

การศึกษาและพัฒนาอุปกรณ์อุณหอากาศด้วยไอเสีย  
สำหรับเตาเผาอุตสาหกรรม



นาย วรุฒิ มั่นสกุล

สถาบันวิทยบริการ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

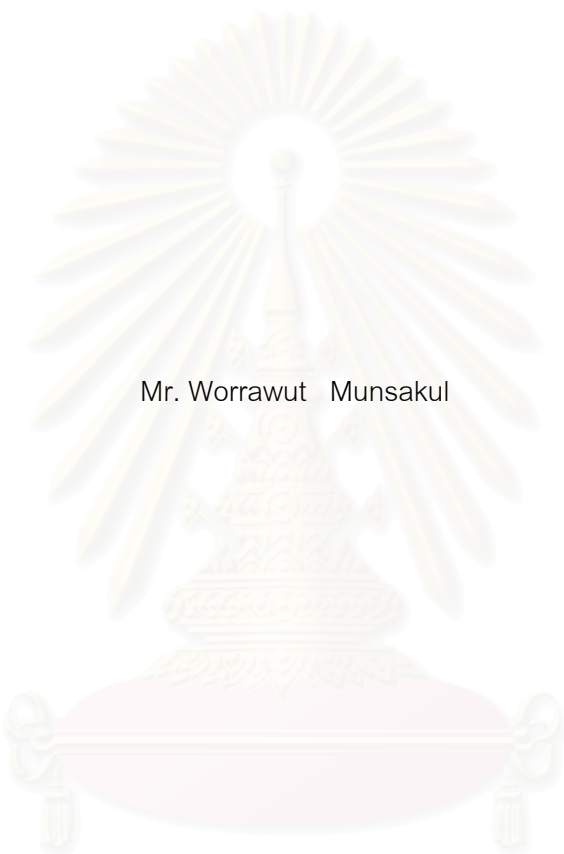
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2544

ISBN 974-03-1384-1

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

A STUDY AND DEVELOPMENT OF RECUPERATOR  
FOR HEATING FURNACE



Mr. Worrawut Munsakul

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements  
for the Degree of Master of Engineering in Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2001

ISBN 974-03-1384-1

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาและพัฒนาอุปกรณ์อุณหอากาศด้วยไอเสียสำหรับเตาเผา อุตสาหกรรม
โดย	นายวรวิทย์ มั่นสกุล
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา	อาจารย์ ดร.สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์
อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม	รองศาสตราจารย์ ดร. พงษ์ธร จริญญากรณ์

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้หัวข้อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้  
เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโทมหาบัณฑิต

..... คณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์  
( ศาสตราจารย์ ดร.สมศักดิ์ ปัญญาแก้ว )

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการ  
( รองศาสตราจารย์ ดร.มานิจ ทองประเสริฐ )

..... อาจารย์ที่ปรึกษา  
( อาจารย์ ดร.สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์ )

..... อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม  
( รองศาสตราจารย์ ดร.พงษ์ธร จริญญากรณ์ )

..... กรรมการ  
( ผู้ช่วยศาสตราจารย์ มิ่งศักดิ์ ตั้งตระกูล )

..... กรรมการ  
( อาจารย์ ดร.รัชทิน จันทร์เจริญ )

นายวรวุฒิ มั่นสกุล : การศึกษาและพัฒนาอุปกรณ์อุ่นอากาศด้วยไอเสียสำหรับเตาเผาอุตสาหกรรม  
(A Study and Development of Recuperator for Industrial Furnace)

อ.ที่ปรึกษา : ดร. สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์ อ.ที่ปรึกษาร่วม : รศ. ดร. พงษ์ธร จรรย์ญากรณ์

จำนวนหน้า 155 หน้า. ISBN : 974-03-1384-1

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศ (Recuperator) สำหรับเตาเผาสปริงแผ่น (Leaf Spring) เพื่อนำก๊าซไอเสียที่บริเวณปล่องไอเสียของเตาเผามาอุ่นอากาศก่อนเข้าเตาเผา โดยทำการออกแบบและสร้างติดตั้งใช้งานจริงที่บริษัทบางกอก สปริง อินดัสเทรียล จำกัด ในการออกแบบ Recuperator นั้นได้ใช้วิธี Effectiveness-NTU Method เนื่องจากไม่รู้คุณสมบัติของอากาศและก๊าซเสียที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศ โดยศึกษาแบบ Cross-Flow Two-Pass Heat Exchanger ซึ่งจากการคำนวณเป็นอุปกรณ์ที่มีค่า NTU มากที่สุดเมื่อเทียบกับชนิดอื่นๆ โดยทำการกำหนดความยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับพื้นที่ติดตั้งบนเตาเผาเป็นค่าคงที่เท่ากับ 1.2 เมตร แล้วเลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดต่างๆกัน แล้วพิจารณาผลของการแลกเปลี่ยนความร้อน ความดันสูญเสียที่เกิดขึ้น ขนาดของอุปกรณ์อุ่นอากาศ และราคาที่ใช้ในการสร้าง พบว่า อุปกรณ์อุ่นอากาศที่เหมาะสมในการนำไปสร้างใช้งานจริง คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.0318 เมตร ความยาว 1.2 เมตร ความหนาของผนังท่อ 2 มิลลิเมตร จำนวน 78 ท่อ ลักษณะการจัดเรียงท่อแบบแนวเอียงกัน (Staggered) ซึ่งผลการทดลองหลังติดตั้งกับปล่องไอเสียของเตาเผาแล้ว พบว่า สามารถอุ่นอากาศก่อนเข้าเผาไหม้จากเฉลี่ย 48 °C เป็น 200 °C สามารถประหยัดน้ำมันเตาได้เฉลี่ยประมาณ 9% ของการใช้น้ำมันเตาของเตาเผา (คิดเป็นการประหยัดค่าใช้จ่ายประมาณ 416,000 บาทต่อปี) มีประสิทธิผล 26% และเมื่อติดตั้งกับเตาเผาแล้วสามารถเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาเผาจาก 21% เป็น 26% โดยเกิดความดันสูญเสียประมาณ 0.343 kPa ระยะเวลาการคืนทุนประมาณ 8 เดือน และอัตราผลตอบแทนการลงทุนประมาณ 151% ซึ่งประโยชน์ที่ได้จากการวิจัยสามารถนำการออกแบบไปประยุกต์ใช้กับเตาในอุตสาหกรรมประเภทอื่นๆ ที่มีอุณหภูมิของก๊าซไอเสียสูงและมีปริมาณมากเพียงพอที่จะนำมาอุ่นอากาศเข้าเผาไหม้ให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น เพื่อเป็นการประหยัดพลังงานของโรงงานอุตสาหกรรม

ภาควิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....	ลายมือชื่อนิสิต .....
สาขาวิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....	ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา.....
ปีการศึกษา.....2544.....	ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษาร่วม.....

##4270520821 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEY WORD : RECUPERATOR / HEAT EXCHANGER DESIGN / ENERGY

WORRAWUT MUNSAKUL : A STUDY AND DEVELOPMENT OF RECUPERATOR FOR INDUSTRIAL FURNACE. THESIS ADVISOR : SOMPONG PUTIVISUTISAK  
THESIS COADVISOR : ASSOC. PROF. PONGTORN CHARUNYAKORN, 155 PP.  
ISBN 974-03-1384-1

The aim of this research is to systematically design and fabricate a recuperator for a leaf spring furnace with moderate flue gas temperature ( $665\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) at Bangkok Spring Industrial Co., Ltd. The recuperator is used for increasing the combustion air and thus reducing the heavy oil consumption of the furnace. The Effectiveness-NTU method is chosen for the design process because the inlet and outlet temperatures of the device are not known initially.

By using the cross-flow two-pass heat-exchanger type, which has highest NTU value compared to others, with a fixed tube length of 1.2 m and various diameter sizes, and considering the heat-exchanging effect, pressure losses, the cost and the size of the device, it is found that the suitable recuperator for the present work consists of 78 staggered tubes with 0.0318-m diameter and 0.002-m tube thickness.

After installing the recuperator at the exhaust of the furnace, it is found that the combustion air is preheated from  $48\text{ }^{\circ}\text{C}$  to  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ . As a result, the usage of heavy oil is reduced by 9% of the overall amount. The effectiveness of the recuperator is about 26% and the thermal efficiency is increased from 21% to 26%. The pressure drop is 0.343 kPa. The payback period is 8 months and the internal rate of return is 151%.

The recuperator design process of the present work can be applied to similar industrial furnaces with large amount of moderate-temperature exhaust gas. This, in a way, will promote energy conservation in Thai industries.

Department.....Mechanical Engineering..... Student's signature.....  
Field of study ....Mechanical Engineering .. Advisor's signature.....  
Academic year .....2001..... Co-advisor's signature.....

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยความช่วยเหลืออย่างดียิ่งของบุคคล และหน่วยงานดังต่อไปนี้

ขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) ที่มีโครงการสนับสนุนการวิจัยในโรงงานอุตสาหกรรม และให้การสนับสนุนเงินทุนวิจัยโครงการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศสำหรับเตาเผาสปริงแผ่น บริษัทบางกอก สปริง อินดัสเทรียล จำกัด ที่ให้การสนับสนุนเงินทุนและสถานที่ทำการวิจัย รวมทั้งสถาบันเพิ่มผลผลิตแห่งชาติ ที่ช่วยเหลือเป็นฝ่ายประสานงานโครงการจนโครงการสามารถสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอกราบขอบพระคุณ อาจารย์ ดร.สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์ รศ.ดร.พงษ์ธร จริญญาภรณ์ อาจารย์ที่ปรึกษา และ รศ.ดร.มานิจ ทองประเสริฐ ผศ. มิ่งศักดิ์ ตั้งตระกูล และ ผศ.ดร. รัชทิน จันทรเจริญ ที่กรุณาให้คำแนะนำถ่ายทอดประสบการณ์ความรู้ และช่วยเหลือแนะนำเอกสารและเครื่องมือทดลองที่เป็นประโยชน์อย่างสูงในการวิจัย

ผู้วิจัยขอขอบคุณ คุณณัฐเดช เฟื่องวรรณศรี คุณประพันธ์ พิกุลทอง คุณสุบิน ชันดี คุณธวัชชัย สิทธิสระคู และคุณวันทนี ศรีขวัญ ที่ให้ความช่วยเหลือเป็นอย่างดีในระหว่างทำการวิจัยนี้

ท้ายที่สุดนี้ ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา ที่ให้การสนับสนุนผู้วิจัยทั้งด้านค่าใช้จ่าย และคอยให้กำลังใจมาโดยตลอด ทำให้งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย  
วรุณี มั่นสกุล

## สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญตาราง.....	ญ
สารบัญรูปภาพ.....	ฎ
สัญลักษณ์.....	ผ
บทที่	
1. บทนำ	
1.1 ความสำคัญและที่มาของงานวิจัย.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	3
1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....	3
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	4
1.5 ขั้นตอนการทำวิจัย.....	4
1.6 สมมติฐานที่ใช้ในการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศ.....	5
1.7 ข้อมูลที่ต้องการทราบค่า.....	6
1.8 เครื่องมือที่ใช้วัดค่า.....	7
1.9 ผลงานวิจัยที่ผ่านมา.....	10
2. ทฤษฎีพื้นฐาน.....	15
2.1 การถ่ายเทความร้อน .....	15
2.2 กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ของปริมาตรควบคุม.....	19
2.3 การคำนวณการสันดาป.....	24
2.4 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน.....	25
2.5 กฎข้อที่ 2 ทางเทอร์โมไดนามิกส์.....	26
2.6 การวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์.....	28

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	30
3.1 วิธีการคำนวณเกี่ยวกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	30
3.2 การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยวิธี Effective – NTU Method.....	32
3.3 การนำพลังงานที่เหลือจากการใช้แล้วกลับมาใช้ใหม่.....	35
3.4 อุปกรณ์อุณหอากาศ.....	38
4. ข้อมูลเบื้องต้นของเตาเผา.....	51
4.1 การใช้พลังงานภายในโรงงาน.....	51
4.2 การประเมินเตาเผา.....	51
4.3 ลักษณะการทำงานของเตาเผา.....	53
4.4 การหาประสิทธิภาพของเตาเผา.....	56
5. การออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศ.....	63
5.1 ขั้นตอนการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศ.....	63
5.2 สรุปขั้นตอนการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศ.....	79
5.3 การคำนวณหาขนาดของอุปกรณ์อุณหอากาศ.....	81
6. การสร้างและติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ.....	87
6.1 ขั้นตอนการสร้างอุปกรณ์อุณหอากาศ.....	87
6.2 การติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ.....	88
6.3 การทดลองหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ.....	91
7. วิเคราะห์และสรุปผลงานวิจัย.....	92
7.1 วิเคราะห์ผลการวิจัย.....	92
7.2 สรุปผลการวิจัย.....	103
7.3 ข้อเสนอแนะสำหรับการศึกษาเพิ่มเติม.....	103



สารบัญ (ต่อ)

หน้า

รายการอ้างอิง..... 105

ภาคผนวก..... 108

ภาคผนวก ก ข้อมูลเตาเผาก่อนการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศ..... 109

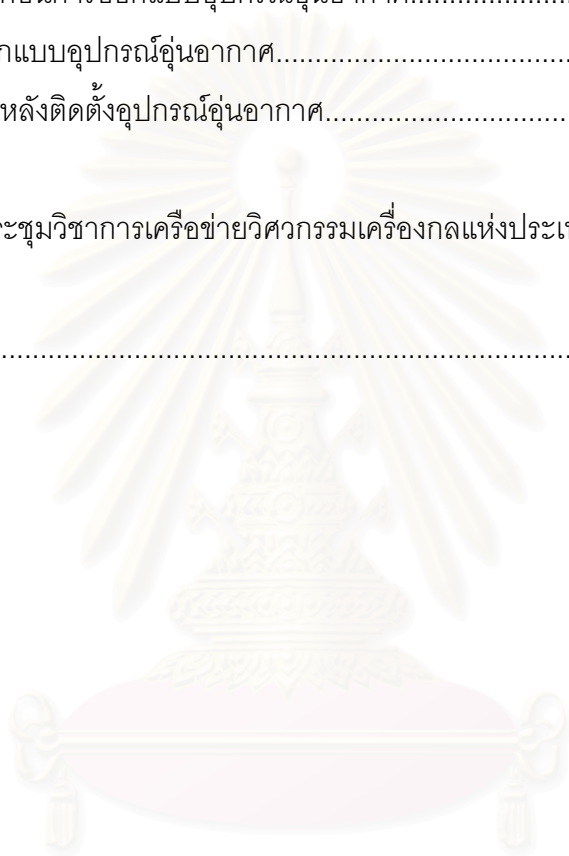
ภาคผนวก ข ข้อมูลการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศ..... 119

ภาคผนวก ค ข้อมูลเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ..... 130

ภาคผนวก ง

บทความที่ตีพิมพ์ในการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 15..... 150

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์..... 155



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 แหล่งและระดับอุณหภูมิของความร้อนที่อุณหภูมิสูง.....	36
3.2 แหล่งและระดับอุณหภูมิของความร้อนที่อุณหภูมิปานกลาง.....	36
3.3 แหล่งและระดับอุณหภูมิของความร้อนที่อุณหภูมิต่ำ.....	37
3.4 การเปรียบเทียบ Metallic Recuperator กับ Ceramic Recuperator.....	45
3.5 ประเภท Recuperator กับอุณหภูมิของอากาศที่อุ่นร้อน.....	46
3.6 ความสัมพันธ์ระหว่างประเภทของ Recuperator กับประสิทธิภาพการเก็บความร้อน กลับคืน.....	46
3.7 การเปรียบเทียบช่วงอุณหภูมิที่ใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่าง ๆ.....	47
3.8 ข้อมูลเปรียบเทียบของ Metallic Recuperator แบบต่างๆ.....	47
3.9 ช่วงอุณหภูมิของอากาศที่อุ่นร้อน และประสิทธิภาพของการเก็บความร้อนกลับคืน.....	48
3.10 การเปรียบเทียบ Recuperator ระหว่างชนิด Multitube Type กับชนิด Radial Type..	50
5.1 ความสัมพันธ์ของค่า NTU ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	64
5.2 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม.....	68
5.3 ค่าการนำความร้อนของวัสดุชนิดต่าง ๆ.....	69
5.4 ค่า Fouling Factor ของของไหลชนิดต่าง ๆ.....	70
5.5 ค่าคงที่ต่าง ๆ ที่ใช้ในการหาค่า $Nu_D$ สำหรับการไหลของอากาศผ่านกลุ่มท่อตั้งแต่ 10 แถว ขึ้นไป.....	71
5.6 ค่า $C_2$ ที่ใช้ในการหาค่า $Nu_D$ สำหรับการไหลของอากาศผ่านกลุ่มท่อที่น้อยกว่า 10 แถว.....	72
5.7 ค่าความขรุขระของท่อ ที่เป็นวัสดุชนิดต่าง ๆ.....	77
ก.1 ปริมาณการใช้ น้ำมันของเตาเผา ก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ.....	110
ก.2.1 อุณหภูมิในช่วงจุดเตา ก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (4/1/44).....	111
ก.2.2 อุณหภูมิในช่วงจุดเตา ก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (8/1/44).....	112
ก.2.3 อุณหภูมิในช่วงจุดเตา ก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (23/1/44).....	113
ก.2.4 อุณหภูมิในช่วงจุดเตา ก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (31/1/44).....	114
ก.3 ปริมาณการใช้ น้ำมันเตา ในเวลาที่ทำการทดลอง.....	115
ก.4 ผลิตภัณฑ์ที่ผลิตได้ในช่วงเวลาที่ทำการทดลอง.....	115
ก.5 ข้อมูลของเตาเผา ในการทดลอง.....	116

## สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่	หน้า
ก.6 ข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณ.....	117
ก.7 ผลการสมมูลพลังงานของเตาเผา.....	118
ข.1 การเปรียบเทียบค่า NTU ตามลักษณะการไหลของของไหล.....	120
ข.2 ผลการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางต่างๆ.....	121
ข.3 ผลการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศที่จะนำไปสร้างและติดตั้งที่เตาเผา.....	123
ข.4 ผลการวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์.....	124
ค.1 ปริมาณการใช้น้ำมันเตาของเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ.....	131
ค.2.1 อุณหภูมิในช่วงจุดเตาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ (9/8/44).....	132
ค.2.2 อุณหภูมิในช่วงจุดเตาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ (14/8/44).....	133
ค.2.3 อุณหภูมิในช่วงจุดเตาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ (22/8/44).....	134
ค.2.4 อุณหภูมิในช่วงจุดเตาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ (23/8/44).....	135
ค.3.1 ข้อมูลการทดลองเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ (ก่อนหุ้มฉนวน): (3/8/44).....	136
ค.3.2 ข้อมูลการทดลองเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ (ก่อนหุ้มฉนวน): (4/8/44).....	137
ค.3.3 ข้อมูลการทดลองเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ (ก่อนหุ้มฉนวน): (5/8/44).....	138
ค.4 ข้อมูลการทดลองเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ (หลังปิดช่องว่างภายใน): (7/8/44).....	139
ค.5.1 ข้อมูลการทดลองเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ (หลังหุ้มฉนวน): (16/8/44).....	140
ค.5.2 ข้อมูลการทดลองเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ (หลังหุ้มฉนวน): (23/8/44).....	141
ค.5.3 ข้อมูลการทดลองเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ (หลังหุ้มฉนวน): (29/8/44).....	142
ค.5.4 ข้อมูลการทดลองเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ (หลังหุ้มฉนวน): (4/9/44).....	143
ค.6 ข้อมูลเตาเผาในการทดลองหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ.....	144
ค.7 ข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณ.....	145
ค.8 ผลการสมมูลพลังงานของเตาเผา.....	146
ค.9 เปรียบเทียบผลการติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศอุปกรณ์อุณหอากาศทางทฤษฎี กับการทดลอง.....	147
ค.10 เปรียบเทียบผลการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ก่อนและหลังติดตั้ง อุปกรณ์อุณหอากาศ.....	148
ค.11 การวิเคราะห์การหุ้มฉนวนอุปกรณ์อุณหอากาศ.....	149

## สารบัญรูปภาพ

รูปที่	หน้า
1.1 เตาเผาก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ.....	8
1.2 เตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ.....	8
1.3 Thermocouple.....	9
1.4 Anemometer.....	9
1.5 Manometer.....	9
1.6 Flue Gas Analyzer.....	10
1.7 Infrared Thermometer.....	10
2.1 การถ่ายเทความร้อนโดยการนำแบบ 1 มิติ.....	16
2.2 เครื่องหมายแสดงทิศทางการไหลของความร้อนในกฎของ Fourier.....	16
2.3 การถ่ายเทความร้อนโดยการพา.....	17
2.4 การแลกเปลี่ยนรังสีความร้อนระหว่างผิวของวัตถุเล็ก ๆ และสิ่งแวดล้อม.....	19
2.5 การสมมูลมวลของปริมาตรควบคุม.....	20
2.6 การสมมูลพลังงานของปริมาตรควบคุม.....	22
3.1 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน.....	33
3.2 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกัน.....	33
3.3 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell-and-Tube โดยของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกหนึ่งครั้ง และของไหลอีกชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในหลอดสองครั้งหรือเท่ากับ ผลคูณของสองกับเลขจำนวนเต็ม.....	34
3.4 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell-and-Tube โดยของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกสองครั้ง และของไหลอีกชนิดหนึ่งไหลภายในหลอดสี่ครั้งหรือเท่ากับ ผลคูณของสี่กับเลขจำนวนเต็ม.....	34
3.5 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลไหลตั้งฉากกัน ซึ่งของไหลทั้งสองชนิดไม่ผสมผสานกัน.....	34
3.6 ค่า Effectiveness สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลไหลตั้งฉากกัน ซึ่งของไหลชนิดหนึ่งผสมผสานกัน ส่วนอีกชนิดหนึ่งไม่ผสมผสานกัน.....	35
3.7 ประเภทของอุปกรณ์อุ่นอากาศโดยทั่วไป ที่ใช้กับเตาเผาในโรงงานอุตสาหกรรม โดยแยกตามวิธีการถ่ายเทความร้อน และชนิดของวัสดุ.....	38

## สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.8 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Recuperator.....	39
3.9 Metallic Recuperator ประเภทต่างๆ.....	40
3.10 Stack Type Recuperator.....	41
3.11 Steel Tube หรือ Cage Tube Recuperator.....	42
3.12 Channel Type Recuperator แบบติดตั้งทางท่อดวน.....	43
3.13 การติดตั้ง Channel Type Recuperator.....	43
3.14 Flue Tube Type Recuperator.....	44
3.15 Air Heater แบบ Combination Type Recuperator.....	44
3.16 กลไกการถ่ายเทความร้อนภายใน Recuperator.....	48
3.17 (a) Radial Type Recuperator.....	49
3.17 (b) ภายในแนวขวางของ Recuperator ที่เตาเผา.....	49
3.17 (c) ภายในแนวตั้งและภาพด้านบนของ Recuperator.....	50
4.1 แผนภาพการใช้พลังงานของโรงงาน.....	51
4.2 แผนผังเตาเผาในกระบวนการผลิตสปริงแผ่น.....	52
4.3 รูปแสดงชิ้นงานที่เข้าทำการเผาในเตาเผา.....	54
4.4 Blower ที่ป้อนอากาศเข้าสู่เตาเผา.....	54
4.5 Heater ที่ใช้ในการอุ่นน้ำมันเตาก่อนเข้าเผาใหม่.....	54
4.6 ปล่องไอเสียของเตาเผา.....	55
4.7 ด้านข้างของเตาเผา.....	55
4.8 เตาเผาก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ.....	55
4.9 Sankey Diagram แสดงสมดุลพลังงานความร้อนของเตาเผา.....	62
5.1 รูปแสดงความต้านทานทางความร้อนของการแลกเปลี่ยนความร้อน.....	66
5.2 การไหลของของไหลผ่านกลุ่มท่อในลักษณะไหลขวางกัน (Cross Flow).....	72
5.3 ภาพตัดขวางของรูปแบบการจัดเรียงท่อแลกเปลี่ยนความร้อน.....	72
5.4 ลักษณะการไหลผ่านกลุ่มท่อแลกเปลี่ยนความร้อน.....	75
5.5 กราฟตัวประกอบความเสียหายและค่าปรับแก้สำหรับกลุ่มท่อที่จัดเรียงแบบแนวเดียวกัน.....	75

## สารบัญรูปรูปภาพ (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.6	กราฟตัวประกอบความเสียดทานและค่าปรับแก้สำหรับกลุ่มท่อที่จัดเรียงแบบเยื้องกัน..... 76
5.7	Moody Chart แสดงความเสียดทานภายในท่อ..... 78
6.1	ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนภายในอุปกรณ์อุณหอากาศ..... 89
6.2	ด้านข้างของอุปกรณ์อุณหอากาศ..... 89
6.3	ด้านหน้าของอุปกรณ์อุณหอากาศ..... 89
6.4	รูปแสดงการติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ..... 90
6.5	อุปกรณ์อุณหอากาศที่ติดตั้งเรียบร้อยแล้ว..... 90
6.6	เตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ..... 90
6.7	อุปกรณ์อุณหอากาศหลังหุ้มฉนวน..... 91
7.1	ช่องว่างด้านข้างภายในอุปกรณ์อุณหอากาศ..... 93
7.2	ช่องว่างด้านข้างภายในอุปกรณ์อุณหอากาศหลังปิดด้วยแผ่น Stainless 316..... 94
7.3	กราฟแสดงการใช้น้ำมันเตาของเตาเผาก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ..... 95
7.4	กราฟแสดงการใช้น้ำมันเตาของเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ..... 95
7.5	กราฟแสดงอุณหภูมิในช่วงเวลาการจุดเตา ก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ..... 97
7.6	กราฟแสดงอุณหภูมิในช่วงเวลาการจุดเตาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ..... 98
7.7	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิที่จุดต่างๆ (ก่อนหุ้มฉนวน)..... 99
7.8	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิที่จุดต่างๆ (หลังหุ้มฉนวน)..... 100
7.9	Sankey diagram ของเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ..... 101
7.10	การทำความสะอาดอุปกรณ์อุณหอากาศ..... 102
ข.1	ภาพ Orthographic ของอุปกรณ์อุณหอากาศ..... 125
ข.2	ท่อแลกเปลี่ยนความร้อน และ Shell..... 126
ข.3	แผ่นโค้งสำหรับกลับทิศทางการไหลของก๊าซไอเสีย..... 127
ข.4	ท่อทางเข้า – ออกอุปกรณ์อุณหอากาศของอากาศ..... 128
ข.5	ท่อทางเข้า – ออกอุปกรณ์อุณหอากาศของก๊าซไอเสีย..... 129

## สัญลักษณ์

สัญลักษณ์	คำอธิบาย	หน่วย
$A$	พื้นที่ถ่ายเทความร้อน	$m^2$
$A_i$	พื้นที่ของแต่ละส่วนของเตาเผา	$m^2$
$B$	ปริมาณอากาศเผาไหม้	$Nm^3/kg$
$B_o$	ปริมาณอากาศเผาไหม้เชิงทฤษฎี	$Nm^3/kg$
$C_{p,a}$	ค่าความร้อนจำเพาะของอากาศ	$kJ/kg-^{\circ}C$
$C_{p,f}$	ค่าความร้อนจำเพาะของเชื้อเพลิง	$kJ/kg-^{\circ}C$
$C_{p,fe}$	ค่าความร้อนจำเพาะของผลิตภัณฑ์	$kJ/kg-^{\circ}C$
$CRF$	ตัวประกอบการคืนทุน	-
$D_a$	ความหนาแน่นของอากาศ	$kg/Nm^3$
$D_f$	ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง	$kg/L$
$FH$	ปริมาณการใช้เชื้อเพลิง	$L/hr$
$G$	ปริมาณก๊าซเสียจริง	$Nm^3/kg$
$G_o$	ปริมาณก๊าซเสียเชิงทฤษฎี	$Nm^3/kg$
$h$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน	$W/m^2-K$
$i$	อัตราดอกเบี้ย	%
$IRR$	อัตราผลตอบแทนการลงทุน	%
$k$	ค่าสภาพการนำความร้อนของวัสดุ	$W/m-K$
$m_a$	มวลของอากาศที่เข้าสู่เตาเผา	$kg/s$
$m_f$	มวลของเชื้อเพลิงที่เข้าสู่เตาเผา	$kg/s$
$m_{fg}$	มวลของก๊าซเสียที่ออกจากเตาเผา	$kg/s$
$m_{loss}$	มวลของอากาศที่สูญเสียออกไปทางช่องเปิดต่างๆ	$kg/s$
$m_{p,i}$	มวลของผลิตภัณฑ์ที่เข้าสู่เตาเผา	$kg/s$
$m_{p,o}$	มวลของผลิตภัณฑ์ที่ออกจากเตาเผา	$kg/s$
$n$	ระยะเวลาการคืนทุน	yr
$NHV$	ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง	$MJ/L$
$P$	ความดัน	Pa
$q$	ความร้อนที่ถ่ายเทผ่านขอบเขตของปริมาตรควบคุม	$kJ/kg$
$Q_b$	รังสีความร้อนที่เปล่งออกโดยวัตถุดำ	W

## สัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์	คำอธิบาย	หน่วย
$Q_{con}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพา	W
$Q_{rad}$	อัตราการแผ่รังสีความร้อน	W
$Q_{in}$	พลังงานความร้อนที่เข้าสู่ปริมาตรควบคุม	W
$Q_{out}$	พลังงานความร้อนที่ออกจากปริมาตรควบคุม	W
$Q_g$	พลังงานความร้อนที่ผลิตขึ้นภายในปริมาตรควบคุม	W
$Q_{st}$	พลังงานความร้อนที่สะสมไว้ภายในปริมาตรควบคุม	W
$Q_1$	ความร้อนของเชื้อเพลิง	MJ/hr
$Q_2$	ความร้อนสัมผัสของเชื้อเพลิง	MJ/hr
$Q_3$	ความร้อนในผลิตภัณฑ์	MJ/hr
$Q_4$	ความร้อนสูญเสียในก๊าซไอเสีย	MJ/hr
$Q_5$	ความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์	MJ/hr
$Q_6$	ความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตา	MJ/hr
$Q_7$	ความร้อนสูญเสียอื่นๆที่ไม่สามารถวัดค่าได้	MJ/hr
$s$	เอนโทรปี	kJ/kg
$T_a$	อุณหภูมิของอากาศเผาไหม้	°C
$T_{a,i}$	อุณหภูมิอากาศทางเข้าอุปกรณ์อุ่นอากาศ	°C
$T_{a,o}$	อุณหภูมิอากาศทางออกอุปกรณ์อุ่นอากาศ	°C
$T_{amb}$	อุณหภูมิของอากาศสิ่งแวดล้อม	°C
$T_c$	อุณหภูมิของผนังเตาเผา	°C
$T_f$	อุณหภูมิของเชื้อเพลิง	°C
$T_g$	อุณหภูมิของก๊าซเสีย	°C
$T_{fg,i}$	อุณหภูมิไอเสียทางเข้าอุปกรณ์อุ่นอากาศ	°C
$T_{fg,o}$	อุณหภูมิไอเสียทางออกอุปกรณ์อุ่นอากาศ	°C
$T_{fur1}$	อุณหภูมิภายในเตาเผาจุดที่ 1	°C
$T_{fur2}$	อุณหภูมิภายในเตาเผาจุดที่ 2	°C
$T_{fur3}$	อุณหภูมิภายในเตาเผาจุดที่ 3	°C
$T_{ref}$	อุณหภูมิอ้างอิง	°C



## สัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์	คำอธิบาย	หน่วย
$T_w$	อุณหภูมิที่ผิววัสดุ	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\infty}$	อุณหภูมิกระแสการไหลอิสระของของไหล	$^{\circ}\text{C}$
$TIC$	ค่าใช้จ่ายในการสร้างและติดตั้ง	Baht
$U$	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	$\text{W/m}^2\text{K}$
$w$	งานที่เข้าและออกจากระบบ	$\text{kJ/kg}$
$W_{rev}$	งานย้อนกลับได้สูงสุด	$\text{kJ/kg}$
$\Delta h$	การเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของปริมาตรควบคุม	$\text{kJ/kg}$
$\Delta ke$	การเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ของปริมาตรควบคุม	$\text{kJ/kg}$
$\Delta pe$	การเปลี่ยนแปลงพลังงานศักย์ของปริมาตรควบคุม	$\text{kJ/kg}$
$\varepsilon$	Emissivity ของผนังเตาเผา	-
$\sigma$	ค่าคงที่สเตฟาน-โบลซ์มานน์ ( $5.64 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}$ )	
$\eta$	ประสิทธิภาพเชิงความร้อน	%
$\eta_2$	ประสิทธิภาพข้อที่ 2 ทางเทอร์โมไดนามิกส์	%
$\varphi$	อะเอนเอบิลิตี	$\text{kJ/kg}$
$\varphi_f$	อะเอนเอบิลิตีของเชื้อเพลิง	$\text{kJ/kg}$
$\varphi_{f,h}$	อะเอนเอบิลิตีที่ได้จากการอุ่นน้ำมัน	$\text{kJ/kg}$
$\varphi_p$	อะเอนเอบิลิตีของผลิตภัณฑ์	$\text{kJ/kg}$

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความสำคัญและที่มาของงานวิจัย

โรงงานอุตสาหกรรมขึ้นรูปโลหะ เป็นโรงงานในกลุ่มอุตสาหกรรมที่ใช้พลังงานในกระบวนการผลิตจำนวนมาก โดยเชื้อเพลิงที่ใช้ส่วนใหญ่จะเป็นน้ำมันเตา ซึ่งในสถานการณ์ปัจจุบัน ราคา น้ำมันที่ต้องนำเข้าจากต่างประเทศได้มีราคาสูงขึ้น และยังมีแนวโน้มที่จะสูงขึ้นเรื่อยๆ เนื่องจากประเทศผู้ค้าน้ำมันได้รวมตัวกันเพื่อขยายหรือลดกำลังการผลิตในแต่ละวัน ทำให้ส่งผลต่อราคาน้ำมันในตลาดโลก ดังนั้นการประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิงจึงเป็นแนวทางสำคัญในการช่วยเศรษฐกิจของประเทศที่กำลังอยู่ในวิกฤติการณ์ให้มีแนวโน้มที่ดีขึ้น สำหรับในโรงงานอุตสาหกรรมขึ้นรูปโลหะ นั้น อุปกรณ์สำคัญในกระบวนการผลิตที่ใช้พลังงานมากที่สุดในโรงงาน คือ เตาเผาชนิดต่างๆ โดยจะเป็นการให้พลังงานความร้อนสูงแก่โลหะทำให้โลหะร้อนขึ้นเพื่อง่ายต่อการขึ้นรูปโลหะ ซึ่งจะแบ่งเป็นแบบใช้ไฟฟ้าเหนี่ยวนำและแบบใช้น้ำมันเชื้อเพลิง ดังนั้น การประหยัดพลังงานโดยพิจารณาปรับปรุงประสิทธิภาพของเตาหลอมโลหะและเตาเผาให้มีประสิทธิภาพที่ดีขึ้นก็เป็นการประหยัดพลังงานเชื้อเพลิงในทางหนึ่ง โดยในการปรับปรุงประสิทธิภาพของเตาเผาสามารถที่จะทำได้หลายวิธี เช่น การปรับปรุงลักษณะรูปร่างของเตาเผาให้มีการเปิดปิดน้อยลงเวลาที่ใส่โลหะ การปรับปรุงกระบวนการเผาไหม้ และการป้องกันความร้อนสูญเสียออกจากเตาเผา เป็นต้น

การป้องกันความร้อนสูญเสียออกจากเตาเผาอาจทำได้โดยการนำความร้อนสูญเสียกลับมาใช้ใหม่ ซึ่งในทางปฏิบัติสามารถทำได้หลายวิธี วิธีที่สำคัญและนิยมนำมาใช้ในการประหยัดพลังงานที่มีประสิทธิภาพก็คือ การนำความร้อนสูญเสียจากไอเสียที่มีอุณหภูมิสูงและปล่อยทิ้งออกสู่บรรยากาศมาใช้ประโยชน์ เนื่องจากปริมาณของความร้อนที่ออกไปกับก๊าซไอเสียมีปริมาณมากและมีอุณหภูมิสูงจึงสามารถนำมาใช้ให้เกิดประสิทธิภาพได้มากกว่าความร้อนสูญเสียประเภทอื่นๆ เมื่อพิจารณาถึงเตาเผาในอุตสาหกรรมแล้วพบว่า ถ้าอากาศที่เข้าสู่กระบวนการเผาไหม้มีอุณหภูมิสูงขึ้นแล้วจะทำให้การใช้พลังงานเชื้อเพลิงในการเผาไหม้เพื่อให้ได้อุณหภูมิที่ต้องการลดลง ดังนั้นเราสามารถที่จะทำให้อากาศก่อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้มีอุณหภูมิสูงขึ้นได้ โดยการนำมาเข้าสู่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกับก๊าซไอเสียที่มีอุณหภูมิสูง หรือที่เรียกว่า อุปกรณ์อุ่นอากาศ (Recuperator) ก่อนเข้าสู่เตาเผา ซึ่งจะเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพการเผาไหม้และเป็นการประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิง ในการเผาไหม้เพื่อให้ได้อุณหภูมิตามต้องการ

บริษัท บางกอกสปริง อินดัสเทรียล จำกัด หรือ BSK ตั้งอยู่ที่จังหวัดสมุทรปราการ เริ่มดำเนินกิจการเมื่อปี 2520 ด้วยเงินลงทุนจดทะเบียน 106 ล้านบาท เป็นบริษัทของคนไทยที่ได้รับการถ่ายทอดเทคโนโลยีจากบริษัท Mitsubishi Steel Manufacturing ประเทศญี่ปุ่น ซึ่งผลิตภัณฑ์ของบริษัท คือ สปริงชนิดต่างๆ เหล็กกันโคลง วาล์ว และก้านส่งลั่นเครื่องยนต์ (Push Rod) โดยมีผลิตภัณฑ์หลัก คือ แหนบรถยนต์ หรือ สปริงแผ่น (Leaf spring) ซึ่งบริษัทมีกำลังการผลิตประมาณ 1,500 ตันต่อเดือน สปริงชนิดขึ้นรูปร้อน 110 ตัน/เดือน สปริงชนิดขึ้นรูปเย็น 15 ตัน/เดือน เหล็กกันโคลง 70 ตัน/เดือน วาล์ว 6 ตัน/เดือน และก้านส่งลั่นเครื่องยนต์ 1.5 ตัน/เดือน โดยลูกค้าหลักของบริษัท คือ บริษัทประกอบชิ้นส่วนรถยนต์ ได้แก่ บริษัท เอเชียน ออโต พาร์ท จำกัด บริษัท เจนเนอรัล มอเตอร์ (ประเทศไทย) จำกัด บริษัท ฮอนด้า คาร์ มานูแฟกเจอร์ริง (ประเทศไทย) จำกัด และ บริษัท เอ็ม เอ็ม ซี สิทธิผล จำกัด เป็นต้น

จากการพิจารณาข้อมูลเบื้องต้นของบริษัท พบว่าอุปกรณ์ที่ต้องใช้พลังงานเชื้อเพลิงทั้งหมดของโรงงานประกอบด้วยเตาเผา เตา Tempering และเตาอบ ค่าใช้จ่ายในการผลิตนั้นมากกว่า 60% จะเป็นค่าใช้จ่ายในด้านวัตถุดิบ รองลงมาเป็นค่าใช้จ่ายด้านพลังงานและค่าใช้จ่ายอื่นๆ โดยเกือบ 70% ของพลังงานที่ใช้จะเป็นพลังงานจากน้ำมันเตา ซึ่งในปี 2543 ปริมาณการใช้น้ำมันเตาของโรงงานมีมูลค่าสูงถึง 16 ล้านบาท ในสถานการณ์ปัจจุบันซึ่งน้ำมันมีราคาสูง จึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่เราควรจะพิจารณาหาวิธีในการประหยัดพลังงานเชื้อเพลิง โดยที่กระบวนการผลิตและคุณภาพของผลิตภัณฑ์ยังคงเหมือนเดิม หรือเพิ่มขึ้น และจากการศึกษาลักษณะการทำงานของเตาเผาสปริงแผ่น พบว่าอุณหภูมิภายในเตาขณะใช้งานมีค่าประมาณ 950 °C และอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่บริเวณปล่องไอเสียของเตาเผา (ประมาณ 665 °C) มีค่าสูงสามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้อีกก่อนที่จะปล่อยทิ้งสู่สิ่งแวดล้อม โดยการนำเอาไอเสียที่ออกจากเตาเผา กลับมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศก่อนเข้าเตาเผาให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น ซึ่งเป็นการประหยัดพลังงานเชื้อเพลิงในการเผาไหม้ ในปัจจุบันอุปกรณ์อุ่นอากาศจะต้องสั่งนำเข้าจากต่างประเทศเท่านั้นไม่สามารถผลิตขึ้นเองได้ภายในประเทศ ดังนั้นผู้วิจัยจึงมีความสนใจในการทำการศึกษ วิจัยออกแบบและสร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศขึ้นมาใช้เอง ประกอบกับทางสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) มีโครงการสนับสนุนการวิจัยในโรงงานอุตสาหกรรม จึงได้ร่วมมือกับบริษัทบางกอกสปริง อินดัสเทรียล จำกัด สถาบันเพิ่มผลผลิตแห่งชาติ และจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ในการทำการวิจัยออกแบบและสร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศนี้ โดยใช้ความรู้และเทคโนโลยีภายในประเทศ ซึ่งในการนี้ถ้าทำอย่างมีระบบ ก็จะเป็นการช่วยประหยัดค่าใช้จ่ายในการสั่งซื้ออุปกรณ์นี้จากต่างประเทศ อีกทั้งยังเป็นแนวทางในการสร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศขึ้นมาใช้เอง สำหรับอุตสาหกรรมประเภทอื่นที่มีก๊าซไอเสียที่มีอุณหภูมิสูงและมีปริมาณมากด้วย

กล่าวโดยสรุป จุดประสงค์หลักของงานวิจัยนี้ คือ การได้นำความรู้ทางวิศวกรรมที่ได้ศึกษามาประยุกต์ใช้กับปัญหาที่เกิดขึ้นจริงในโรงงานอุตสาหกรรม โดยมีการพึ่งพาเทคโนโลยีจากต่างประเทศน้อยที่สุด ซึ่งผลจากงานวิจัยนี้สามารถนำไปประยุกต์ใช้ได้ทั้งอุตสาหกรรมโลหะและอุตสาหกรรมประเภทอื่นๆ เพื่อเป็นการประหยัดการใช้พลังงานรวมของทั้งประเทศ อีกทั้งยังเป็นการลดมลภาวะทางสิ่งแวดล้อมอันเนื่องมาจากก๊าซทิ้งที่มีอุณหภูมิสูงด้วย

## 1.2 วัตถุประสงค์

1. ศึกษาลักษณะการสูญเสียความร้อนจากเตาเผาโลหะ และวิธีการนำความร้อนสูญเสียกลับมาใช้ให้เกิดประโยชน์
2. สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ในการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศ (Recuperator)
3. ออกแบบและสร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศจากไอเสียของเตาเผาโลหะที่เหมาะสม เพื่อใช้ในการประหยัดพลังงานเชื้อเพลิงในอุตสาหกรรมขึ้นรูปโลหะ
4. หาความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ต่างๆเพื่อใช้เป็นแนวทางในการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศให้มีความเหมาะสมกับความต้องการ

## 1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1. ศึกษาและวิเคราะห์ลักษณะการทำงานของเตาเผาโลหะและการสูญเสียความร้อนออกจากเตาเผา รวมทั้งวิธีปรับปรุงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในกระบวนการผลิตสปริงแผ่นของบริษัทบางกอก สปริง อินดัสเทรียล จำกัด โดยเน้นที่การนำความร้อนจากก๊าซไอเสียมาใช้ประโยชน์
2. สร้างสมการทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ในการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศ
3. คำนวณและออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศ
4. สร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศและติดตั้งใช้งานจริงที่บริเวณปล่องไอเสียของเตาเผา
5. ทำการทดลองวัดค่าหลังจากติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ แล้วนำไปเปรียบเทียบกับสมการทางคณิตศาสตร์และหาค่าอัตราการประหยัดพลังงานเทียบกับก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ
6. วิเคราะห์ความเหมาะสมทางเศรษฐศาสตร์เมื่อติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศแล้ว

## 1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ได้แนวทางอย่างเป็นระบบในการออกแบบและสร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศ (Recuperator) ขึ้นใช้เองภายในประเทศ ซึ่งทำให้ประหยัดในการสั่งซื้ออุปกรณ์นี้จากต่างประเทศ
2. สามารถประหยัดพลังงานเชื้อเพลิงในโรงงานอุตสาหกรรม โดยการนำความร้อนจากก๊าซไอเสียมาใช้ประโยชน์
3. ทราบพารามิเตอร์ที่ใช้ในการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศที่เหมาะสมกับความต้องการและความเหมาะสมทางด้านเศรษฐศาสตร์ และเป็นข้อมูลสนับสนุนการตัดสินใจในการที่จะสร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศนั้น
4. เข้าใจลักษณะการทำงานของเตาเผาและการสูญเสียความร้อนของเตาเผา รวมทั้งวิธีการที่ใช้ในการลดการสูญเสียและปรับปรุงประสิทธิภาพของเตาเผาให้มีประสิทธิภาพดีขึ้น
5. สามารถนำผลการออกแบบและทดลองที่ได้ไปประยุกต์ใช้ในการสร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศสำหรับเตาในอุตสาหกรรมประเภทอื่นๆ ที่มีปริมาณก๊าซไอเสียที่มีอุณหภูมิสูงและปริมาณมากเพียงพอต่อการนำมาใช้ให้เกิดประโยชน์
6. เข้าใจและสามารถนำความรู้ทางวิศวกรรมประยุกต์ใช้กับปัญหาที่เกิดขึ้นจริงในโรงงานอุตสาหกรรมได้

## 1.5 ขั้นตอนการทำวิจัย

การทำวิจัยแบ่งออกเป็น 5 ขั้นตอน ดังนี้

1. ขั้นตอนก่อนทำการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศ
  - 1.1 ศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาและการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศ
  - 1.2 ศึกษาลักษณะการทำงานของเตาเผา
  - 1.3 ทำการทดลองวัดค่าข้อมูลที่ต้องใช้ในการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศ
  - 1.4 ทำการสมมูลมวล และสมมูลพลังงานของเตาเผา
  - 1.5 หาประสิทธิภาพข้อที่ 1 และ ข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ของเตาเผา
2. ขั้นตอนการออกแบบและสร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศ
  - 2.1 สร้างสมการทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ในการออกแบบและทำนายผลการออกแบบ
  - 2.2 ศึกษาคุณสมบัติของวัสดุที่จะนำมาสร้างเป็นอุปกรณ์อุ่นอากาศ
  - 2.3 ทำการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศ
  - 2.4 เขียนแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศที่ออกแบบเรียบร้อยแล้ว

- 2.5 ทำการสร้างอุปกรณ์อุณหอากาศตามแบบที่เขียนไว้
- 2.6 ติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศที่สร้างเข้ากับปล่องไอเสียของเตาเผา
3. ขั้นตอนการทดสอบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่สร้างและติดตั้งไว้ใช้งานจริงที่บริเวณเตาเผา
  - 3.1 ทำการทดลองวัดค่าที่ต้องนำมาใช้
  - 3.2 หาประสิทธิภาพและประสิทธิภาพข้อที่ 1 และข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ของอุปกรณ์อุณหอากาศ
  - 3.3 หาประสิทธิภาพข้อที่ 1 และข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ของเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศแล้ว
  - 3.4 ศึกษาความเหมาะสมทางเศรษฐศาสตร์
4. วิเคราะห์และสรุปผลการทดสอบอุปกรณ์อุณหอากาศ
5. ทำการรวบรวมข้อมูล และจัดทำรายงาน

## 1.6 สมมติฐานที่ใช้ในการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศ

1. อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนถือว่าเป็นอะเดียแบติก (Adiabatic) โดยพิจารณาว่าไม่มีการสูญเสียความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อม เมื่อเปรียบเทียบกับอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลทั้งสองกระแส
2. พิจารณาให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทำงานในสภาวะคงตัว (Steady State)
3. พิจารณาว่าพลังงานศักย์และพลังงานจลน์ มีผลต่อระบบน้อยมากและจากข้อสมมติฐานที่ว่าของไหลอยู่ในสภาวะคงตัว ดังนั้นความเร็วของของไหลที่ไหลผ่านอุปกรณ์จึงมีค่าคงที่ตลอดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
4. การไหลในท่อเป็นการไหลแบบ Turbulent และ Fully Developed ซึ่งทำให้โปรไฟล์ของความเร็ว (Velocity Profile) คงรูป
5. ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างของไหลทั้งสองมีค่าเฉลี่ยคงที่
6. ค่าสัมประสิทธิ์ความสกปรก (Fouling Factor) ที่ใช้ในการออกแบบมีค่าเท่ากับ  $0.0004 \text{ m}^2\text{-}^\circ\text{C/W [1]}$
7. คุณสมบัติต่างๆของของไหลมีค่าคงที่และแทนได้ด้วยค่าเฉลี่ยของของไหลที่เข้าและออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

## 1.7 ข้อมูลที่ต้องการทราบค่า

ข้อมูลที่ต้องการทราบค่าแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ดังนี้

- 1.7.1 สภาพเตาก่อนการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ
- 1.7.2 สภาพเตาหลังการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ

### 1.7.1 สภาพเตาเผาก่อนการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ

1. คุณหมุมิที่จุดทางเข้าและทางออก
  - 1.1 คุณหมุมิภายในเตาเผา
  - 1.2 คุณหมุมิของไอเสียบริเวณปล่องไอเสีย
  - 1.3 คุณหมุมิผิวของเตาเผา
  - 1.4 คุณหมุมิของผลิตภัณฑ์ที่เข้าและออกจากเตาเผา
2. ความดัน
  - 2.1 ความดันภายในเตาเผา
  - 2.2 ความดันของอากาศที่ทางออกของ Blower
3. อัตราการไหลของอากาศและไอเสีย
4. องค์ประกอบของไอเสียที่บริเวณปล่องไอเสีย
5. กำลังงาน กระแสไฟฟ้าของ Blower
6. ปริมาณการใช้น้ำมันเตาของเตาเผา
7. ปริมาณผลิตภัณฑ์ที่เข้าสู่เตาเผา

### 1.7.2 สภาพเตาเผาหลังการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ

การวัดข้อมูลของเตาเผาหลังการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ

1. อุปกรณ์อุ่นอากาศ
2. เตาเผาหลังการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ

#### 1. อุปกรณ์อุ่นอากาศ

- 1) คุณหมุมิ
  - 1.1) คุณหมุมิของอากาศที่เข้าและออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศ
  - 1.2) คุณหมุมิของไอเสียที่เข้าและออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศ
  - 1.3) คุณหมุมิผิวรอบด้านนอกของอุปกรณ์อุ่นอากาศ
- 2) ความดันสูญเสียภายในอุปกรณ์อุ่นอากาศ

### 3) อัตราการไหลของอากาศและก๊าซไอเสีย

## 2. เตาเผาหลังการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ

### 1) อุณหภูมิ

1.1) อุณหภูมิที่จุดทางเข้าและทางออก

1.2) อุณหภูมิภายในเตาเผา

1.3) อุณหภูมิของไอเสียบริเวณปล่องไอเสีย

1.4) อุณหภูมิผิวของเตาเผา

1.5) อุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ที่เข้าและออกจากเตาเผา

### 2) ความดัน

2.1) ความดันภายในเตาเผา

2.2) ความดันของอากาศที่ทางออกของ Blower

### 3) อัตราการไหลของอากาศและไอเสีย

4) องค์ประกอบของไอเสียบริเวณปล่องไอเสีย

5) กำลังงาน กระแสไฟฟ้าของ Blower

6) ปริมาณการใช้น้ำมันเตาของเตาเผา

7) ปริมาณผลิตภัณฑ์ที่เข้าสู่เตาเผา

โดยในการวัดค่าต่าง ๆ นั้น สามารถพิจารณาได้จากลักษณะของเตาเผาโลหะซึ่งแสดงไว้ในรูปที่ 1.1 และรูปที่ 1.2 ซึ่งในรูปที่ 1.1 จะแสดงลักษณะของเตาเผาโลหะก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ และในรูปที่ 1.2 แสดงเตาเผาโลหะหลังจากติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศแล้ว

## 1.8 เครื่องมือที่ใช้วัดค่า

เครื่องมือที่ใช้วัดค่าต่างๆ ถูกแสดงไว้ในรูปที่ 1.3 ถึง 1.7 โดยมีเครื่องมือต่างๆ ดังนี้

1. Thermocouple ใช้วัดอุณหภูมิบริเวณจุดต่างๆ

2. Anemometer ใช้วัดความเร็วของอากาศ

3. Manometer ใช้วัดค่าความดันสูญเสียบ

4. Flue Gas Analyzer ใช้วัดส่วนประกอบของไอเสียประกอบด้วย

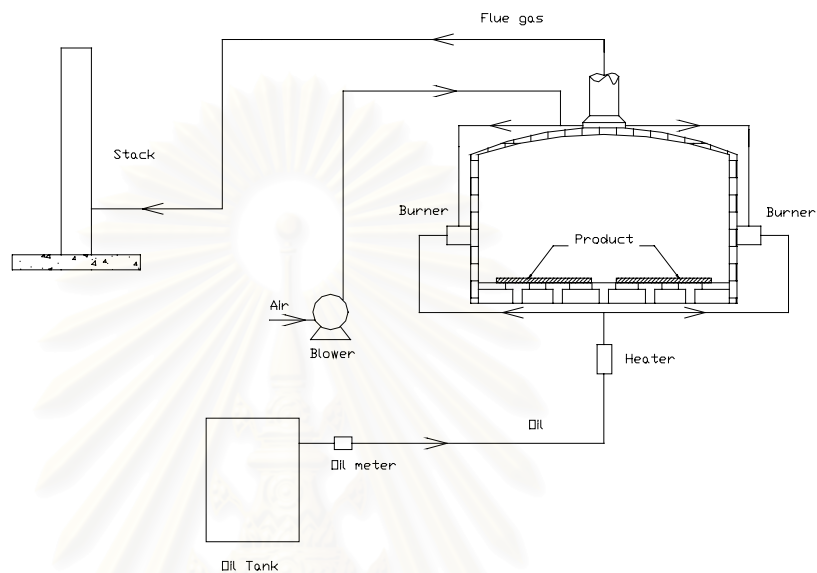
4.1 อุณหภูมิของไอเสีย

4.2 ปริมาณของก๊าซ คาร์บอนไดออกไซด์ (CO<sub>2</sub>) คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) และ

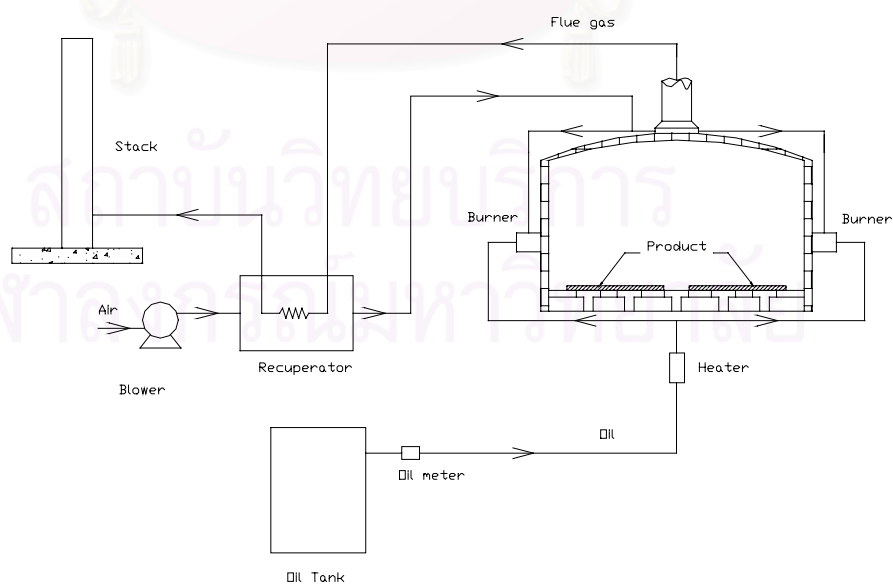
ออกซิเจน (O<sub>2</sub>)



5. Infrared Thermometer และ Contact Thermocouple ใช้วัดอุณหภูมิที่ผิวของเตาเผา และผิวของอุปกรณ์อุ่นอากาศที่สร้างขึ้น รวมทั้งใช้วัดอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ด้วย



รูปที่ 1.1 เตาเผาก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ



รูปที่ 1.2 เตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ



รูปที่ 1.3 Thermocouple



รูปที่ 1.4 Anemometer



รูปที่ 1.5 Manometer



รูปที่ 1.6 Flue Gas Analyzer



รูปที่ 1.7 Infrared Thermometer

## 1.9 ผลงานวิจัยที่ผ่านมา

อนุรัตน์ จิตระวีวรรณ และคณะ [2] ได้ทำการวิเคราะห์การใช้พลังงานของเตาควิปอล่า ขนาด 3 ตันต่อชั่วโมง สรุปว่า การนำก๊าซไอเสียกลับมาใช้ใหม่จากเตาที่มีอุณหภูมิอยู่ในช่วง  $250 - 700\text{ }^{\circ}\text{C}$  เมื่อนำมาอุ่นอากาศจะทำให้การใช้ถ่านโค้กใน Charge น้อยลง และยังทำให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal Efficiency) ของเตาเพิ่มขึ้นอีกด้วย แต่ต้องลงทุนในการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นมาใช้เป็นตัวแลกเปลี่ยนความร้อนและพบว่า การเพิ่มปริมาณลมที่เข้าเตาถ้ามากเกินไปจะทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้ถ่านโค้กภายในเตาลดน้อยลง เพราะความร้อนส่วนใหญ่จะถูกพาออกไปกับก๊าซไอเสีย

สมเกียรติ บุญณะ [3] ได้ศึกษาพารามิเตอร์และทำการทดลองระบบการนำความร้อนที่สูญเสียออกจากเตาหลอมซิลิกาไปกับก๊าซไอเสียกลับมาใช้โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้นโดยพารามิเตอร์ที่มีผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน คือ อัตราการไหล อุณหภูมิ และพื้นที่ผิวของการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยสร้างเป็นแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แล้วนำไปเขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อใช้ในการคำนวณการแลกเปลี่ยนความร้อนของก๊าซไอเสียที่ปล่อยออกจากเตาหลอมซิลิกาที่มีอุณหภูมิประมาณ 1373 K สรุปว่า ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะแปรผกผันกับอัตราการไหลของอากาศและแปรผันตรงกับอัตราการไหลของก๊าซไอเสียที่เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

แมคพายเวอร์ [4] ได้ทำการศึกษาปัจจัยในการออกแบบและผลกระทบในการสร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศ ซึ่งได้ข้อสรุปว่า การออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศให้ดีนั้นมีแพ็คเกจที่สำคัญๆ หลายประการที่ต้องพิจารณา คือ ผิวรับความร้อน วัสดุที่นำมาใช้ การกัดกร่อนและสึกหรอที่เกิดขึ้น

Won และ Kim [5] ได้ศึกษาการนำความร้อนทิ้งของเตาหลอมและเตาเผาในโรงงานอุตสาหกรรมซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่ต้องใช้พลังงานสูงมาใช้ในการอนุรักษ์พลังงาน เพราะว่าในก๊าซไอเสียที่ปล่อยออกจากเตาหลอมจะมีความร้อนสัมผัสสูง และกล่าวว่าข้อมูลที่สำคัญในการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศให้มีขนาดกะทัดรัด และง่ายต่อการนำไปใช้ในโรงงานอุตสาหกรรม คือ ความเร็วของอากาศและก๊าซไอเสีย อัตราการถ่ายเทความร้อน และขนาดของอุปกรณ์อุ่นอากาศนั้น

Kharitonova และ Pozhorskii [6] ได้ทำการศึกษาและพัฒนาการทำงานของ Recuperator ในเตาเผาได้ข้อสรุปว่า เมื่อทำการติดตั้ง Recuperator ที่เตาเผาแล้วพบว่าสามารถลดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงลงได้ 35-40%

Teisen และ Kund [7] ได้ศึกษาวิธีการลด Nitric Oxide จากเตาหลอม โดยที่ไม่ลด Thermal Efficiency โดยการสร้าง Recuperator แทน Regenerator พบว่าราคาในการสร้างจะลดลงประมาณ 30% และยังมีมลพิษน้อยลงอีกด้วย

Sahin [8] ได้ทำการศึกษาออกแบบขนาดของอุปกรณ์อุ่นอากาศที่เหมาะสม และได้ศึกษาผลกระทบของการกระจายความหนืดบนอุปกรณ์อุ่นอากาศ ซึ่งจากการศึกษาพบว่าขนาดที่เหมาะสมของอุปกรณ์ขึ้นอยู่กับคุณสมบัติทางความหนืดของของไหลที่วิ่งผ่าน การศึกษานี้ได้วิเคราะห์ผล

กระทบของการกระจายความหนืดบนการทำงานของอุปกรณ์อุณหอากาศแบบ Cross Flow โดยทำการทดลองกับของเหลว 4 ชนิด ได้แก่ น้ำ น้ำมัน น้ำมันเครื่อง และ Glycerol ผลการทดลองพบว่าการทำงานของเครื่องจะลดลงอย่างมากเมื่อความต้านทานความหนืดของความร้อนเพิ่มขึ้น

McDonald [9] ได้ศึกษาการสร้าง Recuperator แบบง่ายและราคาถูกที่ใช้สำหรับ Gas Turbine ซึ่งได้ข้อสรุปว่า Recuperator สามารถนำความร้อนที่กลับมาใช้ใหม่ได้ถึง 30% ขึ้นไป Recuperator ที่ดีนั้น ต้องมีราคาถูกและมีประสิทธิภาพสูง ซึ่งในการนี้ขึ้นอยู่กับขนาดของตัวอุปกรณ์นั้น ซึ่งจะต้องมีขนาดเล็ก น้ำหนักเบา โครงสร้างที่แข็งแรง และประการสำคัญ คือ สามารถผลิตได้ง่ายโดยไม่ต้องใช้กระบวนการผลิตที่ซับซ้อน

สำหรับข้อคำนึงถึงในการสร้าง Recuperator แบบง่ายและราคาถูก สำหรับ Gas Turbine ขนาดเล็กนั้น McDonald ได้สรุปว่า จะต้องพิจารณาถึงประเด็นหลัก คือ จำนวนชิ้นส่วนที่เหมาะสมในการประกอบ รูปร่าง และอุปกรณ์ที่ใช้หุ้มฉนวน ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน และการบำรุงรักษา

Pignotti และ Shah [10] ทำการศึกษาความสัมพันธ์ของ Effective – Number of Transfer Unit กับ Heat Exchanger ซึ่งได้ข้อสรุปว่า การทำงานของ Heat Exchanger นั้น ขนาดและอัตราการไหล มีความสัมพันธ์ในเทอมของ Heat Exchanger Effectiveness ( $\epsilon$ ), Number of Transfer Unit (NTU) และ Heat Capacity Rate Ratio ( $C_r$ )

Marnier et al. [11] ได้ศึกษาการเกิด Fouling กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยเสนอว่า การเกิด Fouling จะขึ้นกับชนิดของเชื้อเพลิงและกระบวนการเผาไหม้ โดยการเกิด Fouling จะเป็นตัวลดอัตราการถ่ายเทความร้อน เพิ่มความดันสูญเสีย และทำให้เกิดการกัดกร่อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การเกิด Fouling จะลดลงเมื่อเพิ่มความเร็วของก๊าซเพราะว่า ความเร็วที่สูงขึ้นจะทำให้เกิด Shear Stress มากกว่าความเร็วที่ต่ำซึ่งจะเป็นการสร้างแรงต้านการเกิด Fouling ที่เพิ่มขึ้น

สมศักดิ์ จรีเวรุไวโรจน์ [12] ศึกษาการนำความร้อนทิ้งของเตาควิปอล่ากลับมาใช้ใหม่ในอุตสาหกรรมหล่อเหล็ก ซึ่งมีอุณหภูมิของก๊าซไอเสียประมาณ 700 – 900 °C โดยติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศชนิด Multitube Type ท่อถ่ายเทความร้อนทำจากเหล็กคาร์บอนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.015 m ยาว 1.98 m จำนวน 364 ท่อ 2 ปลาย เข้ากับเตาควิปอล่า แล้วพบว่าสามารถอุณหอากาศได้ 223 °C ซึ่งสามารถประหยัดการใช้ถ่านโค้กได้ประมาณ 11%

สุทน พัฒนศิริ และ บัณฑิต ใจชื่น [13] ได้ศึกษาเตาควิปโปลาที่ใช้อากาศร้อน (Hot – Blast Cupola) จะสามารถลดปริมาณการใช้ถ่านโค้กได้ โดยที่อุณหภูมิของน้ำเหล็กไม่เปลี่ยนแปลง ซึ่งก่อนใช้อากาศร้อนจะใช้ถ่านโค้ก 16% ของน้ำหนักเหล็กที่ป้อนเข้าเตาต่อ 1 Charge แต่ถ้าใช้อากาศร้อนก่อนเข้าเตาอุณหภูมิ 520 °C จะใช้ถ่านโค้กเพียง 10.7% ของน้ำหนักเหล็กที่ป้อนเข้าเตา โดยที่อุณหภูมิของน้ำเหล็กที่ปากเตายังคงเท่าเดิม ซึ่งลดปริมาณการใช้ถ่านโค้กลงประมาณ 25% และยังสามารถใช้ถ่านโค้กเกรดต่ำๆ ได้ นอกจากนี้ยังมีอิทธิพลต่อกระบวนการทางโลหะวิทยาที่เกิดขึ้นภายในเตาควิปโปลาอีก เช่น ลดปริมาณการสูญเสีย Fe, Si, Mn และลดปริมาณกำมะถันลงได้

D' Agostini et al. [14] ได้ศึกษาการกัดกร่อนและการสะสมของกรดที่เกิดขึ้นกับอุปกรณ์อุ่นอากาศ พบว่า การกัดกร่อนและการสะสมของกรดจะเป็นตัวแปรที่สำคัญในการกำหนดอายุการใช้งานของอุปกรณ์อุ่นอากาศ โดยได้เสนอผลการวิเคราะห์ว่า อัตราการเกิดกรดจะขึ้นกับ อุณหภูมิของอากาศที่เข้าอุปกรณ์อุ่นอากาศ ปริมาณความชื้นของอากาศ และความเข้มข้นของก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ในก๊าซไอเสีย ถ้าอากาศที่เข้าสู่อุปกรณ์อุ่นอากาศมีปริมาณความชื้นน้อยหรือเป็นอากาศแห้ง จะสามารถลดการกัดกร่อน ที่อาจเกิดขึ้นกับอุปกรณ์อุ่นอากาศนั้น

Tomik [15] ได้ศึกษาและพัฒนาออกแบบเตาเผาแก้วสำหรับโรงงานอุตสาหกรรมผลิตแก้วในเขตโกลโลวาเกีย โดยติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศเข้ากับเตาเผา แล้วทำการทดลองพบว่า หลังจากติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศแล้วสามารถเพิ่มปริมาณการหลอมแก้วได้ 1000 kg/m<sup>2</sup> ต่อการหลอมแก้ว 1 วันและลดปริมาณความร้อนที่ใช้จาก 29.3 MJ/kg เป็น 16.4 MJ/kg โดยติดตั้ง Automatic Valve เข้ากับระบบเพื่อควบคุมการเกิด Overheating อีกด้วย ซึ่งทำให้เตาเผามีประสิทธิภาพเชิงความร้อนมากถึง 35%

Chyu และ Goldstein [16] ได้ศึกษาและทำการทดลองหาผลของของการจัดเรียงท่อแลกเปลี่ยนความร้อน 2 ทางระหว่างการวางท่อในแนวเดียวกัน (Aligned) และแนวสลับกัน (Staggered) โดยในการทดลองใช้อัตราส่วนระหว่างความสูงต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 1 โดยมีระยะ Transverse และ Longitudinal Pitches เท่ากัน จำนวน 7 แถว เมื่อเปรียบเทียบกับกรถ่ายเทความร้อนของแผ่นราบ พบว่า การจัดเรียงท่อแบบแนวเดียวกัน จะเพิ่ม Mass Transfer 46% และแบบแนวสลับกันเพิ่มขึ้น 53%

U.S. Department of Energy [17] ได้ศึกษาเตาที่ใช้อุณหภูมิสูง เช่น Calcination, Annealing, Forging, Melting of Metal และ Glass ที่มีอุณหภูมิก๊าซไอเสียปล่อยทิ้งในช่วงประมาณ 1000 – 2800 °F อุณหภูมิภายในเตา (Operating Temperature) 2000 °F พบว่าเกิดความร้อนสูญเสียประมาณ 55% ของพลังงานที่ให้กับเตา และจากการศึกษาหาวิธีเพิ่มประสิทธิภาพของเตาและ Burner โดยใช้ไอเสียของเตาเผาในการอุ่นอากาศก่อนเข้าเผาไหม้ โดยควบคุมอุณหภูมิของก๊าซไอเสียให้อยู่ที่ประมาณ 1400 °F ก่อนเข้า Ceramic Cross-Flow Exchanger ที่มีผนังของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนหนา 0.05 นิ้ว สามารถอุ่นอากาศเข้าเผาไหม้ได้อุณหภูมิประมาณ 800 – 900 °F และเกิดความดันสูญเสียของอากาศ 32 inH<sub>2</sub>O



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บทที่ 2

### ทฤษฎีพื้นฐาน

#### 2.1 การถ่ายเทความร้อน

กระบวนการถ่ายเทความร้อนอาจแบ่งได้เป็น 3 วิธี คือ การนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน โดยทั้ง 3 วิธีนี้จะเกิดขึ้นได้ก็ต่อเมื่อมีความแตกต่างของอุณหภูมิในทิศทางการไหลของความร้อนนั้น

##### 2.1.1 การนำความร้อน (Conduction Heat Transfer)

การนำความร้อนเป็นกลไกการแลกเปลี่ยนพลังงานภายในจากวัตถุหนึ่งไปยังอีกวัตถุหนึ่ง หรือจากส่วนหนึ่งของวัตถุไปยังส่วนอื่น ๆ ของวัตถุ โดยการแลกเปลี่ยนพลังงานเกิดจากการสั่นของโมเลกุลที่อยู่ติดกัน หรือเกิดจากการเคลื่อนที่ของอิเล็กตรอนอิสระจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่บริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า การถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนนั้นความร้อนจะไหลจากโมเลกุลของวัตถุที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่โมเลกุลที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าโดยที่วัตถุนั้นไม่มีการเคลื่อนที่ การนำความร้อนจะเกิดขึ้นได้ดีในวัสดุที่เป็นของแข็ง ส่วนวัสดุที่เป็นของเหลวหรือก๊าซจะมีการนำความร้อนเกิดขึ้นพร้อมกันกับการพาความร้อน ซึ่งการแก้ปัญหาชนิดนี้จะมีความยุ่งยากมากกว่าการแก้ปัญหาที่มีการนำความร้อนเพียงอย่างเดียว การนำความร้อนภายในวัสดุจะเป็นไปตามกฎของ Fourier ซึ่งกล่าวว่า อัตราการไหลของความร้อนโดยการนำในทิศทางที่กำหนด จะเป็นสัดส่วนกับอัตราการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิกับระยะทาง  $dT/dn$  และพื้นที่ที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อน  $A$  โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำในทิศทาง  $n$  (รูปที่ 2.1 และ 2.2) สามารถเขียนได้ดังนี้

$$Q_n = -kA \frac{dT}{dn} \quad (2.1)$$

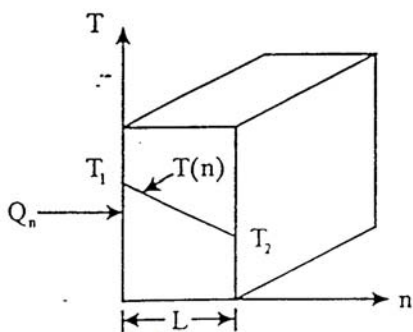
เมื่อ  $Q_n$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนในทิศทาง  $n$

$k$  คือ ค่าสภาพการนำความร้อนของวัสดุ (Thermal Conductivity)

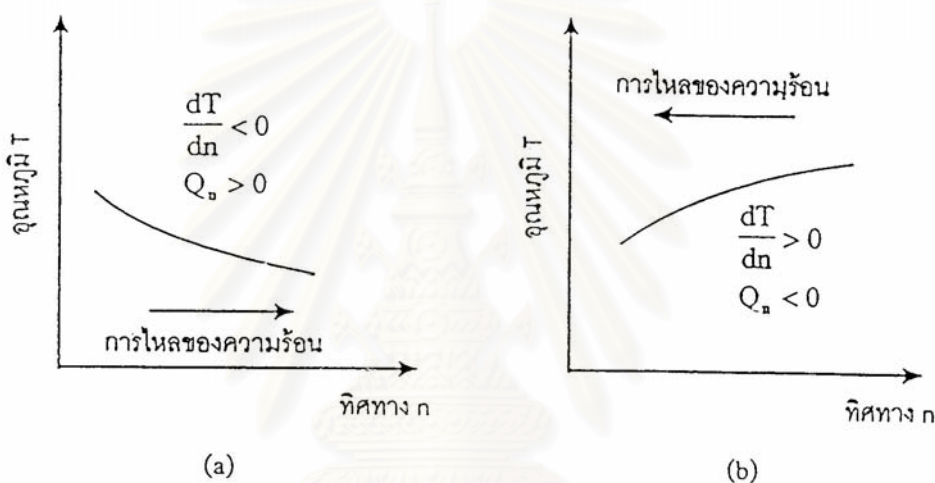
$A$  คือ พื้นที่ที่ตั้งฉากกับทิศทาง  $n$

$\frac{dT}{dn}$  คือ เกรเดียนต์ของอุณหภูมิในทิศทางการไหลของความร้อน





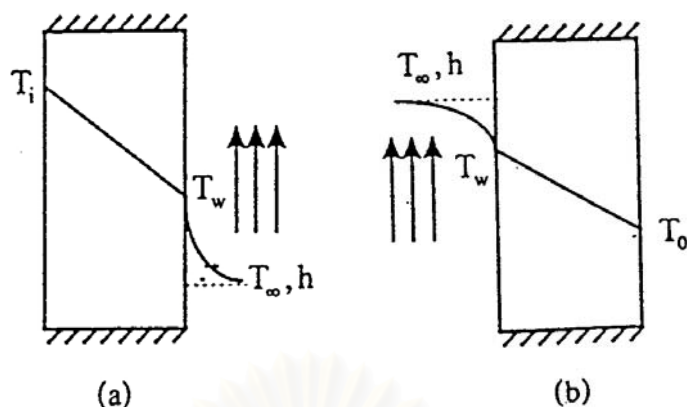
รูปที่ 2.1 การถ่ายเทความร้อนโดยการนำแบบ 1 มิติ [18]



รูปที่ 2.2 เครื่องหมายแสดงทิศทางการไหลของความร้อนในกฎของ Fourier [18]

### 2.1.2 การพาความร้อน (Convection Heat Transfer)

การพาความร้อนเกิดขึ้นในของไหลโดยการผสมกันระหว่างส่วนหนึ่งของของไหลกับส่วนอื่นๆ อันเนื่องมาจากการเคลื่อนที่ของมวลของของไหลนั้น กระบวนการที่แท้จริงของการถ่ายเทพลังงานจากโมเลกุลของของไหลหนึ่งไปยังโมเลกุลอื่นๆยังคงเป็นการนำความร้อน พลังงานอาจเคลื่อนที่จากจุดหนึ่งไปยังจุดอื่นๆได้โดยการเคลื่อนที่ของของไหลเอง การเคลื่อนที่ของของไหลอาจเกิดจากเครื่องมือกลภายนอก เช่น พัดลม บีบ ซึ่งกระบวนการพาความร้อนแบบนี้เรียกว่า การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced Convection) หรือถ้าการเคลื่อนที่ของของไหลเกิดขึ้นเนื่องจากความแตกต่างระหว่างความหนาแน่นของของไหลอันเนื่องมาจากความแตกต่างของอุณหภูมิที่มีอยู่ในมวลของของไหล กระบวนการพาความร้อนนั้นจะถูกเรียกว่า การพาความร้อนอิสระ หรือ การพาความร้อนโดยธรรมชาติ (Free or Natural Convection) ซึ่งสามารถคำนวณหาอัตราการพาความร้อน (รูปที่ 2.3) ได้จากสมการการพาความร้อนดังนี้



รูปที่ 2.3 การถ่ายเทความร้อนโดยการพา (a)  $T_w > T_\infty$  (b)  $T_\infty < T_w$  [18]

$$Q = hA(\Delta T) \quad (2.2)$$

$$Q = hA(T_w - T_\infty) \quad \text{เมื่อความร้อนไหลออกจากผนังของวัตถุไปสู่ของไหล} \quad (2.2a)$$

$$Q = hA(T_\infty - T_w) \quad \text{เมื่อความร้อนไหลออกจากของไหลไปสู่ผนังของวัตถุ} \quad (2.2b)$$

เมื่อ  $h$  คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน

$T_\infty$  คือ อุณหภูมิกระแสการไหลอิสระของของไหล

$T_w$  คือ อุณหภูมิที่ผิววัสดุ

สมการนี้มีชื่อเรียกว่า กฎการเย็นตัวของ Newton โดยค่า  $h$  มีชื่อเรียกต่าง ๆ กัน เช่น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Coefficient) หรือ สัมประสิทธิ์ฟิล์ม (Film Coefficient) ซึ่งค่าของ  $h$  จะขึ้นกับรูปแบบของการไหล (ไหลแบบลามินาร์ เทอร์บิวเลนต์ หรือ ทรานสิชั่น) รูปทรงเรขาคณิตของวัตถุ ความแตกต่างของอุณหภูมิ ตำแหน่งบนผิวของวัตถุ กลไกการพาความร้อน (การพาแบบอิสระ หรือ การพาแบบบังคับ) ขนาดความเร็วของของไหลและคุณสมบัติทางกายภาพของระบบ

### 2.1.3 การแผ่รังสีความร้อน (Radiation Heat Transfer)

วัตถุที่มีอุณหภูมิสูงกว่า 0 K จะเปล่งพลังงาน (Energy Emission) ออกมาเนื่องจากอุณหภูมิของวัตถุหรือสาร พลังงานที่เปล่งออกมาเนื่องจากอุณหภูมิของวัตถุหรือสารนี้เรียกว่า รังสีความร้อน (Thermal Radiation) พลังงานรังสีที่ปล่อยออกจากวัตถุไปสู่ผิวภายนอกที่แท้จริงมาจากบริเวณภายในของวัตถุ พลังงานรังสีที่ตกลงบนผิวของวัตถุหนึ่งๆ จะแทรกซึมเข้าไปในเนื้อของวัตถุซึ่งจะถูกดูดกลืนเอาไว้ ถ้าพลังงานรังสีที่เปล่งออกมาจากระยะทางสั้นๆ จากผิว หรือรังสีถูกดูดกลืนไว้ที่ระยะทางสั้นๆ จากผิว กระบวนการแผ่รังสีแบบนี้เรียกว่า การแผ่รังสีความร้อนที่ผิว (Surface Radiation) และวัตถุหรือสารชนิดนี้เรียกว่า ทึบแสงต่อรังสีความร้อน ตัวอย่างเช่น โลหะ อีฐ กระจกใส ไม่ เป็นวัตถุทึบแสงต่อรังสี

ที่ตกลงบนผิว ในขณะที่แก้วเป็นวัตถุโปร่งแสง รังสีความร้อนเป็นคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าที่ปล่อยออกจากสาร กลไกการแผ่รังสีจึงแตกต่างจากกลไกของการถ่ายเทความร้อนโดยการพาและการนำ คือ ความร้อนอาจเคลื่อนที่จากวัตถุหนึ่งไปสู่อีกวัตถุหนึ่งได้โดยไม่ต้องมีตัวกลางระหว่างวัตถุทั้งสองเลย

รังสีความร้อนเคลื่อนที่โดยอาศัยกลไกของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าจากวัตถุหนึ่งมาตกลงบนอีกวัตถุหนึ่ง รังสีความร้อนสูงสุดที่เปล่งออกมาจากวัตถุหนึ่งที่มีอุณหภูมิ  $T$  จะถูกกำหนดโดยกฎของ Stefan-Boltzmann ดังนี้

$$Q_b = \sigma AT^4 \quad (2.3)$$

เมื่อ  $\sigma$  คือ ค่าคงที่ของ Stefan-Boltzmann ซึ่งมีค่าเท่ากับ  $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

$Q_b$  คือ รังสีความร้อนที่เปล่งออกโดยวัตถุดำ (W)

$T$  คือ อุณหภูมิสัมบูรณ์ของวัตถุ (K)

ตัวปล่อยรังสีอุดมคติ (Ideal Radiator) หรือวัตถุดำ (Black Body) เท่านั้นที่จะสามารถเปล่งรังสีความร้อนออกมาได้สูงสุดตามสมการ รังสีความร้อน  $Q$  ที่เปล่งออกมาจากผิววัตถุจริง (Real Body Surface) ที่มีอุณหภูมิสัมบูรณ์  $T$  มักจะมีค่าน้อยกว่ารังสีความร้อนที่เปล่งออกมาจากวัตถุดำ  $Q_b$  เพราะฉะนั้น  $Q$  จึงมีค่าเป็น

$$Q = \epsilon Q_b \quad (2.4)$$

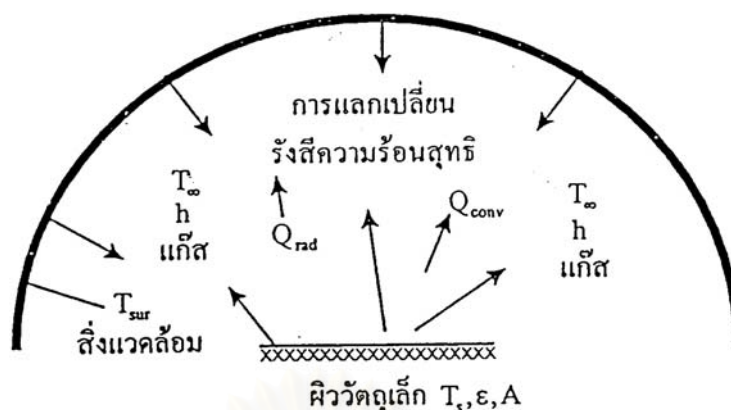
โดย  $\epsilon$  คือ สภาพเปล่งรังสี (Emissivity) ของวัตถุซึ่งจะมีค่าน้อยกว่า 1 สำหรับวัตถุจริงและมีค่าเท่ากับ 1 สำหรับวัตถุดำ เมื่อพิจารณากรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างวัตถุเล็กๆ ที่มีพื้นที่ผิว  $A$  และค่าการเปล่งรังสีความร้อนออกมา  $\epsilon$  กับพื้นที่ผิวขนาดใหญ่ที่อุณหภูมิ  $T_{sur}$  ซึ่งครอบคลุมวัตถุเล็กๆที่อุณหภูมิ  $T_s$  ดังรูปที่ 2.4 โดยที่ผิววัตถุและสิ่งแวดล้อมแยกออกจากกันโดยก๊าซที่ไม่มีอิทธิพลต่อการแผ่รังสีความร้อน อัตราสุทธิของการแลกเปลี่ยนรังสีความร้อนระหว่างผิวและสิ่งแวดล้อมต่อหน่วยพื้นที่ของผิวจะหาได้จาก

$$\frac{Q_{rad}}{A} = \epsilon \sigma (T_s^4 - T_{sur}^4) \quad (2.5)$$

เมื่อ  $A$  คือ พื้นที่ผิวของวัตถุเล็ก

$\epsilon$  คือ ค่าการเปล่งรังสีของวัตถุเล็ก และ

$T_{sur}$  คือ อุณหภูมิของพื้นผิวขนาดใหญ่



รูปที่ 2.4 การแลกเปลี่ยนรังสีความร้อนระหว่างผิวของวัตถุเล็กๆและสิ่งแวดล้อม [18]

ในทางปฏิบัติเพื่อความสะดวกมักจะแสดงอัตราการแลกเปลี่ยนรังสีความร้อนสุทธิในรูปของ

$$Q_{rad} = h_r A (T_s - T_{sur}) \quad (2.6)$$

เมื่อ  $h_r$  คือ สัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อนโดยที่  $h_r = \varepsilon \sigma (T_s + T_{sur}) (T_s^2 + T_{sur}^2)$

เมื่อพิจารณาการถ่ายเทความร้อนดังรูปที่ 2.4 จะพบว่าวัตถุเล็กๆภายในสิ่งแวดล้อมใหญ่จะมีการถ่ายเทความร้อน 2 แบบเกิดขึ้นพร้อมๆกัน คือ มีทั้งการพาความร้อนโดยก๊าซรอบๆวัตถุและการแผ่รังสีความร้อน ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดที่ออกจากผิววัตถุเล็กนี้คือ

$$Q = Q_{conv} + Q_{rad} = hA(T_s - T_\infty) + \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_{sur}^4) \quad (2.7)$$

การแผ่รังสีความร้อนจะเด่นชัดเมื่อความแตกต่างของอุณหภูมิบนผิววัตถุที่ทำการแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูง แต่ถ้าค่าความแตกต่างของอุณหภูมิมิมีค่าน้อย อาจไม่ต้องคำนึงถึงการแผ่รังสีความร้อนก็ได้

## 2.2 กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ของปริมาตรควบคุม

ปริมาตรควบคุม (Control Volume) คือ ระบบที่มีการถ่ายโอนมวลและพลังงานกับสิ่งแวดล้อม โดยจะพิจารณาในกรณีที่ระบบอยู่ในสภาวะคงตัว (Steady State) นั่นคือคุณสมบัติต่างๆของระบบไม่มีการเปลี่ยนแปลงตามเวลา

### 2.2.1 กฎทรงมวล (Conservation of Mass)

ระบบที่มีการถ่ายเทมวลกับสิ่งแวดล้อมได้มีกฏหรือนิยามหลักการของการถ่ายเทมวลไว้เป็นกฏที่เรียกว่า กฎทรงมวล (Conservation of Mass) โดยกล่าวว่า

“ มวลของสารนั้นไม่สามารถสร้างขึ้นหรือทำลายให้หมดลงไปได้ “

และเมื่อพิจารณาถึงปริมาตรควบคุมใดๆ จากกฎทรงมวลจะสามารถเขียนได้เป็น

[ผลรวมของมวลเข้าสู่ระบบ] – [ผลรวมของมวลออกจากระบบ]

=

[การเปลี่ยนแปลงของมวลสุทธิภายในปริมาตรควบคุม]

หรือ

$$\sum m_i - \sum m_o = \Delta m_{cv}$$

โดยตัวห้อย (Subscript) i หมายถึง การเข้าสู่ระบบ

o หมายถึง การออกจากระบบ

CV (Control Volume) หมายถึง ปริมาตรควบคุม

ในการศึกษานี้จะพิจารณาให้เตาเผาเป็นปริมาตรควบคุมที่อยู่ในสภาวะคงตัว (Steady State) ดังรูปที่ 2.5 จึงไม่มีการเปลี่ยนแปลงมวลภายในปริมาตรควบคุม ( $\Delta m_{cv} = 0$ ) จากกฎทรงมวลจะได้ว่า

$$\sum m_i - \sum m_o = \Delta m_{cv} = 0$$

จัดรูปสมการจะได้สมดุลมวลของเตาเผา ดังนี้

มวลที่เข้าสู่ปริมาตรควบคุม = มวลที่ออกจากปริมาตรควบคุม

$$\sum m_i = \sum m_o$$

$$m_f + m_a + m_{p,i} = m_{fg} + m_{p,o} + m_{loss}$$

(2.8)



รูปที่ 2.5 การสมดุลมวลของปริมาตรควบคุม

**มวลที่เข้าสู่ปริมาตรควบคุม**

1. มวลของเชื้อเพลิงที่เข้าสู่เตาเผา,  $m_f$
2. มวลของอากาศที่เข้าสู่เตาเผา,  $m_a$
3. มวลของผลิตภัณฑ์ที่เข้าสู่เตาเผา,  $m_{p,i}$

**มวลที่ออกจากปริมาตรควบคุม**

1. มวลของก๊าซเสียที่ออกจากเตาเผา,  $m_{fg}$
2. มวลของผลิตภัณฑ์ที่ออกจากเตาเผา,  $m_{p,o}$
3. มวลของอากาศที่สูญเสียออกไปทางช่องเปิดต่างๆ,  $m_{loss}$

## 2.2.2 กฎการอนุรักษ์พลังงาน (Conservation of Energy)

กฎการอนุรักษ์พลังงานกล่าวว่า

“ พลังงานไม่สามารถสร้างขึ้นหรือทำลายให้ลดลงไปได้ แต่สามารถที่จะเปลี่ยนแปลงรูปได้ ”  
สำหรับกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ ก็มีพื้นฐานมาจากการอนุรักษ์พลังงานนี้ โดยในปริมาตรควบคุม จะมีมวลสารที่ไหลเข้าหรือออกจากปริมาตรควบคุมด้วย ดังนั้นจึงมีพลังงานส่วนหนึ่งที่ไหลเข้าและออกพร้อมไปกับมวลด้วย นั่นคือ มวลพาเอาพลังงานบางส่วนข้ามขอบเขตของระบบ ดังนั้นกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับปริมาตรควบคุมจะเป็น

$$q - w = \Delta h + \Delta ke + \Delta pe \quad (2.9)$$

โดยที่  $q$  คือ ความร้อนที่ถ่ายเทผ่านขอบเขตของปริมาตรควบคุม

$w$  คือ งานที่เข้าและออกจากระบบ

$\Delta h$  คือ การเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของมวลที่ไหลเข้าและไหลออกจากปริมาตรควบคุม

$\Delta ke$  คือ การเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ของมวลที่ไหลเข้าและไหลออกจากปริมาตรควบคุม

$\Delta pe$  คือ การเปลี่ยนแปลงพลังงานศักย์ของมวลที่ไหลเข้าและไหลออกจากปริมาตรควบคุม

## สมดุลพลังงาน (Energy Balance)

กฎอนุรักษ์พลังงานสำหรับปริมาตรควบคุมในการพิจารณาเตาเผาสามารถเขียนได้ ดังนี้

$$Q_{in} + Q_g = Q_{out} + Q_{st} \quad (2.10)$$

โดย

$Q_{in}$  = พลังงานความร้อนที่เข้าสู่ปริมาตรควบคุม

$Q_g$  = พลังงานความร้อนที่ผลิตขึ้นภายในปริมาตรควบคุม

$Q_{out}$  = พลังงานความร้อนที่ออกจากปริมาตรควบคุม

$Q_{st}$  = พลังงานความร้อนที่สะสมไว้ภายในปริมาตรควบคุม

เนื่องจากในเตาเผาไม่มีแหล่งผลิตพลังงานความร้อน จึงไม่มีพลังงานความร้อนที่ผลิตขึ้นภายในปริมาตรควบคุม ( $Q_g = 0$ ) และไม่มีพลังงานความร้อนสะสมไว้ภายในปริมาตรควบคุม ( $Q_{st} = 0$ ) ดังนั้นจะได้สมการสมดุลพลังงานดังนี้

ความร้อนที่เข้าสู่ปริมาตรควบคุม = ความร้อนออกที่ออกจากปริมาตรควบคุม

$$Q_{in} = Q_{out}$$

หรือ

$$Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 \quad (2.11)$$

เมื่อค่า  $Q_1$  ถึง  $Q_7$  ซึ่งมีหน่วยเป็น MJ/hr แสดงไว้ในรูปที่ 2.6 และสามารถนิยามได้ดังต่อไปนี้

$Q_1$  คือ ความร้อนของเชื้อเพลิง

$Q_2$  คือ ความร้อนสัมผัสของเชื้อเพลิง

- $Q_3$  คือ ความร้อนในผลิตภัณฑ์
- $Q_4$  คือ ความร้อนสูญเสียในก๊าซไอเสีย
- $Q_5$  คือ ความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์
- $Q_6$  คือ ความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตาเผา
- $Q_7$  คือ ความร้อนสูญเสียอื่นๆที่ไม่สามารถวัดค่าได้



รูปที่ 2.6 การสมดุลพลังงานของปริมาตรควบคุม

### พลังงานความร้อนเข้า

#### 1) ความร้อนของเชื้อเพลิง $Q_1$

ปริมาณความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิงสามารถหาได้จากค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง เนื่องจากโดยปกติอุณหภูมิของก๊าซทิ้งที่ระบายออกจะมีค่าสูงกว่า  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  โดยทั่วไปจึงไม่อาจใช้ประโยชน์จากความร้อนแฝงของการควบแน่นของไอน้ำในก๊าซทิ้งที่ระบายออกทางบริเวณปล่องไอเสียได้ ดังนั้นจึงใช้ค่าความร้อนต่ำในการคำนวณหาค่าความร้อนจากเชื้อเพลิง โดย

$$Q_1 = FH \times NHV \quad (2.12)$$

เมื่อ  $FH$  คือ อัตราการใช้น้ำมันเชื้อเพลิง (L/hr)

$NHV$  คือ ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (MJ/kg)

#### 2) ความร้อนสัมผัสของเชื้อเพลิง $Q_2$

ความร้อนสัมผัสของเชื้อเพลิงจะเกิดขึ้นเมื่อมีการอุ่นเชื้อเพลิงด้วยความร้อนก่อนเข้าหัวเผา (Burner) ถ้าเชื้อเพลิงไม่มีการอุ่นด้วยความร้อนก่อน เชื้อเพลิงจะถูกป้อนเข้าด้วยอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิภายนอก ค่าความร้อนสัมผัสของเชื้อเพลิงจะเป็นศูนย์ ความร้อนสัมผัสของเชื้อเพลิงสามารถหาได้ดังนี้

$$Q_2 = \frac{FH \times D_f \times C_{pf} \times (T_f - T_r)}{1000} \quad (2.13)$$

โดย  $D_f$  คือ ค่าความหนาแน่นของเชื้อเพลิง (kg/L)

$C_{pf}$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของเชื้อเพลิง (kJ/kg-°C)

$T_f$  คือ อุณหภูมิของเชื้อเพลิงที่ถูกอุ่นโดยความร้อน (°C)

$T_r$  คือ อุณหภูมิอ้างอิง (°C)

### พลังงานความร้อนออก

#### 1) ความร้อนในผลิตภัณฑ์ $Q_3$

ความร้อนที่นำออกไปโดยผลิตภัณฑ์ หาได้จากอุณหภูมิที่สูงขึ้นจากอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ก่อนเข้าเตาเผา โดยความร้อนในผลิตภัณฑ์นี้สามารถหาได้จาก

$$Q_3 = m_p C_{p,fe} (T_{p,o} - T_{p,i}) \quad (2.14)$$

เมื่อ  $m_p$  คือ อัตราการไหลของผลิตภัณฑ์ (kg/s)

$C_{p,fe}$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะของผลิตภัณฑ์ (kJ/kg-°C)

$T_{p,o}$  คือ อุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ที่ออกจากเตาเผา (°C)

$T_{p,i}$  คือ อุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ที่เข้าเตาเผา (°C)

#### 2) ความร้อนสูญเสียในก๊าซไอเสีย $Q_4$

เมื่อทราบอัตราการใช้น้ำมันเชื้อเพลิง ปริมาณและอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่บริเวณปล่องทางออกของเตาแล้วจะสามารถหาค่าความร้อนสูญเสียในก๊าซไอเสียได้ดังนี้ [19]

$$Q_4 = \frac{FH \times D_f \times G \times 0.33 \times 4.187 \times (T_g - T_r)}{1000} \quad (2.15)$$

โดย  $G$  คือ ปริมาณอากาศที่ใช้จริงในการสันดาป (Nm<sup>3</sup>/kg)

$T_g$  คือ อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่บริเวณปล่องไอเสีย (°C)

#### 3) ความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ $Q_5$

ความร้อนสูญเสียเนื่องจากการสันดาปไม่สมบูรณ์ จะสามารถหาได้จากการวิเคราะห์องค์ประกอบของก๊าซไอเสียที่บริเวณปล่องไอเสีย โดยนำค่าความเข้มข้นของก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ CO มาแทนค่าในสมการดังนี้ [19]

$$Q_5 = FH \times D_f \times G \times \frac{CO}{10^6} \times 13.76 \quad (2.16)$$

โดย  $CO$  คือ ปริมาณก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ที่วัดได้บริเวณปล่องไอเสีย (ppm)

#### 4) ความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตาเผา $Q_6$

ความร้อนสูญเสียผ่านผนังของเตาเผาจะสามารถหาได้จากการวัดอุณหภูมิที่บริเวณผิวผนังและหาค่า Emissivity ของผนังแล้วนำมาแทนในสมการหาค่าความร้อนสูญเสียดังนี้ [19]



$$Q_6 = \frac{\sum_{i=1}^N \left[ 2.2(T_c - T_{amb})^{5/4} + 4.88\varepsilon \left[ \left( \frac{T_c + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{amb} + 273}{100} \right)^4 \right] \right]}{1000} \times A_i \times 4.186 \quad (2.17)$$

เมื่อ  $T_c$  คือ อุณหภูมิผิวของผนังเตาเผา ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{amb}$  คือ อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ( $^{\circ}\text{C}$ )

$\varepsilon$  คือ ค่า Emissivity ของผนังเตาเผา

$A_i$  คือ พื้นที่ผิวของผนังเตาเผา ( $\text{m}^2$ )

5) ความร้อนสูญเสียอื่นๆที่ไม่สามารถวัดค่าได้  $Q_7$

$$Q_7 = Q_1 + Q_2 - Q_3 - Q_4 - Q_5 - Q_6 \quad (2.18)$$

## 2.3 การคำนวณการสันดาป

การคำนวณการสันดาป คือ การคำนวณเชิงปริมาณก่อนและหลังการเกิดกระบวนการสันดาป ในการควบคุมดูแลการสันดาปหรือการควบคุมดูแลความร้อน จำเป็นที่จะต้องรู้ว่าการที่เชื้อเพลิงจะสันดาปอย่างสมบูรณ์นั้นจะต้องใช้ปริมาณอากาศเท่าใด และมีปริมาณก๊าซทิ้งที่เกิดจากการสันดาปเท่าไร รวมทั้งการวิเคราะห์หาองค์ประกอบของก๊าซทิ้งที่เกิดจากการสันดาปก็เป็นสิ่งจำเป็นในการควบคุมการสันดาปของเชื้อเพลิง โดยปริมาณอากาศเชิงทฤษฎี ( $B_o$ ) และปริมาณก๊าซเสียเชิงทฤษฎี ( $G_o$ ) สามารถคำนวณหาได้จากค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิงซึ่งในกรณีของน้ำมันเตา A เป็นเชื้อเพลิงเหลว ดังนั้นจะใช้สมการที่ใช้สำหรับเชื้อเพลิงเหลวในการหาค่าต่างๆในการคำนวณ

### 2.3.1 ปริมาณอากาศเชิงทฤษฎี $B_o$ , $\text{Nm}^3/\text{kg}$

ปริมาณอากาศที่ต้องใช้ในการสันดาปเชิงทฤษฎีของเชื้อเพลิงเหลว สามารถหาได้จาก

$$B_o = 2 + \left[ \frac{0.85 \times NHV \times 10^3}{1000 \times 4.187 \times D_f} \right] \quad (2.19)$$

### 2.3.2 ปริมาณก๊าซเสียเชิงทฤษฎี $G_o$ , $\text{Nm}^3/\text{kg}$

ปริมาณก๊าซทิ้งที่ต้องใช้ในการสันดาปเชิงทฤษฎีของเชื้อเพลิงเหลว สามารถหาได้ดังนี้

$$G_o = 1.11 \times \left[ \frac{NHV \times 10^3}{1000 \times 4.187 \times D_f} \right] \quad (2.20)$$

### 2.3.3 อัตราส่วนอากาศ $m$

ในความเป็นจริงการที่จะผสมอากาศกับเชื้อเพลิงในห้องสันดาปให้เข้ากันอย่างสม่ำเสมอทำได้ค่อนข้างยาก นั่นหมายความว่า แม้ว่าจะป้อนปริมาณอากาศเชิงทฤษฎีเข้าสู่ห้องสันดาปแล้วก็ยังไม่ทำให้เกิดการสันดาปได้อย่างสมบูรณ์ ในความเป็นจริงต้องป้อนปริมาณอากาศเข้าห้องเผาไหม้มากกว่าปริมาณอากาศเชิงทฤษฎีเล็กน้อย ซึ่งเราสามารถตรวจสอบการสันดาปนี้ได้โดยวัดปริมาณออกซิเจนในก๊าซทิ้งที่บริเวณปล่องไอเสีย แล้วนำมาคำนวณหาอัตราส่วนอากาศ ดังนี้

$$m = \frac{21}{(21 - O_2)} \quad (2.21)$$

โดย  $O_2$  คือ ค่าออกซิเจนที่วัดได้จากก๊าซไอเสียบริเวณปล่องไอเสีย (% ของอากาศโดยปริมาตร)

### 2.3.4 ปริมาณอากาศที่เข้าเผาไหม้ $B$ , Nm<sup>3</sup>/kg

เมื่อทราบปริมาณอากาศเชิงทฤษฎี ( $B_o$ ) และอัตราส่วนอากาศ ( $m$ ) แล้วก็สามารถที่จะหาปริมาณอากาศที่เข้าสันดาปจริงได้จาก

$$B = B_o m \quad (2.22)$$

### 2.3.5 ปริมาณก๊าซเสียจริง $G$ , Nm<sup>3</sup>/kg

ปริมาณก๊าซเสียที่เกิดขึ้นจริงจะทำให้ทราบว่าอัตราการไหลของก๊าซไอเสียมีค่าเท่าใด ซึ่งจะเป็นค่าที่สำคัญในการนำไปใช้ในการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศ โดยสามารถหาได้จากความสัมพันธ์

$$G = G_o + B_o(m - 1) \quad (2.23)$$

## 2.4 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน

การทำสมดุลมวล (Mass Balance) และสมดุลพลังงาน (Energy Balance) นอกจากจะทำให้ทราบมวลที่เข้าและออกจากเตาเผา รวมถึงปริมาณความร้อนที่เข้าสู่เตาเผาและความร้อนที่สูญเสียต่างๆ แล้ว สิ่งที่สำคัญก็คือ ทำให้สามารถหาค่าประสิทธิภาพของเตาเผาได้ โดยประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาเผา ( $\eta$ ) สามารถหาได้ดังนี้

$$\text{ประสิทธิภาพเชิงความร้อน} = \frac{\text{ความร้อนยังผล}}{\text{ความร้อนที่เข้าสู่เตาเผา}}$$

หรือ

$$\eta = \frac{\text{ความร้อนที่เพิ่มขึ้นในผลิตภัณฑ์}}{(\text{ความร้อนจากเชื้อเพลิง} + \text{ความร้อนสัมผัสจากเชื้อเพลิง})} \quad (2.24)$$

## 2.5 กฎข้อที่ 2 ทางเทอร์โมไดนามิกส์

การวิเคราะห์พลังงานโดยอาศัยสมการสมดุลพลังงานจะทำให้เราทราบถึงปริมาณของพลังงานเท่านั้น แต่ในความเป็นจริงแล้ว ถ้าเราวิเคราะห์ให้ลึกลงไปอีก การวิเคราะห์โดยเน้นให้ทราบถึงปริมาณของพลังงานแต่เพียงอย่างเดียวนั้นยังไม่เพียงพอ ต้องคำนึงถึงคุณภาพของพลังงานด้วย สมการสมดุลของอะเวอเบิลิตี้ (Availability) เป็นสมการที่ใช้วิเคราะห์ให้ทราบถึงปริมาณของพลังงาน โดยคำนึงถึงคุณภาพของพลังงานนั้นด้วย ซึ่งอะเวอเบิลิตี้นี้จะมีหน่วยเดียวกันกับหน่วยของพลังงานนั้น

สิ่งที่น่าสนใจ ก็คือ ระบบที่สภาวะกำหนดหนึ่งๆ นั้นสามารถให้งานย้อนกลับได้สูงสุดเมื่อใด งานย้อนกลับสูงสุดนี้ขึ้นอยู่กับสภาวะสุดท้ายของระบบ โดยที่สภาวะสุดท้ายนี้ระบบจะสมดุลกับสิ่งแวดล้อม ไม่มีการเปลี่ยนแปลงของสภาวะอย่างเฉียบพลัน และระบบไม่สามารถทำงานได้ ซึ่งบางครั้งเรียกว่า สภาวะตาย (Dead State) ดังนั้นถ้าระบบอยู่ในสภาวะกำหนดหนึ่งๆ ที่ไม่ใช่สภาวะตาย และดำเนินกระบวนการย้อนกลับได้อย่างสมบูรณ์จนกระทั่งปรับเข้าสู่สภาวะตาย ระบบนั้นจะให้งานย้อนกลับได้สูงสุดออกมา

ถ้าระบบอยู่ในสภาวะสมดุลกับสิ่งแวดล้อม ระบบนั้นจะอยู่ในสมดุลของอุณหภูมิและความดันกับสิ่งแวดล้อม นั่นคือระบบจะอยู่ที่ความดันบรรยากาศ ( $P_o$ ) และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ( $T_o$ ) ซึ่งในที่นี้จะรวมถึงสมดุลทางเคมีกับสิ่งแวดล้อมด้วย กล่าวคือ ที่สภาวะนี้ปฏิกิริยาทางเคมีจะไม่เกิดขึ้นอีกต่อไป และที่สภาวะนี้ระบบมีความเร็วเป็นศูนย์ พลังงานศักย์ต่ำสุด และจะมีสมดุลในผลทางแม่เหล็ก ผลทางไฟฟ้า และผลทางพื้นที่ผิวด้วย พิจารณากระบวนการที่สภาวะทางเข้าหนึ่งๆของมวลที่ไหลเข้าปริมาตรควบคุม งานย้อนกลับได้สูงสุดจะเกิดขึ้นได้ก็ต่อเมื่อมวลที่ไหลออกจากปริมาตรควบคุมสมดุลกับสิ่งแวดล้อมที่สภาวะทางออกนั้น สำหรับกระบวนการที่มีการไหลคงตัว มีมวลไหลเข้าและออกจากปริมาตรควบคุมทางเดียว งานย้อนกลับได้สูงสุดสามารถหาได้จาก [20]

$$W_{rev} = \left( h_i - T_o s_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \left( h_e - T_o s_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (2.25)$$

โดย

$W_{rev}$  คือ งานย้อนกลับได้สูงสุด

$h_i, h_e$  คือ เอนทาลปีที่เข้าและออกจากปริมาตรควบคุม

$s_i, s_e$  คือ เอนโทรปีที่เข้าและออกจากปริมาตรควบคุม

$T_o$  คือ อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม

$\frac{V_i^2}{2}, \frac{V_e^2}{2}$  คือ พลังงานจลน์ต่อหน่วยมวลที่เข้าและออกจากปริมาตรควบคุม

$gz_i, gz_e$  คือ พลังงานศักย์ต่อหน่วยมวลที่เข้าและออกจากปริมาตรควบคุม

งานย้อนกลับได้นี้จะเป็นงานย้อนกลับได้สูงสุดก็ต่อเมื่อ  $h_e = h_o$ ,  $s_e = s_o$ ,  $V_e = 0$   
 และ  $z_e = z_o$  สภาวะที่สารทำงานสมดุลกับสิ่งแวดล้อมนั้นจะกำหนดตัวห้อย่างเป็น 0 และงานย้อน  
 กลับได้สูงสุดต่อหน่วยมวลของสารทำงานนี้เรียกว่า อะเวเลบิลิตีต่อหน่วยมวล และใช้สัญลักษณ์เป็น  
 $\varphi$  นั่นคือ

$$\varphi = \left( h - T_o s + \frac{V_i^2}{2} + gz \right) - (h_o - T_o s_o + gz_o) \quad (2.26)$$

หรือ

$$\varphi_i = \left( h_i - T_o s_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - (h_o - T_o s_o + gz_o) \quad (2.27)$$

$$\varphi_e = \left( h_e - T_o s_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - (h_o - T_o s_o + gz_o) \quad (2.28)$$

ประสิทธิภาพข้อที่ 2 ทางเทอร์โมไดนามิกส์,  $\eta_2$  คือ

$$\eta_2 = \frac{\text{Availability in product}}{\text{Availability Input}} \quad (2.29)$$

หรือ

$$\eta_2 = \frac{\varphi_p}{(\varphi_{f,h} + \varphi_f)} \quad (2.30)$$

โดย

$\varphi_p$  คือ อะเวเลบิลิตีของผลิตภัณฑ์

$\varphi_{f,h}$  คือ อะเวเลบิลิตีที่ได้จากการอุ่นน้ำมันเตา

$\varphi_f$  คือ อะเวเลบิลิตีของเชื้อเพลิง

$$\begin{aligned} \varphi_p &= h - h_o - T_o(s - s_o) \\ &= C_{p,p}(T_p - T_o) - T_o C_{p,p} \ln\left(\frac{T_p}{T_o}\right) \end{aligned} \quad (2.31)$$

$$\begin{aligned} \varphi_{f,h} &= h - h_o - T_o(s - s_o) \\ &= C_{p,f}(T - T_o) - T_o C_{p,f} \ln\left(\frac{T}{T_o}\right) \end{aligned} \quad (2.32)$$

$$\begin{aligned} \varphi_f &= h - h_o - T_o(s - s_o) \\ &= C_{p,f}(T - T_o) - T_o C_{p,f} \ln\left(\frac{T}{T_o}\right) \\ &= FH \times NHV \end{aligned} \quad (2.33)$$

## 2.6 การวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์

การออกแบบทางวิศวกรรม วิศวกรผู้ออกแบบส่วนมากมีความมุ่งหวังให้โครงการนั้นเป็นโครงการที่มีประสิทธิภาพและให้ผลดีทางด้านอุตสาหกรรม โดยยึดหลักวิชาการประยุกต์ให้สามารถเกิดผลงานที่มีประสิทธิภาพ อย่างไรก็ตามในการออกแบบต่างๆ เช่น การออกแบบเครื่องจักร การออกแบบกระบวนการผลิต หรือการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แม้ว่าจะพบว่าเป็นการออกแบบที่ดีในเชิงวิศวกรรม แต่บางครั้งพบว่า งานออกแบบต่างๆ เหล่านั้นไม่เป็นผลดีในทางเศรษฐศาสตร์ ซึ่งหมายถึงไม่เหมาะสมในการลงทุนนั่นเอง ในปัจจุบันนี้เนื่องจากความจำกัดของทรัพยากร เช่น วัสดุ แรงงาน ทรัพยากรอื่น รวมทั้งเวลา ฯลฯ ทำให้การออกแบบทางด้านวิศวกรรมมีข้อจำกัดมากขึ้น การออกแบบเพื่อให้เกิดผลดีทางด้านวิศวกรรมด้านเดียวนั้นทำได้ยาก การพิจารณาเชิงเศรษฐศาสตร์ในด้านคุณค่าของผลงานเปรียบเทียบกับค่าใช้จ่ายจึงมีบทบาทมากขึ้น ดังนั้นการออกแบบทางด้านวิศวกรรมต้องคำนึงถึงค่าใช้จ่ายต่างๆ และการใช้ทรัพยากรที่มีอยู่อย่างคุ้มค่า โดยการวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์นี้จะช่วยให้การตัดสินใจในการลงทุนทำโครงการต่างๆ ทำได้อย่างมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น

### 2.6.1 ระยะเวลาคืนทุน (Payback Period, $n$ )

การวิเคราะห์ระยะเวลาคืนทุน เป็นการวิเคราะห์เพื่อให้ได้ข้อมูลเพื่อการตัดสินใจที่ถูกต้อง ผลของการวิเคราะห์จะใช้ได้เมื่อเงื่อนไขและสภาพต่างๆ ไม่เปลี่ยนแปลง โดยระยะเวลาคืนทุน จะมีความสัมพันธ์กับค่าใช้จ่ายทั้งหมดที่ใช้ในการติดตั้ง จำนวนเงินที่สามารถประหยัดได้ และอัตราดอกเบี้ย ซึ่งระยะเวลาคืนทุนสามารถหาได้ดังนี้

$$TIC \times CRF = A_s \quad (2.34)$$

และ

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{[(1+i)^n - 1]} \quad (2.35)$$

โดย

$TIC$  คือ ค่าใช้จ่ายในการสร้างและติดตั้ง (Total Installed Cost of the system)

$CRF$  คือ ตัวประกอบการคืนทุน (Capacity Recovery Factor)

$A_s$  คือ ค่าใช้จ่ายที่สามารถประหยัดได้ (Annual Money Saved)

$i$  คือ อัตราดอกเบี้ย (Annual Rate of Interest)

$n$  คือ ระยะเวลาการคืนทุน (Payback Period)

## 2.6.2 การหาอัตราผลตอบแทนการลงทุน (Internal Rate of Return, *IRR*)

ในการวิเคราะห์โครงการใดๆ การหาอัตราผลตอบแทนสำหรับโครงการนั้นจะมีประโยชน์ต่อการตัดสินใจอย่างยิ่ง ทั้งนี้เพราะว่าโครงการต่างๆ เหล่านี้มักจะมีแผนดำเนินงานโดยต้องอาศัยเงินทุนจากการกู้ยืม ซึ่งจะคืนเงินส่วนที่กู้มาได้โดยอาศัยผลประโยชน์จากโครงการในระยะเวลาที่จะดำเนินการในอนาคต ดังนั้นจะต้องรวมค่าดอกเบี้ยเป็นค่าใช้จ่าย และถ้าโครงการสามารถทำรายได้ให้มีอัตราผลตอบแทนสูงกว่าอัตราดอกเบี้ยการคืนเงินกู้ก็เท่ากับว่าโครงการนั้นมีกำไร นอกจากนี้โครงการทางวิศวกรรมที่จะลงทุนเป็นการประเมินตัวเลขต่างๆ ในอนาคต ดังนั้นจะต้องมีความเสี่ยงของความไม่แน่นอนด้วย ผลตอบแทนของโครงการจะต้องมีค่าสูงไว้ เพื่อสำรองความเสี่ยงนั้น ยิ่งความเสี่ยงของความไม่แน่นอนมีค่าสูงเท่าไร อัตราผลตอบแทนควรจะมีค่ามากขึ้นเท่านั้น ซึ่งอัตราผลตอบแทนการลงทุนสามารถหาได้ดังนี้

$$TIC = A_s \left[ \frac{1}{(1 + IRR)} + \frac{1}{(1 + IRR)^m} \right] \quad (2.36)$$

โดย

*IRR* คือ อัตราผลตอบแทนการลงทุน (Internal Rate of Return)

*m* คือ อายุการใช้งานของอุปกรณ์ (Operating Time)

## บทที่ 3

### อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ในงานทางวิศวกรรมหลายประเภทต้องอาศัยกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน อุปกรณ์ที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนนี้ เรียกว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ซึ่งโดยทั่วไปสามารถแยกออกได้เป็นสามประเภทใหญ่ๆ คือ แบบรีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator) แบบรีคูเปอเรเตอร์ (Recuperator) และแบบสัมผัสโดยตรง (Direct Contact)

ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบรีเจนเนอเรเตอร์นั้น ของไหลที่มีอุณหภูมิสูงกว่า (ของไหลร้อน) จะส่งความร้อนให้กับตัวกลางที่มีคุณสมบัติในการเก็บความร้อนได้ดี และของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า (ของไหลเย็น) จะมารับความร้อนจากตัวกลางดังกล่าวอีกทอดหนึ่ง ตัวอย่างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้ได้แก่ ระบบอุ่นอากาศ (Air Preheater) ก่อนเข้าหม้อไอน้ำในโรงจักรพลังไอน้ำ เป็นต้น

สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบรีคูเปอเรเตอร์นั้น ของไหลร้อนและของไหลเย็นจะแยกออกจากกันด้วยผนังซึ่งเป็นของแข็ง ดังนั้นในบางครั้งจึงเรียกว่า Surface Heat Exchanger โดยมากแล้วรูปแบบนี้จะมีลักษณะเป็นท่อสวมอยู่ภายใน ของไหลชนิดหนึ่งไหลภายในท่อและอีกชนิดหนึ่งไหลภายนอกท่อ ซึ่งตัวอย่างได้แก่ เครื่องควบแน่น (Condenser) ในโรงจักรพลังไอน้ำ และหม้อระบายความร้อนน้ำมันหล่อลื่น (Oil Cooler) ของเครื่องยนต์ขนาดใหญ่ เป็นต้น

ส่วนแบบสัมผัสโดยตรงนั้นของไหลร้อนและของไหลเย็นจะสัมผัสกันโดยตรง ตัวอย่างเช่น หอระบายความร้อนแบบเปียก (Wet Cooling Tower) ของโรงจักรพลังไอน้ำ ซึ่งอากาศและน้ำสัมผัสกันโดยตรง และหม้ออุ่นน้ำแบบเปิดในโรงจักรพลังไอน้ำ เป็นต้น ในที่นี้จะกล่าวถึงเฉพาะอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบรีคูเปอเรเตอร์ โดยจะพิจารณาหลักการสำหรับการออกแบบ และการหาประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้

#### 3.1 วิธีการคำนวณเกี่ยวกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

วิธีที่นิยมใช้ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน มี 2 วิธีหลักๆ คือ

1. Log-Mean Temperature Difference method (LMTD)
2. Effectiveness-NTU method

เมื่อเราได้พิจารณาวิธีที่ใช้ในการวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสองวิธีซึ่งได้แก่วิธี LMTD และวิธี NTU พบว่าวิธีทั้งสองสามารถใช้หาผลลัพธ์ได้เช่นเดียวกันโดยการใช่วิธี LMTD นั้นเราจำเป็นต้องรู้อุณหภูมิของของไหลทั้งสองที่ทางเข้าและทางออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่ง

อุณหภูมิเหล่านี้นำไปใช้ในการหา Log-Mean Temperature Difference ( $\Delta T_{lm}$ ) ปัญหาที่กำหนด อุณหภูมิดังกล่าวมาให้นี้มีชื่อเรียกว่าปัญหาการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Design Problems) ที่เรียกเช่นนี้เพราะเป็นปัญหาที่เกี่ยวข้องกับการเลือกชนิดของ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน รวมทั้งการคำนวณพื้นที่ผิวของเครื่องเพื่อให้ได้มาซึ่งอุณหภูมิและอัตราการไหลตามที่กำหนด ตัวอย่างเช่น เรารู้อัตราการไหลของของไหลเย็นและร้อน ( $m_c, m_h$ ) อุณหภูมิ ของของไหลเย็นและร้อนที่เข้าสู่อุปกรณ์ ( $T_{ci}, T_{hi}$ ) แล้วต้องการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่จะทำได้ อุณหภูมิของไหลเย็นออกจากอุปกรณ์ ( $T_{co}$ ) ที่ต้องการ ในกรณีนี้เราสามารถคำนวณหา อัตราการถ่ายเทความร้อน ( $q$ ) และอุณหภูมิของไหลร้อนที่ออกจากอุปกรณ์ ( $T_{ho}$ ) จากนั้นก็สามารถ คำนวณหา  $\Delta T_{lm}$  เมื่อได้ค่าเหล่านี้มาก็สามารถนำไปคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน ( $A$ ) ได้ สำหรับอีกวิธีหนึ่ง คือ วิธี  $NTU$  การคำนวณหา  $A$  ทำได้โดยเริ่มจากการคำนวณ  $\epsilon$  และ  $C_r$  จากนั้น ก็สามารถใช้กราฟ หรือ สมการที่เหมาะสมเพื่อหาค่า  $NTU$  ซึ่งสามารถนำไปใช้หา  $A$  ได้จากนิยาม ของ  $NTU$

ปัญหาอีกชนิดหนึ่งเป็นปัญหาที่เรารู้ประเภทและขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแล้ว และต้องการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนและอุณหภูมิของของไหลทั้งสองที่ทางออกเมื่อกำหนดอัตราการไหลและอุณหภูมิของของไหลที่ทางเข้า ปัญหานี้มีชื่อเรียกว่า ปัญหาการคำนวณสมรรถนะของ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Performance Calculation) แม้ว่าปัญหานี้สามารถ คำนวณได้โดยวิธี LMTD แต่การคำนวณจะมีความยุ่งยากกว่า นั่นคือต้องสมมติค่าจนกว่าจะได้คำตอบ ที่ถูกต้องโดยใช้กระบวนการทำซ้ำ (Iterative Procedure) ตัวอย่างเช่นเราอาจเดาอุณหภูมิ  $T_{co}$  และหา  $q$  และ  $T_{ho}$  ได้ จากนั้นก็สามารถคำนวณหาค่า  $\Delta T_{lm}$  และนำไปใช้ในการหา  $q$  ถ้าค่า  $q$  ที่ ได้นี้มีค่าใกล้เคียงกัน แสดงว่าเราได้ค่าต่างๆที่ถูกต้องตามที่ต้องการ แต่ถ้าไม่ใกล้เคียงก็ต้องสมมติ  $T_{co}$  ใหม่จนกว่าจะได้  $q$  ที่ใกล้เคียงกัน ปัญหาดังกล่าวจะหมดไปถ้าเราใช้วิธี  $NTU$  โดยจากการที่เรา รู้ประเภทและขนาดของเครื่องรวมทั้งอัตราการไหลของของไหล เราก็สามารถหา  $NTU$  และ  $C_r$  ได้ จากนั้นเราสามารถหา  $\epsilon$  โดยการใช้อกราฟหรือสมการที่เหมาะสม เนื่องจาก  $q_{max}$  สามารถหาได้ เราจึง สามารถคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนที่แท้จริงได้จาก  $q = \epsilon q_{max}$  และก็สามารถหาอุณหภูมิที่ทาง ออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้

ในการศึกษานี้จะกล่าวถึงเฉพาะวิธีที่เลือกใช้ในการวิจัยออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศนี้ คือ Effectiveness- $NTU$  method ซึ่งในที่นี้เป็นวิธีที่มีความเหมาะสมในการออกแบบมากกว่าเนื่องจากเรา ไม่ทราบอุณหภูมิของก๊าซไอเสียและอากาศที่ออกจากอุปกรณ์ ซึ่งถ้าใช้วิธี Log-Mean Temperature Difference method (LMTD) การคำนวณจะมีความยุ่งยากเกิดขึ้นเนื่องจากต้องใช้กระบวนการ Iterative Procedure



### 3.2 การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธี Effective-NTU Method

วิธี Log-Mean Temperature Difference (LMTD) นั้นใช้ได้สะดวกเมื่ออุณหภูมิของของไหลที่ไหลเข้า-ออกจากเครื่องถูกกำหนดมาให้ ซึ่งสามารถหาค่า Effectiveness ( $\varepsilon$ ) ได้ง่าย อย่างไรก็ตามกำหนดให้เพียงอุณหภูมิของไหลที่ทางเข้า วิธี LMTD นั้นจะมีความยุ่งยากในการคำนวณ ในกรณีนี้เราควรใช้อีกวิธีหนึ่งซึ่งเรียกว่า Effective-NTU method ก่อนที่จะให้คำจำกัดความของ Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เราจำเป็นต้องหาอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่าที่จะเป็นไปได้ ( $q_{max}$ ) ก่อน ตามหลักการค่า  $q_{max}$  นี้สามารถหาได้โดยการใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง (Counterflow) ซึ่งมีความยาวเป็นอนันต์ (Infinite Length) ซึ่งในเครื่องดังกล่าวของไหลหนึ่งจะต้องมีความแตกต่างอุณหภูมิสูงสุดเท่ากับ  $T_{hi} - T_{ci}$  พิจารณารณกรณีที่  $C_c < C_h$  ของไหลที่เย็นกว่าจึงมีความแตกต่างของอุณหภูมิมากกว่า และเนื่องจาก  $L \rightarrow \infty$  ของไหลเย็นจะร้อนขึ้นจนกระทั่งมีอุณหภูมิเท่ากับทางเข้าของของไหลร้อน ( $T_{co} = T_{hi}$ ) ดังนั้นจะได้

$$C_c < C_h : q_{max} = C_c (T_{hi} - T_{ci}) \quad (3.1)$$

ในทำนองเดียวกันถ้า  $C_h < C_c$  และของไหลที่ร้อนมีค่าแตกต่างของอุณหภูมิมากกว่า ของไหลร้อนจะเย็นลงจนกระทั่งมีอุณหภูมิเท่ากับที่ทางเข้าของของไหลเย็น ( $T_{ho} = T_{ci}$ ) ซึ่งจะได้

$$C_h < C_c : q_{max} = C_h (T_{hi} - T_{ci}) \quad (3.2)$$

จากผลลัพธ์ข้างบนจะเห็นว่าเราสามารถเขียนได้เป็น

$$q_{max} = C_{min} (T_{hi} - T_{ci}) \quad (3.3)$$

โดยที่  $C_{min}$  มีค่าเท่ากับ  $C_c$  หรือ  $C_h$  ตัวใดตัวหนึ่งที่มีค่าน้อยกว่า และสำหรับค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่าที่เป็นไปได้ ในขั้นนี้เราให้คำจำกัดความของ Effectiveness ( $\varepsilon$ ) คือสัดส่วนของอัตราการการถ่ายเทความร้อนที่แท้จริง ต่อ อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่จะเป็นไปได้

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (3.4)$$

แทนค่าต่างๆลงในสมการ จะได้

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{hi} - T_{ho})}{C_{min} (T_{hi} - T_{ci})} \quad (3.5)$$

หรือ

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{co} - T_{ci})}{C_{min} (T_{hi} - T_{ci})} \quad (3.6)$$

จากคำจำกัดความจะเห็นได้ว่า  $0 \leq \varepsilon \leq 1$  ซึ่งประโยชน์ของค่า Effectiveness ก็คือ ถ้ารู้  $\varepsilon$ ,  $T_{hi}$  และ  $T_{ci}$  เราก็สามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่แท้จริงได้จาก

$$q = \varepsilon C_{min} (T_{hi} - T_{ci}) \quad (3.7)$$

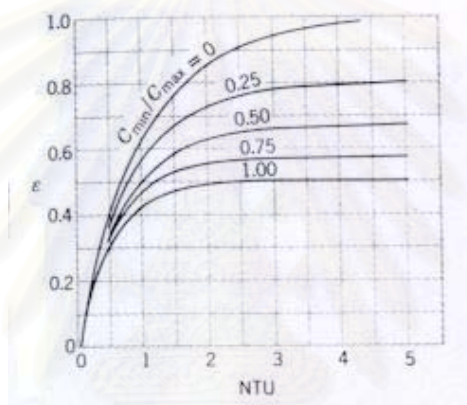
และสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไม่ว่าแบบใดๆสามารถพิสูจน์ได้ว่า

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (3.8)$$

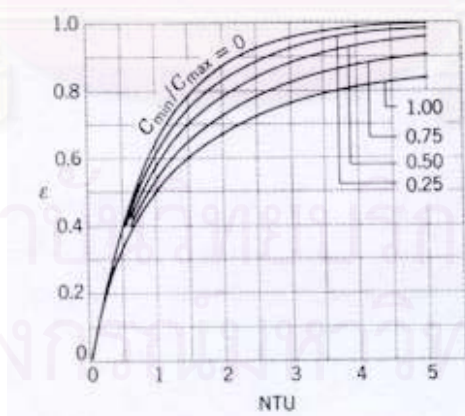
โดย  $\frac{C_{min}}{C_{max}}$  มีค่าเป็น  $\frac{C_c}{C_h}$  หรือ  $\frac{C_h}{C_c}$  ขึ้นอยู่กับค่าของ  $C_c$  และ  $C_h$  ส่วน  $NTU$  หรือ Number of Transfer Unit เป็นตัวแปรไร้มิติซึ่งใช้กันอย่างกว้างขวางในการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และสามารถนิยามโดย

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (3.9)$$

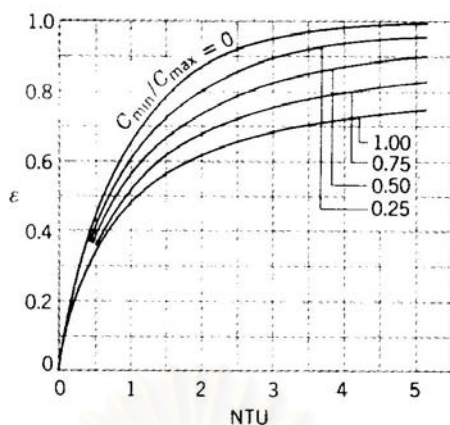
โดยสามารถนำมาพลอตได้เป็นกราฟความสัมพันธ์ดังรูปที่ 3.1 – 3.6



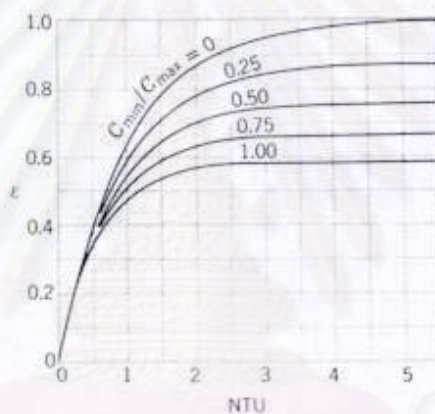
รูปที่ 3.1 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน [21]



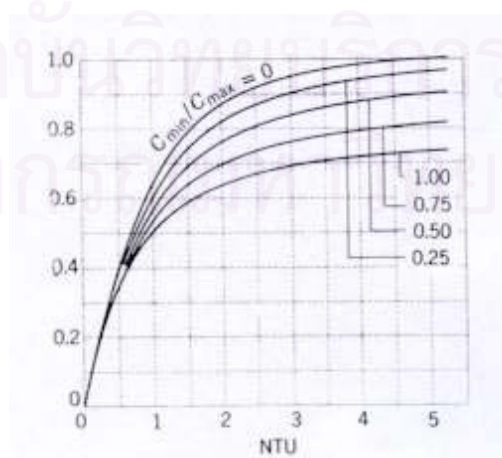
รูปที่ 3.2 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกัน [21]



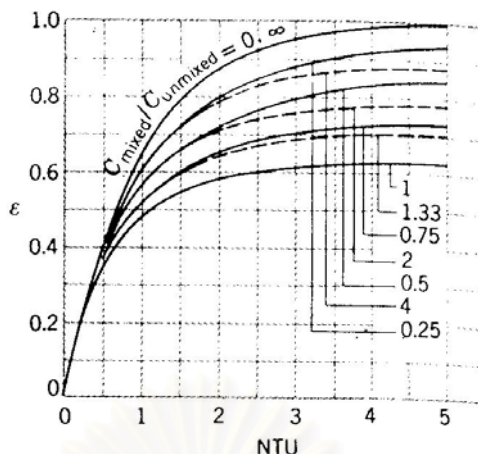
รูปที่ 3.3 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell-and-Tube โดยของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกหนึ่งครั้ง และของไหลอีกชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในหลอดสองครั้งหรือเท่ากับผลคูณของสองกับเลขจำนวนเต็ม [21]



รูปที่ 3.4 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell-and-Tube โดยของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกสองครั้ง และของไหลอีกชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในหลอดสี่ครั้งหรือเท่ากับผลคูณของสี่กับเลขจำนวนเต็ม [21]



รูปที่ 3.5 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลไหลตั้งฉากกัน ซึ่งของไหลทั้งสองชนิดไม่ผสมผสานกัน [21]



รูปที่ 3.6 ค่า Effectiveness สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลไหลตั้งฉากกัน ซึ่งของไหลชนิดหนึ่งผสมผสานกัน ส่วนอีกชนิดหนึ่งไม่ผสมผสานกัน [21]

### 3.3 การนำพลังงานที่เหลือจากการใช้แล้วกลับมาใช้ใหม่

พลังงานที่เหลือจากการใช้ หรือความร้อนปล่อยทิ้ง (Waste Heat) หมายถึง พลังงานความร้อนที่มีอยู่ในอากาศ ก๊าซ น้ำ หรือของเหลวอื่นที่ปล่อยทิ้งจากระบบการใดระบบการหนึ่ง หรืออุปกรณ์ใดอุปกรณ์หนึ่ง โดยทั่วไป พลังงานที่เหลือนี้ไม่เหมาะสมสำหรับใช้ประโยชน์ในระบบการหรืออุปกรณ์นั้นๆ อีกแล้ว แต่ยังสามารถใช้ประโยชน์ในงานอื่นได้ ตัวอย่างความร้อนปล่อยทิ้ง เช่น ไอเสียที่ปล่อยทิ้งจากเตาอบ เตาเผาชนิดต่างๆ ซึ่งตามปกติยังมีอุณหภูมิสูงสามารถนำมาใช้ประโยชน์อีกได้ เช่น ใช้อุ่นอากาศ หรืออุ่นวัสดุที่จะป้อนเข้าเตา ใช้ผลิตไอน้ำเพื่อขับเคลื่อนกังหันไอน้ำ หรือใช้ผลิตไอน้ำป้อนให้แก่ระบบทำน้ำเย็นแบบ Absorption เป็นต้น อีกตัวอย่างหนึ่งได้แก่ คอนเดนเสทจากตู้อบแห้ง หรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอื่นๆ ซึ่งมักจะมีความร้อนเหลือพอที่จะใช้ประโยชน์ได้ เช่น ใช้ทำไอน้ำแฟลช (Flash Steam) เพื่อป้อนให้แก่กระบวนการผลิตที่ต้องการไอน้ำความดันต่ำ ใช้เป็นน้ำป้อนหม้อไอน้ำโดยตรง (ในกรณีที่ป้อนน้ำสะอาด) หรือ ใช้ในการอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (ในกรณีที่ป้อนน้ำป้อน)

#### การจำแนกความร้อนทิ้ง

ความร้อนทิ้งมักจะจำแนกตามระดับอุณหภูมิของความร้อนทิ้งนั้นๆ เนื่องจากอุณหภูมิเป็นตัววัดระดับคุณภาพหรือคุณค่าของความร้อนทิ้งโดยตรง ความร้อนทิ้งที่มีอุณหภูมิสูงจะมีคุณภาพสูงกว่าความร้อนทิ้งที่มีอุณหภูมิต่ำ การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ จึงต้องเลือกให้เหมาะสมกับคุณภาพของความร้อนทิ้ง โดยปกติเรามักแบ่งความร้อนออกเป็น 3 กลุ่ม คือ กลุ่มอุณหภูมิสูง กลุ่มอุณหภูมิต่ำ และกลุ่มอุณหภูมิต่ำ

ตารางที่ 3.1 แสดงแหล่งและระดับอุณหภูมิของความร้อนทิ้งอุณหภูมิสูง ซึ่งมีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 600 °C ถึง 1600 °C ความร้อนทิ้งเหล่านี้ถือว่ามีคุณภาพหรือคุณค่าสูงในแง่ที่ว่า มีความเป็นไปได้

ที่จะใช้ประโยชน์ความร้อนทิ้งเหล่านี้ในการผลิตกำลังงาน เช่น ใช้ความร้อนทิ้งนี้ในการผลิตไอน้ำความดันสูงเพื่อใช้ขับเคลื่อนกังหันไอน้ำ ซึ่งเป็นแหล่งพลังงานทางกลได้ ในกรณีนี้มีความเป็นไปได้สูงที่จะใช้ระบบพลังงานร่วมเพื่อผลิตกำลังงาน (ไฟฟ้า) ร่วมกับความชื้นสำหรับกระบวนการผลิต

ความร้อนทิ้งในช่วงอุณหภูมิ 200 °C ถึง 600 °C จัดเป็นความร้อนทิ้งอุณหภูมิปานกลาง ตารางที่ 3.2 ให้ตัวอย่างอุปกรณ์หรือกระบวนการที่เป็นแหล่งกำเนิดความร้อนทิ้งที่มีอุณหภูมิอยู่ในช่วงนี้ ความร้อนทิ้งเหล่านี้มีความเป็นไปได้ที่จะนำไปใช้กับกังหันไอน้ำสำหรับการผลิตกำลังงาน โดยอุณหภูมิของความร้อนทิ้งในช่วงนี้นับว่ามีความเหมาะสมสำหรับใช้เป็นแหล่งความร้อนในกระบวนการผลิตเช่นกัน

ตารางที่ 3.1 แหล่งและระดับอุณหภูมิของความร้อนทิ้งอุณหภูมิสูง [22]

อุปกรณ์	อุณหภูมิ (°C)
Aluminum refining furnace	650-750
Zinc refining furnace	750-1100
Copper refining furnace	750-800
Steel heating furnace	900-1050
Copper reverberatory furnace	900-1100
Cement kiln (dry process)	600-750
Glass melting furnace	1000-1550
Solid waste incinerator	650-1000
Fume incinerator	650-1450

ตารางที่ 3.2 แหล่งและระดับอุณหภูมิของความร้อนทิ้งอุณหภูมิปานกลาง [22]

อุปกรณ์	อุณหภูมิ (°C)
Steam boiler exhaust	220-380
Gas turbine exhaust	380-540
Reciprocating engine exhaust	320-600
Heat treating furnace	420-650
Drying and baking oven	220-600
Annealing furnace cooling system	420-650

ความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำ หมายถึง ความร้อนที่มีอุณหภูมิในช่วง 35 °C ถึง 200 °C (ตารางที่ 3.3) ความร้อนในกลุ่มนี้ไม่เหมาะสมที่จะใช้ประโยชน์ในด้านการผลิตกำลังงาน หรือการผลิตไอน้ำเนื่องจากจะได้ไอน้ำความดันต่ำมาก ส่วนใหญ่จึงมุ่งไปที่การใช้ประโยชน์ทางด้านความร้อนโดยตรงในการให้ความร้อนเบื้องต้น ตัวอย่างเช่น การอุ่นน้ำป้อนหม้อน้ำ การอุ่นของเหลว (เช่น น้ำเชื่อม) ในกระบวนการผลิต เป็นต้น

ความร้อนที่จากก๊าซไอเสียเตาเผาอุตสาหกรรมจัดอยู่ในกลุ่มความร้อนที่อุณหภูมิสูงนับเป็นแหล่งความร้อนที่สำคัญแหล่งหนึ่งซึ่งสามารถนำกลับมาใช้ประโยชน์ได้หลายอย่าง เช่น ใช้ให้ความร้อนแก่อากาศเผาไหม้โดยใช้เครื่องอุ่นอากาศแบบ Recuperator หรือแบบ Regenerator ใช้ในการผลิตไอน้ำสำหรับผลิตกำลังงานด้วยกังหันไอน้ำ หรือสำหรับป้อนให้แก่ Absorption Chiller เป็นต้น

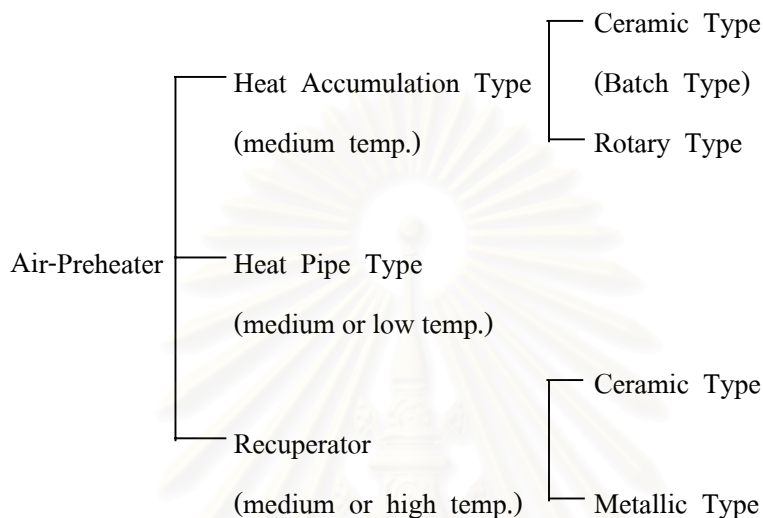
ตารางที่ 3.3 แหล่งและระดับอุณหภูมิของความร้อนที่อุณหภูมิต่ำ [22]

อุปกรณ์	อุณหภูมิ (°C)
Process steam condensate	50-90
Cooling water from:	
Injection molding machine	35-90
Annealing furnace	65-220
Air compressor	30-50
Internal combustion engine	65-120
Air conditioning and refrigeration condenser	35-45
Drying, baking and curing oven	90-220
Hot-processed liquid	35-220

### 3.4 อุปกรณ์อุ่นอากาศ

#### ประเภทของอุปกรณ์อุ่นอากาศ

อุปกรณ์อุ่นอากาศเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่ง ที่ออกแบบมาเพื่อนำความร้อนจากก๊าซไอเสียกลับมาใช้ใหม่ อุปกรณ์อุ่นอากาศที่ใช้กับเตาเผาโดยทั่วไปอาจจำแนกได้ดังแสดงไว้ในรูปที่ 3.7

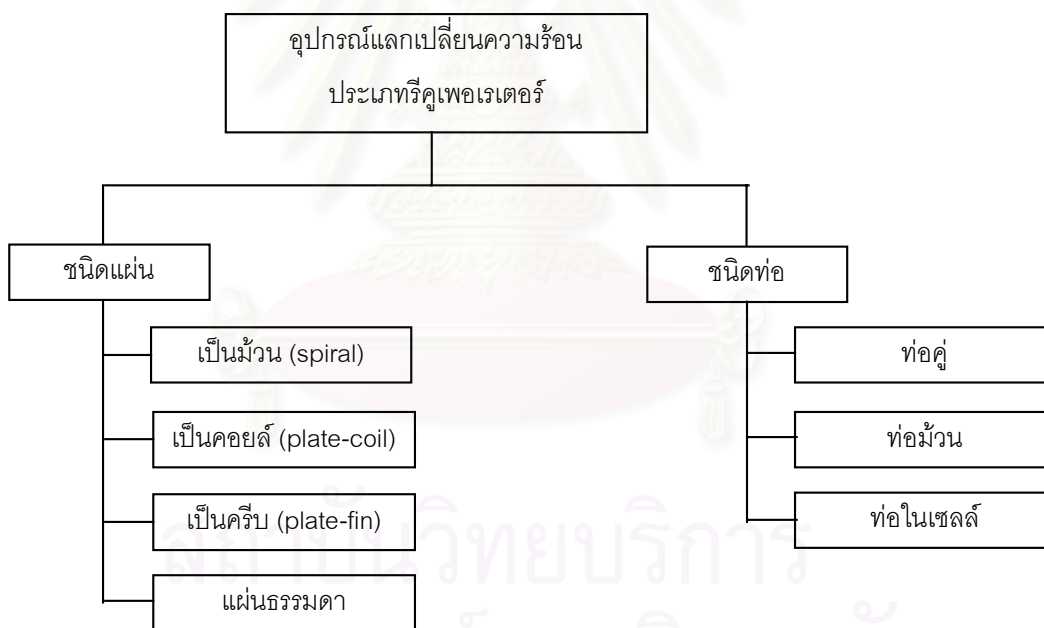


รูปที่ 3.7 ประเภทของอุปกรณ์อุ่นอากาศโดยทั่วไป ที่ใช้กับเตาเผาในโรงงานอุตสาหกรรม โดยแยกตามวิธีการถ่ายเทความร้อน และชนิดของวัสดุ [23]

สำหรับอุปกรณ์อุ่นอากาศแบบ Accumulating Type (หรือ Regenerator Type) และแบบ Heat Pipe Type เหมาะกับการเก็บความร้อนกลับคืนในช่วงอุณหภูมิปานกลาง (ระหว่าง 230 °C ถึง 600 °C) และช่วงอุณหภูมิต่ำ (ต่ำกว่า 230 °C) นิยมใช้เป็นอุปกรณ์อุ่นอากาศของหม้อไอน้ำขนาดใหญ่ที่มีอุณหภูมิของก๊าซเสียค่อนข้างต่ำ หรือเพื่อเก็บความร้อนคืนจาก Hot-Air Furnace หรือ Anti-Pollution Equipment ที่ต้องการลดอุณหภูมิของก๊าซเสียด้วย [24] ส่วน Recuperator นั้นเหมาะสมกับการเก็บความร้อนกลับคืนในช่วงอุณหภูมิปานกลาง (230 – 600 °C) และช่วงอุณหภูมิสูง (สูงกว่า 600 °C) ซึ่งนิยมใช้เป็นอุปกรณ์อุ่นอากาศของเตาเผาในอุตสาหกรรมประเภทต่างๆอย่างแพร่หลายโดยเฉพาะแบบ Metallic Type ซึ่งประโยชน์ของการใช้ Recuperator มีดังนี้ [25]

1. ช่วยลดปริมาณเชื้อเพลิงที่ต้องใช้ในการเผาไหม้
2. ช่วยลดปริมาณอากาศส่วนเกิน (Excess Air) ที่ต้องใช้ในการเผาไหม้
3. ทำให้ Flame Temperature มีอุณหภูมิสูงขึ้น
4. กระบวนการเผาไหม้เกิดได้ดีขึ้น
5. ลดปริมาณเชื้อเพลิงที่ไม่เกิดการเผาไหม้ (Unburnt Fuel)

โดยทั่วไปแล้ว Regenerator จะมีราคาแพงและเสียค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษามากกว่า Recuperator ดังนั้น Recuperator จึงมักจะถูกเลือกใช้งานมากกว่า โดย Recuperator มีมากมายหลายแบบ แต่อาจจะแบ่งออกได้เป็นสองกลุ่มใหญ่ๆ ดังแสดงในรูปที่ 3.8 คือ แบบที่เป็นแผ่นและแบบที่เป็นท่อ Recuperator แบบเป็นท่อประกอบด้วยท่อ (ซึ่งไม่จำเป็นต้องเป็นหน้าตัดกลมเสมอไป) สำหรับเป็นเส้นทางการไหลของของไหลตัวใดตัวหนึ่งหรือทั้งสองตัว Recuperator แบบเป็นแผ่นประกอบด้วย แผ่นโลหะที่ถูกพิมพ์ขึ้นรูปเรียงซ้อนกันทำให้เกิดเส้นทางการไหลขึ้นระหว่างแผ่นโลหะเหล่านั้น ซึ่งตามปกติแผ่นโลหะที่เรียงซ้อนกันนี้จะถูกทำให้อัดกันแน่นบนโครงโดยใช้สลักเกลียวและมีประเก็นซีลรองอยู่ระหว่างส่วนขอบของแผ่นโลหะ ซึ่งช่วยทำให้เกิดความสะอาดในการถอดบำรุงรักษาหรือปรับเปลี่ยนเพิ่มหรือลดจำนวนแผ่นโลหะตามภาวะการทำงาน ซึ่งในบางกรณีแผ่นโลหะเหล่านี้อาจถูกบัดกรีหรือเชื่อมติดกันอย่างถาวร Recuperator แบบเป็นท่อมีการนำไปใช้อย่างแพร่หลายที่สุด โดยสามารถเลือกแบบมาตรฐานได้จากผู้ผลิตที่เชื่อถือได้ในทุกขนาดการทำงาน ซึ่งวิธีการใช้ การตรวจสอบและการบำรุงรักษาเป็นที่รู้จักและคุ้นเคยเป็นอย่างดี

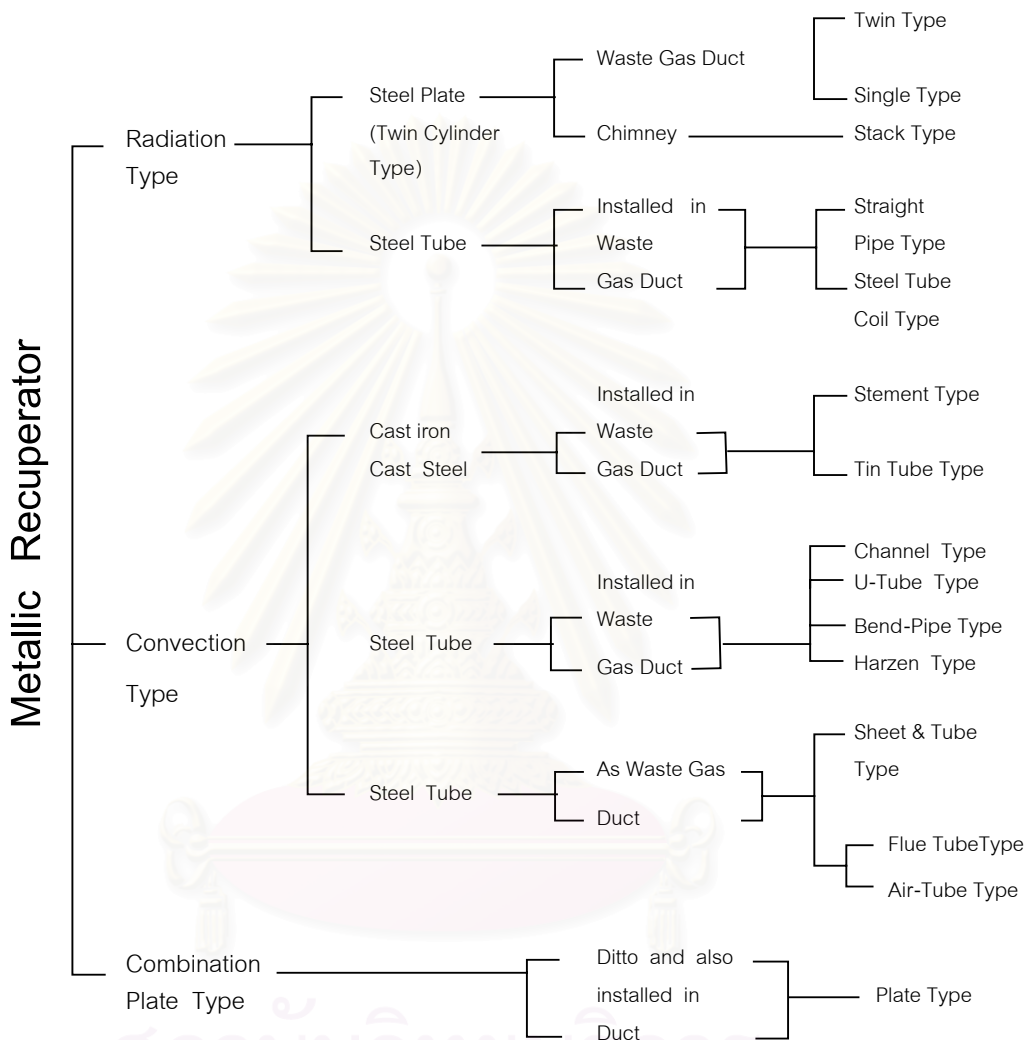


รูปที่ 3.8 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภท Recuperator [26]



### 3.4.1 Metallic Recuperator

Metallic Recuperator อาจแบ่งประเภทได้ตามวิธีการถ่ายเทความร้อน ชนิดของวัสดุที่ใช้ทำผิวการถ่ายเทความร้อน ลักษณะการติดตั้ง ลักษณะโครงสร้างหรือรูปร่างของ Recuperator ตามทิศทางการไหล ดังแสดงในรูปที่ 3.9 โดยแบ่งประเภทตามวิธีการถ่ายเทความร้อน และลักษณะการติดตั้ง

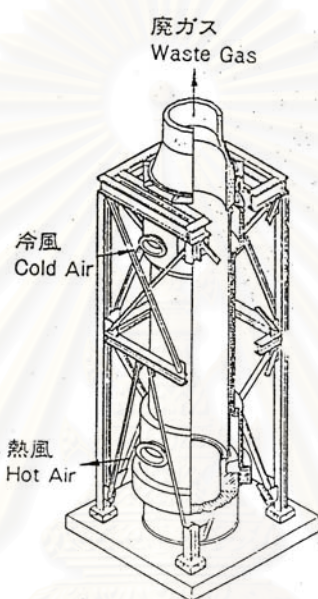


รูปที่ 3.9 Metallic Recuperator ประเภทต่างๆ [23]

#### 1) Radiation Type

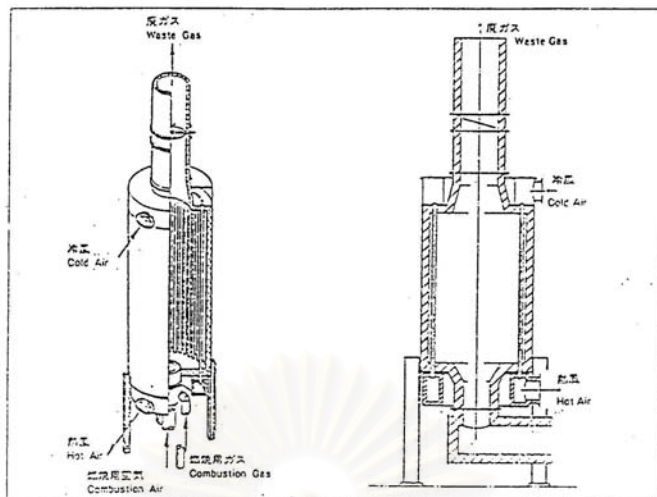
อุปกรณ์อุณหภูมิอากาศประเภทนี้ใช้กันมากในกรณีที่อุณหภูมิของก๊าซไอเสียสูงกว่า 1000 °C (1000 – 1300 °C) กลไกการถ่ายเทความร้อนจากก๊าซร้อนไปสู่ผิวถ่ายเทความร้อนของ Recuperator เป็นแบบแผ่รังสีความร้อน Recuperator ประเภทนี้ที่นิยมใช้ได้แก่ แบบ Stack Type และ Steel Tube หรือ Cage Type

Stack Type Recuperator จะติดตั้งที่ปล่องเตาในแนวตั้งดังแสดงในรูปที่ 3.10 ตัว Recuperator จะทำหน้าที่เป็นปล่องไฟของเตาด้วย ลักษณะโครงสร้างของ Recuperator แบบนี้เป็นแบบท่อซ้อนท่อ โดยก๊าซร้อนจะไหลอยู่ภายในท่อใน ส่วนอากาศที่ต้องการทำให้ร้อนจะไหลอยู่ระหว่างท่อ ทิศทางการไหลของก๊าซร้อน และอากาศมีทั้งแบบไหลตามกัน (Parallel Flow) และไหลสวนทางกัน (Counter Flow) Stack Type Recuperator จะนิยมใช้กับเฉพาะเตาเผาขนาดใหญ่ เช่น Soaking Pit หรือ Steel Making โดยอาจติดตั้งเพียงตัวเดียวหรือติดตั้งคู่โดยต่อกัน (Twin Stack Type Recuperator)



รูปที่ 3.10 Stack Type Recuperator [27]

Steel Tube หรือ Cage Type Recuperator อาจติดตั้งที่ปล่องเตาหรือแยกออกจากเตาไว้ต่างหากดังแสดงในรูปที่ 3.11 โดยอากาศที่ต้องการทำให้ร้อนจะไหลอยู่ภายในท่อ ส่วนก๊าซร้อนจะไหลอยู่ภายใน Shell การออกแบบ Recuperator แบบนี้จะออกแบบให้การไหลของก๊าซร้อน และอากาศเป็นแบบไหลสวนทางกัน (Counter Flow)



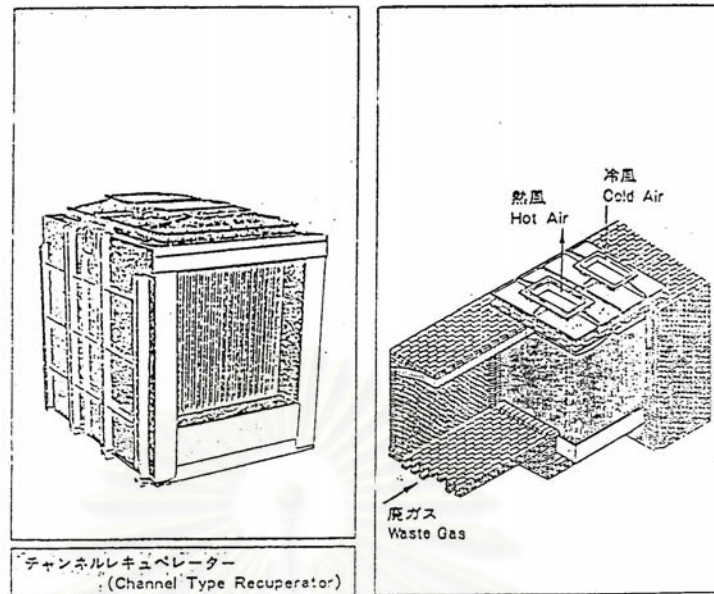
รูปที่ 3.11 Steel Tube หรือ Cage Type Recuperator [27]

## 2) Convection Type

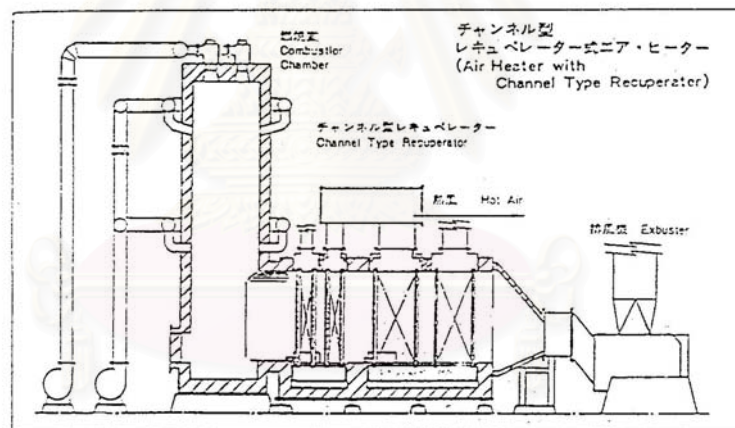
อุปกรณ์อุ่นอากาศประเภทนี้จะใช้ในกรณีที่อุณหภูมิของไอเสียต่ำกว่าช่วง  $900 - 1000^{\circ}\text{C}$  กลไกการถ่ายเทความร้อนจากก๊าซร้อนไปสู่ผิวถ่ายเทความร้อนของ Recuperator เป็นแบบการพาความร้อน สำหรับแบบที่นิยมใช้กับเตาเผาในอุตสาหกรรม ได้แก่ แบบ Channel Type และแบบ Flue Tube Type

Channel Type Recuperator หรือในอีกชื่อหนึ่ง คือ Multitube Type Recuperator มีรูปร่างดังแสดงในรูปที่ 3.12 และ 3.13 โดยทั่วไปจะออกแบบให้อากาศเย็นไหลในกลุ่มท่อที่วางขวางในแนวตั้งฉากกับทิศทางการไหลของก๊าซเสีย (Cross-Flow) และอาจมีการติดครีป เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ การออกแบบส่วนใหญ่จะออกแบบให้อากาศที่ต้องการทำให้ร้อนไหลในท่อ 2 กลีบ หรือมากกว่านั้น การติดตั้ง Recuperator แบบนี้อาจติดตั้งทางท่อด้านแยกต่างหากจากเตา หรืออาจติดตั้งที่ปล่องควันของเตาก็ได้

Flue Tube Type Recuperator มีรูปร่างโดยทั่วไปดังแสดงในรูปที่ 3.14 ลักษณะของ Recuperator แบบนี้คล้ายแบบ Cage Type แต่แตกต่างกันที่ออกแบบให้ก๊าซเสียไหลในท่อ ส่วนอากาศที่ต้องการทำให้ร้อนไหลใน Shell โดยการจัด Baffle เพื่อบังคับทิศทางการไหลไว้ใน Shell ให้เกิดการไหลตามแนวขวาง การติดตั้งอาจทำได้ทั้งที่ทางปล่องควันของเตา หรือบริเวณท่อด้านที่แยกต่างหาก

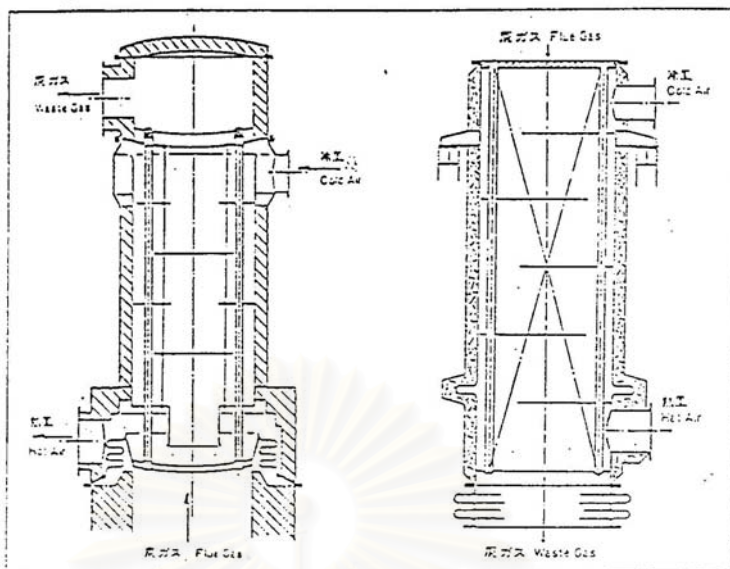


รูปที่ 3.12 Channel Type Recuperator แบบติดตั้งทางท่อดควัน [27]



รูปที่ 3.13 การติดตั้ง Channel Type Recuperator [27]

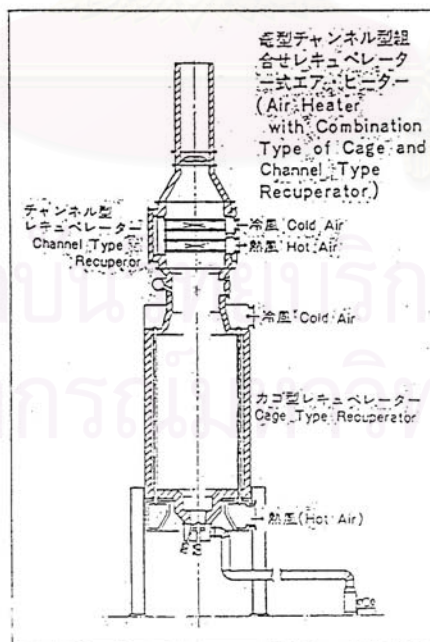
สภามหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3.14 Flue Tube Type Recuperator [27]

3) Combination Type

Combination Type คือการใช้ Recuperator ประเภท Radiation Type และ Convection Type ผสมกัน ดังแสดงในรูปที่ 3.15 ซึ่งจากรูปเป็นการติดตั้ง Recuperator แบบ Cage Type และแบบ Channel Type ร่วมกัน



รูปที่ 3.15 Air Heater แบบ Combination Type และ Channel Type Recuperator [27]

### 3.4.2 ประสิทธิภาพของการเก็บความร้อนทิ้งกลับคืนของ Recuperator

Recuperator แต่ละแบบมีข้อจำกัดในการใช้งานแตกต่างกันเนื่องจากข้อจำกัดทางด้านคุณสมบัติของวัสดุที่นำมาใช้ JETRO [23] และ OEC [27] ได้เปรียบเทียบประเภทของ Recuperator กับข้อจำกัดของอุณหภูมิของก๊าซเสียและอุณหภูมิของอากาศที่สามารถอุ่นให้ร้อนได้ดังแสดงในตารางที่ 3.4 นอกจากนี้ยังได้แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประเภทของ Recuperator กับอุณหภูมิของอากาศที่อุ่นให้ร้อนและประสิทธิภาพการเก็บความร้อนกลับคืนด้วย ดังแสดงในตารางที่ 3.5 และ 3.6

ตารางที่ 3.4 การเปรียบเทียบ Metallic Recuperator กับ Ceramic Recuperator [27]

ประเภทของอุปกรณ์อุ่นอากาศ	รูปแบบ	ขีดจำกัดของอุณหภูมิของก๊าซทิ้ง	อุณหภูมิของอากาศที่อุ่นร้อน	วัสดุ
Metallic Recuperator	- แบบติดตั้งทางท่อควัน Convection Type - Multitube Type - Flue Tube Type	ต่ำกว่า 1,000 °C	350-500 °C	เหล็กเหนียวหล่อที่ทนความร้อนสูง Stainless Steel
	- แบบติดตั้งทางปล่องไฟ - แบบแผ่รังสีความร้อน - แบบแผ่รังสี+พาความร้อน	1,000-1,300 °C		
Ceramic Recuperator	- Armu Type - Stein Type	1,300-1,400 °C	600-700 °C	Chamotte Brick. High-Alumina Brick

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 3.5 ประเภท Recuperator กับอุณหภูมิของอากาศที่อุ่นร้อน [27]

ประเภทเตาเผา		Soaking Pit ( °C )	Beating Furnace for Hot Rolling of Thick Plate ( °C )	Die Steel Wire Heating Furnace ( °C )	Heating Furnace อื่น ๆ ( °C )
ประเภท Recuperator					
Multitube Type	- Design	450-600	300-500	200-450	550-600
	- Actual	400-500	300-450	200-350	300-500
Flue tube Type	- Design	500	400	300-400	300-350
	- Actual	300-500	350	200-300	300
Radiation	- Design	400-600	400-450	400-600	400
	- Actual	400-500	350-400	350-500	400
Combined Type	- Design	500-550	-	450-500	-
	- Actual	450-500	-	300	-

ตารางที่ 3.6 ความสัมพันธ์ระหว่างประเภทของ Recuperator กับประสิทธิภาพการเก็บความร้อนกลับคืน [27]

ประเภทของ Recuperator	Soaking Pit ( % )	Heating Furnace for Hot Rolling of Thick Plate ( % )	Die Steel Wire Heating Furnace ( % )	Heating Furnace อื่น ๆ ( % )
Multitube Type	30	25-35	20-34	25-40
Flue Tube Type	24-34	25	28	22
Radiation Type	22-30	25	25	20
Combined Type	12-20	-	29	-

### การพิจารณาเลือกชนิดของอุปกรณ์อุ่นอากาศที่จะนำมาใช้งานกับเตาเผา

การพิจารณาเลือกชนิดของอุปกรณ์อุ่นอากาศที่จะนำมาใช้ให้เหมาะสมกับเตาเผานั้น ต้องทำการวัดอุณหภูมิที่ปล่องไอเสียของเตาเผา แล้วนำค่าอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่วัดได้มาพิจารณาเลือกชนิดอุปกรณ์อุ่นอากาศที่เหมาะสมในช่วงอุณหภูมินั้นดังแสดงในตารางที่ 3.7

ตารางที่ 3.7 การเปรียบเทียบช่วงอุณหภูมิที่ใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ [27]

Type	Temperature
Heat Accumulation Type ( Medium Temp.)	230-600 °C
Heat Pipe Type (Medium or Low Temp.)	ต่ำกว่า 230 °C
Recuperator (Medium or High Temp.)	สูงกว่า 600 °C

จากตารางที่ 3.7 เป็นการเปรียบเทียบช่วงอุณหภูมิของการใช้งาน พบว่าอุปกรณ์อุณหอากาศชนิด Recuperator มีความเหมาะสมที่จะนำมาศึกษาเพราะช่วงอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่บริเวณปล่องไอเสียที่พิจารณามีค่าเฉลี่ยประมาณ 650 °C และเมื่อศึกษาเพิ่มเติมพบว่าอุปกรณ์อุณหอากาศชนิด Recuperator ยังสามารถแบ่งตามชนิดของวัสดุที่ใช้สร้างได้ 2 ประเภท ได้แก่ Metallic Type และ Ceramic Type ซึ่ง Recuperator ทั้ง 2 แบบมีข้อจำกัดในการใช้งานแตกต่างกันเนื่องจากขีดจำกัดทางด้านคุณสมบัติของวัสดุที่นำมาใช้ (ตารางที่ 3.4) ซึ่งจะเห็นได้ว่า Recuperator ชนิด Metallic Recuperator เป็นทางเลือกที่ดีกว่า เนื่องจากเหมาะสมกับช่วงอุณหภูมิใช้งานและหาวัสดุที่ใช้สร้างได้ง่าย รวมทั้งมีราคาถูกลงกว่าแบบ Ceramic Type อีกด้วย

### Metallic Recuperator

Metallic Recuperator สามารถแบ่งประเภทตามวิธีการถ่ายเทความร้อน ชนิดของวัสดุที่ใช้ทำผิวถ่ายเทความร้อน ลักษณะการติดตั้ง ลักษณะโครงสร้างหรือรูปร่างของ Recuperator และทิศทางการไหล ดังแสดงในตารางที่ 3.8

ตารางที่ 3.8 ข้อมูลเปรียบเทียบของ Metallic Recuperator แบบต่างๆ [27]

ข้อมูลเปรียบเทียบ	Radiation Type	Convection Type	Combination Type
อุณหภูมิของไอเสีย	สูงกว่า 1,000 °C	ต่ำกว่า 900 °C	-
ลักษณะการถ่ายเทความร้อน	การแผ่รังสี	การพาความร้อน	-
การติดตั้ง	ที่ปล่องเตา	ท่อคว้นแยกต่างหาก	ปล่องเตา
ทิศทางการไหล	ไหลตามหรือไหลสวนทางกัน	ไหลตามแนวขวาง	สวนทางกันและตั้งฉากกัน
ลักษณะโครงสร้าง	ท่อซ้อนกันตามแนวดิ่ง	กลุ่มท่อขวางกับทิศทางการไหล	รวมกันทั้งสองแบบ

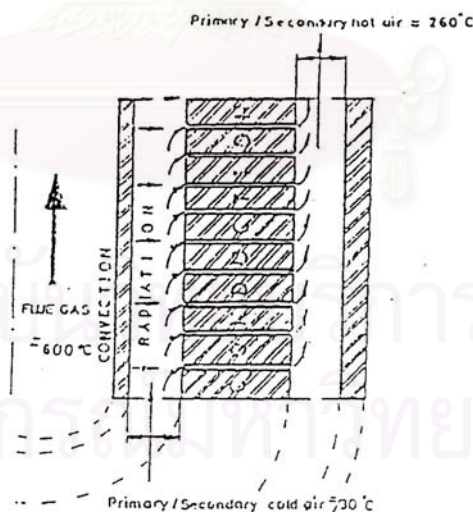


จากตารางที่ 3.8 สามารถเลือกชนิดของ Metallic Recuperator ที่เหมาะสม ได้แก่ Multitube Type Recuperator และ Flue Tube Type Recuperator โดยพิจารณาเลือกตามตารางที่ 3.9

ตารางที่ 3.9 ช่วงอุณหภูมิของอากาศที่อุ่นร้อนและประสิทธิภาพของการเก็บความร้อนกลับคืน [23]

ข้อมูลเปรียบเทียบ	Multitube Type Recuperator	Flue Tube Type Recuperator
ช่วงอุณหภูมิของอากาศที่อุ่นร้อน	300 - 500 °C	300 °C
ประสิทธิภาพของการเก็บความร้อนกลับคืน	25 - 40 %	22%

จากข้อมูลที่ได้ทำการศึกษาเพิ่มเติม ชนิดของ Recuperator ที่ใช้กับเตาเผาในอุตสาหกรรมประเภทเซรามิก ได้แก่ Radial Type Recuperator ซึ่งมีลักษณะโครงสร้างประกอบด้วยท่อถ่ายเทความร้อนซ้อนกันอยู่ 3 ชั้น [27] ดังรูปที่ 3.16 โดยท่อชั้นกลางจะเจาะรูขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 มิลลิเมตร และ 2 มิลลิเมตร มีระยะห่าง 0.5 เซนติเมตร

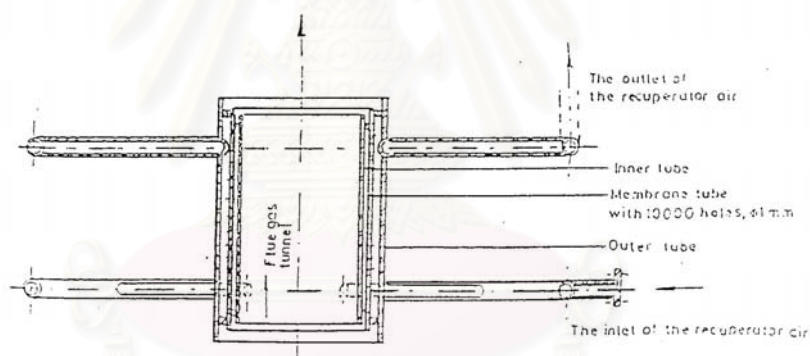


รูปที่ 3.16 กลไกการถ่ายเทความร้อนภายใน Recuperator [28]

การถ่ายเทความร้อนจะเกิดขึ้นตามลำดับดังนี้

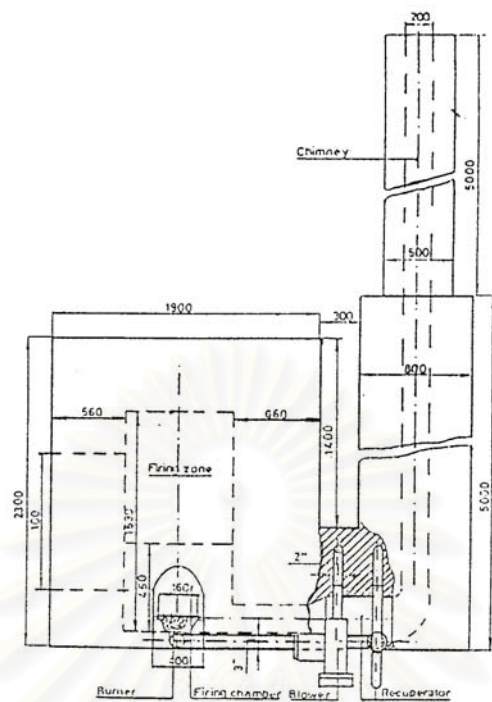
- Convection เป็นการถ่ายเทความร้อนจาก Flue Gas มายังผนังท่อด้านในแล้วเกิดการนำความร้อนมาสู่ผิวด้านนอกของท่อใน
- Radiation ส่งผ่านความร้อนระหว่างช่องว่างของท่อชั้นในและท่อชั้นกลาง
- Conduction อากาศเย็นที่ป้อนเข้ามาเพื่อทำการแลกเปลี่ยนความร้อนได้รับความร้อนไหลผ่านท่อชั้นกลางทางรูพูนที่เจาะผ่านท่อกลางเอาไว้ โดยการนำความร้อนไปสู่ภายในท่อชั้นนอกสุดเพื่อส่งผ่านเข้าเตาเผา

ลักษณะโครงสร้างและการติดตั้งของอุปกรณ์ประเภทนี้ แสดงในรูปที่ 3.17 (a) – (c)

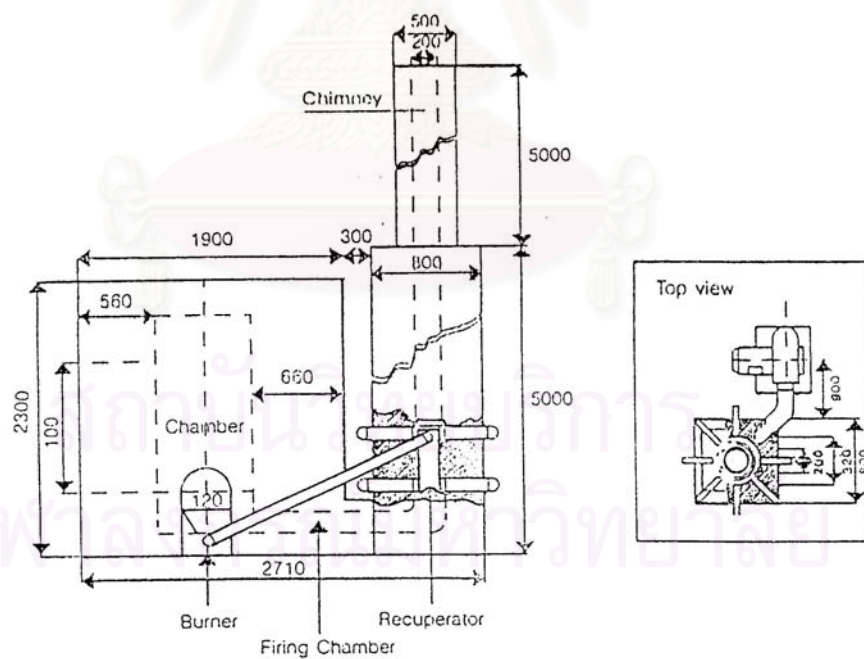


รูปที่ 3.17 (a) Radial Type Recuperator [28]

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3.17 (b) ภายในแนวขวางของ Recuperator ที่เตาเผา [28]



รูปที่ 3.17 (c) ภายในแนวตั้งและภาพด้านบนของ Recuperator [28]

จากการศึกษาข้อมูลทางด้านการก่อสร้างและการติดตั้งของ Recuperator ชนิดนี้เมื่อเทียบกับชนิด Multitube Type Recuperator สามารถสรุปได้ตามตารางที่ 3.10 ดังนี้

ตารางที่ 3.10 การเปรียบเทียบ Recuperator ระหว่างชนิด Multitube Type กับชนิด Radial Type [28]

ข้อมูลเปรียบเทียบ	Multitube Type Recuperator	Radial Type Recuperator
การก่อสร้าง	ง่ายไม่สลับซับซ้อน	ยุ่งยากโดยเฉพาะ Membrane Tube
การติดตั้งเข้ากับเตา	สะดวก	ลำบาก
ราคาของเครื่อง	ถูกกว่า	สูงกว่า
การบำรุงรักษา	ทำได้ง่ายสะดวก	ระหว่างชั้นท่อทำได้ยาก

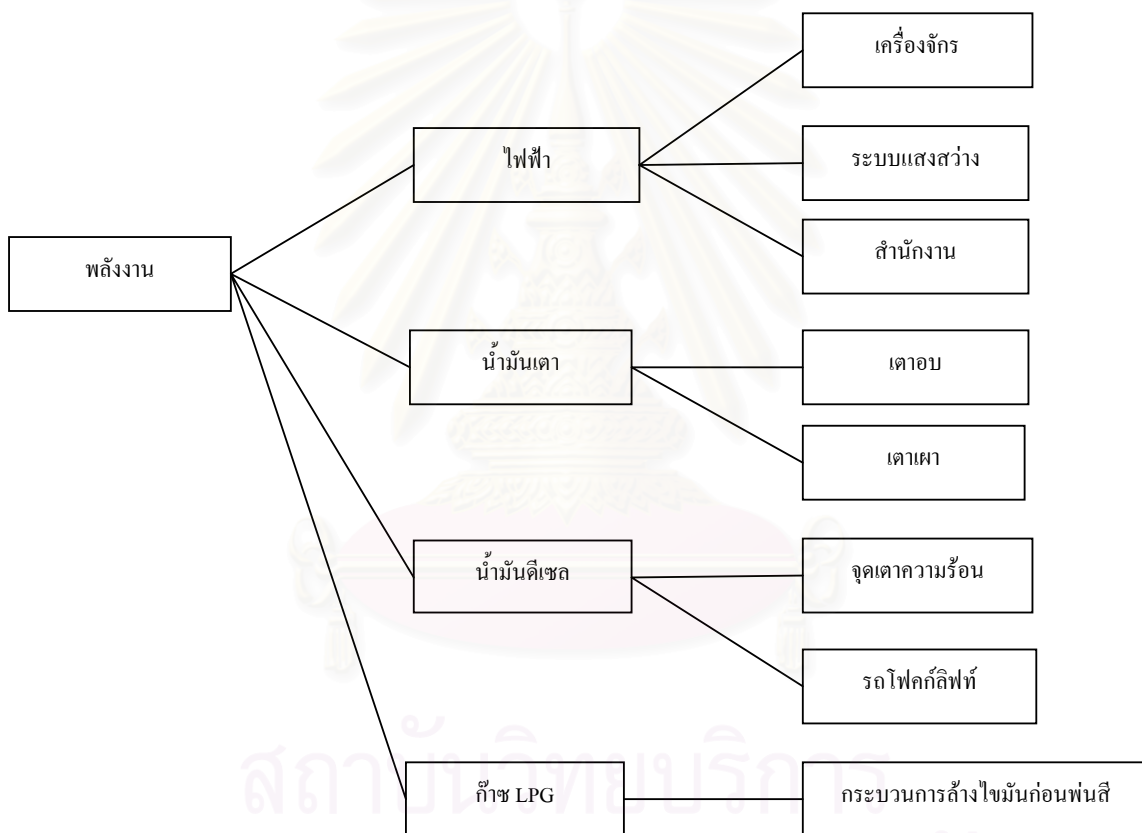
จากข้อมูลที่นำมาเปรียบเทียบในตารางที่ 3.7-3.10 สรุปได้ว่า Recuperator ที่เหมาะสมในการนำมาใช้ก่อนอากาศก่อนเข้าเตาเผาในงานวิจัยนี้ ได้แก่ ชนิด Multitube Type Recuperator ซึ่งสามารถสร้างได้ง่ายและไม่ซับซ้อน มีราคาถูกกว่า อีกทั้งยังสะดวกต่อการบำรุงรักษาด้วย

## บทที่ 4

### ข้อมูลเบื้องต้นของเตาเผา

#### 4.1 การใช้พลังงานภายในโรงงาน

โรงงานมีการใช้พลังงานในกระบวนการผลิตแบ่งออกเป็น 4 ประเภทใหญ่ๆ คือ พลังงานไฟฟ้า น้ำมันเตา น้ำมันดีเซล และก๊าซแอลพีจี ซึ่งมีการใช้ในส่วนต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 4.1

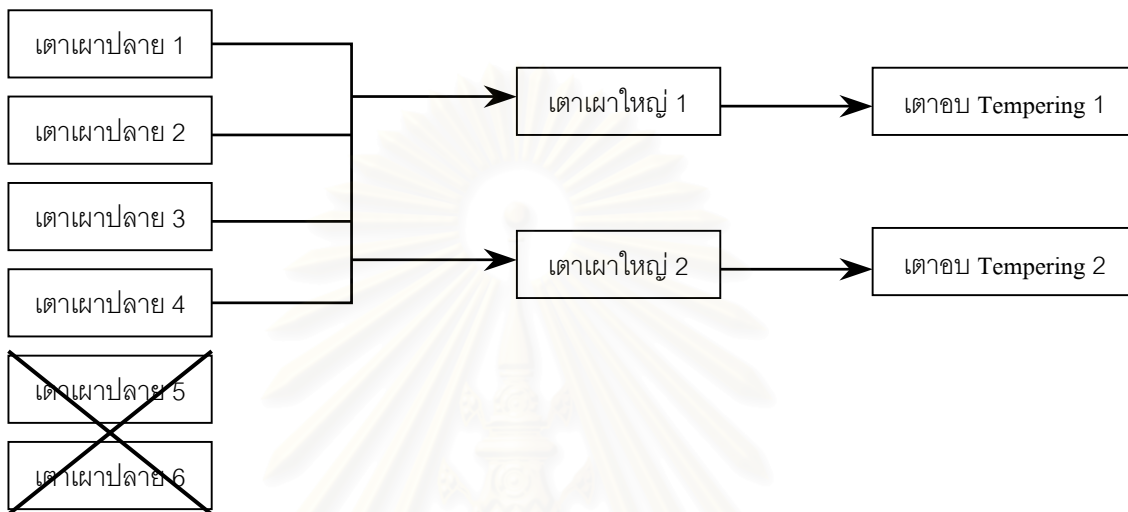


รูปที่ 4.1 แผนภาพการใช้พลังงานของโรงงาน

#### 4.2 การประเมินเตาเผา

1. การเก็บรวบรวมข้อมูลของเตาเผาเตาเผาในกระบวนการผลิตสปริงแผ่น แต่ละตัวประกอบด้วยอิฐทนไฟ มีหัวเผาเป็นชนิด Proportional Burner และแต่ละเตามีช่องเปิด เพื่อให้ผลิตภัณฑ์เข้าและออกจากเตาเผา ในส่วนของการผลิตสปริงแผ่นนั้น เริ่มต้นจะใช้เตาเผาปลายเพื่อทำการขึ้นรูปปลายของชิ้นงาน

เช่น การม้วนหุ ดัดปลาย เป็นต้น โดยเตาเผาปลายที่ใช้อยู่ในปัจจุบันมี 4 เตาจาก 6 เตา จากนั้นนำชิ้นงานทั้งชิ้นมาเข้าเตาเผาใหญ่ทั้ง 2 เตา เพื่อทำการดัดโค้งให้ได้ตามมาตรฐานของงานแต่ละรุ่น เมื่อผ่านขั้นตอนเผาจากเตาเผาใหญ่ ก็จะเข้าสู่การอบ Tempering ซึ่งมีเตาอบอยู่ 2 เตาเช่นกัน แผนผังของเตาเผาในกระบวนการผลิตสปริงแผ่นนี้ แสดงไว้ในรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 แผนผังเตาเผาในกระบวนการผลิตสปริงแผ่น

ในการวิจัยนี้จะศึกษาเตาเผาใหญ่ 1 เนื่องจากเป็นเตาที่มีขนาดใหญ่และใช้น้ำมันเตาในปริมาณที่มากกว่าเตาชนิดอื่นๆ ซึ่งจะศึกษาลักษณะการทำงาน การใช้พลังงานของเตาเผา และการนำความร้อนสูญเสียกลับมาใช้ใหม่ เพื่อหาวิธีประหยัดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงสำหรับเป็นแนวทางในการปรับปรุงประสิทธิภาพของเตาเผาและนำไปประยุกต์ใช้กับเตาอื่นๆ เพื่อลดการใช้พลังงานของโรงงาน

## 2. การตรวจวัดข้อมูล

ทำการตรวจวัดสภาพเตาเผา โดยค่าที่ต้องทำการวัด ได้แก่

- 1.1 อุณหภูมิและองค์ประกอบก๊าซไอเสีย เช่น ปริมาณออกซิเจน คาร์บอนไดออกไซด์ และ คาร์บอนมอนอกไซด์ เป็นต้น
- 1.2 อุณหภูมิภายในเตา และอุณหภูมิที่ผิวรอบเตาเผา
- 1.3 ปริมาณการใช้น้ำมันเตา
- 1.4 อุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ก่อนเข้าและออกจากเตาเผา

### 3. สมดุลมวลและสมดุลพลังงาน

จากการตรวจวัดข้อมูลต่างๆ สามารถนำไปคำนวณสมดุลมวลและสมดุลพลังงาน เพื่อให้ทราบสภาพของเตาเผาและปริมาณความร้อนสูญเสียต่างๆ เพื่อนำไปวิเคราะห์และปรับปรุงให้เตาเผาทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น

### 4.3 ลักษณะการทำงานของเตาเผา

เตาเผาใหญ่เป็นเตาเปิด ซึ่งโครงสร้างของเตาก่อด้วยอิฐทนไฟ มีช่องเปิดเพื่อเป็นทางเข้าออกของผลิตภัณฑ์ที่จะทำการเผาในเตาเผา (รูปที่ 4.3) โดยหัวเผาเป็นชนิด Proportional Burner ก่อนที่เตาเผาจะเริ่มทำงาน ต้องมีการตรวจสอบอุปกรณ์ของระบบต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับการทำงานของเตาเผาให้อยู่ในสภาพที่พร้อมใช้งาน โดยอุปกรณ์ต่างๆของเตาเผาแสดงไว้ในรูปที่ 4.4 – 4.9 จากนั้นจะทำการเริ่มเปิดเตาใช้งาน โดยมีขั้นตอนการทำงานดังนี้

1. เปิดสวิทช์ให้ Temperature Controller และชุด Control Valve ทำงานตามอุณหภูมิที่ตั้งไว้
2. เปิดสวิทช์ Blower เพื่อเป่าอากาศที่จะเข้าทำการเผาไหม้ไปสู่ Burner โดย Blower ที่ใช้คือ Taiho Turbo – Blower Type WTB-8 Capacity 36 m<sup>3</sup>/min, Pressure 700 mmAq.
3. เปิดสวิทช์ของ Heater เพื่อใช้ในการอุ่นน้ำมันเชื้อเพลิงก่อนเข้าทำการเผาไหม้ภายในเตาเผาใหญ่ โดย Heater ที่ใช้เป็น Heater ขนาด 3000 W 380 V
4. ทำการจุดไฟให้กับ Nozzle Spray ของ Burner โดยการจุดไฟนั้นจะใช้น้ำมันดีเซลในการจุดไฟให้มีอุณหภูมิสูงก่อนเป็นเวลา 2 ชั่วโมง จากนั้นเมื่ออุณหภูมิใกล้เคียงกับอุณหภูมิใช้งานแล้ว ก็จะใช้น้ำมันเตาเป็นเชื้อเพลิง ในการให้พลังงานความร้อน โดยน้ำมันเตาจะต้องมีการอุ่นด้วย Heater ให้มีอุณหภูมิประมาณ 100 °C ก่อนเข้าทำการสันดาป
5. เปิดสวิทช์ Automatic Start และวางผลิตภัณฑ์ลงบนแท่นรองรับเพื่อเคลื่อนเข้าสู่เตาเผา เมื่อถึงช่วงเวลาที่กำหนดไว้ Walking Beam จะทำงาน โดยการเคลื่อนที่ของกระบอบกสูบ Hydraulic 2 ตัว เคลื่อนที่สลับกันเพื่อนำเหล็กเคลื่อนที่เข้าสู่เตาเผาเพื่อทำการเผา



รูปที่ 4.3 รูปแสดงชิ้นงานที่เข้าทำการเผาในเตาเผา



รูปที่ 4.4 Blower ที่เป่าอากาศเข้าสู่เตาเผา



รูปที่ 4.5 Heater ที่ใช้ในการอุ่นน้ำมันเตาก่อนเข้าเผาไหม้





รูปที่ 4.6 ปล่องไอเสียของเตาเผา



รูปที่ 4.7 ด้านข้างของเตาเผา



รูปที่ 4.8 เตาเผา ก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ

## 4.4 การหาประสิทธิภาพของเตาเผา

### 1 สมดุลมวล

มวลที่เข้าสู่เตาเผา = มวลที่ออกจากเตาเผา

$$m_f + m_a + m_{p,i} = m_{fg} + m_{p,o} + m_{loss}$$



#### 1.1 มวลของเชื้อเพลิงที่เข้าสู่เตาเผา, $m_f$

จากผลการทดลอง ปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงที่ใช้ 255.8 ลิตร ในช่วงเวลา 180 นาที

อัตราการไหลของน้ำมัน,  $m_f = \frac{\text{ปริมาณการใช้น้ำมันเตา (L)}}{\text{เวลาที่ใช้ (S)}}$

ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง,  $D_f = 0.93 \frac{\text{kg}}{\text{L}}$

$\therefore$  อัตราการไหลของเชื้อเพลิง,  $m_f = 0.022 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

#### 1.2 อัตราการเข้าเตาของผลิตภัณฑ์, $m_{p,i}$

เนื่องจากการศึกษาจะพิจารณาให้เตาเผาอยู่ในสภาวะคงตัว (Steady State) จึงไม่มีผลิตภัณฑ์สะสมในเตาเผา

ผลิตภัณฑ์ที่เข้าสู่เตาเผา = ผลิตภัณฑ์ที่ออกจากเตาเผา

$$m_{p,i} = m_{p,o}$$

อัตราการไหลของผลิตภัณฑ์,  $M_p = \frac{\text{มวลของผลิตภัณฑ์ที่เข้า (ออก) เตาเผา(kg)}}{\text{เวลาที่ใช้ในการเผา (S)}}$

จากการทดลองในช่วงเวลา 180 นาที พบว่าปริมาณเหล็กที่เข้าเตาเผาทั้งหมด 3425.86 kg

$\therefore$  อัตราการไหลของผลิตภัณฑ์,  $m_p = 0.3172 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

1.3 อัตราการไหลของก๊าซไอเสีย,  $m_{fg}$ 

$$m_{fg} = FH \times D_f \times G \times D_a$$

$$FH = 85.27 \frac{\text{L}}{\text{hr}} \quad D_f = 0.93 \frac{\text{kg}}{\text{L}} \quad \text{และ} \quad D_a = 1.293 \frac{\text{kg}}{\text{Nm}^3}$$

1.3.1 ปริมาณอากาศเชิงทฤษฎี,  $B_o$ 

$$B_o = 2 + \left[ \frac{0.85 \times NHV \times 10^3}{1000 \times 4.187 \times D_f} \right]$$

$$\therefore \text{ปริมาณอากาศเชิงทฤษฎี, } B_o = 10.68 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}}$$

1.3.2 ปริมาณก๊าซเสียเชิงทฤษฎี,  $G_o$ 

$$G_o = 1.11 \times \left[ \frac{NHV \times 10^3}{1000 \times 4.187 \times D_f} \right]$$

$$\therefore \text{ปริมาณก๊าซเสียเชิงทฤษฎี, } G_o = 11.323 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}}$$

1.3.3 อัตราส่วนอากาศ,  $m$ 

$$m = \frac{21}{21 - O_2}$$

$$\therefore \text{อัตราส่วนอากาศ, } m = 1.49$$

1.3.4 ปริมาณอากาศเข้าเผาไหม้,  $B$ 

$$B = B_o m$$

$$\therefore \text{ปริมาณอากาศเข้าเผาไหม้, } B = 15.913 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}}$$

1.3.5 ปริมาณก๊าซเสียจริง,  $G$ 

$$G = G_o + B_o(m - 1)$$

$$\therefore \text{ปริมาณก๊าซเสียจริง, } G = 16.56 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}}$$

$$\therefore \text{อัตราการไหลของก๊าซไอเสีย, } m_{fg} = 0.472 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

1.4 อัตราการไหลของอากาศ,  $m_a$ 

ความแตกต่างระหว่างความดันภายในเตาและภายนอกเตามีค่าน้อยมาก ทำให้มีมวลที่เพิ่มเข้ามาในเตา และมวลที่สูญเสียออกสู่ภายนอกเตามีค่าน้อยมาก ดังนั้น  $m_{loss} \approx 0$  แทนค่าในสมการสมดุลมวล จะได้

$$0.022 + m_a + 0.3172 = 0.472 + 0.3172 + 0$$

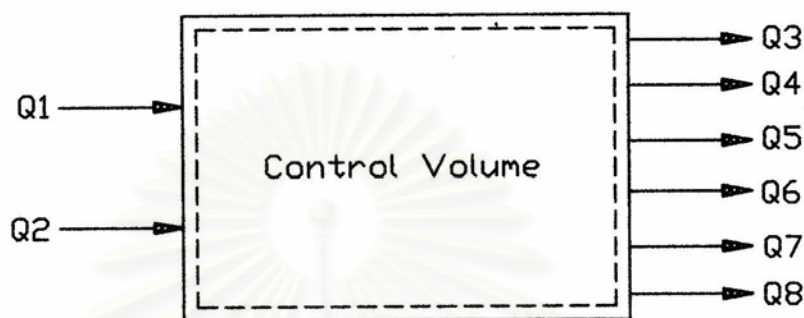
$$m_a = 0.450$$

$$\therefore \text{อัตราการไหลของอากาศ, } m_a = 0.450 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

## 2. สมดุลพลังงาน

พลังงานที่เข้าสู่เตาเผา = พลังงานที่ออกจากเตาเผา

$$Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8$$



### 2.1 พลังงานความร้อนของเชื้อเพลิง, $Q_1$

$$Q_1 = FH \times NHV$$

$$FH = 85.27 \frac{\text{L}}{\text{hr}} \text{ และ } NHV = 39.77 \frac{\text{MJ}}{\text{L}}$$

$$\therefore \text{ความร้อนของเชื้อเพลิง, } Q_1 = 3391.19 \frac{\text{MJ}}{\text{hr}}$$

### 2.2 ความร้อนสัมผัสของเชื้อเพลิง, $Q_2$

$$Q_2 = \frac{FH \times D_f \times C_{p,f} \times (T_f - T_r)}{1000}$$

$$C_{p,f} = 1.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \quad T_f = 100 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ และ } T_r = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\therefore \text{ความร้อนสัมผัสจากเชื้อเพลิง, } Q_2 = 9.99 \frac{\text{MJ}}{\text{hr}}$$

### 2.3 ความร้อนสูญเสียในก๊าซไอเสีย, $Q_3$

$$Q_3 = \frac{FH \times D_f \times G \times 0.33 \times 4.187 \times (T_g - T_r)}{1000}$$

แทนค่าต่างๆลงในสมการความร้อนสูญเสียในก๊าซไอเสีย จะได้

$$\therefore \text{ความร้อนสูญเสียในก๊าซไอเสีย, } Q_3 = 1153.66 \frac{\text{MJ}}{\text{hr}}$$

#### 2.4 ความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์, $Q_4$

$$Q_4 = FH \times D_f \times G \times \frac{CO}{10^6} \times 13.76$$

จากการทดลองวัดค่าองค์ประกอบของก๊าซไอเสียบริเวณปล่องไอเสียได้ค่า  $CO = 42$  ppm

$$\therefore \text{ความร้อนสูญเสียจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์, } Q_4 = 0.76 \frac{\text{MJ}}{\text{hr}}$$

#### 2.5 ความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตา, $Q_5$

$$Q_5 = \frac{\sum_{i=1}^N \left[ 2.2(T_c - T_{amb})^{5/4} + 4.88\epsilon \left[ \left( \frac{T_c + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{amb} + 273}{100} \right)^4 \right] \right]}{1000} \times A_i \times 4.186$$

ผนังเตาด้านบน :

$$T_{wt} = 154.7 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ และ } A_{wt} = 18 \text{ m}^2$$

$$\therefore \text{ความร้อนสูญเสียที่ผนังเตาด้านบน, } Q_{5,wt} = 110.52 \frac{\text{MJ}}{\text{hr}}$$

ผนังเตาด้านขวา :

$$T_{wr} = 94.6 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ และ } A_{wr} = 12 \text{ m}^2$$

$$\therefore \text{ความร้อนสูญเสียที่ผนังเตาด้านขวา, } Q_{5,wr} = 31.084 \frac{\text{MJ}}{\text{hr}}$$

ผนังเตาด้านซ้าย :

$$T_{wl} = 98.1 \text{ และ } A_{wl} = 12 \text{ m}^2$$

$$\therefore \text{ความร้อนสูญเสียที่ผนังเตาด้านซ้าย, } Q_{5,wl} = 33.24 \frac{\text{MJ}}{\text{hr}}$$

ผนังเตาด้านหน้า :

$$T_{wf} = 163.3 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ และ } A_{wf} = 6 \text{ m}^2$$

$$\therefore \text{ความร้อนสูญเสียที่ผนังเตาด้านหน้า, } Q_{5,wf} = 40.364 \frac{\text{MJ}}{\text{hr}}$$

ผนังเตาด้านหลัง :

$$T_{wb} = 160.4 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ และ } A_{wb} = 6 \text{ m}^2$$

$$\therefore \text{ความร้อนสูญเสียที่ผนังเตาด้านหลัง, } Q_{5,wb} = 39.159 \frac{\text{MJ}}{\text{hr}}$$

แทนค่าความร้อนสูญเสียที่ผนังเตาเผาในด้านต่างๆลงในสมการความร้อนสูญเสียผ่านผนัง

$$Q_5 = Q_{5,wt} + Q_{5,wr} + Q_{5,wl} + Q_{5,wf} + Q_{5,wb}$$

$$\therefore \text{ความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตาเผา, } Q_5 = 254.367 \frac{\text{MJ}}{\text{hr}}$$

2.6 ความร้อนที่เพิ่มขึ้นในผลิตภัณฑ์,  $Q_6$

$$Q_6 = m_{p,o} c_{p,fe} (T_{p,o} - T_{p,i})$$

$$m_{p,o} = 0.3172 \frac{\text{kg}}{\text{s}}, \quad c_{p,fe} = 0.695 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$T_{p,o} = 950 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ และ } T_{p,i} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\therefore \text{ ความร้อนที่เพิ่มขึ้นในผลิตภัณฑ์, } Q_6 = 730.14 \frac{\text{MJ}}{\text{hr}}$$

2.7 ความร้อนสูญเสียอื่นๆที่ไม่สามารถวัดค่าได้,  $Q_7$

$$Q_7 = Q_1 + Q_2 - Q_3 - Q_4 - Q_5 - Q_6$$

แทนค่า

$$Q_7 = 3391.19 + 9.99 - 1153.66 - 0.76 - 254.37 - 730.14$$

$$= 1262.25$$

$$\therefore \text{ ความร้อนสูญเสียอื่นๆที่ไม่สามารถวัดค่าได้, } Q_7 = 1262.25 \frac{\text{MJ}}{\text{hr}}$$

3. การคำนวณหาค่าเปอร์เซ็นต์การใช้พลังงานของเตาเผา

3.1 พลังงานความร้อนของเชื้อเพลิง,  $E_1$

$$E_1 = \frac{Q_1}{Q_{in}} \times 100 \%$$

$$= 99.71 \%$$

3.2 ความร้อนสัมผัสของเชื้อเพลิง,  $E_2$

$$E_2 = \frac{Q_2}{Q_{in}} \times 100 \%$$

$$= 0.29 \%$$

3.3 ความร้อนสูญเสียในก๊าซไอเสีย,  $E_3$

$$E_3 = \frac{Q_3}{Q_{in}} \times 100 \%$$

$$= 33.92 \%$$

3.4 ความร้อนสูญเสียเนื่องจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์,  $E_4$

$$E_4 = \frac{Q_4}{Q_{in}} \times 100 \%$$

$$= 0.02 \%$$

3.5 ความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตา,  $E_5$ 

$$E_5 = \frac{Q_5}{Q_{in}} \times 100 \% \\ = 7.48 \%$$

3.6 ความร้อนที่เพิ่มขึ้นภายในผลิตภัณฑ์,  $E_6$ 

$$E_6 = \frac{Q_6}{Q_{in}} \times 100 \% \\ = 21.47 \%$$

3.7 ความร้อนสูญเสียตามช่องเปิดและความร้อนสูญเสียอื่นๆ,  $E_7$ 

$$E_7 = \frac{Q_7}{Q_{in}} \times 100 \% \\ = 37.11 \%$$

4. ประสิทธิภาพข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ของเตาเผา,  $\eta$ 

$$N = \frac{\text{ความร้อนที่นำไปใช้ประโยชน์}}{\text{ความร้อนที่เข้าสู่เตาเผา}}$$

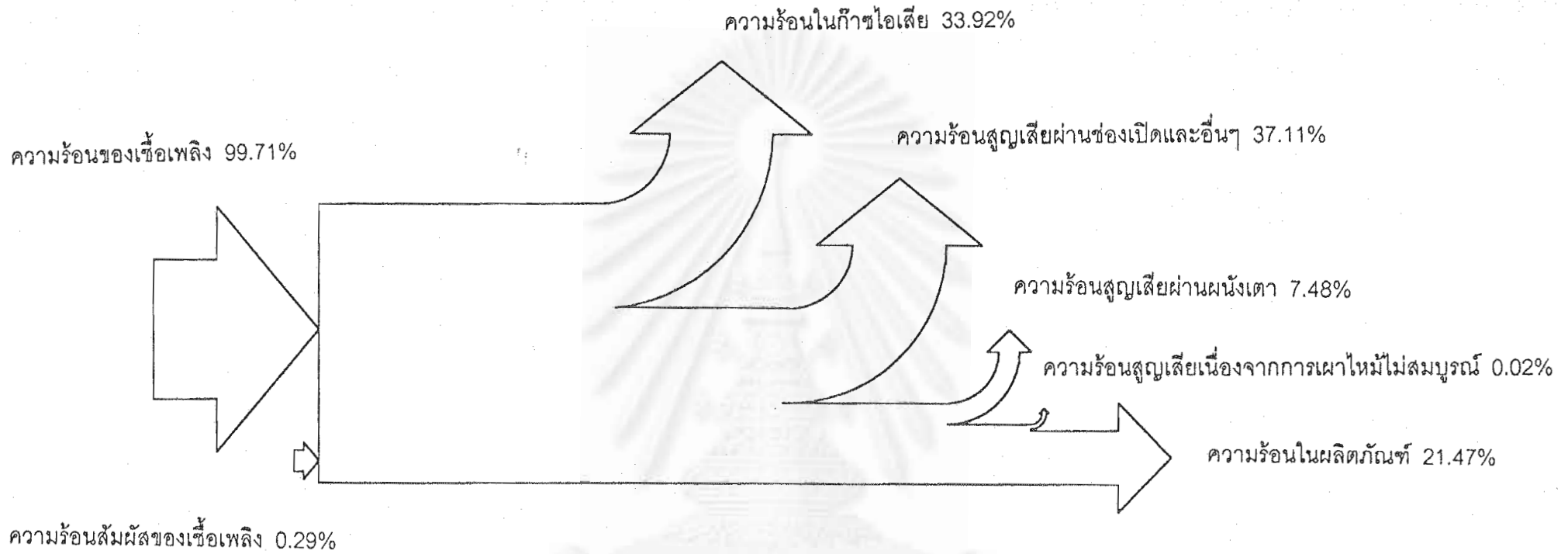
$\therefore$  ประสิทธิภาพข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ของเตาเผา,  $\eta = 21.47 \%$

5. ประสิทธิภาพข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ของเตาเผา,  $\eta_2$ 

$$N_2 = \frac{\text{Availability ที่เข้าสู่ผลิตภัณฑ์}}{\text{Availability ที่เข้าสู่เตาเผา}}$$

$\therefore$  ประสิทธิภาพข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์ของเตาเผา,  $\eta_2 = 19.08 \%$

ค่าต่างๆที่ได้จากการการคำนวณหาประสิทธิภาพของเตาเผาแสดงไว้ในภาคผนวก ก และเปอร์เซ็นต์ความร้อนสูญเสียของเตาเผาแสดงไว้ในรูปที่ 4.9



รูปที่ 4.9 Sankey diagram แสดงสมดุลพลังงานความร้อนของเตาเผา



## บทที่ 5

### การออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศ

#### 5.1 ขั้นตอนการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศ

ขั้นตอนการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศในการศึกษานี้ มีขั้นตอนดังต่อไปนี้

##### 5.1.1 การกำหนดคุณสมบัติของของไหล

จากข้อมูลที่ได้ทำการจดบันทึก และการทำการทดลองวัดค่าของเตาเผาขณะทำงาน จะได้ข้อมูลเบื้องต้นที่นำมาใช้ในการคำนวณสมดุลมวลและสมดุลพลังงานของเตาเผา ซึ่งจะสามารถนำไปใช้ในการคำนวณออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ คือ

- 1) อัตราการไหล และ อุณหภูมิของอากาศที่เข้าสู่เตาเผา
- 2) อัตราการไหล และ อุณหภูมิของก๊าซทิ้ง (Flue Gas) ที่ออกจากเตาเผา

ข้อมูลนี้เป็นข้อมูลที่น่าไปใช้ในการคำนวณหาขนาดของอุปกรณ์อุ่นอากาศ (Recuperator) โดยอาศัยทฤษฎีการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจะต้องทราบค่าคุณสมบัติต่างๆ ของของไหล เช่น ความหนาแน่น ค่าความร้อนจำเพาะ ค่าการนำความร้อน และ ความหนืดของของไหล เป็นต้นด้วย แต่เนื่องจากค่าคุณสมบัติต่างๆ ของของไหลที่ใช้ในการคำนวณจะใช้ค่าเฉลี่ยของคุณสมบัติของของไหลที่บริเวณทางเข้าและทางออกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นจึงจำเป็นต้องทราบค่าอุณหภูมิของอากาศและก๊าซทิ้งที่บริเวณทางเข้าและทางออกนั้นก่อน ซึ่งเราสามารถหาค่าเหล่านี้ได้โดยสมมติค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Effectiveness) ขึ้น เพื่อใช้ในการหาอุณหภูมิของอากาศที่ออกจากอุปกรณ์ ( $T_{a,o}$ ) จากความสัมพันธ์ของค่า Effectiveness ( $\varepsilon$ ) ดังต่อไปนี้

$$\varepsilon = \frac{C_{p,a} (T_{a,o} - T_{a,i})}{C_{\min} (T_{f,i} - T_{a,i})} \quad (5.1)$$

โดยที่  $T_{f,i}$  = อุณหภูมิของเชื้อเพลิงที่ทางเข้า

$T_{a,i}$  = อุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้า

$T_{a,o}$  = อุณหภูมิของอากาศที่ทางออก

จากสมการ (5.1) เมื่อสมมติค่า Effectiveness ( $\varepsilon$ ) ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการออกแบบ ก็จะสามารถหาค่าอุณหภูมิของอากาศที่ออกจากอุปกรณ์นั้นได้ จากนั้นจึงหาค่า Heat Capacity Ratio ( $C_r$ ) เพื่อนำไปใช้คำนวณค่า Number of Transfer Unit ( $NTU$ ) ต่อไป

Heat Capacity Ratio, ( $C_r$ )

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (5.2)$$

$$\text{โดยที่ } C_{p,a} = m_a c_{p,a}$$

$$C_{p,fg} = m_{fg} c_{p,fg}$$

$$C_{\min} = \text{ค่าที่น้อยกว่าเปรียบเทียบระหว่าง } C_{p,a} \text{ กับ } C_{p,fg}$$

### 5.1.2 กำหนดอัตราการถ่ายเทความร้อน

เมื่อทราบอัตราการไหล ความร้อนจำเพาะ และอุณหภูมิที่บริเวณทางเข้าและทางออกของก๊าซไอเสีย (Flue Gas) ก็สามารถคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นได้ จากนั้น กำหนดทิศทางการไหลของอากาศและก๊าซไอเสีย จำนวนเที่ยวการไหล แล้วจึงทำการคำนวณหาค่า Number of Transfer Unit ( $NTU$ ) โดยใช้ความสัมพันธ์ของค่า  $NTU$ ,  $C_r$  และ  $\varepsilon$  ในแต่ละชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและลักษณะการไหลของของไหลดังตารางที่ 5.1

ตารางที่ 5.1 ความสัมพันธ์ของค่า  $NTU$  ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน [29]

FLOW ARRANGEMENT	RELATION
<b>Concentric tube</b>	
Parallel flow	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$
Counterflow	$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right)$
<b>Cross flow (single pass)</b>	
$C_{max}$ (mixed), $C_{min}$ (unmixed)	$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$
$C_{max}$ (unmixed), $C_{min}$ (mixed)	$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1]$
<b>Cross flow (Two pass)</b>	
C r o s s p a r a l l e l f l o w	
$\varepsilon = 1 - \frac{1}{2} \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) + v^2 \left[ 1 + \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) \right] \right\}$	
<b>Cross-counter flow</b>	
$\varepsilon = 1 - \frac{2}{\left\{ 1 - \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) + \left[ 1 + \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) \right] / v^2 \right\}}$	
$v^2 = \exp\left(-\frac{1 - \exp(-C_r \times NTU/2)}{C_r}\right)$	
All exchangers ( $C_r = 0$ )	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

โดยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่จะทำการออกแบบจะพิจารณาเป็นแบบ Cross flow ดังนั้นสมการที่เลือกใช้ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน มีดังนี้

Cross flow (Single pass)

$$C_{\max} \text{ (mixed), } C_{\min} \text{ (unmixed)} : NTU = -\ln \left[ 1 + \left( \frac{1}{C_r} \right) \ln(1 - \varepsilon C_r) \right] \quad (5.3a)$$

$$C_{\max} \text{ (unmixed), } C_{\min} \text{ (mixed)} : NTU = -\left( \frac{1}{C_r} \right) \ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1] \quad (5.3b)$$

Cross flow (Two pass)

Cross parallel flow

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{2} \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) + \nu^2 \left[ 1 + \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) \right] \right\} \quad (5.4a)$$

Cross-counter flow

$$\varepsilon = 1 - \frac{2}{\left\{ 1 - \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) + \left[ 1 + \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) \right] / \nu^2 \right\}} \quad (5.4b)$$

โดยที่  $\nu^2$  คือค่าคงที่ซึ่งสามารถหาได้จากความสัมพันธ์

$$\nu^2 = \exp\left(-\frac{1 - \exp(-C_r \times NTU/2)}{C_r}\right)$$

จากข้อมูลข้างบนเมื่อทราบค่า  $\varepsilon$  และ  $C_r$  จะสามารถค่า  $NTU$  เพื่อนำไปใช้ในการหาขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการได้

### 5.1.3 กำหนดพื้นที่ถ่ายเทความร้อน

ในการกำหนดพื้นที่ถ่ายเทความร้อนจะทำโดยอ้างอิงประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และลักษณะการไหลของของไหล คุณสมบัติของของไหลในท่อและของไหลที่ไหลผ่านภายนอกท่อ โดยสมมติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ( $U$ ) ที่เหมาะสมขึ้น จากนั้นจึงทำการคำนวณพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่ต้องใช้จากอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่สมมติไว้ เมื่อได้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนแล้ว ก็สามารถที่จะหาจำนวนท่อถ่ายเทความร้อนได้โดยกำหนดความยาวของท่อถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมกับขนาดของพื้นที่ที่มีอยู่ในการติดตั้งขึ้น และทำการเลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนโดยอ้างอิงจากตารางท่อมาตรฐาน จากนั้นจึงกำหนดรูปแบบการจัดวางท่อและระยะห่างระหว่างท่อ เพื่อให้ได้จำนวนท่อในแต่ละแถวและจำนวนแถวที่เหมาะสมในการแลกเปลี่ยนความร้อน ค่าพื้นที่ถ่ายเทความร้อนสามารถหาได้จากการสมมติค่า  $U$  โดยใช้ความสัมพันธ์ ดังนี้

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (5.5)$$

จากสมการ (5.5) จะสามารถหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด ( $A$ ) ได้และเมื่อทราบพื้นที่การถ่ายเทความร้อนทั้งหมดแล้วก็สามารถหาจำนวนท่อที่ต้องใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยกำหนดความยาวของท่อ และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน จากสมการความสัมพันธ์ต่อไปนี้

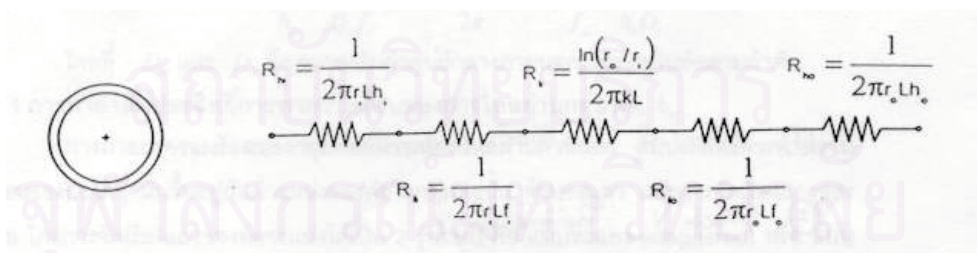
$$A_o = n\pi D_o L \quad (5.6)$$

ดังนั้นจะได้จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับชนิดการถ่ายเทความร้อนภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ( $n$ ) คือ

$$n = \frac{A_o}{D_o \pi L} \quad (5.7)$$

#### 5.1.4 คำนวณและตรวจสอบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ( $U$ )

ขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้มาในขั้นตอนก่อนหน้านี้ จะขึ้นกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่สมมติไว้ (ตารางที่ 5.2) เพื่อตรวจสอบความเหมาะสมของค่า  $U$  ที่สมมติไว้กับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อที่ได้ จะต้องคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มภายในท่อและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มภายนอกท่อจากขนาดของท่อที่ได้ รูปแบบการจัดวางท่อ ระยะห่างระหว่างท่อ และกำหนดค่าสัมประสิทธิ์ความสกปรก (Fouling Factor) ที่เหมาะสมขึ้น ทำการตรวจสอบขนาดของท่อที่เลือกไว้ว่าถูกต้องหรือไม่ โดยหาค่า  $U$  ว่ามีค่าใกล้เคียงกับค่าที่สมมติขึ้นในตอนแรกหรือไม่ โดยพิจารณาจากความต้านทานความร้อนรวมที่เกิดขึ้นในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน  $R_{tot}$  ซึ่งแสดงไว้ในรูปที่ 5.1 โดยประกอบด้วยความต้านทานต่างๆ ดังนี้



รูปที่ 5.1 รูปแสดงความต้านทานทางความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน [18]

$$R_{tot} = R_{hi} + R_{fi} + R_k + R_{fo} + R_{ho} \quad (5.8)$$

$R_{hi}$  คือ ความต้านทานของชั้นฟิล์มบนพื้นผิวภายในท่อ,  $R_{hi} = \frac{1}{2\pi r_i L h_i}$

$R_{fi}$  คือ ความต้านทานของคราบ Fouling ที่พื้นผิวภายในของท่อ,  $R_{fi} = \frac{1}{2\pi r_i L f_i}$

$R_k$  คือ ความต้านทานของผนังท่อ,  $R_k = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi kL}$

$R_{fo}$  คือ ความต้านทานของคราบ Fouling ที่พื้นผิวภายนอกท่อ,  $R_{fo} = \frac{1}{2\pi r_o L f_o}$

$R_{ho}$  คือ ความต้านทานของชั้นฟิล์มบนพื้นผิวภายนอกท่อ,  $R_{ho} = \frac{1}{2\pi r_o L h_o}$

เมื่อ  $h_i, h_o$  คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของพื้นผิวภายในและภายนอกท่อ

$k$  คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของผนังท่อ ซึ่งสามารถหาได้จากตารางที่ 5.3

$f_i, f_o$  คือ สัมประสิทธิ์ความสกปรก (Fouling Factor) ของพื้นผิวภายในและภายนอกท่อ ซึ่งสามารถหาได้จากตารางที่ 5.4

$r_i, r_o$  คือ รัศมีภายในและภายนอกท่อ และ

$L$  คือ ความยาวท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

จะได้ว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall Heat Transfer Coefficient,  $U_o$ ) สามารถหาได้จาก

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{r_i f_i} + \frac{r_o \ln(r_o/r_i)}{k} + \frac{1}{f_o} + \frac{r_o}{h_i r_i}}$$

หรือ

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{D_o}{D_i f_i} + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2k} + \frac{1}{f_o} + \frac{D_o}{h_i D_i}} \quad (5.9)$$

โดยที่  $D_o$  และ  $D_i$  คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกและภายในท่อตามลำดับ

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 5.2 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม [1]

Physical situation	U	
	Btu/h-ft <sup>2</sup> - °F	W/m <sup>2</sup> - °C
Brick exterior wall, plaster interior		
uninsulated	0.45	2.55
Frame exterior wall, plaster interior		
uninsulated	0.25	1.42
With rock-wool insulation	0.07	0.4
Plate-glass window	1.1	6.2
Double plate-glass window	0.4	2.3
Steam condenser	200-1000	1100-5600
Feed water heater	200-1500	1100-8500
Water-to-water heat exchanger	150-300	850-1700
Finned-tube heat exchanger, water		
in tubes, air across tubes	5-10	25-55
Water-to oil heat exchanger	20-60	110-350
Steam to light fuel oil	30-60	170-340
Steam to heavy fuel oil	10-30	56-170
Steam to kerosene or gasoline	50-200	280-1140
Finned-tube heat exchanger, steam		
in tubes, air over tubes	5-50	28-280
Ammonia condenser, water in tubes	150-250	850-1400
Alcohol condenser, water in tubes	45-120	255-680
Gas-to-gas heat exchanger	2-8	10-40

ตารางที่ 5.3 ค่าการนำความร้อนของวัสดุชนิดต่างๆ [1]

Material	Thermal conductivity, k	
	W/m-°C	Btu/h-ft-°F
Metals:		
Silver (pure)	410	237
Copper (pure)	385	223
Aluminum (pure)	202	117
Nickel (pure)	93	54
Iron (pure)	73	42
Carbon steel, 1%C	43	25
Lead (pure)	35	20.3
Chrome-nickel steel (18%Cr, 8%Ni)	16.3	9.4
Nonmetallic solids:		
Diamond	2300	1329
Quartz, parallel to axis	41.6	24
Magnesite	4.15	2.4
Sandstone	1.83	1.06
Glass wool	0.038	0.022
Liquids:		
Mercury	8.21	4.74
Water	0.556	0.327
Ammonia	0.54	0.312
Lubricating oil, SAE 50	0.147	0.085
Gases:		
Hydrogen	0.175	0.101
Helium	0.141	0.081
Air	0.024	0.0139
Water vapor (saturated)	0.0206	0.0119
Carbon dioxide	0.0146	0.00844

ตารางที่ 5.4 ค่า Fouling Factor ของของไหลชนิดต่างๆ [1]

Type of fluid	Fouling factor	
	$\text{h-ft}^2 \cdot \text{°F/Btu}$	$\text{m}^2 \cdot \text{°C/W}$
Sea water, below 125 °F	0.0005	0.00009
Above 125 °F	0.001	0.002
Treat boiler feed water above 125 °F	0.001	0.0002
Fuel oil	0.005	0.0009
Quenching oil	0.004	0.0007
Alcohol vapors	0.0005	0.00009
Steam, non-oil-bearing	0.0005	0.00009
Industrial air	0.002	0.0004
Refrigerating liquid	0.001	0.0002

### 1) การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, $h_o$

สำหรับการถ่ายเทความร้อนของกลุ่มท่อที่มีของไหลไหลผ่านด้านนอก สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของกลุ่มท่อ นั้นจะขึ้นอยู่กับตำแหน่งของท่อในกลุ่ม จำนวนแถว และการจัดเรียงแถวของท่อ โดยการจัดเรียงแถวของท่อจะแบ่งได้เป็น 2 รูปแบบ คือ แบบเยื้องกัน (Staggered) หรือ แบบแนวเดียวกัน (Aligned) กับทิศทางการไหล ลักษณะของท่อแต่ละชุดจะกำหนดได้โดยเส้นผ่านศูนย์กลาง ( $D$ ) ระยะทางระหว่างท่อในแนวตั้งฉาก (Transverse Pitch,  $S_T$ ) และระยะทางระหว่างท่อในแนวขนานกับการไหล (Longitudinal Pitch,  $S_L$ ) โดยระยะทางเหล่านี้จะวัดจากกึ่งกลางของท่อ การไหลผ่านกลุ่มท่อนี้จะได้รับผลกระทบจากการแยกตัวและการไหลใน Wake ซึ่งมีผลต่อการพาความร้อน สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อแถวแรกสามารถประมาณได้เท่ากับค่าของท่อเดี่ยว ในขณะที่สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อที่อยู่ถัดเข้าไปจะมีค่ามากกว่า โดยท่อในแถวต้นๆจะเปรียบเสมือนตัวทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อแถวต่อไปเพิ่มขึ้น แต่ส่วนใหญ่แล้วค่าสัมประสิทธิ์นี้จะคงที่หลังจากท่อแถวที่สี่หรือห้า ซึ่งวิธีที่นิยมใช้ในการหาค่าสัมประสิทธิ์นี้ คือ การแสดงค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในรูปของตัวเลขนัสเซลต์ (Nusselt Number) ที่สัมพันธ์กับเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ โดยเราสามารถคำนวณค่า  $Nu_D$  ของกลุ่มท่อที่ประกอบไปด้วยท่อตั้งแต่สิบแถวขึ้นไป ( $N_L > 10$ ) ได้ดังนี้



$$Nu_D = 1.13C_1 Re_{D,\max}^m Pr^{1/3} \quad (5.10)$$

$$(N_L \geq 10, 2000 < Re_{D,\max} < 40,000, Pr \geq 0.7)$$

โดย  $C_1$  และ  $m$  หาได้จากตารางที่ 5.5

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยผ่านกลุ่มท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งประกอบด้วยท่อแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยกว่า 10 แถว หาได้จาก

$$Nu_D|_{(N_L < 10)} = C_2 Nu_D|_{(N_L \geq 10)} \quad (5.11)$$

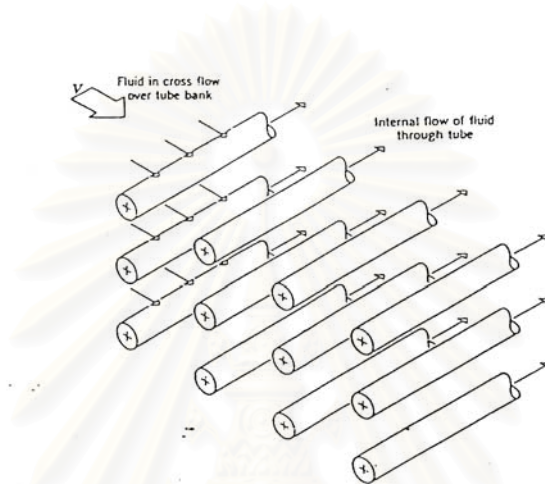
โดย  $C_2$  สามารถหาได้จากตารางที่ 5.6

ตารางที่ 5.5 ค่าคงที่ต่างๆที่ใช้ในการหาค่า  $Nu_D$  สำหรับการไหลของอากาศผ่านกลุ่มท่อตั้งแต่ 10 แถวขึ้นไป [20]

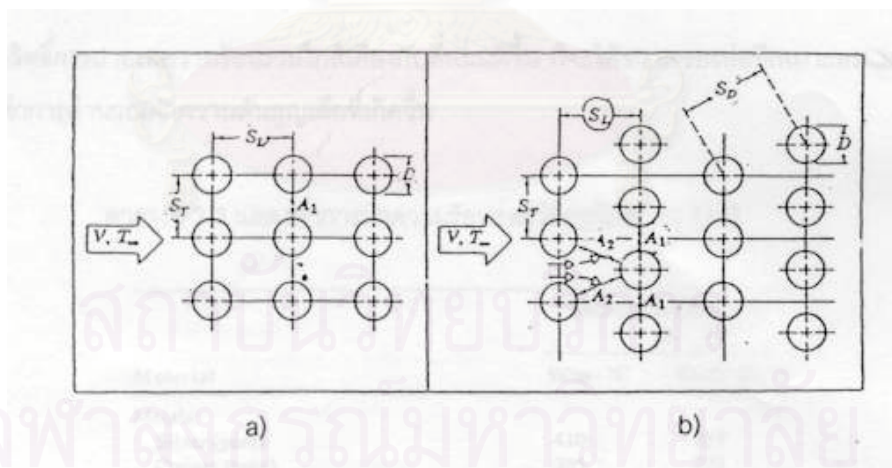
$S_L/D$	$S_T/D$							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	$C_1$	$m$	$C_1$	$m$	$C_1$	$m$	$C_1$	$m$
Aligned								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.1	0.704	0.0633	0.752
1.5	0.367	0.586	0.25	0.62	0.101	0.702	0.0678	0.744
2	0.418	0.57	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3	0.29	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Staggered								
0.6	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
0.9	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
1	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-
1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.56
1.5	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
2	0.451	0.568	0.46	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
3	0.31	0.592	0.356	0.58	0.44	0.562	0.428	0.574

ตารางที่ 5.6 ค่า  $C_2$  ที่ใช้ในการหาค่า  $Nu_D$  สำหรับการไหลของอากาศผ่านกลุ่มท่อที่น้อยกว่า 10 แถว [21]

$N_L$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Aligned	0.64	0.8	0.87	0.9	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Staggered	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99



รูปที่ 5.2 การไหลของของไหลผ่านกลุ่มท่อในลักษณะไหลขวางกัน (Cross Flow) [21]



รูปที่ 5.3 ภาพตัดขวางของรูปแบบการจัดเรียงท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

a) แบบแนวเดียวกัน (Aligned)    b) แบบเยื้องกัน (Staggered) [21]

ค่า Reynolds Number ในสมการ (5.10) นั้นหาค่าความเร็วสูงสุดของของไหล ดังนี้

$$Re_{D,max} \equiv \frac{\rho V_{max} D}{\mu} \tag{5.12}$$

สำหรับท่อซึ่งจัดรูปแบบแนวเดียวกัน (Aligned) ความเร็วสูงสุด ( $V_{max}$ ) จะเกิดขึ้นที่หน้าตัด  $A_1$  ในรูปที่ 5.3 ซึ่งจะได้

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D_o} V_\infty \quad (5.13)$$

สำหรับท่อที่จัดรูปแบบเยื้องกัน (Staggered) ความเร็วสูงสุดอาจได้ที่หน้าตัด  $A_1$  หรือ  $A_2$  ในรูปที่ 5.3 ก็ได้ นั่นคือความเร็วสูงสุดจะเกิดขึ้นที่  $A_2$  เมื่อช่องว่างระหว่างแถวเป็นไปตามเงื่อนไข

$$2(S_D - D) < (S_T - D) \quad (5.14)$$

โดยเลข 2 ที่เป็นตัวคูณนั้นเป็นผลมาจากการที่ช่องไหลแยกออกเป็นสองทางในการไหลจากหน้าตัด  $A_1$  ไปยัง  $A_2$  ดังนั้นความเร็วสูงสุดเกิดที่หน้าตัด  $A_2$  เมื่อ

$$S_D = \left[ S_L^2 + \left( \frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2} \quad (5.15)$$

ซึ่งในกรณีนี้จะได้

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (5.16)$$

ถ้า  $V_{max}$  เกิดที่  $A_1$  สำหรับการจัดรูปแบบทะแยงนี้ เราสามารถคำนวณ  $V_{max}$  ได้จากสมการ (5.13)

ดังนั้นจะสามารถหาค่า  $Nu_D$  ได้และเมื่อทราบค่า  $Nu_D$  แล้วก็สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนนอกท่อ  $h_o$  ได้จากความสัมพันธ์

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (5.17)$$

เพราะฉะนั้นค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนนอกท่อ สามารถหาได้ดังนี้

$$h_o = \frac{Nu_D k}{D_o} \quad (5.18)$$

## 2) การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของการไหลในท่อ, $h_i$

การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อน ตัวแปรที่สำคัญในการคำนวณหาการพาความร้อนคือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ซึ่งจะขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายอย่าง เช่น ความเร็วของของไหล ลักษณะสมบัติของของไหล เป็นต้น สำหรับการไหลภายในท่อ วิธีที่ใช้กันโดยทั่วไป คือ การแสดงค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในรูปของตัวเลขนัสเซลต์ (Nusselt Number) ที่เกี่ยวข้องกับเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ สำหรับการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของการไหลในท่อ ( $h_i$ ) นั้นสามารถหาได้จากค่า  $Nu_D$  ที่มาจากการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} \quad (5.19)$$

[Turbulent, Fully Developed,  $0.6 \leq Pr \leq 160$ ,  $Re_D \geq 10,000$ ,  $\frac{L}{D} \geq 10$ ]

$$\text{โดยที่} \quad \text{Re}_D = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu} \quad (5.20)$$

เพราะฉะนั้นค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ,  $h_i$  หาได้จาก

$$h_i = \frac{Nu_D k}{D_i} \quad (5.21)$$

จากนั้นจะสามารถคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมทางทฤษฎีได้ ถ้าค่าที่สมมติไว้เหมาะสม ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ได้นั้นจะต้องมีค่าใกล้เคียงกับค่าที่สมมติขึ้น ถ้าค่าทั้งสองมีความแตกต่างกันมาก จะต้องทำการสมมติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมขึ้นมาใหม่และทำซ้ำจนได้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ใกล้เคียงกับค่าที่สมมติขึ้น ซึ่งก็จะได้ขนาดของท่อที่เหมาะสม จากนั้น จึงทำการคำนวณค่าความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นมาได้

### 5.1.5 ค่าความดันสูญเสีย

ทำการคำนวณความดันสูญเสียในท่อ และความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ แล้วตรวจเช็คค่าที่คำนวณได้ว่าอยู่ในช่วงของค่าความดันสูญเสียที่กำหนดไว้หรือไม่ ถ้าค่าที่คำนวณได้ไม่สูงกว่าค่าที่กำหนดแสดงว่าเครื่องที่ออกแบบสามารถใช้งานได้ ความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จะแบ่งออกเป็น 2 ชนิด คือ

#### 1) ความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลผ่านกลุ่มท่อ, $\Delta p_o$

การไหลภายนอก (External Flow) จะเป็นการไหลที่ Boundary Layer ที่เกิดขึ้นจะเป็นอิสระจากผิวอื่นๆ คือสามารถเพิ่มความหนาชั้นในทิศทางของการไหล โดยไม่ได้รับผลกระทบจากพื้นผิวอื่น เหมือนกับการไหลภายใน (Internal Flow) ดังนั้นในการไหลชนิดนี้จะต้องมี्यानการไหลนอก Boundary Layer ซึ่งความเร็ว และอุณหภูมิของไหลเป็นค่าคงที่ ตัวอย่างของการไหลภายนอกนี้ ได้แก่ การไหลผ่านแผ่นเรียบ การไหลผ่านพื้นผิวโค้ง เช่น ทรงกลม ทรงกระบอก ใบพัดกังหันของเครื่องกังหัน เป็นต้น

การไหลภายนอกที่พบโดยทั่วไปอีกกรณีหนึ่ง ได้แก่ การไหลในทิศทางตั้งฉากกับแกนของทรงกระบอก โดยทรงกระบอกนั้นอาจมีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลภายนอก การไหลของของไหลผ่านกลุ่มท่อนั้นจำเป็นต้องพิจารณาความดันสูญเสียที่เกิดขึ้น เนื่องจากจะต้องใช้พลังงานในการขับให้ของไหลไปได้ (รูปที่ 5.4) ถ้าความดันสูญเสียของของไหลผ่านกลุ่มท่อที่เกิดขึ้นมีค่ามาก ก็จะเสียพลังงานในการขับของไหลมาก ค่าความดันสูญเสียของของไหลผ่านกลุ่มท่อ สามารถหาได้ดังนี้

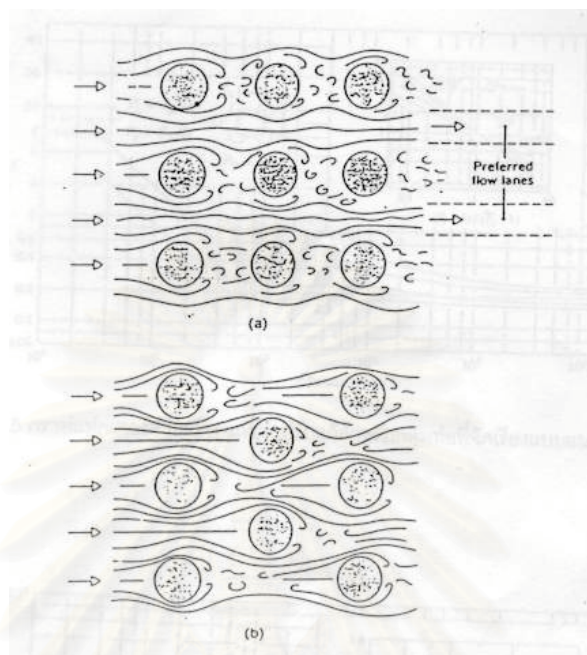
$$\Delta p = N_L \chi \left( \frac{\rho V_{\max}^2}{2} \right) f \quad (5.22)$$

เมื่อ  $\Delta p$  คือ ค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลผ่านกลุ่มท่อ, (Pa)

$N_L$  คือ จำนวนแถวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

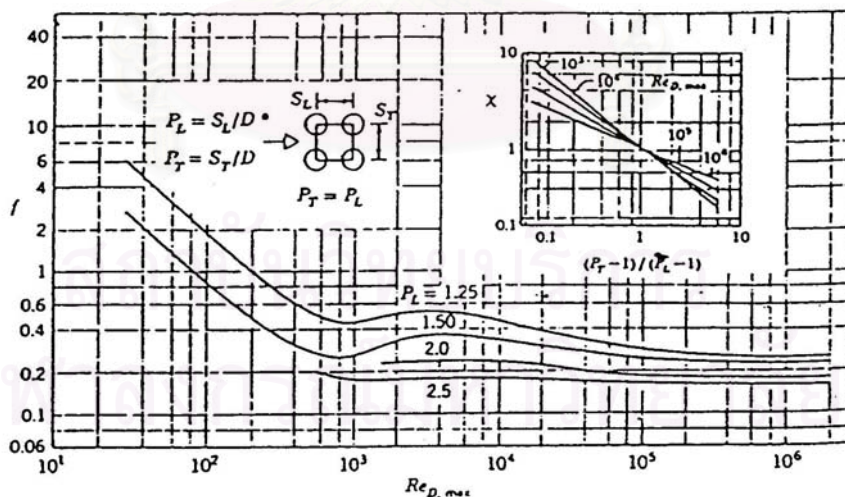
$\chi$  คือ ตัวคูณปรับแก้ (Correction Factor)

$f$  คือ ค่าตัวประกอบความเสียดทาน ซึ่งสามารถหาได้จากกราฟในรูปที่ 5.5 และ 5.6

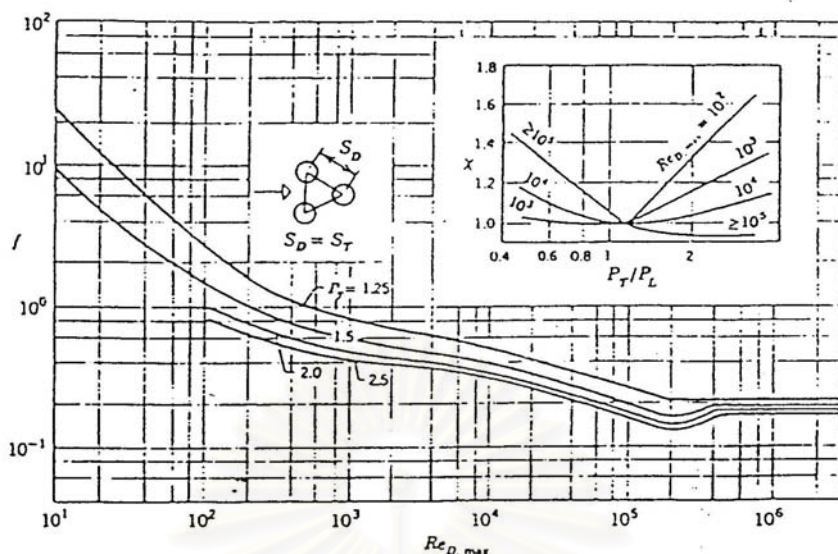


รูปที่ 5.4 ลักษณะการไหลผ่านกลุ่มท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

a) แบบแนวเดียวกัน b) แบบเยื้องกัน [21]



รูปที่ 5.5 กราฟตัวประกอบความเสียดทาน และค่าปรับแก้สำหรับกลุ่มท่อที่จัดเรียงแบบแนวเดียวกัน [21]



รูปที่ 5.6 กราฟตัวประกอบความเสียดทาน และค่าปรับแก้สำหรับกลุ่มท่อที่จัดเรียงแบบเรียงกัน [21]

2) ค่าความดันสูญเสียของการไหลในท่อ ,  $\Delta p_i$

การไหลภายใน เช่น การไหลภายในท่อ หรือช่องทางปิด จะแตกต่างกับการไหลภายนอก คือ ของไหลจะถูกจำกัดด้วยพื้นผิวโดยผนัง ดังนั้น Boundary Layer ที่เกิดขึ้นในกรณีนี้จะไม่สามารถเพิ่มความหนาขึ้นโดยไม่มีขีดจำกัดได้ และที่ระยะหนึ่ง Boundary Layer จะมาบรรจบกัน

Hagen (อ้างอิงใน [30]) ได้เสนอข้อมูลการหาค่าความดันสูญเสีย (Pressure Drop) ในท่อดังต่อไปนี้

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = f \frac{L V^2}{d 2g} \approx 0.316 \left( \frac{\mu}{\rho V d} \right)^{1/4} \frac{L V^2}{d 2g}$$

หรือ

$$\Delta p \approx 0.158 L \rho^{3/4} \mu^{1/4} d^{-5/4} V^{7/4}$$

เมื่อจัดรูปสมการเพื่อใช้ในการหาค่าความดันสูญเสียของการไหลภายในท่อ จะได้

$$\Delta p_i = 2 f \rho V_{max}^2 L \frac{N_L}{D_i} \tag{5.23}$$

โดย  $\Delta p_i$  คือ ความดันสูญเสียของการไหลภายในท่อ

$f$  คือ ตัวประกอบความเสียดทาน

$L$  คือ ความยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

$N_L$  คือ จำนวนเที่ยวการไหลของของไหลในท่อ

$D_i$  คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ

โดย  $f$  จะขึ้นกับผลของความขรุขระของผนังท่อ (Roughness) ผลกระทบนี้เนื่องมาจากความขรุขระของผิวผนังท่อนี้ อาจมีผลกระทบน้อยเมื่อการไหลเป็นแบบ Laminar แต่สำหรับการไหลแบบ Turbulent แล้ว ความขรุขระของผนังท่อจะมีผลมาก ซึ่งค่าความขรุขระของท่อแสดงไว้ในตารางที่ 5.7 และค่า  $f$  สามารถหาได้จาก Moody chart (รูปที่ 5.7)

### 5.1.6 คำนวณความแข็งแรง

คำนวณความแข็งแรง และศึกษาเรื่องความทนทานต่อการกัดกร่อนของกรดที่เกิดขึ้น โดยส่วนสำคัญของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกี่ยวข้องกับความแข็งแรงสามารถศึกษาได้จากกลศาสตร์วัสดุ และทฤษฎีการกัดกร่อนที่เกิดขึ้นกับโลหะ

### 5.1.7 รายละเอียดของส่วนประกอบ

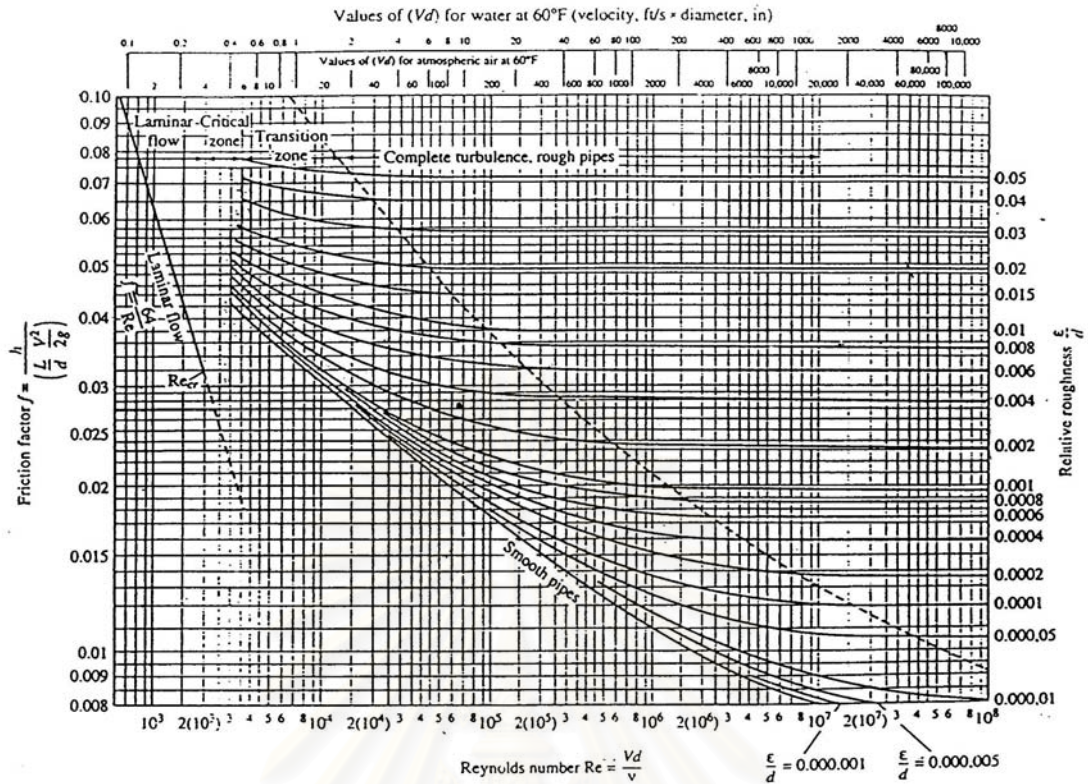
กำหนดรายละเอียดของส่วนประกอบต่างๆของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแล้วนำขนาดที่เหมาะสมไปใช้ในการเขียนแบบเพื่อนำไปใช้ในการสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (ภาคผนวก ข)

### 5.1.8 ความเหมาะสมทางด้านเศรษฐศาสตร์

ประเมินราคาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และวิเคราะห์ประสิทธิภาพและความเหมาะสมทางด้านเศรษฐศาสตร์ในการลงทุน

ตารางที่ 5.7 ค่าความขรุขระของท่อที่เป็นวัสดุชนิดต่างๆ [30]

Material (new)	Roughness	
	ft	mm
Riveted steel	0.003-0.03	0.9-9.0
Concrete	0.001-0.01	0.3-3.0
Wood stave	0.0006-0.003	0.18-0.9
Cast iron	0.00085	0.26
Galvanized iron	0.0005	0.15
Asphalted cast iron	0.0004	0.12
Commercial steel or wrought iron	0.00015	0.046
Drawn tubing	0.000005	0.0015
Glass	Smooth	Smooth



รูปที่ 5.7 Moody Chart แสดงตัวประกอบความเสียดทานภายในท่อ [28]



## 5.2 สรุปขั้นตอนการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศ

การออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศที่ใช้ในการวิจัยนี้แบ่งออกเป็น 8 ขั้นตอนดังต่อไปนี้

### 1. กำหนดค่าคุณสมบัติของของไหล

1.1 สมมติค่า Effectiveness ( $\varepsilon$ ) แล้วแทนในสมการดังนี้

$$\varepsilon = \frac{C_{p,a}(T_{a,o} - T_{a,i})}{C_{\min}(T_{f,i} - T_{a,i})}$$

จะได้อุณหภูมิที่ของอากาศที่ออกจากอุปกรณ์อุณหอากาศ ( $T_{a,o}$ )

1.2 หาค่า Heat capacity ratio,  $C_r$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

### 2. กำหนดอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ความสัมพันธ์ของ $NTU$ , $\varepsilon$ และ $C_r$ เลือกลักษณะการไหลของของไหล

Cross flow (Single pass)

$$C_{\max} \text{ (mixed), } C_{\min} \text{ (unmixed)} : NTU = -\ln \left[ 1 + \left( \frac{1}{C_r} \right) \ln(1 - \varepsilon C_r) \right]$$

$$C_{\max} \text{ (unmixed), } C_{\min} \text{ (mixed)} : NTU = -\left( \frac{1}{C_r} \right) \ln [C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1]$$

Cross flow (Two pass)

Cross parallel flow

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{2} \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) + v^2 \left[ 1 + \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) \right] \right\}$$

Cross-counter flow

$$\varepsilon = 1 - \frac{2}{\left\{ 1 - \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) + \left[ 1 + \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) \right] / v^2 \right\}}$$

โดยที่

$$v^2 = \exp\left(-\frac{1 - \exp(-C_r \times NTU/2)}{C_r}\right)$$

### 3. กำหนดพื้นที่ถ่ายเทความร้อน

3.1 ใช้ความสัมพันธ์ของ  $NTU$  หาค่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อน ( $A$ )

สมมติค่า  $U$  ที่เหมาะสมขึ้นมาแทนในสมการดังต่อไปนี้

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

3.2 หาจำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ( $n$ )

$$n = \frac{A_o}{D_o \pi L}$$

4. ตรวจสอบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ( $U$ )

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{D_o}{D_i f_i} + \frac{D_o \ln(D_o / D_i)}{2k} + \frac{1}{f_o} + \frac{D_o}{h_i D_i}}$$

4.1 หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนผ่านกลุ่มท่อ ( $h_o$ )

$$Nu_D = 1.13 C_1 Re_{D,max}^m Pr^{1/3}$$

$$(N_L \geq 10, 2000 < Re_{D,max} < 40,000, Pr \geq 0.7)$$

$$h_o = \frac{Nu_D k}{D_o}$$

4.2 หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลภายในท่อ ( $h_i$ )

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$[\text{Turbulent, Fully Developed, } 0.6 \leq Pr \leq 160, Re_D \geq 10,000, \frac{L}{D} \geq 10]$$

$$h_i = \frac{Nu_D k}{D_i}$$

4.3 กำหนดค่า Fouling Factor และ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน ( $k$ )

5. หาค่าความดันสูญเสีย ( $\Delta p$ )

5.1 ความดันสูญเสียภายนอกท่อ

$$\Delta p_o = N_L \chi \left( \frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) f$$

5.2 ความดันสูญเสียภายในท่อ

$$\Delta p_i = 2 f \rho V_{max}^2 L \frac{N_L}{D_i}$$

6. พิจารณาเลือกวัสดุที่เหมาะสมในการสร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศ

7. กำหนดรายละเอียด เขียนแบบ เพื่อนำไปสร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศ

8. ประเมินราคาและวิเคราะห์ความเหมาะสมทางด้านเศรษฐศาสตร์

### 5.3 การคำนวณหาขนาดของอุปกรณ์อุ่นอากาศ

#### 1. กำหนดคุณสมบัติของของไหล

จากการสมมูลมวล จะได้

$$\text{อัตราการไหลของอากาศ, } m_a = 0.450 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{อัตราการไหลของก๊าซไอเสีย, } m_{fg} = 0.472 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

หาคุณสมบัติของของไหล

**อากาศ**: อุณหภูมิของอากาศที่เข้าสู่ Recuperator,  $T_{a,i} = 30^\circ\text{C} = 303\text{K}$

$$\text{เปิดตารางได้ค่าความร้อนจำเพาะของอากาศ, } c_{p,a} = 1.005 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

**ก๊าซไอเสีย**: อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่เข้าสู่ Recuperator,  $T_{fg,i} = 665.8^\circ\text{C} = 938.8\text{K}$

องค์ประกอบของก๊าซไอเสียมี  $\text{O}_2 = 6.9\%$ ,  $\text{CO}_2 = 10.93$  และ  $\text{N}_2 = 82.17\%$

สามารถหาค่าความร้อนจำเพาะของก๊าซไอเสียได้ดังนี้

$$c_{p,fg} = 0.069c_{p,\text{O}_2} + 0.1093c_{p,\text{CO}_2} + 0.8217c_{p,\text{N}_2}$$

เปิดตารางหาคุณสมบัติของก๊าซชนิดต่างๆที่อุณหภูมิ  $T_{fg,i} = 665.8^\circ\text{C} = 938.8\text{K}$  ได้ดังนี้

$$c_{p,\text{O}_2} = 1.080 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}, \quad c_{p,\text{CO}_2} = 1.216 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad \text{และ} \quad c_{p,\text{N}_2} = 1.154 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

แทนค่าจะได้

$$c_{p,fg} = 1.156 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

หาค่า Heat Capacity Ratio,  $C_r = 0.829$

หาอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศ,  $T_{fg,o}$

$$\varepsilon = \frac{C_{p,a}(T_{a,o} - T_{a,i})}{C_{\min}(T_{fg,i} - T_{a,i})}$$

โดยสมมติค่า Effectiveness,  $\varepsilon = 0.30$

$\therefore$  อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศ,  $T_{a,o} = 220.7^\circ\text{C}$

$$Q = C_{p,a}(T_{a,o} - T_{a,i}) = C_{p,fg}(T_{fg,i} - T_{fg,o})$$

แทนค่า จะได้

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อน, } Q = 86.25 \text{ kW}$$

$\therefore$  อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศ,  $T_{fg,o} = 507.7^\circ\text{C}$

หาอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล

$$\text{อุณหภูมิอากาศเฉลี่ย, } T_{a,av} = 125.4^\circ\text{C} = 398.4\text{K}$$

$$\text{อุณหภูมิของก๊าซไอเสียเฉลี่ย, } T_{fg,av} = 586.8^\circ\text{C} = 859.8\text{K}$$

นำค่าอุณหภูมิเฉลี่ย  $T_{a,av}$  และ  $T_{fg,av}$  ไปเปิดตารางเพื่อหาค่าคุณสมบัติต่างๆของไหล

$$c_{p,a} = 1.013 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} - \text{K}}$$

$$c_{p,fg} = 1.137 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} - \text{K}}$$

หาค่า Heat Capacity Ratio,  $\therefore C_r = 0.8495$

หาอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศ,  $T_{fg,o}$

อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศ,  $T_{a,o} = 220.7 \text{ }^\circ\text{C}$

$\therefore$  อัตราการถ่ายเทความร้อน,  $Q = 86.94 \text{ kW}$  และ

อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศ,  $T_{fg,o} = 507.7 \text{ }^\circ\text{C} = 776.8 \text{ K}$

## 2. กำหนดอัตราการถ่ายเทความร้อน

หาค่า Number of Transfer Unit จากความสัมพันธ์ของ  $NTU$ ,  $C_r$  และ  $\varepsilon$

การไหลแบบ Cross flow

Single Pass

$C_{max}(\text{mixed}), C_{min}(\text{Unmixed})$ :

แทนค่าได้  $NTU = 0.4251$

$C_{max}(\text{Unmixed}), C_{min}(\text{mixed})$ :

แทนค่าได้  $NTU = 0.4249$

$\therefore$  เลือกให้อากาศไหลข้างในท่อ [ $C_{min}(\text{Unmixed})$ ] และก๊าซไอเสียไหลภายนอกท่อ

[ $C_{max}(\text{mixed})$ ]

Two-Pass

Cross-Counter flow :

$$\varepsilon = 1 - \frac{2}{\left\{ 1 - \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) + \left[ 1 + \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) \right] / v^2 \right\}}$$

โดยที่  $v^2 = \exp\left(-\frac{1 - \exp(-C_r \times NTU/2)}{C_r}\right)$

กำหนด  $NTU = 0.4178$

แทนค่าได้  $\varepsilon \approx 0.30$

$\therefore NTU = 0.4178$

Cross-Parallel flow :

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{2} \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) + v^2 \left[ 1 + \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) \right] \right\}$$

กำหนด  $NTU = 0.4348$

แทนค่าได้  $\varepsilon \approx 0.30$

$\therefore NTU = 0.4348$

### 3. หาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน

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

สมมติค่า Overall heat transfer coefficient ( $U$ )

$$\text{แทน } U = 25.31 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\text{จะได้ } A = 7.832 \text{ m}^2$$

$$n = 65.36 \approx 66 \text{ ท่อ}$$

วางท่อแถวละ 6 ท่อ จำนวน 11 แถว โดยที่ระยะ  $S_T, S_L$  และ  $S_D$  เท่าเดิม

### 4. หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ( $U$ )

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{D_o}{D_i f_i} + \frac{D_o \ln(D_o / D_i)}{2k} + \frac{1}{f_o} + \frac{D_o}{h_i D_i}}$$

#### 4.1 หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนผ่านกลุ่มท่อ ( $h_o$ )

$$h_o = \frac{Nu_D k}{D_o}$$

$$V_\infty = \frac{0.472}{0.4272 \times 0.6 \times 0.6}$$

$$= 3.07 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{max} = \frac{0.0636}{0.0636 - 0.0318} (3.07)$$

$$= 6.14 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re_{D,max} = \frac{0.4272 \times 6.14 \times 0.0318}{3.717 \times 10^{-5}}$$

$$= 2244.06$$

$$Nu_D = 1.13(0.482)(2244.06)^{0.556} (0.7329)^{1/3}$$

$$= 35.8357$$

วางท่อจำนวน 11 แถว  $C_2 = 1.0$

$$Nu_D = 35.8357$$

$$h_o = 64.9438 \frac{W}{m^2 - K}$$

4.2 หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลภายในท่อ ( $h_i$ )

$$h_i = \frac{Nu_D k}{D_i}$$

$$V = \frac{0.450/66}{0.9403 \times \frac{\pi}{4} (0.0278)^2}$$

$$= 11.95 \frac{m}{s}$$

$$Re_D = \frac{0.9403 \times 11.95 \times 0.0278}{2.287 \times 10^{-5}}$$

$$= 13658.81$$

$$Nu_D = 40.6294$$

$$h_i = \frac{40.6294 \times 0.03294}{0.0278}$$

$$= 48.1415$$

$$\therefore h_i = 48.1415 \frac{W}{m^2 - K}$$

โดยค่าสัมประสิทธิ์ความสกปรก (Fouling Factor) มีค่าเท่ากับ  $0.0004 \frac{m^2 - ^\circ C}{W}$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{64.9438} + 1.01 \times 10^{-3} + \frac{0.0318}{48.1415 \times 0.0278}}$$

$$= 24.87 \frac{W}{m^2 - K}$$

ถ้า  $|U_{old} - U_{new}| < 1$  การคำนวณด้านบนจะเป็นจริง

แทนค่า จะได้  $|25.31 - 24.87| = 0.44$  ดังนั้นขนาดและจำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่คำนวณถูกต้อง ไม่ต้องทำการคำนวณใหม่

5. คำนวณความดันสูญเสียภายในท่อ

$$\Delta p_i = 2 f \rho V^2 L \frac{N_L}{D_i}$$

หาค่า  $f$ :  $\varepsilon_{st} = 0.046 \text{ mm} = 4.6 \times 10^{-5} \text{ m}$ ,  $D_i = 0.0278$

$$\frac{\varepsilon}{D_i} = 1.655 \times 10^{-3}$$

$$Re_D = 1.37 \times 10^4$$

เปิด Moody chart (รูปที่ 5.7) จะได้  $f = 0.032$

$$V = 11.95 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

∴ ความดันสูญเสียภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน,  $\Delta p_i = 0.371 \text{ kPa}$

## 6. พลังงานความร้อนที่สามารถนำกลับไปใช้ใหม่ได้

$$Q_{rec} = m_a C_{p,a} (T_{a,o} - T_{a,i})$$

อากาศที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศ  $T_{a,o} = 220.7 \text{ }^\circ\text{C}$

แทนค่า จะได้

$$Q_{rec} = \left(0.45 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(1.013 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\text{-}^\circ\text{C}}\right) (220.7 - 30 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$= 312,984$$

∴ ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ได้,  $Q_{rec} = 312.98 \frac{\text{MJ}}{\text{hr}}$

ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง  $NHV = 39.77 \frac{\text{MJ}}{\text{L}}$

$$\text{ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นน้ำมันเตา, } A = \frac{312.98}{39.77}$$

$$= 7.87 \frac{\text{L}}{\text{hr}}$$

เวลาทำงานวันละ 9 ชั่วโมง 2 กะ 330 วันต่อปี

ชั่วโมงการทำงานต่อปี,  $H = 9 \times 2 \times 330$

$$= 5940$$

การประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิงต่อปี,  $Y = (7.87) \times (5940)$

$$= 46748$$

∴ ประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิง,  $Y = 46748 \frac{\text{L}}{\text{hr}}$

น้ำมันเตา A ราคา 9.45 บาทต่อลิตร

การประหยัดค่าใช้จ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง,  $Ba = 46748 \times 9.45$

$$= 441770$$

∴ การประหยัดค่าใช้จ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง,  $Ba = 441770 \frac{\text{Baht}}{\text{yr}}$

## 7. วิเคราะห์ความเหมาะสมทางเศรษฐศาสตร์

### 7.1 ระยะเวลาคืนทุน (Payback period, n)

$$TIC \times CRF = A_s$$

ราคาค่าใช้จ่ายในการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ 200,000 บาท

การประหยัดค่าใช้จ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงหลังติดตั้ง 441,770 บาท  
แทนค่า

$$(200000) \times CRF = 441770$$

$$= 2.21$$

จากความสัมพันธ์

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{[(1+i)^n - 1]}$$

$$i = 15\%$$

แทนค่า จะได้

$$n = 0.507 \text{ ปี}$$

∴ อัตราการคืนทุน,  $n = 0.507 \times 12 = 6.08$  เดือน

## 7.2 อัตราผลตอบแทนการลงทุน (Internal rate of return, *IRR*)

$$TIC = A_s \left[ \frac{1}{1+IRR} + \frac{1}{(1+IRR)^m} \right]$$

กำหนดอายุการใช้งานอุปกรณ์อุณหอากาศเท่ากับ 2 ปี

แทนค่า จะได้

$$200000 = 441770 \left[ \frac{1}{1+IRR} + \frac{1}{(1+IRR)^2} \right]$$

$$0.453 = \frac{1}{1+IRR} + \frac{1}{(1+IRR)^2}$$

$$IRR = 195\%$$

∴ อัตราผลตอบแทนการลงทุน,  $IRR = 195\%$

เมื่อได้อุปกรณ์อุณหอากาศที่ได้ออกแบบไว้ข้างต้นแล้ว จึงทำการเขียนแบบอุปกรณ์อุณหอากาศเพื่อนำไปเป็นแบบในการสร้างและติดตั้งใช้งานที่บริเวณปล่องของเตาเผาต่อไป ซึ่งแบบของอุปกรณ์อุณหอากาศที่นำไปสร้างแสดงไว้ในภาคผนวก ข



## บทที่ 6

### การสร้างและติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ

#### 6.1 ขั้นตอนการสร้างอุปกรณ์อุณหอากาศ

ในการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศ สิ่งสำคัญอีกอย่างหนึ่งที่ต้องคำนึงถึง คือ การเลือกวัสดุที่ใช้สร้างอุปกรณ์อุณหอากาศ วัสดุนั้นต้องมีความเหมาะสมกับความดัน อุณหภูมิ ตลอดจนคุณสมบัติทางกายภาพ และคุณสมบัติเชิงเคมีของของไหลที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อให้การแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์อุณหอากาศทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ และมีอายุการใช้งานได้นานที่สุด โดยพิจารณาจากอุณหภูมิ และองค์ประกอบของก๊าซไอเสียเป็นสิ่งสำคัญ เนื่องจากอุณหภูมิที่สูงและปริมาณก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ ( $\text{SO}_2$ ) ของก๊าซไอเสียนั้นจะเป็นตัวแปรสำคัญในการทำให้เกิดการกัดกร่อนที่ผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อนภายในอุปกรณ์อุณหอากาศ สำหรับเตาเผาสปริงแผ่นนี้ อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ออกจากปล่องไอเสียประมาณ  $665\text{ }^{\circ}\text{C}$  จึงจำเป็นต้องเลือกวัสดุที่ทนต่อการกัดกร่อนได้ดี โดยคุณสมบัติของเหล็กกล้าไร้สนิม (Stainless Steel) มีความทนทานสูงต่อการกัดกร่อน และทนความร้อนได้สูงกว่า  $1,000\text{ }^{\circ}\text{C}$  ดังนั้นการวิจัยนี้จึงเลือกใช้ Stainless 316 ในการสร้างอุปกรณ์อุณหอากาศ เพื่อให้อุปกรณ์อุณหอากาศมีอายุการใช้งานนาน โดยขั้นตอนในการสร้างอุปกรณ์อุณหอากาศมีดังนี้

1. ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนใช้วัสดุ Stainless Steel 316 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 31.8 mm ความยาว 1.2 m ความหนาของผนังท่อ 2 mm วางแถวละ 6 ท่อ 13 แถว การจัดเรียงท่อแบบเยื้องกัน (Staggered) โดยมีระยะทางระหว่างท่อในแนวตั้งฉาก (Transverse Pitch,  $S_T$ ) และระยะทางระหว่างท่อในแนวขนานกับการไหล (Longitudinal Pitch,  $S_L$ ) เท่ากับ 2 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน คือ 63.6 mm
2. แผ่นกั้นเพื่อให้การไหลของก๊าซไอเสียเป็นแบบ 2 กลีบใช้แผ่น Stainless 316 หนา 5 mm กว้าง 60 cm ยาว 88 cm เชื่อมที่ระยะกึ่งกลางของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน
3. แผ่นปิดข้างซ้าย - ขวา เพื่อเป็น shell ของอุปกรณ์อุณหอากาศ ใช้แผ่น Stainless 316 หนา 5 mm กว้าง 88 cm ยาว 120 cm
4. ท่อที่ต่อเข้ากับอุปกรณ์อุณหอากาศทางด้านทางเข้าและทางออกของอากาศใช้ท่อ Carbon Steel ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 8 นิ้ว โดยที่บริเวณท่อทางเข้าอุปกรณ์อุณหอากาศและท่อทางเข้าเดิมจะติด Butterfly Valve เพื่อใช้ในการปรับเปลี่ยนทิศทางเข้า By Pass จากท่อทางเข้าเดิม

5. ท่อที่ต่อเข้ากับอุปกรณ์อุณหอากาศทางด้านทางเข้าและทางออกของก๊าซไอเสียใช้ท่อ Carbon Steel ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 นิ้ว โดยที่บริเวณท่อทางเข้าจะติด Butterfly Valve เพื่อปรับอัตราการไหลของก๊าซไอเสียที่เข้าสู่อุปกรณ์อุณหอากาศ
6. แผ่นโค้งสำหรับปรับทิศทางการไหลของก๊าซไอเสีย ใช้ Stainless 316 กว้าง 60 cm ยาว 120 cm โดยมีรัศมีความโค้งเท่ากับ 40 cm
7. ท่อและวาล์วต่างๆที่ใช้ต่ออุปกรณ์อุณหอากาศเข้ากับปล่องไอเสียของเตาเผาและท่ออากาศที่จะเข้าสู่ Burner ใช้ท่อ Carbon Steel
8. เหล็กโครงสร้างที่ใช้เป็นตัวรับแรงจากอุปกรณ์อุณหอากาศใช้เหล็กรูปตัว L เชื่อมติดกับคานของเตาเผาและใช้ Bolt ในการยึดอุปกรณ์อุณหอากาศเข้ากับโครงสร้างที่ใช้รับแรง

## 6.2 การติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ

การติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศเข้ากับเตาเผาเริ่มจากการวัดระยะบนเตาเผาและนำมาเปรียบเทียบกับระยะต่างๆของอุปกรณ์อุณหอากาศ จากนั้นจึงนำอุปกรณ์อุณหอากาศมาวางบนตัวรองรับ โดยใช้ Bolt เป็นตัวยึดให้อุปกรณ์อุณหอากาศติดกับโครงสร้างที่ใช้รับแรงทั้ง 4 ด้าน เมื่อติดอุปกรณ์อุณหอากาศเข้ากับตัวรองรับเรียบร้อยแล้วก็ใช้เครนยกขึ้นบนเตาเผาแล้ววางอุปกรณ์อุณหอากาศตรงตำแหน่งที่วัดไว้ หลังจากนั้นทำการติด เชื่อม ประกอบท่อ วาล์วต่างๆระหว่างอุปกรณ์อุณหอากาศกับปล่องไอเสียของเตาเผาและท่ออากาศที่เข้าเผาใหม่ โดยท่ออากาศที่เผาใหม่ที่ทางเข้าและออกจากอุปกรณ์อุณหอากาศจะต่อท่อแบบ By Pass เข้ากับท่ออากาศเดิม ทั้งนี้เพื่อเป็นการป้องกันเวลาเกิดปัญหาขึ้นกับอุปกรณ์อุณหอากาศ หรือกรณีที่ไม่สามารถใช้งานอุปกรณ์อุณหอากาศได้เตาเผาก็ยังสามารถทำงานได้อย่างปกติเพียงแต่ไม่มีการอุณหอากาศให้มีอุณหภูมิสูงก่อนเข้าเผาใหม่เท่านั้น เมื่อติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศเรียบร้อยแล้ว ก็ทำการติด Pressure Gage และ Thermocouple เพื่อใช้วัดความดันและอุณหภูมิของอากาศและก๊าซไอเสียที่เข้าและออกจากอุปกรณ์อุณหอากาศนั้น จากนั้นเป็นขั้นตอนสุดท้ายของการสร้างอุปกรณ์อุณหอากาศ คือ การหุ้มฉนวนบริเวณผิวรอบอุปกรณ์อุณหอากาศ เพื่อป้องกันความร้อนสูญเสียที่ผนัง ซึ่งจากการศึกษาพบว่า ฉนวนที่เหมาะสมในการป้องกันความร้อนสูญเสียในช่วงอุณหภูมิ 100 ถึง 500 °C ได้แก่ เพอร์ไลต์ แคลเซียมซิลิเกต โฟมแก้ว โยแร่ ฉนวนผิวสะท้อนรังสี ซึ่งในการวิจัยนี้ได้เลือกใช้ฉนวนใยแก้วเป็นตัวป้องกันความร้อนสูญเสียที่ผิวของอุปกรณ์อุณหอากาศ เนื่องจากเป็นชนิดที่มีราคาไม่แพงและนิยมใช้ในการป้องกันความร้อนสูญเสียได้อย่างมีประสิทธิภาพในโรงงานอุตสาหกรรมทั่วไป โดยการสร้างและติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศเข้ากับปล่องไอเสียของเตาเผาแสดงไว้ในรูปที่ 6.1 – 6.7



รูปที่ 6.1 ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนภายในอุปกรณ์อุณหอากาศ



รูปที่ 6.2 ด้านข้างของอุปกรณ์อุณหอากาศ



รูปที่ 6.3 ด้านหน้าของอุปกรณ์อุณหอากาศ



รูปที่ 6.4 รูปแสดงการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ



รูปที่ 6.5 อุปกรณ์อุ่นอากาศที่ติดตั้งเรียบร้อยแล้ว



รูปที่ 6.6 เตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ



รูปที่ 6.7 อุปกรณ์อุณหอากาศหลังหุ้มฉนวน

### 6.3 การทดลองหลังจากติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ

การทดลองหลังจากติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศเข้ากับปล่องไอเสียของเตาเผาแล้ว แบ่งออกเป็น 2 ส่วน โดยส่วนแรกเป็นการทดลองวัดอุณหภูมิอากาศที่ออกจากอุปกรณ์อุณหอากาศก่อนหุ้มฉนวนและส่วนที่ 2 ทดลองเมื่อหุ้มฉนวนอุปกรณ์อุณหอากาศแล้ว โดยข้อมูลการทดลองของเตาเผาและอุปกรณ์อุณหอากาศ รวมทั้งผลการคำนวณแสดงไว้ในภาคผนวก ค

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บทที่ 7

### วิเคราะห์และสรุปผลงานวิจัย

#### 7.1 วิเคราะห์ผลการทดลอง

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาและพัฒนาอุปกรณ์อุ่นอากาศสำหรับเตาเผาอุตสาหกรรม โดยนำข้อมูลและผลการทดลองของเตาเผามาใช้กับสมการทางคณิตศาสตร์ เพื่อออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศที่มีประสิทธิภาพและเหมาะสมทั้งทางด้านวิศวกรรมและทางด้านเศรษฐศาสตร์ โดยติดตั้งอุปกรณ์นี้ใช้งานจริงที่บริเวณปล่องไอเสียของเตาเผาสปริงแผ่น ซึ่งการวิเคราะห์ข้อมูลประกอบไปด้วย การเปรียบเทียบประสิทธิภาพของอุปกรณ์อุ่นอากาศจริงกับการออกแบบทางทฤษฎี และการเปรียบเทียบผลการทดลองก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ โดยการทดลองหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศเข้ากับปล่องไอเสียของเตาเผาจะถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วน โดยส่วนแรกเป็นการทดลองเก็บข้อมูลของเตาเผาและอุปกรณ์อุ่นอากาศก่อนหุ้มฉนวน และส่วนที่สองเป็นการทดลองหลังหุ้มฉนวนอุปกรณ์อุ่นอากาศแล้ว ซึ่งผลที่ได้มีดังนี้

1. การทดลองก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ อุณหภูมิภายในเตาเผาขณะใช้งานมีค่าเฉลี่ยประมาณ  $950\text{ }^{\circ}\text{C}$  อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่บริเวณปล่องไอเสีย  $665.8\text{ }^{\circ}\text{C}$  ความร้อนสูญเสียในก๊าซไอเสีย  $33.92\%$  โดยประสิทธิภาพข้อที่ 1 ทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเตาเผามีค่าประมาณ  $21\%$  ซึ่งเมื่อพิจารณาความร้อนสูญเสียในก๊าซไอเสียแล้วพบว่า มีค่ามากถึง  $1$  ใน  $3$  ของพลังงานที่เข้าสู่เตาเผาและก๊าซไอเสียที่ปล่อยทิ้งยังอุณหภูมิสูงมากสามารถนำกลับมาใช้ประโยชน์ได้ใหม่ โดยการนำไปเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับอุ่นอากาศก่อนเข้าเผาใหม่ให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น เพื่อประหยัดพลังงานจากการเผาไหม้ของน้ำมันเชื้อเพลิง ซึ่งการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศในที่นี้ใช้วิธี NTU-Method เนื่องจากใช้ได้สะดวกกว่าวิธี Log-Mean Temperature Difference (LMTD) เพราะไม่ทราบอุณหภูมิของอากาศและก๊าซไอเสียที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศ โดยการออกแบบได้สมมติค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์อุ่นอากาศที่ออกแบบเท่ากับ  $0.3$  แล้วคำนวณหาอุณหภูมิของอากาศและก๊าซไอเสียที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศ จากนั้นหาค่า Number of Transfer Unit (NTU) ตามลักษณะการไหลต่างๆ ซึ่งพบว่า NTU ของการไหลแบบขวางกันสองกลับ (Pararell Two pass heat exchanger) มีค่ามากที่สุด จึงนำค่า NTU ของการไหลแบบตัดกันสองกลับ โดยให้อากาศไหลภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนและก๊าซไอเสียไหลตัดภายนอกสองครั้ง มาทำการคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน พบว่าขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสม คือ ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก  $0.318$  เมตร ยาว  $1.2$  เมตร จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน  $78$  ท่อ วางแถวละ  $6$  ท่อจำนวน  $13$  แถว จัดเรียงท่อแบบ

แนวเอียงกัน (Staggered) วัสดุที่ใช้สร้างท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเป็น Stainless 316 เนื่องจากทนต่อการกัดกร่อนได้ดี

2. การทดลองก่อนหุ้มฉนวนอุปกรณ์อุ่นอากาศ อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่เข้าสู่อุปกรณ์อุ่นอากาศมีค่าเฉลี่ยประมาณ  $612\text{ }^{\circ}\text{C}$  และสามารถอุ่นอากาศที่เข้าเผาไหม้ได้ค่าประมาณ  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$  ซึ่งเป็นค่าที่น้อยกว่าค่าที่คำนวณได้ในทางทฤษฎี ( $220\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) จึงตั้งสมมติฐานว่าที่บริเวณภายในของอุปกรณ์อุ่นอากาศ (ช่องว่างระหว่างท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแวนอกกับผนังด้านข้างของอุปกรณ์อุ่นอากาศ) ซึ่งมีระยะห่างประมาณ 9 เซนติเมตรนั้น อาจมีค่ามากเกินไปจึงทำให้อากาศไม่ไหลตัดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน แต่จะไหลอ้อมท่อทางบริเวณช่องว่างซึ่งมีแรงต้านทานการไหลน้อยกว่า ทำให้อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซไอเสียและอากาศน้อยลง และเป็นผลให้อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศมีค่าน้อย ดังนั้นผู้วิจัยจึงได้ทำการแก้ไขโดยถอดผนังด้านข้างของอุปกรณ์อุ่นอากาศออกแล้วนำแผ่น Stainless 316 ปิดบริเวณช่องว่างนั้น เพื่อบังคับให้อากาศไหลตัดกับท่อแลกเปลี่ยนความร้อนมากขึ้น (ระยะห่างประมาณ 2 เซนติเมตร) โดยแสดงในรูปที่ 7.1 และ 7.2 ซึ่งผลการทดลองพบว่า สามารถอุ่นอากาศก่อนเข้าเผาไหม้ได้อุณหภูมิสูงขึ้นเป็น  $183\text{ }^{\circ}\text{C}$  โดยเพิ่มขึ้นจากเดิมประมาณ  $33\text{ }^{\circ}\text{C}$  คิดเป็นพลังงานความร้อนที่เพิ่มขึ้นประมาณ  $59\text{ MJ/hr}$



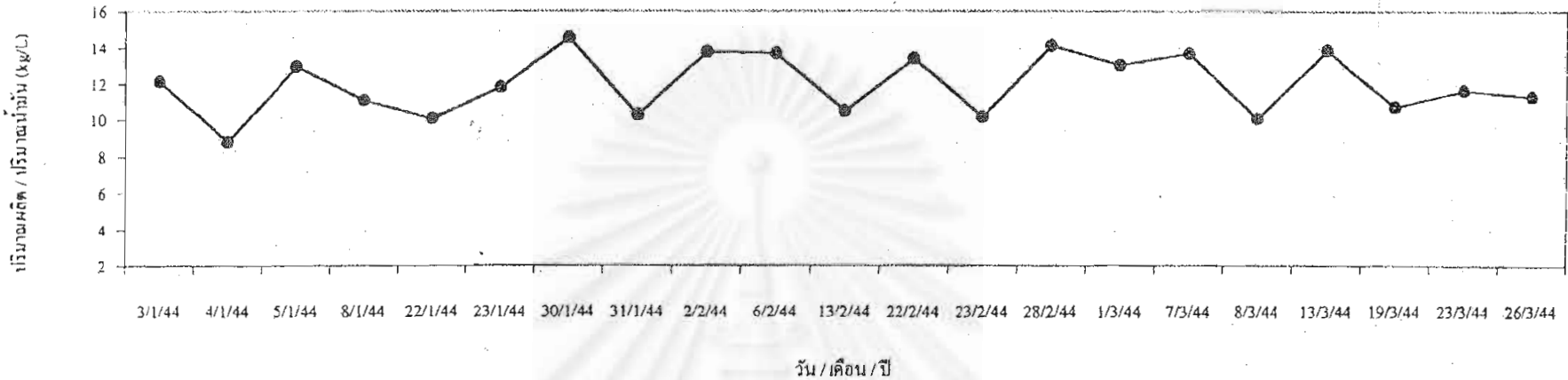
รูปที่ 7.1 ช่องว่างด้านข้างภายในอุปกรณ์อุ่นอากาศ



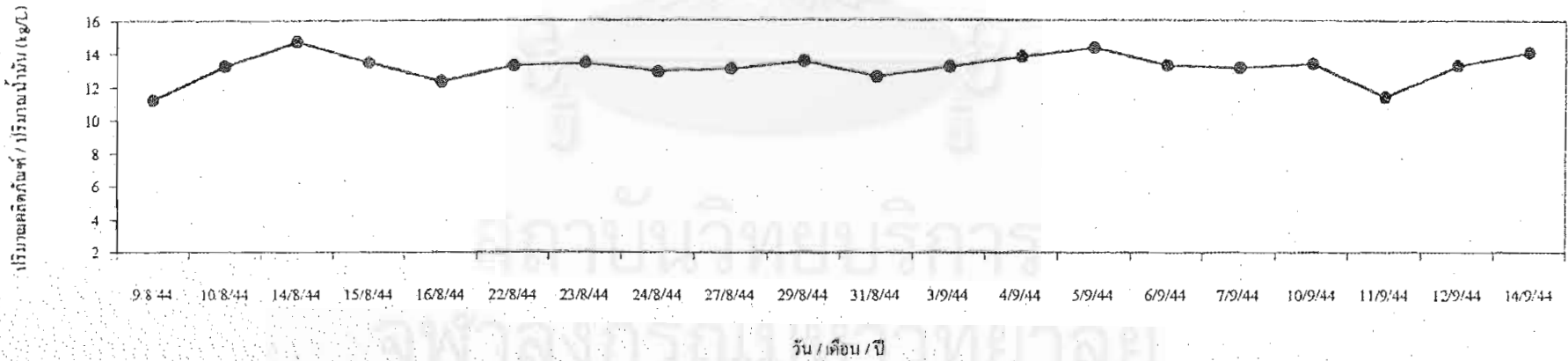
รูปที่ 7.2 ช่องว่างด้านข้างภายในอุปกรณ์อุ่นอากาศหลังปิดด้วยแผ่น Stainless 316

3. การทดลองหลังหุ้มฉนวนอุปกรณ์อุ่นอากาศแล้ว พบว่าก๊าซไอเสียที่เข้าสู่อุปกรณ์อุ่นอากาศมีค่าประมาณ  $641\text{ }^{\circ}\text{C}$  ซึ่งน้อยกว่าการวัดอุณหภูมิที่ปล่องไอเสียก่อนติดตั้ง ( $665.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) เนื่องจากการไหลภายในท่อที่ต่อระหว่างอุปกรณ์อุ่นอากาศกับปล่องไอเสียของเตาเผา ทำให้เกิดความร้อนสูญเสียขึ้นแม้ว่าจะมีการหุ้มฉนวนแล้วก็ตาม โดยหลังจากก๊าซไอเสียเข้าสู่อุปกรณ์อุ่นอากาศแล้วแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศที่เข้าเผาไหม้ อุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ  $48\text{ }^{\circ}\text{C}$  ได้ อุณหภูมิของอากาศเข้าเผาไหม้เฉลี่ยประมาณ  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$  และอุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศมีค่าเฉลี่ยประมาณ  $485\text{ }^{\circ}\text{C}$  (ผลการทดลองได้แสดงไว้ในตาราง ค.5) เมื่อทำการเก็บข้อมูลเปรียบเทียบปริมาณผลิตภัณฑ์ที่ผลิตได้ต่อปริมาณการใช้น้ำมันเตา (รูปที่ 7.3 และ 7.4) ก่อนและหลังติดตั้ง พบว่า หลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศจะมีค่าเฉลี่ยประมาณ  $13.17\text{ kg/L}$  โดยเพิ่มจากก่อนติดตั้งเฉลี่ยประมาณ  $1.17\text{ kg/L}$  จากกราฟแสดงปริมาณผลิตภัณฑ์ที่ผลิตได้ต่อปริมาณน้ำมันเตาที่ใช้ พบว่า ปริมาณผลิตภัณฑ์ที่ผลิตได้ต่อปริมาณการใช้น้ำมันเตาเฉลี่ยหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศมีค่าสูงกว่าก่อนติดตั้ง เนื่องจากหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศอุณหภูมิของอากาศที่เข้าเผาไหม้มีค่าประมาณ  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$  ซึ่งทำให้เตาเผาไม่ต้องใช้เชื้อเพลิงในการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศเข้าเผาไหม้จาก  $48\text{ }^{\circ}\text{C}$  ไปเป็นอุณหภูมิใช้งาน  $950\text{ }^{\circ}\text{C}$  แต่เพิ่มอุณหภูมิจาก  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$  แทน ทำให้ประหยัดพลังงานเชื้อเพลิง และมีผลให้ปริมาณผลิตภัณฑ์ที่ผลิตได้ต่อปริมาณการใช้น้ำมันเตามีค่าเพิ่มสูงขึ้น และเมื่อคิดเป็นอัตราการใช้ น้ำมันเตา โดยที่ปริมาณการผลิตผลิตภัณฑ์มีค่าเท่ากัน พบว่า สามารถประหยัดน้ำมันเตาได้เฉลี่ยประมาณ 67 ลิตรต่อการทำงาน 1 กะ (9 ชั่วโมง) คิดเป็นค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ประมาณ 416000 บาทต่อปี ซึ่งมีค่าน้อยกว่าค่าที่วิเคราะห์ได้จากการออกแบบประมาณ 6% เนื่องมาจากในการออกแบบนั้นอุณหภูมิของไอเสียที่เข้าสู่อุปกรณ์อุ่น





รูปที่ 7.3 กราฟแสดงปริมาณการใช้น้ำมันเตาของเตาเผาก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ



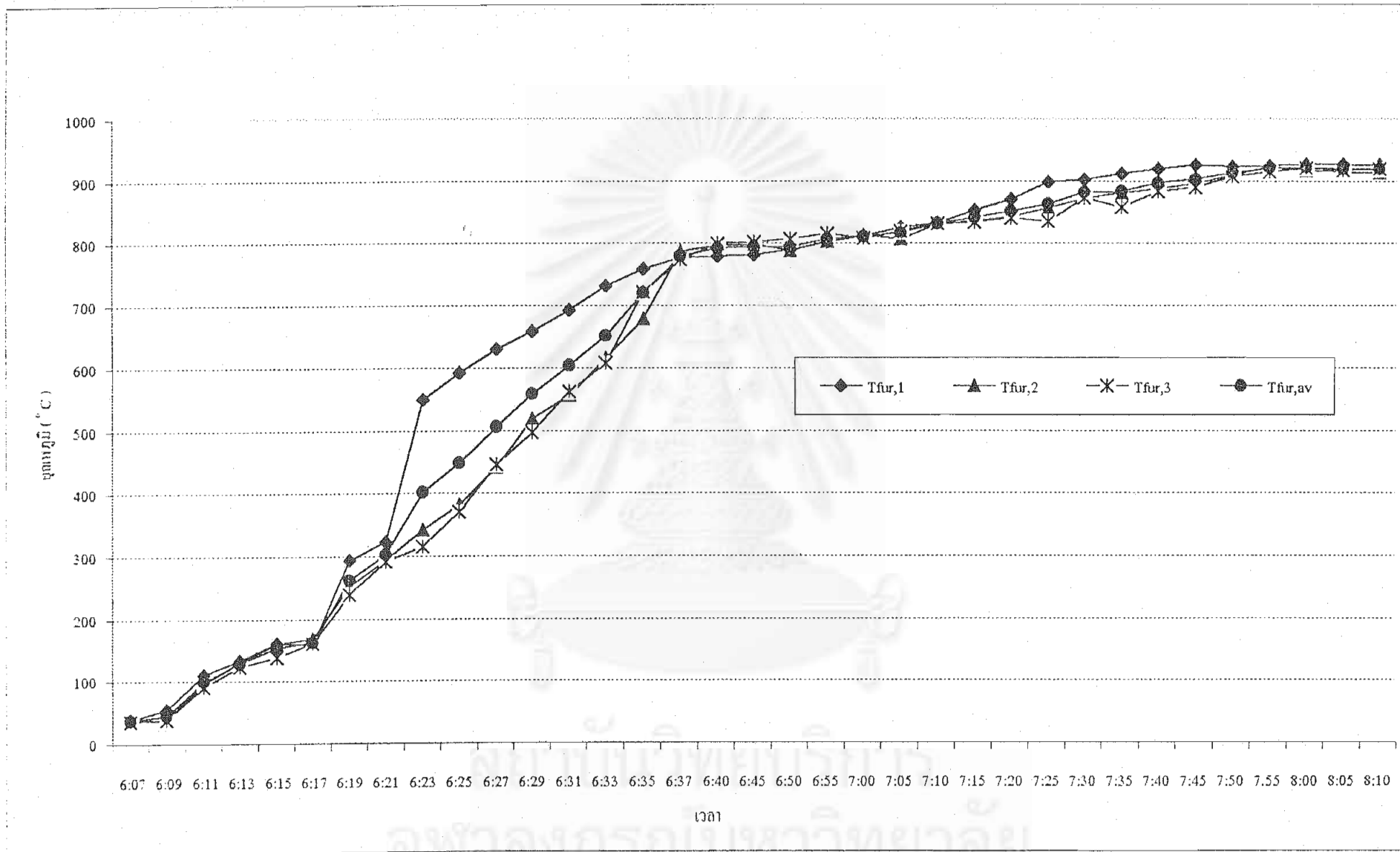
รูปที่ 7.4 กราฟแสดงปริมาณการใช้น้ำมันเตาของเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ

อากาศที่ใช้ในการออกแบบมีค่ามากกว่า และอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าเผาไหม้ที่ใช้ในการออกแบบมีค่า  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  ซึ่งในความเป็นจริงอุณหภูมิมืดมีค่าประมาณ  $48\text{ }^{\circ}\text{C}$

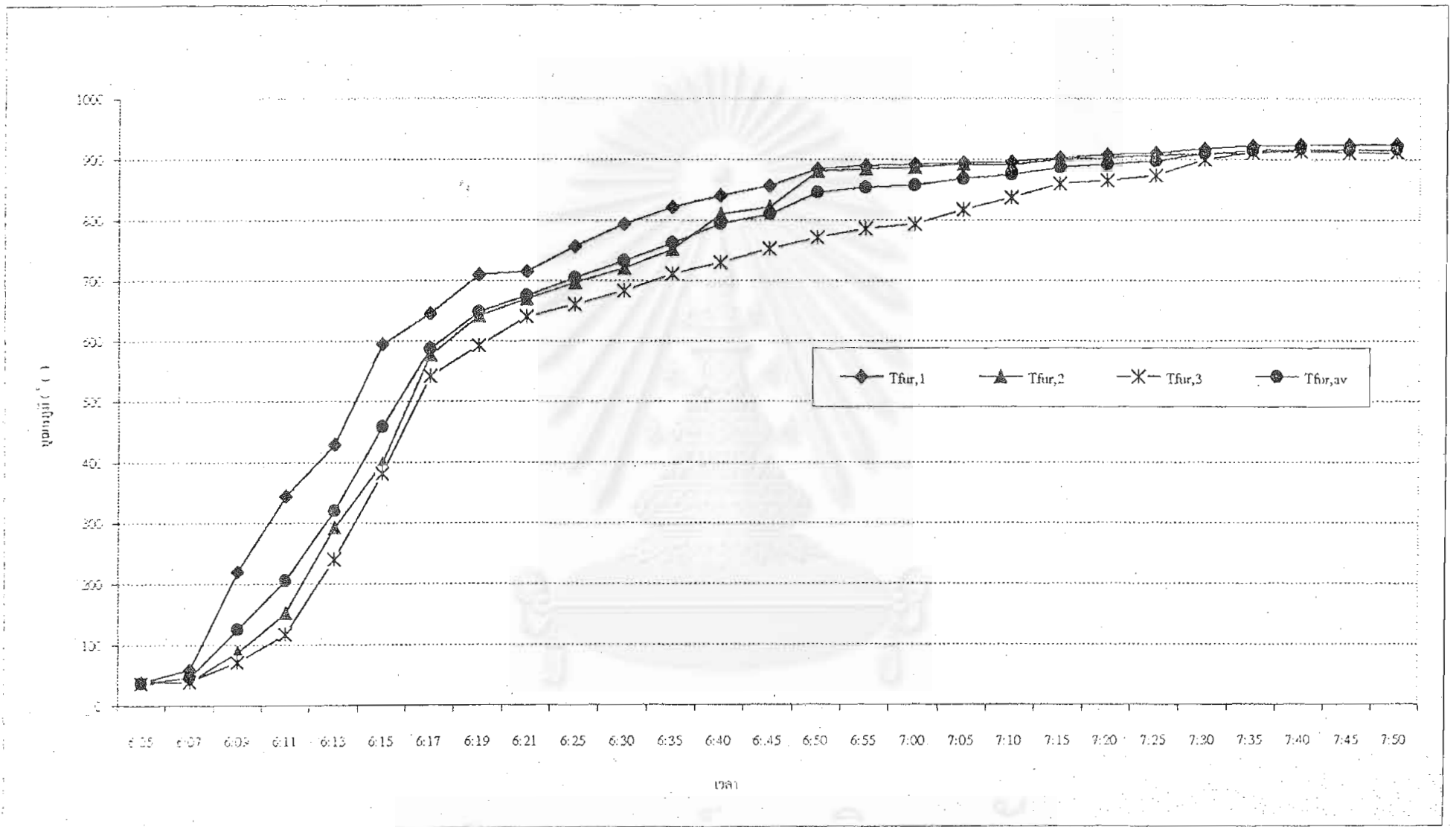
4. เมื่อทำการเปรียบเทียบผลการทดลองหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศกับค่าที่ได้จากการออกแบบทางทฤษฎีแล้ว พบว่า อุปกรณ์อุ่นอากาศมีประสิทธิภาพประมาณ 26% (ภาคผนวก ค) ซึ่งน้อยกว่าที่ออกแบบไว้ประมาณ 4% สำหรับค่าประสิทธิภาพที่น้อยกว่าทางทฤษฎีนั้นเกิดจากอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่เข้าสู่อุปกรณ์อุ่นอากาศมีค่าน้อยกว่าและอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าเผาไหม้จริงมีค่าสูงกว่าทางทฤษฎี จึงทำให้สามารถอุ่นอากาศได้น้อยกว่าค่าที่ได้จากการออกแบบ แต่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ( $U$ ) มากกว่าการออกแบบ เนื่องมาจากอัตราการไหลของอากาศและก๊าซไอเสียที่เข้าสู่เตาเผามีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อย จึงทำให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในและภายนอกท่อ ( $h_i, h_o$ ) มีค่ามากขึ้น โดยที่ความดันสูญเสียจริงมีค่ามากกว่าทางทฤษฎีเล็กน้อย เนื่องจากในการติดตั้งใช้งานจริงจะมีการสูญเสียอื่นๆ ที่ไม่สามารถวัดค่าได้นอกจากตัวแปรที่ใช้ในการออกแบบทางทฤษฎี

5. การหุ้มฉนวนอุปกรณ์อุ่นอากาศใช้ฉนวนชนิดใยแก้ว เนื่องจากคุณสมบัติเหมาะสมกับการป้องกันความร้อนสูญเสียในช่วงอุณหภูมิดังกล่าว และเป็นที่ยอมรับใช้อย่างมีประสิทธิภาพในการป้องกันความร้อนสูญเสียในอุตสาหกรรม โดยมีความหนาแน่นของฉนวนเท่ากับ  $32\text{ kg/m}^3$  ค่า Thermal Conductivity ( $k$ ) เท่ากับ  $0.0337\text{ W/m-K}$  หุ้มฉนวนหนา 5 mm ซึ่งหลังหุ้มฉนวนสามารถป้องกันความร้อนสูญเสียได้ 6.738 kW จากกราฟแสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิจุดต่างๆของเตาเผาและอุปกรณ์อุ่นอากาศ (รูปที่ 7.5 และ 7.6) พบว่า ความแตกต่างของอุณหภูมิมืดระหว่างก๊าซไอเสียที่เข้าและออกจากเตาเผาของอุปกรณ์อุ่นอากาศหลังหุ้มฉนวนมีค่ามากกว่าก่อนหุ้มฉนวน ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการหุ้มฉนวนเป็นการลดความร้อนสูญเสียที่ผนังของอุปกรณ์อุ่นอากาศทำให้สามารถอุ่นอากาศก่อนเข้าเผาไหม้ได้อุณหภูมิสูงขึ้น อุณหภูมิของไอเสียที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศจึงมีค่าลดลง

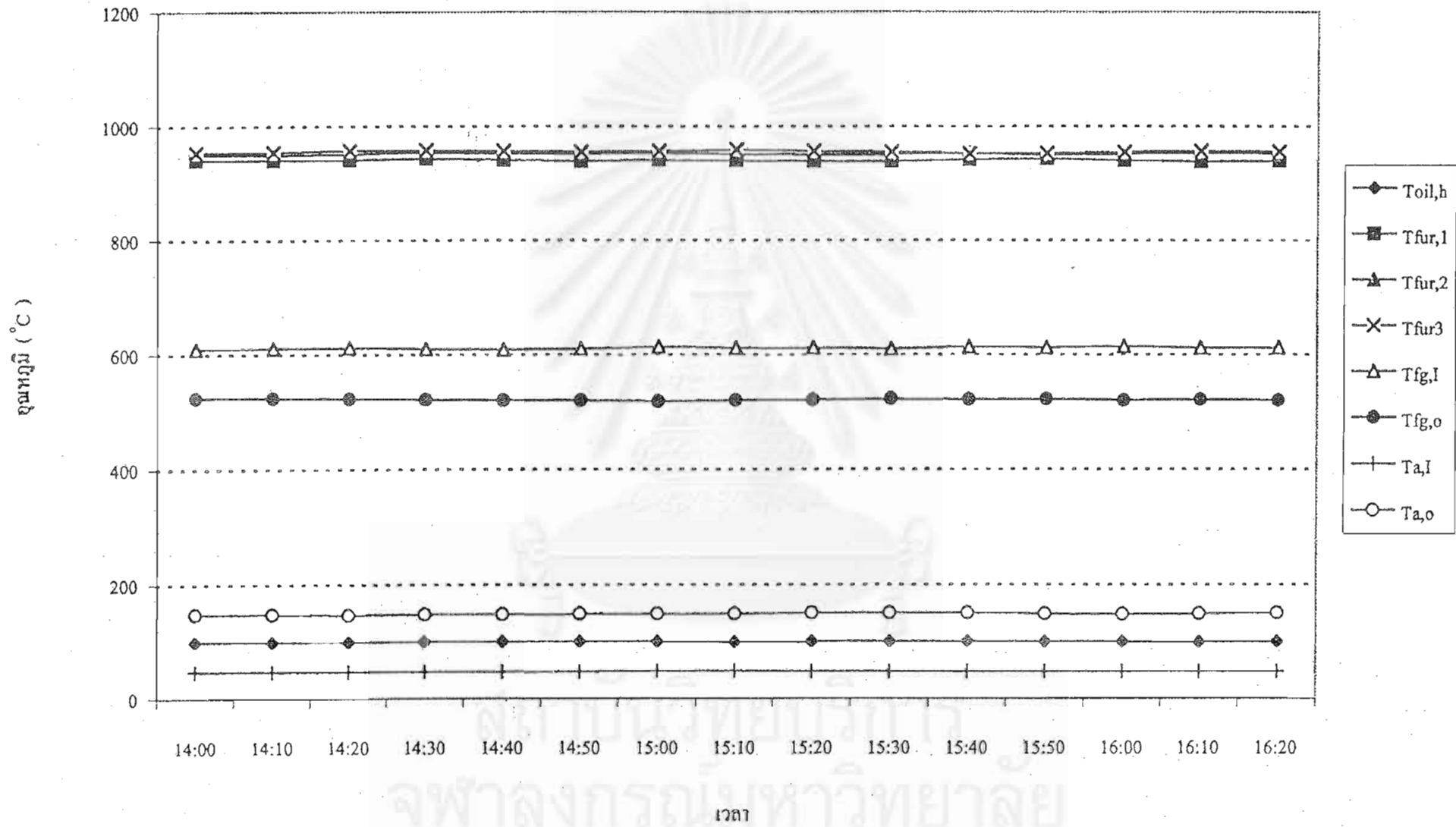
6. จากกราฟแสดงอุณหภูมิในช่วงเวลาการจุดเตาเพื่อให้ได้อุณหภูมิใช้งาน (รูปที่ 7.7 และ 7.8) พบว่า เมื่อติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศเข้ากับปล่องไอเสียของเตาเผาแล้ว การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิภายในเตาช่วงการจุดเตาเพื่อให้ได้อุณหภูมิใช้งานเร็วกว่าก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศโดยสังเกตได้จากความชันของกราฟหลังการติดตั้งมีค่ามากกว่า และระยะเวลาที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิไปสู่อุณหภูมิใช้งานเร็วกว่าประมาณ 15 นาที ซึ่งเป็นการประหยัดพลังงานในการเพิ่มอุณหภูมิในการใช้งาน



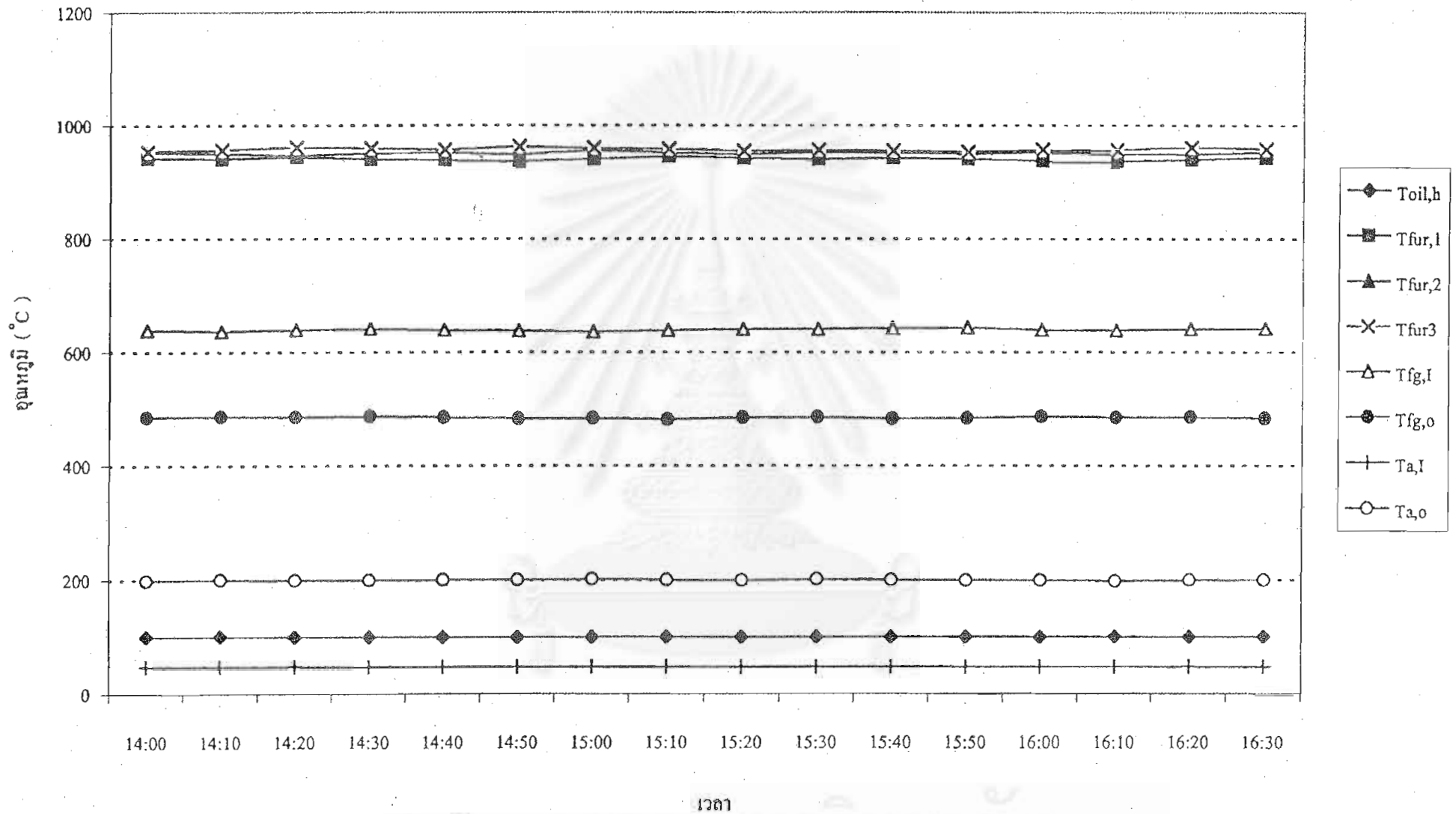
รูปที่ 7.5 กราฟแสดงอุณหภูมิในช่วงเวลาการจุดเตา ก่อนติดตั้งอุปกรณ์เรือนอากาศ (8/1/44)



รูปที่ 7.6 กราฟแสดงอุณหภูมิในช่วงเวลาการจุดเตาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (14/S/44)

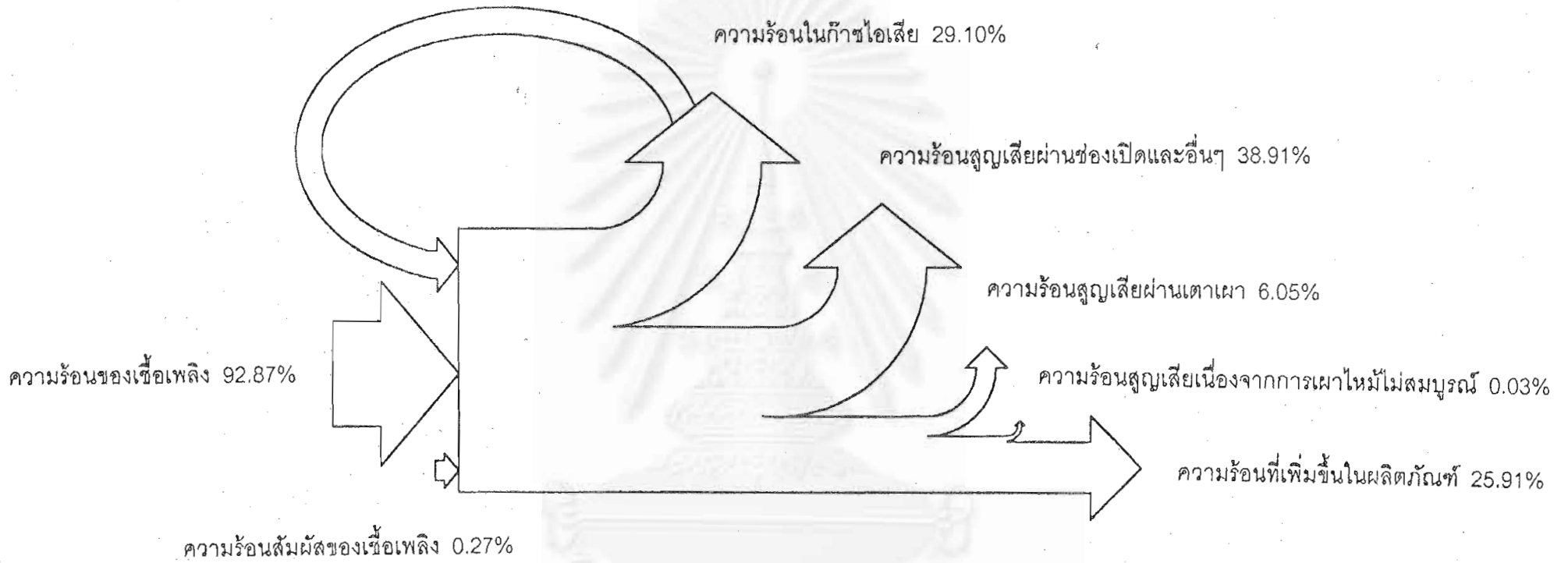


รูปที่ 7.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิที่จุดต่าง ๆ ของอุปกรณ์อุ่นอากาศก่อนหุ้มฉนวน (3/8/44)



รูปที่ 7.8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิที่จุดต่าง ๆ ของอุปกรณ์อุ่นอากาศหลังหุ้มฉนวน (4/9/44)

ความร้อนจากการอุ่นอากาศก่อนเข้าเผาไหม้ 6.86%



รูปที่ 7.9 Sankey diagram ของเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

7. การสมมูลพลังงานของเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (รูปที่ 7.9) พบว่า หลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ เตาเผาสามารถนำความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสียกลับมาใช้ประโยชน์ได้ประมาณ 275 MJ/hr (ประมาณ 24% ของความร้อนสูญเสียในก๊าซไอเสีย) ซึ่งเป็นการเพิ่มพลังงานความร้อนเข้าสู่เตาเผาประมาณ 6% ของพลังงานที่เข้าสู่เตาเผา ทำให้เตาเผามีประสิทธิภาพข้อที่ 1 และข้อที่ 2 ทางเทอร์โมไดนามิกส์ เพิ่มขึ้นจากก่อนติดตั้ง และจากการวิเคราะห์ผลทางด้านเศรษฐศาสตร์ พบว่า หลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ ผลการวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์น้อยกว่าทางทฤษฎี เนื่องจาก ประการที่ 1 อุณหภูมิของอากาศที่อุ่นได้หลังติดตั้งมีค่าน้อยกว่าทางทฤษฎี ซึ่งทำให้สามารถประหยัดพลังงานเชื้อเพลิงได้น้อยกว่า ประการที่ 2 การลงทุนสร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศจริง ค่าใช้จ่ายในการสร้างมีค่ามากกว่าราคาประเมินไว้ในตอนแรกประมาณ 30,000 บาท ดังนั้นจึงทำให้ระยะเวลาการคืนทุนมากกว่าเดิมและอัตราผลตอบแทนการลงทุนน้อยกว่าที่ได้คำนวณไว้

8. อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์อุ่นอากาศนั้นจะลดลงไปตามเวลาการใช้งาน เนื่องจากก๊าซไอเสียที่ออกจากปล่องไอเสียแล้วเข้าสู่อุปกรณ์อุ่นอากาศ จะมีคราบเขม่าจากส่วนผสมของเชื้อเพลิงที่ทำการสันดาปแล้ว เขม่านี้จะไปจับตามผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้เป็นการเพิ่มความต้านทานทางความร้อน หรือ Fouling Resistance ซึ่งมีผลทำให้สามารถอุ่นอากาศก่อนเข้าเผาใหม่ได้อุณหภูมิลดลงจากการติดตั้งในช่วงเวลาแรก โดยการเกาะตัวของเขม่านี้ นอกจากจะเป็นการเพิ่มความต้านทานทางความร้อนแล้ว ยังเป็นตัวทำให้เกิดการกัดกร่อนที่ผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรวดเร็วขึ้นด้วย ดังนั้นเพื่อให้อุปกรณ์อุ่นอากาศสามารถใช้งานได้อย่างมีประสิทธิภาพและยาวนาน จึงควรทำความสะอาดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนภายในอุปกรณ์อุ่นอากาศ โดยวิธีที่นิยมใช้ในการทำความสะอาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน คือ การนำแรงลวดสอดเข้าไปขัดคราบเขม่าที่ติดอยู่ที่ผนังท่อออก ซึ่งการทำความสะอาดอุปกรณ์อุ่นอากาศแสดงไว้ในรูปที่ 7.10



รูปที่ 7.10 การทำความสะอาดอุปกรณ์อุ่นอากาศ



## 7.2 สรุปผลการวิจัย

1. การออกแบบอุปกรณ์อุณหภูมิก๊าซที่ใช้วิธี NTU – Method ซึ่งผลที่ได้ คือ Cross Parallel Two Pass Heat Exchanger ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 31.8 mm ความหนา 2 mm ยาว 1.2 m (Stainless 316) จำนวน 78 ท่อ โดยการจัดเรียงท่อแบบแนวเอียงกัน (Staggered) ระยะ Transverse Pitch ( $S_T$ ) และ Longitudinal ( $S_L$ ) เท่ากับ 2 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (63.6 mm) ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนมีจำนวน 13 แถว แถวละ 6 ท่อ โดยอากาศไหลภายในท่อและก๊าซไอเสียไหลตัดภายนอกจำนวน 2 กลับ หลังจากติดตั้งอุปกรณ์อุณหภูมิก๊าซเข้ากับเตาเผาสปริงแผ่นแล้ว พบว่า สามารถนำความร้อนสูญเสียในก๊าซไอเสียมาใช้ได้ประมาณ 24% โดยอุณหภูมิก๊าซเข้าเผาใหม่ได้อุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 200 °C สามารถประหยัดพลังงานเชื้อเพลิงได้ประมาณ 67 ลิตรต่อหนึ่งกะการทำงาน (คิดเป็นประมาณ 9% ของการใช้ น้ำมันเตาของเตาเผา) คิดเป็นค่าใช้จ่ายที่สามารถประหยัดประมาณ 416,000 บาทต่อปี จากการวิเคราะห์ทางด้านเศรษฐศาสตร์ พบว่า ระยะเวลาคืนทุนประมาณ 8 เดือน อัตราผลตอบแทนการลงทุน 151 %

2. วิธี NTU – Method เป็นวิธีที่สะดวกและเหมาะสมในการออกแบบอุปกรณ์อุณหภูมิก๊าซเพื่อสร้างและติดตั้งใช้งาน ซึ่งให้ค่าใกล้เคียงกับความเป็นจริง โดยปัจจัยสำคัญที่ควรคำนึงถึงในการออกแบบและสร้างอุปกรณ์อุณหภูมิก๊าซ คือ อัตราการไหล อุณหภูมิของอากาศและก๊าซไอเสียที่เข้าสู่อุปกรณ์อุณหภูมิก๊าซ อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน ขนาดของอุปกรณ์อุณหภูมิก๊าซซึ่งรวมถึงช่องว่างภายในอุปกรณ์อุณหภูมิก๊าซ วัสดุและฉนวนที่ใช้ และความดันสูญเสียที่เกิดขึ้น

3. การติดตั้งอุปกรณ์อุณหภูมิก๊าซเพื่อนำความร้อนสูญเสียจากก๊าซไอเสียมาใช้ประโยชน์เป็นวิธีการลดความร้อนสูญเสียที่มีประสิทธิภาพ โดยหลังจากการติดตั้งอุปกรณ์อุณหภูมิก๊าซกับเตาเผาสปริงแล้ว เตาเผามีประสิทธิภาพเชิงความร้อนเท่ากับ 26% (ก่อนติดตั้ง 21%) ประสิทธิภาพข้อที่ 2 ทางเทอร์โมไดนามิกส์ประมาณ  $\eta_2 = 24%$  (ก่อนติดตั้ง 19%) โดยที่อุปกรณ์อุณหภูมิก๊าซมีประสิทธิภาพข้อที่ 1 ทางเทอร์โมไดนามิกส์เท่ากับ 85% ประสิทธิภาพข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์  $\eta_2 = 64%$  ประสิทธิภาพของอุปกรณ์อุณหภูมิก๊าซเท่ากับ 26% ซึ่งการหุ้มฉนวนอุปกรณ์อุณหภูมิก๊าซสามารถป้องกันความร้อนสูญเสียได้ประมาณ 6.7 kW และความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นเท่ากับ 0.343 kPa

## 7.3 ข้อเสนอแนะสำหรับการศึกษาเพิ่มเติม

1. ควรศึกษาเพิ่มเติมเกี่ยวกับการติดครีป (Fin) บริเวณรอบๆท่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนให้มากขึ้น ซึ่งจะทำให้ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น เป็นการลดขนาดของอุปกรณ์อุณหภูมิก๊าซลง อีกทั้งยังจะทำให้ประหยัดค่าใช้จ่ายในการ

สร้างและติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศด้วย แต่อย่างไรก็ตามควรระมัดระวังในการติดตั้งเนื่องจากเขม่าที่เกิดจากการเผาไหม้ที่มากับก๊าซไอเสียจะไปเกาะสะสมอยู่ที่บริเวณร่องครีบ ซึ่งจะทำให้เกิดการกัดกร่อนรวดเร็วขึ้น และจะทำให้อายุการใช้งานของอุปกรณ์อุ่นอากาศลดลง

2. ควรศึกษาเรื่องการจัดเรียงท่อแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น ระยะห่างระหว่างท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมที่ทำให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด และการจัดเรียงตามลักษณะการปะทะของก๊าซไอเสีย โดยท่อแลกเปลี่ยนความร้อนบริเวณที่ได้รับการปะทะกับก๊าซไอเสียก่อนต้องมีความแข็งแรงทนต่อการกัดกร่อนได้ดี ส่วนในบริเวณแถวต่อไปที่ได้รับการปะทะน้อยอาจใช้วัสดุที่ทนต่อการกัดกร่อนน้อยลง เพื่อเป็นการประหยัดค่าใช้จ่ายในการสร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศ

3. ควรศึกษาเรื่องการกัดกร่อนที่เกิดกับอุปกรณ์อุ่นอากาศ และศึกษาเรื่องสัมประสิทธิ์ความสกปรก (Fouling Factor) ที่เกิดขึ้นกับอุปกรณ์อุ่นอากาศอันเป็นสาเหตุทำให้ประสิทธิภาพของอุปกรณ์อุ่นอากาศลดลง ทั้งนี้เพื่อเป็นการพัฒนาและปรับปรุงให้ได้อุปกรณ์อุ่นอากาศที่มีประสิทธิภาพและอายุการใช้งานนานที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้

4. ศึกษาการนำความร้อนจากก๊าซไอเสียที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศไปใช้ประโยชน์ต่อไปก่อนปล่อยทิ้งออกสู่สิ่งแวดล้อม เนื่องจากอุณหภูมิยังสูงอยู่ (ประมาณ 480 °C) ซึ่งความร้อนจำนวนนี้ถ้าสามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้ ก็จะเป็นการประหยัดพลังงานเชื้อเพลิงของโรงงานและเป็นการอนุรักษ์สิ่งแวดล้อมในอีกทางหนึ่ง

5. ควรศึกษาอุปกรณ์อุ่นอากาศที่มีลักษณะรูปแบบการไหลชนิดต่างๆ เพื่อนำมาเปรียบเทียบผลที่ได้และนำไปใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบและสร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศที่มีประสิทธิภาพและมีความเหมาะสมทางด้านเศรษฐศาสตร์ด้วย

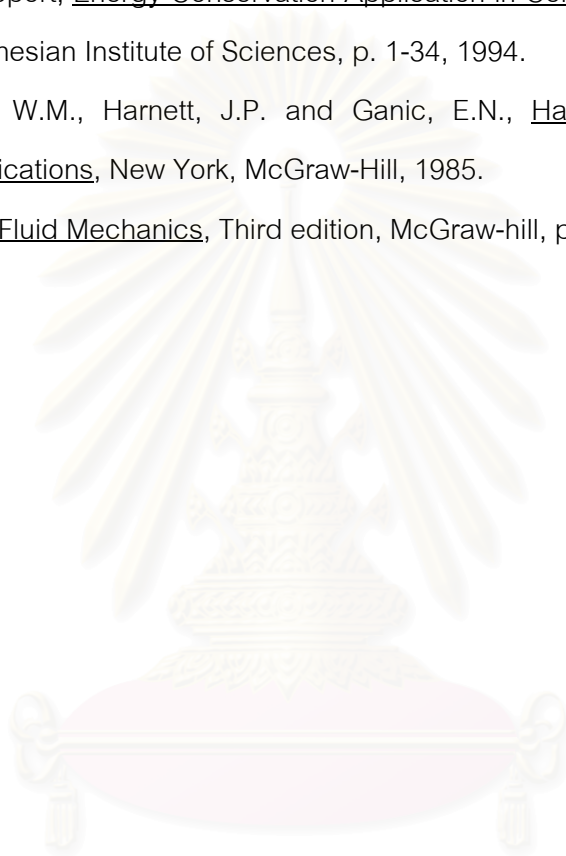
6. ควรศึกษาเรื่องความเป็นไปได้ในการเปลี่ยนแปลงการใช้เชื้อเพลิง เนื่องจากเดิมเชื้อเพลิงที่ใช้ในเตาเผาเป็นน้ำมันเตา A ซึ่งมีราคาแพง ทั้งยังเกิดเขม่าที่เป็นมลพิษต่อพนักงานและต่อสิ่งแวดล้อมรอบๆโรงงาน รวมทั้งเขม่าที่จะไปเกาะที่ผิวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้ประสิทธิภาพของอุปกรณ์อุ่นอากาศลดลง ทางเลือกที่มีก็เช่น การใช้ก๊าซธรรมชาติเข้ามาทดแทน ซึ่งในกรณีของโรงงานนี้กำลังจะมีการวางท่อส่งก๊าซธรรมชาติของการปิโตรเลียมแห่งประเทศไทยผ่านบริเวณหน้าโรงงาน ดังนั้น การศึกษาความเป็นไปได้ในการเปลี่ยนแปลงเชื้อเพลิงจึงมีแนวโน้มที่ควรจะทำอย่างยิ่ง

## รายการอ้างอิง

1. Holman, J.P., Heat transfer, Eight edition, McGraw-Hill, 1997.
2. อรุณรักษ์ จิตระวีวรรณ, สมเน็ก โตศักดิ์สิทธิ์ และ ประสิทธิ์ พิพัฒน์พันธ์, การใช้พลังงานในโรงหล่อเหล็ก, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2534.
3. สมเกียรติ บุญนง, การศึกษาพารามิเตอร์และการจำลองระบบการนำความร้อนที่สูญเสียออกจากเตาหลอมซิลิกากลับมาใช้โดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อสองชั้น, วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ 2540.
4. แมคพายเวอร์, เครื่องอุ่นอากาศและอีโคโนมายเซอร์, Technology Journal, ปีที่ 25 ฉบับที่ 143, หน้า 135-138, กุมภาพันธ์ – มีนาคม 2542.
5. Won, B. and Kim, Y., Study on the Design of Recuperative Burner, International Journal of Energy Research, v.23 i.7, p. 637-647, June 1999.
6. Kharitonova, L.P. and Pozhorskii, A.V., Development of Steam Recuperators, Soviet Forging and Sheet Metal Stamping Technology, no. 2, p. 78-81, 1989.
7. Teisen and Kund, Metallic Recuperator and Regenerator Designs Compared, Steel Times, V. 219, p. 325, 1991.
8. Sahin, A.Z., Thermodynamic Design Optimization of a Heat Recuperator, International Communications in Heat and Mass transfer, vol. 24 no. 7, p. 1029-1038, Nov 1997.
9. Mcdonald, C.F., Low Cost Compact Primary Surface Recuperator Concept for Microturbines, Applied Thermal Engineering, vol. 20, no. 5, p. 471-497, 2000.
10. Pignotti, A. and Shah R.K., Effectiveness-Number of Transfer Unit Relationships for Heat Exchanger Complex Flow Arrangements, ASME, Conference no. 14414, Nov 1990.
11. Marner, W.j., MacDavid, K.S and Muzio, L.J., Development of A Gas-Side Fouling Measuring Device, Heat Transfer Equipment Fundamentals, Design and

- Applications and Operating problems, American Society of Mechanical Engineers, p. 304-315, 1989.
12. สมศักดิ์ จรีเวรุไวโรจน์, การนำความร้อนทิ้งของเตาควิปู่กลับมาใช้ใหม่, วิทยานิพนธ์ วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2537.
  13. สุทนต์ พัฒนศิริ และ บัณฑิต ใจชื่น, หล่อโลหะ 1, ประกอบเมโทร, หน้า 164-228.
  14. D'Agostini, M.D., Levy, E.K. and Willson, R.W., A Method for Calculating Acid Deposition Rate in Regenerative Air Preheater, Heat Transfer Equipment Fundamentals, Design and Applications and Operating Problems, American Society of Mechanical Engineers, p. 289-296, 1989.
  15. Tomic, J., New Furnace Utilizes Glass Fiber Waste Glass Industry, Vo. 71 no. 4, p. 23-24, 1990.
  16. Chyu, M.K. and Goldstein, R.J., Influence of an Array of Wall-Mounted Cylinders on the Mass Transfer from a Flat Furnace, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 34 no. 9, p. 2175-2186, 1991.
  17. U.S. Department of Energy, Ceramic Recuperator Increases Furnace Efficiency, Chemical Engineering, p. 43-45, 1981.
  18. สมศรี จรุงเรือง, ระเบียบวิธีวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน, พิมพ์ครั้งที่ 1, โรงพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, หน้า 1-389, 2542.
  19. Japan International Cooperation Agency, Report of the Study on Energy Conservation Project in the Kingdom of Thailand, 1984, p. III -4-1 – III-4-80.
  20. Cengel, Y.A. and Bole, M.A., Thermodynamics An Engineering Approach, Second edition, McGraw-Hill, p. 92-216, 1989.
  21. Incropera, F.P. and De Witt, D.P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Second Edition, John Wiley & Sons Inc., p. 1-13, 1985.
  22. พงษ์ธร จริญญากรณ์, การนำพลังงานที่เหลือจากการใช้แล้วกลับมาใช้ใหม่, หน่วยปฏิบัติการวิจัยพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย หน้า 1-13.
  23. Japan External Trade Organization, Fuel Saving of Furnace by Recuperator, p. 1-25, 1994.
  24. Goldstick, R., Principles of Waste Heat Recovery, Fairmont Press, 1986.

25. Reay D.A., Heat Recovery Systems, E & F.N. Spon. London, 1979.
26. พงษ์ธร จรรย์ญากรณ์, อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับอุตสาหกรรม, เอ็มแอนด์ดี, หน้า 1-5, 2542.
27. OKURA Engineering Co., Ltd., Steel Recuperator and Air/Gas Heater p. 1-12, 1994.
28. Technical Report, Energy Conservation Application in Ceramic Industries, Bandung, Indonesian Institute of Sciences, p. 1-34, 1994.
29. Rohsenow, W.M., Harnett, J.P. and Ganic, E.N., Handbook of Heat Transfer Applications, New York, McGraw-Hill, 1985.
30. White, F.M., Fluid Mechanics, Third edition, McGraw-hill, p. 230-294, 1994.



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ก

ข้อมูลเตาเผาก่อนการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศ

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ก.1 ปริมาณการใช้น้ำมันของเตาเผาก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ

วัน/เดือน/ปี	ปริมาณน้ำมันเตาที่ใช้ (L)			ปริมาณผลิตภัณฑ์	ปริมาณผลิตภัณฑ์/ปริมาณน้ำมัน
	เวลา	8:00	17:00	รวม (kg)	(kg/L)
3/1/44	23801.4	24559.7	758.3	9228.8	12.17
4/1/44	25212.4	25976.9	764.5	6746.0	8.82
5/1/44	26032.6	26795.6	763.0	9878.0	12.95
8/1/44	27106.2	27893.6	787.4	8745.6	11.11
22/1/44	42120.7	42923.8	803.1	8113.5	10.10
23/1/44	42950.7	43660.3	709.6	8384.6	11.82
30/1/44	45842.4	46632.5	826.3	12028.2	14.56
31/1/44	47832.0	48421.6	589.6	6076.4	10.31
2/2/44	50188.7	50950.0	761.3	10497.0	13.79
6/2/44	53709.6	54447.7	738.1	10104.0	13.69
13/2/44	56874.4	57543.7	669.3	7052.4	10.54
22/2/44	69828.7	70635.0	806.6	10809.0	13.40
23/2/44	71560.1	72275.8	715.7	7310.9	10.22
28/2/44	75575.6	76302.1	726.5	10274.0	14.13
1/3/44	76257.7	76987.5	729.8	9534.0	13.06
7/3/44	79210.1	79950.6	740.5	10150.0	13.71
8/3/44	79976.3	80665.7	689.4	6973.4	10.11
13/3/44	86194.1	86903.8	709.7	9832.5	13.85
19/3/44	93667.3	94513.1	845.8	9093.8	10.75
23/3/44	101083.7	101880.4	796.7	9262.7	11.63
26/3/44	104672.7	105480.0	810.7	9166.2	11.31



ตารางที่ ก.2.1 อุณหภูมิในช่วงจุดเตาก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (4/1/44)

เวลา	$T_{fur,1}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,2}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,3}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,av}$ ( $^{\circ}C$ )	เวลา	$T_{fur,1}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,2}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,3}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,av}$ ( $^{\circ}C$ )
6:10	35.7	37.2	35.9	36.3	7.35	908.6	893.3	877.3	893.1
6:13	56.3	36.4	35.7	42.8	7.40	913.3	887.3	880.6	893.7
6:15	105.4	98.9	96.7	100.3	7.45	922.4	906.5	899.2	893.1
6:17	146.5	165.3	159.3	157.0	7.50	924.7	909.6	890.7	893.7
6.19	160.8	199.8	180.4	180.3	7.55	925.1	909.8	891.1	909.4
6.21	157.2	197.0	176.8	177.0	8.00	926.4	912.3	893.7	908.3
6.23	309.5	231.6	235.5	258.9	8.05	924.7	908.7	895.6	908.7
6.25	334.7	312.5	309.7	319.0					
6.27	587.7	353.9	367.8	436.5					
6.29	603.4	388.7	412.5	468.2					
6.31	639.6	445.7	479.2	521.5					
6.35	671.4	519.8	553.4	581.5					
6.40	692.3	554.8	585.9	611.0					
6.45	752.4	610.8	632.9	665.4					
6.50	776.5	693.6	693.8	721.3					
7.00	780.5	796.4	757.6	778.2					
7.05	776.3	798.4	754.3	776.3					
7.07	777.5	796.8	749.3	774.5					
7.09	778.9	762.4	744.7	762.0					
7.11	784.2	781.6	744.8	770.2					
7.13	800.1	807.9	754.9	787.6					
7.15	823.7	794.9	763.3	794.0					
7.17	824.4	804.0	769.8	799.4					
7.19	834.1	833.8	789.2	819.0					
7.23	863.7	842.4	826.3	844.1					
7.25	875.6	855.9	841.4	857.6					
7.30	901.7	887.8	871.3	886.9					

ตารางที่ ก.2.2 อุณหภูมิในช่วงจุดเตาก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (8/1/44)

เวลา	T <sub>fur,1</sub> (°C)	T <sub>fur,2</sub> (°C)	T <sub>fur,3</sub> (°C)	T <sub>fur,av</sub> (°C)	เวลา	T <sub>fur,1</sub> (°C)	T <sub>fur,2</sub> (°C)	T <sub>fur,3</sub> (°C)	T <sub>fur,av</sub> (°C)
6.07	37.4	35.9	35.1	36.1	7.20	871.1	843.5	840.4	851.7
6.09	53.9	38.1	37.9	43.3	7.25	898.3	856.8	836.1	863.7
6.11	110.1	95.2	90.2	98.5	7.30	902.1	871.4	873.4	882.3
6.13	132.7	130.7	122.4	128.6	7.35	911.7	880.6	857.7	883.3
6.15	160.1	159.1	138.5	152.6	7.40	920.2	887.1	883.6	897.0
6.17	157.8	168.5	160.1	162.1	7.45	925.4	896.3	889.3	903.7
6.19	293.4	251.4	238.2	261.0	7.50	923.6	910.2	907.1	913.6
6.21	322.2	293.6	291.5	302.4	7.55	925.1	922.5	915.3	921.0
6.23	549.2	341.4	314.7	401.8	8.00	927.3	917.4	921.4	922.0
6.25	591.6	381.1	370.3	447.7	8.05	926.8	915.2	917.6	919.9
6.27	630.3	442.2	445.1	505.9	8.10	925.4	914.0	919.3	919.6
6.29	659.0	517.9	497.2	558.0					
6.31	693.2	555.7	562.5	603.8					
6.33	731.4	614.3	607.8	651.2					
6.35	759.1	678.4	721.3	719.6					
6.37	776.5	786.8	774.1	779.1					
6.40	779.5	797.1	799.6	792.1					
6.45	781.7	798.3	801.3	793.8					
6.50	789.3	787.6	807.1	794.7					
6.55	801.5	802.5	815.9	806.6					
7.00	811.4	813.2	808.3	811.0					
7.05	825.2	807.4	819.2	817.3					
7.10	832.5	831.0	831.4	831.6					
7.15	853.7	835.7	834.5	841.3					

ตารางที่ ก.2.3 อุณหภูมิในช่วงจุดเตาก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (23/1/44)

เวลา	T <sub>fur,1</sub> (°C)	T <sub>fur,2</sub> (°C)	T <sub>fur,3</sub> (°C)	T <sub>fur,av</sub> (°C)	เวลา	T <sub>fur,1</sub> (°C)	T <sub>fur,2</sub> (°C)	T <sub>fur,3</sub> (°C)	T <sub>fur,av</sub> (°C)
6.05	35.6	36.1	35.9	35.9	7.40	901.5	878.4	869.6	883.2
6.07	49.4	41.5	39.2	43.4	7.45	918.7	894.2	885.1	899.3
6.09	98.3	89.3	95.6	94.4	7.50	924.1	911.3	909.2	914.9
6.11	133.4	129.6	134.7	132.6	7.55	927.3	917.4	918.3	921.0
6.13	159.2	147.8	157.1	154.7	8.00	931.4	925.3	920.4	925.7
6.15	165.7	162.5	170.4	166.2	8.05	929.6	923.6	918.7	924.0
6.17	289.3	279.1	275.2	281.2	8.10	930.7	924.5	917.2	924.1
6.19	317.4	321.6	309.4	316.1					
6.21	472.1	469.3	460.3	467.2					
6.23	587.5	523.7	517.1	542.8					
6.25	625.2	597.1	585.5	602.6					
6.27	648.1	632.6	617.4	632.7					
6.29	693.2	684.1	679.6	685.6					
6.31	726.7	725.2	717.5	723.1					
6.35	751.4	758.4	749.8	753.2					
6.40	776.4	767.3	762.4	768.7					
6.45	782.0	780.1	783.6	781.9					
6.55	792.7	783.5	787.1	787.8					
7.00	803.5	779.2	792.5	791.7					
7.05	810.1	802.6	805.4	806.0					
7.10	817.5	811.4	801.3	810.1					
7.15	829.3	820.2	812.1	820.5					
7.20	831.4	819.1	820.8	823.8					
7.25	840.6	827.6	831.4	833.2					
7.30	875.1	833.5	939.6	882.7					
7.35	889.2	849.8	835.7	858.2					

ตารางที่ ก.2.4 อุณหภูมิในช่วงจุดเตาก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (31/1/44)

เวลา	T <sub>fur,1</sub> (°C)	T <sub>fur,2</sub> (°C)	T <sub>fur,3</sub> (°C)	T <sub>fur,av</sub> (°C)	เวลา	T <sub>fur,1</sub> (°C)	T <sub>fur,2</sub> (°C)	T <sub>fur,3</sub> (°C)	T <sub>fur,av</sub> (°C)
6.00	35.1	35.8	36.8	35.9	7.17	835.1	832.4	831.4	833.0
6.02	50.2	47.2	59.6	52.3	7.22	851.7	844.6	847.3	847.9
6.04	96.4	91.2	86.1	91.2	7.27	862.6	853.3	850.1	855.3
6.06	144.1	152.1	132.7	143.0	7.32	874.3	869.2	866.7	870.1
6.08	162.3	167.5	159.4	163.1	7.37	900.8	885.3	887.2	891.1
6.10	183.7	189.3	175.2	182.7	7.42	909.1	892.1	895.6	898.9
6.12	274.3	256.1	192.1	240.8	7.47	916.2	903.5	907.7	909.1
6.14	318.6	321.3	246.2	295.4	7.52	922.0	913.7	915.8	917.2
6.16	395.4	380.3	295.5	357.1	7.57	924.1	927.5	919.5	923.7
6.18	523.1	473.5	332.6	443.1	8.02	926.3	925.2	917.4	923.0
6.20	589.7	559.3	391.4	513.5	8.07	925.8	924.6	915.3	921.9
6.22	610.0	608.4	469.8	562.7	8.12	926.5	923.7	916.8	922.3
6.24	645.2	623.1	546.7	605.0					
6.26	687.5	652.3	593.6	644.5					
6.28	739.2	679.1	649.7	689.3					
6.30	771.4	721.4	702.1	731.6					
6.32	779.2	768.3	749.3	765.6					
6.37	783.3	776.6	770.2	776.7					
6.42	790.6	789.5	791.5	790.5					
6.47	796.1	800.3	802.1	799.5					
6.52	801.4	793.2	807.0	800.5					
6.57	810.5	802.1	813.5	808.7					
7.02	817.3	814.1	821.7	817.7					
7.07	819.2	809.3	817.2	815.2					
7.12	823.4	820.6	819.4	821.1					
7.17	835.1	832.4	831.4	833.0					
7.22	851.7	844.6	847.3	847.9					

ตารางที่ ก.3 ปริมาณการใช้น้ำมันเตาในเวลาที่ทำการทดลอง

เวลา	11.15	11.30	11.40	11.50	12.00	12.10	12.20	12.30	12.40
ปริมาณ (L)	76532.4	76557.6	76574.2	76584.3	76608.1	76619.7	76634.1	76649.6	76662.7

เวลา	12.50	13.00	13.10	13.20	13.30	13.40	13.50	14.00	14.15
ปริมาณ (L)	76675.9	76693.6	76707.3	76722.0	76734.9	76746.8	76757.2	76772.4	76782.2

ตารางที่ ก.4 ผลิตภัณฑ์ที่ผลิตได้ในช่วงเวลาที่ทำการทดลอง

รหัส	รายการ	น้ำหนัก (kg)	จำนวน (ชิ้น)	น้ำหนักรวม (kg)
E031/002	mitsubishi MR 519579 เบอร์ 1	5.57	157	764.59
E031/004	mitsubishi MR 448147 R เบอร์ 2	4.87	168	935.59
E031/002	mitsubishi MR 519579 เบอร์ 3	3.71	160	593.6
E031/002	mitsubishi MR 519579 เบอร์ 4	3.41	153	521.73
E031/006	mitsubishi MR 519579 M เบอร์ 1	5.57	32	178.24
E031/006	mitsubishi MR 519579 M เบอร์ 2	4.87	36	175.32
E031/006	mitsubishi MR 519579 M เบอร์ 3	3.71	37	137.27
E031/003	mitsubishi MR 353453 H เบอร์ 4	3.41	35	119.35
	รวม		778	3425.86

ตารางที่ ก.5 ข้อมูลของเตาเผาในการทดลอง

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
เชื้อเพลิง (น้ำมันเตา A)			
ก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์	CO	ppm	42
ก๊าซออกซิเจน	O <sub>2</sub>	%	6.9
ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์	CO <sub>2</sub>	%	10.93
ก๊าซไนโตรเจนออกไซด์	NO	ppm	116
ก๊าซไนโตรเจนไดออกไซด์	NO <sub>2</sub>	ppm	0
ก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์	SO <sub>2</sub>	ppm	592
อุณหภูมิก๊าซไอเสีย	T <sub>fg</sub>	°C	665.8
ปริมาณการใช้เชื้อเพลิง	FH	L/hr	85.27
อุณหภูมิเชื้อเพลิงก่อนเข้าเตา	T <sub>f,o</sub>	°C	100
อัตราการป้อนชิ้นเหล็กเข้าเตา	m <sub>p</sub>	kg/hr	1141.95
อุณหภูมิชิ้นเหล็กก่อนเข้าเตา	T <sub>p,i</sub>	°C	30
อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวนอกผนังเตาด้านบน	T <sub>wf</sub>	°C	154.7
อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวนอกผนังเตาด้านขวา	T <sub>wr</sub>	°C	94.6
อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวนอกผนังเตาด้านซ้าย	T <sub>wl</sub>	°C	98.1
อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวนอกผนังเตาด้านหน้า	T <sub>wf</sub>	°C	163.3
อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวนอกผนังเตาด้านหลัง	T <sub>wb</sub>	°C	160.4
ความกว้างของเตาเผา	X	m	3
ความยาวของเตาเผา	Y	m	6
ความสูงของเตาเผา	Z	m	2
<b>ข้อมูลทั่วไป</b>			
Emissivity ของผิวนอกผนังเตา			0.45
อุณหภูมิอ้างอิง	T <sub>r</sub>	°C	30

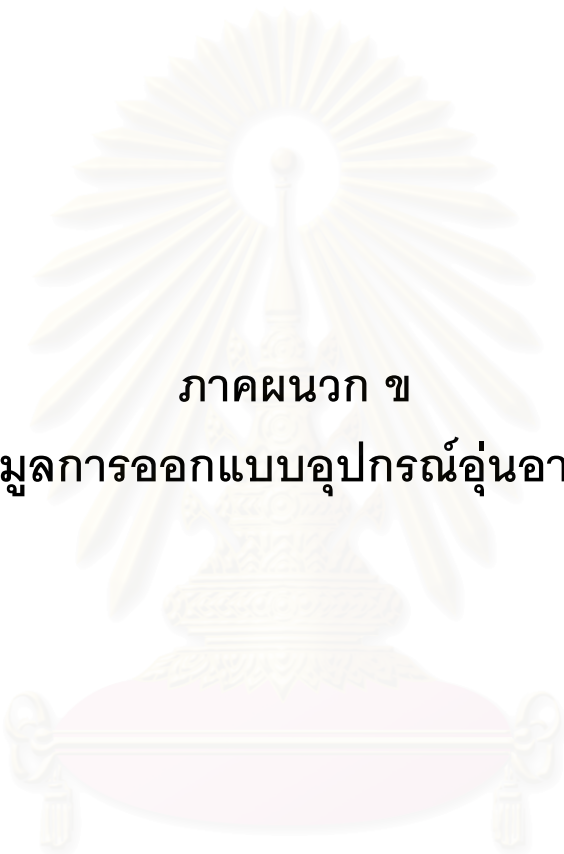
ตารางที่ ก.6 ข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณ

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
<b>เชื้อเพลิง</b>			
น้ำมันเตา A			
ราคาเชื้อเพลิง	B	B/L	9.45
อัตราการใช้เชื้อเพลิง	FH	L/hr	85.27
อุณหภูมิเชื้อเพลิงก่อนเข้าเตา	$T_f$	$^{\circ}\text{C}$	100
ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง	NHV	MJ/L	39.77
ค่าความร้อนจำเพาะของเชื้อเพลิง	$C_{p,f}$	$\text{kJ/kg-}^{\circ}\text{C}$	1.8
ค่าความหนาแน่นของเชื้อเพลิง	D	kg/L	0.93
<b>หินเหล็ก</b>			
อัตราการป้อนหินเหล็ก	$m_p$	kg/hr	1141.95
ค่าความร้อนจำเพาะของหินเหล็ก	$C_{p,fe}$	$\text{kJ/kg-}^{\circ}\text{C}$	0.695
อุณหภูมิหินเหล็กก่อนเข้าเตา	$T_{p,i}$	$^{\circ}\text{C}$	30
อุณหภูมิหินเหล็กออกจากเตา	$T_{p,o}$	$^{\circ}\text{C}$	950
<b>ก๊าซไอเสีย</b>			
ปริมาณออกซิเจนในก๊าซเสีย	$\text{O}_2$	%	6.9
ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ในก๊าซเสีย	CO	ppm	42
อุณหภูมิของก๊าซเสีย	$T_{fg}$	$^{\circ}\text{C}$	665.8
ค่าความร้อนจำเพาะเฉลี่ยของก๊าซเสีย	$C_{p,fg}$	$\text{kJ/kg-}^{\circ}\text{C}$	1.14
อัตราส่วนอากาศ	m		1.49
ปริมาณอากาศเชิงทฤษฎี	$B_o$	$\text{Nm}^3/\text{kg}$	10.68
ปริมาณก๊าซเสียเชิงทฤษฎี	$G_o$	$\text{Nm}^3/\text{kg}$	11.32
ปริมาณอากาศเข้าเผาไหม้	B	$\text{Nm}^3/\text{kg}$	15.91
ปริมาณก๊าซเสีย	G	$\text{Nm}^3/\text{kg}$	16.56

ตารางที่ ก.7 ผลการสมดุลพลังงานของเตาเผา

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า	คิดเป็น (%)
<b>ความร้อนเข้า</b>				
ความร้อนของเชื้อเพลิง	$Q_1$	MJ/hr	3391.19	99.71
ความร้อนสัมผัสของเชื้อเพลิง	$Q_2$	MJ/hr	9.99	0.29
รวม		MJ/hr	3401.18	100
<b>ความร้อนออก</b>				
ความร้อนที่เพิ่มขึ้นในผลิตภัณฑ์	$Q_3$	MJ/hr	730.14	21.47
ความร้อนในก๊าซไอเสีย	$Q_4$	MJ/hr	1153.66	33.92
ความร้อนสูญเสียเนื่องจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์	$Q_5$	MJ/hr	0.76	0.02
ความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตาเผา	$Q_6$	MJ/hr	254.37	7.48
ความร้อนสูญเสียผ่านช่องเปิดและอื่นๆ	$Q_7$	MJ/hr	1262.25	37.11
รวม	$Q_T$	MJ/hr	3401.18	100





ภาคผนวก ข  
ข้อมูลการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศ

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ข.1 การเปรียบเทียบค่า NTU ตามลักษณะการไหลของของไหล

Flow Arrangement	Effectiveness	Heat Capacity Ratio $C_r (C_{\min}/C_{\max})$	Number of Transfer Unit (NTU)
<b>Cross flow</b>			
<i>Single pass</i>			
$C_{\max}$ (Mixed), $C_{\min}$ (Unmixed)	0.30	0.8495	0.4251
$C_{\max}$ (Unmixed), $C_{\min}$ (Mixed)	0.30	0.8495	0.4249
<b>Two pass</b>			
Cross-Counter Flow	0.30	0.8495	0.4178
Cross-Parallel Flow	0.30	0.8495	0.4348

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ข.2 ผลการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางต่างๆ

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	Outside Diameter, $D_o$ (m)			
			$D_o=0.019$	$D_o=0.0217$	$D_o=0.0254$	$D_o=0.0272$
1. ความหนาของผนังท่อ	t	m	0.0012	0.0012	0.0012	0.0012
2. เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน	$D_i$	m	0.0166	0.193	0.023	0.0248
3. ความยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	L	m	1.2	1.2	1.2	1.2
4. พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน	A	$m^2$	3.469	3.945	5.313	5.754
5. จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	n		48	48	56	56
6. Row			8	8	8	8
7. Column			6	6	7	7
8. Transverse pitch	$S_T$	m	0.038	0.0434	0.0508	0.0544
9. Longitudinal pitch	$S_L$	m	0.038	0.0434	0.0508	0.0544
10. Diagonal pitch	$S_D$	m	0.0425	0.0485	0.0568	0.0608
11. Maximum velocity across tube banks	$V_{max}$	m/s	10.52	10.52	8.18	8.18
12. Velocity in tube	$V_i$	m/s	46.09	34.1	21.34	17.7
13. Outside heat transfer coefficient	$h_o$	$W/m^2K$	107.92	101.74	83.32	80.01
14. Inside heat transfer coefficient	$h_i$	$W/m^2K$	157.14	119.82	79.51	67.44
15. Overall heat transfer coefficient	U	$W/m^2K$	57.14	49.5	37.31	33.64
16. Pressure drop in tube	$P_i$	kPa	8.37	3.94	1.25	0.88

ตารางที่ ข.2 ผลการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางต่างๆ (ต่อ)

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	Outside Diameter, $D_o$ (m)			
			$D_o=0.0254$	$D_o=0.0272$	$D_o=0.0318$	$D_o=0.0340$
1. ความหนาของผนังท่อ	t	m	0.002	0.002	0.002	0.002
2. เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน	$D_i$	m	0.0214	0.0232	0.0278	0.03
3. ความยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	L	m	1.2	1.2	1.2	1.2
4. พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน	A	$m^2$	5.535	5.376	7.832	8.841
5. จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	n		56	50	66	70
6. Row			8	10	11	10
7. Column			7	5	6	7
8. Transverse pitch	$S_T$	m	0.0508	0.0544	0.0636	0.0680
9. Longitudinal pitch	$S_L$	m	0.0508	0.0544	0.0636	0.0680
10. Diagonal pitch	$S_D$	m	0.0568	0.0608	0.0711	0.0760
11. Maximum velocity across tube banks	$V_{max}$	m/s	7.36	8.18	6.14	5.26
12. Velocity in tube	$V_i$	m/s	23.77	22.65	11.95	9.68
13. Outside heat transfer coefficient	$h_o$	$W/m^2K$	77.78	81.65	64.94	60.25
14. Inside heat transfer coefficient	$h_i$	$W/m^2K$	87.94	83.25	48.14	40.06
15. Overall heat transfer coefficient	U	$W/m^2K$	36.46	36.60	24.87	21.79
16. Pressure drop in tubes	$P_i$	kPa	1.61	1.45	0.371	0.233

ตารางที่ ข.3 ผลการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศที่สร้างและติดตั้งที่เตาเผา

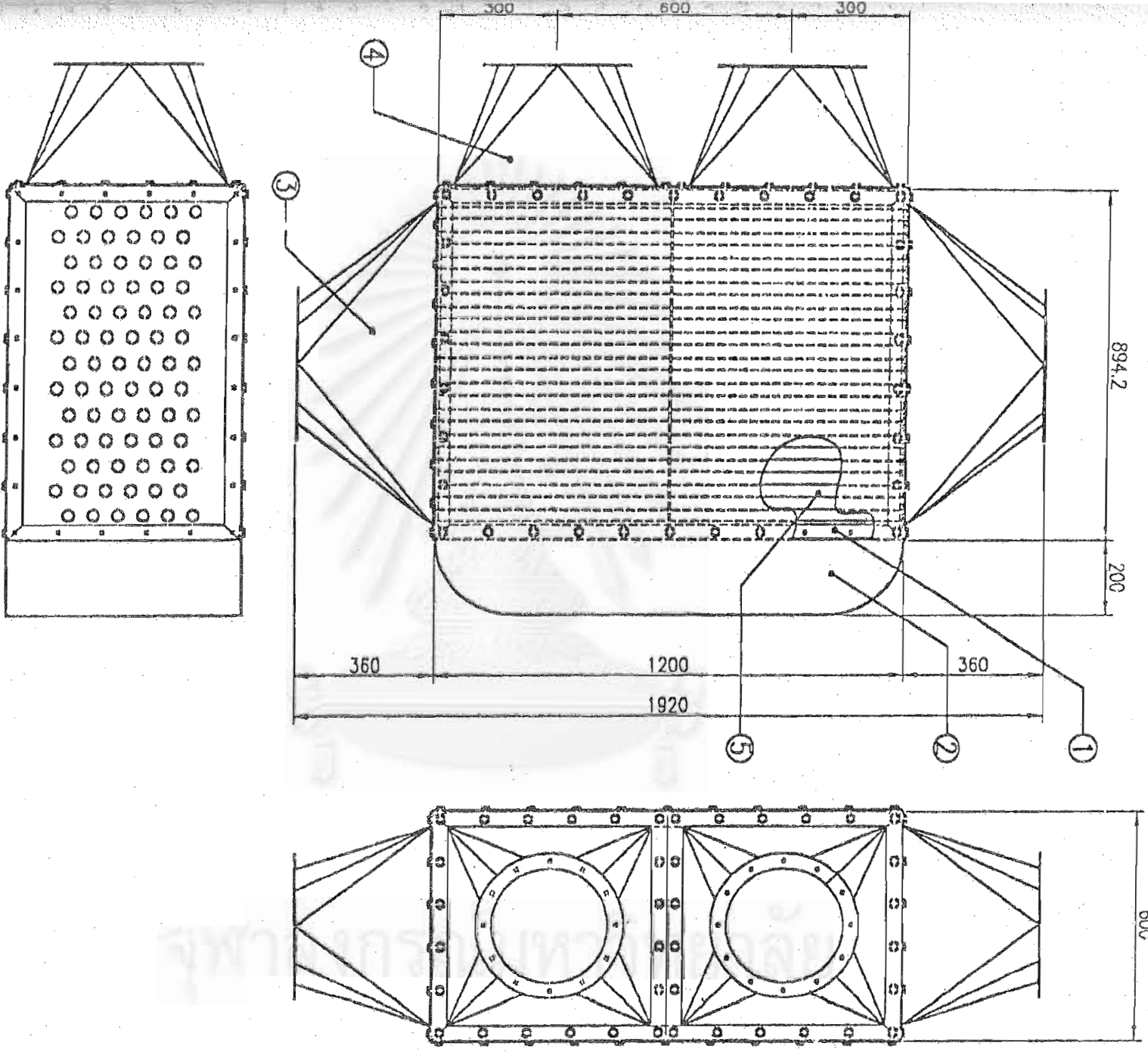
รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
1. อัตราการไหลของอากาศ	$m_a$	kg/s	0.45
2. อัตราการไหลของก๊าซไอเสีย	$m_{fg}$	kg/s	0.472
3. อุณหภูมิอากาศที่เข้าอุปกรณ์อุณหอากาศ	$T_{a,i}$	$^{\circ}\text{C}$	30
4. อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่เข้าอุปกรณ์อุณหอากาศ	$T_{fg,i}$	$^{\circ}\text{C}$	640.6
5. อุณหภูมิอากาศที่ออกจากอุปกรณ์อุณหอากาศ	$T_{a,o}$	$^{\circ}\text{C}$	220.7
6. อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ออกจากอุปกรณ์อุณหอากาศ	$T_{fg,o}$	$^{\circ}\text{C}$	507.7
7. ประสิทธิภาพของอุปกรณ์อุณหอากาศ		-	0.3
8. Number of Transfer Unit	NTU	-	0.4348
9. ความหนาของผนังท่อ	$t$	m	0.002
10. เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก	$D_o$	m	0.0318
11. เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน	$D_i$	m	0.0278
12. ความยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	$L$	m	1.2
13. พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน	$A$	$\text{m}^2$	9.35
14. จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	$n$	tubes	78
15. Row		tubes	13
16. Column		tubes	6
17. Transverse pitch	$S_T$	m	0.0636
18. Longitudinal pitch	$S_L$	m	0.0636
19. Diagonal pitch	$S_D$	m	0.0711
20. Maximum velocity across tube banks	$V_{max}$	m/s	6.14
21. Velocity in tube	$V_i$	m/s	10.11
22. Outside heat transfer coefficient	$h_o$	$\text{w/m}^2\text{K}$	64.94
23. Inside heat transfer coefficient	$h_i$	$\text{w/m}^2\text{K}$	42.11
24. Overall heat transfer coefficient	$U$	$\text{w/m}^2\text{K}$	22.93
25. Pressure drop in tube	$P_i$	kPa	0.274

ตารางที่ ข.4 ผลการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
1. ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ได้	$Q_{rec}$	MJ/hr	312.98
2. ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นน้ำมันเตา A	A	L/hr	7.87
3. การประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิง	Y	L/yr	46748
4. การประหยัดค่าใช้จ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง	B	Baht/yr	441770
5. ค่าใช้จ่ายในการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ	-	Baht	200000
6. ระยะเวลาการคืนทุน	n	month	6.08
7. อัตราผลตอบแทนการลงทุน	IRR	%	195



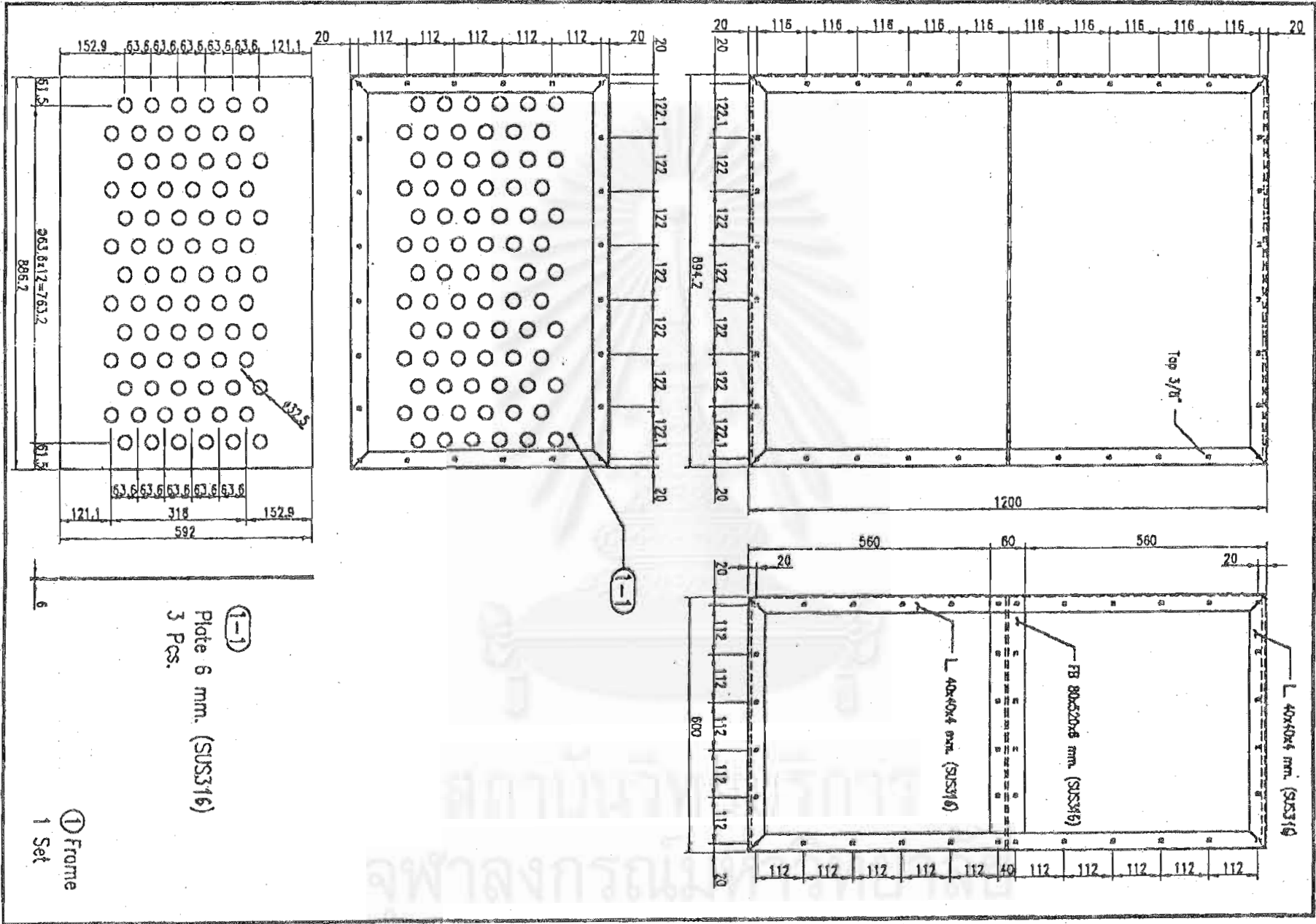
สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



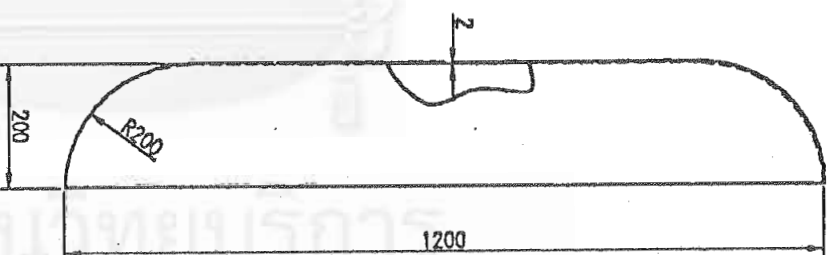
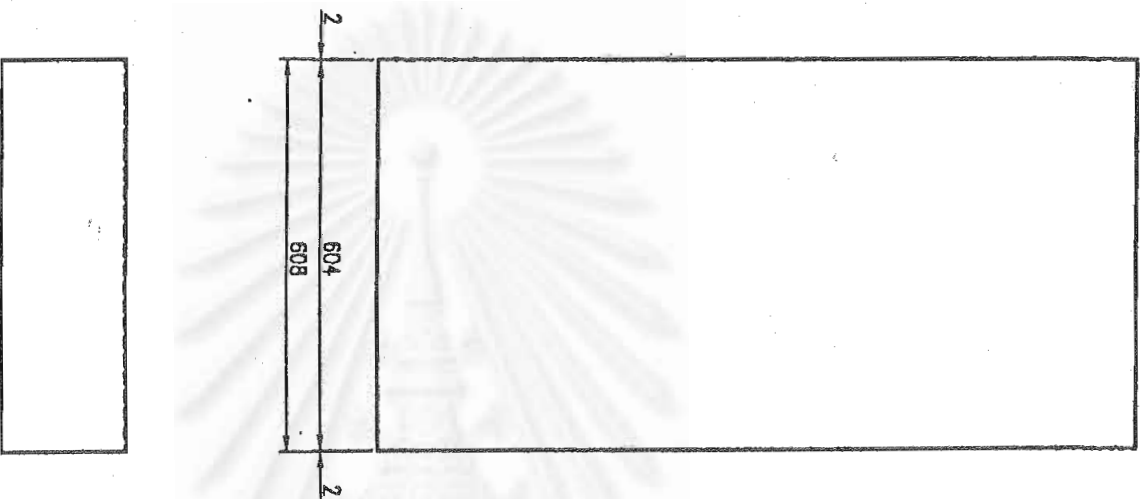
TYPE	DESCRIPTION	Q.TY	MATERIAL	REMARKS
5	PIPE OD 63.8x2x1195 mm.	78	SUS316	-
4	HOOD	2	SUS316	-
3	HOOD	2	SUS316	-
2	SLIDE COVER	1	SUS316	-
1	FRAME	1	SUS316	-

รูปที่ ๑.1 ภาพ Orthographic ของอุปกรณ์ตรวจอากาศ

รูปที่ ๒.2 ขอบลูกแปดเหลี่ยมความถี่และ Shell



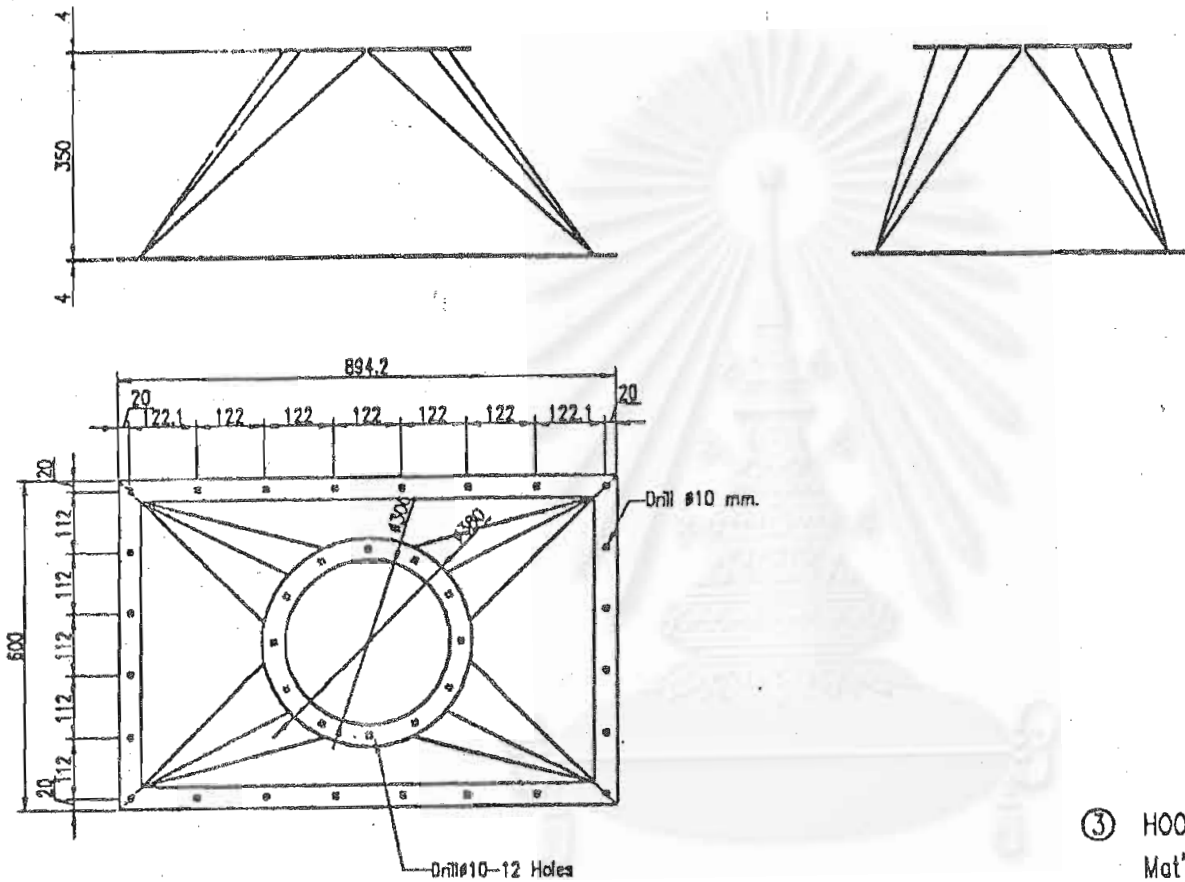




- ② Side cover  
Mat'l : SUS316  
1 Pcs.

Scale 1:10

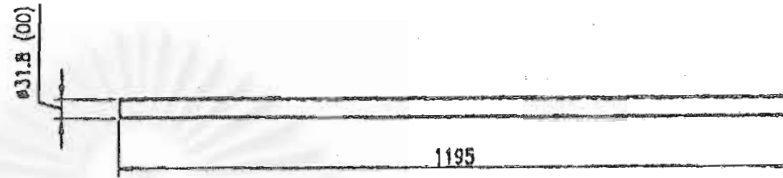
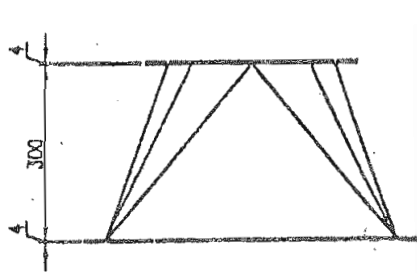
รูปที่ ข.3 แผ่นโถงสำหรับรับทิศทางการไหลของก๊าซไอเสีย



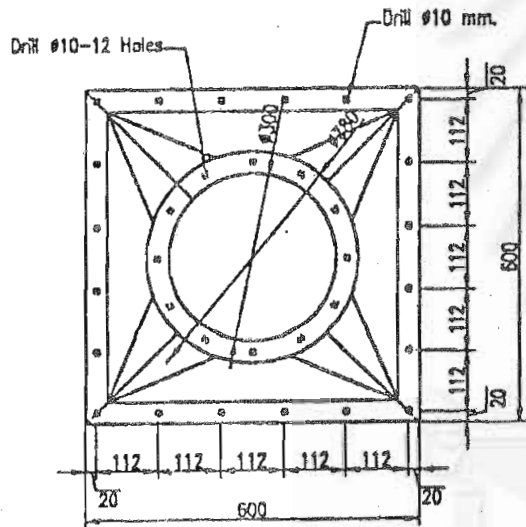
③ HOOD 2 Pcs.  
Mat'L : SUS316

Scale : 1:10

รูปที่ ๓.๔ ท่อทางเข้า-ออกอุปกรณ์อุ่นอากาศของอากาศ



⑤ PIPE 78 Pcs.  
Mat'L : SUS316



④ HOOD 2 Pcs.  
Mat'L : SUS316

Scale : 1:10

รูปที่ ๖.5 ท่อทางเข้า-ออกอุปกรณ์อุณหภูมิของก๊าซไอเสีย



ภาคผนวก ค  
ข้อมูลเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ค.1 แสดงปริมาณการใช้ น้ำมันเตาของเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ

วัน/เดือน/ปี	ปริมาณน้ำมันเตาที่ใช้ (L)			ปริมาณผลิตภัณฑ์ (kg)	ปริมาณผลิตภัณฑ์/ปริมาณน้ำมัน (kg/L)
	เวลา 8:00	17:00	รวม		
9/8/1944	205052.3	205851.4	799.1	8996.37	11.26
10/8/1944	206121.5	206930.4	808.9	10698.80	13.23
14/8/1944	207122.5	207910.9	788.4	11630.00	14.75
15/8/1944	207987.0	208765.4	778.4	10487.80	13.47
16/8/1944	208707.7	209469.2	761.5	9363.10	12.30
22/8/1944	210022.6	210778.4	755.8	10028.00	13.27
23/8/1944	210898.7	211613.3	714.6	9590.00	13.42
24/8/1944	211725.9	212510.1	784.2	10094.00	12.87
27/8/1944	213267.2	214060.2	793.0	10351.10	13.05
29/8/1944	214145.9	214858.8	712.9	9663.40	13.56
31/8/1944	214904.6	215728.5	823.9	10341.40	12.55
3/9/1944	218777.8	219571.5	793.7	10474.30	13.20
4/9/1944	220554.3	221304.3	750.0	1036.30	1.38
5/9/1944	222193.0	222868.0	675.0	9694.30	14.36
6/9/1944	223764.2	224549.2	785.0	10437.10	13.30
7/9/1944	225446.3	226149.1	702.8	9231.00	13.13
10/9/1944	228266.1	229047.0	780.9	10452.30	13.38
11/9/1944	229715.4	230400.5	685.1	7781.30	11.36
12/9/1944	230402.0	231138.5	736.5	9762.30	13.25
14/9/1944	233557.8	234220.9	663.1	9324.20	14.06

ตารางที่ ค.2.1 อุณหภูมิในช่วงจุดเตาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (9/8/44)

เวลา	$T_{fur,1}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,2}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,3}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,av}$ ( $^{\circ}C$ )
6.10	38.4	35.6	35.2	36.4
6.13	56.3	36.4	35.7	42.8
6.15	179.3	49.5	50.3	93.0
6.17	365.3	112.4	119.2	199.0
6.19	437.8	258.3	256.4	317.5
6.21	597.0	409.8	382.4	463.1
6.23	642.3	555.7	537.6	578.5
6.25	712.3	635.7	594.4	647.5
6.27	692.4	670.8	642.6	668.6
6.29	719.1	690.4	665.8	691.8
6.31	733.8	706.7	677.7	706.1
6.35	742.2	718.9	686.4	715.8
6.40	799.7	758.4	713.6	757.2
6.45	822.7	809.7	733.8	788.7
6.50	844.3	822.3	747.8	804.8
6.55	857.3	834.2	763.7	818.4
7.00	888.2	855.4	822.2	855.3
7.05	901.4	864.9	856.6	874.3
7.10	905.3	869.7	856.9	877.3
7.15	910.1	877.3	862.6	883.3
7.20	915.7	887.8	871.1	891.5
7.25	918.4	889.6	879.0	895.7
7.30	919.5	903.1	887.6	903.4
7.35	922.3	909.7	894.2	908.7
7.40	923.0	915.4	901.6	913.3
7.45	924.7	917.8	908.4	917.0
7.50	925.1	920.5	910.2	918.6
7.55	924.3	921.0	911.7	919.0

ตารางที่ ค.2.2 อุณหภูมิในช่วงจุดเตาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (14/8/44)

เวลา	$T_{fur,1}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,2}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,3}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,av}$ ( $^{\circ}C$ )
6.05	37.2	35.9	35.4	36.2
6.07	58.1	39.1	38.3	45.2
6.09	219.3	86.7	71.2	125.7
6.11	343.7	152.4	117.6	204.6
6.13	429.2	291.2	239.4	319.9
6.15	595.6	398.7	380.7	458.3
6.17	645.3	576.1	542.1	587.8
6.19	709.3	641.3	593.2	647.9
6.21	714.5	670.4	640.7	675.2
6.25	756.1	695.8	659.8	703.9
6.30	793.2	720.1	683.5	732.3
6.35	821.5	751.2	711.4	761.4
6.40	840.7	809.5	729.8	793.3
6.45	856.8	821.0	752.3	810.0
6.50	884.1	879.6	771.4	845.0
6.55	889.3	884.6	785.3	853.1
7.00	892.5	887.1	793.2	857.6
7.05	894.7	892.3	817.0	868.0
7.10	896.4	890.2	837.5	874.7
7.15	902.3	900.1	859.8	887.4
7.20	907.6	903.2	865.0	891.9
7.25	911.2	906.3	873.7	897.1
7.30	917.1	909.6	900.6	909.1
7.35	922.3	911.4	910.5	914.7
7.40	923.6	915.7	912.8	917.4
7.45	924.4	914.2	911.4	916.7
7.50	925.3	914.8	912.5	917.5

ตารางที่ ค.2.3 อุณหภูมิในช่วงจุดเตาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (22/8/44)

เวลา	$T_{fur,1}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,2}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,3}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,av}$ ( $^{\circ}C$ )
6.09	37.4	36.1	35.7	36.4
6.11	75.6	70.8	36.2	60.9
6.13	190.1	92.8	71.3	118.1
6.15	357.1	121.4	108.2	195.6
6.17	441.6	260.5	257.5	319.9
6.19	595.3	411.2	381.3	462.6
6.21	643.2	547.8	581.4	590.8
6.25	709.6	621.7	639.7	657.0
6.30	689.3	675.8	678.1	681.1
6.35	721.4	695.2	692.3	703.0
6.40	735.6	725.6	718.1	726.4
6.45	745.1	749.1	739.6	744.6
6.50	763.2	771.5	750.8	761.8
6.55	798.3	795.6	778.4	790.8
7.00	806.2	810.1	797.0	804.4
7.05	820.5	827.3	815.2	821.0
7.10	839.7	842.1	840.3	840.7
7.15	858.6	855.7	872.5	862.3
7.20	871.0	868.9	880.1	873.3
7.25	887.2	890.2	891.4	889.6
7.30	905.3	911.5	908.9	908.6
7.35	914.2	917.3	915.0	915.5
7.40	918.6	926.1	924.3	923.0
7.45	925.7	929.4	927.1	927.4
7.50	927.3	931.8	928.8	929.3
7.55	928.1	932.1	929.1	929.8
8.00	927.6	931.4	928.7	929.2



ตารางที่ ค.2.4 อุณหภูมิในช่วงจุดเตาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (23/8/44)

เวลา	$T_{fur,1}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,2}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,3}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,av}$ ( $^{\circ}C$ )
6.09	35.7	36.2	35.8	35.9
6.11	57.8	48.1	51.0	52.3
6.13	217.3	79.2	71.2	122.6
6.15	341.6	115.6	118.3	191.8
6.17	427.4	246.4	251.7	308.5
6.19	595.1	408.3	381.3	461.6
6.21	641.7	550.9	557.1	583.2
6.25	715.2	637.8	591.4	648.1
6.30	719.8	675.7	640.2	678.6
6.35	745.9	692.1	672.5	703.5
6.40	781.0	705.3	687.4	724.6
6.45	795.7	717.8	725.3	746.3
6.50	817.4	753.2	751.6	774.1
6.55	825.6	821.5	783.1	810.1
7.00	837.2	832.1	798.4	822.6
7.05	871.4	859.1	837.0	855.8
7.10	895.0	891.3	872.6	886.3
7.15	911.1	909.1	893.8	904.7
7.20	914.8	917.4	906.2	912.8
7.25	919.4	921.6	915.5	918.8
7.30	922.1	923.0	923.1	922.7
7.35	926.3	925.1	922.5	924.6
7.40	929.2	927.5	921.4	926.0
7.45	928.0	926.8	919.1	924.6
7.50	926.3	924.6	917.6	922.8

ตารางที่ ค.3.1 ข้อมูลการทดลองเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (ก่อนหุ้มฉนวน) : 3/08/44

เวลา	ปริมาณการใช้น้ำมัน (L)	T <sub>oil,h</sub> (°C)	T <sub>fur,1</sub> (°C)	T <sub>fur,2</sub> (°C)	T <sub>fur,3</sub> (°C)	T <sub>fg,l</sub> (°C)	T <sub>fg,o</sub> (°C)	T <sub>a,l</sub> (°C)	T <sub>a,o</sub> (°C)	P <sub>b,1</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,2</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,3</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,4</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,5</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>blower</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )
14:00	201872.4	99	941.3	950.4	954.2	610	524	47	148	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:10	201888.9	99	940.8	949.3	955.1	611	524	47	148	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:20	201902.6	99	941.5	951.2	957.4	612	523	47	147	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:30	201918.2	100	943.1	954.4	958.1	610	521	47	148	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:40	201933	100	940.9	952.0	956.7	608	520	47	148	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:50	201950.3	100	939.0	951.7	955.3	610	520	47	149	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:00	201969.7	100	941.2	953.6	957.0	613	518	48	149	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:10	201983.9	99	940.3	952.1	959.6	611	520	48	149	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:20	202001.8	100	939.1	950.8	956.7	612	521	47	150	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:30	202016.5	100	938.5	951.4	955.5	610	523	47	150	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:40	202034.1	101	941.7	952.6	953.0	613	521	47	150	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:50	202049.8	100	943.2	950.3	953.4	612	522	47	149	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
16:00	202066.3	100	940.6	951.7	955.2	614	520	47	148	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
16:10	202082.2	99	938.3	953.1	957.1	611	521	47	149	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
16:20	202096.1	100	939.4	952.0	956.5	612	520	47	150	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
	เฉลี่ย	99.73	940.59	951.77	956.05	611.27	521.20	47.13	148.80	1.00	0.80	0.85	0.80	1.00	600.00

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ค.3.2 ข้อมูลการทดลองเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (ก่อนหุ้มฉนวน) : 4/08/44

เวลา	ปริมาณการใช้น้ำมัน (L)	T <sub>oil,h</sub> (°C)	T <sub>fur,1</sub> (°C)	T <sub>fur,2</sub> (°C)	T <sub>fur,3</sub> (°C)	T <sub>fg,1</sub> (°C)	T <sub>fg,o</sub> (°C)	T <sub>a,1</sub> (°C)	T <sub>a,o</sub> (°C)	P <sub>b,1</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,2</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,3</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,4</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,5</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>blower</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )
13:30	203612.1	101	939.0	947.6	950.1	615	525	47	147	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
13:40	203629.5	100	941.5	944.3	947.7	613	523	47	149	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
13:50	203645.4	100	943.4	943.2	946.3	615	521	47	149	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:00	203664.5	100	940.1	946.7	949.2	612	522	47	148	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:10	203682.1	99	938.1	947.5	952.0	610	519	47	147	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:20	203696	100	940.3	949.0	950.8	610	518	48	150	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:30	203712.6	100	942.2	951.8	951.6	613	520	48	149	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:40	203728.7	101	941.6	952.3	953.4	611	520	47	147	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:50	203743.5	101	943.9	948.7	954.3	609	518	47	147	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:00	203756.2	100	941.7	951.2	956.1	612	516	47	149	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:10	203771.2	99	942.0	950.6	953.5	613	519	47	150	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:20	203784.1	100	942.2	953.2	955.2	614	521	48	149	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:30	203799.4	100	940.5	954.1	952.0	611	522	47	148	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:40	203817.9	100	939.4	951.0	954.9	610	520	47	149	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:50	203831.6	100	938.3	950.4	954.3	612	518	47	150	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
	เฉลี่ย	100.07	940.95	949.44	952.09	612.00	520.13	47.20	148.53	1.00	0.80	0.85	0.80	1.00	600.00

ตารางที่ ค.3.3 ข้อมูลการทดลองเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (ก่อนหุ้มฉนวน) : 5/08/44

เวลา	ปริมาณการใช้น้ำมัน (L)	T <sub>oil,h</sub> (°C)	T <sub>fur,1</sub> (°C)	T <sub>fur,2</sub> (°C)	T <sub>fur,3</sub> (°C)	T <sub>fg,l</sub> (°C)	T <sub>fg,o</sub> (°C)	T <sub>a,l</sub> (°C)	T <sub>a,o</sub> (°C)	P <sub>b,1</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,2</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,3</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,4</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,5</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>blower</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )
14:00	203955.7	100	940.6	951.6	956.0	612	524	47	149	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:10	203969.8	99	940.9	949.5	957.3	611	523	47	150	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:20	203984.6	99	940.4	952.7	969.7	609	518	47	148	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:30	204096.7	99	941.3	955.3	961.4	612	520	47	149	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:40	204018.8	100	938.1	952.4	959.3	611	518	47	149	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:50	204032.6	100	939.2	956.6	961.4	610	516	47	147	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:00	204051.1	100	940.2	953.3	957.6	612	514	47	147	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:10	204065.8	100	938.3	952.3	960.8	610	513	47	148	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:20	204083.7	101	938.7	954.2	959.4	611	516	47	148	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:30	204099.3	101	938.3	954.7	958.5	611	518	47	148	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:40	204114.3	100	925.6	947.6	957.8	613	517	47	147	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:50	204129.7	100	939.7	961.2	959.2	613	518	47	149	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
16:00	204149.8	100	943.3	963.3	959.8	620	536	47	152	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
16:10	204162.8	100	940.5	965.0	958.7	619	535	47	151	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
16:20	204167.8	101	941.3	964.6	959.2	612	523	47	151	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
	เฉลี่ย	100.00	939.10	955.60	959.70	612.40	520.60	47.00	148.90	1.00	0.80	0.85	0.80	1.00	600.00

ตารางที่ ค.4 ข้อมูลการทดลองเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (หลังปิดช่องว่างภายใน) : 7/08/44

เวลา	ปริมาณการใช้น้ำมัน (L)	T <sub>oil,h</sub> (°C)	T <sub>fur,1</sub> (°C)	T <sub>fur,2</sub> (°C)	T <sub>fur,3</sub> (°C)	T <sub>fg,l</sub> (°C)	T <sub>fg,o</sub> (°C)	T <sub>a,l</sub> (°C)	T <sub>a,o</sub> (°C)	P <sub>b,1</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,2</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,3</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,4</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,5</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>blower</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )
13:40	204667.1	100	939.1	951.4	954.3	615	469	47	183	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
13:50	204687.6	100	937.5	949.3	957.2	614	468	48	181	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:00	204705.5	100	939.7	950.7	960.7	614	468	47	182	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:10	204724.8	99	940.4	952.6	961.6	615	470	47	182	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:20	204744	99	937.3	953.5	962.4	612	469	47	181	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:30	204760.5	100	939.0	956.8	959.1	613	469	47	182	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:40	204777.9	100	941.2	952.4	962.1	613	470	47	183	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:50	204797.7	100	938.4	954.1	958.8	615	472	47	184	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:00	2048814.1	100	937.6	953.2	957.9	614	470	47	182	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:10	204830.3	100	937.5	951.2	959.2	612	469	47	183	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:20	204847.7	101	938.7	953.7	958.3	614	470	47	182	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:30	204866.2	100	939.3	950.4	959.5	615	470	47	182	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:40	204882.4	100	942.8	951.3	961.7	612	468	47	183	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:50	204897.2	99	943.5	952.6	958.6	616	471	47	183	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
16:00	204912.8	100	940.1	949.5	959.8	615	470	47	183	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
	เฉลี่ย	99.87	939.47	952.18	959.41	613.93	469.53	47.07	182.40	1.00	0.80	0.85	0.80	1.00	600.00

ตารางที่ ค.5.1 ข้อมูลการทดลองเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหภูมิก่อนอากาศ (หลังหุ้มฉนวน) : 16/8/44

เวลา	ปริมาณการใช้ น้ำมัน (L)	T <sub>oil,h</sub> (°C)	T <sub>fur,1</sub> (°C)	T <sub>fur,2</sub> (°C)	T <sub>fur,3</sub> (°C)	T <sub>fg,i</sub> (°C)	T <sub>fg,o</sub> (°C)	T <sub>a,i</sub> (°C)	T <sub>a,o</sub> (°C)	P <sub>b,1</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,2</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,3</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,4</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,5</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>blower</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )
13:30	209222.4	100	937.1	952.8	961	639	487	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
13:40	209241.1	99	937.3	938	955.1	638	485	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
13:50	209278.8	99	939.4	950.7	960.6	640	487	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:00	209290.9	100	936.5	945.8	958.8	642	486	47	199	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:10	209306.8	100	942.1	960.8	957.8	644	488	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:20	209320.6	100	938.5	967.3	959.7	642	487	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:30	209336.7	100	937.6	951	961.5	640	485	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:40	209347.6	101	942.7	946.6	956.4	640	484	47	202	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:50	209363.1	100	942.8	955.4	962.4	642	485	47	202	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:00	209374.8	100	945.1	962.3	962.8	642	485	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:10	209387.8	100	936.8	944.3	959.3	639	483	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:20	209400.1	100	940.8	944.2	957.5	638	485	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:30	209416.7	100	930.2	946.6	961.8	639	482	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:40	209428.7	101	938.1	946.5	958.4	641	484	47	202	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:50	209443.3	100	938.4	958	962.4	642	484	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
16:00	209456.9	100	952.3	946.1	957.8	642	486	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
16:10	209471.9	100	942.1	954.9	960.4	641	485	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
เฉลี่ย		100.00	939.87	951.25	959.63	640.65	485.18	47.00	200.76	1.00	0.80	0.85	0.80	1.00	600.00

ตารางที่ ค.5.2 ข้อมูลการทดลองเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (หลังหุ้มฉนวน) : 23/8/44

เวลา	ปริมาณการใช้ น้ำมัน (L)	T <sub>oil,h</sub> (°C)	T <sub>fur,1</sub> (°C)	T <sub>fur,2</sub> (°C)	T <sub>fur,3</sub> (°C)	T <sub>fg,l</sub> (°C)	T <sub>fg,o</sub> (°C)	T <sub>a,l</sub> (°C)	T <sub>a,o</sub> (°C)	P <sub>b,1</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,2</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,3</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,4</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,5</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>blower</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )
13:30	211281.2	101	944.2	947	951.4	640	484	47	199	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
13:40	211297.5	100	941	949.7	950	642	487	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
13:50	211311.3	100	940.6	953.4	954.3	639	485	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:00	211327.9	100	939.1	950.2	950.7	638	486	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:10	211345.1	99	937.4	951.8	947.1	641	484	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:20	211361.4	100	942.7	949.5	953.2	643	482	47	202	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:30	211377	100	940.5	947.5	955.6	640	485	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:40	211392.6	100	940.1	951.9	959.3	642	483	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:50	211409.7	100	938.8	952.6	956.8	644	483	48	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:00	211422.7	100	936.5	948.3	954.4	639	486	48	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:10	211437.1	100	941.9	950.1	952	638	488	48	199	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:20	211452.6	100	943.2	953.4	955.5	641	484	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:30	211467.8	100	944.7	955	957.8	640	482	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:40	211484.2	101	940.3	950.5	953.9	640	485	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:50	211501.5	100	940.8	953.1	951.7	642	483	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
16:00	211517.3	100	942.8	948.7	956.1	643	484	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
16:10	211534.6	100	941.2	951.9	958.2	641	482	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
	เฉลี่ย	100.06	940.93	950.86	954.00	640.76	484.29	47.18	200.24	1.00	0.80	0.85	0.80	1.00	600.00

ตารางที่ ค.5.3 ข้อมูลการทดลองเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (หลังหุ้มฉนวน) : 29/08/44

เวลา	ปริมาณการใช้น้ำมัน (L)	$T_{oil,h}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,1}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,2}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fur,3}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fg,l}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{fg,o}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{a,l}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{a,o}$ ( $^{\circ}C$ )	$P_{b,1}$ ( $kg/cm^2$ )	$P_{b,2}$ ( $kg/cm^2$ )	$P_{b,3}$ ( $kg/cm^2$ )	$P_{b,4}$ ( $kg/cm^2$ )	$P_{b,5}$ ( $kg/cm^2$ )	$P_{blower}$ ( $kg/cm^2$ )
13:30	214537.7	100	938.4	950.7	955	638	486	48	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
13:40	214549.3	101	939.1	947.3	953.5	636	487	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
13:50	214564.5	100	938.6	949.9	957.1	638	487	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:00	214583.2	100	940.5	952.4	960.4	639	485	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:10	214601.9	100	937.3	954	956.7	641	487	48	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:20	214616.4	100	939.3	951.1	956.3	641	488	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:30	214632.1	99	941.8	948.6	958.9	642	488	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:40	214650.8	100	940.2	950.2	954.6	639	486	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:50	214664	99	938.7	953.7	957.2	641	484	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:00	214679.5	100	942.4	951.2	961.5	640	485	47	199	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:10	214696.7	100	944.9	948.4	962.6	638	485	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:20	214712.3	100	940.6	957.3	959.1	640	484	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:30	214727.6	100	942.5	951.1	957.3	642	486	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:40	214744.9	100	939.1	949.9	955.9	639	487	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:50	214761.4	101	936	953.8	958.4	641	487	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
16:00	214776.9	100	939.2	953.5	959.8	642	488	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
	เฉลี่ย	100.00	939.91	951.44	957.77	639.81	486.25	47.13	200.38	1.00	0.80	0.85	0.80	1.00	600.00



ตารางที่ ค.5.4 ข้อมูลการทดลองเตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (หลังหุ้มฉนวน) : 4/09/44

เวลา	ปริมาณการใช้น้ำมัน (L)	T <sub>oil,h</sub> (°C)	T <sub>fur,1</sub> (°C)	T <sub>fur,2</sub> (°C)	T <sub>fur,3</sub> (°C)	T <sub>fg,l</sub> (°C)	T <sub>fg,o</sub> (°C)	T <sub>a,l</sub> (°C)	T <sub>a,o</sub> (°C)	P <sub>b,1</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,2</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,3</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,4</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>b,5</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>blower</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )
14:00	221001.8	100	941.6	951	953.7	639	485	47	199	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:10	221018.1	101	940.2	948.8	956.3	637	487	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:20	221032.2	100	943.3	946.5	961.5	640	486	48	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:30	221051.2	100	940.1	950.6	959.9	642	488	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:40	221072.3	100	938.3	952.2	957	640	485	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
14:50	221089	99	937	949.3	962.6	638	483	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:00	221105.5	100	940.4	956.4	960.8	636	484	47	202	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:10	221118.7	100	944.9	951.1	958.4	639	482	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:20	221137.4	100	941.7	948.7	955.1	641	485	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:30	221157.6	100	939.6	953	957.2	641	486	47	202	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:40	221175.9	100	942.5	951.3	955.7	643	483	47	201	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
15:50	221190.1	100	940.8	949.4	953.4	644	484	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
16:00	221204.7	100	937.1	952.8	957.5	640	487	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
16:10	221219.8	101	936.4	950.2	957	639	485	47	199	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
16:20	221232	100	939.2	948.5	961.2	641	486	48	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
16:30	221245.5	100	942.5	951.9	958.3	642	484	47	200	1.0	0.8	0.85	0.8	1.0	600
	เฉลี่ย	100.06	940.35	950.73	957.85	640.13	485.00	47.13	200.44	1.00	0.80	0.85	0.80	1.00	600.00

ตารางที่ ค.6 ข้อมูลเตาเผาในการทดลองหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
ประเภทเชื้อเพลิง (น้ำมันเตา A)			
ก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์	CO	ppm	51
ก๊าซออกซิเจน	O <sub>2</sub>	%	6.7
ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์	CO <sub>2</sub>	%	10.4
ก๊าซไนโตรเจนออกไซด์	NO	ppm	107
ก๊าซไนโตรเจนไดออกไซด์	NO <sub>2</sub>	ppm	0
ก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์	SO <sub>2</sub>	ppm	547
อุณหภูมิก๊าซไอเสีย	T <sub>fg</sub>	°C	642.1
อัตราการใช้เชื้อเพลิง	FH	L/hr	93.56
อุณหภูมิเชื้อเพลิงก่อนเข้าเตา	T <sub>f,o</sub>	°C	100
ปริมาณอัตราการป้อนชิ้นเหล็กเข้าเตา	m <sub>p</sub>	kg/hr	1623.84
อุณหภูมิชิ้นเหล็กก่อนเข้าเตา	T <sub>p,i</sub>	°C	30
อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวผนังเตาด้านบน	T <sub>wt</sub>	°C	150.7
อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวผนังเตาด้านขวา	T <sub>wr</sub>	°C	95.3
อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวผนังเตาด้านซ้าย	T <sub>wl</sub>	°C	92.8
อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวผนังเตาด้านหน้า	T <sub>wf</sub>	°C	160
อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวผนังเตาด้านหลัง	T <sub>wb</sub>	°C	153.6
ความกว้างของเตาเผา	X	m	3
ความยาวของเตาเผา	Y	m	6
ความสูงของเตาเผา	Z	m	2
<b>ข้อมูลทั่วไป</b>			
Emissivity ของผิวผนังเตา			0.45
อุณหภูมิอ้างอิง	T <sub>r</sub>	°C	30

ตารางที่ ค.7 ข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณ

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ค่า
<b>เชื้อเพลิง</b>			
น้ำมันเตา A			
ราคาเชื้อเพลิง	B	B/L	9.45
อัตราการใช้เชื้อเพลิง	FH	L/hr	93.56
อุณหภูมิเชื้อเพลิงก่อนเข้าเตา	$T_f$	$^{\circ}\text{C}$	100
ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง	NHV	MJ/L	39.77
ค่าความร้อนจำเพาะของเชื้อเพลิง	$C_{p,f}$	$\text{kJ/kg-}^{\circ}\text{C}$	1.8
ค่าความหนาแน่นของเชื้อเพลิง	$D_f$	kg/L	0.93
<b>หินเหล็ก</b>			
อัตราการป้อนหินเหล็ก	$m_p$	kg/hr	1623.84
ค่าความร้อนจำเพาะของหินเหล็ก	$C_{p,fe}$	$\text{kJ/kg-}^{\circ}\text{C}$	0.695
อุณหภูมิหินเหล็กก่อนเข้าเตา	$T_{p,i}$	$^{\circ}\text{C}$	30
อุณหภูมิหินเหล็กออกจากเตา	$T_{p,o}$	$^{\circ}\text{C}$	950
<b>ก๊าซไอเสีย</b>			
ปริมาณออกซิเจนในก๊าซเสีย	$\text{O}_2$	%	6.7
ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ในก๊าซเสีย	CO	ppm	51
อุณหภูมิของก๊าซเสีย	$T_{fg}$	$^{\circ}\text{C}$	642.1
ค่าความร้อนจำเพาะเฉลี่ยของก๊าซเสีย	$C_{p,fg}$	$\text{kJ/kg-}^{\circ}\text{C}$	1.14
อัตราส่วนอากาศ	m		1.47
ปริมาณอากาศเชิงทฤษฎี	$B_o$	$\text{Nm}^3/\text{kg}$	10.68
ปริมาณก๊าซเสียเชิงทฤษฎี	$G_o$	$\text{Nm}^3/\text{kg}$	11.32
ปริมาณอากาศเข้าเผาไหม้	B	$\text{Nm}^3/\text{kg}$	15.7
ปริมาณก๊าซเสีย	G	$\text{Nm}^3/\text{kg}$	16.34

ตารางที่ ค.8 ผลการสมดุลพลังงานของเตาเผา

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ		หลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ	
			ค่า	คิดเป็น (%)	ค่า	คิดเป็น (%)
ความร้อนเข้า						
ความร้อนของเชื้อเพลิง	$Q_1$	MJ/hr	3391.19	99.71	3720.88	92.87
ความร้อนสัมผัสของเชื้อเพลิง	$Q_2$	MJ/hr	9.99	0.29	10.96	0.27
ความร้อนจากการอุ่นอากาศก่อนเข้าเผาไหม้	$Q_{pre}$	MJ/hr	-	-	274.83	6.86
รวม		MJ/hr	3401.18	100	4006.67	100
ความร้อนออก						
ความร้อนในก๊าซไอเสีย	$Q_3$	MJ/hr	1153.66	33.92	1166.10	29.10
ความร้อนสูญเสียเนื่องจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์	$Q_4$	MJ/hr	0.76	0.02	1.00	0.03
ความร้อนสูญเสียผ่านผนังเตาเผา	$Q_5$	MJ/hr	254.37	7.48	242.36	6.05
ความร้อนที่เพิ่มขึ้นในผลิตภัณฑ์	$Q_6$	MJ/hr	730.14	21.47	1038.13	25.91
ความร้อนสูญเสียผ่านช่องเปิดและอื่นๆ	$Q_7$	MJ/hr	1262.25	37.11	1559.08	38.91
รวม	$Q_T$	MJ/hr	3401.18	100	4006.67	100

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ค.9 เปรียบเทียบผลการติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศทางทฤษฎีกับการทดลองจริง

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ก่อนติดตั้ง	หลังติดตั้ง
1. อัตราการไหลของอากาศ	$m_a$	kg/s	0.45	0.49
2. อัตราการไหลของก๊าซไอเสีย	$m_{fg}$	kg/s	0.47	0.51
3. อุณหภูมิอากาศที่เข้าอุปกรณ์อุณหอากาศ	$T_{a,i}$	$^{\circ}\text{C}$	30.0	47.1
4. อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่เข้าอุปกรณ์อุณหอากาศ	$T_{fg,i}$	$^{\circ}\text{C}$	665.8	640.3
5. อุณหภูมิอากาศที่ออกจากอุปกรณ์อุณหอากาศ	$T_{a,o}$	$^{\circ}\text{C}$	220.7	200.4
6. อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ออกจากอุปกรณ์อุณหอากาศ	$T_{fg,o}$	$^{\circ}\text{C}$	507.7	485.2
7. ประสิทธิภาพของอุปกรณ์อุณหอากาศ		-	0.3	0.259
8. Number of Transfer Unit	NTU	-	0.4348	0.458
9. ความหนาของผนังท่อ	t	m	0.002	0.002
10. เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก	$D_o$	m	0.0318	0.0318
11. เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน	$D_i$	m	0.0278	0.0278
12. ความยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	L	m	1.2	1.2
13. พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน	A	$\text{m}^2$	9.35	9.35
14. จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	n	tubes	78	78
15. Row		tubes	13	13
16. Column		tubes	6	6
17. Transverse pitch	$S_T$	m	0.0636	0.0636
18. Longitudinal pitch	$S_L$	m	0.0636	0.0636
19. Diagonal pitch	$S_D$	m	0.0711	0.0711
20. Maximum velocity across tube banks	$V_{max}$	m/s	6.14	6.64
21. Velocity in tubes	$V_i$	m/s	10.11	11.01
22. Outside heat transfer coefficient	$h_o$	$\text{w/m}^2\text{K}$	64.94	67.83
23. Inside heat transfer coefficient	$h_i$	$\text{w/m}^2\text{K}$	42.11	45.09
24. Overall heat transfer coefficient	U	$\text{w/m}^2\text{K}$	22.93	24.32
25. Pressure drop in tubes	$P_i$	kPa	0.274	0.343

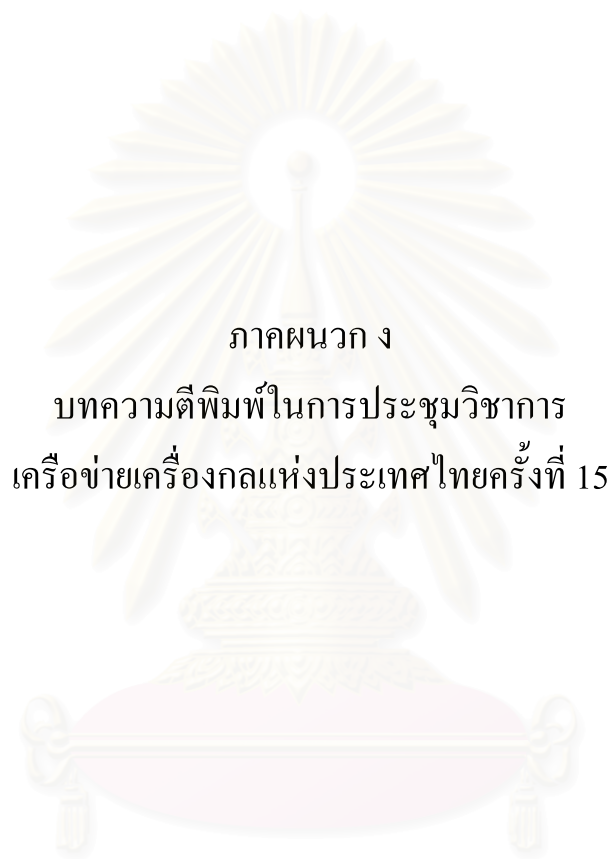
ตารางที่ 8.10 เปรียบเทียบผลการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ก่อนและหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ

รายการ	สัญลักษณ์	หน่วย	ก่อนติดตั้ง	หลังติดตั้ง
1. ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ได้	$Q_{rec}$	MJ/hr	312.98	274.83
2. ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นน้ำมันเตา A	A	L/hr	7.87	6.91
3. การประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิง	Y	L/yr	46748	43975
4. การประหยัดค่าใช้จ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง	B	Baht/yr	441770	415571
5. ค่าใช้จ่ายในการติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ	-	Baht	200000	230000
6. ระยะเวลาการคืนทุน	n	month	6.08	7.56
7. อัตราผลตอบแทนการลงทุน	IRR	%	195	151

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ค. 11 การวิเคราะห์การหุ้มฉนวนอุปกรณ์อุณหอากาศ

รายการ	หน่วย	สัญลักษณ์	ค่า
พื้นที่ผิวของอุปกรณ์อุณหอากาศ	m <sup>2</sup>	A <sub>ins</sub>	5.4
อุณหภูมิผิวเฉลี่ย	°C	T <sub>w,re</sub>	151.4
อุณหภูมิอ้างอิง	°C	T <sub>ref</sub>	33.2
ค่า Emissivity	-		0.38
<b>การคำนวณ</b>			
$h_{c1} = 1.31 \cdot (T_{w,re} - T_{ref})^{0.33}$	W/m <sup>2</sup> K	h <sub>c1</sub>	6.328
$h_{r2} = (5.67 \cdot 10^{-8} \cdot ((T_{w,re} + 273)^4 - (T_{ref} + 273)^4)) / (T_{w,re} - T_{ref})$	W/m <sup>2</sup> K	h <sub>r1</sub>	4.304
ความร้อนสูญเสียก่อนหุ้มฉนวน	kW	Q <sub>i,bi</sub>	6.786
อุณหภูมิผิวฉนวน	°C	T <sub>w,i</sub>	48
ความหนาแน่นของฉนวน	kg/m <sup>3</sup>	D <sub>i</sub>	32
ความหนาของฉนวน	mm	t <sub>ins</sub>	50
Thermal Conductivity	W/mK	k	0.034
$h_{c2} = 1.31 \cdot (T_{w,i} - T_{ref})^{0.33}$	W/m <sup>2</sup> K	h <sub>c2</sub>	3.188
$h_{r2} = (5.67 \cdot 10^{-8} \cdot ((T_{w,i} + 273)^4 - (T_{ref} + 273)^4)) / (T_{w,i} - T_{ref})$	W/m <sup>2</sup> K	h <sub>r2</sub>	2.427
h <sub>2</sub> รวม	W/m <sup>2</sup> K	h <sub>t</sub>	5.615
1/Resistance	W/m <sup>2</sup> K	U	0.602
ความร้อนสูญเสียหลังหุ้มฉนวน	kW	Q <sub>i,ai</sub>	0.048
ปริมาณความร้อนที่ประหยัดได้	kW	Q <sub>i,bi</sub> - Q <sub>i,ai</sub>	6.738



ภาคผนวก ง

บทความตีพิมพ์ในการประชุมวิชาการ  
เครือข่ายเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 15

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



## การศึกษาและพัฒนาอุปกรณ์อุ่นอากาศด้วยไอเสียสำหรับเตาเผาอุตสาหกรรม A STUDY AND DEVELOPMENT OF RECUPERATOR FOR HEATING FURNACE

วราวุธ มั่นสกุล พงษ์ธร จรรย์ญากรณ์ และ สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์  
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย  
ปทุมวัน กรุงเทพฯ

โทร 0-2218-6637 โทรสาร 0-2252-2889 E-mail : [munsakul@yahoo.com](mailto:munsakul@yahoo.com)

Worrawut Munsakul, Pongtom Charunyakorn and Sompong Puttivisitulsak  
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chulalongkorn University  
Pathumwan, Bangkok 10330, Thailand  
Tel : 0-2218-6637 Fax : 0-2252-2889

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้นำเสนอวิธีการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศ (recuperator) เพื่อใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของก๊าซไอเสียจากปล่องไอเสียของเตาเผาสปริงแผ่นที่มีอุณหภูมิสูง (ประมาณ 665 °C) กับอากาศที่เข้าห้องเผาไหม้ โดยทำการศึกษา ออกแบบ สร้างและติดตั้งใช้งานจริงที่บริษัทบางกอกสปริง อินดัสเทรียล จำกัด จังหวัดสมุทรปราการ วิธีที่ใช้ในการออกแบบคือ วิธี Effective NTU method เนื่องจากไม่ทราบอุณหภูมิของอากาศและก๊าซไอเสียที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศ โดยลักษณะการไหลที่เลือกเป็นแบบ Cross flow ซึ่งเมื่อพิจารณาจากการใช้ความสัมพันธ์ของ NTU และ  $\epsilon$  ของการไหล พบว่า ค่า NTU ของ Cross-parallel flow มีค่ามากที่สุด โดยทำการกำหนดความยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าคงที่เท่ากับ 1.2 เมตร และเลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อต่างๆกัน คือ  $d = 0.019, 0.0217, 0.0254, 0.0272, 0.0318$  และ  $0.0340$  เมตร พบว่าค่า  $d$  ขนาดต่างๆ กันนี้ จะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน จึงเลือกใช้  $d = 0.0318$  เมตร ทั้งนี้โดยมีจำนวนท่อที่ใช้ 66 ท่อ วาง 11 แถว แถวละ 6 ท่อ ได้ค่า Effective heat transfer coefficient เท่ากับ  $24.87 \text{ W/m}^2\text{K}$  และความดันสูญเสียภายในเท่ากับ  $0.371 \text{ kPa}$  จากผลลัพธ์ที่ได้ พบว่าสามารถประหยัดน้ำมันเตาที่ใช้สำหรับเตาเผาได้ประมาณ 8.6%

### บทนำ

โรงงานอุตสาหกรรมในประเทศไทยมีอยู่จำนวนมากไม่น้อยที่พลังงานในกระบวนการผลิตมาจากการใช้น้ำมันเตาเป็นเชื้อเพลิง ซึ่งในสถานการณ์ปัจจุบัน ราคาน้ำมันที่ต้องนำเข้าจากต่างประเทศได้มีราคาสูงขึ้นและยังมีแนวโน้มที่สูงขึ้นเรื่อยๆเนื่องจากประเทศผู้ค้าน้ำมันได้รวมตัวกันเพื่อเพิ่มหรือลดกำลังการผลิตในแต่ละวัน ทำให้มีผลต่อราคาน้ำมันในตลาดโลกเป็นอย่างมาก ดังนั้นการประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิงจึงเป็นแนวทางสำคัญในการช่วยเศรษฐกิจของประเทศซึ่งกำลังอยู่สภาวะวิกฤติ ให้มีแนวโน้มที่ดีขึ้น

ในการวิจัยนี้ ได้ทำการออกแบบและสร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศเพื่อใช้สำหรับเตาเผาสปริงแผ่นในบริษัท บางกอกสปริงอินดัสเทรียล จำกัด ซึ่งในจำนวนอุปกรณ์ทั้งหมดของบริษัท เตาเผาเป็นอุปกรณ์ที่ใช้น้ำมันเตามากที่สุด โดยจะนำเหล็กแผ่นมาทำการเผาที่อุณหภูมิ 960 °C ก่อนที่จะนำออกไปตัดขึ้นรูปและอบพ่นสีต่อไป จากการศึกษาและวิเคราะห์การใช้พลังงานของเตาเผาพบว่า อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่มีค่า 665 °C ซึ่งเป็นค่าที่สูงพอควร สามารถที่จะนำมาใช้ประโยชน์ได้อีกก่อนที่จะปล่อยออกสู่สิ่งแวดล้อม โดยนำเอาไอเสียที่บริเวณปล่องไอเสียมาเข้าอุปกรณ์อุ่นอากาศเพื่ออุ่นอากาศที่จะเข้าเผาไหม้ให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น (แผนผังของเตาเผาและอุปกรณ์อุ่นอากาศถูกแสดงในรูปที่ 1) เนื่องจากในปัจจุบันอุปกรณ์ชนิดนี้ต้องสั่งนำเข้าจากต่างประเทศเท่านั้น จึงได้ทำการวิจัย ออกแบบ และสร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศขึ้นมาใช้งานเอง โดยใช้ความรู้และเทคโนโลยีภายในประเทศ ทั้งนี้เพื่อเป็นการประหยัดรายจ่ายของประเทศ และลดต้นทุนในการผลิต

### การประเมินประสิทธิภาพของเตาเผา

1. เก็บรวบรวมข้อมูลของเตาเผา ซึ่งเตาเผาแต่ละตัวในกระบวนการผลิตสปริงแผ่น ประกอบด้วยอิฐทนไฟ โดยบริเวณทางเข้าและออกของเตามีช่องเปิด เพื่อให้ผลิตภัณฑ์เข้าและออกจากเตาเผา
2. ตรวจวัดข้อมูล เพื่อทำการตรวจวัดสภาพเตาเผา โดยค่าที่ต้องทำการวัด ได้แก่
  - 2.1 อุณหภูมิและองค์ประกอบก๊าซไอเสีย เช่น ปริมาณออกซิเจน คาร์บอนไดออกไซด์ และคาร์บอนมอนอกไซด์ เป็นต้น
  - 2.2 อุณหภูมิภายในเตาเผา และอุณหภูมิที่ผิวรอบเตา
  - 2.3 ปริมาณการใช้น้ำมันเตาและปริมาณผลิตภัณฑ์ที่เข้าสู่เตาเผา
  - 2.4 อุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ก่อนเข้าและออกจากเตาเผา

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{D_o}{D_i f_i} + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2k} + \frac{1}{f_o} + \frac{D_o}{h_i D_i}} \quad (9)$$

6. พิจารณาเลือกวัสดุที่เหมาะสมในการสร้างอุปกรณ์อุณหอากาศ
7. กำหนดรายละเอียด เขียนแบบ เพื่อนำไปสร้างอุปกรณ์อุณหอากาศ
8. ประเมินราคาและวิเคราะห์ความเหมาะสมทางด้านเศรษฐศาสตร์

**ผลการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศ**

จากการวิเคราะห์และออกแบบ ได้ผลลัพธ์ดังแสดงในตารางที่ 1 โดยเตาเผาก่อนและหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศถูกแสดงในรูปที่ 2 และ 3

**4.1. หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนผ่านกลุ่มท่อ ( $h_o$ )**

$$Nu_D = 1.13 C_1 Re_{D,max}^m Pr^{1/3} \quad (10)$$

( $N_L > 10, 2000 < Re_o < 40,000, Pr > 0.7$ )

$$h_o = \frac{Nu_D k}{D_o} \quad (11)$$

**4.2. หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลภายในท่อ ( $h_i$ )**

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} \quad (12)$$

[turbulent, fully developed,  $0.6 < Pr < 160,$   
 $Re_o > 10,000, L/D > 10$ ]

$$h_i = \frac{Nu_D k}{D_i} \quad (13)$$

**4.3. กำหนดค่า fouling factor และค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน**

ตารางที่ 1 ผลการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศ

รายการ	ค่า	หน่วย
อุณหภูมิอากาศที่เข้า	50.2	°C
อุณหภูมิอากาศที่ออก	149.4	°C
อุณหภูมิไอเสียน้ำที่เข้า	611.8	°C
อุณหภูมิไอเสียน้ำที่ออก	522	°C
ขนาดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	0.0318	m
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	66	m
จำนวนแถว	11	แถว
จำนวนท่อในแต่ละแถว	6	ท่อ
ความยาวท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	1.2	m
วัสดุที่ใช้ทำท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	Stainless 316	

**5. หาค่าความดันสูญเสีย ( $\Delta P$ )**

**5.1 ความดันสูญเสียภายนอกท่อ ( $\Delta p_o$ )**

$$\Delta p_o = N_L \chi \left( \frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) f \quad (14)$$

โดยที่  $\Delta p_o$  คือ ค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลผ่านกลุ่มท่อ

$N_L$  คือ จำนวนแถวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

$\chi$  คือ ตัวคูณปรับแก้ (Correction factor)

$f$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

**5.2 ความดันสูญเสียภายในท่อ ( $\Delta p_i$ )**

$$\Delta p_i = 2 f \rho V_{max}^2 L \frac{N_L}{D_i} \quad (15)$$

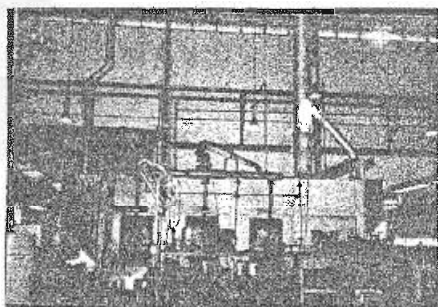
โดยที่  $\Delta p_i$  คือ ค่าความดันสูญเสียของการไหลภายในท่อ

$f$  คือ สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

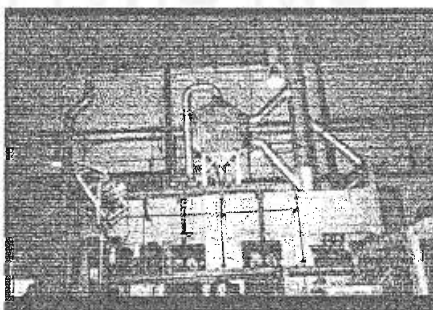
$L$  คือ ความยาวท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

$N_L$  คือ จำนวนที่ยาวการไหลของของไหลในท่อ

$D_i$  คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ

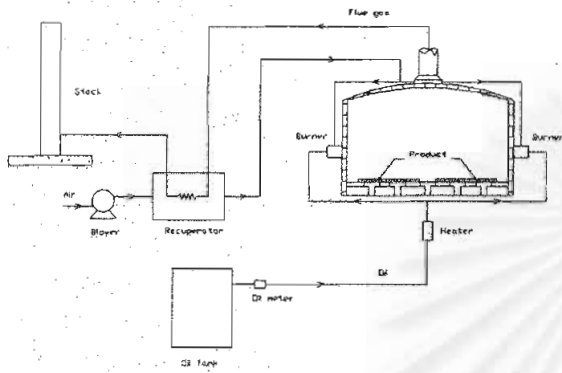


รูปที่ 2 เตาเผาก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ



รูปที่ 3 เตาเผาหลังติดตั้งอุปกรณ์อุณหอากาศ

3. คำนวณสมดุลมวลและสมดุลพลังงานของเตาเผา ซึ่งจากการตรวจวัดข้อมูลต่างๆ สามารถนำไปคำนวณสมดุลมวลและสมดุลพลังงาน เพื่อให้ทราบสภาพของเตาเผาและปริมาณความร้อนสูญเสียต่างๆ แล้วนำไปวิเคราะห์และปรับปรุงให้เตาเผาทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น และนำข้อมูลไปใช้ในการออกแบบอุปกรณ์อื่นอากาศต่อไป



รูปที่ 1 แผนผังของเตาเผาและอุปกรณ์อื่นอากาศ

การออกแบบอุปกรณ์อื่นอากาศ

การออกแบบอุปกรณ์อื่นอากาศที่ใช้ในการวิจัยนี้ แบ่งออกเป็น 8 ขั้นตอน ดังต่อไปนี้

1. กำหนดค่าคุณสมบัติของของไหล

- 1.1 สมมติค่า Effectiveness แล้วแทนค่าในสมการ

$$\epsilon = \frac{C_{p,a}(T_{a,o} - T_{a,i})}{C_{min}(T_{f,i} - T_{a,i})} \quad (1)$$

- 1.2 หาค่า Heat Capacity ratio,  $C_r$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2)$$

โดยที่  $C_{p,a} = m_a c_{p,a}$  เมื่อ  $m_a$  คือมวลของอากาศ

$C_{p,fg} = m_{fg} c_{fg}$  เมื่อ  $m_{fg}$  คือมวลของก๊าซไอเสีย

$C_{min}, C_{max}$  คือ ค่าที่น้อยและมากกว่าระหว่าง  $C_{p,a}$  และ  $C_{p,fg}$

$T_{f,i}$  คือ อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ทางเข้า

$T_{f,o}$  คือ อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ทางออก

$T_{a,i}$  คือ อุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้า

$T_{a,o}$  คือ อุณหภูมิของอากาศที่ทางออก

2. กำหนดอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ความสัมพันธ์ของ  $NTU$ ,  $\epsilon$  และ  $C_r$

เลือกลักษณะการไหลของของไหล

- (a) Cross flow (single pass)

$C_{max}(mixed), C_{min}(unmixed)$

$$NTU = -\ln \left[ 1 + \left( \frac{1}{C_r} \right) \ln(1 - \epsilon C_r) \right] \quad (3)$$

$C_{max}(unmixed), C_{min}(mixed)$

$$NTU = -\left( \frac{1}{C_r} \right) \ln \left[ C_r \ln(1 - \epsilon) + 1 \right] \quad (4)$$

- (b) Cross flow (Two pass)

Cross - Counter flow

$$\epsilon = 1 - \frac{2}{\left\{ 1 - \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) + \left[ 1 + \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) \right] / v^2 \right\}} \quad (5)$$

- (c) Cross-parallel flow

$$\epsilon = 1 - \frac{1}{2} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) + v^2 \left[ 1 + \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) \right] \right] \quad (6)$$

3. กำหนดพื้นที่ถ่ายเทความร้อน

3.1 ใช้ความสัมพันธ์ของ  $NTU$  หาค่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อน

(A) โดยสมมติค่า  $U$  ที่เหมาะสมขึ้นมาแทนในสมการต่อไปนี้

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (7)$$

- 3.2 หาจำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ( $n$ )

$$n = \frac{A_o}{D_o \pi L} \quad (8)$$

โดยที่  $NTU$  = Number of Transfer Unit

$U$  = ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

$A_o$  = พื้นผิวการถ่ายเทความร้อน

$D_o$  = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ

$n$  = จำนวนท่อ

4. ตรวจสอบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ( $U$ )

### สรุปผลและข้อเสนอแนะ

จากการศึกษาผลที่ได้พบว่า หลังจากการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ (recuperator) เข้ากับปล่องไอเสียของเตาเผาแล้วสามารถเพิ่มอุณหภูมิของอากาศที่เข้าเผาไหม้จาก  $48^{\circ}\text{C}$  เป็น  $150^{\circ}\text{C}$  ประสิทธิภาพของอุปกรณ์อุ่นอากาศ 18% (ก่อนหุ้มฉนวน) ทำให้สามารถลดปริมาณน้ำมันเตาที่ใช้ได้ประมาณ 62 ลิตรต่อหนึ่งกะการทำงาน (8 ชั่วโมง) โดยก่อนติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศ ปริมาณการผลิตต่อปริมาณการใช้ น้ำมันเตามีค่า  $13.06\text{ kg/L}$  และหลังติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศกับเตาเผา ปริมาณการผลิตต่อปริมาณการใช้ น้ำมันเตามีค่า  $14.34\text{ kg/L}$  คิดเป็นจำนวนปริมาณการผลิตต่อปริมาณการใช้ น้ำมันเตาที่เพิ่มขึ้น หรือในอีกนัยหนึ่งคิดเป็นจำนวนน้ำมันเตาที่ลดลง 8.6% สำหรับผลผลิตจำนวนเท่ากัน ซึ่งเมื่อคำนวณทางด้านเศรษฐศาสตร์สามารถประหยัดเงินค่าใช้จ่ายทางด้านเชื้อเพลิงกว่าสามแสนบาทต่อปี ซึ่งจะทำให้ต้นทุนในการผลิตลดลง เป็นการนำพลังงานมาใช้อย่างมีประสิทธิภาพ อีกทั้งยังเป็นการรักษาสภาพแวดล้อมโดยลดอุณหภูมิของไอเสียก่อนที่จะปล่อยไปในอากาศอีกด้วย

สำหรับข้อเสนอแนะในการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศที่มีประสิทธิภาพสูงต่อไป สามารถทำได้โดยศึกษาเรื่องการติดครีบ (fins) บริเวณท่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเป็นการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนให้มากขึ้น ซึ่งจะช่วยให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น รวมทั้งยังสามารถลดขนาดของอุปกรณ์อุ่นอากาศลงได้ และควรมีการศึกษาเพิ่มเติมในเรื่องของการกัดกร่อนที่เกิดขึ้นในอุปกรณ์อุ่นอากาศ ซึ่งนอกจากจะเพิ่มประสิทธิภาพของอุปกรณ์ ยังทำให้ยืดอายุการใช้งานของอุปกรณ์ให้ยาวนานขึ้นอีกด้วย

### กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ กองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) และ บริษัท บางกอก สปริง อินดัสเทรียล จำกัด ที่ให้เงินทุนสนับสนุนการวิจัยนี้ พร้อมทั้งให้ข้อมูลอันเป็นประโยชน์ในการทำวิจัย และขอขอบคุณ สถาบันเพิ่มผลผลิตแห่งชาติ ที่ช่วยเหลือในการติดต่อประสานงานซึ่งทำให้งานลุล่วงไปได้ด้วยดี

### บรรณานุกรม

1. แมคควาเวอร์, เครื่องอุ่นอากาศและอีโคโนไมเซอร์, Technology Journal, ปีที่ 25 ฉบับที่ 143 หน้า 135-138, กุมภาพันธ์ - มีนาคม 2542.
2. สมศักดิ์ จริเวรุไวโรจน์, การนำความร้อนทิ้งของเตาคิวไปส่ากลับมาใช้ใหม่, วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิตสาขาวิชาเทคโนโลยีการจัดการพลังงาน, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า, 2537.
3. Cengel, Y.A. and Boile, M.A., Thermodynamics: An Engineering Approach, Second edition, McGraw-Hill, 1998.
4. Gloldstick, R., Principles of Waste Heat Recovery, Fairmont Press, 1986.
5. Holman, J.P., Heat Transfer, Eighth edition McGraw-Hill, 1997.

6. Incropera, F.P. and David, P.D., Fundamentals of Heat Transfer, Third edition, New York, John Wiley & Sons, 1990.

7. Kays, W.M., Convective Heat and Mass Transfer, Third edition, McGraw-Hill, 1993.

8. Macdonald, C.F., Low Cost Compact Primary Surface Recuperator Concept for Microturbines, Applied Thermal Engineering, Vol. 20, No. 5, p. 471-497, 2000.

9. Ozisik, M.N., Heat Transfer A Basic Approach, International edition, McGraw-Hill, 1985.

10. White, F.M., Fluid Mechanics, Third edition, McGraw-Hill, 1994.

## ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายวรวิทย์ มั่นสกุล เกิดวันที่ 4 กันยายน พ.ศ. 2521 ที่อำเภอท่าม่วง จังหวัดลพบุรี สำเร็จการศึกษาปริญญาตรีวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ในปีการศึกษา 2541 และเข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย