปที่ 3. 3 Entrance region, developing flow and fully developed flow in a pipe	14
รูปที่ 3. 4 ลักษณะการไหลที่แตกต่างกัน และการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (double-pipe heat exchanger).....	18
รูปที่ 3. 5 การไหลที่แตกต่างกันใน cross flow heat exchangers	18
รูปที่ 3. 6 Shell and tube heat exchangers 1 shell pass and 1 tube pass.....	19
รูปที่ 3. 7 Multi-pass flow arrangements in shell-and-tube heat exchangers.....	19
รูปที่ 3. 8 Thermal resistance network associated with heat transfer in a double-pipe heat exchanger	20
รูปที่ 3. 9 การถ่ายเทความร้อนผ่านพื้นที่ผิวในท่อซ้อน	21
รูปที่ 3. 10 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในอุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อนที่ของไหลไหลสวนทางกัน..	23
รูปที่ 3. 11 Factor Correction Factor F สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือก และหลอด (Shell-and-Tube) และแบบ cross-flow.....	26
รูปที่ 4. 1 แผนผังแสดงการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	27
รูปที่ 4. 2 แสดงการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	28
รูปที่ 4. 3 แผนผังการคำนวณเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของไอเสียในท่อไอเสีย1	29
รูปที่ 4. 4 แผนผังการคำนวณเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของไอเสียในท่อไอเสีย	29
รูปที่ 4. 5 แผนผังการคำนวณเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำหล่อเย็นที่หน้า 1Start	30
รูปที่ 4. 7 แผนผังการคำนวณเพื่อหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจากภายในท่อ2	31
รูปที่ 4. 8 แผนผังการคำนวณเพื่อหาอัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมด6	34
รูปที่ 4.9 แผนผังการคำนวณเพื่อหาอัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมด.....	34
รูปที่ 5. 1 ชุดทดลองแบบท่อซ้อน 3 ชั้น.....	39
รูปที่ 5. 2 Thermocouple K Type	40

สารบัญรูป(ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 5. 3 16400-15481 Radiator COROLLA'92-01 AE110 MT.....	41
รูปที่ 5. 4 ปั๊มน้ำ MITSUBISHI WP-105QS.....	42
รูปที่ 5. 5 พัดลมระบายความร้อน 12 นิ้ว (หนา) 24V.....	43
รูปที่ 5. 6 Data Logger temperature.....	43
รูปที่ 5. 7 Vacuum pump K33HXDCA-1305.....	44
รูปที่ 5. 8 กระปุกเก็บแก๊สลอย.....	44
รูปที่ 5. 9 ติดตั้ง Vacuum pump เข้ากับ Heat exchanger.....	46
รูปที่ 5. 10 ถังน้ำ.....	46
รูปที่ 5. 11 บีกเกอร์.....	46
รูปที่ 6.1 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิไอเสียที่ 300 kW.....	51
รูปที่ 6.2 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิน้ำที่ 300 kW.....	51
รูปที่ 6.3 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิไอเสียที่ 400 kW.....	56
รูปที่ 6.4 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิน้ำที่ 400 kW.....	56
รูปที่ 6.5 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิไอเสียที่ 500 kW.....	61
รูปที่ 6.6 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิน้ำที่ 500 kW.....	61
รูปที่ 6.7 แสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิเทียบกับเวลา.....	66

บทที่ 1

บทนำ

ในบทนี้จะกล่าวถึงความจำเป็นและความสำคัญของประสิทธิภาพการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวล แบบฝุ่น ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา สมมติฐานของ การศึกษา ขอบเขตการวิจัย ขั้นตอนของการศึกษา แผนการดำเนินงาน ประโยชน์ที่ คาดว่าจะได้รับ และ คำจำกัดความที่ใช้ในการศึกษา

1.1 ความจำเป็นและความสำคัญของปัญหา

พลังงานเป็นสิ่งจำเป็นของมนุษย์ในโลกปัจจุบันและทวีความสำคัญขึ้นเมื่อโลกมีการพัฒนา มากยิ่งขึ้นซึ่งสวนทางกับแหล่งพลังงานที่ค่อย ๆ ลดลงตามปริมาณการใช้งานรวมไปถึงปัญหาการเปลี่ยนแปลงของภูมิอากาศที่นับวันยิ่งทวีความรุนแรงมากขึ้นส่งผลกระทบต่อสภาพความเป็นอยู่ของสิ่งมีชีวิตทั่วโลก จากปัญหาดังกล่าวเกิดการรณรงค์และสร้างความตระหนักด้วยการลดการใช้งานเชื้อเพลิงฟอสซิลรวมไปถึงการหาพลังงานทดแทนที่สามารถเกิดการหมุนเวียนเป็นวัฏจักรได้ หนึ่งในคำตอบจากคำถามเหล่านั้น คือการใช้งานเชื้อเพลิงชีวมวลที่มนุษย์ได้มีการใช้งานมาอย่างยาวนานแต่ยังขาดการเรียนรู้และเข้าใจในการใช้งาน ซึ่งเชื้อเพลิงชีวมวล(biomass) คือสารอินทรีย์ที่เป็นแหล่งกักเก็บพลังงานจากธรรมชาติ และสามารถนำมาใช้ผลิตพลังงานได้ สารอินทรีย์เหล่านี้ได้มาจากพืช และสัตว์ต่างๆ เช่น เศษไม้ พืชผลทางการเกษตร (agricultural crops) สารอินทรีย์เหล่านี้เป็นพลังงานหมุนเวียนที่สามารถใช้เป็นพลังงานทดแทนพลังงานจากฟอสซิลเพื่อแก้ไขความมั่นคงทางด้านพลังงาน และเสถียรภาพของราคาเชื้อเพลิงเชื้อเพลิงชีวมวลแม้จะก่อปัญหาเช่นเดียวกับเชื้อเพลิงฟอสซิลแต่เราสามารถหันกลับมามองได้ว่า ถ้าเราใช้งานเชื้อเพลิงชีวมวลเราสามารถปลูกเชื้อเพลิงชนิดนี้ขึ้นมาใหม่ได้และใช้เวลาน้อยกว่าการก่อตัวของเชื้อเพลิงฟอสซิล มลพิษที่ถูกปลดปล่อยออกไปในขณะที่ทำการเผาไหม้ก็สามารถถูกดูดซับไว้ได้ในขณะที่ชีวมวลเหล่านั้นกำลังเจริญเติบโต เช่น ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์[1]

ในปัจจุบันห้องปฏิบัติการวิศวกรรมการเผาไหม้ ได้ทำการพัฒนาหัวเผาเชื้อเพลิงชีวมวลฝุ่นชนิดมีห้องเผาไหม้ช่วยสำหรับหม้อไอน้ำท่อไฟใหญ่[2] ในการออกแบบหัวเผาชนิดนี้ได้รับแนวคิดมาจากหัวเผาถ่านหินผงและนโยบายสนับสนุนการใช้งานเชื้อเพลิงชีวมวลในการผลิตความร้อนเพื่อสร้างความมั่นคงทางด้านพลังงานจากรัฐบาลในการออกแบบและสร้างหัวเผาเชื้อเพลิงชีวมวลฝุ่นที่เหมาะสมกับเชื้อเพลิงชีวมวลที่มีอยู่ภายในประเทศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการเผาไหม้เชื้อเพลิงให้เกิดประโยชน์สูงสุดนั้นกระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นจำเป็นต้องเกิดการเผาไหม้แบบสมบูรณ์ การทดสอบนี้สามารถทำได้ด้วยการเก็บตัวอย่างเถ้าลอย(fly ash) ที่ออกจากห้องเผาไหม้และทำการวิเคราะห์ปริมาณคาร์บอนที่คงเหลืออยู่ในเถ้าจึงเป็นเหตุให้ผู้วิจัยได้ทำการออกแบบชุดทดลองสำหรับเก็บเถ้าลอยในไอเสียจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงชีวมวลที่ประกอบไปด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(heat exchanger) เพื่อลดอุณหภูมิของแก๊สที่มีอุณหภูมิสูงให้ลดเหลืออุณหภูมิที่ต่ำลงพอที่จะเก็บค่าตัวอย่างได้อย่างปลอดภัยและลดอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นเพื่อนำมาใช้อีกครั้ง

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา

- 1) เพื่อเก็บตัวอย่างปริมาณเถ้าลอยจากไอเสียเพื่อลดอุณหภูมิหลังจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง
- 2) ตรวจสอบประสิทธิภาพผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและหม้อน้ำ
- 3) เพื่อสร้างชุดทดลองในการเก็บตัวอย่างเถ้าลอยจากไอเสียหลังจากการเผาไหม้

1.3 สมมุติฐานของการศึกษา

- 1) พื้นที่ที่จำกัดในทดสอบชุดทดลองสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อลดอุณหภูมิของเถ้าลอยได้หรือไม่
- 2) การเพิ่มอัตราการไหลของน้ำในระบบหมุนเวียนน้ำ จะส่งผลอย่างไรต่อประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อลดอุณหภูมิของเถ้าลอย
- 3) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบสามารถลดอุณหภูมิของเถ้าลอยหลังจากการเผาไหม้ได้จริง

1.4 ขอบเขตการวิจัย

- 1) โครงการนี้ศึกษาเกี่ยวกับการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อลดอุณหภูมิของเถ้าลอย
- 2) ออกแบบและสร้างชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน(heat exchanger) แบบท่อซ้อน และลักษณะการไหลแบบปั่นป่วน(counter flow)
- 3) การวิจัยนี้ไม่ได้ศึกษาในส่วนของเคมีและชีวภาพ
- 4) การวิจัยนี้ไม่ได้คำนึงถึงลักษณะพื้นผิวของท่อในการคำนวณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.5 ขั้นตอนของการศึกษา

- 1) ศึกษาค้นคว้าการหาการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- 2) กำหนดหัวข้อวัตถุประสงค์และขอบเขตของการศึกษา
- 3) ศึกษาหาข้อมูลเกี่ยวกับเครื่องแลกเปลี่ยนอุณหภูมิ
- 4) รวบรวมข้อมูลและทำการออกแบบชุดทดลอง
- 5) ทดสอบชุดทดลอง และทำการเก็บค่าเ้าล่อย
- 6) รวบรวมผลการทดลอง และวิเคราะห์ผลที่ได้
- 7) นำเสนอ และอภิปรายโครงการงาน

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1) ได้ทราบถึงการออกแบบ และพัฒนาชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนอุณหภูมิ
- 2) ได้ทราบถึงกระบวนการการเผาไหม้เชื้อเพลิงแบบฝุ่น
- 3) ได้ทราบถึงกระบวนการดักจับเ้าล่อยในชุดทดลอง
- 4) ได้ทราบถึงการใช้อุปกรณ์ และเครื่องมือวัดในการทำงานต่างๆ
- 5) ได้ทราบถึงประสิทธิผลของชุดทดลองที่ออกแบบ

1.7 ข้อจำกัดของการศึกษา

- 1) ข้อจำกัดในเรื่องของพื้นที่ที่ทำการวิจัยและทดลอง
- 2) ข้อจำกัดในเรื่องของระยะเวลาความยาวของท่อที่ใช้และเปลี่ยนอุณหภูมิ
- 3) ปัจจัยอื่น ๆ ที่อยู่นอกเหนือการควบคุมของผู้ศึกษา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.8 คำจำกัดความที่ใช้ในการศึกษา

- 1) เชื้อเพลิงชีวมวล คือ เชื้อเพลิงที่ผลิตขึ้นจากสารอินทรีย์ ซึ่งมาจากพืชและสัตว์ อาทิเช่น วัสดุเหลือใช้ทางการเกษตร เศษไม้ เป็นต้น
- 2) แก๊สลอย คือ แก๊สที่มีขนาดเล็กและมีน้ำหนักเบา เมื่อเผาไหม้จะลอยออกไปสู่สิ่งแวดล้อมภายนอก ก่อให้เกิดมลพิษทางอากาศ
- 3) เครื่องบำบัดอากาศแบบเปียก (Wet scrubber) คือ อุปกรณ์ที่ใช้ในการบำบัดไอเสียก่อนปล่อยออกสู่บรรยากาศ โดยการใช้ละอองน้ำเป็นตัวชะล้างไอเสีย



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

งานวิจัย

2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

[1] Akash Pandey (2011) [3] เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดเป็นหนึ่งในองค์ประกอบที่สำคัญที่สุดของส่วนประกอบ cryogenic จำนวนมาก มีลักษณะเป็นพื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนสูงต่อหน่วยปริมาตรของเครื่องแลกเปลี่ยน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความหนาแน่นของพื้นที่ผิว (β) มากกว่า $700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองสตรีมหรือหลายกระแสเรียกว่า heat exchanger แบบกะทัดรัด Plate Fin Heat Exchanger เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในรถยนต์, ไครโอเจนิก, การใช้พื้นที่และอุตสาหกรรมเคมี Heat exchanger ครีบแผ่นส่วนใหญ่จะใช้สำหรับไนโตรเจนเหลว ดังนั้นพวกเขาจำเป็นต้องมีประสิทธิภาพสูงเนื่องจากไม่มีไนโตรเจนเหลวเกิดขึ้นหากประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยกว่า 87% ดังนั้นจึงจำเป็นต้องทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเหล่านี้ก่อนการดำเนินการ

[2] Dr. Maisara Mohyeldin Gasim (2010) [4] โครงการนี้เน้นการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งซึ่งเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและแบบเซลล์ ที่ละขั้นตอนในการออกแบบซอฟต์แวร์จะสร้างครั้งแรกเพื่อให้การคำนวณง่ายและง่ายโดยใช้วิธี E-NTU วิธีการทางเทคนิคนี้ง่ายกว่า LMTD ซึ่งต้องอ้างอิงถึงกราฟที่ซับซ้อน

คำนวณผลลัพธ์ที่ต้องการ ซอฟต์แวร์ที่ใช้คือ Visual Basic ภาษาโปรแกรมประกอบด้วยสูตรการคำนวณพารามิเตอร์ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเช่นอัตราการถ่ายเทความร้อนหรืออัตราความจุความร้อน การออกแบบโปรแกรมนี้ควรตรงกับซอฟต์แวร์แลกเปลี่ยนความร้อนในตลาด ในการออกแบบตัวแลกเปลี่ยนความร้อนนี้มีการพิจารณาหลายอย่าง ขนาดของเปลือกจะต้องปรับให้เข้ากับอัตราการไหลของน้ำเพื่อกำหนดจำนวนหลอดที่ใช้ยังขึ้นอยู่กับขนาดของเปลือก อัตราการไหลของน้ำสามารถกำหนดได้โดยใช้การเปิดบอลวาล์ว การเปิดตัวมีการตัดสินใจแล้วว่าจะเป็น 50%, 60%, 65%, 75% และ 100% ในการอ่านอุณหภูมินั้นจะมีเทอร์โมมิเตอร์แบบดิจิตอลติดตั้งที่ทางเข้าและทางออกสำหรับทั้งของเหลวร้อนและเย็น การอ่านทั้งห้าถูกนำมาใช้และคำนวณโดยใช้ซอฟต์แวร์ที่สร้างขึ้น การคำนวณด้วยตนเองทำเพื่อตรวจสอบโปรแกรมในซอฟต์แวร์ว่าใช้งานร่วมกันได้

หรือไม่ จากผลที่ได้รับอัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้น สุดท้ายมีการตัดสินใจเลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมและประหยัดที่สุด และสรุปได้ว่าการจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในซอฟต์แวร์สามารถทำงานร่วมกับการออกแบบได้เหมือนกัน

[3] ณัฐดนัย พรรณเจริญวงศ์(2555)[5] บทความนี้เป็นการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องผลิตน้ำแข็งหลอดโดยการติดตั้งเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเป็นการออกแบบชุดแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อนำน้ำที่ทิ้งจากกระบวนการผลิตน้ำแข็งมาใช้ ประโยชน์โดยได้ทำการออกแบบชุดแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวัสดุที่ทำจากสแตนเลส ซึ่งมีพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน 4.023 ตารางเมตร จากนั้นได้ทำการสร้างและนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนในบ่อน้ำทิ้งที่มีอุณหภูมิ 0 องศาเซลเซียส ซึ่งจากการทดสอบพบว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้สามารถลดอุณหภูมิน้ำขาเข้าจากเดิม 27 องศาเซลเซียส เป็น 25 องศาเซลเซียสและทำให้ค่า COP ของระบบเพิ่มขึ้น ทำให้สามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าได้ 13,635 กิโลวัตต์ ชั่วโมงต่อปีคิดเป็นค่าใช้จ่าย 16,245 บาทต่อปีและมีระยะเวลาในการคืนทุน 0.9 ปี



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.1 การถ่ายเทความร้อน (heat transfer)[6]

เป็นการถ่ายเทความร้อนจากโมเลกุลไปสู่อีกโมเลกุลหนึ่งที่อยู่ติดกันไปเรื่อยๆ จากอุณหภูมิสูงไปสู่อุณหภูมิต่ำ สามารถจำแนก ได้ออกเป็น 3 แบบ ดังนี้

3.1.1 การนำความร้อน

การนำความร้อน (heat conduction) คือ คือ ปรากฏการณ์ที่พลังงานความร้อนถ่ายเทภายในวัตถุหนึ่ง ๆ หรือระหว่างวัตถุสองชิ้นที่สัมผัสกัน โดยมีทิศทางของการเคลื่อนที่ของพลังงานความร้อนจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า โดยที่ตัวกลางไม่มีการเคลื่อนที่ วัสดุใดจะนำความร้อนดีหรือไม่ดี ขึ้นอยู่กับสัมประสิทธิ์การนำความร้อน(k)

3.1.2 การพาความร้อน

การพาความร้อน (heat convection) เป็นการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นได้ ในสสารสองสถานะ คือ ของเหลวและก๊าซ เนื่องจากเป็นสิ่งที่สามารถเคลื่อนที่ได้โดยจะมีทิศทางลอยขึ้นเท่านั้น เนื่องจาก เมื่อสสารได้รับความร้อนจะมีการขยายตัว ทำให้ความหนาแน่นต่ำลง และสสารที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า (ความหนาแน่นสูงกว่า) ก็จะลงมาแทนที่ การนำความร้อน เป็นการถ่ายเทความร้อนโดยการเคลื่อนที่ของโมเลกุลผ่านของแข็งหรือผ่านของไหลที่อยู่กับที่ อันเป็นผลมาจากอุณหภูมิต่างกัน การนำความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ต่อหน่วยเวลา

ประเภทของการพาความร้อน

1. การพาความร้อนแบบธรรมชาติหรือแบบอิสระ (Natural or Free Convection)
 - การเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างผิวของของแข็งและของไหล โดยไม่มีกลไกใดๆทำให้ของไหลเคลื่อนที่แต่เกิดจากแรงลอยตัวของของไหลเอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- แรงแลอยตัวเกิดจากผลการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่น ที่มีอุณหภูมิของของไหล แตกต่างกัน ใน 2 บริเวณ

2. การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced Convection)

การเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างผิวของของแข็งและของไหล โดยของไหลถูกบังคับให้เคลื่อนที่ไปสัมผัสกับผิวของของแข็งโดยกลไกภายนอก เช่น พัดลม เครื่องสูบล

3.1.3 การแผ่รังสีความร้อน (Radiation)

การแผ่รังสีความร้อน (Radiation) เป็นการถ่ายเทความร้อนออกรอบตัวทุกทิศทาง โดยไม่ต้องอาศัยตัวกลางในการส่งถ่ายพลังงาน ดังเช่น การนำความร้อน และการพาความร้อน ทั้งนี้การแผ่รังสี คือ การถ่ายโอนความร้อนโดยไม่ต้องผ่านตัวกลางใดๆ เช่น ความร้อนที่เกิดจากดวงอาทิตย์ถือเป็นความร้อนที่เกิดจากการถ่ายโอนความร้อนโดยการแผ่รังสี โดยที่วัตถุแต่ละชนิดสามารถดูดกลืนความร้อนจากการแผ่รังสีได้ไม่เท่ากัน ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับ

1. สีของวัตถุ วัตถุสีดำ หรือสีเข้มดูดกลืนความร้อนได้ดีกว่าวัตถุสีขาวหรือสีอ่อน
2. ผิววัตถุ วัตถุผิวขรุขระดูดกลืนความร้อนได้ดีกว่าวัตถุผิวเรียบและขัดมัน

3.2 หลักการพื้นฐานของการพาความร้อน (Fundamentals of convection)[7]

3.2.1 ธรรมชาติของการพาความร้อน (Natural of convection)

ชั้นผิวสัมผัสกับการพาความร้อน เมื่อพิจารณาในเชิงจุลภาคเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลกับผิวหน้าของวัตถุ จะพบว่าที่จริงแล้วการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นจากการนำความร้อนระหว่างวัตถุกับของไหลที่ผิวสัมผัส โดยปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทจะขึ้นอยู่กับการกระจายของอุณหภูมิของชั้นผิวสัมผัส ปัจจัยที่ซับซ้อนเหล่านี้ในค่าที่เรียกว่า สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h [$W/(m^2 \cdot K)$]) โดยพลักซ์ความร้อนที่เกิดจากการพาความร้อนสามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้

$$q = h(T_{\infty} - T_w) \quad (3.1)$$

T_w เป็นอุณหภูมิที่ผิวหน้าวัตถุ T_{∞} เป็นอุณหภูมิของกระแสหลัก ณ จุดที่ห่างจากผิวหน้า เนื่องจากสัมประสิทธิ์การพาความร้อนไม่ได้เป็นสมบัติทางกายภาพของสสารเหมือนกับสัมประสิทธิ์ การ

นความร้อน ดังนั้น ค่าของมันเป็นบางครั้งจึงขึ้นอยู่กับตำแหน่งบนผิวหน้าของวัตถุ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน θ ตำแหน่งใดตำแหน่งหนึ่งบนผิวหน้า เรียกว่า สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะที่ (h_x) และค่าเฉลี่ยทั่ว ผิวหน้าเรียกว่า สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย (h_m) หากให้พื้นที่ที่มีความร้อนถ่ายเทเท่ากับ A แล้วปริมาณ ความร้อนที่ถ่ายเทผ่านในหนึ่งหน่วยเวลา Q จะเท่ากับ

$$Q = mC_p\Delta T = h_m(T_\infty - T_w)A \quad (3.2)$$

3.2.2 The Prandtl number (Pr)

จำนวน Prandtl ถูกกำหนดเป็นอัตราส่วนของการแพร่กระจายโมเมนตัมไปสู่การกระจายตัวของความร้อน การกระจายตัวของโมเมนตัมหรือตามที่เราเรียกกันทั่วไปว่าความหนืดแบบโคเนติกบอกรวมถึงความต้านทานของวัสดุต่อการไหลของแรงเฉือน (ชั้นที่ต่างกันของการไหลของการไหลด้วยความเร็วที่แตกต่างกันเช่นความเร็วที่แตกต่างกันของผนังที่อยู่ติดกัน) โดยค่า Pr สามารถหาได้จากการเปิดตารางหรือได้จากการคำนวณ ดังสมการ

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (3.3)$$

3.2.3 จำนวนเลขเรย์โนลด์ (Reynolds Number)

เป็นเลขดัชนีซึ่งบอกสภาพปรากฏการณ์ การไหลของไหล ซึ่งเป็นสัดส่วนของ inertia/viscous จำนวนเลขเรย์โนลด์จะมีค่าขึ้นอยู่กับความเร็วการไหล ความหนืด ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง และความหนาแน่นของของไหลเราจะเขียนความสัมพันธ์ดังกล่าวได้

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (3.3)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ Re = จำนวนเลขเรย์โนลด์ (Reynolds Number)

V = ความเร็วการไหล m/s

D = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ

m = ความหนาแน่นของของไหล kg/m^3 = ความหนืดของของไหล $kg/m.s$

3.2.4 The Nusselt number (Nu)

ในการถ่ายโอนความร้อนที่ขอบ(พื้นผิว) ภายในของเหลวจำนวน Nusselt (Nu) เป็นอัตราส่วนของการพาความร้อนไปสู่การถ่ายเทความร้อนที่เป็นสื่อกระแสไฟฟ้า(แนวเขตแดน) ในบริบทนี้การพาความร้อนรวมทั้งความวิตกและการแพร่กระจาย โดย Wilhelm Nusselt เป็นผู้คิดค้นและเป็นหมายเลขที่ไม่มีมิติ[5] ดังสมการ

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (3.4)$$

3.3 การพาความร้อนแบบบังคับภายนอก (External forced convection)[8]

3.3.1 Heat transfer coefficient

สำหรับค่า Nusselt number ที่ตำแหน่งระยะ X ที่มีลักษณะการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) และแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) บนแผ่นราบ (Flat plate) มีสมการดังนี้

$$\text{Laminar: } Nu = \frac{hL}{k} = 0.664 Re_L^{0.5} Pr^{\frac{1}{3}} \quad ; Re_L < 5 \times 10^5, Pr > 0.6 \quad (3.5)$$

$$\text{Turbulent: } Nu = \frac{hL}{k} = 0.377 Re_L^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \quad ; \quad 0.6 \leq Pr \leq 60 \quad (3.6)$$

$$5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

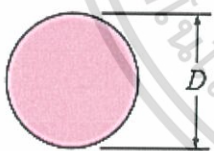
3.3.2 Flow across cylinders

การไหลผ่านกระบอกสูบและทรงกลมมักพบในทางปฏิบัติ ตัวอย่างเช่น หลอดในตัวแลกเปลี่ยน ความร้อนแบบเปลือกและหลอดมีทั้งการไหลเวียนภายในผ่านท่อและการไหลเวียนภายนอกผ่านท่อและ ต้องพิจารณาทั้งสองกระแสในการวิเคราะห์ตัวแลกเปลี่ยนความร้อน นอกจากนี้ก็พบบ่อยมากเช่น ฟุตบอลเทนนิสและกอล์ฟรวมถึงการไหลผ่านลูกทรงกลม และค่า Nusselt number ที่นักวิทยาศาสตร์ คิดค้นในทรงกระบอก

Churchill–Bernstein คือ ผู้คิดค้น สมการ Churchill-Bernstein ใช้ในการประมาณค่า Nusselt เฉลี่ยของผิวสำหรับกระบอกสูบในการไหลข้ามที่ความเร็วต่างๆ สมการดังนี้

$$Nu_{cyl} = \frac{hD}{k} = 0.3 + \frac{0.62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{[1+(0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282,000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (3.7)$$

ตารางที่ 3 1 ตารางค่า Nusselt number ของทรงกระบอก[8]

Cross-section of the cylinder	Fluid	Range of Re	Nusselt number
	Gas or liquid	0.4–4	$Nu = 0.989Re^{0.330} Pr^{1/3}$
		4–40	$Nu = 0.911Re^{0.385} Pr^{1/3}$
		40–4000	$Nu = 0.683Re^{0.466} Pr^{1/3}$
		4000–40,000	$Nu = 0.193Re^{0.618} Pr^{1/3}$
		40,000–400,000	$Nu = 0.027Re^{0.805} Pr^{1/3}$

3.3.3 ความดันที่ลดลงภายในท่อของการพาความร้อน (Pressure drop in external flow of convection)

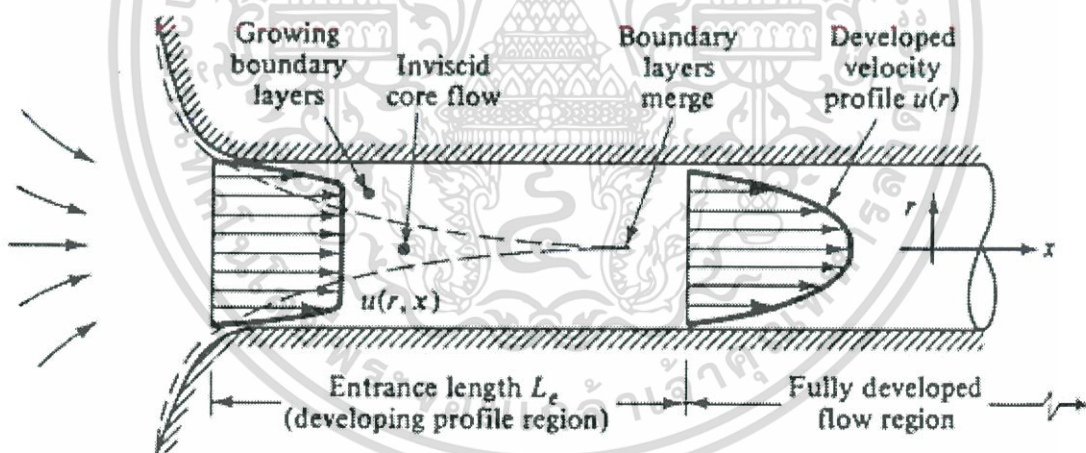
การไหลในท่อกลมที่บริเวณทางเข้าท่อ นั้นจะเห็นว่าตั้งแต่ที่บริเวณทางเข้า ชั้น ขอบเขตของ ความเร็วจะค่อยๆพัฒนาเพิ่มขึ้นที่เล็กที่เล็จนถึงระยะทางค่าหนึ่ง (L_e) ชั้นของความเร็วจะ ซ้อน กันทั้งบน และล่าง หลังจากนั้นการกระจายความเร็วจะไม่มีเปลี่ยนแปลง เรียกว่าการไหลได้พัฒนาได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อย่างสมบูรณ์ (Fully Developed) ค่าเรย์โน Re สำหรับการไหลภายในท่อนั้นทำให้ V เป็นค่าความเร็วเฉลี่ย D เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของพื้นที่ตัดขวางท่อแล้วจะได้

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{[M / (\frac{\pi D^2}{4})] D}{\mu} \quad (3.7)$$

ค่าเรย์โนวิกฤติ Re_c ของการไหลภายในท่อที่ได้พัฒนาได้อย่างสมบูรณ์แล้วคือค่าเรย์โน ที่การไหลเปลี่ยนจากการไหลราบเรียบไปเป็นการไหลแบบปั่นป่วนจะมีค่า $Re_c = 2300$ หรืออยู่ในช่วงระหว่าง $2000 - 4000$ โดยประมาณ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับความปั่นป่วนในการไหลความขรุขระภายในท่อที่ไหล หรือรูปทรง และ สภาพของทางเข้า ส่วนค่าเรย์โนที่ต่ำกว่า 2000 ไม่ว่าท่อจะมีความยาวมากเพียงใด การไหลก็จะไม่เปลี่ยนแปลง ไปสู่การไหลแบบปั่นป่วน จะยังคงรักษาสภาพการไหลแบบเป็นชั้น หรือราบเรียบต่อไป



รูปที่ 3.1 การไหลภายในท่อกลม[8]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความดันที่สูญเสียไปในท่อตรง การไหลในท่อตรงนั้น การสูญเสียทั้งหมดจะเกิดขึ้นมาจากแรงเสียดทานระหว่างชั้นของของไหลที่อยู่ติดกับผนังของท่อ หรือความหนืดโดยความดันที่สูญเสียไปเนื่องจากแรงเสียดทาน Δp สามารถเขียนเป็น สมการได้ ดังนี้

$$\frac{\Delta P}{\rho} = f \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2} \quad (3.8)$$

โดย f = แฟกเตอร์ความฝืด (Friction Factor)

และ

$$\dot{W} = \dot{V} \Delta P = \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho} \quad (3.9)$$

3.4 การพาความร้อนแบบบังคับภายใน (Internal forced convection)[9]

3.4.1 การไหลแบบราบเรียบ และแบบปั่นป่วนภายในท่อ (Laminar and Turbulent flow in tubes)[7]

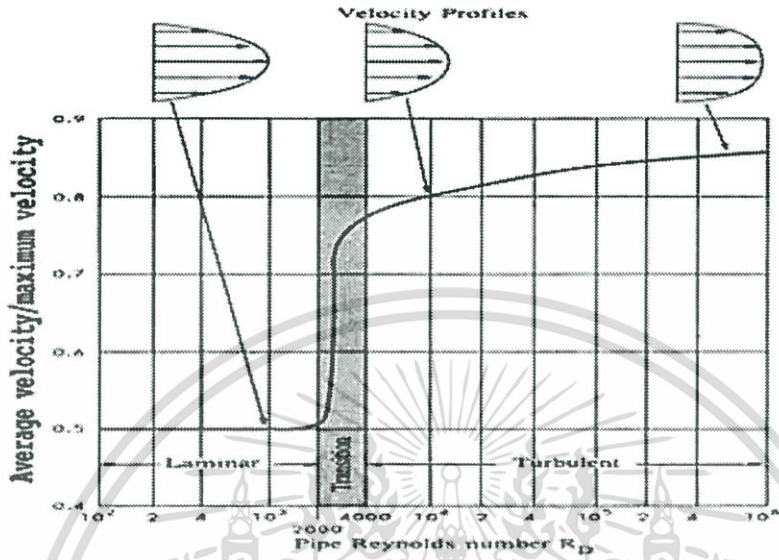
รูปร่างของท่อที่มีของเหลวไหลอยู่ภายใน นอกจากเป็นวงกลมแล้ว อาจเป็นรูปร่างอื่น ๆ ก็ได้ เช่น สามเหลี่ยม สี่เหลี่ยม สี่เหลี่ยมผืนผ้า เป็นต้น ที่มีส่วนสูงและความกว้างต่างๆ สามารถเทียบเคียงลักษณะของรูปร่างที่เป็นวงกลมได้ ที่เรียกว่า ขนาดความโตท่อทางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter, D_h) โดยที่ A = พื้นที่หน้าตัดการไหล, P = ระยะทางของเส้นรอบรูปที่สัมผัสการไหลเท่านั้น[7] (wetted perimeter)

$$D_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4\pi D^2/4}{\pi D} = D \quad (3.10)$$

3.4.2 พื้นที่ไหลผ่านภายในท่อ (The entrance region)

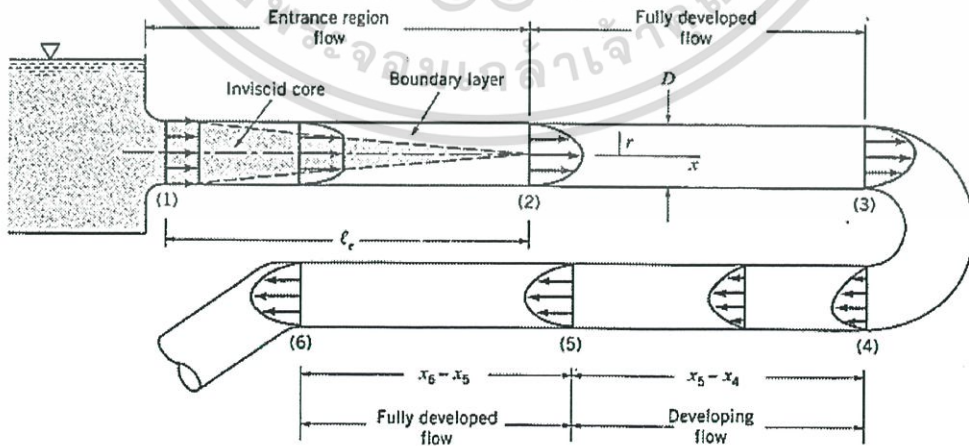
จำนวนเลขเรย์โนลด์ไม่มีหน่วย และมีความสำคัญอย่างมาก กล่าวคือจำนวนเลขนี้ใช้เป็นตัวกำหนดรูปแบบการไหลของของไหลว่าเป็นแบบใด เช่น Re อยู่ในช่วง 0 - 2000 สภาพการไหลเป็น

แบบ Laminar Flow Re อยู่ในช่วง 2001 - 4000 สภาพการไหลเป็นแบบ Transition Zone คือ มีการไหล 2 แบบ คือ Laminar + Turbulent Re มากกว่า 4000 สภาพการไหลเป็นแบบ Turbulent Flow



รูปที่ 3. 8 Velocity Profile ของการไหล[9]

ในกรณีที่ของไหล ไหลเข้าท่อโดยให้การไหลเป็นแบบ Uniform flow ดังรูป เมื่อพิจารณาถึงผลกระทบของความหนืดพบว่า ในกรณีของไหลหนืดนั้น จะมีผลกระทบจากแรงเฉือน ซึ่งทำให้เกิดชั้น Boundary layers ขึ้น การไหลในช่วงนี้จะมีแบ่งออกเป็น 2 ส่วนชัดเจน เราเรียกระยะทางที่ของไหล ไหล เข้าว่า เป็นช่วง Entrance length, L_e หลังจากช่วงนั้นการไหลจะเปลี่ยนเป็นแบบ Fully developed ซึ่งการไหลในช่วงนี้ ความเร็วจะไม่เป็นเปลี่ยนแปลงกับระยะทางตามแนวการไหล (x)



รูปที่ 3. 9 Entrance region, developing flow and fully developed flow in a pipe[9]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณหาระยะที่เกิด fully developed flow สามารถคำนวณได้ดังสมการดังต่อไปนี้

$$L_h \approx 0.05 Re D \quad ; \quad \text{Laminar flow} \quad (3.11)$$

$$L_t \approx 0.05 Re Pr D \quad ; \quad \text{Laminar flow} \quad (3.12)$$

และ สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน (turbulent flow)

$$L_{h,turbulent} \approx L_{t,turbulent} \approx 10 D \quad (3.13)$$

3.4.3 ความดันที่ลดลง และการสูญเสียภายในระบบท่อ (Pressure drop and friction loss in pipe)

ในพลศาสตร์ของไหล สมการ Darcy-Weisbach เป็นสมการซึ่งเกี่ยวข้องกับการสูญเสียหัวความดัน (Head loss) หรือการสูญเสียความดัน เนื่องจากแรงเสียดทานของท่อตามความยาวที่กำหนด ที่ความเร็วเฉลี่ยของการไหลของของไหล โดยสมการเป็นของ อองรี ดาร์ซี (Henry Darcy : 1803 - 1858) วิศวกรชาวฝรั่งเศส และ จูเลียส วิสбак (Julius Weisbach : 1806 - 1871) นักคณิตศาสตร์และวิศวกรชาวเยอรมัน

วิธีการได้รับการยอมรับในการคำนวณการสูญเสียหัวความดันที่เกิดแรงเสียดทานจากการเคลื่อนไหวยาวของของเหลวในท่อกลมโดยใช้สมการ ดาร์ซี-วิสбак (Darcy-Weisbach) คือ

$$\text{Pressure loss:} \quad \Delta P_L = f \frac{L}{D} \frac{V_{avg}^2}{2g} \quad (3.14)$$

$$\text{Head loss:} \quad h_L = \frac{\Delta P_L}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{V_{avg}^2}{2g} \quad (3.15)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และ ค่า f ภายในท่อที่ไหลแบบราบเรียบ

$$f = \frac{64\mu}{\rho DV_{avg}} = \frac{64}{Re} \quad (3.16)$$

3.4.4 การไหลแบบราบเรียบภายในท่อ (Developing laminar flow in the tubes)

นักวิทยาศาสตร์ชื่อ Edward et al. (1979) ได้คิดหาค่าเลข Nu ภายในท่ออุณหภูมิจากพื้นผิวที่คงที่ที่ไหลแบบราบเรียบมีสมการดังนี้

$$Nu = 3.66 + \frac{0.065 \left(\frac{D}{L}\right) Re Pr}{1 + 0.04 \left[\left(\frac{D}{L}\right) Re Pr\right]^{2/3}} \quad (3.17)$$

และ โดย Sieder and Tate (1936) ในกรณีที่ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างพื้นผิว และของไหลมีค่ามากกว่าสมการ

$$Nu = 1.86 \left(\frac{Re Pr D}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (3.18)$$

3.4.5 การไหลแบบปั่นป่วนเต็มรูปแบบภายในท่อ (Fully developed turbulent flow in tubes)

สำหรับพื้นผิวเรียบ (smooth surfaces) จะใช้ค่า แฟคเตอร์ความฝืด (Friction factor) ดังสมการ

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad ; \quad 10^4 < Re < 10^6 \quad (3.19)$$

และค่า Nusselt number สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนเต็มรูปแบบ (fully developed turbulent flow) ที่มีพื้นผิวเรียบ (smooth surfaces)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{\frac{1}{3}} \quad ; \quad 0.7 \leq Pr \leq 160 \quad (3.20)$$

$$\quad ; \quad Re > 10,000$$

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n \quad ; \quad n = 0.4 \text{ for heating} \quad (3.21)$$

$$\quad ; \quad n = 0.3 \text{ for cooling}$$

และ

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)} \quad ; \quad 0.5 \leq Pr \leq 2000 \quad (3.22)$$

$$\quad ; \quad 3 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^6$$

3.4.6 การไหลแบบเต็มรูปแบบในการถ่ายเทความร้อนในช่วงเปลี่ยนถ่าย (Fully developed transitional flow heat transfer)

ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของท่อ, f โดย Colebrook (1939) ที่พบความสัมพันธ์โดยปริยายสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนเท่านั้น ($Re > 4,000$) โดยมีค่า f อยู่ทั้งสองข้างของสมการ และการแก้สมการทำได้โดยการทดลองแทนค่าของ f และทำซ้ำ (iteration) จนกระทั่งสมการทั้งสองข้างมีค่าเท่ากัน

ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของท่อ f มีแฟคเตอร์ทั่วไปขึ้นอยู่กับค่าของ เรโนลด์นัมเบอร์ (Reynolds number) ของการไหลในท่อ และอัตราส่วนความขรุขระของผิวท่อ (ϵ) ต่อขนาดความโตในของท่อ (D) หรือ ϵ/D ท่อในเชิงพาณิชย์จะมีค่าของความขรุขระของผิวท่อต่ำ และ สมการของ Colebrook คือ

$$\frac{1}{f} = -2.0 \log\left(\frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}}\right) \quad (3.23)$$

3.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers)[10]

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ เครื่องมือที่ใช้สำหรับถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหล อีกชนิดหนึ่ง โดยที่ของไหลไม่จำเป็นต้องผสมกัน หน้าที่หลักของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก็คือ การนำเอาพลังงานความร้อนมาใช้อย่างถูกหลักการ และมีประสิทธิภาพ ดังนั้น วิธีใช้และเลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งสัมพันธ์กับต้นทุนของกระบวนการ และอาจมี ผลต่อราคาของผลิตภัณฑ์ การ

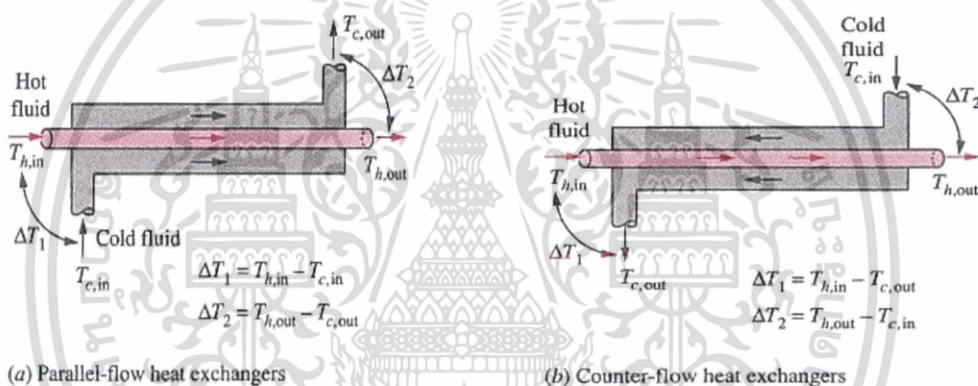
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องทำอย่างระมัดระวัง เงื่อนไขที่สำคัญอย่างหนึ่งในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมก็คือ ความมีประสิทธิภาพในการทำงานที่สูงและ ราคาถูก

3.5.1 ชนิดของ Exchangers (Types of Exchangers)

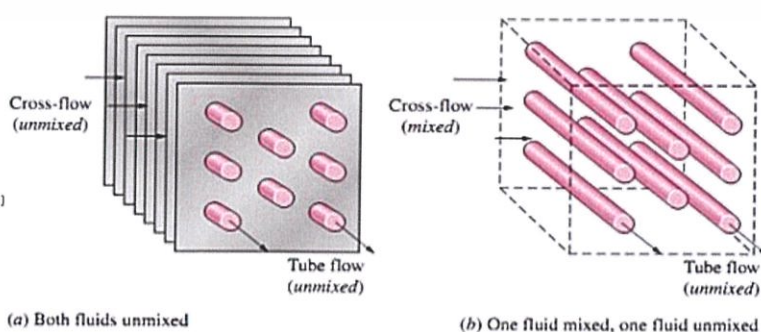
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายแบบการจำแนกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอาจทำได้โดยอาศัยทิศทางการเคลื่อนที่ของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นหลัก โดยทั่วไปแล้วจำแนกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนออกได้เป็น 3 แบบ คือ

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



รูปที่ 3. 11 ลักษณะการไหลที่แตกต่างกัน และการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (double-pipe heat exchanger)[10]

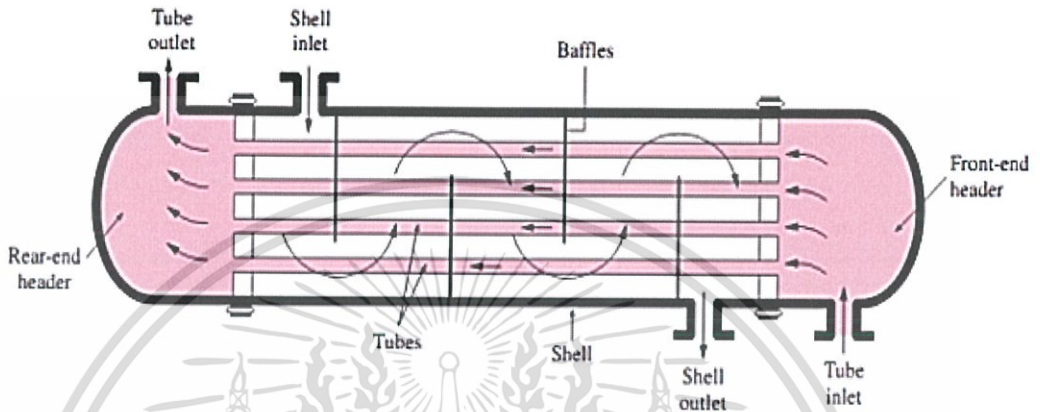
2. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ของไหลมีทิศทางตั้งฉากกัน (Cross flow) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบนี้ ของไหลจะไหลในทิศทางตั้งฉากกัน ดังแสดงในรูปที่ 7.2 การสร้างนั้นอาจให้อยู่ในลักษณะของไหล เทียวเดียว (single pass) หรือ ไหลสองเทียว (double pass) หรือมากกว่าก็ได้



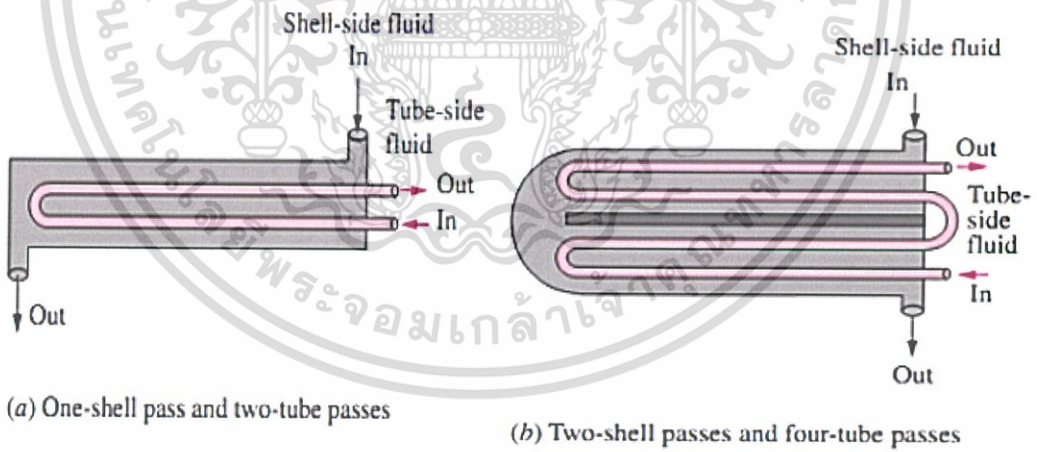
รูปที่ 3. 14 การไหลที่แตกต่างกันใน cross flow heat exchangers [10]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ (Shell and tube) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ของไหล อย่างหนึ่งจะอยู่ในเชลล์ และอีกอย่างหนึ่งจะอยู่ในท่อ สำหรับการไหลนั้นจะอยู่ในลักษณะไหลสวนทาง หรือไหล ขนานกันได้ หรือทั้งสองอย่างในเครื่องเดียวกันก็ได้ นอกจากนี้้อาจออกแบบให้ของไหลมีทิศทางการตั้งฉากกับท่อ



รูปที่ 3. 17 Shell and tube heat exchangers 1 shall pass and 1 tube pass [10]



(a) One-shell pass and two-tube passes

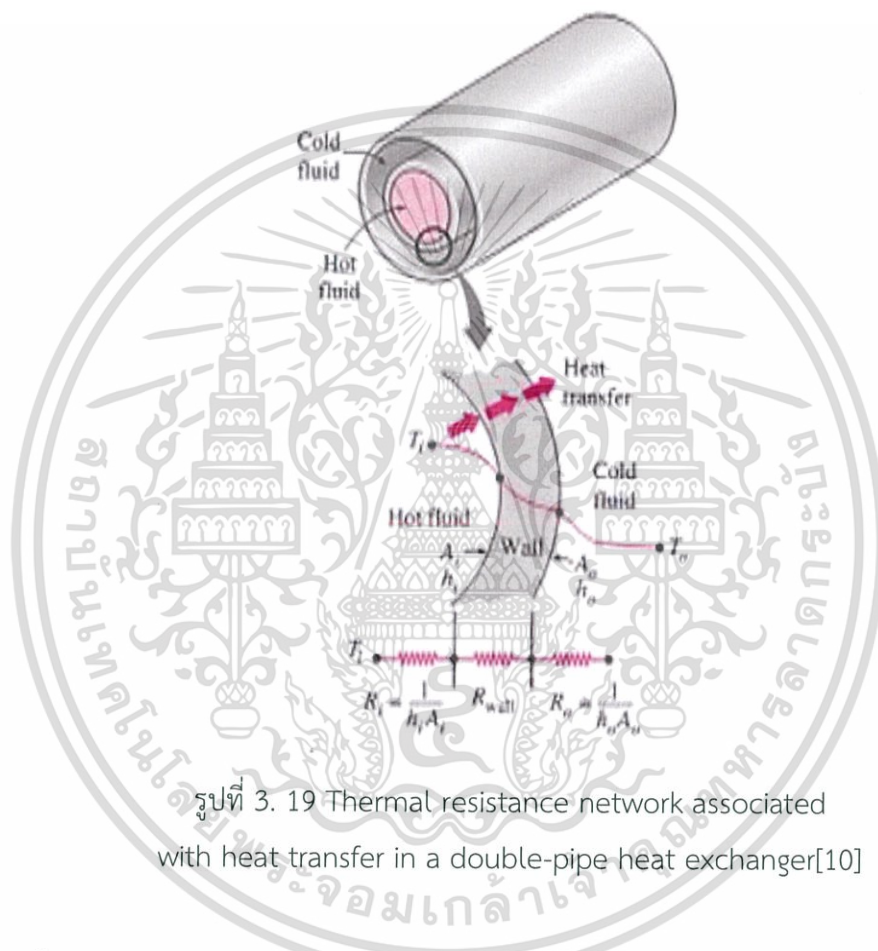
(b) Two-shell passes and four-tube passes

รูปที่ 3.18 Multi-pass flow arrangements in shell-and-tube heat exchangers[10]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.5.2 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (The overall heat transfer coefficient)

เรื่องที่สำคัญเป็นอันดับแรกในการวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกับ เซลล์ในเชิงความร้อนก็คือการหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างของไหลสองชนิด นั้นได้นิยามความหมายของสัมประสิทธิ์ การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างของไหลที่มีอุณหภูมิเป็น T_h กับของไหลเย็นที่มีอุณหภูมิเป็น T_c ที่กันโดยผนังที่



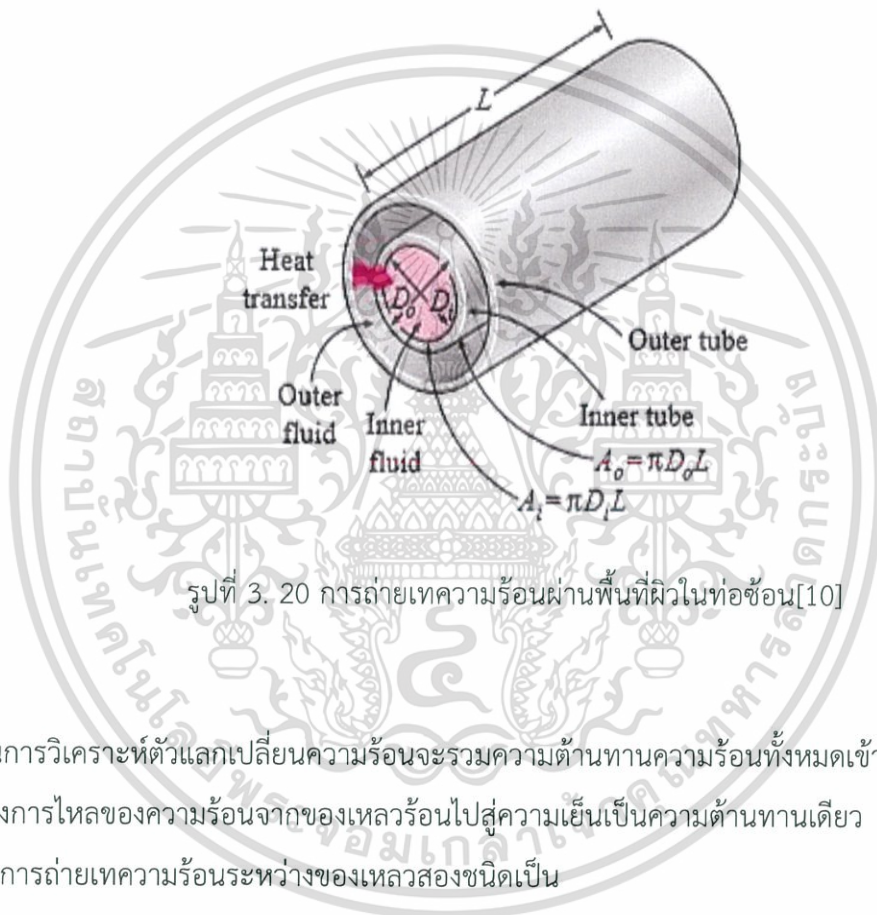
ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนนั้นค่าตัวต้านทานความร้อน(Thermal resistance) จะถ่ายเทผ่านพื้นผิวของท่อในลักษณะของการพาความร้อน(Convection) และถ่ายเทผ่านช่วงกำแพงของท่อที่เป็นลักษณะของการนำความร้อน(Conduction) ดังรูปโครงข่ายตัวต้านทานความร้อนรูปที่ 3.8

$$R_{wall} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL} \quad (3.24)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$R = R_{Total} = R_i + R_{wall} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.25)$$

เมื่อ A_i คือ พื้นที่ผิวด้านใน (Inner surface) และ A_o คือ พื้นที่ผิวด้านนอก (Outer surface) ตามลำดับ



รูปที่ 3. 20 การถ่ายเทความร้อนผ่านพื้นที่ผิวในท่อซ้อน[10]

ในการวิเคราะห์ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนจะรวมความต้านทานความร้อนทั้งหมดเข้าด้วยกันในเส้นทางของการไหลของความร้อนจากของเหลวร้อนไปสู่ความเย็นเป็นความต้านทานเดียว R และเพื่อแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างของเหลวสองชนิดเป็น

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U A \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (3.26)$$

เมื่อ U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (The overall heat transfer coefficient, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{wall} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.27)$$

เมื่อความหนาของผนังของหลอดมีน้อยและค่าการนำความร้อนของวัสดุหลอดมีค่าสูงโดยปกติแล้วความต้านทานความร้อนของท่อจะน้อยมาก และพื้นผิวด้านในและด้านนอกของท่อเกือบทั้งหมดสำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมลดลง

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (3.28)$$

เมื่อหลอดมีครีبد้านหนึ่งเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนพื้นผิวการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดที่ด้านครีบจะกลายเป็น

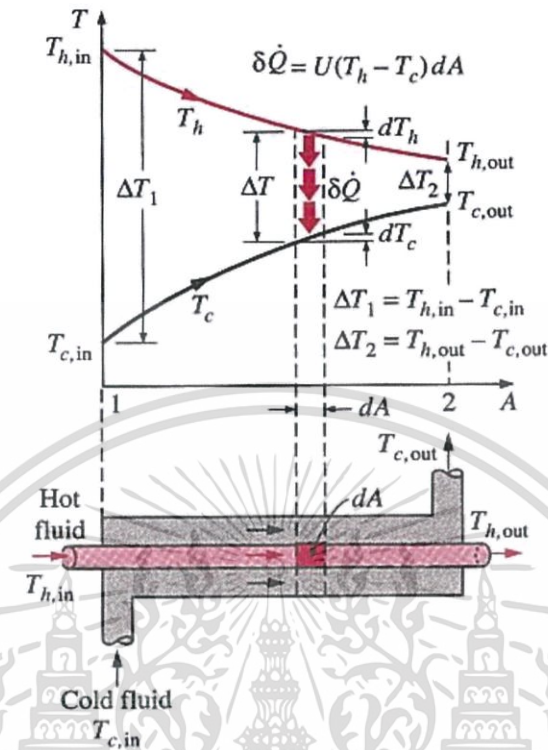
$$A_s = A_{total} = A_{fin} + A_{unfinned} \quad (3.29)$$

3.5.3 วิธีหาความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก

(The log mean temperature difference (LMTD) method)

อุณหภูมิของของไหลต่าง ๆ ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นปกติแล้วจะมีค่าไม่คงที่ แต่จะแปรค่าจาก จุดหนึ่งไปจุดหนึ่งเมื่อมีความร้อนไหลจากของไหลที่ร้อนไปของไหลที่เย็นกว่า ดังนั้นถึงแม้ว่าความต้านทานความร้อนตามทางของไหลจะมีค่าคงที่ก็ตาม อัตราการถ่ายเทความร้อนจะแปรค่าตามเส้นการไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อน ทั้งนี้เพราะอัตราการถ่ายเทความร้อนจะแปรค่าตามความแตกต่างของอุณหภูมิของไหลร้อนและของไหลเย็นที่แต่ละหน้าตัด ดังรูปที่ 3.9 ระยะห่างระหว่างเส้นกราฟทั้งสองจะเป็นความแตกต่างของอุณหภูมิ ΔT ระหว่างของไหลทั้งสอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3. 21 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในอุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อนที่ของไหลไหลสวนทางกัน[10]

จากรูปที่ 3.9 เมื่อความแตกต่างของ อุณหภูมิ ΔT ระหว่างของไหลร้อนกับของไหล เย็นมีค่าสูงที่ทางเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแต่จะลดลงแบบเอ็กซ์โปเนนเชียลกับ ทางออก และอุณหภูมิของของเหลวร้อนจะ ลดลงขณะที่อุณหภูมิของของเหลวเย็นเพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิของของเหลวเย็นไม่สามารถเพิ่ม สูงเกินอุณหภูมิของของเหลวที่ร้อนได้ไม่ว่าจะ อยู่ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนานแค่ไหนก็ตาม

ในการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่าง ๆ ที่กล่าวมานี้ล้วนแล้วแต่ ต้องหาโดยการอินทิเกรตจากอัตราการถ่ายเทความร้อน ที่ไหลผ่านพื้นที่ dA ซึ่งเป็นพื้นที่เล็ก ๆ ให้ทั่วพื้นที่ A ที่ใช้ ในการถ่ายเทความร้อนตลอดความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจากสมการ และเมื่อ

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \tag{3.30}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.5.4 Fouling Factor

เมื่อใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไประยะหนึ่ง สิ่งสกปรกจากของไหลจะเริ่มจับติดกับผิวของโลหะ ทำให้ อัตราการถ่ายเทความร้อนจากผิวของโลหะต่างๆลง ดังนั้น หากทำการคำนวณออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยไม่ได้คำนึงถึงค่าของความต้านทานอันเนื่องมาจากสิ่งสกปรกเหล่านี้ที่ผนังของโลหะ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะไม่สามารถถ่ายเทความร้อนตามที่ได้ทำนายไว้ ด้วยเหตุนี้ การคำนึงถึงผลเสียของสิ่งสกปรกที่เกาะติดผิวของ โลหะไว้ล่วงหน้าจึงเป็นสิ่งสำคัญอย่างยิ่ง ปริมาณที่บ่งบอกถึงสิ่งสกปรกเหล่านี้ เรียกว่า Fouling Factor (R_f) หมายถึง ค่าความต้านทานอันเกิด จากสิ่งสกปรกที่ผนัง ($m^2 \cdot K/W$)

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.31)$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{Di}} + \frac{(r_o - r_i)A_i}{kAA_{lm}} + \frac{A_i}{A_o h_o} + \frac{A_i}{A_o h_{Do}}} \quad (3.32)$$

3.5.5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหลายจุดและแบบไหลไขว้: การใช้ปัจจัยแก้ไข (Correction Factor) (Multipass and Cross-Flow Heat Exchangers: Use of a Correction Factor)

ค่าความแตกต่างของค่าเฉลี่ยอุณหภูมิ และความสัมพัทธ์ของ T_{lm} ที่พัฒนาขึ้นก่อนหน้านี้ จำกัดอยู่ที่ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนานและ counter-flow เท่านั้น นอกจากนี้ยังมีการพัฒนาความสัมพัทธ์ที่คล้ายคลึงกันสำหรับ cross-flow และ multipass shell-and-tube heat exchangers แต่การแสดงผลที่เกิดขึ้นมีความซับซ้อนเกินไปเนื่องจากสภาวะการไหลที่ซับซ้อน

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,CF} \quad (3.33)$$

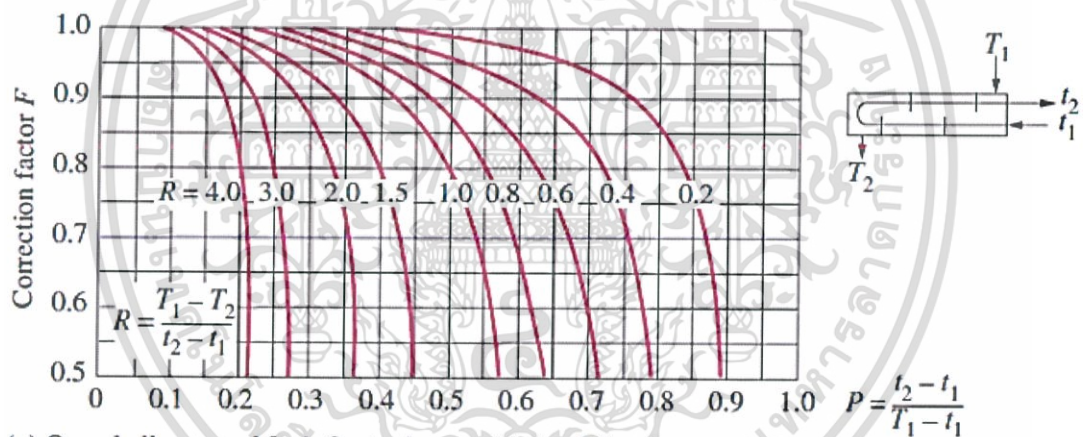
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่ F เป็นปัจจัยแก้ไขซึ่งขึ้นอยู่กับรูปทรงของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนและอุณหภูมิขาเข้าและขาออกของน้ำของทั้งน้ำร้อนและเย็น และปัจจัยการแก้ไข F สำหรับการไหลผ่านแบบ cross-flow ทั่วไป และการกำหนดค่าความร้อนของเปลือกและหลอด (Shell-and-tube) แสดงในรูปที่ 3.10 เทียบกับ อัตราส่วนอุณหภูมิทั้งสอง P และ R ที่กำหนดไว้

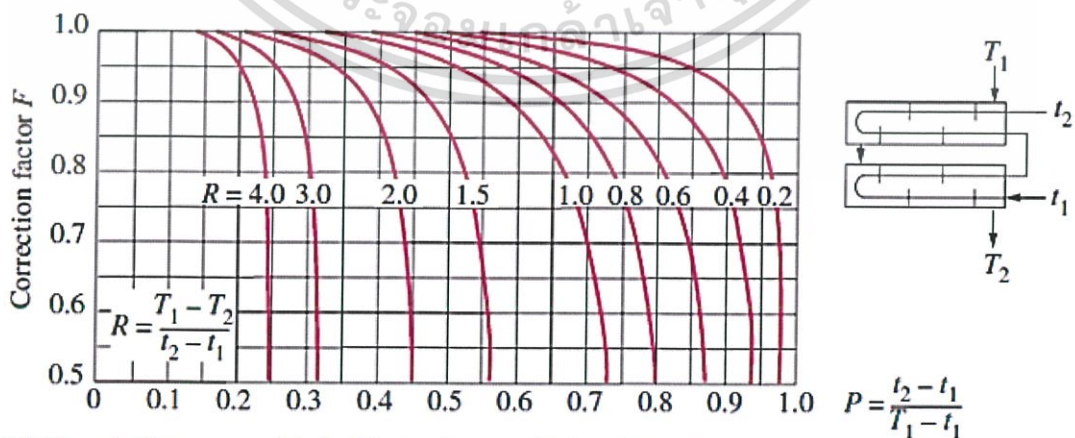
$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} \tag{3.34}$$

และ ค่า R ดังสมการ (3.35)

$$R = \frac{m_h C_{p,h}}{m_c C_{p,c}} \tag{3.35}$$

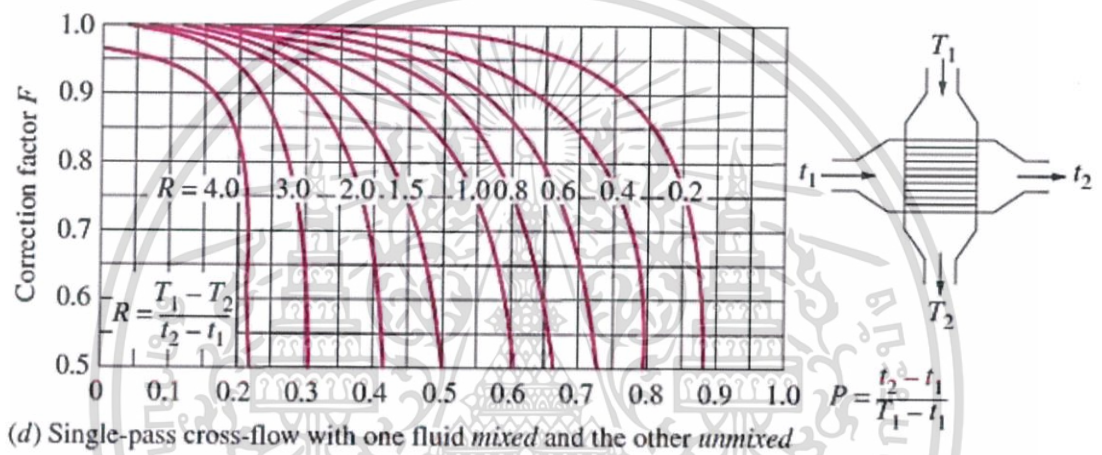
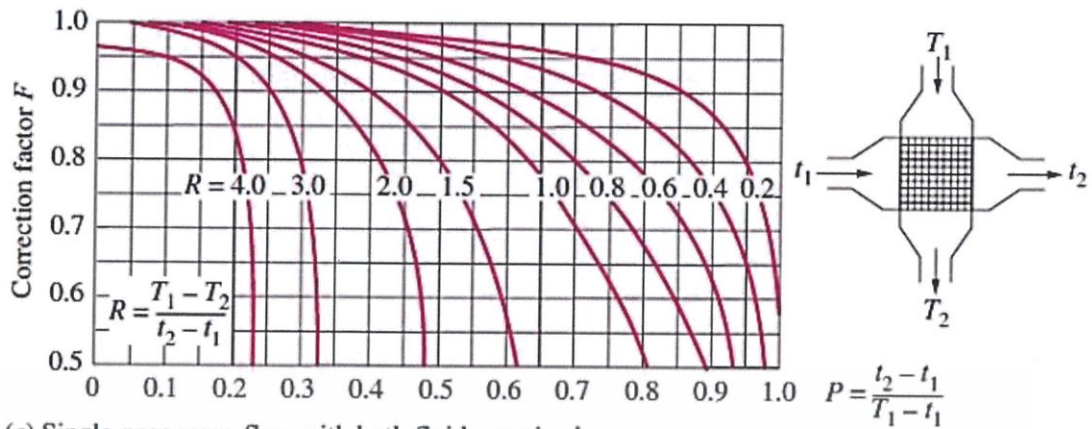


(a) One-shell pass and 2, 4, 6, etc. (any multiple of 2), tube passes



(b) Two-shell passes and 4, 8, 12, etc. (any multiple of 4), tube passes

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3. 22 Factor Correction Factor F สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและหลอด (Shell-and-Tube) และแบบ cross-flow[10]

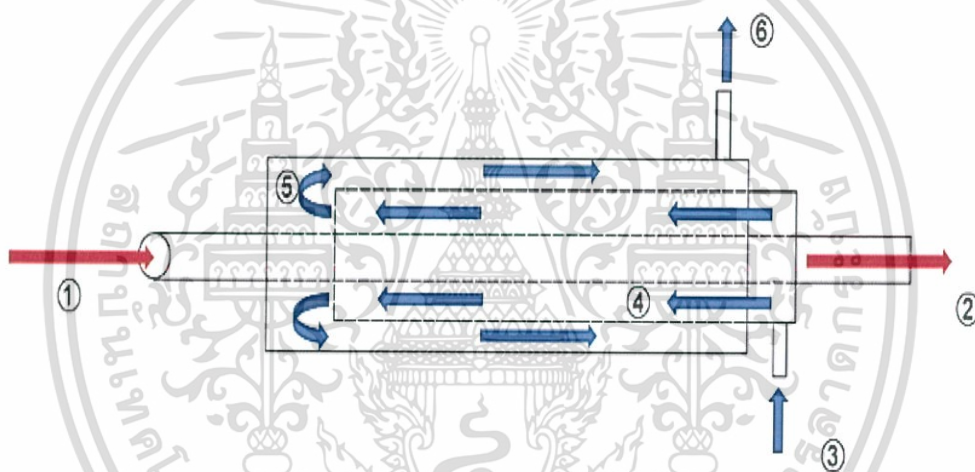
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

การออกแบบชุดทดลอง และการคำนวณ

4.1 การออกแบบชุดทดลองในการแลกเปลี่ยนความร้อน

จากข้อจำกัดของการออกแบบเรื่องพื้นที่ในการใช้งาน ทางผู้วิจัยได้ทำการศึกษาแนวทางการแก้ปัญหา และสรุปแนวทางได้ว่า ผู้ทดลองจะออกแบบการเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นแบบประเภทท่อซ้อน เพราะมีการใช้พื้นที่ที่น้อยและการลักษณะการใช้งานที่ตรงตามความต้องการที่สุด โดยจะมีลักษณะการไหลของระบบเป็นดังนี้



รูปที่ 4. 1 แผนผังแสดงการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

หมายเลข 1 : ไอเสียเข้า

หมายเลข 2 : ไอเสียหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

หมายเลข 3 : น้ำหล่อเย็นเข้าที่ท่อที่ 1

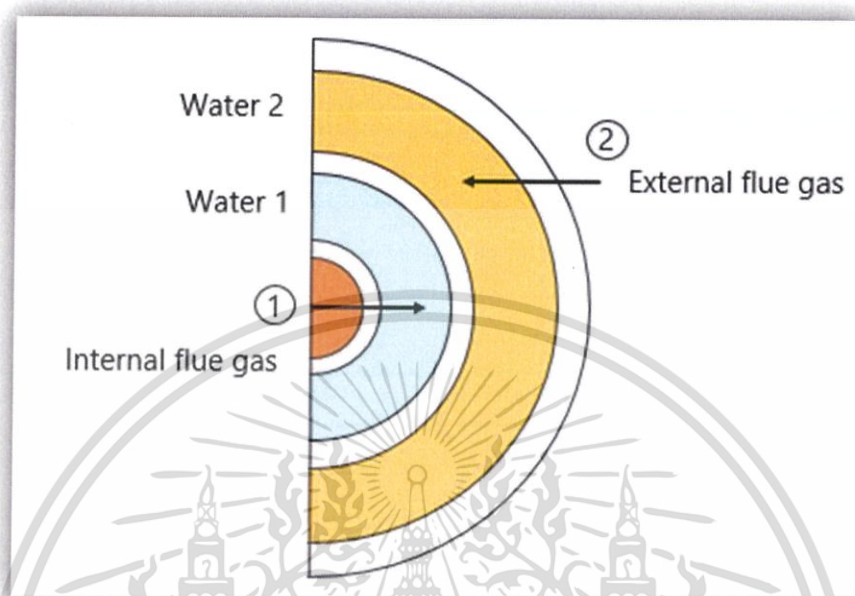
หมายเลข 4 : น้ำหล่อเย็นไหลผ่านท่อที่ 1

หมายเลข 5 : น้ำหล่อเย็นขณะไหลออกจากท่อที่ 1 สู่อุณหภูมิที่ 2

หมายเลข 6 : น้ำหล่อเย็นออกจากท่อที่ 2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยจากรูปที่ 4.1 จะสามารถหาอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ โดยมีลักษณะการถ่ายเทความร้อน ดังรูปที่ 4.2



รูปที่ 4. 2 แสดงการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

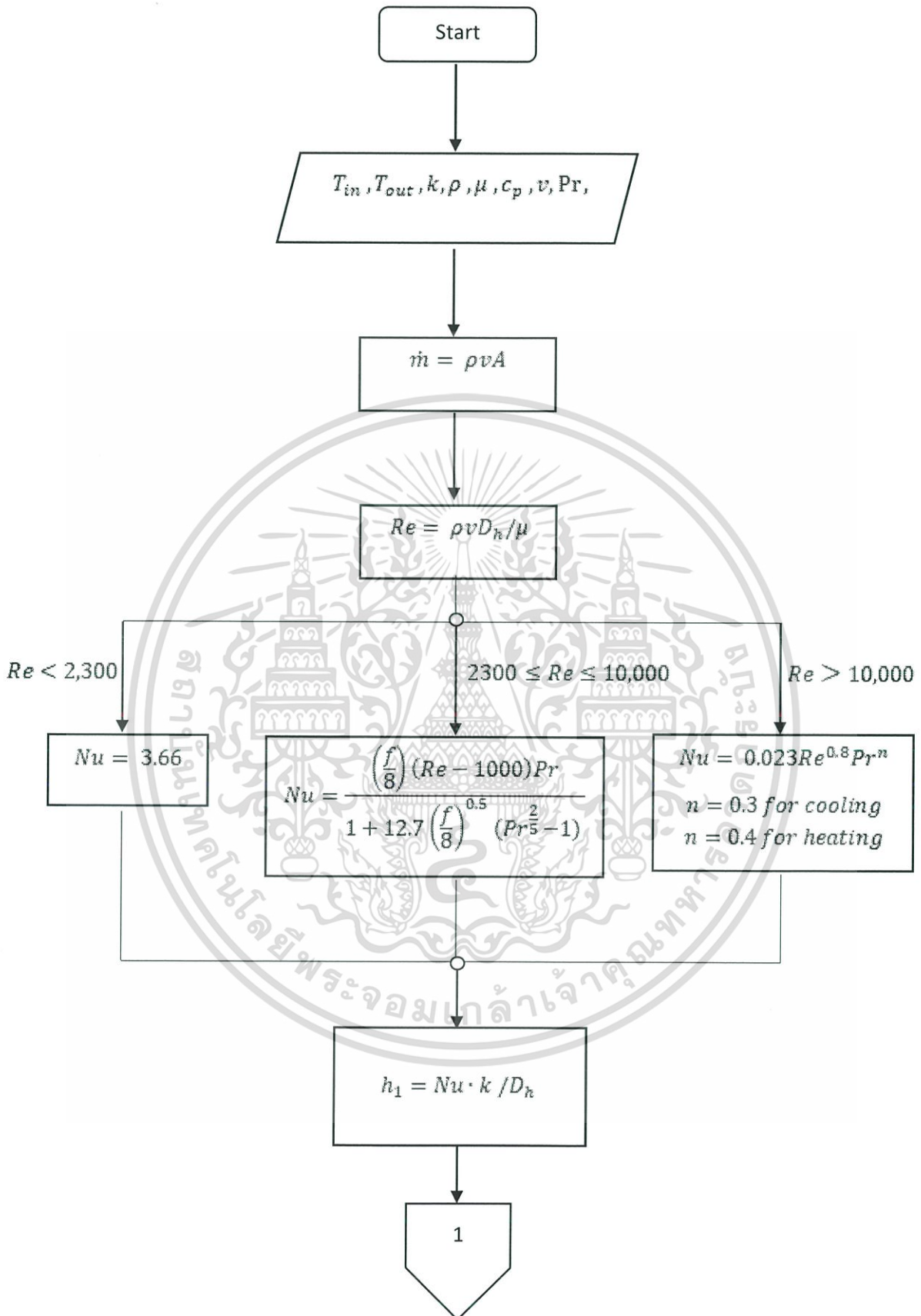
หมายเลข 1 : การถ่ายเทความร้อนจากไอเสียข้างในท่อ

หมายเลข 2 : การถ่ายเทความร้อนจากไอเสียข้างนอกท่อ

4.2 การคำนวณเพื่อหาปริมาณน้ำในระบบแลกเปลี่ยนความร้อน

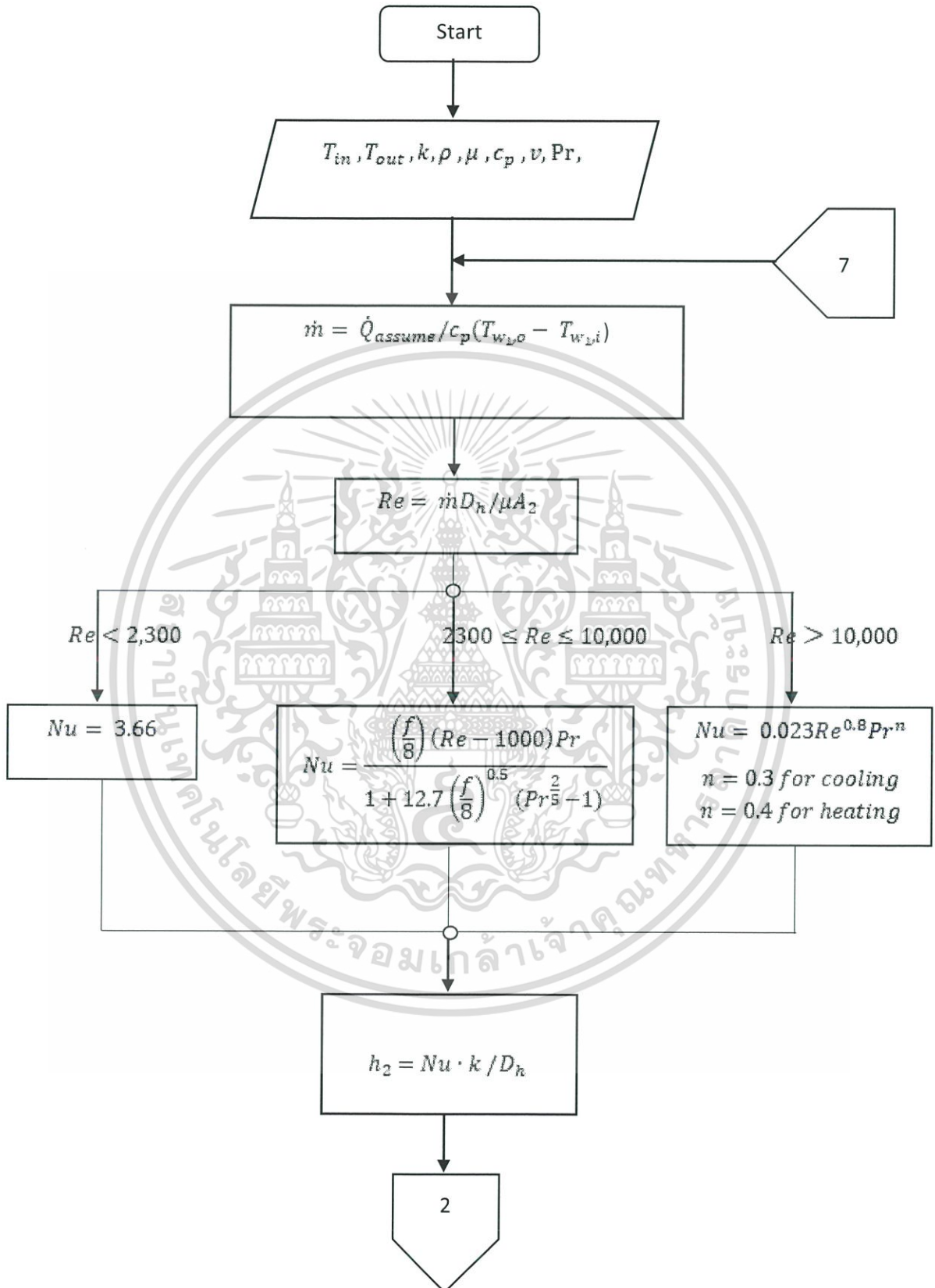
ในการคำนวณหาอัตราการไหลของน้ำนั้น ผู้วิจัยได้ใช้การคำนวณแบบ คิดซ้ำ โดยมีระบบการคำนวณดังในภาพ จะเป็นการแสดงลำดับขั้นตอนการคำนวณทั้งหมดของการหาค่าอัตราการไหลของน้ำดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



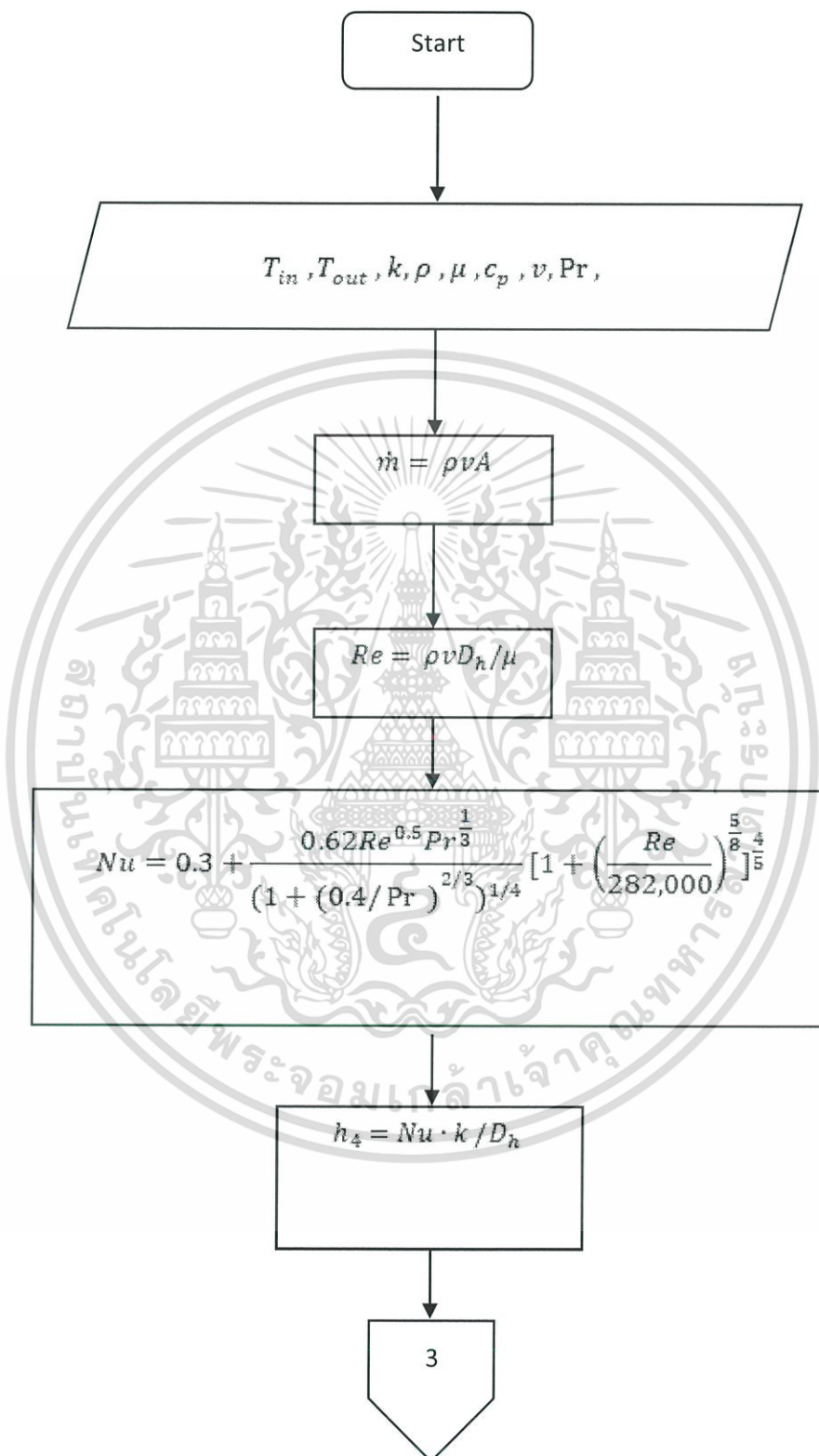
รูปที่ 4. 4 แผนผังการคำนวณเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของไอเสียในท่อไอเสีย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4. 5 แผนผังการคำนวณเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำหล่อเย็นท่อน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.7 แผนผังการคำนวณเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของไอเสียจากภายนอก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

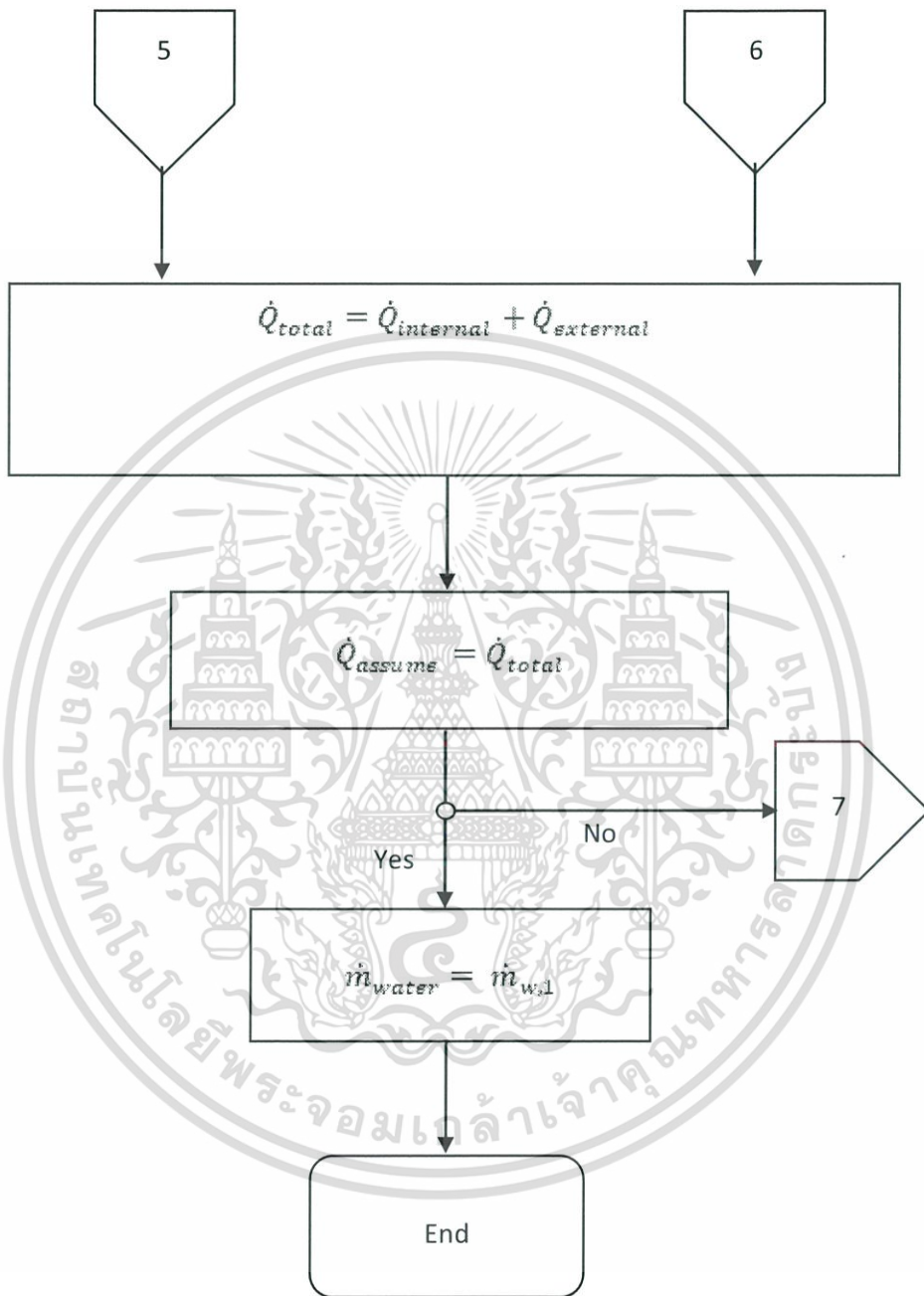
3

$$\dot{Q}_{external} = (T_{f,ext} - T_{w,i}) / \left(\frac{\ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_{ext} A_{s,o}} \right)$$

6

รูปที่ 4.8 แผนผังการคำนวณเพื่อหาอัตราการถ่ายเทความร้อนจากภายนอก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.9 แผนผังการคำนวณเพื่อหาอัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทางผู้วิจัย ได้กำหนดเงื่อนไขการออกแบบไว้ดังนี้

ตารางที่ 4. 1 คุณสมบัติต่างๆ ของไอเสียและน้ำหล่อเย็น และขนาดของท่อ

<u>Properties of Fluid</u>				
		Flue gas	Water	Unit
Inlet temperature	T_{in}	700-1100	35	°C
Outlet temperature	T_{out}	50	50	°C
Thermal conductivity	k	0.0545	0.626	$W/m \cdot K$
Specific heat capacity	C_p	1162.8	4178.4	$J/kg \cdot K$
Density	ρ	0.6801	993.2	kg/m^3
Dynamic viscosity	μ	0.0000705	0.000693	$kg/m \cdot K$
Prandtl number	Pr	0.746	4.626	Unless

<u>Dimension of Pipe</u>					
Inside diameter	D_{in}	0.015	0.025	0.035	m
Outside diameter	D_{out}	0.018	0.026	0.038	m
Length pipe	L	0.72	0.63	0.61	m
Surface area inner pipe	$A_{s,i}$	0.034	0.049	0.077	m^2
Surface area outer pipe	$A_{s,o}$	0.041	0.055	0.082	m^2
Hydraulic diameter	D_h	0.015	0.007	0.012	m

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

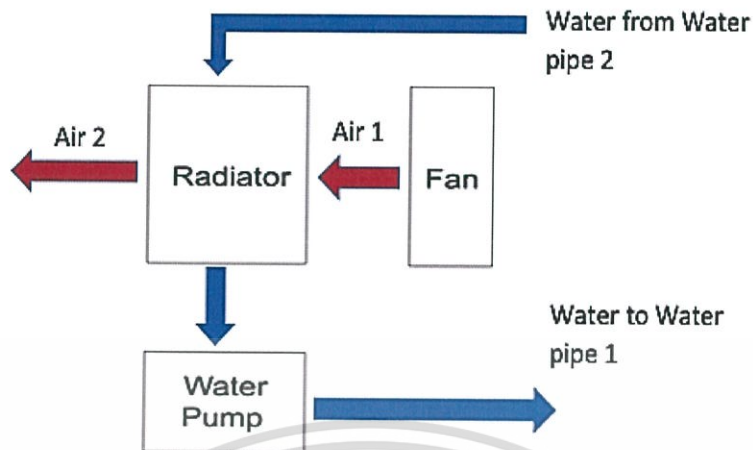
ตารางที่ 4. 2 ผลการคำนวณจากโปรแกรมการคำนวณข้างต้น

Temperature of flue gas	700°C		800°C		900°C		1000°C	
	Flue gas	Water	Flue gas	Water	Flue gas	Water	Flue gas	Water
Mass flow rate	0.0006545	0.027668	0.0006545	0.031879	0.0006545	0.03609	0.0006545	0.04029
Reynold's Number	788.024	1182.20	788.02	1362.12	788.02	1541.91	788.02	1721.59
Nusselt's Number	3.66	3.66	3.66	3.66	3.66	3.66	3.66	3.66
Convection Coefficient	13.31	327.41	13.31	327.41	13.31	327.41	13.31	327.41
Overall Heat transfer	0.4387		0.4387		0.4387		0.4387	
Log mean Temperature	168.48		187.88		206.83		225.39	
Internal Heat transfer	73.91		82.42		90.73		98.87	
External Heat transfer	1660.22		1915.64		2171.06		2426.48	
Total Heat transfer	1734.13		1998.06		2261.80		2525.35	

จากตารางที่ 4.2 จะเห็นได้ว่า เมื่อทำการคำนวณแบบวนซ้ำจนได้ค่าที่ถูกต้องตามเงื่อนไขแล้วจะได้ค่าอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนเฉลี่ยเท่ากับ 2129.8 กิโลวัตต์ และทราบค่าอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อน ที่สามารถทำให้อุณหภูมิของไอเสียอยู่ที่ 50 องศาเซลเซียส มีค่าตั้งแต่ 100-146 ลิตรต่อชั่วโมง เมื่อทราบอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นแล้วสิ่งต่อไปที่ออกแบบคือระบบหมุนเวียนน้ำ

4.3 การออกแบบระบบหมุนเวียนน้ำ

ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นจะให้น้ำหล่อเย็น มีอุณหภูมิที่สูงขึ้น ผู้วิจัยได้ทำการออกแบบระบบหมุนเวียนน้ำเพื่อนำน้ำกลับมาใช้ในการหล่อเย็น โดยใช้ปั้มน้ำในการผลักดันและหมุนเวียนน้ำหล่อเย็น และผู้วิจัยได้นำหม้อน้ำรถยนต์มาใช้ในการลดอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น โดยใช้ลมในการถ่ายเทความร้อนออกจากหม้อน้ำรถยนต์ โดยรูปภาพ แสดงถึงการไหลของระบบหมุนเวียนน้ำหล่อเย็น



รูปที่ 4.9 แผนผังแสดงการไหลของระบบหมุนเวียนน้ำ

4.4 การคำนวณเพื่อหาความเร็วลมที่ใช้ในการลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น

ในการคำนวณหาอัตราการไหลของน้ำนั้น จะเป็นการแสดงลำดับขั้นตอนการคำนวณทั้งหมดของการหาค่าอัตราการไหลของน้ำดังต่อไปนี้

การคำนวณในส่วนของหม้อน้ำรถยนต์

เพื่อหาค่า อุณหภูมิของอากาศ และน้ำขาออก จากสมการ (3.2) และ (3.30)

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

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left[\frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})} \right]}$$

และนำค่าที่ได้ เพื่อมาหาค่า UAs จากสมการ (3.26)

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.3 ผลการคำนวณเพื่อหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์

Outlet temperature water	89.86	°C
Outlet temperature air	38.45	°C
Log mean temperature	54.64	°C
Overall heat transfer	1443.88	W/°K

ตารางที่ 4.4 ผลการคำนวณเพื่อหาความเร็วลมสำหรับการทดลอง

Log mean temperature	1.713	°C
Outlet temperature air	49.14	°C
Mass flow rate	0.1434	Kg/s

จากตารางที่ 4.3 และ 4.4 จะได้ค่าการถ่ายเทความร้อนโดยรวม 1443.9 W / K และความเร็วของอากาศ 7.2 m / s สำหรับหม้อน้ำที่ติดตั้งในรถยนต์ และเราได้รับอัตราการไหลของอากาศที่ 0.143 kg / s หรือ 0.1244 m³ / s

บทที่ 5

อุปกรณ์ และวิธีการทดลอง

ในบทนี้ จะกล่าวถึงอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้ในการทดลอง และเครื่องมือวัดต่างๆ รวมถึงวิธีการทดลองและการเก็บผลการทดลอง โดยส่วนของการทดลองแบ่งออกเป็นสามส่วน คือ ส่วนของระบบแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนระบบหมุนเวียนน้ำ และส่วนการเก็บค่าเข้าลอย

5.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

5.1.1 อุปกรณ์ในระบบแลกเปลี่ยนความร้อน

- ชุดทดลองแบบท่อซ้อน 3 ชั้น
- Thermocouple K Type

5.1.1.1 ชุดทดลองแบบท่อซ้อน 3 ชั้น

ท่อซ้อนสามชั้นมีลักษณะ คือ

1. ท่อในสุดคือ ท่อไอเสียร้อน
2. ท่อชั้นที่สองและท่อที่สามคือ ท่อน้ำหล่อเย็น

โดยทั้งสามท่อนี้ได้ประกอบกันด้วยวิธีการเชื่อม ให้เป็นท่อหนึ่งเดียวในการแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 5. 1 ชุดทดลองแบบท่อซ้อน 3 ชั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.1.2 Thermocouple K Type

อุปกรณ์วัดอุณหภูมิโดยใช้หลักการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิหรือความร้อนเป็นแรงเคลื่อนไฟฟ้า ทำมาจากโลหะตัวนำที่ต่างชนิดกัน 2 ตัว นำมาเชื่อมต่อปลายทั้งสองเข้าด้วยกันที่ปลายด้านหนึ่ง เรียกว่า จุดวัดอุณหภูมิ ส่วนปลายอีกด้านหนึ่งปล่อยให้เปิดไว้ เรียกว่าจุดอ้างอิง หากจุดวัดอุณหภูมิและจุดอ้างอิงมีอุณหภูมิต่างกันก็จะทำให้มีการนำกระแสในวงจรเทอร์โมคัปเปิลทั้งสองข้าง โดยเรียกอุณหภูมิคงที่ที่ใช้ อ้างอิงนี้ว่า Reference Junction และได้มีการกำหนด Reference Junction ให้เป็น 0°C คือโลหะ 2 ชนิดต่างกันที่นำมาเชื่อมปลายเข้าด้วยกันที่ด้านหนึ่งซึ่งเป็นด้านที่ใช้วัดอุณหภูมิ ส่วนอีกด้านหนึ่งต่อเข้ากับ อุปกรณ์ใช้งานเช่น เครื่องควบคุมอุณหภูมิ, เครื่องบันทึกอุณหภูมิ เป็นต้น



รูปที่ 5. 2 Thermocouple K Type

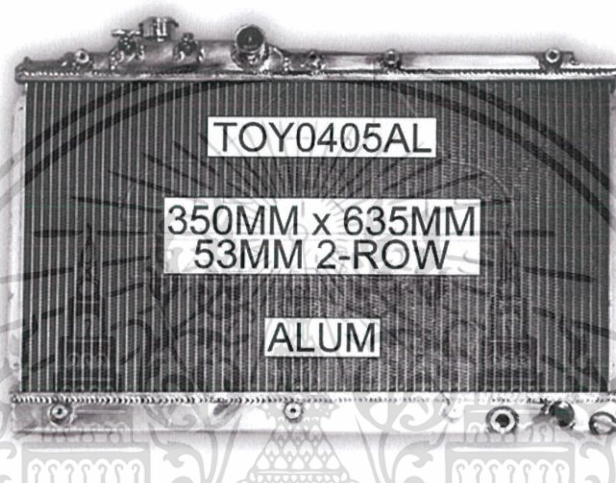
5.1.2 อุปกรณ์ในระบบหมุนเวียนน้ำ

- หม้อน้ำรถยนต์
- ปั๊มน้ำ
- พัดลมระบายความร้อน
- เครื่องบันทึกอุณหภูมิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.2.1 หม้อน้ำรถยนต์

หลักการทำงานของหม้อน้ำรถยนต์คือ ช่วยนำความร้อนออกจากเครื่องยนต์โดยอาศัยน้ำยาหล่อเย็น และพัดลมหม้อน้ำที่ทำหน้าที่ดูดอากาศจากด้านหน้าของหม้อน้ำ ผ่านครีบริงฝั่งหม้อน้ำหรือครีบบระบาย ความร้อนที่ทำมาจากโลหะผ่านมายังด้านหลังหรือเรียกขานระบบนี้ว่าการแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยอากาศ จึงทำให้อุณหภูมิน้ำยาหล่อเย็นในหม้อน้ำนั้นเย็นตัวลงแล้วก็หมุนเวียนเข้าสู่เครื่องยนต์



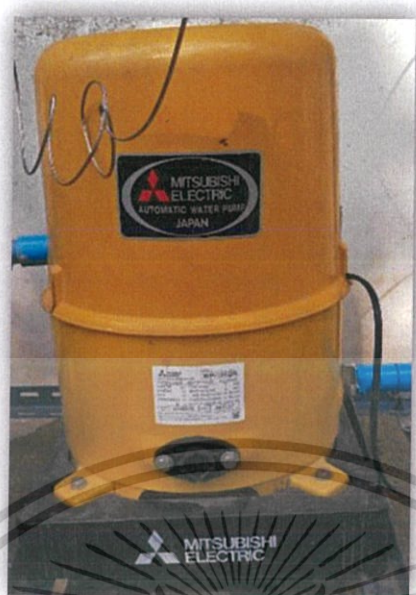
รูปที่ 5. 3 16400-15481 Radiator COROLLA'92-01 AE110 MT

5.1.2.2 ปั้มน้ำ MITSUBISHI WP-105QS

คุณสมบัติ

- แรงดันไฟฟ้า 220 โวลต์
- ความถี่ไฟฟ้า 50 เฮิร์ตซ์
- ขนาด 100 วัตต์
- สวิตช์ความดัน เปิด 1.4 กก./ซม²
- สวิตช์ความดัน ปิด 1.9 กก./ซม²
- ระยะดูด 8 เมตร
- ระยะส่ง (สูง) 12 เมตร
- ปริมาณน้ำส่ง(12ม.) 25 ลิตร/นาที
- ปริมาณน้ำส่งสูงสุด 33 ลิตร/นาที
- ขนาดท่อน้ำเข้า-ออก 20 มิลลิเมตร (3/4 นิ้ว)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5. 5 บิมน้ำ MITSUBISHI WP-105QS

5.1.2.3 พัดลมระบายความร้อน 12 นิ้ว (หนา) 24V.

คุณสมบัติ

- พัดลม ระบายความร้อน 12 นิ้ว (หนา) 24V. โครงเหล็ก
- Condenser Fan Motor
- เส้นผ่านศูนย์กลางโครงพัดลม 12.5 นิ้ว
- ความหนา(วัดถึงตุตพัดลม) 8 เซนติเมตร
- รุ่นนี้ออกแบบมาเป็นแบบคูดู แต่สามารถดัดแปลงเป็นได้ทั้งแบบเป่าและแบบคูดู โดยวิธี
 1. ต่อสลับสายไฟ
 2. กลับด้านโครงพัดลม
- ติดตั้งเพื่อระบายความร้อนออกจากแผงคอนเดนเซอร์ ในงานปรับอากาศรถยนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5. 6 พัดลมระบายความร้อน 12 นิ้ว (หนา) 24V.

5.1.2.4 เครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data logger temperature)

คืออุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดค่า แล้วทำการบันทึกค่าที่วัดได้ลงในเครื่อง ตามช่วงเวลาที่เรากำหนดไว้ เช่น อุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ เป็นต้น โดยการแปลงสัญญาณทาง ไฟฟ้าเป็นข้อมูลที่ต้องการให้แสดงผล



รูปที่ 5. 7 Data Logger temperature

5.1.3 อุปกรณ์ในระบบการเก็บเก็บข้อมูล

- Vacuum pump
- กระปุกเก็บข้อมูล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.3.1 Vacuum pump K33HXDCA-1305

คุณสมบัติ

- กระแสไฟฟ้า: 115/230V, 60/50HZ
- ความสามารถในการดูด: 72L/M หรือ 2.3CFM
- มอเตอร์: 1/6 HP, 120W
- ความเร็วรอบหมุน: 3450/2859 RPM



รูปที่ 5. 8 Vacuum pump K33HXDCA-1305

5.1.3.2 กระปุกเก็บแก๊สลอย

กระปุกเก็บแก๊สลอยใช้ในการเก็บปริมาณแก๊สลอยหลังจาก vacuum pump ดูดแก๊สลอยผ่านระบบแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 5. 9 กระปุกเก็บแก๊สลอย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2 การทดลอง

ในส่วนนี้จะกล่าวถึงวิธีการทดลองเพื่อเก็บค่าผลการทดลองต่างๆ โดยจะแบ่งเป็น การเก็บอุณหภูมิไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การเก็บอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นก่อนและหลังผ่านหม้อน้ำรถยนต์ โดยทั้งสองกรณีจะใช้อัตราการไหลของน้ำหมุนเวียนที่ 120 ลิตรต่อชั่วโมง, 240 ลิตรต่อชั่วโมง, 360 ลิตรต่อชั่วโมง และ 480 ลิตรต่อชั่วโมง และปริมาณของตัวอย่างเถ้าลอยที่เก็บได้ในค่าความร้อนของการเผาไหม้ ที่ 300 กิโลวัตต์, 400 กิโลวัตต์ และ 500 กิโลวัตต์

5.2.1 วิธีการทดลองเก็บผลอุณหภูมิไอเสีย

1. ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับ Wet Scrubber
2. เชื่อมต่อ Thermocouple กับ Data logger แสดงผลที่ได้ผ่านหน้าจอ
3. ทำการจดบันทึกอุณหภูมิ ขณะทำการทดลอง โดยเริ่มจดบันทึก อุณหภูมิตั้งแต่เริ่มจุดเตาจนกระทั่งเปลวไฟในเตาดับ หรือตามความเหมาะสม

5.2.2 วิธีการทดลองเก็บผลอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น

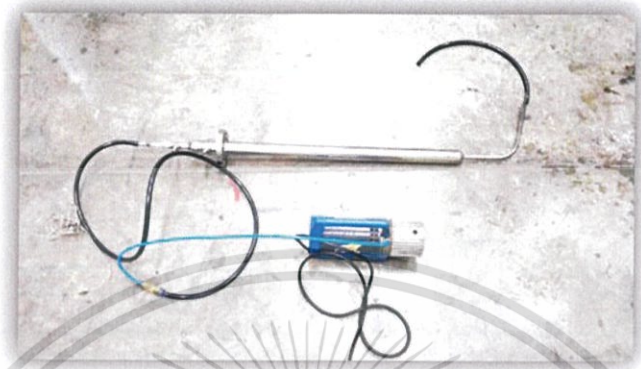
1. ติดตั้งชุดระบบหมุนเวียนน้ำหล่อเย็น โดยเชื่อมต่อกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
2. ทำการเปิดปั๊มน้ำเพื่อให้น้ำหล่อเย็นไหลเวียนในระบบ และป้องกันไม่ให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนอุณหภูมิสูงจนสูงเกินไป
3. ทำการจดบันทึกอุณหภูมิและอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น ก่อนและหลังผ่านหม้อน้ำรถยนต์

5.2.3 วิธีการทดลองเก็บปริมาณของเถ้าลอย

1. ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเข้ากับ Vacuum pump และเชื่อมต่อ Vacuum เข้ากับภาชนะเก็บตัวอย่างเถ้าลอย
2. ทำการดูดเก็บผลไอเสียขณะทำการทดลอง โดยเก็บเป็นเวลา 28 นาที หรือตามความเหมาะสมเมื่อครบกำหนดเวลา ทำการ สลับภาชนะเพื่อเก็บตัวอย่าง
3. นำเถ้าลอยที่อยู่ในภาชนะบรรจุ กรองด้วยผ้าขาวบาง จากนั้นนำไปตากแห้ง แล้วนำตัวอย่างเถ้าลอย ไปชั่งน้ำหนัก

5.2.5 วิธีการทดลองเพื่อหาอัตราการไหลเชิงปริมาตรของ Vacuum pump

1. ติดตั้ง Vacuum pump เข้ากับ Heat exchanger โดยนำปลายท่อด้านดูดไอเสียของ Heat exchanger ต่อเข้ากับสายยาง และปลายท่ออีกด้านหนึ่งต่อเข้ากับ Vacuum pump



รูปที่ 5. 10 ติดตั้ง Vacuum pump เข้ากับ Heat exchanger

2. นำถังน้ำและบีกเกอร์ โดยเติมน้ำใส่ถังน้ำและนำบีกเกอร์คว่ำลงไปในถังน้ำ และนำสายยางจากปลายท่อด้านดูดไอเสีย สอดเข้าไปให้อยู่ภายในบีกเกอร์



รูปที่ 5. 11 ถังน้ำ



รูปที่ 5. 12 บีกเกอร์

3. เปิด Vacuum pump เพื่อดูดอากาศ ภายในบีกเกอร์ออก ทำให้น้ำที่อยู่ในถังน้ำ เข้ามาแทนที่อากาศภายในบีกเกอร์

4. วัดความสูงของน้ำที่เพิ่มเข้ามาให้บีกเกอร์และนำไปหาปริมาตรของน้ำที่เข้ามาแทนที่

เส้นผ่านศูนย์กลางบีกเกอร์	15 cm
ความสูงของน้ำที่ได้	18 cm
เวลาในการทดลอง	5 sec
อัตราการไหลของ Vacuum pump	0.0006362 m^3/s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

ผลการทดลอง

จากบทที่ผ่านมานั้นได้กล่าวถึงอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง วิธีการทดลอง และ วิธีการเก็บผลการทดลอง สำหรับบทนี้เป็น การนำเสนอใน ส่วนของผลการทดลอง และการอภิปรายผลที่ได้จากการทดลอง ซึ่งจะนำไปสู่ข้อสรุปของการวิจัยในครั้งนี้

6.1 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิไอเสีย

ในส่วนนี้จะกล่าวถึงผลอุณหภูมิของไอเสีย ก่อนและหลังจากผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากการทดลองในหัวข้อที่ 5.2.1

6.1.1 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิไอเสีย ที่ค่าความร้อนของการเผาไหม้เท่ากับ 300 กิโลวัตต์

ตารางที่ 6. 1 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของน้ำหมุนเวียนเท่ากับ 120 ลิตรต่อชั่วโมง

300 kW , อัตราการไหลน้ำหมุนเวียน 120 ลิตรต่อชั่วโมง			
อุณหภูมิไอเสีย (°C)		อุณหภูมิน้ำหมุนเวียน(°C)	
อุณหภูมิก่อนเข้า	อุณหภูมิขาออก	อุณหภูมิน้ำก่อนเข้า	อุณหภูมิน้ำขาออก
727.0	44.3	41.2	46.8
732.1	44.6	41.6	47.0
729.7	44.5	41.4	45.7
729.3	44.4	41.6	45.8
728.2	44.2	41.7	45.6
731.0	44.8	41.4	46.2
732.7	44.3	41.8	46.1
734.9	44.6	41.5	45.0
740.5	44.4	42.0	46.2
742.7	44.8	41.8	45.7
740.5	44.7	41.7	46.1
738.2	44.8	41.8	46.4
744.3	44.9	41.7	46.4
747.7	45.1	42.2	46.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6. 2 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของน้ำหมุนเวียนเท่ากับ 240 ลิตรต่อชั่วโมง

300 kW , อัตราการไหลน้ำหมุนเวียน 240 ลิตรต่อชั่วโมง			
อุณหภูมิไอเสีย (°C)		อุณหภูมิน้ำหมุนเวียน (°C)	
อุณหภูมิก่อนเข้า	อุณหภูมิขาออก	อุณหภูมิน้ำก่อนเข้า	อุณหภูมิน้ำขาออก
747.1	45.2	41.9	44.8
749.3	45.4	42.5	45.3
749.3	45.3	42.3	45.2
749.3	45.4	42.6	45.5
746.0	45.6	42.8	45.7
748.8	45.5	42.5	45.3
756.0	45.6	42.6	45.4
758.8	45.7	42.8	45.3
762.7	45.8	43.2	45.8
767.7	45.7	43.2	46.0
768.2	45.6	43.3	45.9
766.6	45.8	43.5	46.1
772.1	45.5	43.0	45.7
772.7	45.8	43.3	46.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6. 3 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของน้ำหมุนเวียนเท่ากับ 360 ลิตรต่อชั่วโมง

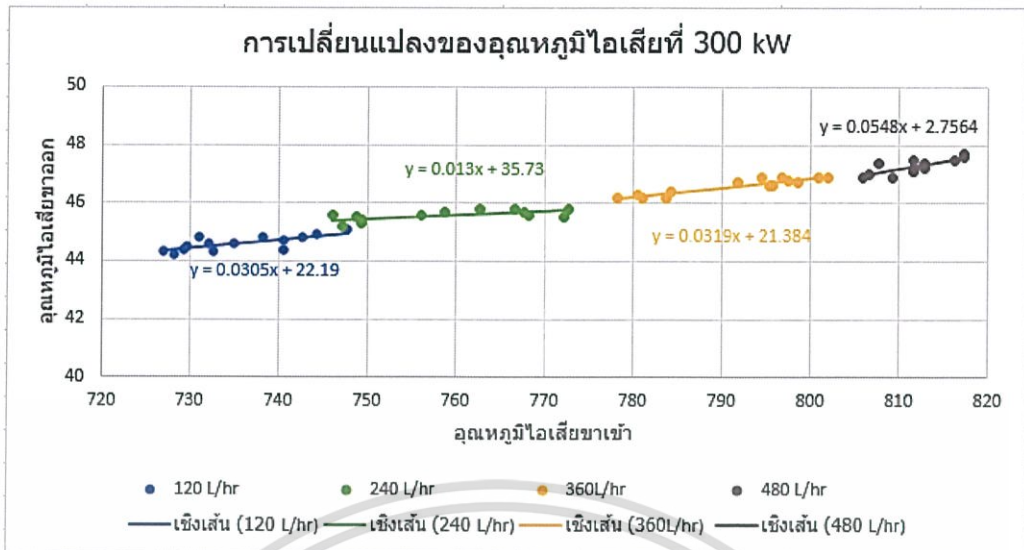
300 kW , อัตราการไหลน้ำหมุนเวียน 360 ลิตรต่อชั่วโมง			
อุณหภูมิไอเสีย (°C)		อุณหภูมิน้ำหมุนเวียน (°C)	
อุณหภูมิก่อนเข้า	อุณหภูมิขาออก	อุณหภูมิน้ำก่อนเข้า	อุณหภูมิน้ำขาออก
778.2	46.2	43.5	46
780.5	46.3	43.4	46
783.8	46.2	43.4	45.4
781	46.2	43.5	45.8
784.3	46.4	43.8	46.3
791.7	46.7	43.6	45.8
795.7	46.6	43.7	46.1
795.4	46.6	43.7	46
794.5	46.9	44.1	46.1
797.4	46.8	44	46
796.8	46.9	44.2	46.2
798.5	46.7	44.2	46.4
800.8	46.9	44.4	46.5
801.9	46.9	44.3	46.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6. 4 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของน้ำหมุนเวียนเท่ากับ 480 ลิตรต่อชั่วโมง

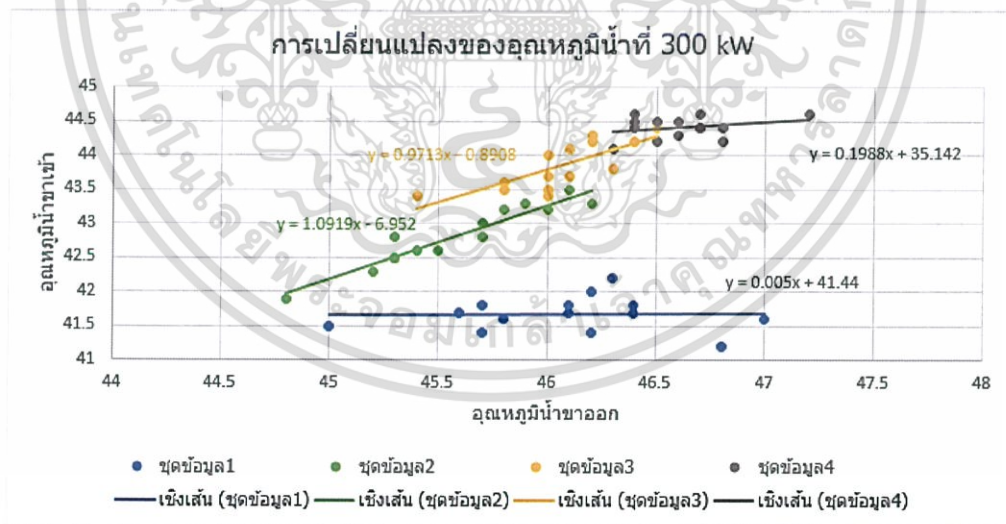
300 kW ,อัตราการไหลน้ำหมุนเวียน 480 ลิตรต่อชั่วโมง			
อุณหภูมิไอเสีย (°C)		อุณหภูมิน้ำหมุนเวียน (°C)	
อุณหภูมิก่อนเข้า	อุณหภูมิขาออก	อุณหภูมิน้ำก่อนเข้า	อุณหภูมิน้ำขาออก
805.9	46.9	46.6	44.5
806.5	47	46.4	44.4
809.3	46.9	46.5	44.5
811.6	47.2	46.3	44.1
811.6	47.1	46.8	44.2
812.8	47.3	46.4	44.5
812.8	47.2	46.5	44.2
811.6	47.1	46.4	44.6
807.6	47.4	46.6	44.3
811.6	47.5	46.8	44.4
812.8	47.4	47.2	44.6
817.3	47.6	46.7	44.4
816.2	47.5	46.7	44.6
817.3	47.7	46.7	44.4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.1 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิไอเสียที่ 300 kW

จากผลการทดลองพบว่า ช่วงของอุณหภูมิขาเข้าของไอเสียที่ 300 kW จะมีอุณหภูมิตั้งแต่ 727°C ถึง 817°C และในการทดลองในอัตราการไหลที่ 120, 240, 360 และ 480 ลิตรต่อชั่วโมงทำให้ได้อุณหภูมิขาออกของไอเสียประมาณ 45°C ซึ่งไม่เกินอุณหภูมิที่ตั้งเอาไว้ เนื่องมาจากการใช้อัตราการไหลของน้ำหมุนเวียนที่มากขึ้นจากการออกแบบ ทำให้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนมากยิ่งขึ้น



รูปที่ 6.2 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิน้ำที่ 300 kW

จากผลการทดลองพบว่า การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำหมุนเวียนที่ 300 kW มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ในช่วง $41 - 45^{\circ}\text{C}$ และอุณหภูมิของน้ำหมุนเวียนหลังจากผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะมีอุณหภูมิที่สูงขึ้นอยู่ในช่วง $44.5 - 47^{\circ}\text{C}$ ซึ่งยังมี

อุณหภูมิของน้ำขาเข้า ที่น้อยกว่า 50°C ทำให้ยัง สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้อุณหภูมิของไอเสีย น้อยกว่าหรือเท่ากับ 50°C ได้อยู่

6.1.2 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิไอเสีย ที่ค่าความร้อนของการเผาไหม้เท่ากับ 400 กิโลวัตต์

ตารางที่ 6. 5 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของ น้ำหมุนเวียนเท่ากับ 120 ลิตรต่อชั่วโมง

400 kW ,อัตราการไหลน้ำหมุนเวียน 120 ลิตรต่อชั่วโมง			
อุณหภูมิไอเสีย ($^{\circ}\text{C}$)		อุณหภูมิน้ำหมุนเวียน ($^{\circ}\text{C}$)	
อุณหภูมิก่อนเข้า	อุณหภูมิขาออก	อุณหภูมิน้ำก่อนเข้า	อุณหภูมิน้ำขาออก
945.9	48.6	44.1	50.7
945.3	48.5	44.0	50.5
944.1	48.3	44.2	50.7
947.1	48.7	44.0	50.5
947.1	48.6	44.4	51.2
951.1	48.7	44.4	51.1
951.1	48.8	44.1	51.4
950.6	48.7	44.3	51.3
951.7	48.8	44.1	51.0
952.9	48.8	44.3	51.4
950.6	48.7	44.0	50.5
951.7	48.9	44.4	50.9
952.3	48.9	45.0	51.2
951.6	48.7	44.7	51.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6. 6 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของน้ำหมุนเวียนเท่ากับ 240 ลิตรต่อชั่วโมง

400 kW , อัตราการไหลน้ำหมุนเวียน 240 ลิตรต่อชั่วโมง			
อุณหภูมิไอเสีย (°C)		อุณหภูมิน้ำหมุนเวียน (°C)	
อุณหภูมิก่อนเข้า	อุณหภูมิขาออก	อุณหภูมิน้ำก่อนเข้า	อุณหภูมิน้ำขาออก
961.7	48.9	44.8	48.6
960.5	48.9	45.1	50.1
965.7	49.1	45.0	49.3
962.2	49.0	45.1	49.1
960.5	48.8	44.9	49.3
961.1	48.9	45.5	49.8
966.9	49.3	45.6	49.8
965.2	49.3	45.3	49.6
971.0	49.6	45.4	49.6
968.7	49.5	45.6	50.3
979.2	49.7	45.9	50.5
970.4	49.5	46.0	50.2
976.8	49.7	45.5	50.0
980.4	49.8	45.6	50.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6. 7 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของน้ำหมุนเวียนเท่ากับ 360 ลิตรต่อชั่วโมง

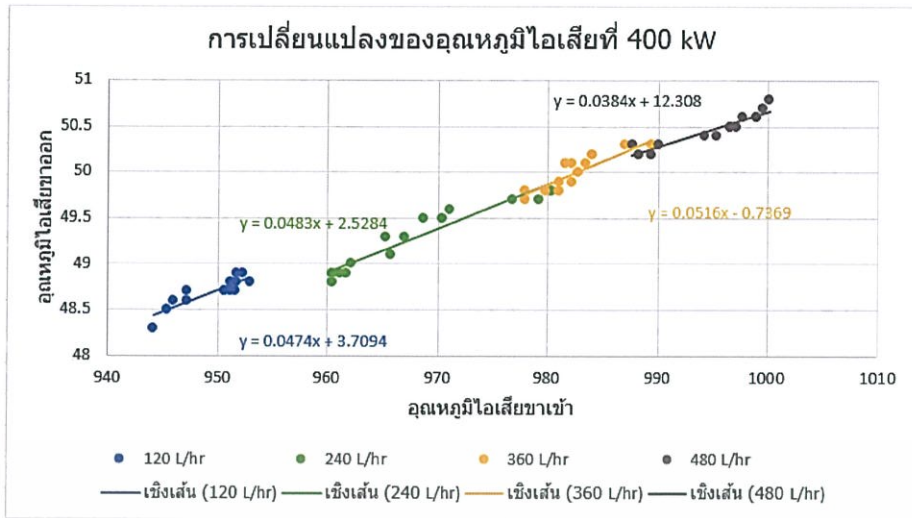
400 kW , อัตราการไหลน้ำหมุนเวียน 360 ลิตรต่อชั่วโมง			
อุณหภูมิไอเสีย (°C)		อุณหภูมิน้ำหมุนเวียน (°C)	
อุณหภูมิก่อนเข้า	อุณหภูมิขาออก	อุณหภูมิน้ำก่อนเข้า	อุณหภูมิน้ำขาออก
978.0	49.7	46.1	49.8
979.8	49.8	46.4	50.3
981.0	49.8	46.5	49.9
982.2	49.9	46.5	49.9
982.8	50.0	46.8	50.0
978.0	49.8	46.6	50.2
982.2	50.1	46.8	50.4
981.0	49.9	46.9	50.3
983.4	50.1	46.7	50.3
987.0	50.3	46.6	50.2
988.2	50.2	47.2	50.7
984.0	50.2	46.8	50.2
981.6	50.1	47.1	50.4
989.4	50.3	47.1	50.4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6. 8 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของน้ำหมุนเวียนเท่ากับ 480 ลิตรต่อชั่วโมง

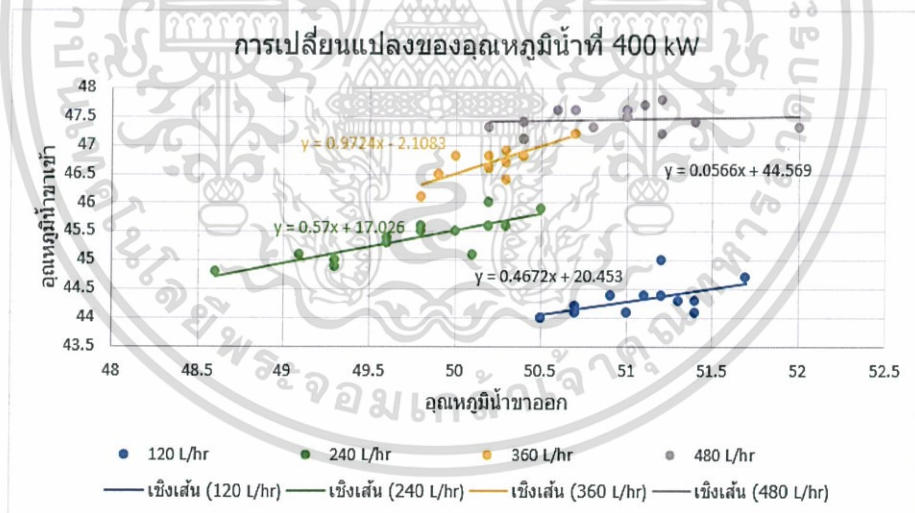
400 kW , อัตราการไหลน้ำหมุนเวียน 480 ลิตรต่อชั่วโมง			
อุณหภูมิไอเสีย (°C)		อุณหภูมิน้ำหมุนเวียน (°C)	
อุณหภูมิก่อนเข้า	อุณหภูมิขาออก	อุณหภูมิน้ำก่อนเข้า	อุณหภูมิน้ำขาออก
989.4	50.2	47.3	50.8
987.6	50.3	47.4	50.4
990.0	50.3	47.1	50.4
988.2	50.2	47.3	50.2
997.2	50.5	47.6	50.7
995.4	50.4	47.2	51.2
997.8	50.6	47.6	50.6
996.6	50.5	47.5	51.0
996.6	50.5	47.3	52.0
994.2	50.4	47.4	51.4
999.0	50.6	47.6	51.0
1000.2	50.8	47.8	51.2
999.0	50.6	47.5	51.0
999.6	50.7	47.7	51.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.5 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิไอเสียที่ 400 kW

จากผลการทดลองพบว่า ช่วงของอุณหภูมิขาเข้าของไอเสียที่ 400 kW จะมีอุณหภูมิตั้งแต่ 945 °C ถึง 1000 °C และในการทดลองจะเห็นได้ว่า ที่อัตราการไหลเท่ากับ 120, 240 ลิตรต่อชั่วโมง จะมีอุณหภูมิไอเสียออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่น้อยกว่าหรือเท่ากับ 50 °C ซึ่งไม่เกินอุณหภูมิที่ตั้งเป้าไว้ แต่ที่อัตราการไหล 360 และ 480 ลิตรต่อชั่วโมง จะมีอุณหภูมิไอเสียออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่มากกว่า 50 °C ซึ่งเกินค่าที่ผู้วิจัยได้ออกแบบไว้ ทำให้ไม่สามารถใช้งานได้



รูปที่ 6.4 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิน้ำที่ 400 kW

จากผลการทดลองพบว่า การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำหมุนเวียนที่ 400 kW มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ในช่วง 43.5 – 48 °C และอุณหภูมิของน้ำหมุนเวียนหลังจากผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะมีอุณหภูมิที่สูงขึ้นอยู่ในช่วง 48.5 – 52 °C ซึ่งอยู่ในช่วงที่ใกล้กับอุณหภูมิที่ 50 °C ส่งผลให้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่จะทำให้ไอเสียมีอุณหภูมิลดลง ให้น้อยกว่าหรือเท่ากับ 50 °C นั้นน้อยลง ทำให้ที่อัตราการไหล 360 และ 480 ลิตรต่อชั่วโมง มีอุณหภูมิไอเสียออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มากกว่า 50 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.1.3 ผลการเก็บค่าอุณหภูมิไอเสีย ที่ค่าความร้อนของการเผาไหม้เท่ากับ 500 กิโลวัตต์

ตารางที่ 6. 9 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของน้ำหมุนเวียนเท่ากับ 120 ลิตรต่อชั่วโมง

500 kW , อัตราการไหลน้ำหมุนเวียน 120 ลิตรต่อชั่วโมง			
อุณหภูมิไอเสีย (°C)		อุณหภูมิน้ำหมุนเวียน (°C)	
อุณหภูมิก่อนเข้า	อุณหภูมิขาออก	อุณหภูมิน้ำก่อนเข้า	อุณหภูมิน้ำขาออก
1094.7	52.4	48.5	52.2
1094.7	52.5	48.6	52.4
1094.1	52.4	48.3	51.9
1096.6	52.6	48.8	52.2
1096.6	52.5	48.6	52.1
1098.4	52.8	48.7	52.5
1098.4	52.8	48.5	52.1
1097.8	52.7	48.6	52.1
1100.3	52.8	48.9	52.1
1100.3	52.9	48.8	52.4
1102.1	52.9	48.5	52.1
1102.7	53.1	48.9	52.5
1105.2	53.4	48.5	52.3
1107.0	53.3	49.0	52.8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6. 10 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของน้ำหมุนเวียนเท่ากับ 240 ลิตรต่อชั่วโมง

500 kW , อัตราการไหลน้ำหมุนเวียน 240 ลิตรต่อชั่วโมง			
อุณหภูมิไอเสีย (°C)		อุณหภูมิน้ำหมุนเวียน (°C)	
อุณหภูมิก่อนเข้า	อุณหภูมิขาออก	อุณหภูมิน้ำก่อนเข้า	อุณหภูมิน้ำขาออก
1089.2	52.2	47.6	52.8
1086.8	52.0	47.5	52.7
1089.2	52.1	47.8	52.8
1099.1	52.4	47.9	52.5
1092.3	52.3	48.0	52.9
1091.0	52.2	48.1	53.4
1094.7	52.3	47.7	52.8
1096.0	52.4	48.1	52.8
1098.4	52.5	48.0	53.4
1093.5	52.4	48.3	53.0
1097.8	52.5	48.1	53.2
1098.4	52.6	48.0	53.0
1097.2	52.5	48.1	53.3
1095.4	52.4	48.3	53.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6. 11 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของน้ำหมุนเวียนเท่ากับ 360 ลิตรต่อชั่วโมง

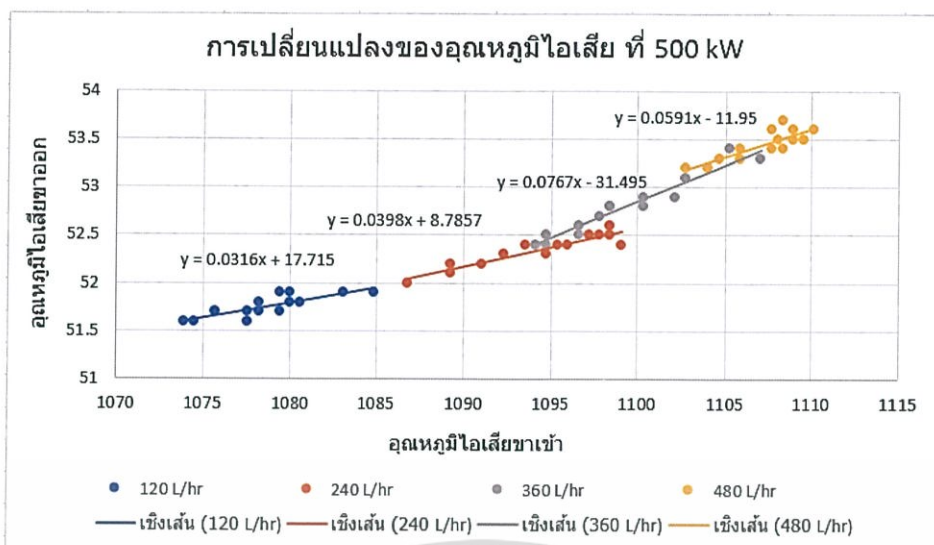
500 kW , อัตราการไหลของน้ำ 360 ลิตรต่อชั่วโมง			
อุณหภูมิไอเสีย (°C)		อุณหภูมิน้ำหมุนเวียน (°C)	
อุณหภูมิก่อนเข้า	อุณหภูมิขาออก	อุณหภูมิน้ำก่อนเข้า	อุณหภูมิน้ำขาออก
1094.7	52.4	48.5	52.2
1094.7	52.5	48.6	52.4
1094.1	52.4	48.3	51.9
1096.6	52.6	48.8	52.2
1096.6	52.5	48.6	52.1
1098.4	52.8	48.7	52.5
1098.4	52.8	48.5	52.1
1097.8	52.7	48.6	52.1
1100.3	52.8	48.9	52.1
1100.3	52.9	48.8	52.4
1102.1	52.9	48.5	52.1
1102.7	53.1	48.9	52.5
1105.2	53.4	48.5	52.3
1107	53.3	49.0	52.8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6. 12 แสดงอุณหภูมิของไอเสียก่อนและหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราการไหลของน้ำหมวนเวียนเท่ากับ 480 ลิตรต่อชั่วโมง

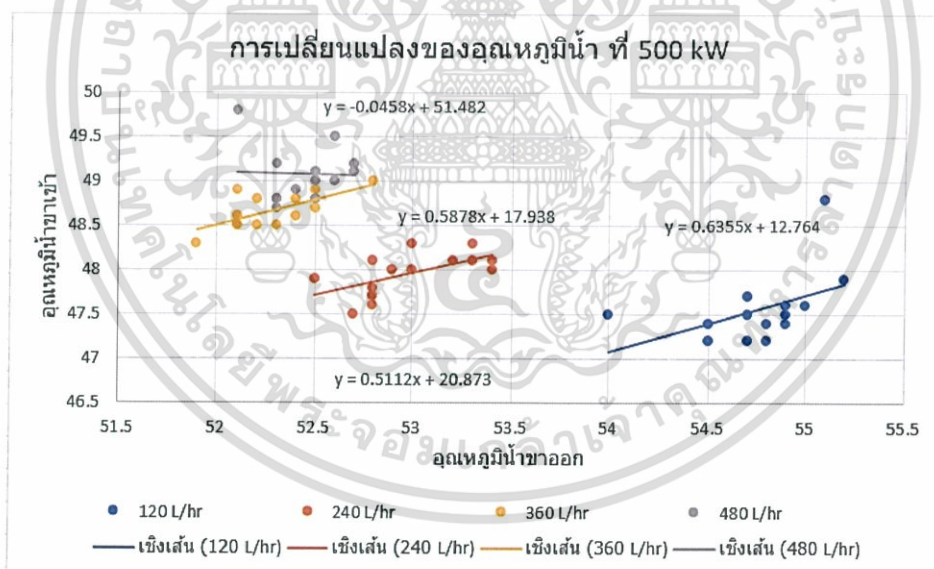
500 kW , อัตราการไหลของน้ำ 480 ลิตรต่อชั่วโมง			
อุณหภูมิไอเสีย (°C)		อุณหภูมิน้ำหมวนเวียน (°C)	
อุณหภูมิก่อนเข้า	อุณหภูมิขาออก	อุณหภูมิน้ำก่อนเข้า	อุณหภูมิน้ำขาออก
1107.7	53.4	49.1	52.7
1105.8	53.3	49.2	52.7
1105.8	53.4	49.0	52.5
1104.6	53.3	48.8	52.5
1104.0	53.2	49.2	52.7
1102.7	53.2	48.7	52.3
1108.0	53.5	49.8	52.1
1108.9	53.5	49.0	52.6
1108.3	53.4	48.9	52.4
1110.1	53.6	48.8	52.3
1109.5	53.5	49.1	52.5
1107.7	53.6	49.5	52.6
1108.3	53.7	49.2	52.3
1108.9	53.6	48.8	52.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.5 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิไอเสียที่ 500 kW

จากผลการทดลองพบว่า ช่วงของอุณหภูมิขาเข้าของไอเสียที่ 500 kW จะมีอุณหภูมิของไอเสียขาเข้าที่มากกว่า 1000°C ในการทดลองจะเห็นได้ว่าจะมีอุณหภูมิไอเสียออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่มากกว่า 50°C ขึ้นไป ซึ่งเกินค่าที่ผู้วิจัยได้ออกแบบไว้ ทำให้อยู่นอกช่วงการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 6.6 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิน้ำที่ 500 kW

จากผลการทดลองพบว่า การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำหมุนเวียนที่ 400 kW มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำขาเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ในช่วง $43.5 - 48^{\circ}\text{C}$ และอุณหภูมิของน้ำหมุนเวียนหลังจากผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะมีอุณหภูมิที่สูงขึ้นอยู่ในช่วง $48.5^{\circ}\text{C} - 52^{\circ}\text{C}$ ซึ่งอยู่ในช่วงที่ใกล้กับอุณหภูมิที่ 50°C ส่งผลให้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่จะทำให้ไอเสียมีอุณหภูมิลดลง ให้น้อยกว่าหรือเท่ากับ 50°C นั้นน้อยลง ทำให้ที่อัตราการไหล 360 และ 480 ลิตรต่อชั่วโมง มีอุณหภูมิไอเสียออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มากกว่า 50°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2 ผลการทดลองการเก็บไถ่ลอย

ในส่วนนี้จะกล่าวถึง ปริมาณของไถ่ลอยที่สามารถเก็บได้จากไอเสีย จากการทดลองในหัวข้อ 5.2.3 โดยแสดงดังตารางที่ 6.13

ตารางที่ 6. 13 แสดงช่วงค่าความร้อนต่างๆ กับปริมาณของไถ่ลอยที่เก็บได้ อัตราการไหลของไอเสีย เท่ากับ 0.0006362 ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที

ค่าความร้อนของการเผาไหม้ (kW)	ปริมาณไถ่ลอย (g)
300	2
400	1
500	0

จากผลการทดลองพบว่า ที่ค่าความร้อน 300 kW และ 400 kW สามารถเก็บไถ่ลอยได้ปริมาณเท่ากับ 2 กรัม และ 1 กรัมตามลำดับ และที่ 500 kW ไม่สามารถเก็บไถ่ลอยได้เลย

6.3 การคำนวณอื่นๆ

6.3.1 การคำนวณเพื่อหา Overall heat transfer coefficient จากการทดลอง

อุณหภูมิน้ำหมุนเวียนเริ่มต้น = 36 องศาเซลเซียส

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

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{f,i} - T_{w,o}) - (T_{f,o} - T_{w,i})}{\ln\left(\frac{T_{f,i} - T_{w,o}}{T_{f,o} - T_{w,i}}\right)}$$

$$UA_s = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{lm}}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6. 14 ตารางการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
300 kW

Volume flowrate	120 L/hr.	240 L/hr.	360 L/hr.	480 L/hr.
Temp. inlet flue gas (°C)	735.63	758.18	791.46	811.78
Temp. of outlet flue gas (°C)	44.60	45.56	46.59	47.27
Temperature of inlet water (°C)	41.67	42.82	43.84	44.41
Temperature of outlet water (°C)	46.09	45.59	46.06	46.61
Log mean Temperature (°C)	125.72	127.67	132.56	136.42
Heat transfer (W)	1816.35	1876.93	1963.24	1962.79
Overall Heat Transfer Coefficient (W/K)	14.45	14.70	14.81	14.39

ตารางที่ 6. 15 ตารางการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
ที่ 400 kW

Volume flowrate	120 L/hr	240 L/hr	360 L/hr	480 L/hr
Temp. inlet flue gas (°C)	949.51	967.88	982.76	995.06
Temp. of outlet flue gas (°C)	48.69	49.28	50.014	50.47
Temperature of inlet water (°C)	44.29	45.38	46.72	47.45
Temperature of outlet water (°C)	51.01	49.74	50.21	50.93
Log mean Temperature (°C)	168.14	167.45	164.58	163.83
Heat transfer (W)	2368.70	2419.61	2455.55	2484.97
Overall Heat Transfer Coefficient (W/K)	14.09	14.45	14.92	15.17

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6. 16 ตารางการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
ที่ 500 kW

Volume flowrate	120 L/hr	240 L/hr	360 L/hr	480 L/hr
Temp. inlet flue gas (°C)	1078.78	1094.21	1099.21	1107.16
Temp. of outlet flue gas (°C)	51.76	52.34	52.79	53.44
Temperature of inlet water (°C)	47.56	47.96	48.66	49.08
Temperature of outlet water (°C)	54.76	52.99	52.26	52.46
Log mean Temperature (°C)	185.49	189.5	188.44	191.4
Heat transfer (W)	2696.89	2743.8	2758.42	2779.76
Overall Heat Transfer Coefficient (W/K)	14.54	14.48	14.64	14.52

6.3.2 การคำนวณเพื่อเปรียบเทียบ Overall heat transfer coefficient ระหว่างการออกแบบและการจากการทดลอง

ในส่วนนี้จะแสดงการคำนวณและผลการคำนวณหาค่า Overall heat transfer coefficient จากการออกแบบ ที่อุณหภูมิขาเข้าของไอเสีย เท่ากับ 700, 800, 900, 1000 องศาเซลเซียส และทำการใช้อัตราการไหลน้ำหมุนเวียน ที่ 120, 240, 360, 480 ลิตรต่อชั่วโมง โดยใช้การคำนวณดัง flowchart ในหัวข้อที่ 4.2 เพื่อนำมาเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลอง

ตารางที่ 6. 17 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างการออกแบบและการทดลอง

อัตราการไหล	120 L/hr		240 L/hr		Unit
อุณหภูมิ	Design	Experiment	Design	Experiment	
700 (°C)	10.29	14.45	10.30	14.70	W/K
800 (°C)	10.63	14.65	10.64	14.32	W/K
900 (°C)	10.93	14.09	10.94	14.45	W/K
1000 (°C)	11.20	14.54	11.21	14.48	W/K

อัตราการไหล	360 L/hr		480 L/hr		Unit
อุณหภูมิ	Design	Experiment	Design	Experiment	
700 (°C)	10.30	14.81	10.30	14.39	W/K
800 (°C)	10.64	14.75	10.64	14.39	W/K
900 (°C)	10.94	14.92	10.94	15.17	W/K
1000 (°C)	11.21	14.64	11.21	14.52	W/K

จากตารางที่ 6.17 จะเห็นได้ว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการออกแบบ มีค่าที่น้อยกว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการทดลอง อยู่ในช่วงความแตกต่างประมาณ 3 ถึง 4 วัตต์ต่อเคลวิน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.3.3 การคำนวณเพื่อหาประสิทธิภาพของหม้อน้ำรถยนต์

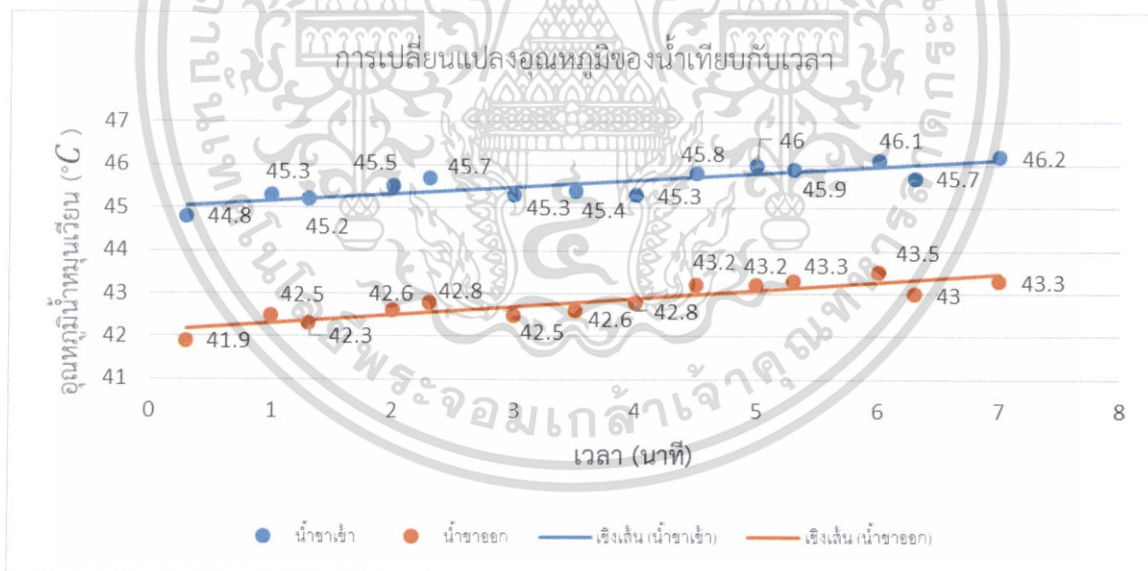
ในส่วนนี้จะแสดงการคำนวณเพื่อหาประสิทธิภาพของหม้อน้ำรถยนต์ โดยจะทำการคำนวณหาการถ่ายเทความร้อนที่น้ำได้รับ และหาความร้อนที่หลงเหลือจากการระบายออก โดยใช้สมการดังนี้

$$\dot{Q}_{receive} = mc_p\Delta T$$

$$\dot{Q}_{remain} = \dot{Q}_{receive,2} - \dot{Q}_{receive,1}$$

ตารางที่ 6. 188 แสดงการหาประสิทธิภาพผลของหม้อน้ำรถยนต์

	ตำแหน่งที่ 1	ตำแหน่งที่ 2
อุณหภูมิน้ำขาเข้า (°C)	44.8	45.8
อุณหภูมิน้ำขาออก (°C)	41.9	43.2
$\dot{Q}_{receive}$ (W)	401.33	359.82
\dot{Q}_{remain} (W)	41.52	



รูปที่ 6.7 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิเทียบกับเวลา

จากการคำนวณแสดงให้เห็นว่า ปริมาณความร้อนที่หลงเหลืออยู่ในน้ำหมุนเวียน เท่ากับ 41.52 W และจากกราฟจะเห็นได้ว่าเส้นกราฟของอุณหภูมิน้ำหมุนเวียนทั้งขาเข้าและขาออกมีแนวโน้มที่จะเข้าหากัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 7

สรุปผล และข้อเสนอแนะ

ในบทนี้จะนำเสนอบทสรุป และข้อเสนอแนะของโครงการการออกแบบชุดทดลองสำหรับตัวอย่างเก็บแก๊สลอยในไอเสียเพื่อลดอุณหภูมิจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงชีวมวล เพื่อเป็นการสรุป และเสนอแนะแก่ผู้สนใจศึกษาข้อมูล

7.1 บทสรุป

โครงการนี้ ถูกจัดทำเพื่อศึกษาและออกแบบเครื่องดักเก็บแก๊สลอยในการเผาไหม้ ซึ่งมุ่งเน้นในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้อุณหภูมิของไอเสียที่นำมาทดลอง เพื่อความปลอดภัยในการทดลอง จากการทดลองพบว่า ช่วงการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สามารถลดอุณหภูมิของไอเสียที่ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ให้อยู่ในช่วงน้อยกว่าหรือเท่ากับ 50°C จะทำงานได้ในช่วงอุณหภูมิของไอเสียเข้าตั้งแต่ $700 - 1000^{\circ}\text{C}$ ซึ่งเมื่ออุณหภูมิไอเสียเข้าสูงกว่า 1000°C จะทำให้อุณหภูมิไอเสียหลังผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่มากกว่า 50°C และจากผลการทดลองอุณหภูมิของน้ำหมุนเวียนจะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ซึ่งมีสาเหตุมาจากหม้อน้ำรถยนต์ที่นำมาใช้นั้น มีการระบายความร้อนออกจากน้ำหมุนเวียนได้ไม่เพียงพอ ทำให้น้ำหมุนเวียนมีปริมาณความร้อนตกค้าง ทำให้อุณหภูมิของน้ำหมุนเวียนเพิ่มสูงขึ้นเรื่อยๆ

จากการวิเคราะห์ผลและเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากการคำนวณและจากการทดลองจะมีค่าความคลาดเคลื่อนจากการออกแบบที่ 40% ซึ่งอาจมีสาเหตุจากการทดลองสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้มากกว่าการออกแบบ และในส่วนของผลการทดลองการเก็บแก๊สลอยจากการเผาไหม้ ปริมาณแก๊สลอยที่เมื่อเทียบกับอัตราการการไหลของไอเสียแล้ว จะได้ว่าในอัตราส่วนที่ทำการดูในแต่ละค่าความร้อนนั้นมีปริมาณแก๊สลอยเท่ากับมีปริมาณเท่ากับ $3.05 \times 10^{-3} \text{ g/cc}$ และ $1.53 \times 10^{-3} \text{ g/cc}$ ตามลำดับ และจากผลการทดลองที่ 500 kW สาเหตุที่ไม่สามารถวัดปริมาณของแก๊สลอยอาจมาจาก ผู้วิจัยได้เลือกใช้ตาชั่งที่มีขนาดของสเกลการวัดอยู่ที่น้อย กรัม ทำให้ไม่สามารถวัดปริมาณที่น้อยกว่า 1 กรัมได้ และอาจมีสาเหตุมาจากอุณหภูมิที่สูงและเป็นการเผาไหม้ที่สมบูรณ์มากยิ่งขึ้น ทำให้ปริมาณแก๊สลอยในไอเสียลดน้อยลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.2 ข้อเสนอแนะ

1. ปรับปรุงช่วงการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้สามารถทำงานได้ที่อุณหภูมิที่สูงขึ้น
2. ปรับปรุงการออกแบบลักษณะและวิธีการดักเก็บไถ่ล่อยในการเผาไหม้ให้มีประสิทธิภาพ
3. เพิ่มการออกแบบในส่วนของถังเก็บน้ำและระบบระบายความร้อนออกจากน้ำหมุนเวียน ของระบบหมุนเวียนน้ำเพื่อให้มีอุณหภูมิที่ต่ำลง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารอ้างอิง

- [1] Kassirin saensree. (2555). พลังงานทดแทน, พลังงานชีวมวล, ประเทศไทย, URL: http://53011711152.blogspot.com/2012/06/blog-post_19.html, เข้าถึงเมื่อ 11/09/2018.
- [2] ปวีณ์นุช ถือแก้ว. (2560). เทคโนโลยีพลังงานและความร้อนในเอเชียตะวันออกเฉียงใต้, หม้อไอน้ำแบบท่อไฟ, ประเทศไทย, URL: <https://www.bosch-industrial-asean.com/th/product-page/commercial-industrial-boiler/fire-tube-steam-boiler>, เข้าถึงเมื่อ 11/09/2018.
- [3] Matthew Carl, Dana Guy, Brett Leyendecker, Austin Miller, and Xuejun Fan. (2012). Designing a More Effective Car Radiator, The challenge: To determine the design parameters of a smaller radiator assembly capable of dissipating the same amount of heat as the original assembly. USA, URL: https://www.lamar.edu/engineering/_files/documents/mechanical/dr.-fan-publications/2012/No%2031%202012%20ASEE%20Radiator%20Final.pdf, เข้าถึงเมื่อ 20/09/2018
- [4] Idongesit Sampson. (2017). Design and Operation of Double Pipe Heat Exchanger, Process flow diagram for the double-pipe heat exchanger, Canada, URL: https://www.researchgate.net/profile/Idongesit_Sampson/publication, เข้าถึงเมื่อ 02/10/2018
- [5] Stephan, Ryan Adam. (2002). Heat Transfer Measurements and Optimization Studies Relevant to Louvered Fin Compact Heat Exchangers, A compact heat exchanger, Germany, URL: <https://vtechworks.lib.vt.edu/handle/10919/34694>, เข้าถึงเมื่อ 02/10/2018
- [6] ส.อ.ราชนาวี มณีรัตน์. (2015). การถ่ายโอนความร้อน, การนำความร้อน การพาความร้อน การแผ่รังสีความร้อน, ประเทศไทย, URL: <https://www.trueplookpanya.com/knowledge/content/66196/-blo-sciPHY-sci->, เข้าถึงเมื่อ 16/09/2018.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [7] Yunus A. Cengel, Afshin J. Ghajar. Heat and Mass Transfer (in SI Units): An Engineering Approach. 5th ED, Fundamental of convection. Singapore: McGraw-Hill Education, Inc.2014.
- [8] Yunus A. Cengel, Afshin J. Ghajar. Heat and Mass Transfer (in SI Units): An Engineering Approach. 5th ED, External forced convection. Singapore: McGraw-Hill Education, Inc.2014.
- [9] Yunus A. Cengel, Afshin J. Ghajar. Heat and Mass Transfer (in SI Units): An Engineering Approach. 5th ED, Internal forced convection. Singapore: McGraw-Hill Education, Inc.2014.
- [10] Yunus A. Cengel, Afshin J. Ghajar. Heat and Mass Transfer (in SI Units): An Engineering Approach. 5th ED, Heat exchanger. Singapore: McGraw-Hill Education, Inc.2014.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้