

การพัฒนาซอฟต์แวร์เพื่อการออกแบบรีคูเพอเรเตอร์สำหรับเตาเผาอุตสาหกรรม



นายพงศกรณ์ อาคัม

สถาบันวิทยบริการ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2547

ISBN 974-17-6514-2

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

DEVELOPMENT OF A RECUPERATOR DESIGN SOFTWARE FOR INDUSTRIAL FURNACES

Mr. Pongsaporn Adam

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 2004

ISBN 974-17-6514-2

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การพัฒนาซอฟต์แวร์เพื่อการออกแบบรีจิสเตอร์สำหรับเตาเผา อุตสาหกรรม
โดย	นายพงศกรณ์ อาคัม
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา	ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้หัวข้อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วน
หนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(ศาสตราจารย์ ดร. ดิเรก ลาวัณย์ศิริ)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

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

..... อาจารย์ที่ปรึกษา
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์)

..... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ มิ่งศักดิ์ ตั้งตระกูล)

..... กรรมการ
(อาจารย์ ดร.จิตติน แดงเที่ยง)

พงศภรณ์ อาดัม:การพัฒนาซอฟต์แวร์เพื่อการออกแบบรีคูเพอเรเตอร์สำหรับเตาเผาอุตสาหกรรม.
(DEVELOPMENT OF A RECUPERATOR DESIGN SOFTWARE FOR INDUSTRIAL
FURNACES) อ. ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์, 160 หน้า. ISBN
974-17-6514-2.

งานวิจัยนี้มีจุดมุ่งหมายเพื่อพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำเร็จรูปเพื่อแก้ปัญหาทางด้านการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนและความดันสูญเสีย ในการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศ (Recuperator) ชนิด Gas-to-Gas สำหรับการไหลแบบ Cross Flow (2 Pass) โดยในการคำนวณทางด้านพลังงานความร้อนได้ใช้วิธี Effectiveness-NTU ส่วนการวิเคราะห์หาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมทางด้านเศรษฐศาสตร์ ได้ใช้วิธี P_1-P_2 โปรแกรมที่ได้ประดิษฐ์ขึ้นนี้ ถูกพัฒนาบนโปรแกรม Microsoft Visual Basic 6.0 ซึ่งสามารถแสดงรูปและกราฟได้ดี ทำให้ผู้ใช้ง่ายต่อการใช้งาน อีกทั้งโปรแกรมยังสามารถลดระยะเวลาในการคำนวณแบบซ้ำได้เป็นอย่างดี

จากผลการวิเคราะห์ถ้าให้อากาศไหลในท่อก๊าซไอเสียไหลในเปลือก พบว่าที่ค่าประสิทธิผล 37% ให้ค่าที่มีความเหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์ ซึ่งใช้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนทั้งหมด 13.8728 m^2 จำนวนท่อทั้งหมด 117 ท่อ โดยสามารถอุ่นอากาศ จาก $30 \text{ }^\circ\text{C}$ เป็น $265.25 \text{ }^\circ\text{C}$ ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ 387.42 MJ/hr การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา 546825 บาทต่อปี คิดเป็นระยะเวลาคืนทุน 4.84 เดือน ส่วนในกรณีที่ให้อากาศไหลในเปลือกก๊าซไอเสียไหลในท่อ พบว่าค่าประสิทธิผลที่ให้ความเหมาะสมคือ 34% ซึ่งใช้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนทั้งหมด 10.7787 m^2 จำนวนท่อทั้งหมด 91 ท่อ โดยสามารถอุ่นอากาศ จาก $30 \text{ }^\circ\text{C}$ เป็น $246.17 \text{ }^\circ\text{C}$ ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ 355.1 MJ/hr การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา 501206 บาทต่อปี คิดเป็นระยะเวลาคืนทุน 5.3 เดือน

ภาควิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อนิสิต.....
สาขาวิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา.....
ปีการศึกษา.....2547.....ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษาร่วม.....

4570428021 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEY WORD: RECUPERATOR / HEAT EXCHANGER / EFFECTIVENESS-NTU / P1-P2 / GAS TO GAS

PONGSAPORN ADAM : DEVELOPMENT OF A RECUPERATOR DESIGN SOFTWARE FOR INDUSTRIAL FURNACES. THESIS ADVISOR : ASST.PROF.SOMPONG PUTIVISUTISAK, Ph.D. 160 pp. ISBN 974-17-6514-2.

The aim of this research is to develop a computer program to solve the thermal energy exchange and pressure drop for designing a cross-flow (2 pass) gas-to-gas recuperator. The Effectiveness-*NTU* method is employed to calculate the thermal energy exchange and the P_1 - P_2 method is used to analyze the optimum heat exchanger surface area. The program has been developed with Microsoft Visual Basic V.6.0. Its user-friendly input format and good graphic features makes it an efficient tool for designing a recuperator.

For the case of air flow in tube, flue gas flow in shell, it is found that the optimum heat exchanger surface area is 13.8728 m² (117 tubes) when the effectiveness of recuperator is 37%. The combustion air is preheated from 30°C to 265.25 °C. The heat recovery is 387.42 MJ/hr and the payback period is 4.84 months. For the case of air flow in shell, flue gas flow in tube, It is found that the optimum heat exchanger surface area is 10.7787 m² (91 tubes) when the effectiveness of recuperator is 34%. The combustion air is preheated from 30°C to 246.17 °C. The heat recovery is 355.1 MJ/hr and the payback period is 5.3 months, respectively.

Department.....Mechanical Engineering.... Student's signature.....

Field of study....Mechanical Engineering... Advisor's signature.....

Academic year2004..... Co-advisor's signature.....

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้อย่างดี เนื่องจากได้รับความกรุณาจาก ผศ.ดร.สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ได้ให้คำปรึกษา แนะนำแนวทางการวิจัย ให้ข้อคิดเห็นในการแก้ปัญหาต่างๆ และได้ตรวจแก้ไขข้อบกพร่อง และเพิ่มเติมเนื้อหาวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ตั้งแต่ต้นจนสำเร็จเป็นรูปเล่ม ผู้เขียนขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างยิ่ง

ท้ายนี้ ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ บิดา-มารดาและครอบครัว ซึ่งสนับสนุนทางด้านการศึกษาและให้กำลังใจมาโดยตลอดจนสำเร็จการศึกษา



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ญ
สารบัญรูปภาพ.....	ฎ
สัญลักษณ์.....	ท
บทที่	
1. บทนำ.....	1
1.1 ความสำคัญและที่มาของวิทยานิพนธ์.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์.....	3
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์.....	3
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
1.5 ขั้นตอนการดำเนินงานวิทยานิพนธ์.....	3
1.6 ผลงานวิจัยในอดีตที่ผ่านมา.....	4
2. ทฤษฎีพื้นฐานของการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	8
2.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบง่าย.....	8
2.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกัน.....	9
2.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ.....	9
2.4 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม.....	12
2.5 การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธี Effectiveness-NTU Method.....	13
2.6 การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, h_o	19
2.7 การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของการไหลในท่อ, h_i	23
2.8 การคำนวณค่าความดันสูญเสีย.....	25
2.8.1 ความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	25
2.8.2 ความดันสูญเสียของการไหลในท่อ, ΔP_i	26

2.9	กฎข้อที่ 2 ทางเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	29
2.10	การหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน..	32
2.11	เศรษฐศาสตร์วิศวกรรมสำหรับการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	34
2.11.1	ระยะเวลาคืนทุน (Payback Period, n).....	35
2.11.2	อัตราผลตอบแทนการลงทุน (Internal Rate of Return, IRR).....	35
2.12	การคำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศและก๊าซไอเสียภายในเตาเผา.....	35
3.	อุปกรณ์อุ่นอากาศ.....	38
3.1	Recuperator แบบ Channel.....	38
3.2	Flue Type Recuperator.....	39
3.3	Radiation Type Recuperator.....	39
3.4	Cage Type Recuperator.....	40
3.5	Bending Type Recuperator.....	41
3.6	Plate Type Recuperator.....	41
4.	ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขที่นำมาประยุกต์ใช้ในโปรแกรมคอมพิวเตอร์.....	42
4.1	วิธีแบ่งครึ่งช่วง (Bisection Method).....	42
4.2	การถดถอยแบบพหุนาม (Polynomial Regression).....	45
4.3	ระเบียบวิธีการกำจัดแบบเกาส์ (Gauss Elimination Method).....	47
4.4	ผลการคำนวณการถดถอยแบบพหุนาม และระเบียบวิธีการกำจัดแบบเกาส์.....	49
5.	การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมคอมพิวเตอร์.....	50
5.1	ขั้นตอนการคำนวณหาขนาดอุปกรณ์อุ่นอากาศ.....	52
5.2	ผลจากการคำนวณโดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์.....	58
6.	การวิเคราะห์ผลจากการคำนวณด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์.....	60
6.1	การไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) สมการการไหลภายในท่อใช้ของ Petukhov คุณสมบัติของของไหลใช้ของ Incropera and DeWitt.....	60

6.2 การไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) สมการการไหลภายในท่อใช้ของ Gnielinski คุณสมบัติของของไหลใช้ของ Incropera and DeWitt.....	65
6.3 การไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) สมการการไหลภายในท่อใช้ของ Petukhov คุณสมบัติของของไหลใช้ของ Incropera and DeWitt.....	70
6.4 การไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) สมการการไหลภายในท่อใช้ของ Gnielinski คุณสมบัติของของไหลใช้ของ Incropera and DeWitt.....	75
6.5 การไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) สมการการไหลภายในท่อใช้ของ Gnielinski คุณสมบัติของของไหลใช้ของ Kays and London.....	80
6.6 การไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) สมการการไหลภายในท่อใช้ของ Gnielinski คุณสมบัติของของไหลใช้ของ Kays and London.....	85
6.7 การวิเคราะห์หาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์โดยใช้วิธี P_1-P_2	89
7. วิธีการใช้โปรแกรม Recuperator Design Software.....	96
8. สรุปผลงานวิจัย.....	109
8.1 สรุปผลงานวิจัย.....	109
8.2 ข้อเสนอแนะ.....	111
รายการอ้างอิง.....	112
ภาคผนวก.....	115
ภาคผนวก ก ผลจากการคำนวณค่าคุณสมบัติของของไหล โดยวิธีเชิงตัวเลข.....	116
ภาคผนวก ข ผลจากการคำนวณโดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์.....	137
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....	160

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1 ระยะเวลาดำเนินการ.....	4
2.1 ความสัมพันธ์ของ Effectiveness สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	17
2.2 ความสัมพันธ์ของ NTU สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	18
2.3 ค่าคงที่สำหรับสมการ (2.13-2.14) สำหรับอากาศไหลผ่านชั้นท่อตั้งแต่ 10 แถวหรือมากกว่า.....	21
2.4 แฟกเตอร์แก้ไข C_2 ของสมการ (2.15) สำหรับ $N_L < 10$	21
2.5 ค่าคงที่ของสมการ (2.21) สำหรับการไหลผ่านท่อหลายชั้น.....	22
2.6 ค่าตัวประกอบแก้ไข C_2 ของสมการ (2.22) สำหรับ $N_L < 20$ ($Re_D > 10^3$)	22
2.7 ค่าความขรุขระของท่อที่เป็นวัสดุชนิดต่างๆ.....	28
2.8 ตัวประกอบความเสียดทานของการไหลแบบ Turbulent สำหรับท่อผิวเรียบ.....	28
2.9 สมการความสัมพันธ์ระหว่าง Effectiveness และ NTU	32
2.10 สูตรการคำนวณของ Rosin.....	37
2.11 สูตรการคำนวณของ Boie.....	37
5.1 ค่าเริ่มต้นที่จำเป็นต่อการคำนวณ.....	50
5.2 การเปรียบเทียบค่าที่ได้จากการคำนวณด้วยมือและค่าที่ได้จาก โปรแกรมคอมพิวเตอร์.....	58
6.1 เปรียบเทียบค่า (h_i) ที่ได้จากสมการ (2.27) ของ Petukhov และค่าที่ได้จากสมการ (2.28) ของ Gnielinski.....	66
ข.1.1 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Petukhov สมการ (2.27) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	138
ข.1.2 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Aligned ใช้สมการของ Petukhov สมการ (2.27) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	139
ข.2.1 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อ และการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	140
ข.2.2 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Aligned ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อ และการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	143

ตารางที่	หน้า
ข.3.1 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Petukhov สมการ (2.27) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	146
ข.3.2 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Aligned ใช้สมการของ Petukhov สมการ (2.27) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	148
ข.4.1 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	149
ข.4.2 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Aligned ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	152
ข.5.1 อากาศไหลในเปลือก ก๊าซไอเสียไหลในท่อ การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	155
ข.5.2 อากาศไหลในเปลือก ก๊าซไอเสียไหลในท่อ การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	157

สารบัญรูปลูกภาพ

รูปที่	หน้า
2.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ซ้อนร่วมจุดศูนย์กลาง.....	8
2.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกัน (ก) ติดครีบริบและของไหลไม่ผสมกัน (ข) ไม่ติดครีบริบและของไหลไหลผสมนอกท่อ.....	9
2.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกกลับเดียวและท่อกลับเดียว.....	9
2.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อ (ก) เปลือกกลับเดียวและท่อ 2 กลับ (ข) เปลือก 2 กลับและท่อ 4 กลับ.....	10
2.5 แบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกำหนดตามมาตรฐาน TEMA.....	11
2.6 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน.....	14
2.7 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกัน.....	15
2.8 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell-and-Tube โดยของ ไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกหนึ่งครั้ง และของไหลอีกชนิดหนึ่งไหลผ่านภายใน ท่อสองครั้งหรือเท่ากับผลคูณของสองกับเลขจำนวนเต็ม.....	15
2.9 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell-and-Tube โดยของ ไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกสองครั้ง และของไหลอีกชนิดหนึ่งไหลผ่านภายใน ท่อสี่ครั้งหรือเท่ากับผลคูณของสี่กับเลขจำนวนเต็ม.....	15
2.10 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลไหลตั้งฉากกัน ซึ่ง ของไหลทั้งสองชนิดไม่ผสมกัน.....	16
2.11 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลไหลตั้งฉากกัน ซึ่ง ของไหลชนิดหนึ่งผสมกัน ส่วนอีกชนิดหนึ่งไม่ผสมผสานกัน.....	16
2.12 การไหลของของไหลผ่านกลุ่มท่อในลักษณะไหลขวางกัน (Cross Flow).....	19
2.13 การจัดท่อหลายชั้น ก) แนวเดียวกัน (Aligned) ข) แนวเอียงกัน (Staggered).....	19
2.14 กราฟตัวประกอบความเสียดทาน และค่าปรับแก้ไขสำหรับกลุ่มท่อที่จัดเรียง แบบแนวเดียวกัน.....	25
2.15 กราฟตัวประกอบความเสียดทาน และค่าปรับแก้ไขสำหรับกลุ่มท่อที่จัดเรียง แบบเอียงกัน.....	26
2.16 Moody Chart แสดงตัวประกอบความเสียดทานภายใน.....	27
2.17 การสมดุลมวลภายในเตาเผา.....	36
3.1 Channel Type Recuperator แบบก๊าซเสียไหล 2 กลับ แบบ Parallel Flow.....	38

รูปที่	หน้า
3.2 Channel Type Recuperator แบบก๊าซเสียไหลในท่อและอากาศไหลในเปลือก 3 กลับแบบ Counter Flow.....	38
3.3 Flue Type Recuperator.....	39
3.4 Radiation Type Recuperator.....	40
3.5 Cage Type Recuperator.....	40
3.6 Bending Type Recuperator.....	41
3.7 Plate Type Recuperator.....	41
4.1 ระเบียบวิธีแบ่งครึ่งช่วงเพื่อใช้หารากของสมการ $f(x) = 0$	42
4.2 $f(x_M)$ ซึ่งเป็นฟังก์ชันของตำแหน่งของ x_L และ x_R (ก) กรณีที่หนึ่ง ค่า $f(x_M)$ เป็นบวก (ข) กรณีที่สอง ค่า $f(x_M)$ เป็นลบ x_R	43
4.3 การถดถอยแบบพหุนามโดยการประดิษฐ์ฟังก์ชันพหุนามจากชุดของข้อมูลที่กำหนดให้	45
5.1 ขั้นตอนการคำนวณ โดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์.....	51
6.1 อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	61
6.2 อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	61
6.3 พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหล แบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	62
6.4 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียง การไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	62
6.5 ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหล แบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	63
6.6 ค่าความดันสูญเสีย สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหล แบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	63
6.7 ค่าความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ สำหรับสมการ Petukhov และสมการ จัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	64
6.8 อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	66

รูปที่	หน้า
6.9 อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากกรีกูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	67
6.10 พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	67
6.11 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	68
6.12 ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	68
6.13 ค่าความดันสูญเสีย สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	69
6.14 ค่าความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass).....	69
6.15 อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากกรีกูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	71
6.16 อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากกรีกูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	72
6.17 พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	72
6.18 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	73
6.19 ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	73
6.20 ค่าความดันสูญเสีย สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	74
6.21 ค่าความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	74
6.22 อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากกรีกูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	76

รูปที่	หน้า
6.23 อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	77
6.24 พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	77
6.25 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	78
6.26 ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	78
6.27 ค่าความดันสูญเสีย สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	79
6.28 ค่าความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass).....	79
6.29 อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London.....	81
6.30 อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London.....	82
6.31 พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London.....	82
6.32 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London.....	83
6.33 ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London.....	83

รูปที่	หน้า
6.34 ค่าความดันสูญเสีย สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัตินៃของไหลใช้ของ Kays and London.....	84
6.35 ค่าความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัตินៃของไหลใช้ของ Kays and London.....	84
6.36 อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัตินៃของไหลใช้ของ Kays and London.....	86
6.37 อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัตินៃของไหลใช้ของ Kays and London.....	86
6.38 พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัตินៃของไหลใช้ของ Kays and London.....	87
6.39 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัตินៃของไหลใช้ของ Kays and London.....	87
6.40 ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัตินៃของไหลใช้ของ Kays and London.....	88
6.41 ค่าความดันสูญเสีย สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัตินៃของไหลใช้ของ Kays and London.....	88
6.42 ค่าความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัตินៃของไหลใช้ของ Kays and London.....	89
6.43 ขั้นตอนการคำนวณเมื่อพิจารณาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสม.....	92

รูปที่	หน้า
6.44 กราฟวิเคราะห์หาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์ กรณีให้ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก.....	93
6.45 กราฟวิเคราะห์หาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์ กรณีให้ก๊าซไอเสียไหลในท่อ.....	93
7.1 การใส่ข้อมูลที่จำเป็นต่อการคำนวณทั้งหมด.....	96
7.2 การสมมติค่า Effectiveness.....	97
7.3 การสมมติค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	97
7.4 การกำหนดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ, D_o	98
7.5 การกำหนดขนาดความหนาของท่อ, t	98
7.6 การกำหนดขนาดความยาวของท่อ, L	99
7.7 การกำหนดจำนวนท่อตามแนว Row.....	99
7.8 ตำแหน่งการวางท่อตามแนว Row และ Column.....	100
7.9 การกำหนดจำนวนท่อตามแนว Column.....	100
7.10 การกำหนดระยะ Transverse Pitch.....	101
7.11 การกำหนดระยะ Longitudinal Pitch.....	101
7.12 การกำหนดขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ.....	102
7.13 ระยะความกว้างและความยาวของช่องทางไหล.....	102
7.14 การกำหนดขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ.....	103
7.15 การกำหนดค่าคงที่ C_1	103
7.16 การกำหนดค่าคงที่ m	104
7.17 การกำหนดค่าตัวประกอบความเสียดทานของการไหลด้านในท่อ f_i	104
7.18 การกำหนดค่าตัวประกอบความเสียดทานของการไหลผ่านกลุ่มท่อ f_o	105
7.19 การกำหนดค่าตัวคูณแก้ไข χ	105
7.20 ผลลัพธ์จากการคำนวณ.....	106
7.21 ผลลัพธ์เชิงเศรษฐศาสตร์จากการคำนวณ.....	106
7.22 กราฟ Effectiveness กับ NTU	107
7.23 กราฟ Effectiveness กับ Area.....	107
7.24 กราฟวิเคราะห์หาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์.....	108

รูปที่	หน้า
ก.15 กราฟ Prandtl Number ของ O_2 ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูล ที่มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข.....	131
ก.16 กราฟ Density ของ N_2 ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูลที่มา จากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข.....	132
ก.17 กราฟ Specific Heat ของ N_2 ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูล ที่มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข.....	133
ก.18 กราฟ Dynamic Viscosity ของ N_2 ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูล ที่มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข.....	134
ก.19 กราฟ Thermal Conductivity ของ N_2 ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่าง ข้อมูลที่มาจกตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข.....	135
ก.20 กราฟ Prandtl Number ของ N_2 ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูล ที่มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข.....	136

สัญลักษณ์

สัญลักษณ์	คำอธิบาย	หน่วย
A	พื้นที่การถ่ายเทความร้อน	m^2
A_i	พื้นที่ผิวภายในท่อ	m^2
A_m	พื้นที่ล่อลม	m^2
A_o	พื้นที่ผิวภายนอกท่อ	m^2
A_s	ค่าใช้จ่ายที่สามารถประหยัดได้	฿
C_A	ราคาต่อหน่วยพื้นที่ของอุปกรณ์อุ่นอากาศ	฿/ m^2
C_E	ราคาพลังงานในปัจจุบัน	฿/J
C_{max}	อัตราค่าความจุความร้อนจำเพาะที่มากที่สุด	W/K
C_{min}	อัตราค่าความจุความร้อนจำเพาะที่น้อยที่สุด	W/K
$C_{p,a}$	อัตราค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ	W/K
$C_{p,fg}$	อัตราค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอน้ำ	W/K
CRF	ตัวประกอบการคืนทุน	-
C_r	อัตราส่วนค่าความจุความร้อนจำเพาะ	-
$c_{p,a}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ	J/kg.K
$c_{p,fg}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอน้ำ	J/kg.K
D_i	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ	m
D_o	เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ	m
F_i	แฟกเตอร์ตะกอนที่ผิวภายในท่อ	$m^2.K/W$
F_o	แฟกเตอร์ตะกอนที่ผิวภายนอกท่อ	$m^2.K/W$
f_i	ตัวประกอบความเสียหายสำหรับการไหลภายในท่อ	-
f_o	ตัวประกอบความเสียหายสำหรับการไหลผ่านกลุ่มท่อ	-
h_i	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ	W/ $m^2.K$
h_o	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ	W/ $m^2.K$
i	อัตราดอกเบี้ย	%
I	ค่าการช้อนกลับไม่ได้	W
IRR	อัตราผลตอบแทนการลงทุน	%
k	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของท่อ	W/m.K

สัญลักษณ์	คำอธิบาย	หน่วย
L	ความยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	m
\dot{m}_a	อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ	kg/s
\dot{m}_{fg}	อัตราการไหลเชิงมวลของไอเสีย	kg/s
N	จำนวนแถวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนตามแนวยาว	-
N_L	จำนวนเที่ยวการไหลของของไหลในท่อ	-
N_s	ตัวเลขอัตราเอนโทรปีที่เกิดขึ้น	-
NTU	จำนวนหน่วยของการถ่ายเทความร้อน	-
Nu_D	ตัวเลขนัสเซิลต์ของการไหลด้านในท่อ	-
\overline{Nu}_D	ตัวเลขนัสเซิลต์ของการไหลด้านนอกท่อ	-
n	ระยะเวลาการคืนทุน	เดือน
P	ค่าประสิทธิผลของอุณหภูมิ	-
Pr	ตัวเลขเพรนต์เทิล	-
P_1	อัตราส่วนระหว่างค่าความร้อนที่ประหยัดได้ตลอดอายุการใช้งาน ต่อค่าความร้อนที่ประหยัดได้ในปีแรก	-
P_2	อัตราส่วนระหว่างราคารวมตลอดอายุการใช้งานต่อราคาเริ่มต้น	-
Q_{rec}	ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่	MJ/hr
q	อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านพื้นผิว	W
R	ความต้านทานความร้อนรวมจากของไหลภายในถึงของไหล ภายนอกท่อ	K/W
Re_D	ตัวเลขเรย์โนลด์ส์ของการไหลด้านในท่อ	-
$Re_{D,max}$	ตัวเลขเรย์โนลด์ส์ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	-
S	ค่าการประหยัดพลังงานสุทธิเชิงเศรษฐศาสตร์	B
S_D	ระยะในแนวทะแยงระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อ 2 ท่อ	m
S_{gen}	อัตราเอนโทรปีที่เกิดขึ้น	W/K
S_L	ระยะในแนวนอนระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อ 2 ท่อ	m
S_T	ระยะในแนวตั้งระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อ 2 ท่อ	m
$T_{a,i}$	อุณหภูมิอากาศที่เข้าอุปกรณ์อุ่นอากาศ	°C
$T_{a,o}$	อุณหภูมิอากาศที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศ	°C
$T_{fg,i}$	อุณหภูมิไอเสียที่เข้าอุปกรณ์อุ่นอากาศ	°C

สัญลักษณ์	คำอธิบาย	หน่วย
$T_{fg,o}$	อุณหภูมิไอเสียที่ออกอุปรณ์อุ่นอากาศ	°C
TIC	ค่าใช้จ่ายในการสร้างและติดตั้ง	฿
T_o	อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม	K
U	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	W/m ² .K
U_{guess}	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ได้สมมติขึ้น	W/m ² .K
U_i	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่พื้นที่ผิวภายในของท่อ	W/m ² .K
U_o	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่พื้นที่ผิวภายนอกของท่อ	W/m ² .K
U_{theory}	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่ได้จากทางทฤษฎี	W/m ² .K
$V_{max,i}$	ความเร็วสูงสุดของของไหลที่ผ่านท่อด้านใน	m/s
$V_{max,o}$	ความเร็วสูงสุดที่ไหลผ่านหน้าตัดของท่อภายนอก	m/s
χ	คุณสมบัติสำหรับการไหลผ่านกลุ่มท่อ	-
y	อายุการใช้งานของอุปรณ์	ปี
ε	ค่าประสิทธิผลของอุปรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	-
ρ	ความหนาแน่นของของไหล	kg/m ³
ΔP_i	ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ	kPa
ΔP_o	ค่าความดันสูญเสียด้านเปลือก	kPa
ΔT_m	ผลต่างเฉลี่ยของอุณหภูมิระหว่างของไหลสองชนิด	K
ΔT_{max}	ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิสูงสุด	K
Δt	ระยะเวลาการใช้งานภายในเวลา 1 ปี คิดเป็นวินาที	s

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของวิทยานิพนธ์

ในปัจจุบันการอนุรักษ์พลังงานเป็นเรื่องที่สำคัญอย่างยิ่งเนื่องจากพลังงานความร้อนที่ได้จากน้ำมันและก๊าซธรรมชาตินั้น นับวันยังมีราคาสูงขึ้น อีกทั้งยังเป็นทรัพยากรที่มีจำนวนลดลงเรื่อยๆ ประเทศไทยต้องนำเข้าน้ำมันปีละหลายแสนล้านบาท รัฐบาลจึงมีนโยบายในการประหยัดพลังงานเพื่อลดภาวะ การขาดดุลการค้า แนวทางหนึ่งในการตอบสนองนโยบายรัฐบาล คือ การใช้พลังงานอย่างคุ้มค่า และเกิดประโยชน์สูงสุด เมื่อมองดูโรงงานอุตสาหกรรมในประเทศไทย มีหลายโรงงานที่ใช้เตาเผา เพื่อหลอมโลหะ ซึ่งการหลอมโลหะนั้นต้องใช้พลังงานในการเผาไหม้สูงมาก และมีไอเสียที่เหลือทิ้งจากกระบวนการเผาไหม้ ที่ยังมีอุณหภูมิสูงอยู่ ถ้าปล่อยออกไปสู่บรรยากาศ อาจเป็นผลเสียต่อสภาวะแวดล้อมได้ เพื่อเป็นการอนุรักษ์พลังงานและใช้พลังงานให้เกิดประโยชน์สูงสุด จึงได้มีการประดิษฐ์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนที่ทิ้งไปในกระบวนการทางอุตสาหกรรม นำกลับมาใช้ประโยชน์ใหม่อีกครั้ง โดยการอุ่นอากาศก่อนเข้าเตาเผา ซึ่งเป็นการประหยัดการใช้ น้ำมันเชื้อเพลิงและเป็นการลดอุณหภูมิของไอเสีย ที่ปล่อยออกสู่บรรยากาศ เพื่อลดสภาวะเรือนกระจก และรักษาสีสิ่งแวดล้อม

ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอาจแบ่งได้เป็น 2 ปัญหา คือ ปัญหาการกำหนดขนาด (Sizing Problem) และปัญหาการระบุขีดความสามารถ (Rating Problem) สำหรับปัญหาการกำหนดขนาดนั้นเป็นการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันสูญเสียตามความต้องการของผู้ออกแบบ แต่สำหรับปัญหาการระบุขีดความสามารถเป็นการหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนและค่าความดันสูญเสียจากข้อมูลเบื้องต้นของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีอยู่แล้ว วิธีที่นิยมใช้ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในปัจจุบัน มี 2 วิธีคือ วิธี Log Mean Temperature Difference (LMTD) และวิธี Effectiveness NTU Method สำหรับปัญหาที่เราทราบอุณหภูมิของอากาศและไอเสียที่ทางเข้าและทางออกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถใช้วิธี (LMTD) แก้ปัญหาได้โดยสะดวก เนื่องจากทราบค่าอุณหภูมิของอากาศและไอเสียที่ทางเข้าและทางออก แต่ถ้าเราไม่ทราบค่าอุณหภูมิที่ทางออก การใช้วิธี (LMTD) ต้องทำการสมมติค่าอุณหภูมิที่ทางออก แล้วทำการคำนวณซ้ำเพื่อให้ได้ค่า อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ต้องการ เพื่อหลีกเลี่ยงการคำนวณซ้ำสำหรับปัญหาการกำหนดขนาด สามารถใช้วิธี Effectiveness-NTU Method ในการคำนวณ จากนิยามของค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนคือ

อัตราส่วนของค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจริงต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ดังนั้นเมื่อเราทราบค่าประสิทธิภาพและอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด เราก็สามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนจริงได้ สำหรับการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในปัจจุบัน ได้ใช้คอมพิวเตอร์เข้ามาช่วยในการคำนวณเพื่อลดภาระของผู้ออกแบบ จากการคำนวณซ้ำ (Iteration) เนื่องจากในกระบวนการออกแบบ จะต้องกำหนดพารามิเตอร์จำนวนมาก เช่น ขนาดความยาวท่อ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง ทั้งภายนอกและภายในท่อ ฯลฯ เพื่อให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อน และค่าการสูญเสียความดัน ตรงตามที่ต้องการ ซึ่งแม้ว่ากระบวนการคำนวณดังกล่าวสามารถคำนวณได้ด้วยมือ แต่ก็ใช้เวลาค่อนข้างนานมาก ประกอบกับ ค่าตอบสุดท้ายของการออกแบบอาจมีได้หลายคำตอบ เนื่องจากผู้ออกแบบสามารถกำหนดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อและความยาวท่อได้ในขนาดต่างๆกัน ซึ่งขึ้นอยู่กับประสบการณ์ของวิศวกรผู้ออกแบบ ดังนั้น โปรแกรมคอมพิวเตอร์จึงสามารถช่วยลดระยะเวลาในการคำนวณและหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมได้ สาเหตุที่ต้องหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมนั้นเนื่องจาก การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิศวกรรมที่ดีนั้น ให้ความสำคัญแต่เฉพาะเรื่องของประสิทธิภาพและสมรรถนะเท่านั้น ความประหยัดก็เป็นเรื่องสำคัญที่ไม่ยิ่งหย่อนไปกว่ากัน ดังนั้น การวิเคราะห์เชิงความร้อนและความประหยัดด้านการลงทุน ผลตอบแทนทางด้านพลังงาน ผลตอบแทนการลงทุน ค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษา จึงถูกนำมาวิเคราะห์เพื่อให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นสามารถใช้ประโยชน์ได้สูงสุด โดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ใช้กันอย่างกว้างขวางในปัจจุบัน ได้แก่ โปรแกรมของสถาบันวิจัย Heat Transfer and Fluid Flow Service (HTFS) และสถาบันวิจัย Heat Transfer Research Inc. (HTRI) แต่โปรแกรมเหล่านี้ไม่สามารถประยุกต์ใช้งานได้โดยตรงกับปัญหาการลดอุณหภูมิของไอเสียในโรงงานอุตสาหกรรมสำหรับประเทศไทย เนื่องจากข้อจำกัดทางด้านเทคโนโลยีที่เหมาะสมและวัตถุดิบที่ใช้ผลิต ปัญหาดังที่ได้กล่าวมาข้างต้นจึงเป็นที่มาของงานวิจัยนี้

กล่าวโดยสรุป จุดประสงค์หลักของงานวิจัยนี้ คือการศึกษาและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน Recuperator แบบท่อ ชนิด Gas-to-Gas โดยการประดิษฐ์โปรแกรมสำเร็จรูปที่ง่ายต่อการใช้งานเพื่อคำนวณทางด้านวิศวกรรมและทางด้านเศรษฐศาสตร์ ซึ่งสามารถนำไปประยุกต์ใช้งานได้จริงในโรงงานอุตสาหกรรมทั่วไปที่ต้องการประหยัดพลังงาน โดยการนำเอาไอเสียทิ้งที่มีอุณหภูมิสูงแปลงเป็นพลังงานกลับมาใช้ประโยชน์ได้อีก เป็นการลดการพึ่งพาโปรแกรมสำเร็จรูปจากต่างประเทศซึ่งมีราคาแพง

1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์

1. ศึกษาหลักการทํางาน แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ และประสิทธิภาพทางเทอร์โมไดนามิกส์รวมไปถึงความเหมาะสมทางด้านเศรษฐศาสตร์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Recuperator
2. ประดิษฐ์โปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อใช้ในการคำนวณและออกแบบ Recuperator

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

1. โปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ประดิษฐ์ขึ้น สามารถคำนวณและออกแบบ Recuperator ชนิด Gas-to-Gas แบบ Cross Flow และสามารถวิเคราะห์ความเหมาะสมทางด้านเศรษฐศาสตร์ได้ โดยโปรแกรมจะต้องทดสอบความถูกต้องกับข้อมูลการใช้งานจริง

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. สามารถนำโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ประดิษฐ์ขึ้นไปออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศด้วยไอเสียอุณหภูมิสูงได้
2. ลดระยะเวลาและเพิ่มประสิทธิภาพในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
3. ลดการพึ่งพาโปรแกรมสำเร็จรูปจากต่างประเทศซึ่งมีราคาแพง
4. สามารถนำ Recuperator ที่ออกแบบโดยโปรแกรมนี้นี้ไปใช้ประโยชน์ในการอนุรักษ์พลังงานในโรงงานอุตสาหกรรม

1.5 ขั้นตอนการดำเนินงานวิทยานิพนธ์

1. ศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาและหลักการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
2. ศึกษาตัวแปรต่างๆที่เกี่ยวข้องในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
3. ประดิษฐ์โปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อคำนวณและออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศ
4. ตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ประดิษฐ์โดยการเปรียบเทียบผลที่ได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์กับผลที่ได้จากการทดลองของงานวิจัยที่ผ่านมา
5. วิเคราะห์และสรุปผล
6. รวบรวมข้อมูลทั้งหมด และ จัดทำรายงาน
7. สอบวิทยานิพนธ์

ตารางที่ 1.1 ระยะเวลาดำเนินการ

สิ่งที่ต้องทำ	เดือนที่												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1. ศึกษางานวิจัยที่ผ่านมา	■												
2. ศึกษาตัวแปรต่างๆในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน		■	■	■	■								
3. ประดิษฐ์โปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศ				■	■	■	■	■					
4. ตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมคอมพิวเตอร์								■	■				
5. วิเคราะห์และสรุปผล										■	■		
6. รวบรวมข้อมูลและจัดทำรายงาน											■	■	
7. สอบวิทยานิพนธ์													■

1.6 ผลงานวิจัยในอดีตที่ผ่านมา

วรวุฒิ มั่นสกุล และคณะ [1,2,3] ได้ทำการศึกษาและออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศ Recuperator สำหรับเตาเผาสปริงแผ่น เพื่อนำก๊าซไอเสียที่บริเวณปล่องไอเสียของเตาเผาอุ่นอากาศก่อนเข้าเตาเผา โดยในการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศได้ใช้วิธี Effectiveness-NTU Method เนื่องจากไม่รู้อุณหภูมิของอากาศและก๊าซไอเสียที่ออกจากอุปกรณ์อุ่นอากาศ โดยศึกษาแบบ Cross-Flow Two-Pass Heat Exchanger ซึ่งเมื่อติดตั้งอุปกรณ์ที่เตาเผาสามารถอุ่นอากาศก่อนเผาไหม้จากอุณหภูมิเฉลี่ย 48°C เป็น 200°C สามารถประหยัดน้ำมันเตาที่ใช้ในเตาเผาได้ประมาณ 9 %

ภูษิต จันทน์สุคนธ์ [4] ได้ทำการทดลองเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 3 ชนิด (ชนิดแรกเป็นแบบแยกส่วน ชนิดที่สองเป็นแบบท่อดังซ้อนกัน และชนิดที่สามเป็นแบบท่อดังขนานกัน) โดยในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละชนิด จะใช้ของไหล 3 ชนิด (ชนิดแรกเป็นน้ำมันเตาเกรด A ชนิดที่สองเป็นน้ำมัน Shell Thermia Oil B และชนิดที่สามเป็นน้ำ) โดยศึกษาผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของของไหลร้อน ตั้งแต่ 3 ลิตรต่อวินาที จนถึง 9 ลิตรต่อวินาที จากการทดลองพบว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดที่สอง จะมีประสิทธิผลทางความร้อนต่ำกว่าชนิดที่สามอยู่ 2-5% และต่ำกว่าชนิดที่หนึ่งอยู่ 10-12%

สุพจน์ มุนินทร์รางกูล [5] ได้พัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อหาเกณฑ์ในการเลือกใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยในงานวิจัยนี้ได้เลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น โดยใช้ของไหลระหว่าง น้ำกับน้ำ และ ใช้น้ำกับน้ำ มาพิจารณา โดยใช้ค่าประสิทธิผล และค่าย้อนกลับไม่ได้ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นเกณฑ์ในการพิจารณา ผลจากการวิเคราะห์ ระหว่างสารทำงานที่เป็นน้ำกับน้ำ ในช่วงอัตราความร้อนต่ออุณหภูมิคือคมีนตั้งแต่ 4-14 kW/°C และกรณีสารทำงานเป็นไอน้ำกับน้ำ ในช่วงอัตราความร้อนต่ออุณหภูมิคือคมีนตั้งแต่ 5-30 kW/°C พบว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อจะดีกว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น เนื่องจากราคาต่อหน่วยพื้นที่และราคาต่ออัตราความร้อน มีค่าต่ำ และจากการพิจารณาค่าย้อนกลับไม่ได้ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน

Jolly et al. [6,7] ได้รายงานถึงการพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อแก้ปัญหาการถ่ายเทพลังงานความร้อนและการสูญเสียความดัน สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Bayonet-Element หลักสำคัญในการศึกษานี้คือ ออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับวัฏจักรแบบ Externally-Fired Combined Cycle (EFCC) ในกระบวนการผลิตกำลังงาน โดยโปรแกรมนี้สามารถคำนวณผลกระทบจาก Conduction, Convection และ Radiation โดยอุณหภูมิใน Shell สามารถขึ้นไปได้ถึง 1600 °C ในงานวิจัยนี้ได้อธิบายการทดลองและเครื่องมือที่ใช้ทดลองเพื่อนำข้อมูลต่างๆที่ได้มาเปรียบเทียบกับข้อมูลที่ได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ผลการทดลองสรุปได้ว่าเมื่อความยาวท่อเพิ่มขึ้นทำให้ค่าประสิทธิผลเพิ่มขึ้นจนถึงจุดๆหนึ่ง ค่าความดันสูญเสียใน Shell จะลดลง ส่วนค่าความดันสูญเสียใน Tube จะเพิ่มขึ้นตามลำดับ และเมื่อค่า Fouling Factor เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ค่าประสิทธิผลลดลง

Wetter [8] ได้จำลองการคำนวณด้วยวิธี Effectiveness-NTU Method ในคอมพิวเตอร์เพื่อหาค่าการถ่ายเทความร้อนและการระบายอากาศของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Air-to-Air Plate ในระบบปรับอากาศ (HVAC) โดยการปรับเปลี่ยนตัวแปรเช่น อัตราการไหลเชิงมวล อุณหภูมิ และการจัดเรียงการไหล ผลการคำนวณด้วยคอมพิวเตอร์ทำให้สามารถหาค่าการถ่ายเทความร้อน และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้อย่างรวดเร็ว

Leong et al. [9] ได้พัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับใช้ในการออกแบบทาง Thermal และ Hydraulic ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell-and-Tube โดยในตัวโปรแกรมคอมพิวเตอร์ นั้นยังสามารถวิเคราะห์การสันสะเทือนหลังจากการออกแบบทางความร้อนได้อีกด้วย การออกแบบทางความร้อนได้ใช้วิธีของ Delaware (อ้างอิงใน [10]) และการวิเคราะห์การสันสะเทือนได้ใช้มาตรฐานของ TEMA [11] โปรแกรมโดยรวมนั้นจะแบ่งได้ออกเป็น 4 ส่วน

คือ Rating Problem, Sizing Problem, การวิเคราะห์การสันสะท้อน และโปรแกรมสอนการใช้ งาน ตามลำดับ

Guo et al. [12] ได้วิเคราะห์ทางทฤษฎีและทำการทดลอง เพื่อปรับปรุงสมรรถนะทาง ความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยทดลองทำให้ผลต่างของอุณหภูมิ (Temperature Difference Field, TDF) มีความสม่ำเสมอ เป็นผลทำให้ ค่า Effectiveness เพิ่มขึ้น เมื่อ กำหนดให้ค่า NTU และอัตราส่วนค่าความจุความร้อนมีค่าคงที่ ในงานวิจัยนี้ได้ศึกษาค่า TDF และ Effectiveness ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 13 ชนิด และวิเคราะห์ค่าเอนโทรปี โดยใช้ กฎข้อที่ 2 ของเทอร์โมไดนามิกส์

Beziel and Stephan [13] ได้ศึกษาและทำการทดลองหาการกระจายของอุณหภูมิที่ ทางออกของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบ Cross-Flow โดยพิจารณาตัวแปรดังต่อไปนี้คือ ค่า Reynolds Number (Re) ค่า Turbulence Intensity (Tu) ระยะ Transverse Pitch ต่อขนาด เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (a) และระยะ Longitudinal Pitch ต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (b) โดยปรับเปลี่ยนค่า Tu เท่ากับ 0.8 และ 16.6 % ค่า Re เท่ากับ 42000 และ 57000 สรุปผลการ ทดลองได้ว่า เมื่อค่า a และ b เท่ากับ 1.29 ทำให้การไหลเป็นไปอย่างสม่ำเสมอ ส่งผลทำให้การ กระจายอุณหภูมิสม่ำเสมอด้วย และเมื่อค่า Tu เท่ากับ 16.6 % จะทำให้ของไหลเกิดการผสมกันใน ทิศทางด้านข้างของการไหล

Budin et al. [14] ได้ทำการศึกษาและวิเคราะห์รีคูเพอเรเตอร์แบบ One-Stage และ Two-Stage ในกระบวนการ Drying Process เพื่อนำความร้อนทิ้งที่ออกจากตัว Dryer นำ กลับมาอุ่นอากาศที่เข้าไปในระบบระบายอากาศ จากการวิเคราะห์พบว่ารีคูเพอเรเตอร์แบบ Two- Stage สามารถประหยัดพลังงานได้มากกว่าแบบ One-Stage โดยสามารถดึงเอาความร้อนและจ่าย ให้แก่ระบบ Ventilation Air Heater 40% และอีก 60% จ่ายให้แก่อากาศร้อนที่เข้าตัว Dryer

Pignotti and Shah [15] ได้หาสมการความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า Effectiveness และ Number of Transfer Unit สำหรับรีคูเพอเรเตอร์ที่มีการจัดเรียงการไหลแบบซับซ้อน 18 ชนิด โดยใช้วิธี Matrix Formalism และ Chain Rule ผลลัพธ์จากการคำนวณสรุปได้ว่า อุณหภูมิที่ ทางเข้าและทางออก พื้นที่การถ่ายเทความร้อนและอัตราการไหลของของไหลมีความสัมพันธ์ใน เทอมของตัวแปรไร้มิติคือ ค่า Effectiveness (ϵ), Number of Transfer Unit (NTU) และ อัตราส่วนค่าความจุความร้อนจำเพาะ (C_r) โดยสามารถจัดอยู่ในรูปของสมการที่ง่ายต่อการ นำไปใช้งาน

Sahin [16] ได้ทำการศึกษาออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศที่เหมาะสม และได้ศึกษาผลกระทบของการกระจายความหนืดบนอุปกรณ์อุ่นอากาศซึ่งจากการศึกษาพบว่าขนาดที่เหมาะสมของอุปกรณ์ขึ้นอยู่กับคุณสมบัติทางความหนืดของของไหลที่วิ่งผ่าน โดยการศึกษานี้ได้วิเคราะห์ผลกระทบของการกระจายความหนืดต่อการทำงานของอุปกรณ์อุ่นอากาศแบบ Cross Flow จากผลการทดลองพบว่า ค่าความหนืดของของไหลที่ทำให้เกิดค่าความดันสูญเสียเมื่อมีค่ามากส่งผลทำให้ค่า Effectiveness ของอุปกรณ์อุ่นอากาศลดลง และขอบเขตของค่า NTU มีค่ามากที่สุดเมื่อค่า Effectiveness มีค่าเท่ากับศูนย์

Ogulata and Doba [17,18] ได้ทำการทดลองและวิเคราะห์ในทางทฤษฎีเพื่อหาประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Cross-Flow Plate โดยตัวแปรที่ถูกพิจารณา คือ อุณหภูมิ ความเร็วของอากาศ ค่าความดันสูญเสีย ค่า Irreversibility และค่า Minimum Entropy Generation Number ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีสมรรถนะสูงนั้น จะต้องพิจารณาถึงค่า Irreversibility และค่า Minimum Entropy Generation Number ซึ่งอยู่บนพื้นฐานของกฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์โดยค่าดังกล่าวจะขึ้นอยู่กับตัวแปรคือ ความยาวการไหลที่เหมาะสม ค่าไร้มิติของความเร็วมวล และค่าไร้มิติของพื้นที่การถ่ายเทความร้อน

San and Jan [19] ได้วิเคราะห์กฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Wet Cross Flow ในสภาวะอากาศต่างๆ โดยค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าการถ่ายเทมวลได้ถูกปรับแก้โดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาโดย Holmberg (อ้างอิงใน [20]) ซึ่งประกอบไปด้วยค่า Effectiveness ค่า Exergy Recovery Factor และค่าประสิทธิภาพของกฎข้อที่สอง ในการหาค่าที่เหมาะสมจะวิเคราะห์ในสองกรณีคือ กรณีแรกวิเคราะห์แบบ Maximum Second Law Efficiency และกรณีที่สองวิเคราะห์แบบ Maximum Exergy Recovery Factor จากการวิเคราะห์พบว่าค่าประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Wet Cross Flow จะไม่เพียงแต่ขึ้นกับค่า NTU และอัตราส่วนค่าความจุความร้อนจำเพาะเท่านั้น แต่ยังขึ้นอยู่กับสภาพของอากาศด้วย โดยถ้าค่าความชื้นจำเพาะระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็นมีค่าแตกต่างกันสูงจะทำให้ค่าประสิทธิภาพมีค่าสูงขึ้นด้วย

Soylemez [21,22] ได้วิเคราะห์หาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้วิธี $P_1 - P_2$ เนื่องจากสามารถนำมาใช้ร่วมกับวิธี Effectiveness- NTU ในการออกแบบได้ โดยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้นำมาวิเคราะห์นี้ได้แก่แบบ Counter Flow, Parallel Flow และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Heat Pipe ระหว่างน้ำกับอากาศ ผลจากการคำนวณสามารถหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมทางด้านเศรษฐศาสตร์ได้

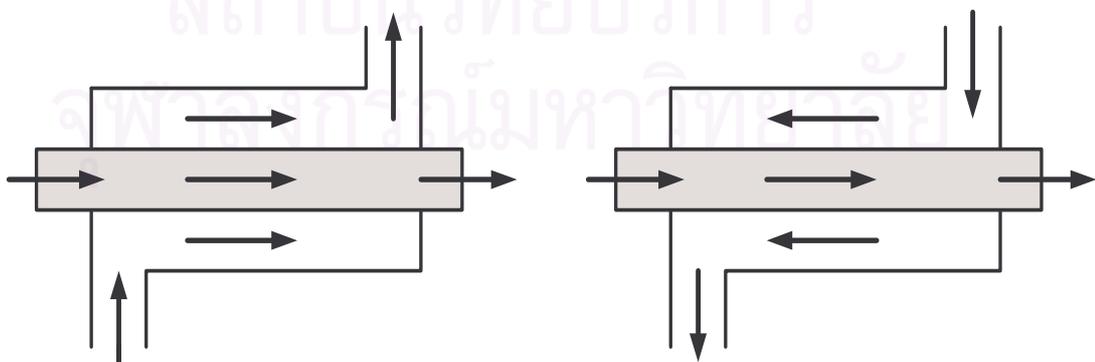
บทที่ 2

ทฤษฎีพื้นฐานของการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เป็นอุปกรณ์ที่ช่วยถ่ายเทความร้อน ระหว่างของไหล 2 ชนิด ที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน โดยของไหลที่ร้อนจะถ่ายเทความร้อนไปยังของไหลที่เย็นกว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ถูกนำไปประยุกต์ใช้ในงานที่หลากหลายเช่น ในระบบทำความเย็น หม้อน้ำรถยนต์ ฯลฯ ในที่นี้เราจะศึกษาเฉพาะอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบรีคูเพอเรเตอร์ (Recuperator) ซึ่งของไหลร้อนและของไหลเย็นจะแยกออกจากกันด้วยผนังซึ่งเป็นของแข็ง ดังนั้นในบางครั้งจึงเรียกว่า Surface Heat Exchanger โดยมากแล้วอุปกรณ์แบบนี้จะมีลักษณะเป็นท่อสวมอยู่ภายใน โดยมีของไหลชนิดหนึ่งไหลภายในท่อและอีกชนิดหนึ่งไหลภายนอกท่อ ซึ่งตัวอย่างได้แก่ อุปกรณ์อุ่นอากาศด้วยไอเสีย, เครื่องควบแน่น (Condenser) ในโรงจักรพลังไอน้ำ เป็นต้น

2.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบง่าย

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยทั่วไปจะแบ่งแยกตามการจัดเรียงการไหล และตามชนิดของโครงสร้าง อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีโครงสร้างแบบง่ายที่สุดได้แก่ แบบท่อคู่ซ้อนร่วมจุดศูนย์กลาง (Concentric Tube) ของไหลร้อนจะไหลอยู่ภายในท่อในสุดและของไหลเย็นจะไหลในท่อวงแหวน ซึ่งการไหลอาจไหลไปในทิศเดียวกันหรือสวนทางกัน สำหรับการไหลแบบไหลทิศเดียวกัน ทั้งของไหลร้อนและเย็นไหลเข้าที่ปลายด้านเดียวกันในทิศเดียวกัน และไหลออกที่ปลายด้านเดียวกัน ส่วนแบบไหลสวนทาง ของไหลทั้งสองจะไหลเข้าที่ปลายด้านตรงกันข้าม สวนทางกัน และไหลออกที่ปลายด้านตรงข้ามกัน



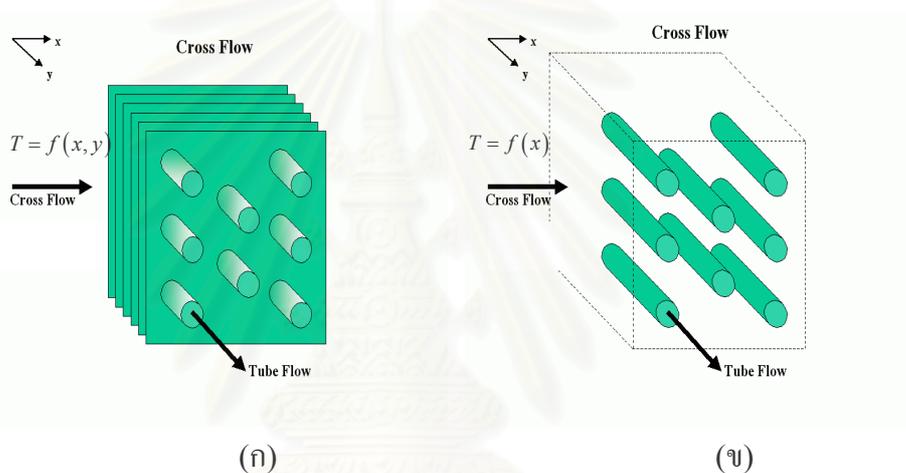
(ก) การไหลทิศเดียวกัน

(ข) การไหลสวนทาง

รูปที่ 2.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ซ้อนร่วมจุดศูนย์กลาง

2.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกัน (Cross-Flow Heat Exchanger)

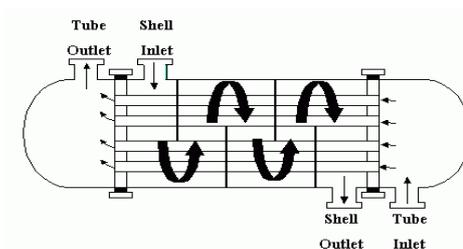
รูปที่ 2.2 (ก) แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกัน แบบติดครีบริบและของไหลไม่ผสมกัน โดยมีแผ่นครีบริบป้องกันการไหลในทิศทางผสม (ทิศแกน y) เพื่อไม่ให้เกิดการไหลขวางทิศกับการไหลหลัก (ทิศแกน x) ในกรณีนี้อุณหภูมิของของไหลจะเป็นฟังก์ชันกับพิกัด x และ y นั่นคือ $T = f(x, y)$ ส่วนรูปที่ 2.2 (ข) แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกันแบบไม่ติดครีบริบ ของไหลที่ไหลภายนอกท่อจะไหลผสมกัน ส่วนของไหลที่ไหลภายในท่อจะไหลไม่ผสมกัน โดยของไหลในท่อนั้นมีการไหลในทิศทาง y ซึ่งไหลขวางตั้งฉากกับทิศทางการไหลหลักในทิศแกน x ทำให้อุณหภูมิของของไหลนอกกลุ่มท่อเป็นฟังก์ชันกับทิศทางการไหลหลักเท่านั้น $T = f(x)$



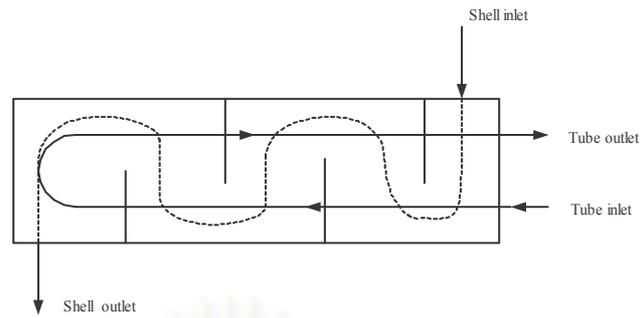
รูปที่ 2.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวางกัน (ก) ติดครีบริบและของไหลไม่ผสมกัน (ข) ไม่ติดครีบริบและของไหลไหลผสมนอกท่อ

2.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell-and-Tube Heat Exchanger)

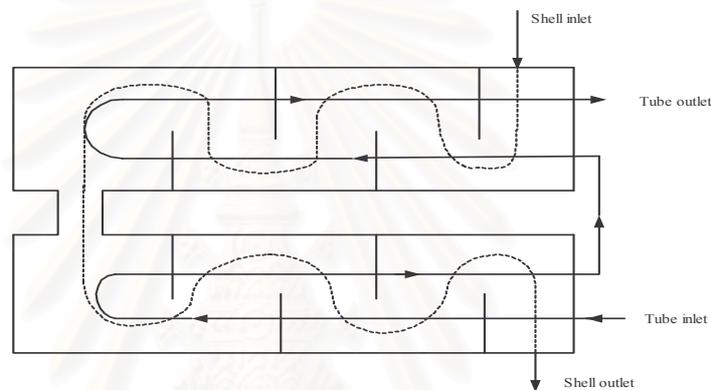
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ มีอยู่หลายแบบด้วยกัน โดยขึ้นอยู่กับจำนวนกลับ (Pass) ในเปลือกและท่อ ในรูปที่ 2.3 คือ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ชนิดเปลือกกลับเดียวและท่อกลับเดียว โดยแผ่นกั้นบังค้ำบการไหล (Baffle) ที่ติดตั้งในเปลือกนั้นจะช่วยทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วน เพื่อเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ผิวภายนอกท่อ



รูปที่ 2.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกกลับเดียวและท่อกลับเดียว



(ก)



(ข)

รูปที่ 2.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อ (ก) เปลือกกกลับเดียวและท่อ 2 กลับ
(ข) เปลือก 2 กลับและท่อ 4 กลับ

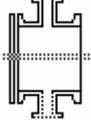
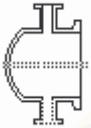
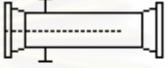
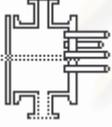
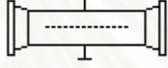
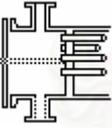
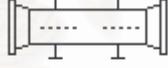
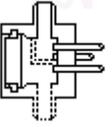
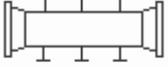
แบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อถูกกำหนดตามมาตรฐาน TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) ดังแสดงในรูปที่ 2.5 ซึ่งการใช้มาตรฐาน TEMA นี้จะกำหนดแบบของอุปกรณ์โดยคำนึงถึงรูปร่างลักษณะต่างๆ ใน 3 บริเวณ ดังนี้คือ บริเวณหัว, ตัวเปลือก และบริเวณท้าย

ขอบเขตในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน Shell-and-Tube ตามมาตรฐาน TEMA มีดังนี้

Shell Inside Diameter : ไม่เกิน 1524 mm (60 in)

Pressure : ไม่เกิน 207 bar (3000 lb/in²)

Product : (Shell dia.) × (Pressure) : ไม่เกิน 105000 mm × bar (60000 in × lb/in²)

	FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES
A	 channel and removable cover	E	 one pass shell	L	 fixed tubesheet like A stationary head
B	 Bonnet (integral cover)	F	 two pass shell with longitudinal baffle	M	 fixed tubesheet like B stationary head
C	 channel integral with tube-sheet and removable cover, removable tube bundle only	G	 split flow	N	 fixed tubesheet like N stationary head
N	 channel integral with tube-sheet and removable cover	H	 double split flow	P	 outside-packed floating bond
D	 special high-pressure closure	J	 divided flow	S	 floating head with backing devices
		K	 Koffle-type reboiler	T	 pull through floating head
		X	 cross flow	U	 U-tube bundle
				W	 externally scaled floating tubesheet
				D	 high-pressure closure

รูปที่ 2.5 แบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกำหนดตามมาตรฐาน TEMA (อ้างอิงใน [23])

2.4 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

ในการวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เราต้องพิจารณาความต้านทานความร้อนในทิศทางของกระแสความร้อนระหว่างของไหลร้อนและเย็นข้ามผนังท่อ ซึ่งมักจะมีค่าสูงขึ้นเมื่อเกิดคราบสกปรกหรือตะกรันที่ผิวท่อทั้งด้านในและด้านนอก ดังนั้นในการคำนวณค่าความต้านทานความร้อน เราจึงต้องรวมแฟกเตอร์ตะกรัน (Fouling Factor, F) เข้าไปด้วย ค่าความต้านทานความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการ

$R =$ (ความต้านทานความร้อนที่ผิวท่อด้านใน) + (ความต้านทานของคราบ Fouling ที่พื้นผิวภายในของท่อ) + (ความต้านทานความร้อนของตัวท่อ) + (ความต้านทานของคราบ Fouling ที่พื้นผิวภายนอกของท่อ) + (ความต้านทานความร้อนที่ผิวท่อด้านนอก)

$$R = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{F_i}{A_i} + \frac{\Delta x}{k A_m} + \frac{F_o}{A_o} + \frac{1}{A_o h_o} \quad (2.1)$$

โดยที่

A_o, A_i คือ พื้นที่ผิวภายนอกท่อและภายในท่อ, m^2

A_m คือ $(A_o - A_i) / \ln(A_o / A_i) =$ พื้นที่ล็อกมีน, m^2

h_o, h_i คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ผิวภายนอกและภายในท่อ, $W/m^2 \cdot K$

k คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของท่อ, $W/m \cdot K$

F_o, F_i คือ แฟกเตอร์ตะกรันที่ผิวภายนอกท่อและภายในท่อ, $m^2 \cdot K/W$

R คือ ความต้านทานความร้อนรวมจากของไหลภายในถึงของไหลภายนอกท่อ, K/W

เนื่องจาก $A_i U_i = A_o U_o = 1/R$ ซึ่ง U_i และ U_o ก็คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่พื้นที่ผิวภายในและภายนอกของท่อตามลำดับ ($W/m^2 \cdot K$) ดังนั้นเราจึงเขียนได้ว่า

$$U_o = \frac{1}{A_o R} = \frac{1}{(A_o / A_i)(1/h_i) + (A_o / A_i)F_i + (A_o / A_m)(\Delta x/k) + F_o + (1/h_o)} \quad (2.2)$$

หรือ

$$U_o = \frac{1}{(D_o / D_i)(1/h_i) + (D_o / D_i)F_i + (D_o / 2k) \ln(D_o / D_i) + F_o + (1/h_o)} \quad (2.3)$$

โดยที่ $\frac{A_o}{A_m} = \left(\frac{D_o}{2\Delta x} \right) \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right)$ และ $D_o - D_i = 2\Delta x$

เมื่อ D_o, D_i คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกและภายในตามลำดับ

2.5 การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธี Effectiveness-NTU Method

แนวความคิดของการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ค่า Effectiveness ซึ่งเกี่ยวข้องกับ NTU (Number of Transfer Units) ถูกนำมาใช้ครั้งแรกโดย Nusselt และปรับปรุงโดย Kays and London [24]

ก่อนที่จะให้คำจำกัดความของ Effectiveness ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เราจำเป็นต้องหาอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่าที่จะเป็นไปได้ (q_{\max}) ก่อน ตามหลักการหาค่า q_{\max} นี้สามารถหาได้โดยการสมมติให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง (Counter Flow) มีความยาวเป็นอนันต์ (Infinite length) ดังนั้นความแตกต่างของอุณหภูมิสูงสุดจึงเท่ากับ $T_{h,i} - T_{c,i}$

พิจารณากรณี $C_c < C_h$ ของไหลที่เย็นกว่าจะมีความแตกต่างของอุณหภูมิมากกว่า และเนื่องจาก $L \rightarrow \infty$ ของไหลเย็นจะร้อนขึ้นจนกระทั่งมีอุณหภูมิเท่ากับทางเข้าของของไหลร้อน $T_{c,o} = T_{h,i}$ ดังนั้นจะได้

$$C_c < C_h \quad ; \quad q_{\max} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.4)$$

พิจารณากรณี $C_h < C_c$ ของไหลที่ร้อนจะมีค่าแตกต่างของอุณหภูมิมากกว่า ของไหลร้อนจะเย็นลงจนกระทั่งมีอุณหภูมิเท่ากับที่ทางเข้าของของไหลเย็น ($T_{h,o} = T_{c,i}$) ซึ่งจะได้

$$C_h < C_c \quad ; \quad q_{\max} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.5)$$

จากผลลัพธ์ข้างต้นสามารถเขียนได้เป็น

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.6)$$

โดยที่ C_{\min} คือค่าน้อยสุดระหว่าง C_c และ C_h ในขั้นนี้เราให้คำนิยาม ค่า Effectiveness (ε) คือสัดส่วนของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่แท้จริง ต่อ อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (2.7)$$

แทนค่าต่างๆ ลงในสมการ จะได้

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.8)$$

หรือ

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.9)$$

จากคำจำกัดความจะเห็นได้ว่า $0 \leq \varepsilon \leq 1$ ซึ่งประโยชน์ของค่า Effectiveness ก็คือ ถ้ารู้ค่า ε , $T_{h,i}$ และ $T_{c,i}$ เราก็สามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่แท้จริงได้จาก

$$q = \varepsilon C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.10)$$

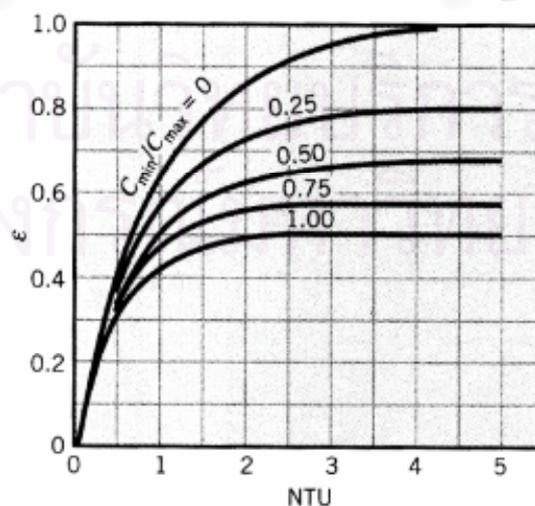
และสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไม่ว่าแบบใดก็สามารถพิสูจน์ได้ว่า

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (2.11)$$

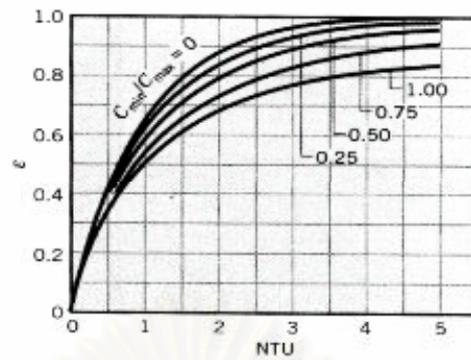
โดย $\frac{C_{\min}}{C_{\max}}$ มีค่าเป็น $\frac{C_c}{C_h}$ และ $\frac{C_h}{C_c}$ ขึ้นอยู่กับค่าของ C_c และ C_h ส่วน NTU เป็นตัวแปรไร้มิติซึ่งใช้กันอย่างกว้างขวางในการวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและสามารถนิยามโดย

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.12)$$

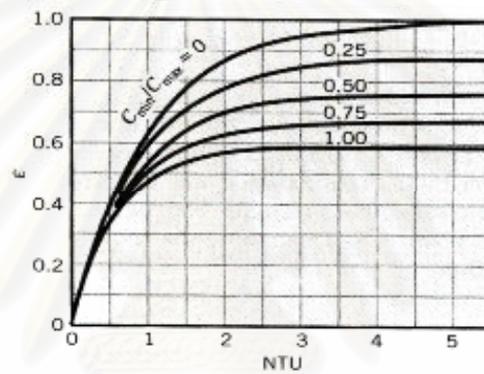
โดยสามารถนำมาพลอตได้เป็นกราฟความสัมพันธ์ดังรูปที่ 2.6-2.11 และสามารถแสดงเป็นสมการความสัมพันธ์ซึ่งแสดงไว้ในตารางที่ 2.1 และ 2.2 ตามลำดับ



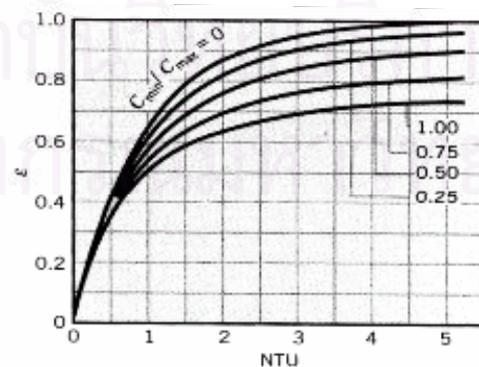
รูปที่ 2.6 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน [25]



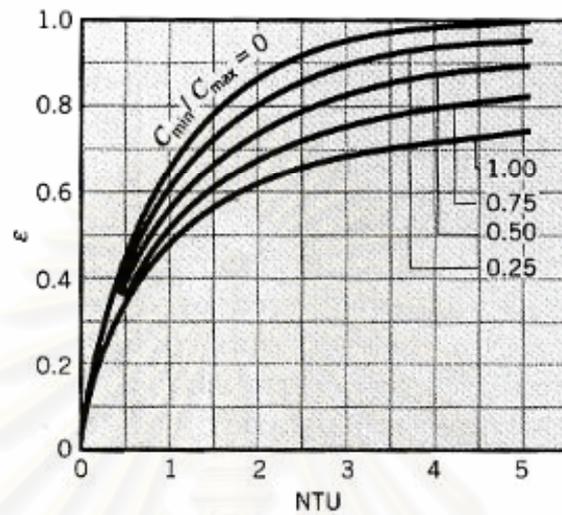
รูปที่ 2.7 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน [25]



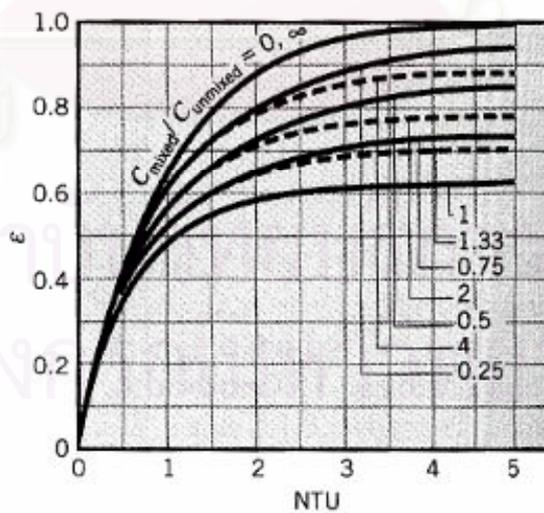
รูปที่ 2.8 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell-and-Tube โดยของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกหนึ่งครั้ง และของไหลอีกชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในท่อสองครั้งหรือเท่ากับผลคูณของสองกับเลขจำนวนเต็ม [25]



รูปที่ 2.9 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell-and-Tube โดยของไหลชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในเปลือกสองครั้ง และของไหลอีกชนิดหนึ่งไหลผ่านภายในท่อสี่ครั้งหรือเท่ากับผลคูณของสี่กับเลขจำนวนเต็ม [25]



รูปที่ 2.10 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลไหลตั้งฉากกัน ซึ่งของไหลทั้งสองชนิดไม่ผสมกัน [25]



รูปที่ 2.11 ค่า Effectiveness ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบของไหลไหลตั้งฉากกัน ซึ่งของไหลชนิดหนึ่งผสมกัน ส่วนอีกชนิดหนึ่งไม่ผสมผสานกัน [25]

ตารางที่ 2.1 ความสัมพันธ์ของ Effectiveness สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยที่

$$NTU = UA / C_{\min} \text{ และ } C_r = C_{\min} / C_{\max} \quad [25]$$

Flow Arrangement	Relation
Concentric Tube	
Parallel Flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$
Counter Flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1)$
	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (C_r = 1)$
Shell and Tube	
One Shell Pass (2, 4, ... Tube Passes)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \right\} \times \frac{1 + \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}]} \Bigg\}^{-1}$
n Shell Passes (2n, 4n, ... Tube Passes)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$
Cross Flow (Single Pass)	
Both Fluids Unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \left\{ \exp[-C_r (NTU)^{0.78}] - 1 \right\} \right]$
$\frac{C_{\max}(\text{Mixed})}{C_{\min}(\text{Unmixed})}$	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) \left(1 - \exp \left\{ -C_r \left[1 - \exp(-NTU) \right] \right\} \right)$
$\frac{C_{\min}(\text{Mixed})}{C_{\max}(\text{Unmixed})}$	$\varepsilon = 1 - \exp \left(-C_r^{-1} \left\{ 1 - \exp[-C_r (NTU)] \right\} \right)$
All Exchangers ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

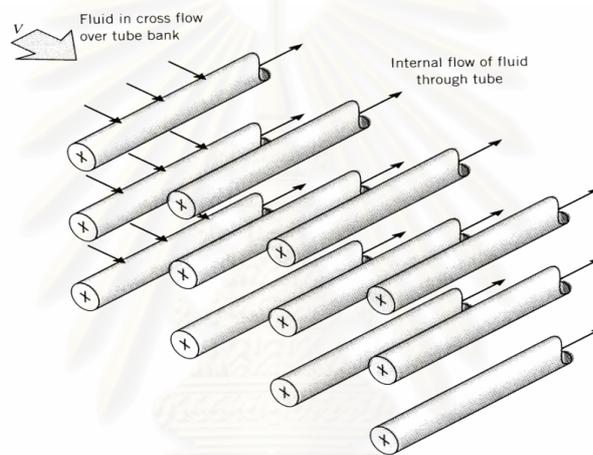
ตารางที่ 2.2 ความสัมพันธ์ของ NTU สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยที่

$$NTU = UA/C_{\min} \text{ และ } C_r = C_{\min} / C_{\max} \quad [25]$$

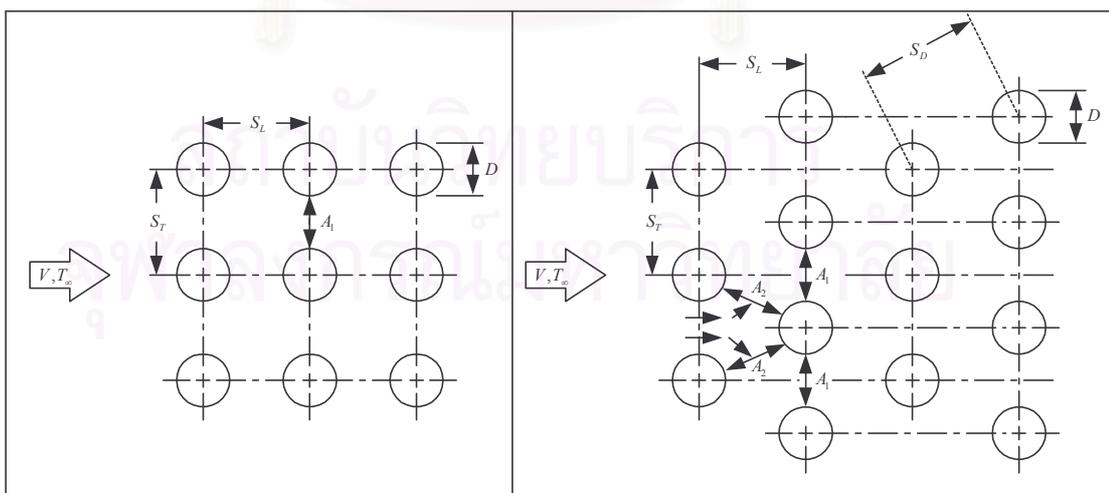
Flow Arrangement	Relation
Concentric Tube	
Parallel Flow	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$
Counter Flow	$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) \quad (C_r < 1)$ $NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (C_r = 1)$
Shell and Tube	
One Shell Pass (2, 4, ... Tube Passes)	$NTU = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right)$ $E = \frac{2/\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}}$
n Shell Passes (2n, 4n, ... Tube Passes)	$\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r}, \quad F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n}$
Cross Flow (Single Pass)	
C_{\max} (Mixed) C_{\min} (Unmixed)	$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$
C_{\min} (Mixed) C_{\max} (Unmixed)	$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln\left[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1\right]$
All Exchangers ($C_r = 0$)	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

2.6 การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, h_o

ลักษณะการไหลผ่านท่อแสดงดังรูปที่ 2.12 โดยที่ของไหลชนิดหนึ่งไหลภายในท่อ ในขณะที่อีกชนิดหนึ่งอุณหภูมิต่างกันไหลในทางขวางไหลตัดภายนอกท่อ การจัดเรียงแถวท่อ ทำได้เป็น 2 แบบ คือ แบบวางในแนวเดียวกัน (Aligned) และแบบวางสลับหรือเอียงกัน (Staggered) ในแนวทิศทางของความเร็วของไหล V ดังรูปที่ 2.13 ซึ่งมีเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ D , ระยะในแนวตั้งระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อ 2 ท่อ (Transverse Pitch) S_T , ระยะในแนวนอนระหว่างจุดศูนย์กลางท่อ 2 ท่อ (Longitudinal Pitch) S_L , และระยะในแนวทะแยง (Diagonal Pitch) S_D



รูปที่ 2.12 การไหลของของไหลผ่านกลุ่มท่อในลักษณะไหลขวางกัน (Cross Flow) [25]



(ก)

(ข)

รูปที่ 2.13 การจัดท่อหลายชั้น ก) แนวเดียวกัน (Aligned) ข) แนวเอียงกัน (Staggered) [25]

ค่า h สำหรับการไหลผ่านกลุ่มท่อ จะคำนวณตามตำแหน่งที่วางท่อ ค่า h สำหรับท่อแถวแรกสามารถประมาณว่าเท่ากับค่าการไหลผ่านท่อเดี่ยว ส่วนค่า h สำหรับท่อแถวที่ 2 และ 3 จะมีค่ามากขึ้น เนื่องจากการไหลแบบปั่นป่วนที่เกิดขึ้นที่ท่อแถวหลังจากนี้ ปรากฏการณ์นี้จะเกิดขึ้นจนถึงท่อแถวที่ 4 และ 5 ซึ่งท่อหลังจากนี้จะเกิดการเปลี่ยนแปลงที่เล็กน้อย ดังนั้นโดยทั่วไปเรามักสนใจค่าเฉลี่ย \bar{h} สำหรับท่อทั้งระบบมากกว่า สำหรับอากาศไหลผ่านชั้นท่อที่มีแถว 10 ชั้นหรือมากกว่าขึ้นไป ($N_L \geq 10$) Grimison (อ้างอิงใน [25]) ได้ให้สมการ Correlation อยู่ในรูปของ

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,\max}^m \quad ; \quad \left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re_{D,\max} < 40,000 \\ Pr = 0.7 \end{array} \right] \quad (2.13)$$

โดยที่ C_1 และ m หาได้จากตารางที่ 2.3

สำหรับของไหลอื่นๆ ให้คูณด้วยแฟกเตอร์ $1.13 Pr^{1/3}$ ซึ่งจะได้สมการความสัมพันธ์เป็น

$$\overline{Nu}_D = 1.13 C_1 Re_{D,\max}^m Pr^{1/3} \quad ; \quad \left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 < Re_{D,\max} < 40,000 \\ Pr \geq 0.7 \end{array} \right] \quad (2.14)$$

โดยคุณสมบัติต่างๆ หาที่อุณหภูมิฟิล์ม T_f

ถ้า $N_L < 10$ ให้ใช้แฟกเตอร์แก้ไข ดังนี้

$$\overline{Nu}_D \Big|_{(N_L < 10)} = C_2 \overline{Nu}_D \Big|_{(N_L \geq 10)} \quad (2.15)$$

ซึ่งค่า C_2 หาได้จากตารางที่ 2.4

$$Re_{D,\max} = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu} \quad (2.16)$$

ค่า $Re_{D,\max}$ สำหรับสมการที่กล่าวมาแล้วถือตามค่าความเร็วสูงสุด V_{\max} ที่เกิดขึ้นในท่อหลายชั้น สำหรับการจัดวางท่อในแนวเดียวกัน (Aligned Arrangement) V_{\max} เกิดที่ระนาบขวาง A_1 ของรูปที่ 2.13 ก) และมีค่า

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (2.17)$$

สำหรับการจัดวางแบบเยื้องกัน (Staggered) ค่า V_{\max} อาจเกิดที่ระนาบขวาง A_1 เหมือนแบบวางแนวเดียวกันก็ได้ หรืออาจเกิดที่ระนาบทะแยง A_2 ตามรูปที่ 2.13 ข) ก็ได้ และ V_{\max} เกิดที่ A_2 เมื่อช่องว่างระหว่างแถวเป็นไปตามเงื่อนไข

$$2(S_D - D) < (S_T - D) \quad (2.18)$$

โดยเลข 2 ที่เป็นตัวคูณนั้นเป็นผลมาจากการที่ของไหลแยกออกเป็นสองทางในการไหลจากหน้าตัด A_1 ไปยัง A_2 ดังนั้นความเร็วสูงสุดเกิดขึ้นที่ A_2 เมื่อ

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2} \quad (2.19)$$

ซึ่งในกรณีนี้

$$V_{\max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (2.20)$$

แต่ถ้า V_{\max} เกิดที่ A_1 สำหรับการจัดวางแบบทะแยงนี้ เราสามารถคำนวณ V_{\max} ได้จากสมการที่ 2.17

ตารางที่ 2.3 ค่าคงที่สำหรับสมการ (2.13-2.14) สำหรับอากาศไหลผ่านชั้นท่อตั้งแต่ 10 แถวหรือมากกว่า [25]

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	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Staggered								
0.600	—	—	—	—	—	—	0.213	0.636
0.900	—	—	—	—	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	—	—	0.497	0.558	—	—	—	—
1.125	—	—	—	—	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

ตารางที่ 2.4 แฟกเตอร์แก้ไข C_2 ของสมการ (2.15) สำหรับ $N_L < 10$ [25]

N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Aligned	0.64	0.80	0.87	0.90	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

ต่อมาเมื่อเร็ว ๆ นี้ Zhukauskas (อ้างอิงใน [25]) ได้เสนอสมการ Correlation เป็น

$$\overline{\text{Nu}}_D = C \text{Re}_{D,\max}^m \text{Pr}^{0.36} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s} \right)^n ; \left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 0.7 < \text{Pr} < 500 \\ 1000 < \text{Re}_{D,\max}^m < 2 \times 10^6 \end{array} \right] \quad (2.21)$$

เมื่อ $n = 0$ สำหรับก๊าซ
 $n = 1/4$ สำหรับของเหลว

โดยที่ค่าคุณสมบัติทั้งหมด (ยกเว้น Pr_s) คิดที่ค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิทางเข้าและทางออก ส่วนค่าคงที่ C และ m กำหนดไว้ในตารางที่ 2.5 และเมื่อ $N_L < 20$ จำเป็นต้องใช้ตัวประกอบแก้ไข (Correction Factor) เข้าช่วย ซึ่ง C_2 หาได้จากตารางที่ 2.6

$$\overline{\text{Nu}}_D \Big|_{(N_L < 20)} = C_2 \overline{\text{Nu}}_D \Big|_{(N_L \geq 20)} \quad (2.22)$$

ตารางที่ 2.5 ค่าคงที่ของสมการ (2.21) สำหรับการไหลผ่านท่อหลายชั้น [25]

Configuration	$\text{Re}_{D,\max}$	C	m
Aligned	$10 - 10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10 - 10^2$	0.90	0.40
Aligned	$10^2 - 10^3$	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	$10^2 - 10^3$		
Aligned	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.27	0.63
$(S_T / S_L > 0.7)^*$			
Staggered	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0.35(S_T / S_L)^{1/5}$	0.60
$(S_T / S_L < 2)$			
Staggered	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.40	0.60
$(S_T / S_L > 2)$			
Aligned	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.022	0.84

สำหรับ $S_T / S_L < 0.7$ การถ่ายเทความร้อนไม่เพียงพอจึงไม่ควรใช้ ท่อแบบ Aligned

ตารางที่ 2.6 ค่าตัวประกอบแก้ไข C_2 ของสมการ (2.22) สำหรับ $N_L < 20$ ($\text{Re}_D > 10^3$) [25]

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Aligned	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Staggered	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

จากสมการดังที่ได้กล่าวมา สามารถหาค่า $\overline{\text{Nu}}_D$ ได้และเมื่อทราบ $\overline{\text{Nu}}_D$ แล้วก็สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ h_o ได้จากความสัมพันธ์

$$\overline{\text{Nu}}_D = \frac{hD}{k} \quad (2.23)$$

เพราะฉะนั้นค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ สามารถหาได้ดังนี้

$$h_o = \frac{\overline{\text{Nu}}_D k}{D_o} \quad (2.24)$$

2.7 การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของการไหลในท่อ, h_i

สำหรับการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของการไหลในท่อ วิธีที่ใช้กันโดยทั่วไปคือหาจาก ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในรูปของตัวแปรไร้มิติที่เรียกว่า ตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt Number) ซึ่งสมการดังกล่าวได้มาจากการทดลอง สำหรับการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของการไหลในท่อ (h_i) นั้นสามารถหาได้จากค่า Nu_D ซึ่งมีความสัมพันธ์ดังนี้

สำหรับท่อ ผิวเรียบ (Smooth Circular Tube)

สมการของ **Dittus-Boelter** (อ้างอิงใน [25])

ใช้ในกรณีที่ผลต่างของอุณหภูมิ ($T_s - T_m$) มีค่าน้อยและคุณสมบัติของของไหลพิจารณาที่อุณหภูมิ T_m

$$\text{Nu}_D = 0.023 \text{Re}_D^{4/5} \text{Pr}^n ; \left[\begin{array}{l} 0.7 \leq \text{Pr} \leq 160 \\ \text{Re}_D \geq 10,000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right] \quad (2.25)$$

โดยที่ $n = 0.4$ สำหรับการทำให้ร้อน ($T_s > T_m$)

$n = 0.3$ สำหรับการทำให้เย็น ($T_s < T_m$)

สมการของ **Sieder and Tate** (อ้างอิงใน [25])

ใช้ในกรณีที่ผลต่างของอุณหภูมิ ($T_s - T_m$) มีค่ามากๆ

$$\text{Nu}_D = 0.027 \text{Re}_D^{4/5} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} ; \left[\begin{array}{l} 0.7 \leq \text{Pr} \leq 16,700 \\ \text{Re}_D \geq 10,000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right] \quad (2.26)$$

คุณสมบัติต่างๆ ยกเว้นค่า μ_s หาที่ T_m โดยที่ μ_s คัดที่ T_s

สมการทั้งสองที่กล่าวมาข้างต้นนี้ใช้ได้ดีทั้งในกรณีที่ทราบค่า Surface Temperature (T_s คงที่) หรือ Heat Flux (q'' คงที่) แต่ข้อเสียคือจะเกิดความคลาดเคลื่อนประมาณ 25 % ถ้าท่่อมี่ ความขรุขระ

สมการของ **Petukhov** (อ้างอิงใน [25])

$$\text{Nu}_D = \frac{(f/8)\text{Re}_D \text{Pr}}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)} \cdot \left[\begin{array}{l} 0.5 < \text{Pr} < 2000 \\ 10^4 < \text{Re}_D \leq 5 \times 10^6 \end{array} \right] \quad (2.27)$$

สมการของ **Gnielinski** (อ้างอิงใน [25])

ใช้แทนสมการของ Petukhov เมื่อค่า Re_D น้อยกว่า

$$\text{Nu}_D = \frac{(f/8)(\text{Re}_D - 1000)\text{Pr}}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)} \cdot \left[\begin{array}{l} 0.5 < \text{Pr} < 2000 \\ 3000 < \text{Re}_D \leq 5 \times 10^6 \end{array} \right] \quad (2.28)$$

ทั้งสมการของ Petukhov และ Gnielinski ค่า Friction Factor หาได้จากกราฟ Moody Diagram หรือ $f = (0.790 \ln \text{Re}_D - 1.64)^{-2}$ เมื่อ $3000 \leq \text{Re}_D \leq 5 \times 10^6$ สำหรับท่อผิวเรียบ สมการที่กล่าวมาข้างต้นนี้ใช้ได้ดีทั้งในกรณีที่ทราบค่า Surface Temperature (T_s คงที่) หรือ Heat Flux (q'' คงที่) และคุณสมบัติของของไหล พิจารณาที่อุณหภูมิ T_m

สมการของ **Gnielinski** (อ้างอิงใน [26])

ใช้เมื่อการไหลอยู่ในช่วง Transition Region

$$\text{Nu}_D = \frac{(f/2)(\text{Re}_D - 1000)\text{Pr}}{1 + 12.7(f/2)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)} \cdot \left[\begin{array}{l} 0.5 < \text{Pr} < 2000 \\ 2300 < \text{Re}_D \leq 10^4 \end{array} \right] \quad (2.29)$$

เมื่อ $f = (1.58 \ln \text{Re}_D - 3.28)^{-2}$

โดยที่

$$\text{Re}_D = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu}$$

เพราะฉะนั้นค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ, h_i หาได้จาก

$$h_i = \frac{\text{Nu}_D k}{D_i} \quad (2.30)$$

2.8 การคำนวณค่าความดันสูญเสีย

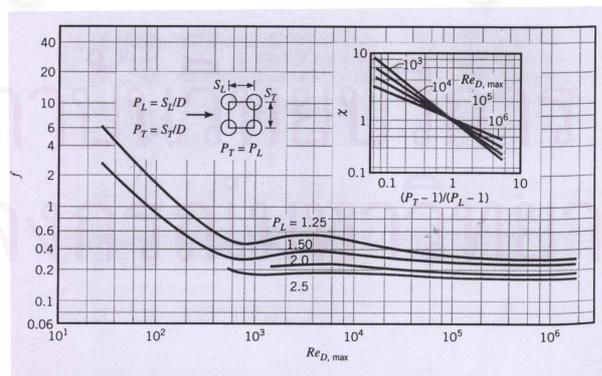
2.8.1 ความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o

การไหลภายนอก (External Flow) เป็นการไหลที่ Boundary Layer ที่เกิดขึ้นจะเป็นอิสระจากผิวอื่นๆ คือสามารถเพิ่มความหนาขึ้นในทิศทางของการไหล โดยไม่ได้รับผลกระทบจากพื้นผิวอื่นเหมือนกับการไหลภายใน (Internal Flow) ดังนั้นในการไหลชนิดนี้จะต้องมีชั้นการไหลนอก Boundary Layer ซึ่งความเร็ว และอุณหภูมิของไหลเป็นค่าคงที่

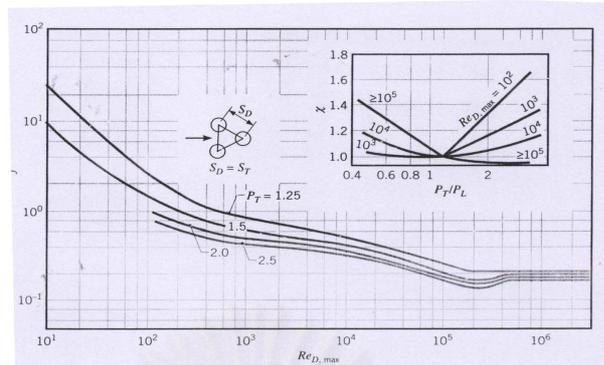
การไหลของของไหลผ่านกลุ่มท่อนั้นจำเป็นต้องพิจารณาค่าความดันสูญเสียที่เกิดขึ้น เนื่องจากจะต้องใช้พลังงานในการขับให้ของไหลเคลื่อนที่ไปได้ ถ้าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อมีค่ามาก ก็จะเสียพลังงานในการขับของไหลมาก ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ สามารถหาได้ดังนี้

$$\Delta P_o = N_L \mathcal{X} \left(\frac{\rho V_{\max,o}^2}{2} \right) f_o \quad (2.31)$$

- โดย ΔP_o คือ ค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลผ่านกลุ่มท่อ, Pa
 N_L คือ จำนวนแถวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนตามแนวยาว (Longitudinal)
 $V_{\max,o}$ คือ ความเร็วสูงสุดที่ไหลผ่านหน้าตัดของท่อภายนอก, m/s
 \mathcal{X} คือ ตัวคูณแก้ไข (Correction Factor) หาได้จากกราฟ (รูปที่ 2.14-2.15)
 f_o คือ ตัวประกอบความเสียดทาน หาได้จากกราฟ (รูปที่ 2.14-2.15)



รูปที่ 2.14 กราฟตัวประกอบความเสียดทาน และค่าปรับแก้ไขสำหรับกลุ่มท่อที่จัดเรียงแบบแนวเดียวกัน [25]



รูปที่ 2.15 กราฟตัวประกอบความเสียดทาน และค่าปรับแก้ไขสำหรับกลุ่มท่อที่จัดเรียงแบบเดียวกัน [25]

2.8.2 ความดันสูญเสียของการไหลในท่อ, ΔP_i

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

Hagen (อ้างอิงใน [27]) ได้เสนอสูตรการหาค่าความดันสูญเสีย (Pressure Drop) ในท่อ ดังต่อไปนี้

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

หรือ

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

เมื่อจัดรูปสมการเพื่อใช้ในการหาค่าความดันสูญเสียของการไหลภายในท่อ จะได้

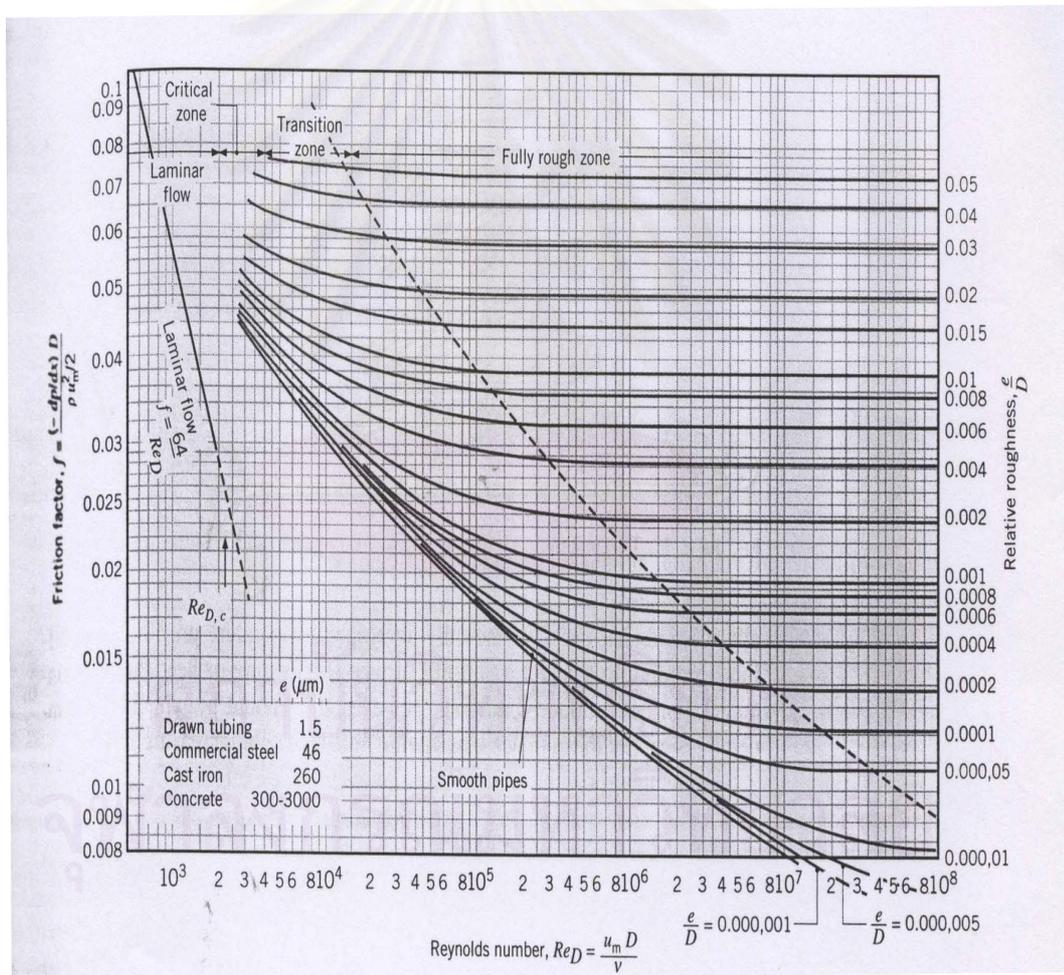
$$\Delta P_i = 2 f_i \rho V_{\max,i}^2 L \frac{N_i}{D_i} \quad (2.32)$$

- โดย
- ΔP_i คือ ความดันสูญเสียของการไหลภายในท่อ, Pa
 - f_i คือ ตัวประกอบความเสียดทานซึ่งหาได้จาก Moody Chart (รูปที่ 2.16)
 - $V_{\max,i}$ คือ ความเร็วสูงสุดของของไหลผ่านท่อด้านใน, m/s
 - L คือ ความยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, m
 - N_i คือ จำนวนเที่ยวการไหลของของไหลในท่อ
 - D_i คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ, m

โดย f_i จะขึ้นอยู่กับค่าความขรุขระของผนังท่อ (Roughness, e) เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ และค่า Reynolds Number

$$f = \phi(\text{Re}, e/D_i) \quad (2.33)$$

ผลกระทบเนื่องมาจากความขรุขระของผิวผนังท่อนี้จะมีผลกระทบน้อยเมื่อการไหลเป็นแบบ Laminar แต่สำหรับการไหลแบบ Turbulent แล้ว ความขรุขระของผนังท่อจะมีผลอย่างมาก ซึ่งค่าความขรุขระของท่อ (e) แสดงไว้ในตารางที่ 2.7 และค่า f_i สามารถหาได้จาก Moody Chart หรือถ้าการไหลเป็นแบบ Turbulent สำหรับท่อผิวเรียบแล้วค่า f_i สามารถหาได้จากตารางที่ 2.8



รูปที่ 2.16 Moody Chart แสดงตัวประกอบความเสียดทานภายในท่อ [25]

ตารางที่ 2.7 ค่าความขรุขระของท่อที่เป็นวัสดุชนิดต่างๆ [27]

Material (new)	Roughness (e)	
	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

ตารางที่ 2.8 ตัวประกอบความเสียดทานของการไหลในท่อแบบ Turbulent สำหรับท่อผิวเรียบ [26]

Source	Correlation ^a	Limitations
Blasius	$f = \frac{\tau_w}{\rho u_m^2 / 2} = 0.0791 \text{Re}^{-0.25}$	$4 \times 10^3 < \text{Re} < 10^5$
Drew, Koo, and McAdams	$f = 0.00140 + 0.125 \text{Re}^{-0.32}$	$4 \times 10^3 < \text{Re} < 5 \times 10^6$
Karman-Nikuradse	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.737 \ln(\text{Re} \sqrt{f}) - 0.4$ or $\frac{1}{\sqrt{f}} = 4 \log_{10}(\text{Re} \sqrt{f}) - 0.4$ approximated as $f = 0.046 \text{Re}^{-0.2}$	$4 \times 10^3 < \text{Re} < 3 \times 10^6$ $3 \times 10^4 < \text{Re} < 10^6$
Filonenko	$f = (3.64 \log_{10} \text{Re} - 3.28)^{-2}$	

^a คุณสมบัติต่างๆ คัดที่อุณหภูมิเฉลี่ย

2.9 กฎข้อที่ 2 ทางเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

จากกฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ ค่าการสูญเสียจะเกิดขึ้นเสมอสำหรับวัฏจักรจริง (Real Cycles) เพราะค่าย้อนกลับไม่ได้ (Irreversibility) และพลังงานที่มีคุณภาพต่ำ การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้กฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ ทำให้ได้สภาวะการทำงานและขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมและมีประสิทธิภาพสูง ซึ่งวิธีการดังกล่าวจะไม่ใช่เพียงการวิเคราะห์เพื่อหาประสิทธิภาพเท่านั้น แต่ยังเป็นการวิเคราะห์ถึงระดับคุณภาพของพลังงานด้วย เนื่องจากวิธีนี้เป็นการพิจารณาถึงศักยภาพในการนำไปใช้งาน หรือคุณภาพของพลังงานของระบบซึ่งไม่ถูกอนุรักษ์ และสามารถถูกทำลายได้เนื่องจากค่าการย้อนกลับไม่ได้ ดังนั้นการออกแบบเพื่อให้ค่าย้อนกลับไม่ได้เกิดน้อยที่สุดจึงเป็นแนวทางหนึ่งในการพิจารณาหาคุณภาพของพลังงานในระบบทางความร้อน

ค่าการย้อนกลับไม่ได้ (Irreversibility)

ค่าการย้อนกลับไม่ได้ที่เกิดขึ้นกับกระบวนการใดๆคือปริมาณเอนโทรปีที่เกิดขึ้นสูญเสียจากทฤษฎีของ Gouy-Stodola (อ้างอิงใน [28]) สามารถหาค่านี้ได้จากสมการ

$$I = T_o S_{gen} \quad (2.34)$$

โดยที่

- I คือ ค่าการย้อนกลับไม่ได้, W
- T_o คือ อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม, K
- S_{gen} คือ อัตราการเกิดเอนโทรปี (Entropy Generation Rate), W/K

โดยการสูญเสียภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีอยู่ 2 ชนิดคือ การสูญเสียจากความแตกต่างของอุณหภูมิและการสูญเสียจากความแตกต่างของความดันในช่องทางไหล

$$S_{gen} = (S_{gen})_{\Delta T} + (S_{gen})_{\Delta P} \quad (2.35)$$

ซึ่งค่าเอนโทรปีที่เกิดขึ้นในแต่ละส่วนยังสามารถแบ่งย่อยออกได้เป็นค่าเอนโทรปีของของไหลที่เป็นอากาศและของไหลที่เป็นก๊าซไอเสีย

$$S_{gen} = [(S_{gen})_{\Delta T} + (S_{gen})_{\Delta P}]_{air} + [(S_{gen})_{\Delta T} + (S_{gen})_{\Delta P}]_{fg} \quad (2.36)$$

จากสมมติฐานที่ว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนถูกหุ้มฉนวนอย่างดี และสารทำงานเป็นสารอย่างง่ายเฟสเดียว ดังนั้นจากกฎข้อที่หนึ่งและสองทางเทอร์โมไดนามิกส์ จะได้ว่า

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{vdP}{T} \quad (2.37)$$

เมื่อพิจารณาสารทำงานเป็นสารทางอุดมคติ อินทิเกรตสมการข้างต้น จะได้

$$S_{gen} = \left[(\dot{m}c_p)_a \ln \left(\frac{T_{a,o}}{T_{a,i}} \right) \right] - \left[(\dot{m}R)_a \ln \left(\frac{P_{a,o}}{P_{a,i}} \right) \right] + \left[(\dot{m}c_p)_{fg} \ln \left(\frac{T_{fg,o}}{T_{fg,i}} \right) \right] - \left[(\dot{m}R)_{fg} \ln \left(\frac{P_{fg,o}}{P_{fg,i}} \right) \right] \quad (2.38)$$

จัดเทอมใหม่จะได้

$$S_{gen} = \left[(\dot{m}c_p)_a \ln \left(\frac{T_{a,o}}{T_{a,i}} \right) + (\dot{m}c_p)_{fg} \ln \left(\frac{T_{fg,o}}{T_{fg,i}} \right) \right] - \left[(\dot{m}R)_a \ln \left(\frac{P_{a,o}}{P_{a,i}} \right) + (\dot{m}R)_{fg} \ln \left(\frac{P_{fg,o}}{P_{fg,i}} \right) \right] \quad (2.39)$$

เทอมแรกของสมการ (2.39) หมายถึงค่า Irreversibility จากการถ่ายเทความร้อน ส่วนเทอมที่สองหมายถึงค่า Irreversibility จาก Fluid Friction

อุณหภูมิของอากาศที่ทางออกและค่าการถ่ายเทความร้อน จากของไหลร้อนไปสู่ของไหลเย็น สามารถคำนวณโดยใช้วิธี $\varepsilon - NTU$ ซึ่งวิธีการดังกล่าวยังสามารถวิเคราะห์หับนพื้นฐานของกฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ได้อีกด้วย โดยสามารถวิเคราะห์หับได้ดังนี้

จากนิยามค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนคือ

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (2.40)$$

ซึ่ง

$$Q_{max} = (\dot{m}c_p)_{\min} (T_{fg,i} - T_{a,i}) \quad (2.41)$$

โดยค่าความร้อนจริงสามารถหาได้จาก

$$Q = (\dot{m}c_p)_a (T_{a,o} - T_{a,i}) = (\dot{m}c_p)_{fg} (T_{fg,i} - T_{fg,o}) \quad (2.42)$$

จากสมการ (2.41) และ (2.42) สามารถเขียนได้ว่า

$$\varepsilon = \frac{C_{fg}(T_{fg,i} - T_{fg,o})}{C_{\min}(T_{fg,i} - T_{a,i})} = \frac{C_a(T_{a,o} - T_{a,i})}{C_{\min}(T_{fg,i} - T_{a,i})} \quad (2.43)$$

จัดรูปสมการใหม่ จะได้

$$T_{fg,o} = T_{fg,i} - \frac{\varepsilon C_{\min}(T_{fg,i} - T_{a,i})}{C_{fg}} \quad (2.44)$$

$$T_{a,o} = T_{a,i} + \frac{\varepsilon C_{\min}(T_{fg,i} - T_{a,i})}{C_a} \quad (2.45)$$

และค่า Effectiveness สำหรับการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{2} \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) + \nu^2 \left[1 + \exp\left(-\frac{C_r \times NTU}{2}\right) \right] \right\} \quad (2.46)$$

เมื่อ

$$\nu = \exp\left(-\frac{1 - \exp(-C_r \times NTU / 2)}{C_r}\right) \quad (2.47)$$

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

การสูญเสียจากความแตกต่างของอุณหภูมิและการสูญเสียจากความแตกต่างของความดันในช่องทางไหล สามารถคำนวณได้โดยใช้ค่า Irreversibility ส่วนอีกวิธีหนึ่ง Bejan [29] ได้เสนอตัวแปรที่เรียกว่า Entropy Generation Number สำหรับใช้เพื่อลดค่าการสูญเสียทั้งสองชนิดที่ได้กล่าวไว้ในตอนต้น โดยนิยามของ Entropy Generation Number (N_s) คือ

$$N_s = \frac{S_{gen}}{C} = \frac{\text{Entropy Generation Rate}}{\text{Heat Capacity Rate}} \quad (2.48)$$

ถ้า N_s มีค่าเข้าใกล้ศูนย์ ($N_s \rightarrow 0$) หมายความว่า การสูญเสียมีค่าเข้าใกล้ศูนย์ โดย S_{gen} สามารถหาได้จากสมการ (2.39)

จาก

$$P_{fg,o} = P_{fg,i} - \Delta P_{fg} \text{ และ } P_{a,o} = P_{a,i} - \Delta P_a \quad (2.49)$$

แทนสมการ (2.44), (2.45) และ (2.49) ลงในสมการ (2.39) จะได้

$$S_{gen} = (\dot{m}c_p)_{fg} \ln \left(\frac{T_{fg,i} - \frac{\varepsilon C_{\min} (T_{fg,i} - T_{a,i})}{C_{fg}}}{T_{fg,i}} \right) + (\dot{m}c_p)_a \ln \left(\frac{T_{a,i} + \frac{\varepsilon C_{\min} (T_{fg,i} - T_{a,i})}{C_a}}{T_{a,i}} \right) \quad (2.50)$$

$$- (\dot{m}R)_{fg} \ln \left(\frac{P_{fg,i} - \Delta P_{fg}}{P_{fg,i}} \right) - (\dot{m}R)_a \ln \left(\frac{P_{a,i} - \Delta P_a}{P_{a,i}} \right)$$

ดังนั้นถ้าทราบค่าอุณหภูมิ ความดันและอัตราการไหลเชิงมวลทั้งของอากาศและไอเสียที่ทางเข้า เรา ก็สามารถหาค่าอัตราการเกิดเอนโทรปีดังสมการ (2.50) ได้ถ้าเราทราบค่า Effectiveness และ ค่าความดันสูญเสียทั้งของอากาศและไอเสีย ซึ่งค่าดังกล่าวสามารถหาได้จากขั้นตอนการออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศ

2.10 การหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมเป็นขั้นตอนที่สำคัญสำหรับใช้เป็นเกณฑ์ตัดสินใจในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้เกิดการประหยัดสูงสุดในระบบ เนื่องจากพื้นที่การถ่ายเทความร้อนนั้นมีผลต่อประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเป็นตัวบ่งชี้ถึงสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นๆ นอกจากนี้ราคาในการสร้างและราคาที่ใช้ในการดำเนินการของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นจะขึ้นอยู่กับขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วย วิธี $P_1 - P_2$ [21,22] จึงได้ถูกนำมาประยุกต์ใช้ในงานวิจัยนี้ โดยวิธี $P_1 - P_2$ สามารถนำมาคำนวณร่วมกับวิธี Effectiveness- NTU ได้เป็นอย่างดี โดยตัวอย่างสมการความความสัมพันธ์ระหว่าง Effectiveness และ NTU ถูกแสดงไว้ในตารางที่ 2.9

ตารางที่ 2.9 สมการความสัมพันธ์ระหว่าง Effectiveness และ NTU [30]

Flow Arrangement	Relation
Parallel Cross Flow (2 Pass)	$\varepsilon = 1 - \frac{1}{2} \left\{ 1 - \exp \left(\frac{-C_r \times NTU}{2} \right) + \nu^2 \left[1 + \exp \left(\frac{-C_r \times NTU}{2} \right) \right] \right\}$
Counter Cross Flow (2 Pass)	$\varepsilon = 1 - \frac{2}{\left\{ 1 - \exp \left(-\frac{C_r \times NTU}{2} \right) + \left[1 + \exp \left(-\frac{C_r \times NTU}{2} \right) \right] / \nu^2 \right\}}$
	$\nu = \exp \left[\frac{1 - \exp \left(\frac{-C_r \times NTU}{2} \right)}{-C_r} \right]$

โดย ค่าความร้อนที่สามารถประหยัดได้จากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน คือ

$$Q = \varepsilon (\dot{m}C_p)_{\min} \Delta T_{\max} \Delta t \quad (2.51)$$

ค่าการประหยัดพลังงานสุทธิเชิงเศรษฐศาสตร์ที่ได้จากการนำความร้อนทิ้งมาใช้ประโยชน์ [21] สามารถหาได้จากสมการ (2.52)

$$S = P_1 C_E Q - P_2 C_A A \quad (2.52)$$

- โดย C_E คือ ราคาพลังงานในปัจจุบัน, ฿/J
 C_A คือ ราคาต่อหน่วยพื้นที่ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน, ฿/m^2
 A คือ พื้นที่ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน, m^2
 ΔT_{\max} คือ ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิสูงสุด, K
 Δt คือ ระยะเวลาการใช้งานภายใน 1 ปี คิดเป็นวินาที, s
 P_1 คือ อัตราส่วนระหว่างค่าความร้อนที่ประหยัดได้ตลอดอายุการใช้งาน ต่อค่าความร้อนที่ประหยัดได้ในปีแรก
 P_2 คือ อัตราส่วนระหว่างราคาตลอดอายุการใช้งานต่อราคาเริ่มต้น

ดังนั้น ค่าการประหยัดพลังงานสุทธิสามารถหาได้จาก

$$S = P_1 C_E \varepsilon (\dot{m}C_p)_{\min} \Delta T_{\max} \Delta t - P_2 C_A A \quad (2.53)$$

หรือ

$$S = P_1 C_E \varepsilon (\dot{m}C_p)_{\min} \Delta T_{\max} \Delta t - P_2 C_A \left(\frac{NTU (\dot{m}C_p)_{\min}}{U} \right) \quad (2.54)$$

หาค่า NTU ที่เหมาะสมโดยใช้เงื่อนไข

$$\frac{\partial S}{\partial NTU} = 0 \quad (2.55)$$

$$\frac{\partial S}{\partial NTU} = P_1 C_E (\dot{m}C_p)_{\min} \Delta T_{\max} \Delta t \frac{\partial \varepsilon}{\partial NTU} - \frac{P_2 C_A (\dot{m}C_p)_{\min}}{U} = 0$$

ดังนั้น

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial NTU} = \frac{P_2 C_A}{P_1 U C_E \Delta T_{\max} \Delta t} \quad (2.56)$$

การหา Optimum Effectiveness กรณี Parallel Cross Flow (2 Pass)

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial NTU} = 0$$

จะได้

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varepsilon}{\partial NTU} = & 0.5K \exp(K \times NTU) - 0.5K \exp(K \times NTU) \left\{ \exp \left[\frac{1 - \exp(K \times NTU)}{-C_r} \right] \right\}^2 \\ & - \left\{ \frac{K}{C_r} \exp(K \times NTU) \right\} \{1 + \exp(K \times NTU)\} \left\{ \exp \left[\frac{1 - \exp(K \times NTU)}{-C_r} \right] \right\}^2 \end{aligned} \quad (2.57)$$

เมื่อค่า

$$K = \left(\frac{-C_r}{2} \right)$$

เมื่อให้สมการ (2.56) เท่ากับสมการ (2.57) จะได้ค่า NTU_{opt} ที่เหมาะสมกับค่า Net savings ดังนี้

$$\begin{aligned} \frac{P_2 C_A}{P_1 C_E \Delta T_{max} \Delta t} = & 0.5K \exp(K \times NTU) - 0.5K \exp(K \times NTU) \left\{ \exp \left[\frac{1 - \exp(K \times NTU)}{-C_r} \right] \right\}^2 \\ & - \left\{ \frac{K}{C_r} \exp(K \times NTU) \right\} \{1 + \exp(K \times NTU)\} \left\{ \exp \left[\frac{1 - \exp(K \times NTU)}{-C_r} \right] \right\}^2 \end{aligned}$$

โดยการแก้สมการข้างต้นจะใช้วิธี Bisection ซึ่งจะกล่าวถึงในบทต่อไป

2.11 เศรษฐศาสตร์วิศวกรรมสำหรับการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

โดยส่วนใหญ่วิศวกรผู้ออกแบบมุ่งหวังให้งานที่ออกแบบนั้นถูกต้องตรงตามเป้าหมายของการออกแบบ และสอดคล้องกับเงื่อนไขบังคับ ถึงแม้จะได้งานออกแบบที่ดีในเชิงวิศวกรรมก็ตามบ่อยครั้งจะพบว่างานออกแบบที่ได้มานั้นไม่เหมาะสมทางเศรษฐศาสตร์ เกณฑ์การตัดสินใจเลือกงานออกแบบนั้นต้องคำนึงถึงเศรษฐศาสตร์เป็นองค์ประกอบด้วยเช่นกัน การตัดสินใจเลือกลงทุนกับโครงการหนึ่งๆ นอกเหนือจากการพิจารณาความเป็นไปได้ของโครงการนั้นแล้ว จะต้องเปรียบเทียบแต่ละโครงการในเชิงเศรษฐศาสตร์ โดยพิจารณาจากค่าเงินต้นทุนปัจจุบัน (Present Worth) อัตราผลตอบแทน (Rate of Return) หรือระยะเวลาคืนทุน (Payback Period, n) เป็นต้น

2.11.1 ระยะเวลาคืนทุน (Payback Period, n)

หลังจากที่ได้ออกแบบตัวอุปกรณ์อุณหอากาศแล้ว ก็จะประเมินค่าใช้จ่ายในการสร้างและติดตั้งตัวอุปกรณ์อุณหอากาศ (Total Installed Cost of the System, TIC) และคำนวณหาค่าใช้จ่ายที่สามารถประหยัดได้จากการใช้ตัวอุปกรณ์อุณหอากาศ (Annual Money Saved, A_s) ดังนั้นเราสามารถคำนวณหาตัวประกอบการคืนทุน (Capacity Recovery Factor, CRF) ได้จากสมการ

$$TIC \times CRF = A_s \quad (2.58)$$

จากนั้นเมื่อเรากำหนดค่าอัตราดอกเบี้ย (Annual Rate of Interest, i) ก็สามารถคำนวณหาระยะเวลาการคืนทุน (Payback Period, n) ได้จาก

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{[(1+i)^n - 1]} \quad (2.59)$$

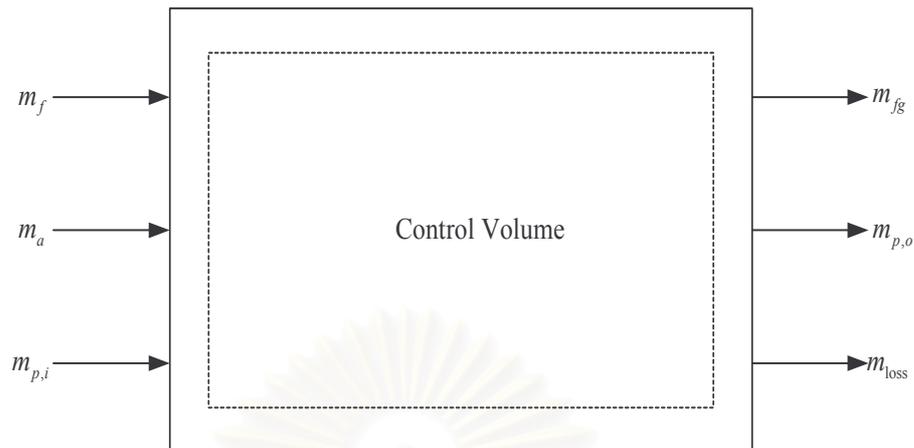
2.11.2 อัตราผลตอบแทนการลงทุน (Internal Rate of Return, IRR)

จากการที่เราทราบค่าใช้จ่ายที่สามารถประหยัดได้จากการใช้ตัวอุปกรณ์อุณหอากาศ (A_s) เราจะสามารถคำนวณผลตอบแทนการลงทุน (Internal Rate of Return, IRR) ได้ โดยการกำหนดค่าอายุการใช้งานของตัวอุปกรณ์อุณหอากาศ (Operating Time, y) ซึ่งสมการที่ใช้ในการคำนวณก็คือ

$$TIC = A_s \left[\frac{1}{(1+IRR)} + \frac{1}{(1+IRR)^y} \right] \quad (2.60)$$

2.12 การคำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศและก๊าซไอเสียภายในเตาเผา

การออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศจะต้องทราบถึงอัตราการไหลเชิงมวลทั้งของอากาศและไอเสียที่เกิดขึ้นภายในเตาเผา เพื่อนำค่าดังกล่าวมาออกแบบอุปกรณ์อุณหอากาศให้เหมาะสมกับสภาวะการใช้งานจริง โดยสามารถใช้วิธีการสมดุลมวลภายในเตาเผาเพื่อหาอัตราการไหล ส่วนการหาค่าความร้อนที่เกิดขึ้นภายในเตาและประสิทธิภาพของเตาเผา สามารถหาได้โดยใช้วิธีการสมดุลพลังงานภายในเตาเผา ซึ่งสามารถศึกษาได้จากเอกสารอ้างอิง [1] แต่ในงานวิจัยนี้จะขอกกล่าวถึงเฉพาะการสมดุลมวลภายในเตาเท่านั้น โดยวิธีการสมดุลมวลภายในเตา หาได้ดังนี้



รูปที่ 2.17 การสมดุลมวลภายในเตาเผา

พิจารณารูปที่ 2.17 เมื่อ

- m_f คือ มวลของเชื้อเพลิงที่เข้าสู่เตาเผา, kg/s
- m_a คือ มวลของอากาศที่เข้าสู่เตาเผา, kg/s
- m_{fg} คือ มวลของก๊าซเสียที่ออกจากเตาเผา, kg/s
- $m_{p,i}$ คือ มวลของผลิตภัณฑ์ที่เข้าสู่เตาเผา, kg/s
- $m_{p,o}$ คือ มวลของผลิตภัณฑ์ที่ออกจากเตาเผา, kg/s
- m_{loss} คือ มวลที่สูญเสียออกไปทางช่องเปิดต่างๆ, kg/s

มวลที่เข้าสู่เตาเผา = มวลที่ออกจากเตาเผา

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

การหาอัตราการไหลของก๊าซไอเสีย, m_{fg}

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

- โดย
- FH คือ อัตราการใช้เชื้อเพลิง, m^3/s
 - D_f คือ ความหนาแน่นของเชื้อเพลิง, kg/Nm^3
 - D_a คือ ความหนาแน่นของอากาศ, kg/Nm^3
 - G คือ ปริมาณก๊าซเสียจริง, Nm^3/kg โดย $G = G_o + B_o(m-1)$
 - G_o คือ ปริมาณก๊าซเสียเชิงทฤษฎี, Nm^3/kg ซึ่งหาได้จากตารางที่ 2.10 และ 2.11
 - B_o คือ ปริมาณอากาศเชิงทฤษฎี, Nm^3/kg ซึ่งหาได้จากตารางที่ 2.10 และ 2.11
 - m คือ อัตราส่วนของอากาศ, $m = \frac{21}{21 - O_2\%}$

ตารางที่ 2.10 สูตรการคำนวณของ Rosin [31]

Fuel	Theoretical Amount of Waste Gas, G_o	Theoretical Amount of Air, B_o
Solid Fuel	$\frac{0.89H}{1,000} + 1.65 \frac{Nm^3}{kg}$	$\frac{1.01H}{1,000} + 0.5 \frac{Nm^3}{kg}$
Liquid Fuel	$\frac{1.11H}{1,000} \frac{Nm^3}{kg}$	$\frac{0.85H}{1,000} + 2.0 \frac{Nm^3}{kg}$
Low Calorie Fuel Gas ($H = 500 \sim 3,000 \text{ kcal/m}^3$)	$\frac{0.725H}{1,000} + 1.0 \frac{Nm^3}{Nm^3}$	$\frac{0.875H}{1,000} \frac{Nm^3}{Nm^3}$
High Calorie Fuel Gas ($H = 4000 \sim 7,000 \text{ kcal/m}^3$)	$\frac{1.14H}{1,000} + 0.25 \frac{Nm^3}{Nm^3}$	$\frac{1.09H}{1,000} - 0.25 \frac{Nm^3}{Nm^3}$

ตารางที่ 2.11 สูตรการคำนวณของ Boie [31]

Fuel	Theoretical Amount of Waste Gas, G_o	Theoretical Amount of Air, B_o
Solid Fuel	$1.17 + \frac{0.905(H + 550)}{1,000} \frac{Nm^3}{kg}$	$\frac{1.01(H + 550)}{1,000} \frac{Nm^3}{kg}$
Liquid Fuel	$\frac{15.75(H - 1,100)}{10,000} - 2.18 \frac{Nm^3}{kg}$	$\frac{12.38(H - 1,100)}{10,000} \frac{Nm^3}{kg}$
Flue Gas ($H > 3,500 \text{ kcal/Nm}^3$)	$0.5 + \frac{11.9}{10,000}(H) \frac{Nm^3}{Nm^3}$	$0.2 + \frac{11.05}{10,000}(H) \frac{Nm^3}{Nm^3}$

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

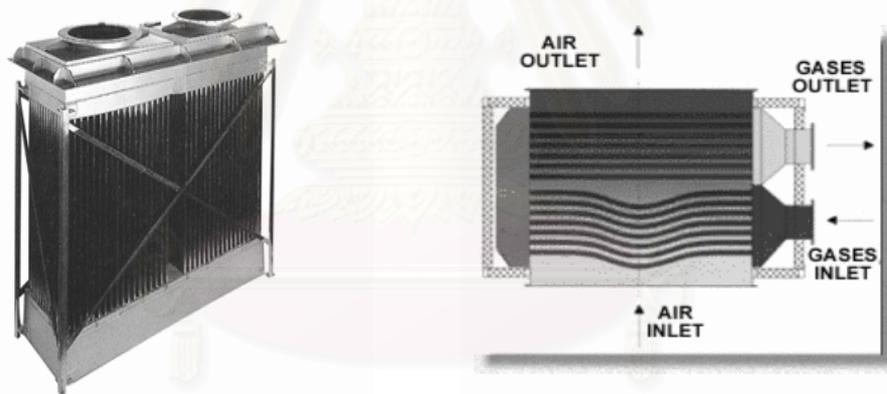
บทที่ 3

อุปกรณ์อุ่นอากาศ

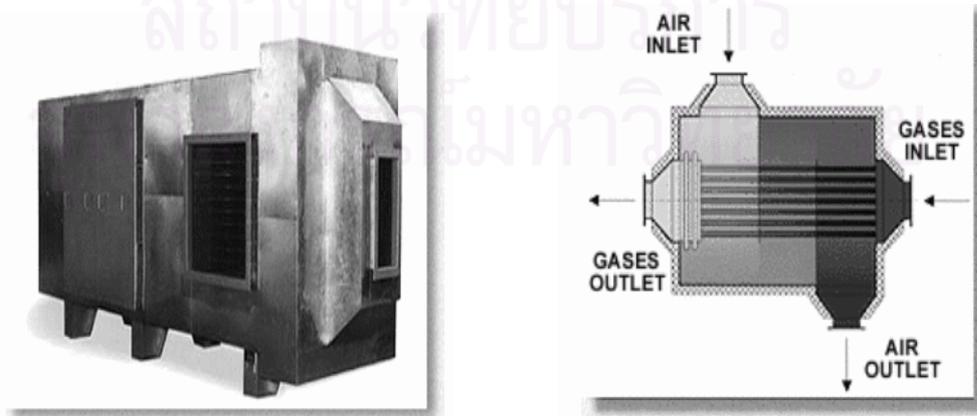
3.1 Channel Type Recuperator

Recuperator แบบ Channel ใช้หลักการพาความร้อนในการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยรีคูเพอเรเตอร์ประเภทนี้จะใช้ในกรณีอุณหภูมิของก๊าซเสียต่ำกว่า $1050\text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยสามารถอุ่นอากาศหรืออุ่นก๊าซเชื้อเพลิงได้อุณหภูมิสูงสุดถึง $800\text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยค่าประสิทธิภาพผลทางอุณหภูมิของรีคูเพอเรเตอร์ ชนิดนี้มีค่ามากกว่า 70% การออกแบบส่วนใหญ่จะออกแบบให้อากาศที่ต้องการทำให้ร้อนไหล 2 กลับหรือมากกว่านั้น โดยสามารถติดตั้งทางปล่องควันแยกต่างหาก หรืออาจติดตั้งที่ปล่องควันของเตาก็ได้

ข้อจำกัดของตัวรีคูเพอเรเตอร์ชนิดนี้คือต้องใช้กับก๊าซเสียที่ค่อนข้างสะอาดไม่มีสิ่งสกปรกเจือปนและไม่มีสารองค์ประกอบที่ทำให้เกิดการกัดกร่อน



รูปที่ 3.1 Channel Type Recuperator แบบก๊าซเสียไหล 2 กลับ แบบ Parallel Flow [32]



รูปที่ 3.2 Channel Type Recuperator แบบก๊าซเสียไหลในท่อและอากาศไหลในเปลือก 3 กลับ แบบ Counter Flow [32]

3.2 Flue Type Recuperator

Flue Type Recuperator หรือที่เรียกกันว่า Shell and Tube Recuperator นั้น ใช้หลักการพาความร้อนในการแลกเปลี่ยนความร้อนเช่นกัน โดยรีคูเพอเรเตอร์ประเภทนี้จะใช้ในกรณีอุณหภูมิของไอเสียอยู่ในช่วง $700\text{ }^{\circ}\text{C}$ การออกแบบจะให้ก๊าซเสียไหลในท่อ ส่วนอากาศที่ต้องการทำให้ร้อนไหลใน Shell โดยมีตัว Baffle บังคับทิศทางการไหลเพื่อให้เกิดการไหลตามแนวขวาง โดยสามารถติดตั้งทางปล่องควันแยกต่างหาก หรืออาจติดตั้งที่ปล่องควันของเตาก็ได้

ข้อได้เปรียบของรีคูเพอเรเตอร์ชนิดนี้คือสามารถใช้งานได้กับก๊าซเสียที่มีระดับฝุ่นละอองที่สูงได้ โดยทั่วไปจะใช้รีคูเพอเรเตอร์ชนิดนี้กับเตาเผาขยะและเตาแบบคิวโปลา



รูปที่ 3.3 Flue Type Recuperator [32]

3.3 Radiation Type Recuperator

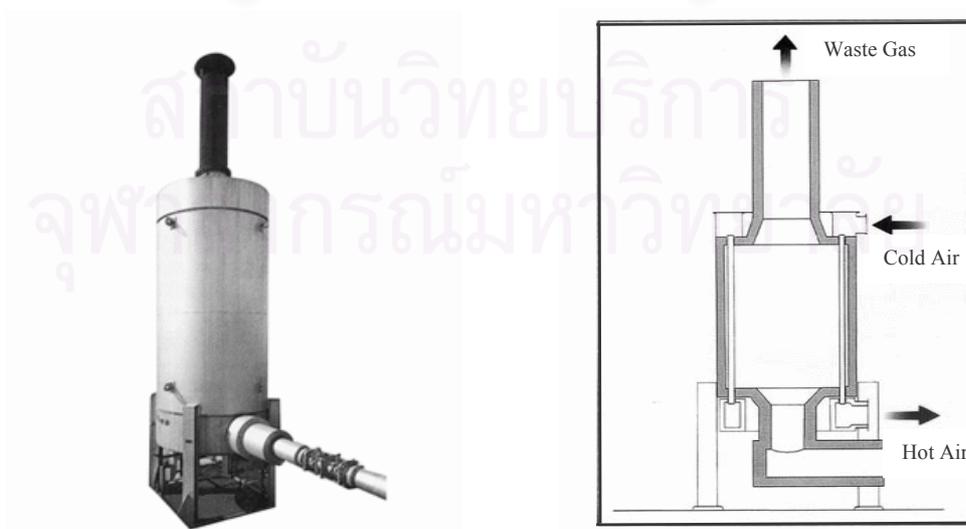
Radiation Type Recuperator ประกอบไปด้วยท่อทรงกระบอก 2 ชั้น โดยอากาศหรือก๊าซเชื้อเพลิง จะถูกอุ่นให้ร้อนขึ้น โดยใช้หลักการแผ่รังสีมาใช้ในการดึงความร้อน ซึ่งรีคูเพอเรเตอร์ชนิดนี้เหมาะสำหรับใช้งานที่อุณหภูมิก๊าซเสียสูงกว่า $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ สามารถอุ่นอากาศได้สูงถึง $700\text{ }^{\circ}\text{C}$ รีคูเพอเรเตอร์ชนิดนี้เหมาะสำหรับก๊าซเสียจากเตาเผาที่มีฝุ่นเป็นองค์ประกอบ หรือเตาเผาที่มีไหลดเปลี่ยนแปลงกะทันหัน โดยใช้กันอย่างกว้างขวางในโรงงานอุตสาหกรรมประเภทหลอมเหล็ก



รูปที่ 3.4 Radiation Type Recuperator [32]

3.4 Cage Type Recuperator

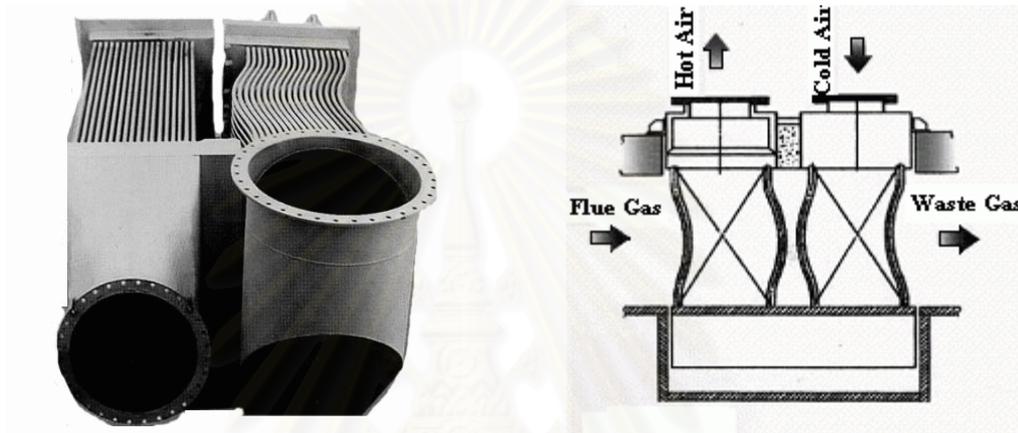
รีคูเพอเรเตอร์ชนิดนี้เหมาะสำหรับใช้งานที่อุณหภูมิก๊าซเสียสูงกว่า $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยใช้หลักการแผ่รังสีในการดึงความร้อน สามารถอุ่นอากาศได้สูงถึง $750\text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยอากาศที่ต้องการทำให้ร้อนจะไหลอยู่ภายในท่อ ส่วนก๊าซร้อนจะไหลอยู่ภายใน Shell โดยมีลักษณะการจัดเรียงการไหลเป็นแบบ Counter Flow ตัวรีคูเพอเรเตอร์ชนิดนี้สามารถติดตั้งที่ปล่องเตาหรือแยกออกจากเตาไว้ต่างหากก็ได้ โดยใช้กันอย่างกว้างขวาง ในโรงงานอุตสาหกรรมที่ใช้เตาเผาควิปอล่าและโรงงาน Sulfuric Acid Plant



รูปที่ 3.5 Cage Type Recuperator [32]

3.5 Bending Type Recuperator

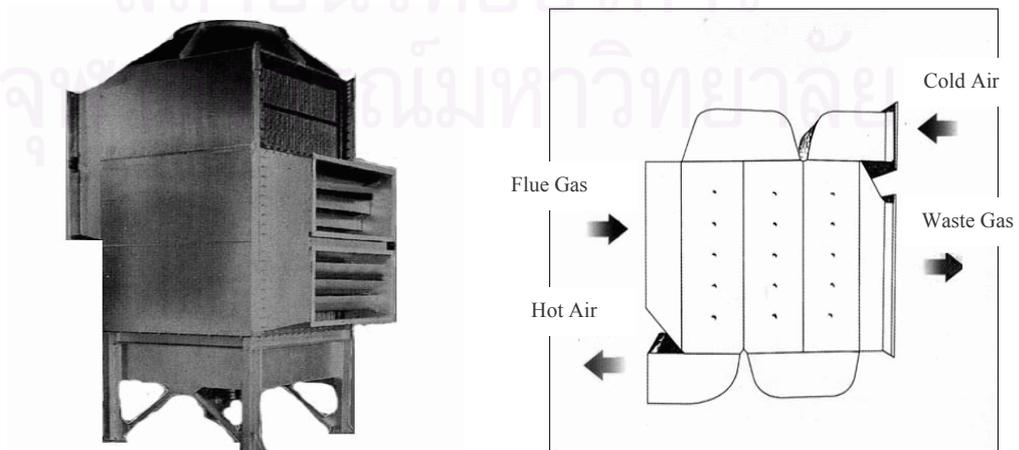
รีคูเพอเรเตอร์ชนิดนี้เหมาะสำหรับใช้งานที่อุณหภูมิก๊าซเสียสูงถึง $750\text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยสามารถอุ่นอากาศได้อุณหภูมิสูงถึง $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยก๊าซร้อนจะไหลด้านนอกท่อ ส่วนอากาศที่ต้องการทำให้ร้อนจะไหลด้านในท่อ ข้อจำกัดของรีคูเพอเรเตอร์ชนิดนี้คือ บำรุงรักษายากกว่าแบบ Channel Type เนื่องจากท่อมีลักษณะโค้ง โดยรีคูเพอเรเตอร์ชนิดนี้ใช้กันอย่างกว้างขวางในโรงงานอุตสาหกรรมประเภท Chemical Plant และไม่เหมาะกับโรงงานอุตสาหกรรมประเภทหลอมเหล็ก



รูปที่ 3.6 Bending Type Recuperator [32]

3.6 Plate Type Recuperator

รีคูเพอเรเตอร์ชนิดนี้ทำจากแผ่นเหล็กที่ทนต่ออุณหภูมิและการกัดกร่อนสูง การออกแบบจุดเชื่อมต่อต้องคำนึงถึงผลจากการเกิด Thermal Stress ด้วย ตัวรีคูเพอเรเตอร์ชนิดนี้จะมีน้ำหนักน้อยกว่ารีคูเพอเรเตอร์ทั่วไป โดยทั่วไปข้อดีของรีคูเพอเรเตอร์ชนิดนี้คือ Pressure Drop น้อยมาก และได้อุณหภูมิใช้งานที่สูง เป็นที่นิยมใช้กันอย่างกว้างขวางในโรงงานอุตสาหกรรมทั่วไป เช่น อุตสาหกรรมอาหาร, เคมี และสิ่งทอ เป็นต้น



รูปที่ 3.7 Plate Type Recuperator [32]

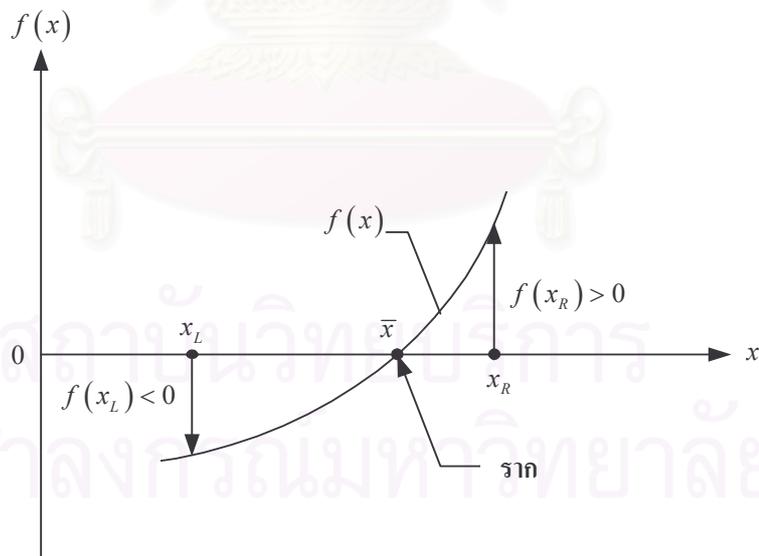
บทที่ 4

ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขที่นำมาประยุกต์ใช้ในโปรแกรมคอมพิวเตอร์

ปัญหาทางด้านวิศวกรรมส่วนใหญ่เป็นปัญหาที่ซับซ้อน สมการที่ใช้แก้ปัญหาจึงมีความซับซ้อนเช่นเดียวกันในบางครั้งสมการดังกล่าวไม่สามารถคำนวณได้ด้วยมือ ดังนั้นระเบียบวิธีเชิงตัวเลขจึงถูกนำมาประยุกต์ใช้กับ โปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อแก้ปัญหาดังกล่าว โดยในงานวิจัยนี้ได้ใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข 3 วิธีด้วยกัน คือวิธีแบ่งครึ่งช่วง (Bisection Method) ซึ่งใช้สำหรับหารากของสมการ วิธีถดถอยแบบพหุนาม (Polynomial Regression) ซึ่งใช้สำหรับสร้างสมการจากกลุ่มของข้อมูล และวิธีระเบียบวิธีการกำจัดแบบเกาส์ (Gauss Elimination) ซึ่งใช้สำหรับแก้ระบบสมการเชิงเส้น

4.1 วิธีแบ่งครึ่งช่วง (Bisection Method)

การหารากของสมการโดยระเบียบวิธีแบ่งครึ่งช่วง ใช้หลักความจริงที่ว่า ฟังก์ชัน $f(x)$ จะมีเครื่องหมายตรงกันข้ามในขณะที x มีค่าน้อยกว่าและมากกว่าค่าของราก \bar{x} ที่แท้จริง



รูปที่ 4.1 ระเบียบวิธีแบ่งครึ่งช่วงเพื่อใช้หารากของสมการ $f(x) = 0$

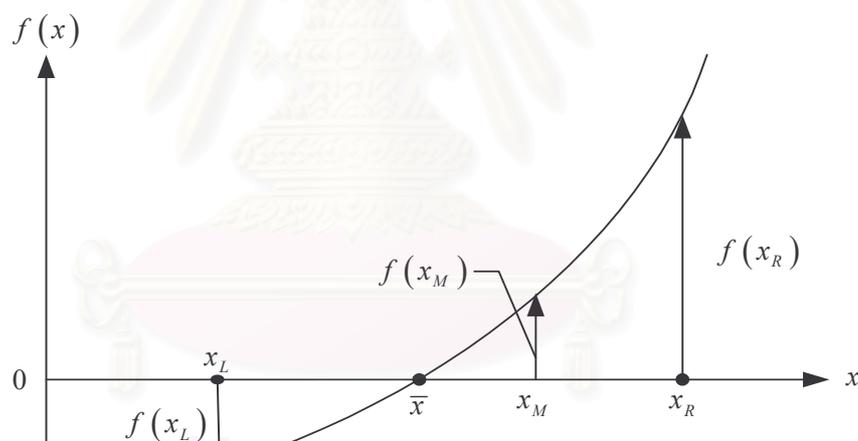
รูปที่ 4.1 แสดงลักษณะการเปลี่ยนแปลงของฟังก์ชัน $f(x)$ จากการที่มีค่าเป็นลบที่ $x = x_L$ ซึ่งอยู่ทางด้านซ้ายของราก \bar{x} ไปเป็นค่าบวกที่ $x = x_R$ ทางด้านขวาของราก \bar{x} นั่นคือสามารถกล่าวสรุปได้ว่า หากราก \bar{x} นั้นอยู่ระหว่าง x_L และ x_R ที่กำหนดให้แล้วค่าฟังก์ชัน $f(x_L)$ และ $f(x_R)$ จะมีเครื่องหมายตรงกันข้ามเสมอ

การคำนวณหาค่าราก \bar{x} ด้วยระเบียบวิธีแบ่งครึ่งช่วงประกอบด้วยหลักการในภาพรวมคือ การบีบช่วงระหว่าง x_L และ x_R ให้แคบลงเรื่อยๆ ด้วยการแบ่งครึ่งช่วงทีละครั้ง โดยในขณะเดียวกันก็ทำการตรวจสอบว่าราก \bar{x} นั้นยังคงอยู่ในช่วงระหว่าง x_L และ x_R เสมอ โดยการหาค่าฟังก์ชัน $f(x_L)$ และ $f(x_R)$ จำเป็นต้องมีเครื่องหมายตรงกันข้ามกัน ขั้นตอนโดยละเอียดที่สามารถนำไปใช้เพื่อการประดิษฐ์โปรแกรมคอมพิวเตอร์ได้โดยตรง มีดังต่อไปนี้

ขั้นตอนที่ 1 หาค่าเฉลี่ย x_M จากค่า x_L และ x_R ที่กำหนดให้

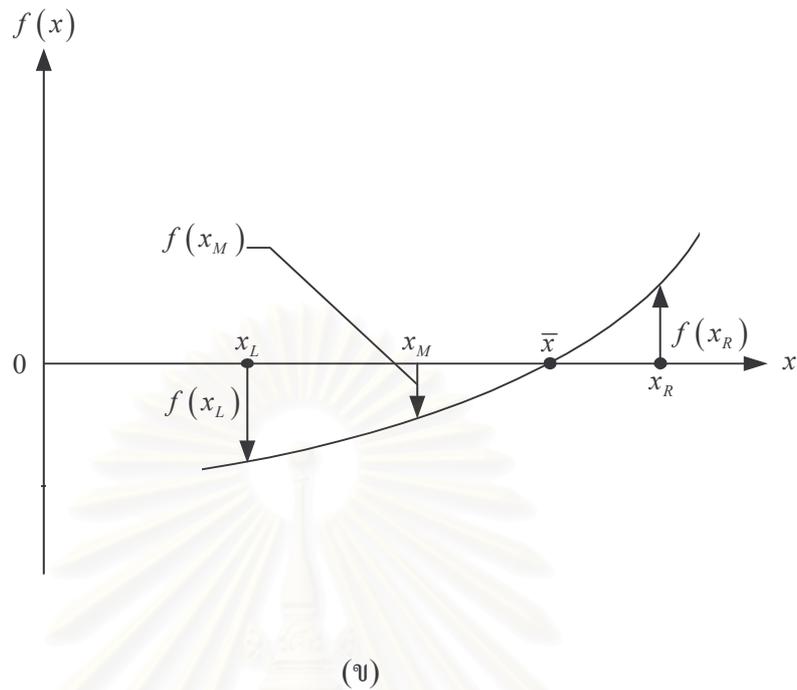
$$x_M = \frac{x_L + x_R}{2} \quad (4.1)$$

แล้วจึงคำนวณฟังก์ชันดังกล่าวที่ตำแหน่ง x_M นี้ ค่า $f(x_M)$ ที่คำนวณได้จะเป็นไปได้ 2 กรณี คือ มีค่าเป็นบวก ดังแสดงในรูปที่ 4.2 (ก) และมีค่าเป็นลบดังแสดงในรูปที่ 4.2 (ข) ซึ่งขึ้นอยู่กับค่า x_L และ x_R ที่กำหนดให้



(ก)

รูปที่ 4.2 $f(x_M)$ ซึ่งเป็นฟังก์ชันของตำแหน่งของ x_L และ x_R (ก) กรณีที่หนึ่ง ค่า $f(x_M)$ เป็นบวก (ข) กรณีที่สอง ค่า $f(x_M)$ เป็นลบ



รูปที่ 4.2 $f(x_M)$ ซึ่งเป็นฟังก์ชันของตำแหน่งของ x_L และ x_R (ก) กรณีที่หนึ่ง ค่า $f(x_M)$ เป็นบวก (ข) กรณีที่สอง ค่า $f(x_M)$ เป็นลบ (ต่อ)

ขั้นตอนที่ 2 คำนวณผลคูณระหว่าง $f(x_M)$ และ $f(x_R)$

หาก $f(x_M) \cdot f(x_R) > 0$ หมายถึง ผลที่เกิดขึ้นเป็นกรณีที่หนึ่ง ดังนั้น รากจะอยู่ในช่วง $x_L < \bar{x} < x_M$

หาก $f(x_M) \cdot f(x_R) < 0$ หมายถึง ผลที่เกิดขึ้นเป็นกรณีที่สอง ดังนั้น รากจะอยู่ในช่วง $x_M < \bar{x} < x_R$

ขั้นตอนที่ 3 ปรับค่า x_L หรือ x_R ใหม่เพื่อบีบช่วงดังกล่าวให้แคบลง

หากผลที่เกิดขึ้นเป็นกรณีที่หนึ่ง ให้ปรับค่า x_R ใหม่ให้เท่ากับ x_M

หากผลที่เกิดขึ้นเป็นกรณีที่สอง ให้ปรับค่า x_L ใหม่ให้เท่ากับ x_M

ขั้นตอนที่ 4 ตรวจสอบว่าผลลัพธ์นั้นได้ลู่เข้าถึงเกณฑ์ (Convergence Criterion) ที่กำหนดไว้แล้วหรือไม่

$$\left| \frac{x_R^{\text{new}} - x_R^{\text{old}}}{x_R^{\text{new}}} \right| \times 100\% < \varepsilon_s \quad (4.2)$$

เมื่อ ε_s คือค่าความผิดพลาดที่ยอมรับได้ หากผลลัพธ์ที่ได้มีค่าถึงเกณฑ์การลู่เข้าที่กำหนดก็ให้หยุดการคำนวณ แต่หากยังไม่ถึงเกณฑ์การลู่เข้าที่กำหนดไว้ ก็ให้ย้อนกลับไปยังขั้นตอนที่ 1 แล้วทำซ้ำใหม่

ตัวอย่างผลการคำนวณโดยใช้วิธีแบ่งครึ่งช่วง

นำสมการการจัดเรียงการไหลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) มาคำนวณ โดยใช้วิธีแบ่งครึ่งช่วง ดังนี้

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

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

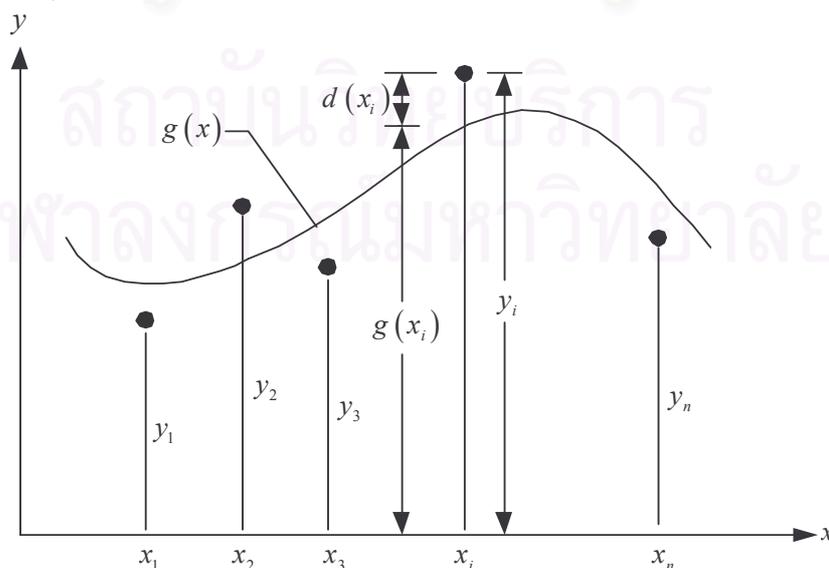
$$\text{และ} \quad C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

ตัวอย่างเช่น ถ้าเรากำหนดให้ ค่า Effectiveness ($\varepsilon = 0.3$) สามารถแก้สมการหาค่า NTU ได้มีค่าเท่ากับ 0.4348

4.2 การถดถอยแบบพหุนาม (Polynomial Regression)

การถดถอยแบบพหุนามเป็นระเบียบวิธีที่ใช้ประคิษฐ์ฟังก์ชันพหุนามสำหรับข้อมูลที่มีการกระจายทั่วไปที่ไม่อยู่ในรูปแบบของเชิงเส้น กระบวนการในการประคิษฐ์ฟังก์ชันพหุนามโดยระเบียบวิธีถดถอยแบบพหุนามนั้นประกอบด้วยขั้นตอนดังนี้

ชุดของข้อมูลแสดงดังรูปที่ 4.3 ประกอบด้วย x_i, y_i เมื่อ $i=1, 2, \dots, n$ กล่าวคือมีข้อมูลทั้งสิ้น n ข้อมูล ในที่นี้เราจะประคิษฐ์ฟังก์ชันพหุนามอันดับ m



รูปที่ 4.3 การถดถอยแบบพหุนามโดยการประคิษฐ์ฟังก์ชันพหุนามจากชุดของข้อมูลที่กำหนดให้

$$g(x) = a_0 + a_1x + a_2x^2 + \dots + a_mx^m \quad (4.3)$$

โดย $a_0, a_1, a_2, \dots, a_m$ เป็นค่าคงตัวที่ไม่รู้ค่าซึ่งจะคำนวณหาจากเงื่อนไขที่ว่า สมการพหุนามที่จะประดิษฐ์ขึ้นมาจะก่อให้เกิดค่าความผิดพลาดโดยเฉลี่ยที่น้อยที่สุดจากข้อมูลทั้งหมดที่กำหนดมาให้ ขั้นตอนในการประดิษฐ์สมการพหุนามนี้ เริ่มจากการหาค่าความผิดพลาด E ทั้งหมดที่เกิดขึ้นจาก n ข้อมูล ในรูปแบบดังนี้

$$E = \sum_{i=1}^n [d(x_i)]^2 \quad (4.4)$$

ซึ่งสามารถเขียนให้ประกอบด้วยฟังก์ชันพหุนามดังแสดงในสมการ (4.3) ได้คือ

$$E = \sum_{i=1}^n [y_i - g(x_i)]^2 \quad (4.5)$$

หรือ

$$E = \sum_{i=1}^n [y_i - (a_0 + a_1x + a_2x^2 + \dots + a_mx^m)]^2 \quad (4.6)$$

ในการหาตัวไม่รู้ค่า $a_0, a_1, a_2, \dots, a_m$ รวมทั้งสิ้น $m+1$ ค่า นั้น เราจะใช้วิธีกำลังสองน้อยที่สุด (Least-Squares) ซึ่งทำจากวิธีการหาค่าต่ำสุด (Minimization) ของค่าความผิดพลาด E โดยเกี่ยวข้องกับค่าคงตัวที่ไม่รู้ค่า ก่อให้เกิดระบบสมการที่ประกอบด้วย $m+1$ สมการย่อย นั่นคือ

$$\left. \begin{array}{l} \frac{\partial E}{\partial a_0} = 0 \\ \frac{\partial E}{\partial a_1} = 0 \\ \frac{\partial E}{\partial a_2} = 0 \\ \vdots \\ \frac{\partial E}{\partial a_m} = 0 \end{array} \right\} m+1 \text{ สมการ} \quad (4.7)$$

$$\begin{bmatrix} n & \sum_{i=1}^n x_i & \sum_{i=1}^n x_i^2 & \dots & \sum_{i=1}^n x_i^m \\ \sum_{i=1}^n x_i & \sum_{i=1}^n x_i^2 & \sum_{i=1}^n x_i^3 & \dots & \sum_{i=1}^n x_i^{m+1} \\ \sum_{i=1}^n x_i^2 & \sum_{i=1}^n x_i^3 & \sum_{i=1}^n x_i^4 & \dots & \sum_{i=1}^n x_i^{m+2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ \sum_{i=1}^n x_i^m & \sum_{i=1}^n x_i^{m+1} & \sum_{i=1}^n x_i^{m+2} & \dots & \sum_{i=1}^n x_i^{2m} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_m \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sum_{i=1}^n y_i \\ \sum_{i=1}^n x_i y_i \\ \sum_{i=1}^n x_i^2 y_i \\ \vdots \\ \sum_{i=1}^n x_i^m y_i \end{Bmatrix} \quad (4.8)$$

โดยเมตริกซ์จัตุรัสขนาด $(m+1) \times (m+1)$ ทางด้านซ้ายของระบบสมการนี้เป็นเมตริกซ์สมมาตรที่รู้ค่า และเวกเตอร์ขนาด $(m+1) \times 1$ ทางด้านขวาของระบบสมการก็รู้ค่าเช่นกัน ดังนั้นถ้าไม่รู้ค่า $a_0, a_1, a_2, \dots, a_m$ ทั้งหมด $m+1$ ค่า สามารถคำนวณหาได้จากระบบสมการนี้ โดยใช้ระเบียบวิธีการแก้ระบบสมการของเกาส์ (Gauss Elimination)

4.3 ระเบียบวิธีการกำจัดแบบเกาส์ (Gauss Elimination Method)

วิธีการกำจัดแบบเกาส์เป็นระเบียบวิธีการแก้ระบบสมการ ซึ่งสามารถนำมาประยุกต์ใช้ในโปรแกรมคอมพิวเตอร์ โดยระเบียบวิธีการประดิษฐ์การกำจัดแบบเกาส์สามารถหาได้ดังนี้

หากเราพิจารณาระบบสมการที่ประกอบไปด้วย n สมการย่อย ดังนี้

$$a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + a_{13}x_3 + \cdots + a_{1n}x_n = b_1 \quad (4.9a)$$

$$a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + a_{23}x_3 + \cdots + a_{2n}x_n = b_2 \quad (4.9b)$$

$$a_{31}x_1 + a_{32}x_2 + a_{33}x_3 + \cdots + a_{3n}x_n = b_3 \quad (4.9c)$$

$$\begin{array}{ccccccc} \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{array}$$

$$a_{n1}x_1 + a_{n2}x_2 + a_{n3}x_3 + \cdots + a_{nn}x_n = b_n \quad (4.9n)$$

การกำจัดไปข้างหน้า เราจะเริ่มต้นจากการกำจัดไปข้างหน้า โดยเริ่มจากการหารสมการ (4.9a) ด้วยสัมประสิทธิ์ของ x_1

$$x_1 + \frac{a_{12}}{a_{11}}x_2 + \frac{a_{13}}{a_{11}}x_3 + \cdots + \frac{a_{1n}}{a_{11}}x_n = \frac{b_1}{a_{11}} \quad (4.10)$$

จากนั้นจึงคูณสมการที่ได้นี้ด้วยสัมประสิทธิ์ของ x_1 ของสมการ (4.9b)

$$a_{21}x_1 + a_{21} \frac{a_{12}}{a_{11}}x_2 + a_{21} \frac{a_{13}}{a_{11}}x_3 + \cdots + a_{21} \frac{a_{1n}}{a_{11}}x_n = a_{21} \frac{b_1}{a_{11}} \quad (4.11)$$

แล้วจึงนำสมการที่ได้นี้ไปลบออกจากสมการ (4.9b) เดิม จะได้

$$\underbrace{\left(a_{22} - a_{21} \frac{a_{12}}{a_{11}} \right)}_{a'_{22}} x_2 + \underbrace{\left(a_{23} - a_{21} \frac{a_{13}}{a_{11}} \right)}_{a'_{23}} x_3 + \cdots + \underbrace{\left(a_{2n} - a_{21} \frac{a_{1n}}{a_{11}} \right)}_{a'_{2n}} x_n = \underbrace{b_2 - a_{21} \frac{b_1}{a_{11}}}_{b'_2}$$

หรือเขียนได้ว่า

$$a'_{22}x_2 + a'_{23}x_3 + \cdots + a'_{2n}x_n = b'_2 \quad (4.12)$$

แล้วทำเช่นเดียวกันนี้กับสมการที่ (4.9c) ถึง (4.9n) ทำให้ระบบสมการดั้งเดิม (4.9) เปลี่ยนมาอยู่ในรูปแบบดังนี้

$$a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + a_{13}x_3 + \cdots + a_{1n}x_n = b_1 \quad (4.13a)$$

$$a'_{22}x_2 + a'_{23}x_3 + \cdots + a'_{2n}x_n = b'_2 \quad (4.13b)$$

$$a'_{32}x_2 + a'_{33}x_3 + \cdots + a'_{3n}x_n = b'_3 \quad (4.13c)$$

$$\vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots$$

$$\vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots$$

$$a'_{n2}x_2 + a'_{n3}x_3 + \cdots + a'_{nn}x_n = b'_n \quad (4.13n)$$

จะเห็นได้ว่าจากวิธีการกำจัดไปข้างหน้าหนึ่งรอบแรก ทุกๆค่าในแนวแถวตั้งแรกของระบบสมการ (4.13) ยกเว้นในสมการแรกนั้นต่างมีค่าเท่ากับศูนย์

ทำการกำจัดไปข้างหน้ารอบที่สอง แต่คราวนี้เริ่มจากสมการ (4.13b) โดยหารสมการนี้ตลอดด้วย a'_{22} แล้วคูณด้วยสัมประสิทธิ์ a'_{32} ของ x_2 จากสมการ (4.13c) แล้วเอาผลลัพธ์ที่ได้ไปลบออกจากสมการ (4.13c) จะได้สมการ (4.13c) ใหม่ที่ไม่ประกอบด้วยพจน์ x_1 และ x_2 เลย จากนั้นก็ทำเช่นนี้เรื่อยไปจนถึงสมการ (4.13n) สุดท้ายกระบวนการดังกล่าว ทำให้ระบบสมการ (4.13) เปลี่ยนมาอยู่ในรูปแบบใหม่ ดังนี้

$$a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + a_{13}x_3 + \cdots + a_{1n}x_n = b_1 \quad (4.14a)$$

$$a'_{22}x_2 + a'_{23}x_3 + \cdots + a'_{2n}x_n = b'_2 \quad (4.14b)$$

$$a''_{33}x_3 + \cdots + a''_{3n}x_n = b''_3 \quad (4.14c)$$

$$\vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots$$

$$\vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots$$

$$a''_{n3}x_3 + \cdots + a''_{nn}x_n = b''_n \quad (4.14n)$$

จากนั้นก็ทำการกำจัดซ้ำอีก เรื่อยไปจนถึงรอบที่ $n-1$ ซึ่งจะก่อให้เกิดระบบสมการในรูปแบบที่พร้อมที่จะทำการแทนค่าย้อนกลับเพื่อหาผลลัพธ์ดังนี้

$$a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + a_{13}x_3 + \cdots + a_{1n}x_n = b_1 \quad (4.15a)$$

$$a'_{22}x_2 + a'_{23}x_3 + \cdots + a'_{2n}x_n = b'_2 \quad (4.15b)$$

$$a''_{33}x_3 + \cdots + a''_{3n}x_n = b''_3 \quad (4.15c)$$

$$\vdots \quad \vdots$$

$$\vdots \quad \vdots$$

$$a^{(n-1)}_{nn}x_n = b^{(n-1)}_n \quad (4.15n)$$

โดยจำนวนขีดเครื่องหมายของบรรทัดบนหรือค่าในวงเล็บของบรรทัดบนแสดงจำนวนรอบของการกำจัดไปข้างหน้า

การแทนค่าย้อนกลับ จากระบบสมการ (4.15) ค่า x_n สามารถคำนวณได้โดยตรงจากสมการ (4.15n) นั่นคือ

$$x_n = \frac{b_n^{(n-1)}}{a_{nn}^{(n-1)}} \quad (4.16)$$

และจากนั้นก็สามารหาค่า $x_{n-1}, x_{n-2}, \dots, x_2, x_1$ โดยการไล่แทนค่าย้อนกลับไปที่สมการ โดยใช้ความสัมพันธ์

$$x_i = \frac{b_i^{(i-1)} - \sum_{j=i+1}^n a_{ij}^{(i-1)} x_j}{a_{ii}^{(i-1)}} \quad (4.17)$$

โดยบรรทัดที่ i แทนอันดับที่ของสมการนั้นในระบบสมการ (4.15)

4.4 ผลการคำนวณการถดถอยแบบพหุนาม และระเบียบวิธีการกำจัดแบบเกาส์

โดยในงานวิจัยนี้ได้ทำการประดิษฐ์โปรแกรมขึ้นเพื่อหาค่าคุณสมบัติของของไหล เช่น อากาศ และคุณสมบัติขององค์ประกอบของก๊าซ N_2 , O_2 และ CO_2 ตามลำดับ โดยจะนำชุดของข้อมูลคุณสมบัติของของไหลที่อยู่ในรูปของตัวเลขซึ่งเป็นค่าคงที่ ในตาราง Appendix A, Table A.4 ตามเอกสารอ้างอิง [25] มาสร้างเป็นสมการแบบพหุนามเพื่อความสะดวกในการนำไปใช้ในโปรแกรมคอมพิวเตอร์ โดยในแต่ละของไหลเราจะพิจารณาค่า Density (ρ), Specific heat (c_p), Dynamic Viscosity (μ), Thermal Conductivity (k) และค่า Prandtl Number (Pr) ตามลำดับ

ผลลัพธ์จากการคำนวณ โดยใช้ระเบียบวิธีถดถอยแบบพหุนามและระเบียบวิธีการกำจัดแบบเกาส์ ซึ่งได้แสดงไว้ในภาคผนวก พบว่าสมการโพลีโนเมียลที่ได้จากระเบียบวิธีดังกล่าวให้ผลลัพธ์ใกล้เคียงกับข้อมูลที่ได้จากตารางเป็นอย่างมาก ดังนั้นจึงสามารถนำวิธีนี้มาประยุกต์ใช้เข้ากับโปรแกรมคอมพิวเตอร์ได้เป็นอย่างดี

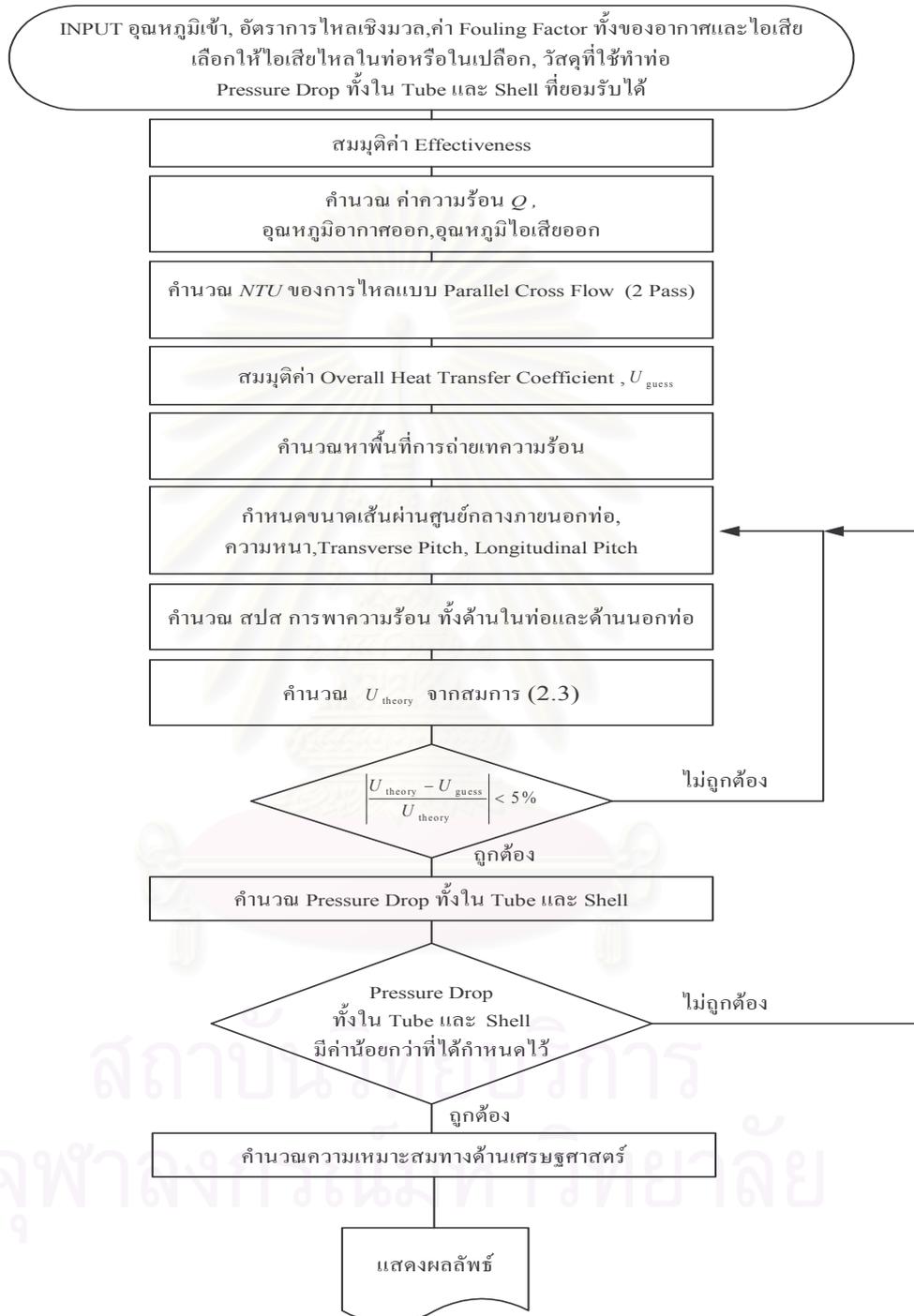
บทที่ 5

การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมคอมพิวเตอร์

ในบทนี้จะนำโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ได้ประดิษฐ์ขึ้นตามทฤษฎีของการแลกเปลี่ยนความร้อน มาทำการตรวจสอบความถูกต้องกับงานวิจัยของ วรวิทย์ และคณะ [1,2,3] ซึ่งได้ทำการออกแบบสร้างอุปกรณ์อุ่นอากาศและติดตั้งใช้งานจริงไว้ โดยค่าเริ่มต้นที่จำเป็นต่อการคำนวณแสดงดังตารางที่ 5.1 และขั้นตอนการคำนวณโดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์แสดงดังรูปที่ 5.1 ตามลำดับ

ตารางที่ 5.1 ค่าเริ่มต้นที่จำเป็นต่อการคำนวณ

อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ	0.45	kg/s
อัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซไอเสีย	0.472	kg/s
อุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้ารีคูเพอเรเตอร์	30	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ทางเข้ารีคูเพอเรเตอร์	665.8	°C
องค์ประกอบก๊าซ O ₂	6.9	%
องค์ประกอบก๊าซ CO ₂	10.93	%
องค์ประกอบก๊าซ N ₂	82.17	%
ระยะ Transverse และ Longitudinal Pitch	$2 D_o$	m
ค่า Fouling Factor ด้านในท่อและนอกท่อ	0.0004	m ² .K/W
ค่าการนำความร้อน k (Stainless 316)	16.3	W/m.K
ค่าความหยาบของวัสดุที่ใช้ทำท่อ, e	0.046	mm
จำนวนเที่ยวการไหลในท่อ	1	-
ค่าความดันสูญเสียภายใน Tube ที่ยอมรับได้	25	kPa
ค่าความดันสูญเสียภายใน Shell ที่ยอมรับได้	15	kPa
ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง (น้ำมันเตา A) NHV	39.77	MJ/L
ราคาน้ำมันเตา ต่อ 1 ลิตร	9.45	บาท
ชั่วโมงการทำงานต่อปี	5940	ชั่วโมง
ราคาในการติดตั้งอุปกรณ์	200,000	บาท
อัตราดอกเบี้ย	15	%
อายุการใช้งาน	2	ปี



รูปที่ 5.1 ขั้นตอนการคำนวณโดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

5.1 ขั้นตอนการคำนวณหาขนาดอุปกรณ์อุ่นอากาศ

1. กำหนดคุณสมบัติของของไหล

จากอุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้ารีกูเพอเรเตอร์, $T_{a,i} = 30\text{ }^{\circ}\text{C} = 303\text{ K}$

เปิดตารางค่าคุณสมบัติของอากาศได้ค่าความร้อนจำเพาะของอากาศ $c_{p,a} = 1.005\text{ kJ/kg.K}$

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

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

$$MW_{fg} = \sum X_i MW_i = 0.069(31.999) + 0.1093(44.01) + 0.8217(28.013) = 30.0365$$

$$Y_{\text{O}_2} = 0.069 \left(\frac{31.999}{30.0365} \right) = 0.0735$$

$$Y_{\text{CO}_2} = 0.1093 \left(\frac{44.01}{30.0365} \right) = 0.16014$$

$$Y_{\text{N}_2} = 0.8217 \left(\frac{28.013}{30.0365} \right) = 0.7663$$

เปิดตารางหาค่าคุณสมบัติของก๊าซชนิดต่างๆที่อุณหภูมิ $T_{fg,i} = 938.8\text{ K}$ ได้ดังนี้

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

แทนค่าจะได้ $c_{p,fg} = 0.0735c_{p,\text{O}_2} + 0.16014c_{p,\text{CO}_2} + 0.7663c_{p,\text{N}_2} = 1.158\text{ kJ/kg.K}$

จากการที่กำหนดอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ $\dot{m}_a = 0.45\text{ kg/s}$ และอัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซไอเสีย $\dot{m}_{fg} = 0.472\text{ kg/s}$

หาค่า Heat Capacity Ratio, C_r

อัตราค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ, $C_{p,a}$ หาได้จาก

$$C_{p,a} = \dot{m}_a c_{p,a} = 0.45 \times 1.005 = 0.452\text{ kW/K}$$

อัตราค่าความจุความร้อนจำเพาะของก๊าซไอเสีย, $C_{p,fg}$ หาได้จาก

$$C_{p,fg} = \dot{m}_{fg} c_{p,fg} = 0.472 \times 1.158 = 0.546\text{ kW/K}$$

ดังนั้น $C_{\min} = C_{p,a}$, $C_{\max} = C_{p,fg}$ และ $C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0.828$

2. สมมติค่า Effectiveness

ทำการสมมติค่า Effectiveness, ε เพื่อหาอุณหภูมิของอากาศที่ทางออก $T_{a,o}$, อุณหภูมิไอเสียที่ทางออก $T_{fg,o}$ และอัตราการถ่ายเทความร้อน Q จากสมการต่อไปนี้

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

โดยสมมติค่า Effectiveness, $\varepsilon = 0.3$

จะได้ค่าอุณหภูมิของอากาศที่ทางออกจากรีคูเพอเรเตอร์ $T_{a,o} = 493.7 \text{ K} = 220.7 \text{ }^\circ\text{C}$

จากสมการ

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

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

และ อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ทางออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o} = 780.7 \text{ K} = 507.7 \text{ }^\circ\text{C}$

หาอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล

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

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

นำค่าอุณหภูมิเฉลี่ย $T_{a,av}$ และ $T_{fg,av}$ ไปเปิดตารางหาค่าคุณสมบัติของของไหล จะได้

$$c_{p,a} = 1.013 \text{ kJ/kg.K} \text{ และ } c_{p,fg} = 1.137 \text{ kJ/kg.K}$$

ดังนั้น Heat Capacity Ratio, $C_r = 0.8495$

อุณหภูมิของอากาศที่ทางออกจากรีคูเพอเรเตอร์ $T_{a,o} = 493.7 \text{ K} = 220.7 \text{ }^\circ\text{C}$

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

อุณหภูมิก๊าซไอเสียที่ทางออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o} = 776.7 \text{ K} = 503.7 \text{ }^\circ\text{C}$

3. คำนวณค่า Number of Transfer Unit จากสมการความสัมพันธ์ ดังนี้

การจัดเรียงการไหลเป็นแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)

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

โดย

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

เมื่อกำหนดค่า $\varepsilon = 0.3$ สามารถคำนวณได้ค่า $NTU = 0.4348$

4. หาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน

$$\text{จากสมการ } NTU = \frac{U_{\text{guess}} A}{C_{\text{min}}}$$

โดยการสมมติค่า Overall Heat Transfer Coefficient (U_{guess}) = 25.31 W/m².K
จะได้ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน $A = 7.832 \text{ m}^2$

5. กำหนดขนาดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\text{จากสมการ } A = n\pi D_o L$$

กำหนดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ $D_o = 0.0318 \text{ m}$

ความหนา 2 mm

ดังนั้น $D_i = 0.0278 \text{ m}$

ความยาวท่อ 1.2 m

$$\text{ระยะ } S_T = S_L = 2D_o$$

ดังนั้นคำนวณได้จำนวนท่อ $n = 65.36 \approx 66$ ท่อ

วางท่อแถวละ 6 ท่อ จำนวน 11 แถว วางแบบ Staggered

6. หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U_{theory}) ทางทฤษฎี

$$U_{\text{theory}} = \frac{1}{\left(\frac{D_o}{D_i}\right)\left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{D_o}{D_i}\right)F_i + \left(\frac{D_o}{2k}\right)\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + F_o + \left(\frac{1}{h_o}\right)}$$

6.1 หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลภายในท่อ (h_i)

$$h_i = \frac{\text{Nu}_D k}{D_i}$$

ในที่นี้ ให้อากาศไหลภายในท่อ

โดยที่ $T_{a,av} = 398.4 \text{ K}$ ได้ $\rho = 0.875 \text{ kg/m}^3$, $\mu = 2.294 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$,

$k = 0.03367 \text{ W/m.K}$ และ $\text{Pr} = 0.69 \approx 0.7$ ดังนั้น

$$V = \frac{0.45/66}{0.875 \times \frac{\pi}{4} (0.0278)^2} = 12.84 \text{ m/s}$$

$$\text{Re}_D = \frac{0.875 \times 12.84 \times 0.0278}{2.294 \times 10^{-5}} = 13615.2$$

$$\text{Nu}_D = 0.023 \text{Re}_D^{0.8} \text{Pr}^{0.4}$$

$$\text{Nu}_D = 40.23$$

$$\therefore h_i = \frac{40.23 \times 0.03367}{0.0278} = 48.72 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

6.2 หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลผ่านกลุ่มท่อ (h_o)

$$h_o = \frac{\overline{\text{Nu}}_D k}{D_o}$$

ในที่นี้ ให้ก๊าซไอเสียไหลผ่านกลุ่มท่อ

โดยที่ $T_{fg,av} = 859.8 \text{ K}$ ได้ $\rho = 0.4224 \text{ kg/m}^3$, $\mu = 3.687 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$,

$k = 0.05827 \text{ W/m.K}$ และ $\text{Pr} = 0.7193$ ค่าคุณสมบัติต่างๆได้มาจากการรวมกันขององค์ประกอบก๊าซ O_2 , CO_2 และ N_2

โดยกำหนดให้พื้นที่ทางเข้ารีกิวเพอเรเตอร์ของก๊าซไอเสีย มีขนาด $(0.6 \times 0.6) \text{ m}^2$

$$V_\infty = \frac{0.472}{0.4224 \times 0.6 \times 0.6} = 3.104 \text{ m/s}$$

หาว่า V_{\max} เกิดขึ้นที่หน้าตัด A_1 หรือ A_2

โดยถ้า V_{\max} เกิดขึ้นที่หน้าตัด A_2 ต้องเป็นไปตามเงื่อนไขดังนี้

$$\left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D_o}{2}$$

เมื่อ V_{\max} เกิดขึ้นที่หน้าตัด A_2 , $V_{\max} = \frac{S_T}{2(S_D - D_o)} V_\infty$

แต่ถ้า V_{\max} เกิดขึ้นที่หน้าตัด A_1 , $V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D_o} V_\infty$

$$\left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[0.0636^2 + \left(\frac{0.0636}{2} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.0711$$

$$\text{ซึ่งมากกว่าค่า } \frac{S_T + D_o}{2} = \frac{0.0636 + 0.0318}{2} = 0.0477$$

ดังนั้น V_{\max} เกิดขึ้นที่หน้าตัด A_1 , $V_{\max} = \frac{0.0636}{0.0636 - 0.0318} (3.104) = 6.21 \text{ m/s}$

$$\text{Re}_{D,\max} = \frac{0.4224 \times 6.21 \times 0.0318}{3.687 \times 10^{-5}} = 2262.4$$

$$\overline{\text{Nu}}_D = 1.13C_1 \text{Re}_{D,\max}^m \text{Pr}^{1/3} ; \left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 < \text{Re}_{D,\max} < 40,000 \\ \text{Pr} \geq 0.7 \end{array} \right]$$

จากตารางที่ 2.3 ได้ $C_1 = 0.482$ และ $m = 0.556$ ดังนั้น

$$\overline{\text{Nu}}_D = 1.13(0.482)(2262.4)^{0.556} (0.7193)^{1/3} = 35.774$$

วางท่อจำนวน 11 แถว $C_2 = 1.0$

$$\overline{\text{Nu}}_D = 35.774$$

$$\therefore h_o = \frac{35.774 \times 0.05827}{0.0318} = 65.55 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

ดังนั้น ค่า $U_{\text{theory}} = 25.17 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ โดยถ้า $\left| \frac{U_{\text{theory}} - U_{\text{guess}}}{U_{\text{theory}}} \right| < 5\%$ การคำนวณข้างต้นจะเป็นจริง

เมื่อแทนค่า $\left| \frac{25.17 - 25.31}{25.17} \right| \times 100 = 0.55\%$ ดังนั้นขนาดและจำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่

คำนวณถูกต้อง ไม่ต้องทำการคำนวณใหม่

7. คำนวณค่าความดันสูญเสีย

7.1 คำนวณค่าความดันสูญเสียภายในท่อ

$$\Delta P_i = 2f_i \rho V_{\max,i}^2 L \frac{N_i}{D_i}$$

หาค่า f โดยเปิดจาก Moody Chart (รูปที่ 2.16)

ค่าความหยาบของวัสดุที่ใช้ทำท่อ $\varepsilon_{st} = 0.046 \text{ mm} = 4.6 \times 10^{-5} \text{ m}$

$D_i = 0.0278 \text{ m}$

$\frac{\varepsilon_{st}}{D_i} = 1.655 \times 10^{-3}$ และ $\text{Re}_D = 13615.2 \approx 1.36 \times 10^4$

ดังนั้นเปิด Moody Chart ได้ $f = 0.032$

$$\therefore \Delta P_i = 2(0.032)(0.875)(12.84)^2 (1.2) \left(\frac{1}{0.0278} \right) = 398.5 \text{ Pa} = 0.3985 \text{ kPa}$$

7.2 คำนวณค่าความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลผ่านกลุ่มท่อ

$$\Delta P_o = N_L \chi \left(\frac{\rho V_{\max,o}^2}{2} \right) f_o$$

โดยที่

$N_L = 11$, $\rho = 0.4224 \text{ kg/m}^3$, $V_{\max,o} = 6.21 \text{ m/s}$, $\chi = 1$ และ $f_o = 0.75$

ดังนั้น

$$\therefore \Delta P_o = 67.19 \text{ Pa} = 0.06719 \text{ kPa}$$

8. วิเคราะห์ความเหมาะสมทางด้านเศรษฐศาสตร์

8.1 พลังงานความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ได้

$$Q_{\text{rec}} = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,o} - T_{a,i})$$

$$Q_{\text{rec}} = (0.45 \text{ kg/s})(1.0138 \text{ kJ/kg.K})(493.7 - 303 \text{ K}) = 86.99 \text{ kJ/s}$$

$$Q_{\text{rec}} = 313.2 \text{ MJ/hr}$$

จากเชื้อเพลิงที่ใช้ในเตาเผา เป็นน้ำมันเตาเกรด A มีค่า $NHV = 39.77 \text{ MJ/L}$

ดังนั้น ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นน้ำมันเตา

$$\frac{Q_{\text{rec}}}{NHV} = \frac{313.2}{39.77} = 7.875 \text{ ลิตรต่อชั่วโมง}$$

เวลาทำงานวันละ 9 ชั่วโมง 2 กะ, 330 วัน ต่อปี

ชั่วโมงการทำงานต่อปี = $9 \times 2 \times 330 = 5940$ ชั่วโมง

ดังนั้น ประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิงต่อปี = $7.875 \times 5940 = 46778$ ลิตรต่อปี

ราคาน้ำมันเตา A ในขณะนั้น ราคา 9.45 บาทต่อลิตร

ดังนั้นสามารถประหยัดค่าใช้จ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง = $46778 \times 9.45 = 442052$ บาทต่อปี

8.2 ระยะเวลาการคืนทุน (Payback Period, n)

$$TIC \times CRF = A_s$$

ราคาค่าใช้จ่ายในสร้างและการติดตั้งอุปกรณ์อุ่นอากาศรวมถึงค่าบำรุงรักษา

$$TIC = 200000 \text{ บาท}$$

การประหยัดค่าใช้จ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงหลังการติดตั้ง, $A_s = 442052$ บาท

ดังนั้นแทนค่า ได้ $CRF = 2.21$

และจากสมการ

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

เมื่ออัตราดอกเบี้ย $i = 15\%$ ดังนั้น

\therefore ระยะเวลาการคืนทุน $n = 0.503$ ปี = 6.04 เดือน

8.3 อัตราผลตอบแทนการลงทุน (Internal Rate of Return, IRR)

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

กำหนดอายุการใช้งานของอุปกรณ์อุณหอากาศ $y = 2$ ปี

\therefore อัตราผลตอบแทนการลงทุน, $IRR = 195.76\%$

หมายเหตุ การกำหนดอายุการใช้งาน 2 ปีนั้น เป็นการกำหนดอายุการใช้งานต่ำสุด แต่ถ้ามีการบำรุงรักษาที่ดี ใช้งานในสภาวะไม่เกินที่ได้ออกแบบไว้ จะทำให้อายุการใช้งานมากขึ้นโดยอายุการใช้งานของอุปกรณ์ประเภทนี้มีอายุการใช้งานไม่ต่ำกว่า 5 ปี ดังนั้นถ้ามีอายุการใช้งานมากขึ้นก็จะทำให้อัตราผลตอบแทนการลงทุนมีค่าสูงขึ้นนั่นเอง

5.2 ผลจากการคำนวณโดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

ตารางที่ 5.2 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างค่าที่ได้จากการคำนวณด้วยมือและค่าที่ได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์ พบว่าค่าตัวแปรที่ได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์นั้นมีความถูกต้องเป็นส่วนมาก มีเพียงบางตัวแปรเท่านั้นที่มีความคลาดเคลื่อนแตกต่างจากการคำนวณด้วยมือเพียงเล็กน้อยเนื่องมาจาก การคำนวณด้วยมือนั้นมีการปัดเศษ แต่ผลที่ได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์นั้นไม่มีการปัดเศษในระหว่างการคำนวณ ดังนั้นผลจากการคำนวณด้วยคอมพิวเตอร์ก็เป็นที่น่าพอใจสามารถนำไปคำนวณออกแบบต่อไปได้

ตารางที่ 5.2 การเปรียบเทียบค่าที่ได้จากการคำนวณด้วยมือและค่าที่ได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์

ตัวแปรของการคำนวณขนาดอุปกรณ์อุณหอากาศ	คำนวณ โปรแกรม	คำนวณ มือ	หน่วย
อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ, \dot{m}_a	0.45	0.45	kg/s
อัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซไอเสีย, \dot{m}_{fg}	0.472	0.472	kg/s
อุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้ารีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,i}$	30	30	$^{\circ}\text{C}$
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ทางเข้ารีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,i}$	665.8	665.8	$^{\circ}\text{C}$
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	220.74	220.7	$^{\circ}\text{C}$
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	503.74	503.7	$^{\circ}\text{C}$
Effectiveness, ε	0.3	0.3	-
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.4347	0.4348	-
เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ, D_o	0.0318	0.0318	m
ความหนาของท่อ, t	0.002	0.002	m
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ, D_i	0.0278	0.0278	m

ตารางที่ 5.2 การเปรียบเทียบค่าที่ได้จากการคำนวณด้วยมือและค่าที่ได้จากโปรแกรม
คอมพิวเตอร์ (ต่อ)

ตัวแปรของการคำนวณขนาดอุปกรณ์อุณหอากาศ	คำนวณ โปรแกรม	คำนวณ มือ	หน่วย
ความยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, L	1.2	1.2	m
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	7.835	7.832	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	66	66	-
จำนวน Row	11	11	-
จำนวน Column	6	6	-
ระยะ Transverse Pitch, S_T	0.0636	0.0636	m
ระยะ Longitudinal Pitch, S_L	0.0636	0.0636	m
ระยะ Diagonal Pitch, S_D	0.0711	0.0711	m
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.23	6.21	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	12.84	12.84	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, $Re_{D,max}$	2260.33	2262.4	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ, Re_D	13612	13615	-
ค่า Outside Heat Transfer Coefficient, h_o	65.58	65.55	W/m ² .K
ค่า Inside Heat Transfer Coefficient, h_i	48.65	48.72	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	25.31	25.31	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	25.16	25.17	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.3986	0.3985	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0674	0.0672	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	313.26	313.2	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นน้ำมันเตา	7.88	7.875	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	46789	46778	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	442154	442052	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	6.03	6.04	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	195	195.76	%

บทที่ 6

การวิเคราะห์ผลจากการคำนวณด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

จากการที่ได้ประดิษฐ์โปรแกรมคอมพิวเตอร์ขึ้นและได้ทำการตรวจสอบความถูกต้องแล้ว ในบทที่ 5 จากนั้นจะทำการคำนวณและทำการปรับเปลี่ยนค่าประสิทธิภาพของรีคูเพอเรเตอร์ให้สูงขึ้น เพื่อดูลักษณะของผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณ โดยค่าเริ่มต้นที่ใช้ในการคำนวณแสดงดังตารางที่ 5.1

6.1 การไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) สมการการไหลภายในท่อใช้ของ Petukhov คุณสมบัติของของไหลใช้ของ Incropera and DeWitt

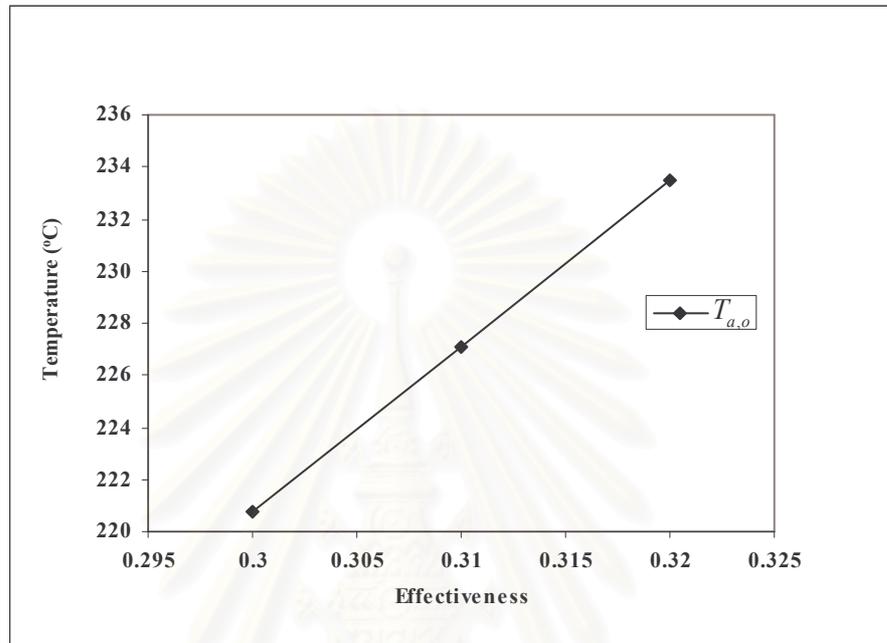
ในที่นี้จะใช้สมการการไหลภายในท่อของ Petukhov (อ้างอิงใน [25]) และคุณสมบัติของไหลของ Incropera and DeWitt (อ้างอิงใน [25]) โดยกำหนดให้การไหลผ่านกลุ่มท่อใช้สมการของ Grimison (อ้างอิงใน [25])

6.1.1 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลเปลี่ยน และการจัดเรียงท่อแบบ Staggered

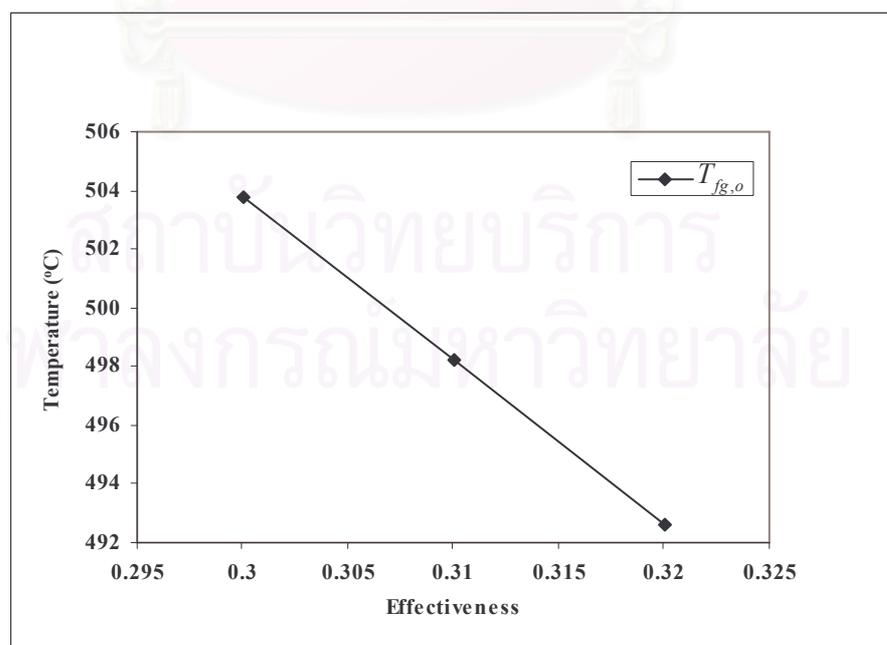
จากผลการคำนวณ (แสดงในภาคผนวก ข ตารางที่ ข.1.1) พบว่า

1. สามารถเพิ่มค่า Effectiveness จาก 0.3 ถึง 0.32 และไม่สามารถเพิ่มค่าไปที่ 0.33 ได้ เนื่องจากที่ค่านี้ มีค่า Reynolds Number ของอากาศที่ไหลในท่อเท่ากับ 9196 ซึ่งมีค่าน้อยกว่า 10000 ทำให้ไม่สามารถใช้สมการการไหลภายในท่อของ Petukhov ได้
2. จากการที่เพิ่มค่า Effectiveness จาก 0.3 เป็น 0.32 สามารถทำให้อุณหภูมิอากาศเพิ่มขึ้นจาก 220.74 เป็น 233.46 °C และสามารถทำให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียลดลงจาก 503.74 เป็น 492.62 °C ซึ่งผลจากการคำนวณแสดงดังรูปที่ 6.1 และ 6.2 ตามลำดับ
3. พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 8.2631 เป็น 9.9777 m² (รูปที่ 6.3)
4. สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ (h_i) ลดลงจาก 43.67 เป็น 38.67 W/m².K สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ ลดลงจาก (h_o) 65.58 เป็น 65.38 W/m².K และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U_{theory}) ลดลงจาก 23.57 เป็น 21.8 W/m².K ตามลำดับ ซึ่งเป็นผลมาจากจำนวนท่อที่เพิ่มมากขึ้นในขณะที่อัตราการไหลของของไหลมีค่าคงที่ (รูปที่ 6.4)
5. ค่า Reynolds Number สำหรับการไหลผ่านกลุ่มท่อเพิ่มขึ้นจาก 2260.33 เป็น 2269.05 และค่า Reynolds Number สำหรับการไหลด้านในท่อลดลงจาก 12834.1 เป็น 10570.8 ตามลำดับ (รูปที่ 6.5)

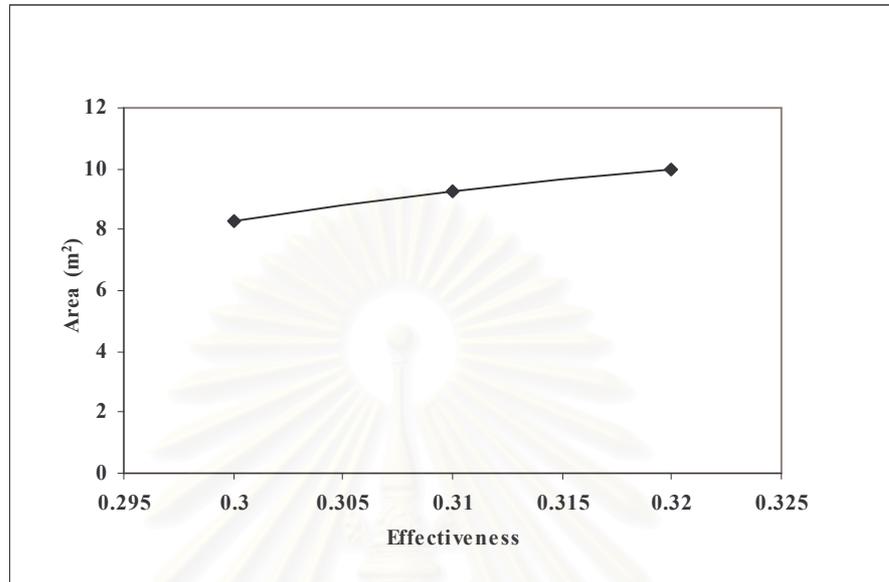
6. ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อลดลงจาก 0.3543 เป็น 0.25 kPa และค่าความดันสูญเสียด้านนอกท่อเพิ่มขึ้นจาก 0.0612 เป็น 0.073 kPa ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 6.6
7. ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่เพิ่มขึ้นจาก 313.26 เป็น 334.41 MJ/hr (รูปที่ 6.7)



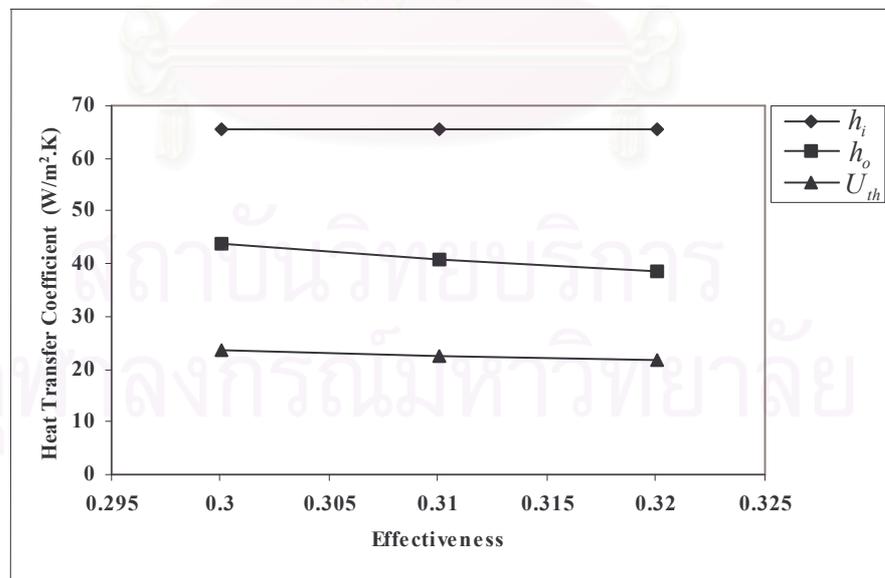
รูปที่ 6.1 อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)



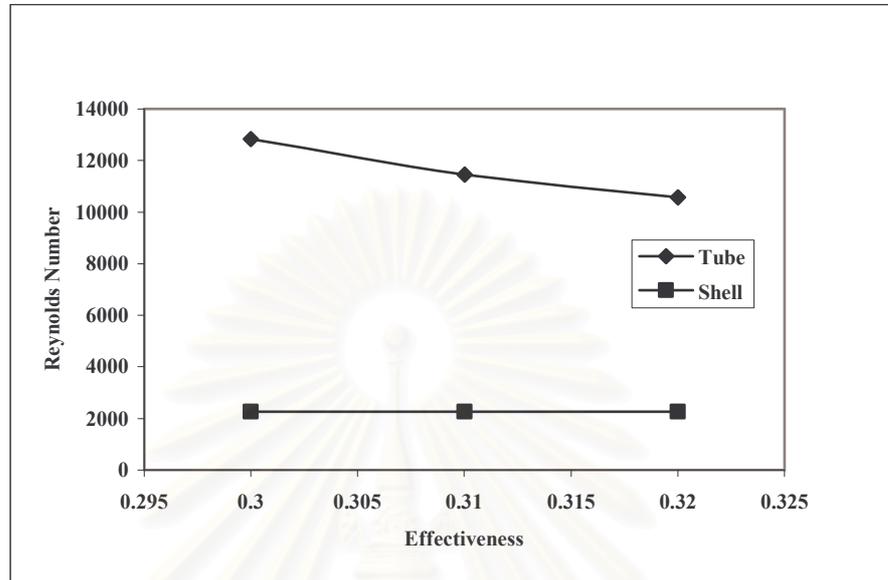
รูปที่ 6.2 อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)



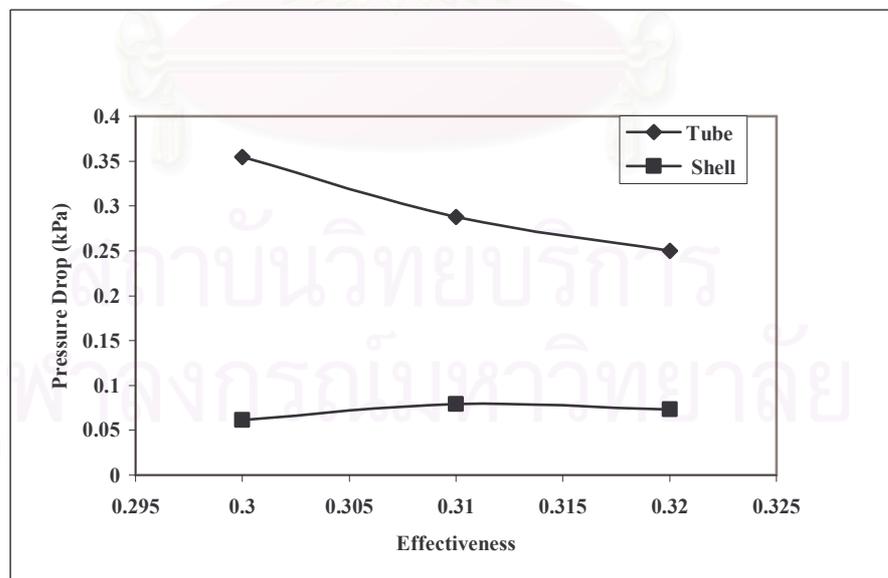
รูปที่ 6.3 พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)



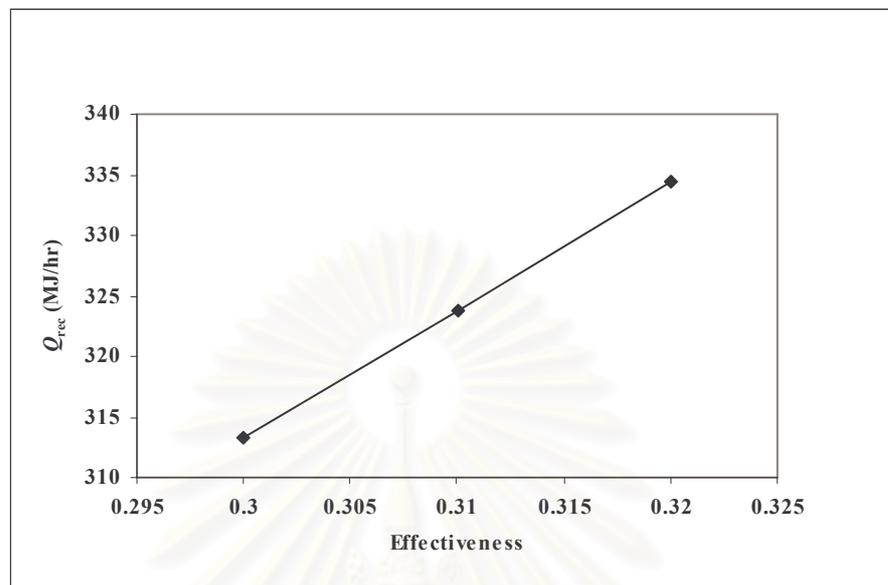
รูปที่ 6.4 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)



รูปที่ 6.5 ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)



รูปที่ 6.6 ค่าความดันสูญเสีย สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)



รูปที่ 6.7 ค่าความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ สำหรับสมการ Petukhov และสมการ จัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)

6.1.2 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก และการจัดเรียงท่อแบบ Aligned

จากผลการคำนวณ (แสดงในภาคผนวก ข ตารางที่ ข.1.2) พบว่า

1. สามารถเพิ่มค่า Effectiveness จาก 0.3 ถึง 0.31 และไม่สามารถเพิ่มค่าไปที่ 0.32 ได้ เนื่องจากที่ค่านี้ มีค่า Reynolds Number ของอากาศที่ไหลในท่อเท่ากับ 9757.66 ซึ่งมีค่าน้อยกว่า 10000 ทำให้ไม่สามารถใช้สมการของ Petukhov ได้
2. เมื่อเปรียบเทียบระหว่างการจัดเรียงท่อแบบ Aligned และ Staggered พบว่าที่ค่า Effectiveness เดียวกันการจัดเรียงท่อแบบ Aligned จะใช้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าแบบ Staggered ซึ่งส่งผลให้ต้องใช้จำนวนท่อที่มากขึ้น
3. ที่ค่า Effectiveness เดียวกันการจัดเรียงท่อแบบ Aligned จะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U_{theory}) น้อยกว่าแบบ Staggered

6.1.3 ก๊าซไอเสียไหลในท่อ อากาศไหลในเปลือก และการจัดเรียงท่อแบบ Staggered

จากการคำนวณไม่สามารถคำนวณค่าได้ เนื่องจากค่า Prandtl Number ของอากาศที่ไหลในเปลือกมีค่าน้อยกว่า 0.7 ทำให้ไม่สามารถใช้สมการของ Grimison คำนวณค่าได้และอีกทั้งค่า Reynolds Number ของก๊าซไอเสียที่ไหลในท่อมีค่าน้อยกว่า 10000 ทำให้ไม่สามารถใช้สมการของ Petukhov คำนวณได้ เนื่องจากผิดข้อกำหนดขอบเขตการใช้งาน

6.1.4 ก๊าซไอเสียไหลในท่อ อากาศไหลในเปลือก และการจัดเรียงท่อแบบ Aligned

ผลการคำนวณได้ผลเช่นเดียวกันกับการจัดเรียงท่อแบบ Staggered คือไม่สามารถคำนวณได้ เนื่องจากค่า Prandtl Number ของอากาศที่ไหลในเปลือกมีค่าน้อยกว่า 0.7 ทำให้ไม่สามารถใช้สมการของ Grimison คำนวณค่าได้ อีกทั้งค่า Reynolds Number ของก๊าซไอเสียที่ไหลในท่อมีค่าน้อยกว่า 10000 ทำให้ไม่สามารถใช้สมการของ Petukhov คำนวณได้

6.2 การไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) สมการการไหลภายในท่อใช้ของ Gnielinski คุณสมบัติของของไหลใช้ของ Incropera and DeWitt

ในที่นี้จะใช้สมการการไหลภายในท่อของ Gnielinski (อ้างอิงใน [25]) และคุณสมบัติของไหลของ Incropera and DeWitt (อ้างอิงใน [25]) โดยกำหนดให้การไหลผ่านกลุ่มท่อใช้สมการของ Grimison (อ้างอิงใน [25])

6.2.1 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก และการจัดเรียงท่อแบบ Staggered

จากผลการคำนวณ (แสดงในภาคผนวก ข ตารางที่ ข.2.1) พบว่า

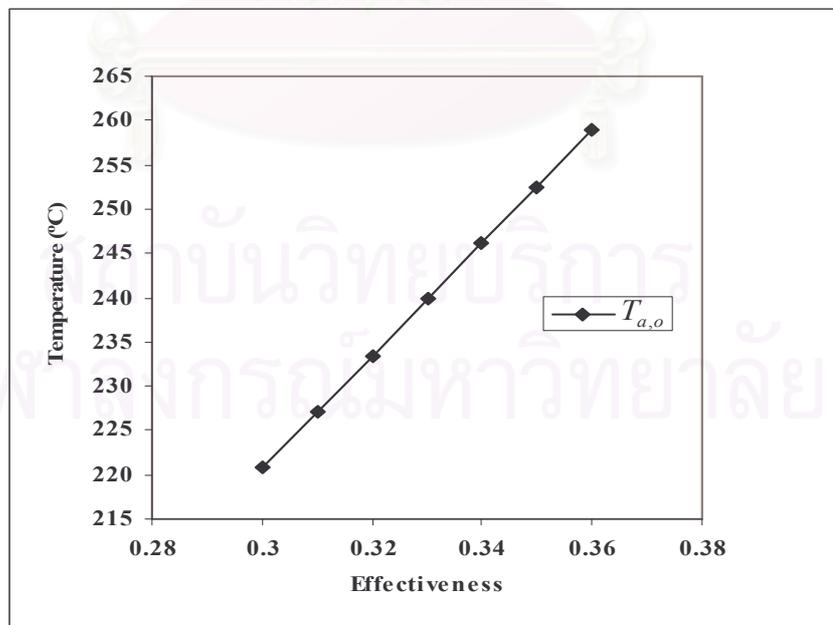
1. สามารถเพิ่มค่า Effectiveness จาก 0.3 ถึง 0.36 และไม่สามารถเพิ่มค่าไปที่ 0.37 ได้ เนื่องจากที่ค่านี้ มีค่า Reynolds Number สำหรับก๊าซไอเสียที่ไหลผ่านกลุ่มท่อมีค่าน้อยกว่า 2000 ไม่สามารถคำนวณโดยใช้สมการของ Grimison ได้
2. จากการที่ใช้สมการ (2.28) ของ Gnielinski ในการหาค่า Nusselt Number พบว่าให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ (h_i) ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากสมการของ Petukhov ดังแสดงในตารางที่ 6.1
3. จากการที่เพิ่มค่า Effectiveness จาก 0.3 เป็น 0.36 สามารถทำให้อุณหภูมิอากาศเพิ่มขึ้นจาก 220.74 เป็น 258.89 °C และสามารถทำให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียลดลงจาก 503.74 เป็น 470.2 °C ซึ่งผลจากการคำนวณแสดงดังรูปที่ 6.8 และ 6.9 ตามลำดับ
4. พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 8.2631 เป็น 14.9908 m² (รูปที่ 6.10)
5. สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ (h_i) ลดลงจาก 43.66 เป็น 27.46 W/m².K สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ ลดลงจาก (h_o) 65.58 เป็น 64.36 W/m².K และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U_{theory}) ลดลงจาก 23.56 เป็น 17.19 W/m².K ตามลำดับ ซึ่งเป็นผลมาจากจำนวนท่อที่เพิ่มมากขึ้นในขณะที่อัตราการไหลของของไหลมีค่าคงที่ (รูปที่ 6.11)
6. ค่า Reynolds Number สำหรับการไหลผ่านกลุ่มท่อลดลงจาก 2260.33 เป็น 2249.33 เนื่องจากได้เพิ่มขนาดของช่องทางไหลของก๊าซไอเสียไหลผ่านเปลือกจาก 0.6×0.6 เป็น

0.61×0.6 และค่า Reynolds Number สำหรับการไหลด้านในท่อลดลงจาก 12834.1 เป็น 6888.97 เนื่องจากจำนวนท่อที่เพิ่มมากขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 6.12

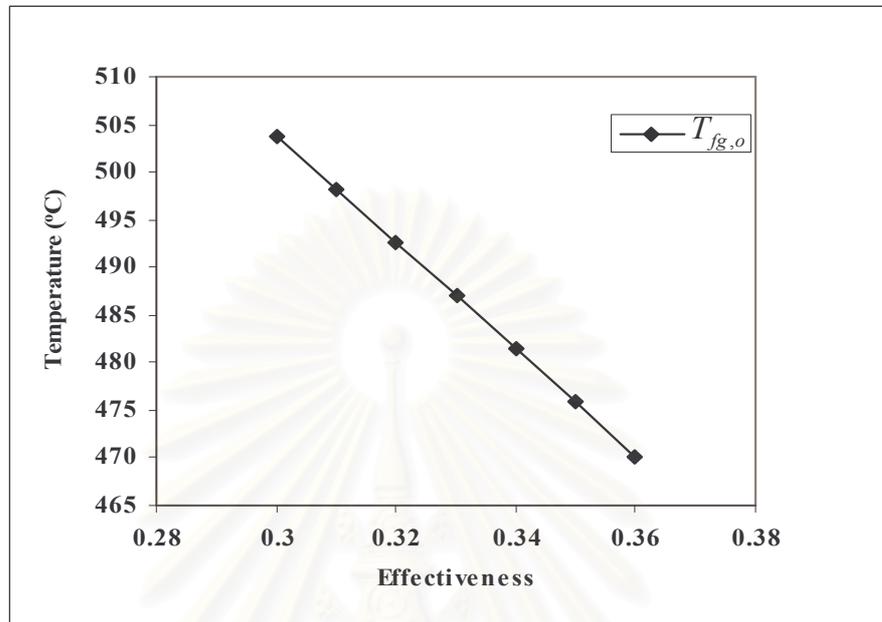
7. ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อลดลงจาก 0.3543 เป็น 0.1289 kPa และค่าความดันสูญเสียด้านนอกท่อเพิ่มขึ้นจาก 0.0612 เป็น 0.0814 kPa ตามลำดับ (รูปที่ 6.13)
8. ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่เพิ่มขึ้นจาก 313.26 เป็น 376.81 MJ/hr ดังแสดงในรูปที่ 6.14

ตารางที่ 6.1 การเปรียบเทียบค่า h_i ที่ได้จากสมการ (2.27) ของ Petukhov และค่าที่ได้จากสมการ (2.28) ของ Gnielinski

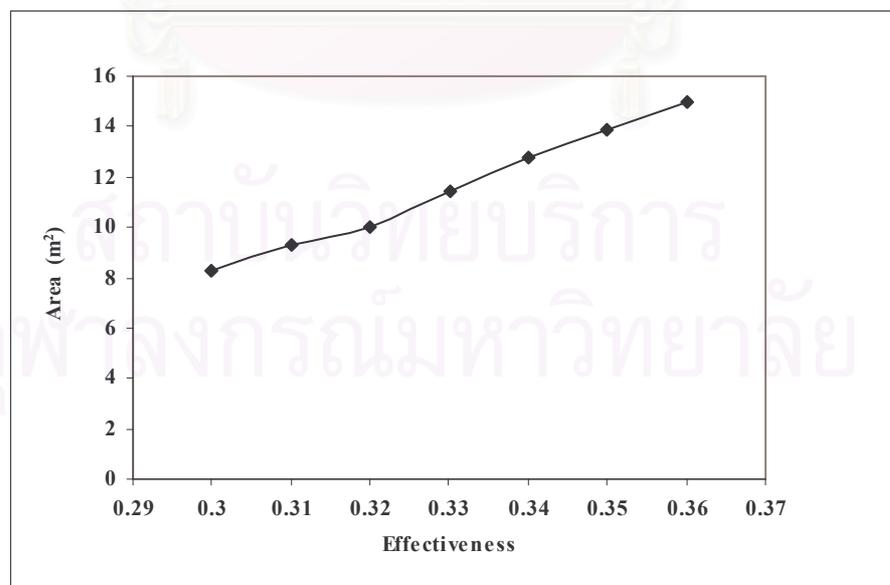
Effectiveness	h_i ของ Petukhov	h_i ของ Gnielinski
0.30	43.67 W/m ² .K	43.66 W/m ² .K
0.31	40.66 W/m ² .K	40.24 W/m ² .K
0.32	38.67 W/m ² .K	37.98 W/m ² .K
0.33	-	34.15 W/m ² .K
0.34	-	31.15 W/m ² .K
0.35	-	29.18 W/m ² .K
0.36	-	27.46 W/m ² .K



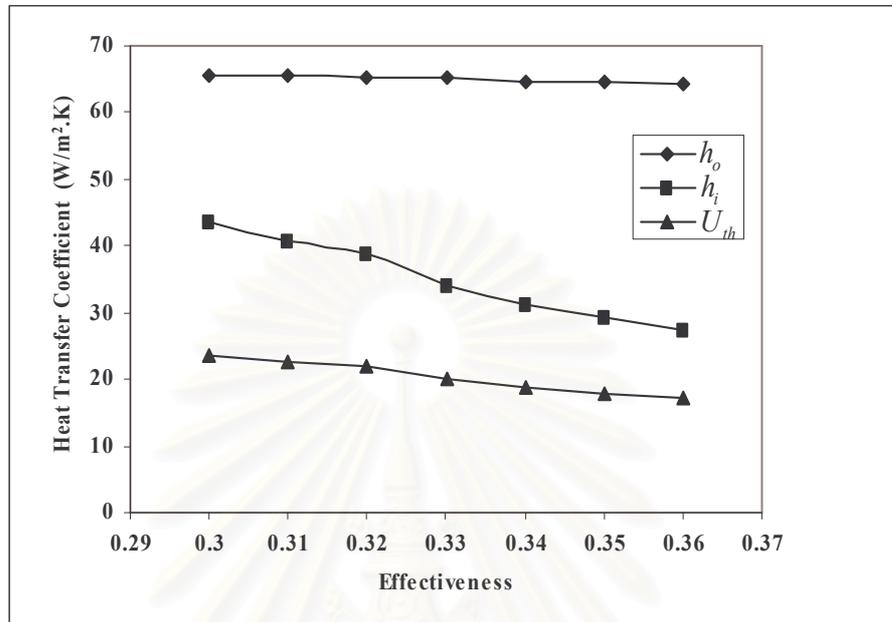
รูปที่ 6.8 อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)



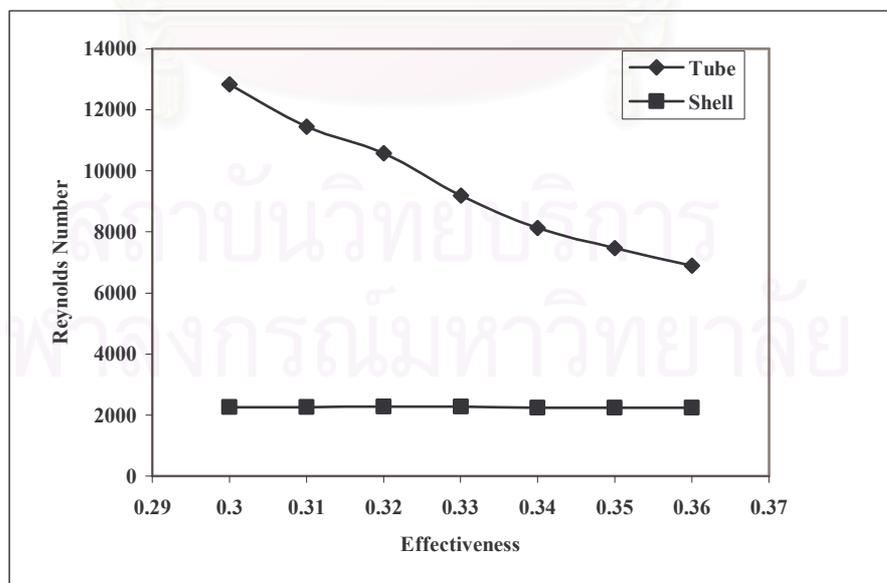
รูปที่ 6.9 อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)



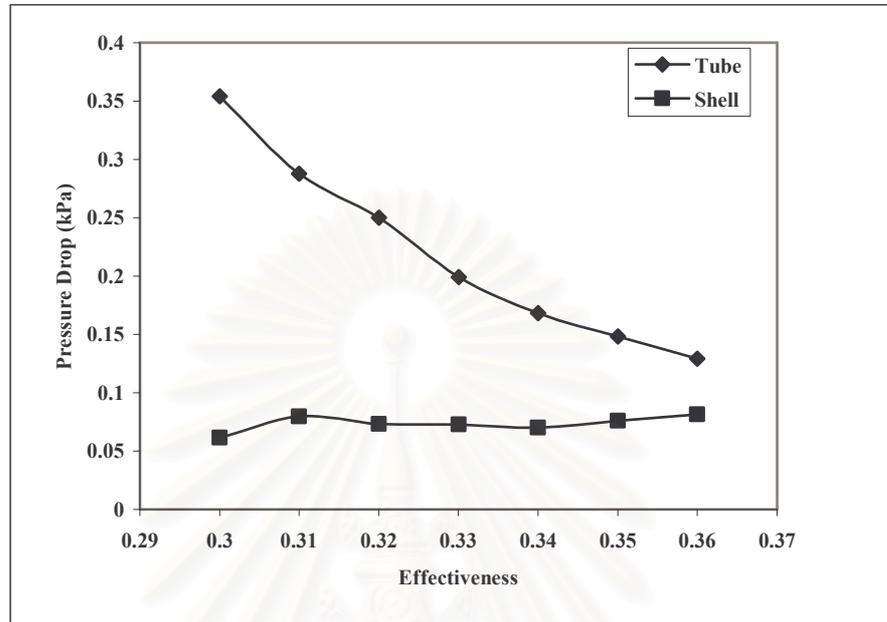
รูปที่ 6.10 พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)



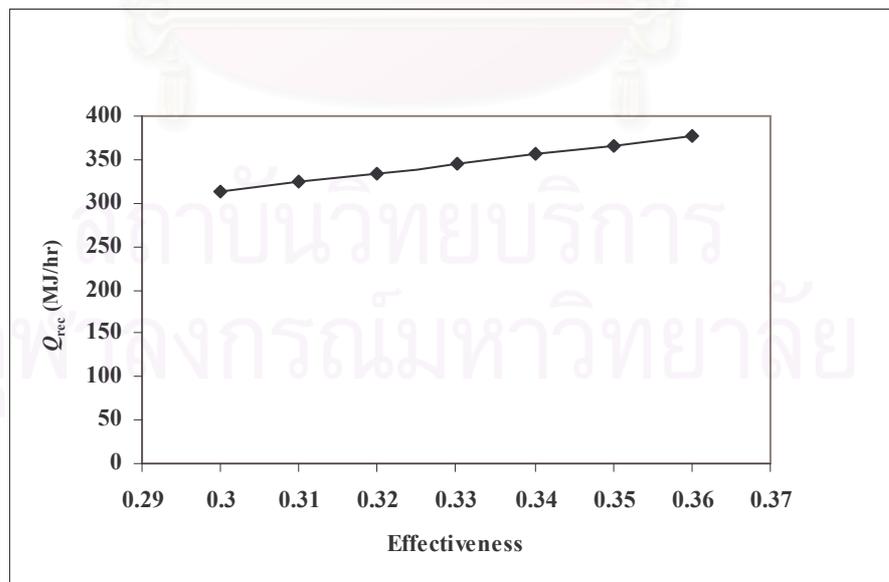
รูปที่ 6.11 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)



รูปที่ 6.12 ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)



รูปที่ 6.13 ค่าความดันสูญเสีย สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)



รูปที่ 6.14 ค่าความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)

6.2.2 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก และการจัดเรียงท่อแบบ Aligned

จากผลการคำนวณ (แสดงในภาคผนวก ข ตารางที่ ข.2.2) พบว่า

1. สามารถเพิ่มค่า Effectiveness จาก 0.3 ถึง 0.36 และไม่ควรเพิ่มค่าไปที่ 0.37 เนื่องจากที่ค่านี้ Reynolds Number สำหรับการไหลในท่อมักเกินไป
2. เมื่อเปรียบเทียบระหว่างการจัดเรียงท่อแบบ Aligned และ Staggered พบว่าที่ค่า Effectiveness เดียวกัน การจัดเรียงท่อแบบ Aligned จะใช้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าแบบ Staggered ซึ่งเป็นผลทำให้ต้องใช้จำนวนท่อที่มากขึ้น
3. ที่ค่า Effectiveness เดียวกันการจัดเรียงท่อแบบ Aligned จะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U_{theory}) น้อยกว่าแบบ Staggered

6.2.3 ก๊าซไอเสียไหลในท่อ อากาศไหลในเปลือก และการจัดเรียงท่อแบบ Staggered

จากการคำนวณไม่สามารถคำนวณหาค่าได้ เนื่องจากค่า Prandtl Number ของอากาศที่ไหลในเปลือกมีค่าน้อยกว่า 0.7 ไม่สามารถใช้สมการของ Grimison คำนวณหาค่าได้

6.2.4 ก๊าซไอเสียไหลในท่อ อากาศไหลในเปลือก และการจัดเรียงท่อแบบ Aligned

จากการคำนวณไม่สามารถใช้สมการของ Grimison คำนวณหาค่าได้ เนื่องจากค่า Prandtl Number ของอากาศที่ไหลในเปลือกมีค่าน้อยกว่า 0.7

6.3 การไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) สมการการไหลภายในท่อใช้ของ Petukhov คุณสมบัติของของไหลใช้ของ Incropera and DeWitt

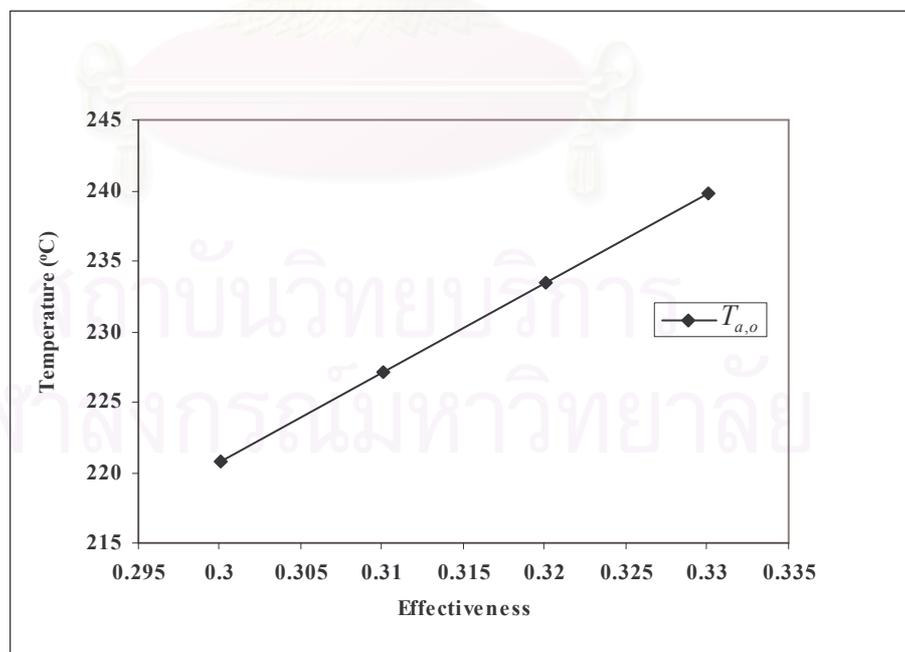
ในที่นี้จะใช้สมการการไหลภายในท่อของ Petukhov (อ้างอิงใน [25]) และคุณสมบัติของไหลของ Incropera and DeWitt (อ้างอิงใน [25]) โดยกำหนดให้การไหลผ่านกลุ่มท่อใช้สมการของ Grimison (อ้างอิงใน [25])

6.3.1 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก และการจัดเรียงท่อแบบ Staggered

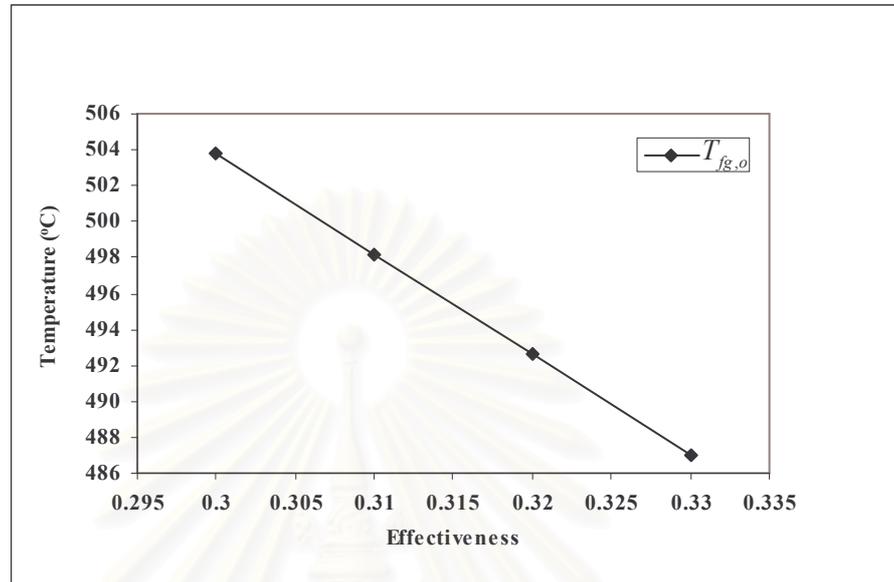
จากผลการคำนวณ (แสดงในภาคผนวก ข ตารางที่ ข.3.1) พบว่า

1. สามารถเพิ่มค่า Effectiveness จาก 0.3 ถึง 0.33 และไม่สามารถเพิ่มค่าไปที่ 0.34 ได้ เนื่องจากที่ค่านี้ Reynolds Number ของอากาศที่ไหลในท่อ มีค่าน้อยกว่า 10000 ไม่สามารถใช้สมการของ Petukhov ได้
2. เมื่อเปรียบเทียบการจัดเรียงการไหลระหว่างแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) และ Parallel Cross Flow (2 Pass) พบว่าที่จัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) จะมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่น้อยกว่า ที่ค่า Effectiveness เดียวกัน ส่งผลให้ใช้จำนวนท่อลดลงตามไปด้วย

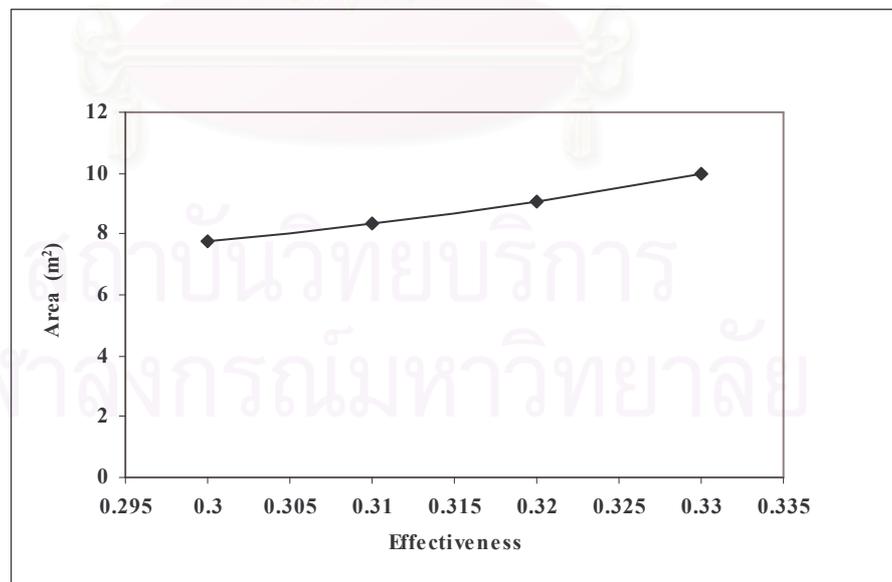
3. จากการที่เพิ่มค่า Effectiveness จาก 0.3 เป็น 0.32 สามารถทำให้อุณหภูมิอากาศเพิ่มขึ้นจาก 220.74 เป็น 239.81 °C และสามารถทำให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียลดลงจาก 503.74 เป็น 487.03 °C ดังแสดงในรูปที่ 6.15 และ 6.16 ตามลำดับ
4. พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 7.7186 เป็น 9.9504 m² (รูปที่ 6.17)
5. สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ (h_i) ลดลงจาก 45.52 เป็น 38.73 W/m².K สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ ลดลงจาก (h_o) 65.58 เป็น 65.22 W/m².K และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U_{theory}) ลดลงจาก 24.18 เป็น 21.81 W/m².K ตามลำดับ ซึ่งเป็นผลมาจากจำนวนท่อที่เพิ่มมากขึ้นในขณะที่อัตราการไหลของของไหลมีค่าคงที่ (รูปที่ 6.18)
6. ค่า Reynolds Number สำหรับการไหลผ่านกลุ่มท่อเพิ่มขึ้นจาก 2260.33 เป็น 2273.5 และค่า Reynolds Number สำหรับการไหลด้านในท่อลดลงจาก 13611.9 เป็น 10510.1 ตามลำดับ (รูปที่ 6.19)
7. ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อลดลงจาก 0.3986 เป็น 0.2598 kPa และค่าความดันสูญเสียด้านนอกท่อเพิ่มขึ้นจาก 0.0674 เป็น 0.0728 kPa ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 6.20
8. ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่เพิ่มขึ้นจาก 313.26 เป็น 345 MJ/hr (รูปที่ 6.21)



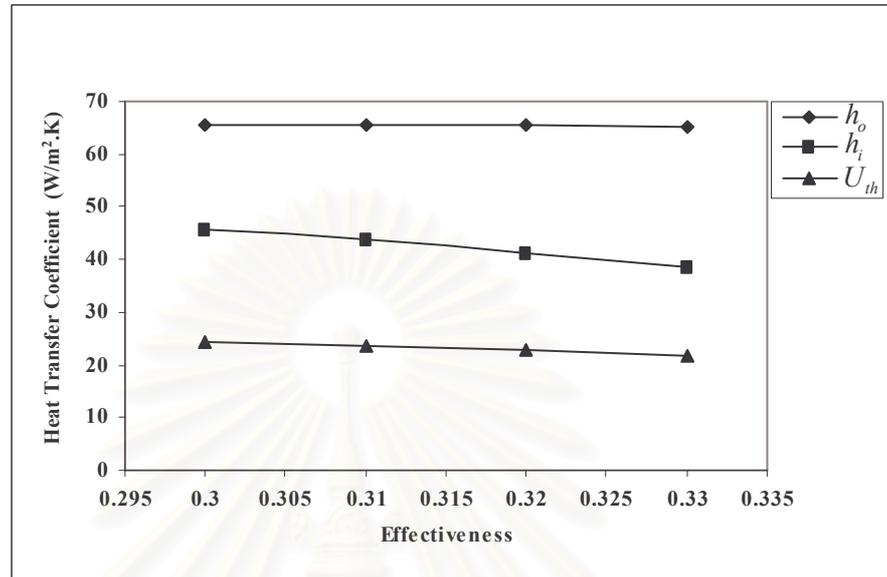
รูปที่ 6.15 อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)



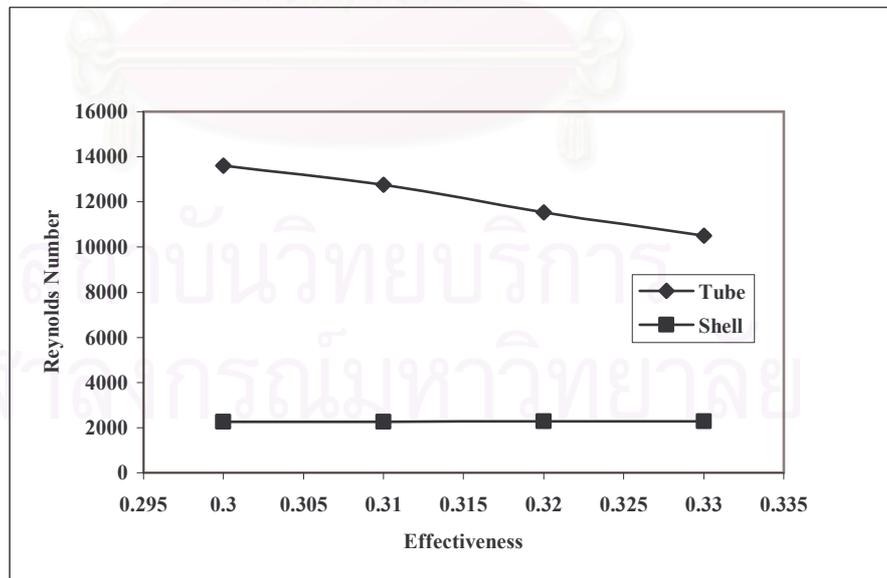
รูปที่ 6.16 อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)



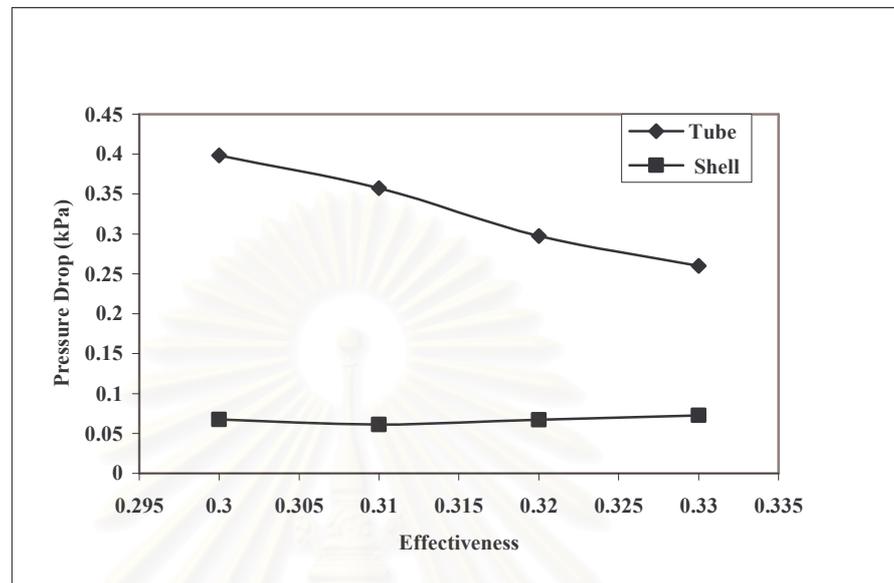
รูปที่ 6.17 พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)



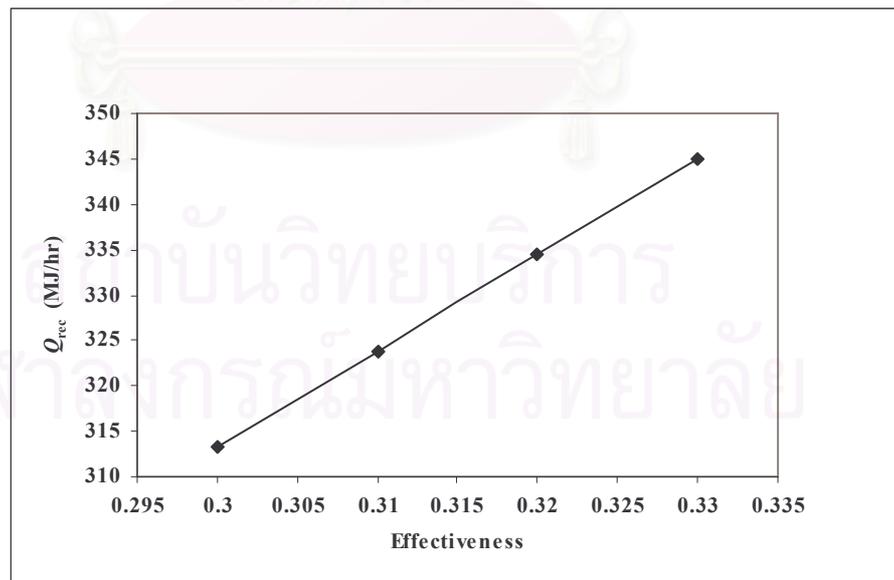
รูปที่ 6.18 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สำหรับสมการ Petukhov และสมการ
จัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)



รูปที่ 6.19 ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหล
แบบ Counter Cross Flow (2 Pass)



รูปที่ 6.20 ค่าความดันสูญเสีย สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)



รูปที่ 6.21 ค่าความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ สำหรับสมการ Petukhov และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)

6.3.2 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก และการจัดเรียงท่อแบบ Aligned

จากผลการคำนวณ (แสดงในภาคผนวก ข ตารางที่ ข.3.2) พบว่า

1. สามารถเพิ่มค่า Effectiveness จาก 0.3 ถึง 0.32 และไม่สามารถเพิ่มค่าไปที่ 0.33 ได้ เนื่องจากที่ค่านี้ Reynolds Number สำหรับการไหลในท่อต่ำกว่า 10000 ไม่สามารถใช้สมการของ Petukhov ได้
2. เมื่อเปรียบเทียบระหว่างการจัดเรียงท่อแบบ Aligned และ Staggered พบว่าที่ค่า Effectiveness เดียวกันการจัดเรียงท่อแบบ Aligned จะใช้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าแบบ Staggered ซึ่งเป็นผลทำให้ต้องใช้จำนวนท่อที่มากขึ้น
3. ที่ค่า Effectiveness เดียวกันการจัดเรียงท่อแบบ Aligned จะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U_{theory}) น้อยกว่าแบบ Staggered

6.3.3 ก๊าซไอเสียไหลในท่อ อากาศไหลในเปลือก และการจัดเรียงท่อแบบ Staggered

จากการคำนวณไม่สามารถคำนวณหาค่าได้ เนื่องจากค่า Prandtl Number ของอากาศที่ไหลในเปลือกมีค่าน้อยกว่า 0.7 ไม่สามารถใช้สมการของ Grimison คำนวณหาค่าได้

6.3.4 ก๊าซไอเสียไหลในท่อ อากาศไหลในเปลือก และการจัดเรียงท่อแบบ Aligned

จากการคำนวณไม่สามารถใช้สมการของ Grimison คำนวณหาค่าได้ เนื่องจากค่า Prandtl Number ของอากาศที่ไหลในเปลือกมีค่าน้อยกว่า 0.7

6.4 การไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) สมการการไหลภายในท่อใช้ของ Gnielinski คุณสมบัติของของไหลใช้ของ Incropera and DeWitt

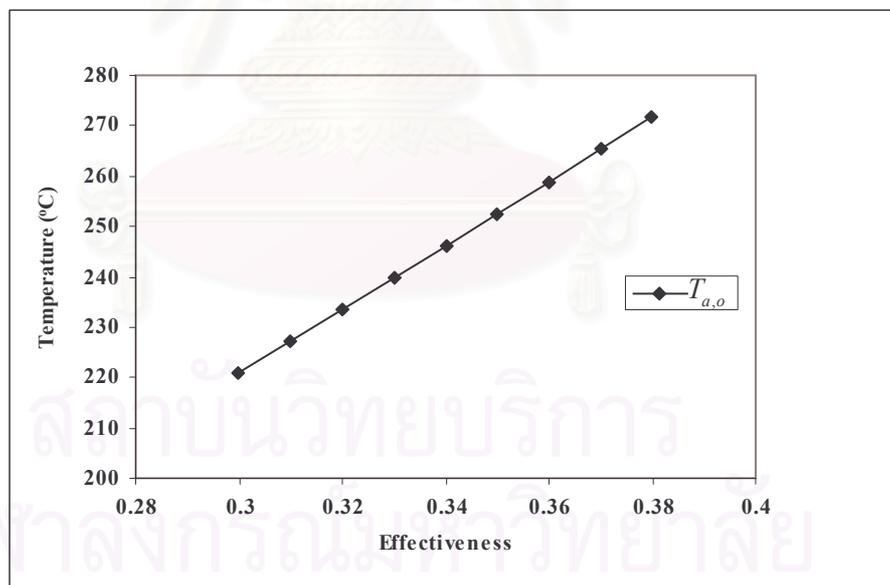
ในที่นี้จะใช้สมการการไหลภายในท่อของ Gnielinski (อ้างอิงใน [25]) และคุณสมบัติของไหลของ Incropera and DeWitt (อ้างอิงใน [25]) โดยกำหนดให้การไหลผ่านกลุ่มท่อใช้สมการของ Grimison (อ้างอิงใน [25])

6.4.1 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก และการจัดเรียงท่อแบบ Staggered

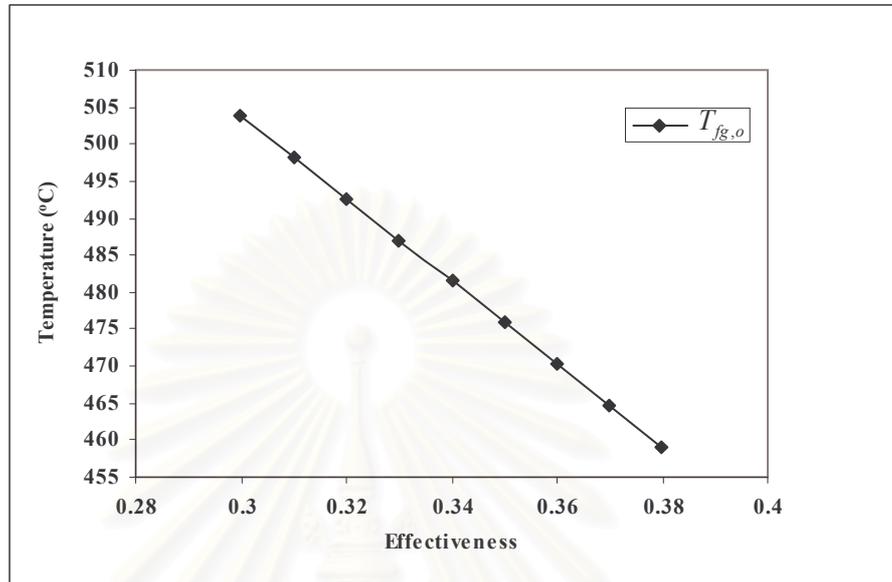
จากผลการคำนวณ (แสดงในภาคผนวก ข ตารางที่ ข.4.1) พบว่า

1. สามารถเพิ่มค่า Effectiveness จาก 0.3 ถึง 0.38 และไม่สามารถเพิ่มค่าไปที่ 0.39 ได้
2. จากการที่เพิ่มค่า Effectiveness จาก 0.3 เป็น 0.38 สามารถทำให้อุณหภูมิอากาศเพิ่มขึ้นจาก 220.74 เป็น 271.6 °C และสามารถทำให้อุณหภูมิก๊าซไอเสียลดลงจาก 503.74 เป็น 458.92 °C แสดงดังรูปที่ 6.22 และ 6.23 ตามลำดับ
3. พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 7.7816 เป็น 15.2056 m² (รูปที่ 6.24)

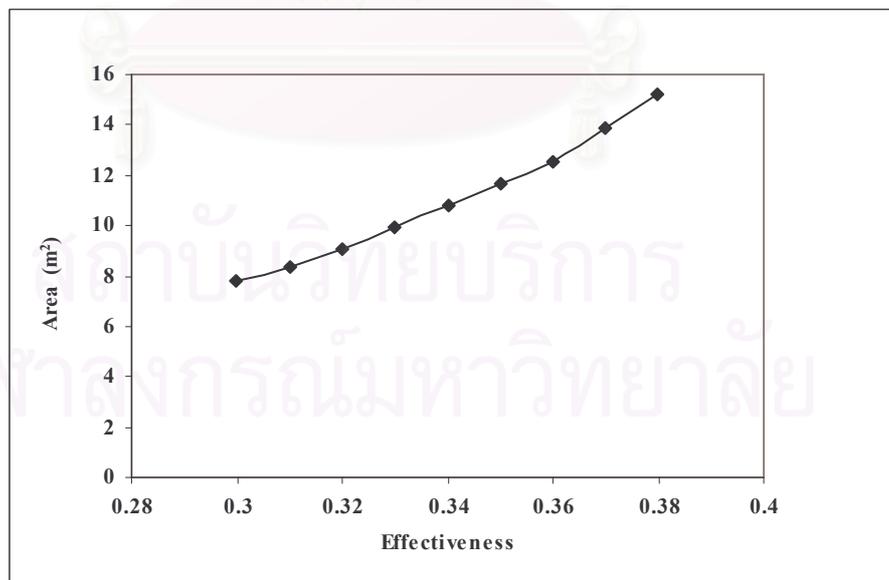
4. สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ (h_i) ลดลงจาก 45.72 เป็น 27.21 W/m².K สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ ลดลงจาก (h_o) 65.58 เป็น 64.87 W/m².K และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U_{theory}) ลดลงจาก 24.24 เป็น 17.11 W/m².K ตามลำดับ ซึ่งเป็นผลมาจากจำนวนท่อที่เพิ่มมากขึ้นในขณะที่อัตราการไหลของของไหลมีค่าคงที่ (รูปที่ 6.25)
5. ค่า Reynolds Number สำหรับการไหลผ่านกลุ่มท่อเพิ่มขึ้นจาก 2260.33 เป็น 2295.86 เนื่องจากจำนวนท่อที่เพิ่มมากขึ้นและค่า Reynolds Number สำหรับการไหลด้านในท่อลดลงจาก 13611.9 เป็น 6706.84 เนื่องจากจำนวนท่อที่เพิ่มมากขึ้นอีกเช่นกัน (รูปที่ 6.26)
6. ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อลดลงจาก 0.3986 เป็น 0.1338 kPa และค่าความดันสูญเสียด้านนอกท่อเพิ่มขึ้นจาก 0.0674 เป็น 0.0956 kPa ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 6.27
7. ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่เพิ่มขึ้นจาก 313.26 เป็น 398.09 MJ/hr (รูปที่ 6.28)



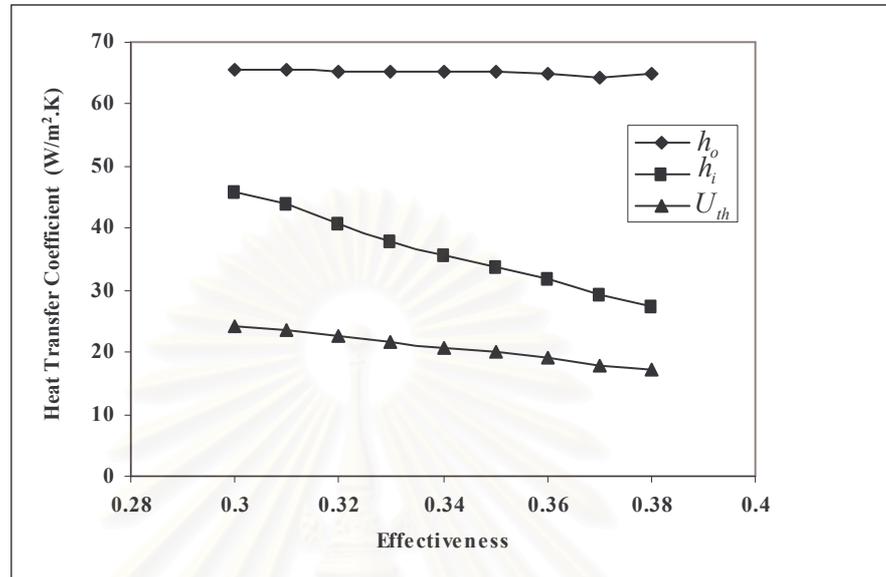
รูปที่ 6.22 อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)



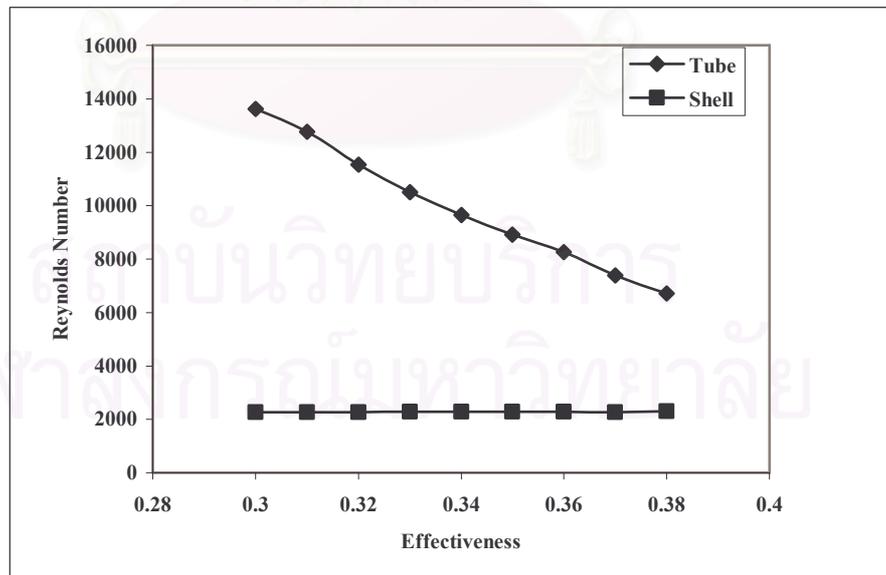
รูปที่ 6.23 อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)



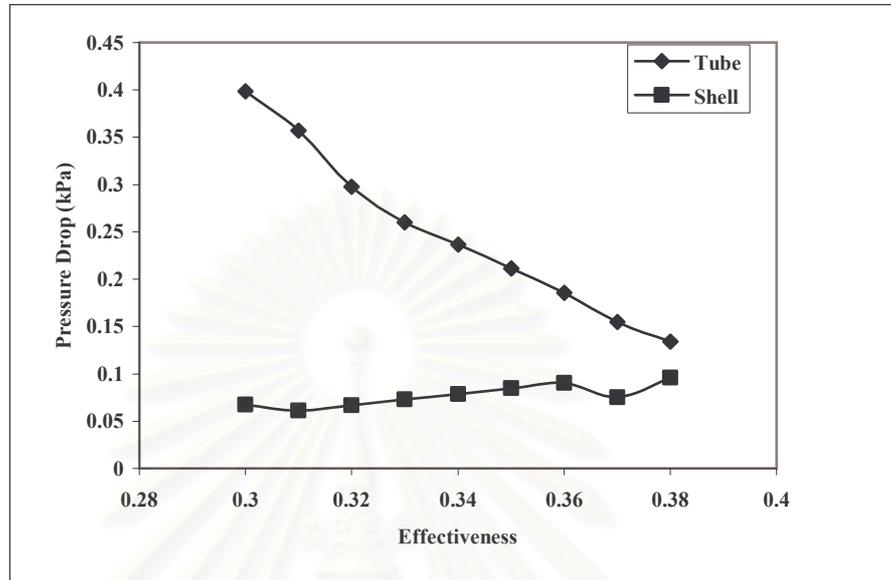
รูปที่ 6.24 พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)



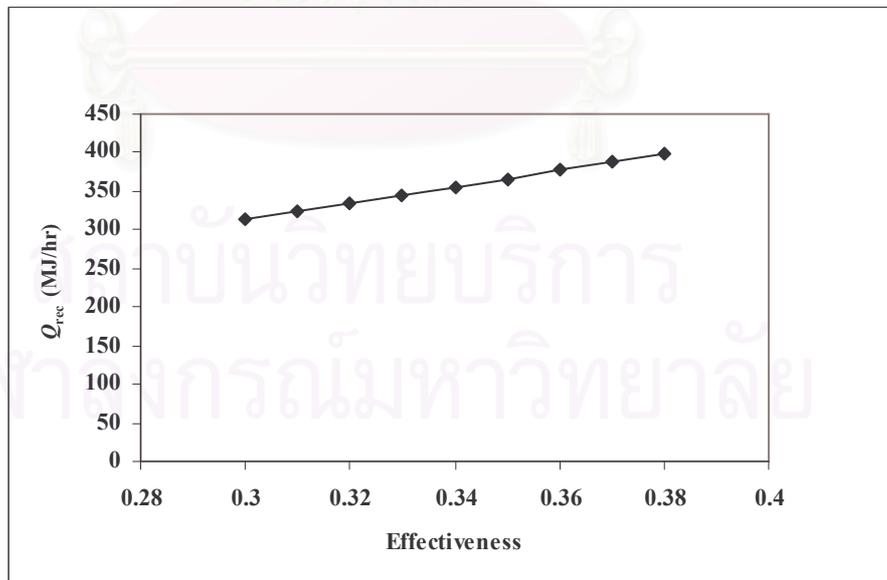
รูปที่ 6.25 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สำหรับสมการ Gnielinski และ สมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)



รูปที่ 6.26 ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการ จัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)



รูปที่ 6.27 ค่าความดันสูญเสีย สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)



รูปที่ 6.28 ค่าความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)

6.4.2 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก และการจัดเรียงท่อแบบ Aligned

จากผลการคำนวณ (แสดงในภาคผนวก ข ตารางที่ ข.4.2) พบว่า

1. สามารถเพิ่มค่า Effectiveness จาก 0.3 ถึง 0.37 และไม่ควรเพิ่มค่าไปที่ 0.38 เนื่องจากที่ค่านี้ Reynolds Number สำหรับการไหลในท่อต่ำเกินไป
2. เมื่อเปรียบเทียบระหว่างการจัดเรียงท่อแบบ Aligned และ Staggered พบว่าที่ค่า Effectiveness เดียวกันการจัดเรียงท่อแบบ Aligned จะใช้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าแบบ Staggered ซึ่งเป็นผลทำให้ต้องใช้จำนวนท่อที่มากขึ้น
3. ที่ค่า Effectiveness เดียวกันการจัดเรียงท่อแบบ Aligned จะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U_{theory}) น้อยกว่าแบบ Staggered

6.4.3 ก๊าซไอเสียไหลในท่อ อากาศไหลในเปลือก และการจัดเรียงท่อแบบ Staggered

จากการคำนวณไม่สามารถคำนวณหาค่าได้ เนื่องจากค่า Prandtl Number ของอากาศที่ไหลในเปลือกมีค่าน้อยกว่า 0.7 ไม่สามารถใช้สมการของ Grimison คำนวณหาค่าได้

6.4.4 ก๊าซไอเสียไหลในท่อ อากาศไหลในเปลือก และการจัดเรียงท่อแบบ Aligned

จากการคำนวณไม่สามารถใช้สมการของ Grimison คำนวณหาค่าได้ เนื่องจากค่า Prandtl Number ของอากาศที่ไหลในเปลือกมีค่าน้อยกว่า 0.7

6.5 การไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) สมการการไหลภายในท่อใช้ของ Gnielinski คุณสมบัติของของไหลใช้ของ Kays and London

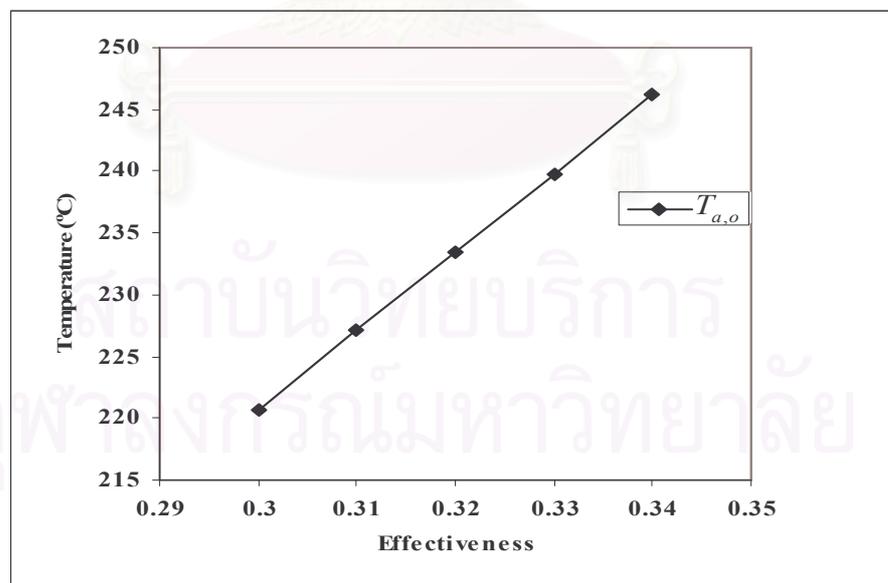
ในที่นี้จะใช้สมการการไหลภายในท่อของ Gnielinski (อ้างอิงใน [25]) และคุณสมบัติของไหลของ Kays and London (อ้างอิงใน [24]) โดยกำหนดให้การไหลผ่านกลุ่มท่อใช้สมการของ Grimison (อ้างอิงใน [25])

จากในหัวข้อที่ผ่านมาจะเห็นได้ว่า ถ้าเราใช้คุณสมบัติของของไหลจากเอกสารอ้างอิงของ Incropera and DeWitt เมื่อกำหนดให้อากาศไหลในเปลือกและก๊าซไอเสียไหลในท่อ จะไม่สามารถคำนวณได้เนื่องจากค่า Prandtl Number ของอากาศที่ไหลในเปลือกมีค่าน้อยกว่า 0.7 ไม่สามารถใช้สมการของ Grimison คำนวณได้ ดังนั้นในหัวข้อนี้จึงเปลี่ยนค่าคุณสมบัติของของไหลมาใช้ของ Kays and London ซึ่งเป็นที่นิยมใช้กันอย่างกว้างขวางในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

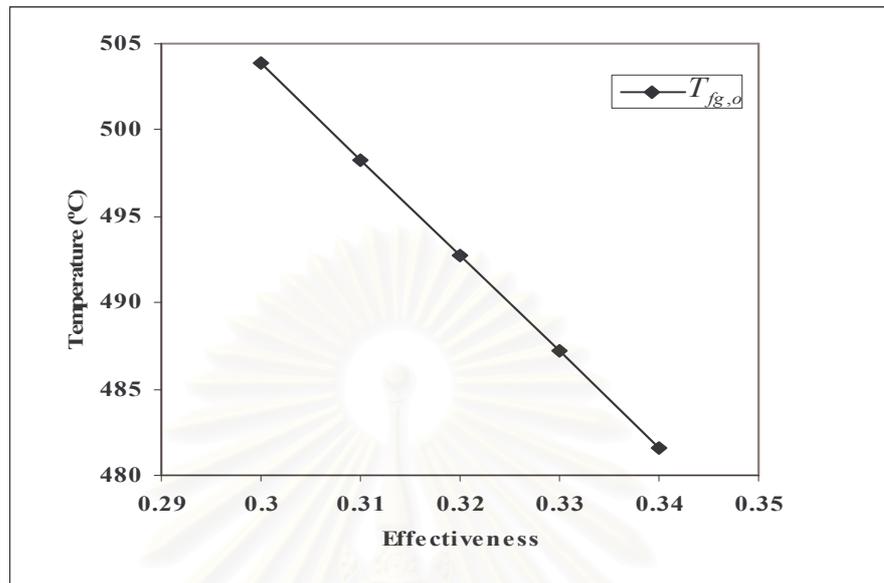
กำหนดให้การจัดวางท่อเป็นแบบ Staggered โดยผลการคำนวณ (แสดงในภาคผนวก ข ตารางที่ ข.5.1) จากการคำนวณพบว่า

1. สามารถเพิ่มค่า Effectiveness จาก 0.3 ถึง 0.34

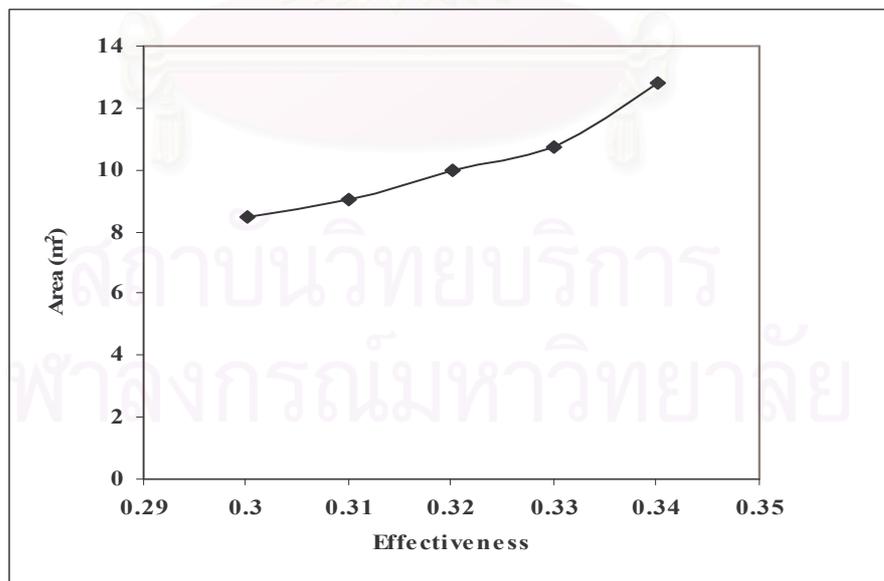
2. จากการที่เพิ่มค่า Effectiveness จาก 0.3 เป็น 0.34 สามารถทำให้อุณหภูมิอากาศเพิ่มขึ้นจาก 220.74 เป็น 246.17 °C และสามารถทำให้อุณหภูมิไอเสียลดลงจาก 503.86 เป็น 481.6 °C ซึ่งผลจากการคำนวณแสดงดังรูปที่ 6.29 และ 6.30 ตามลำดับ
3. พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 8.4987 เป็น 12.8219 m² (รูปที่ 6.31)
4. สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ (h_i) ลดลงจาก 53.08 เป็น 37.44 W/m².K สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ เพิ่มขึ้นจาก (h_o) 46.61 เป็น 46.86 W/m².K และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U_{theory}) ลดลงจาก 22.73 เป็น 18.91 W/m².K ตามลำดับ ซึ่งเป็นผลมาจากจำนวนท่อที่เพิ่มมากขึ้นในขณะที่อัตราการใช้ของไหลมีค่าคงที่ (รูปที่ 6.32)
5. ค่า Reynolds Number สำหรับการไหลผ่านกลุ่มท่อลดลงจาก 3474.22 เป็น 3343.82 และค่า Reynolds Number สำหรับการไหลด้านในท่อลดลงจาก 8072.75 เป็น 5423.86 เนื่องจากจำนวนท่อที่เพิ่มมากขึ้น (รูปที่ 6.33)
6. ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อลดลงจาก 0.8512 เป็น 0.3996 kPa และค่าความดันสูญเสียด้านนอกท่อลดลงจาก 0.0318 เป็น 0.0317 kPa ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 6.34
7. ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่เพิ่มขึ้นจาก 312.86 เป็น 355.1 MJ/hr (รูปที่ 6.35)



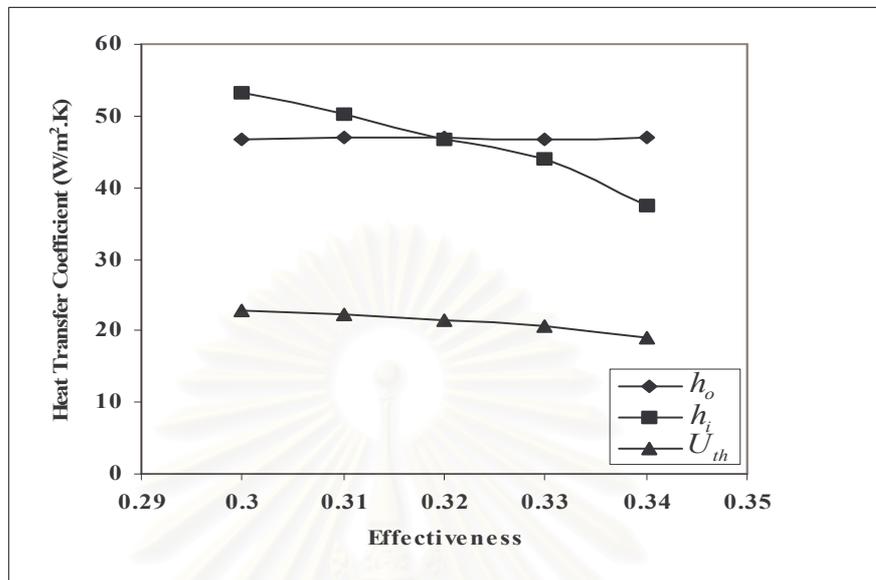
รูปที่ 6.29 อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London



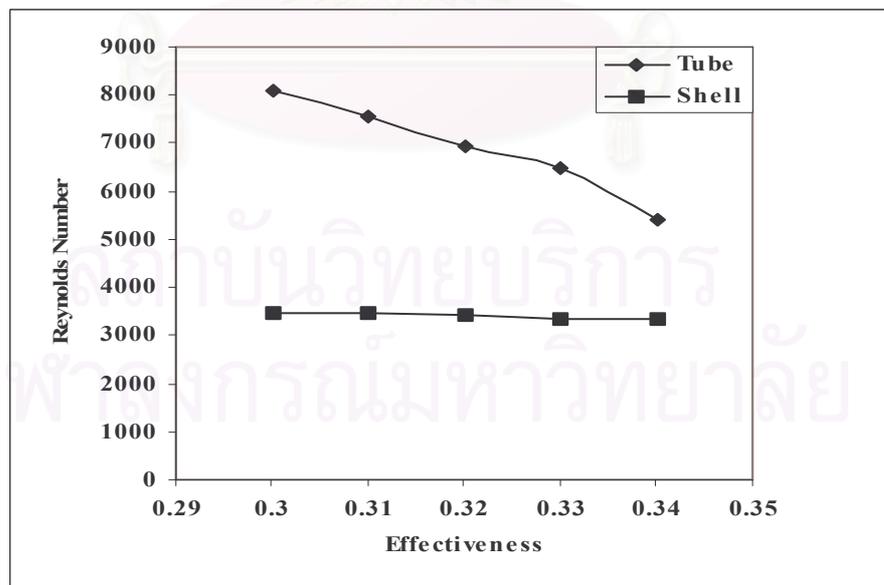
รูปที่ 6.30 อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London



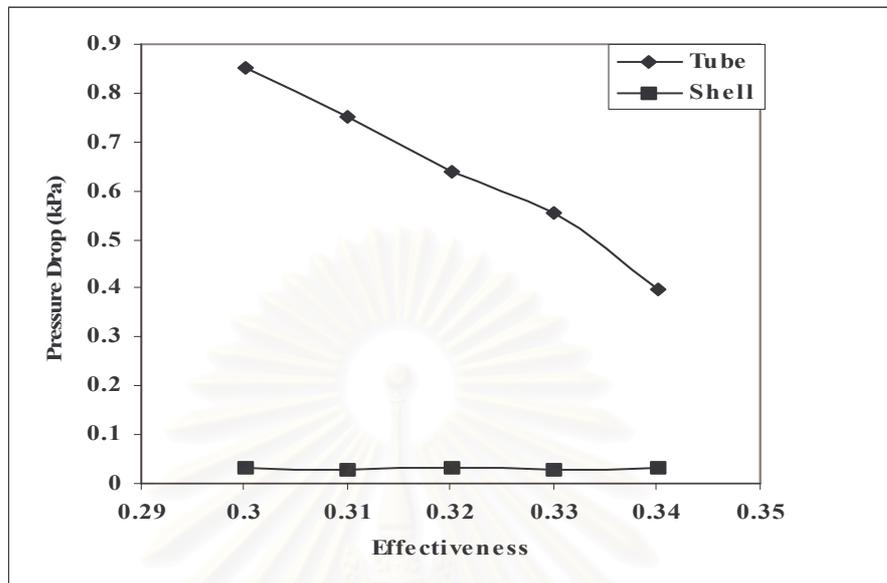
รูปที่ 6.31 พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London



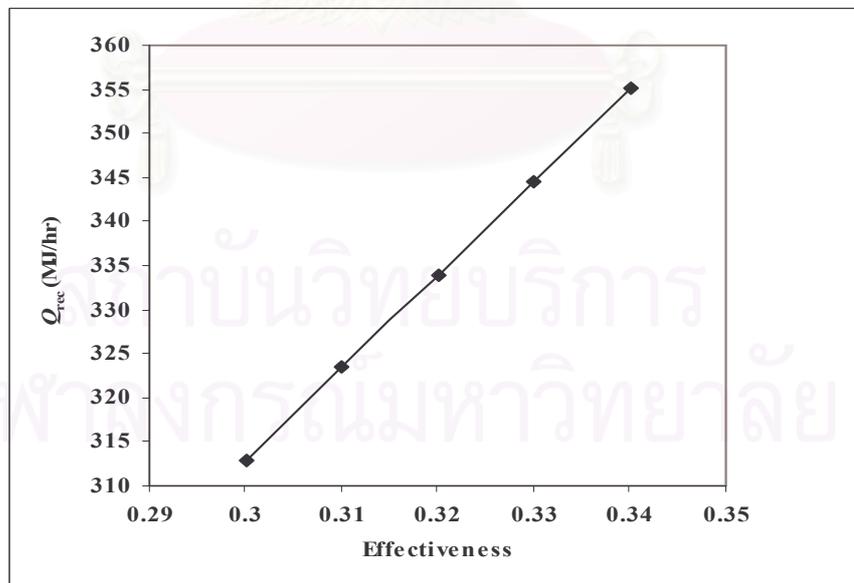
รูปที่ 6.32 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London



รูปที่ 6.33 ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London



รูปที่ 6.34 ค่าความดันสูญเสีย สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London



รูปที่ 6.35 ค่าความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London

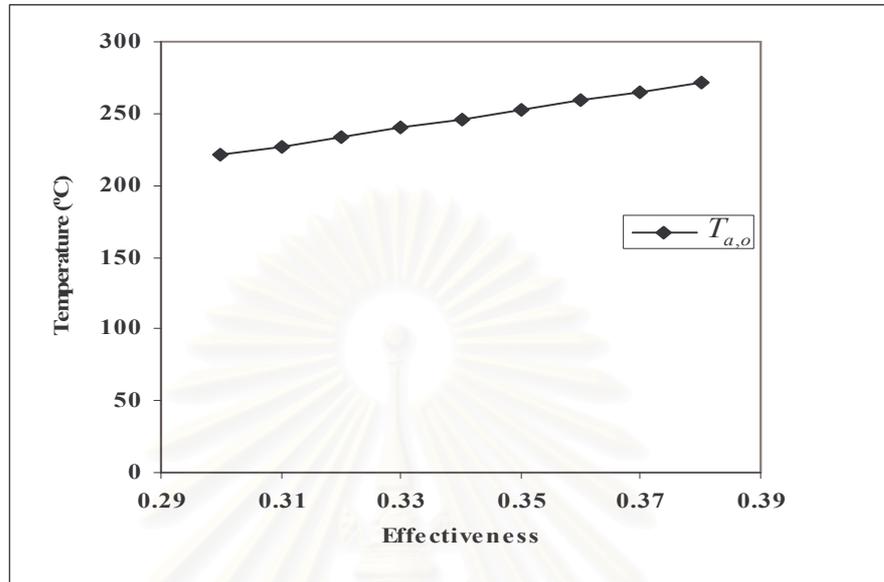
6.6 การไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) สมการการไหลภายในท่อใช้ของ Gnielinski คุณสมบัติของของไหลใช้ของ Kays and London

ในที่นี้จะใช้สมการการไหลภายในท่อของ Gnielinski (อ้างอิงใน [25]) และคุณสมบัติของไหลของ Kays and London (อ้างอิงใน [24]) โดยกำหนดให้การไหลผ่านกลุ่มท่อใช้สมการของ Grimison (อ้างอิงใน [25])

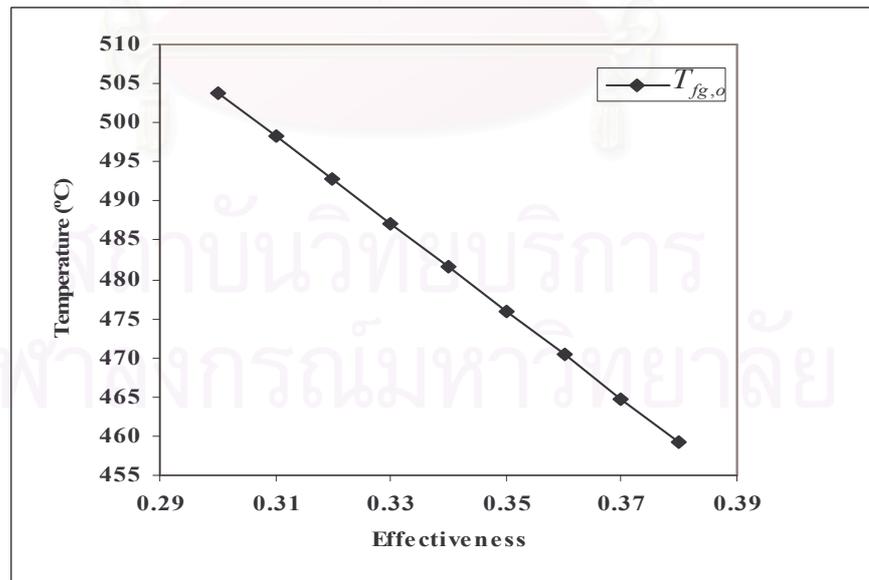
กำหนดให้การจัดวางท่อเป็นแบบ Staggered โดยผลการคำนวณ (แสดงในภาคผนวก ข ตารางที่ ข.5.2) จากการคำนวณพบว่า

1. สามารถเพิ่มค่า Effectiveness จาก 0.3 ถึง 0.38
2. จากการที่เพิ่มค่า Effectiveness จาก 0.3 เป็น 0.38 สามารถทำให้อุณหภูมิอากาศเพิ่มขึ้นจาก 220.74 เป็น 271.6 °C และสามารถทำให้อุณหภูมิไอเสียลดลงจาก 503.86 เป็น 459.13 °C ซึ่งผลจากการคำนวณแสดงดังรูปที่ 6.36 และ 6.37 ตามลำดับ
3. พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 7.77 เป็น 14.9292 m² (รูปที่ 6.38)
4. สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ (h_i) ลดลงจาก 57.01 เป็น 32.49 W/m².K สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ เพิ่มขึ้นจาก (h_o) 46.61 เป็น 47.37 W/m².K และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U_{theory}) ลดลงจาก 23.53 เป็น 17.45 W/m².K ตามลำดับ ซึ่งเป็นผลมาจากจำนวนท่อที่เพิ่มมากขึ้นในขณะที่อัตราการไหลของของไหลมีค่าคงที่ (รูปที่ 6.39)
5. ค่า Reynolds Number สำหรับการไหลผ่านกลุ่มท่อลดลงจาก 3474.22 เป็น 3272.45 และค่า Reynolds Number สำหรับการไหลด้านในท่อลดลงจาก 8806.63 เป็น 4685.93 เนื่องจากจำนวนท่อที่เพิ่มมากขึ้น (รูปที่ 6.40)
6. ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อลดลงจาก 1.013 เป็น 0.305 kPa และค่าความดันสูญเสียด้านนอกท่อเพิ่มขึ้นจาก 0.0291 เป็น 0.0381 kPa ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 6.41
7. ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่เพิ่มขึ้นจาก 312.86 เป็น 397.5 MJ/hr (รูปที่ 6.42)

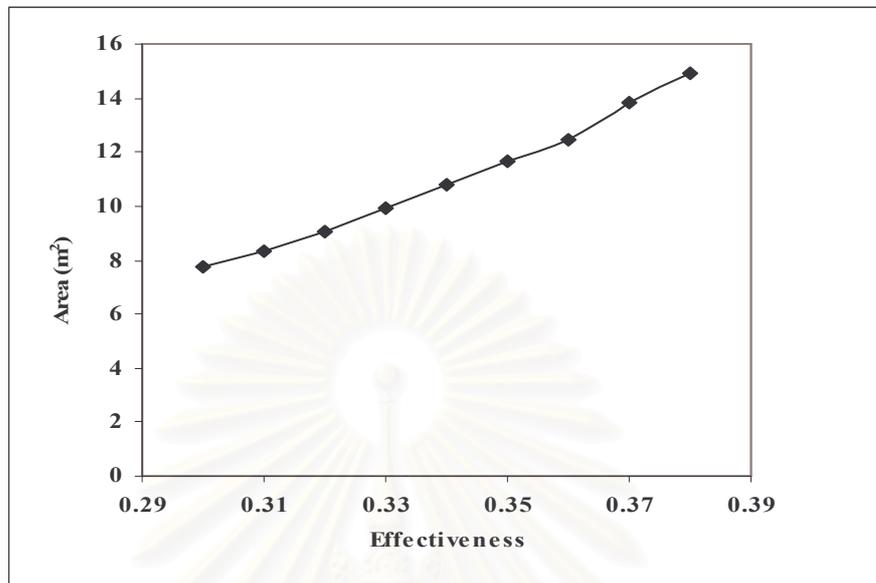
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



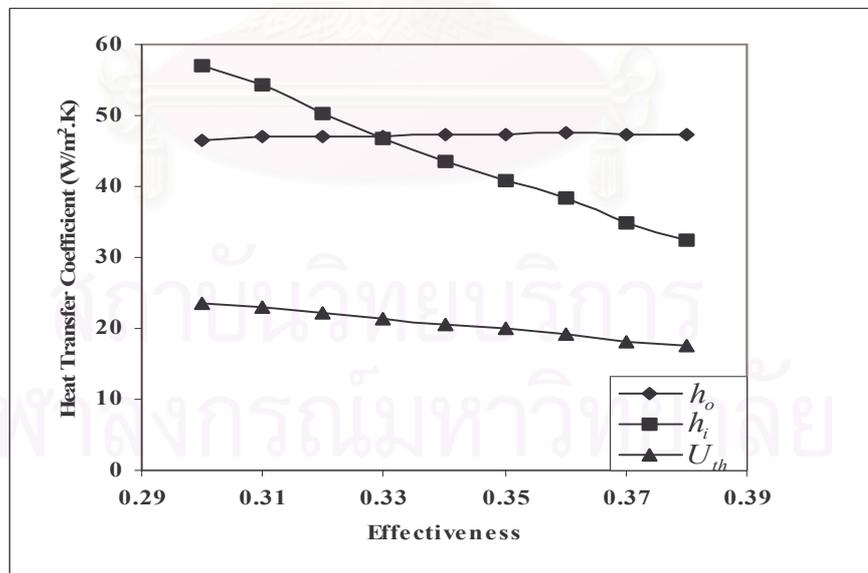
รูปที่ 6.36 อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London



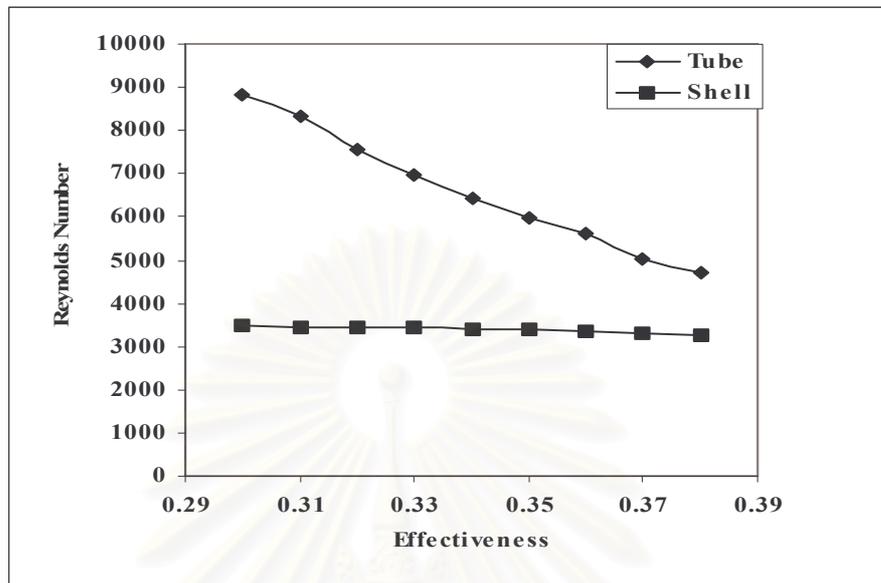
รูปที่ 6.37 อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London



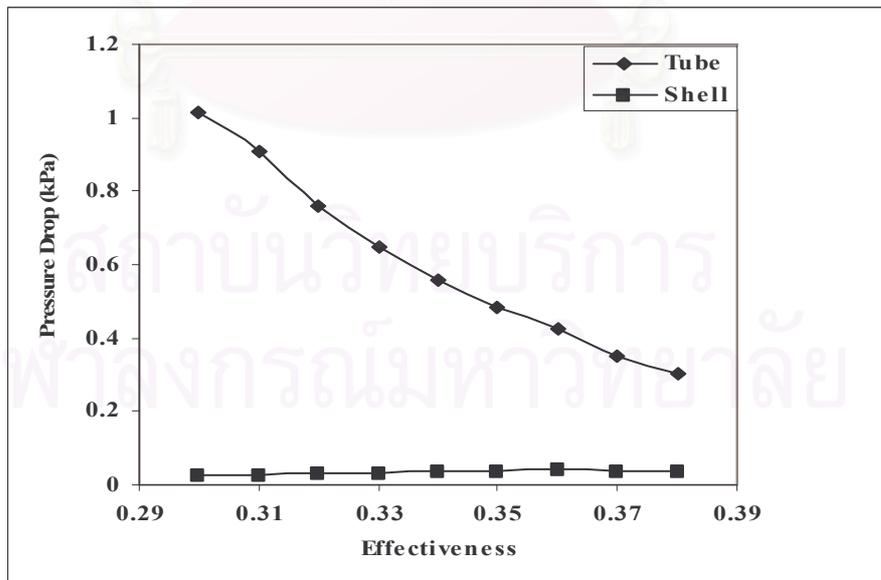
รูปที่ 6.38 พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London



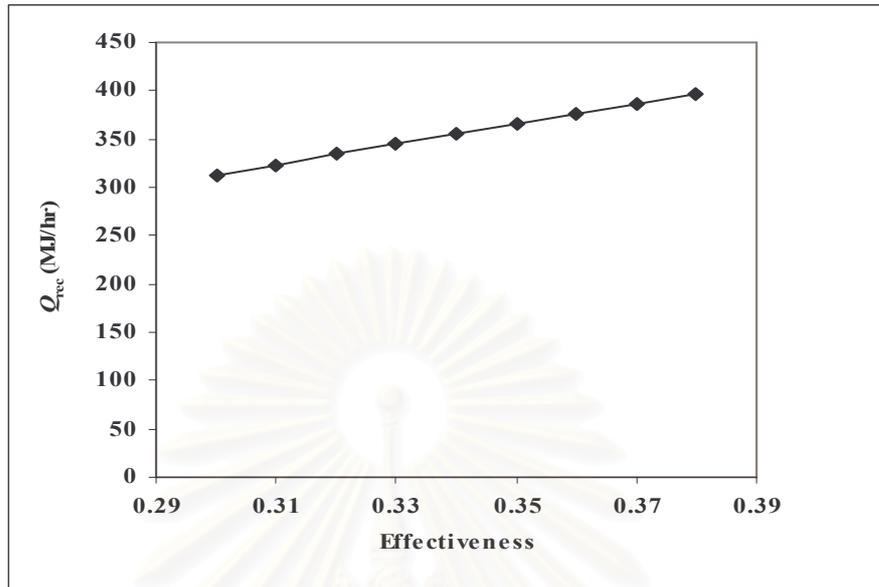
รูปที่ 6.39 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London



รูปที่ 6.40 ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ สำหรับสมการ Gnielinski และสมการ
จัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)
โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London



รูปที่ 6.41 ค่าความดันสูญเสีย สำหรับสมการ Gnielinski และสมการจัดเรียงการไหล
แบบ Counter Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ
Kays and London



รูปที่ 6.42 ค่าความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ สำหรับสมการ Gnielinski และ สมการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) โดยคุณสมบัติของไหลใช้ของ Kays and London

6.7 การวิเคราะห์หาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์โดยวิธี P_1-P_2

จากการใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์คำนวณในหัวข้อที่ผ่านมา พบว่าการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) โดยการจัดวางท่อแบบ Staggered ใช้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนน้อยกว่าการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) ที่มีการจัดวางท่อแบบ Aligned

ดังนั้นจึงเลือก การจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) และมีการจัดวางท่อแบบ Staggered ในการออกแบบ โดยทำการเพิ่มประสิทธิภาพของรีคูเพอเรเตอร์ไปเรื่อยๆ แล้วใช้สมการ $P_1 - P_2$ เป็นเกณฑ์ในการตัดสินใจเลือกคำตอบ โดยในการวิเคราะห์นี้จะเลือกกรณีศึกษา 2 กรณี คือแบบให้ก๊าซไอเสียไหลในเปลือกและแบบให้ก๊าซไอเสียไหลในท่อ โดยสมการ $P_1 - P_2$ แสดงดังนี้

$$S = P_1 C_E \varepsilon (\dot{m} C_p)_{\min} \Delta T_{\max} \Delta t - P_2 C_A \left(\frac{NTU (\dot{m} C_p)_{\min}}{U} \right)$$

เทอมแรกทางด้านขวามือของสมการ คือจำนวนเงินที่สามารถประหยัดได้จากการที่นำเอาความร้อนทิ้งมาใช้ประโยชน์อีกครั้ง ส่วนเทอมที่สอง คือ จำนวนเงินที่ต้องสูญเสียไปจากการสร้างอุปกรณ์อุณหอากาศซึ่งคิดตามพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เปลี่ยนแปลงไป โดยที่

C_E คือราคาพลังงานในปัจจุบัน (฿/J) โดย น้ำมันเตา A ที่ใช้มีค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิง $NHV = 39.77 \text{ MJ/L}$ แต่จากการสมดุลพลังงานในเตาเผา [1] พบว่ามีพลังงานจากน้ำมันเพียง 21.46% ที่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้ โดยราคาน้ำมันเตาในขณะนั้นคือ 9.45 บาท/ลิตร จากการคำนวณพบว่า C_E มีค่า $5 \times 10^{-8} \text{ ฿/J}$

C_A คือราคาต่อหน่วยพื้นที่ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (฿/m²)

โดยราคาท้องตลาดเมื่อวันที่ 8 กันยายน พ.ศ 2547 เหล็กสแตนเลสสตีล AISI SUS 318 ราคาประมาณ 6000 บาทต่อตารางเมตร

P_1 คืออัตราส่วนระหว่างค่าความร้อนที่ประหยัดได้ตลอดอายุการใช้งานต่อค่าความร้อนที่ประหยัดได้ในปีแรก ซึ่งค่า P_1 นี้หาโดย ค่าความร้อนที่ประหยัดได้ในปีแรกมีค่าเท่ากับ x , มีอายุการใช้งาน 2 ปีและเกิดการสูญเสียจากการเกิดคราบสกปรกบริเวณผนังท่อ

$$\text{ดังนั้น } P_1 = \left(\frac{2x}{x} \right) \times \text{ค่าการสูญเสียจากคราบสกปรก} \approx 1.85$$

P_2 คืออัตราส่วนระหว่างราคารวมตลอดอายุการใช้งานต่อราคาเริ่มต้น
 หาก $P_2 = (\text{ค่าเสื่อมราคา} + \text{ค่าบำรุงรักษา} + \text{ค่าดำเนินการ}) / (\text{ค่าวัสดุ} + \text{ค่าสร้าง} + \text{ค่าติดตั้ง})$

สำหรับกรณีให้ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก

กำหนดให้ (ค่าวัสดุ+ค่าสร้าง+ค่าติดตั้ง) มีค่าเท่ากับ x , ค่าเสื่อมราคา = 30% ของ x , ค่าบำรุงรักษา = 20% ของ x และ ค่าดำเนินการ = 20% ของ x

$$\text{ดังนั้น } P_2 = \left(\frac{0.3x + 0.2x + 0.2x}{x} \right) \times 2 \text{ ปี} = 1.4$$

สำหรับกรณีให้ก๊าซไอเสียไหลในท่อ

ค่าเสื่อมราคา = 30%, ค่าบำรุงรักษา = 30% และ ค่าดำเนินการ = 20%

ค่าบำรุงรักษาเพิ่มขึ้นเนื่องจากค่า Reynolds Number ในท่อ มีค่าค่อนข้างต่ำจึงทำให้คราบเขม่าจับบริเวณผนังท่อด้านในอย่างรวดเร็วและส่งผลให้ต้องทำความสะอาดบ่อยครั้ง

$$\text{ดังนั้น } P_2 = \left(\frac{0.3x + 0.3x + 0.2x}{x} \right) \times 2 \text{ ปี} = 1.6$$

Δt คือระยะเวลาการใช้งานภายในเวลา 1ปี คิดเป็นวินาที

หาก เวลาทำงานวันละ 9 ชั่วโมง 2 กะ, 330 วันต่อปี

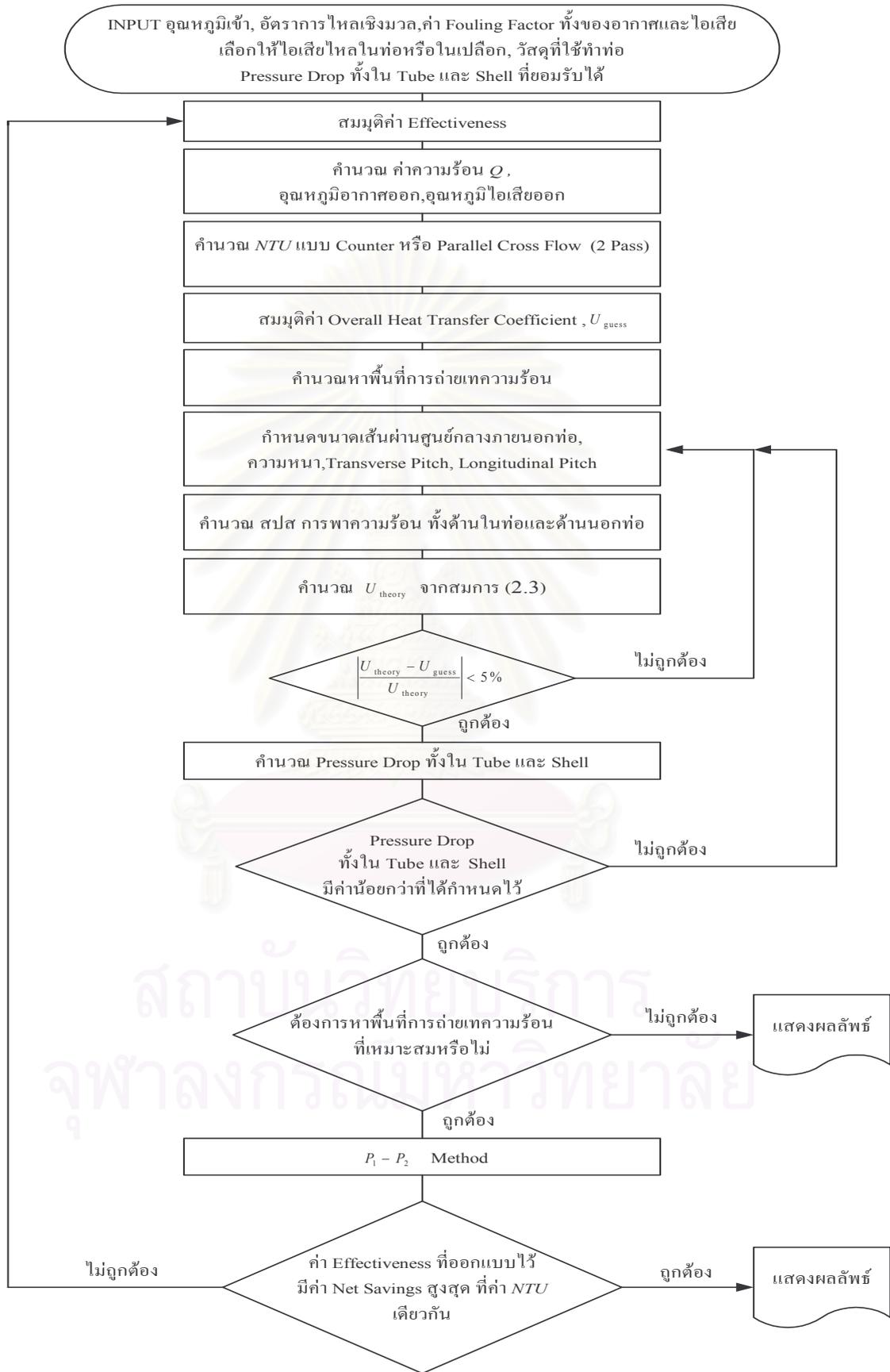
$$\therefore \Delta t = 9 \times 2 \times 330 \times 3600 = 21384000 \text{ วินาที}$$

ขั้นตอนการคำนวณแสดงดังรูปที่ 6.43 และการหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์โดยการวิเคราะห์กราฟทั้งในกรณีให้ไอเสียไหลในเปลือกและกรณีให้อากาศไหลในเปลือก แสดงดังรูปที่ 6.44 และ 6.45 ตามลำดับ โดยค่า NTU จะมีผลต่อค่า Effectiveness และค่า Net Savings การวิเคราะห์หาความเหมาะสมสามารถทำได้โดยออกแบบให้จุดสูงสุดของเส้นกราฟ Net Savings ตัดกับเส้น Effectiveness พอดี ผลดังกล่าวบอกความหมายว่าผลที่ได้มีความเหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์และวิศวกรรมแล้ว แต่ถ้ากราฟไม่ตัดกันที่จุดดังกล่าว ให้กลับไปกำหนดค่า Effectiveness ใหม่อีกครั้ง

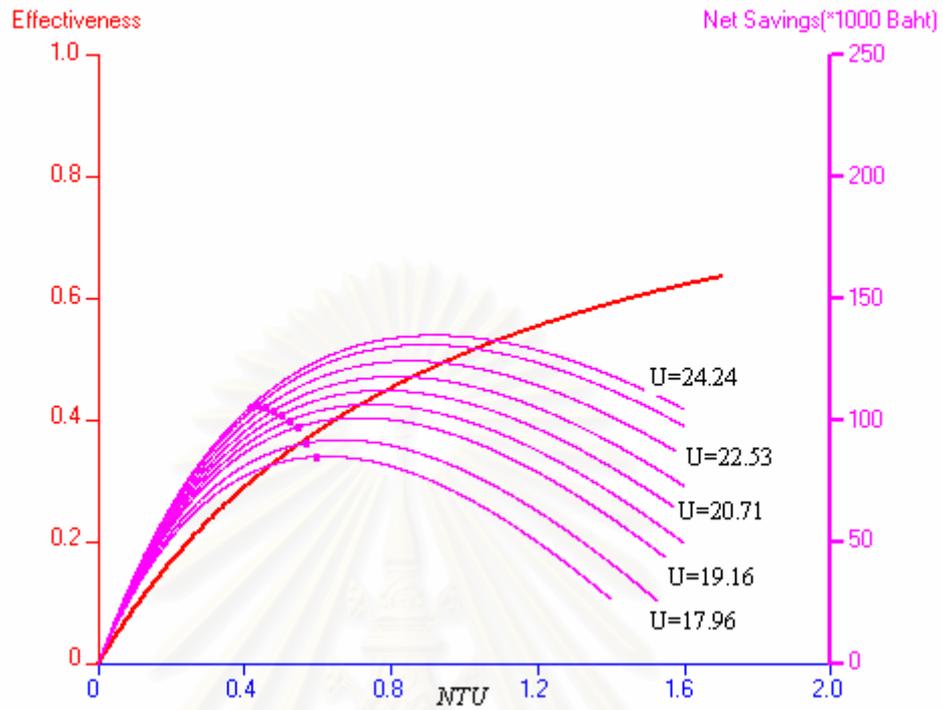
จากรูปที่ 6.44 ซึ่งเป็นกราฟที่วิเคราะห์พื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมสำหรับรีคูเพอเรเตอร์แบบ Counter Cross Flow (2 Pass) ที่มีไอเสียไหลในเปลือกและมีการจัดวางท่อแบบ Staggered ผลการวิเคราะห์พบว่าที่ค่า $U = 17.96 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ หรือที่ค่า Effectiveness = 0.37 จุดที่ออกแบบไว้เกือบอยู่บนเส้นสูงสุดของเส้นกราฟ Net Savings และที่จุดดังกล่าวเป็นจุดตัดกับเส้นกราฟ Effectiveness พอดี ซึ่งให้ค่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์แล้ว ดังนั้นจึงเลือกที่ค่า Effectiveness = 0.37 ซึ่งผลการคำนวณทั้งหมดได้แสดงไว้ใน ภาคผนวก ข ตารางที่ ข.4.1

จากรูปที่ 6.45 ซึ่งเป็นกราฟที่วิเคราะห์พื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมสำหรับรีคูเพอเรเตอร์แบบ Counter Cross Flow (2 Pass) ที่มีไอเสียไหลในท่อและมีการจัดวางท่อแบบ Staggered ผลการวิเคราะห์พบว่าที่ค่า $U = 19.95$ และ $20.64 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ จุดที่ได้ออกแบบไว้อยู่ใกล้เส้นกราฟ Effectiveness ทั้งคู่ แต่ในการเลือกใช้นั้นจะทำการเลือกที่ค่า $U = 20.64 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ซึ่งให้ค่า Effectiveness = 0.34 เนื่องจากที่ค่านี้ให้ค่า Reynolds Number สำหรับการไหลด้านในท่อที่มากกว่า ซึ่งส่งผลทำให้อัตราการเกิดตะกรันช้าลง โดยผลการคำนวณทั้งหมดได้แสดงไว้ในภาคผนวก ข ตารางที่ ข.5.2

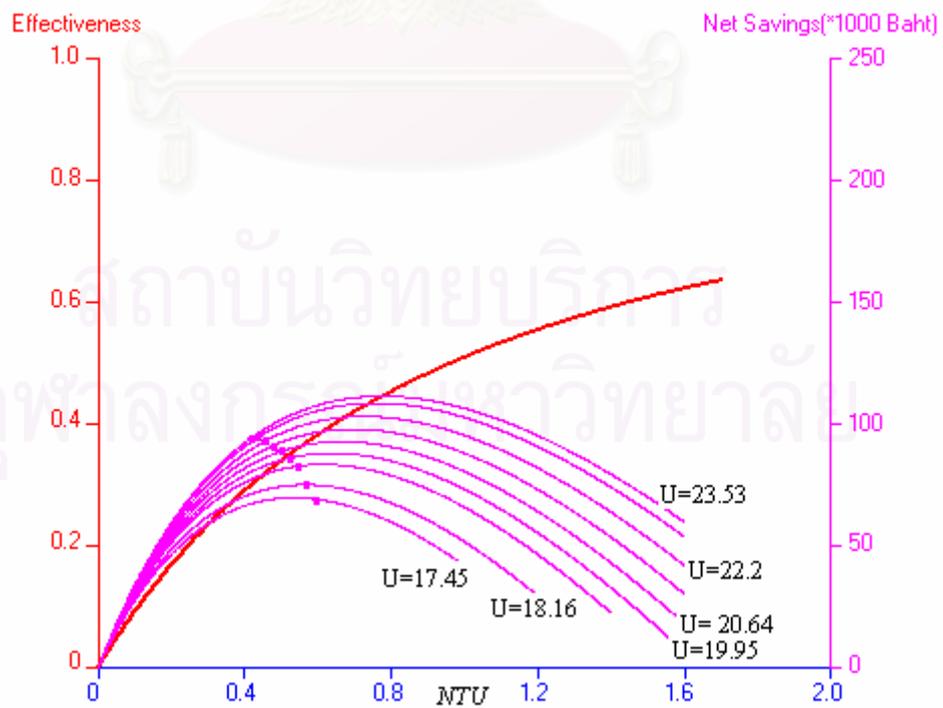
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 6.43 ขั้นตอนการคำนวณเมื่อพิจารณาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสม



รูปที่ 6.44 กราฟวิเคราะห์หาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์กรณีให้ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก



รูปที่ 6.45 กราฟวิเคราะห์หาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์กรณีให้ก๊าซไอเสียไหลในท่อ

สรุปผลการคำนวณ

จากค่าเริ่มต้นที่ใช้ในการคำนวณตามตารางที่ 5.1 นั้น พบว่าถ้าเลือกการคำนวณโดยใช้ค่าคุณสมบัติของของไหลจาก Incropera and DeWitt [25] โดยให้อากาศไหลในท่อและไอเสียไหลในเปลือก สามารถคำนวณได้ ทั้งการจัดเรียงท่อแบบ Staggered และ Aligned แต่สำหรับการเลือกให้อากาศไหลในเปลือกและไอเสียไหลในท่อ จะไม่สามารถทำการคำนวณใดๆได้ เนื่องจากค่า Prandtl Number ของอากาศ มีค่าไม่ถึง 0.7 จึงไม่สามารถใช้สมการของ Grimison [25] ในการหาค่า Nusselt Number สำหรับการไหลผ่านกลุ่มท่อได้ แต่ถ้าเราเลือกการคำนวณโดยใช้ค่าคุณสมบัติของของไหลจาก Kays and London [24] ก็จะสามารถคำนวณในกรณีที่ให้อากาศไหลในเปลือกและไอเสียไหลในท่อได้ เนื่องจาก ค่า Prandtl Number ที่มาจากตารางของ Kays and London มีค่ามากกว่า 0.7

เมื่อเปรียบเทียบการใช้สมการสำหรับการไหลด้านในท่อของ Petukhov และ Gnielinski พบว่ามีผลคำตอบที่ใกล้เคียงกันมาก ยกเว้นที่ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ (h_i) และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U_{theory}) ใกล้เคียงกัน ดังนั้นในการคำนวณออกแบบจึงเลือกใช้สมการของ Gnielinski เนื่องจากสามารถใช้งานได้กว้างกว่าคือค่า Reynolds Number อยู่ในช่วง $3000 < Re_D < 5000000$ ซึ่งครอบคลุมตั้งแต่การไหลในช่วง Transition จนถึง Turbulent

จากการเปรียบเทียบระหว่างการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) และ Counter Cross Flow (2 Pass) พบว่าที่ค่า Effectiveness เดียวกัน การจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) จะให้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่น้อยกว่า นั่นหมายถึงลดราคาค่าใช้จ่ายพื้นที่การถ่ายเทความร้อนลงได้ โดยยังคงให้ปริมาณการถ่ายเทความร้อนเท่าเดิม

เมื่อเปรียบเทียบการจัดเรียงท่อแบบ Staggered และ Aligned พบว่าที่ค่า Effectiveness เดียวกันการจัดเรียงท่อแบบ Staggered จะให้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่น้อยกว่าแบบ Aligned

ดังนั้นในการออกแบบ จะแบ่งเป็นสองกรณี ถ้าผู้ออกแบบเลือกให้อากาศไหลในท่อและก๊าซไอเสียไหลในเปลือก จึงเลือกคำตอบดังนี้คือ ให้การจัดเรียงการไหลเป็นแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) โดยมีการจัดวางท่อแบบ Staggered และใช้สมการของการไหลด้านในท่อของ Gnielinski และสมการของการไหลผ่านกลุ่มท่อของ Grimison ในการคำนวณ และจากการวิเคราะห์หาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมพบว่าที่ค่า Effectiveness = 0.37 ให้ค่าที่มีความเหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์ ซึ่งใช้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนทั้งหมด 13.8728 m^2 จำนวนท่อทั้งหมด 117 ท่อ โดยวางในลักษณะ 13×9 (Row \times Column) โดยสามารถอุ่นอากาศจาก $30 \text{ }^\circ\text{C}$ เป็น $265.25 \text{ }^\circ\text{C}$ และสามารถลดอุณหภูมิไอเสียจาก $665.8 \text{ }^\circ\text{C}$ เป็น $464.56 \text{ }^\circ\text{C}$ ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ $Q_{rec} = 387.42 \text{ MJ/hr}$ การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา 546825 บาทต่อ

ปี โดยมีระยะเวลาคืนทุน $n = 4.84$ เดือน อัตราผลตอบแทนการลงทุน $IRR = 251\%$ ซึ่งรายละเอียดผลการคำนวณทั้งหมดได้แสดงในภาคผนวก ข ตารางที่ ข.4.1

แต่ถ้าเลือกให้อากาศไหลในเปลือกและก๊าซไอเสียไหลในท่อ จะเลือกคำตอบดังนี้คือ การจัดเรียงการไหลเป็นแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) โดยมีการจัดวางท่อเป็นแบบ Staggered ใช้สมการของการไหลด้านในท่อของ Gnielinski และสมการของการไหลผ่านกลุ่มท่อของ Grimison ในการคำนวณ และจากการวิเคราะห์หาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมพบว่าที่ค่า Effectiveness = 0.34 ให้ค่าที่มีความเหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์ ซึ่งใช้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนทั้งหมด 10.7787 m^2 จำนวนท่อทั้งหมด 91 ท่อ โดยวางในลักษณะ 13×7 (Row \times Column) โดยสามารถอุ่นอากาศ จาก $30 \text{ }^\circ\text{C}$ เป็น $246.17 \text{ }^\circ\text{C}$ และสามารถลดอุณหภูมิไอเสียจาก $665.8 \text{ }^\circ\text{C}$ เป็น $481.6 \text{ }^\circ\text{C}$ ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ $Q_{\text{rec}} = 355.1 \text{ MJ/hr}$ การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา 501206 บาทต่อปี โดยมีระยะเวลาคืนทุน $n = 5.3$ เดือน อัตราผลตอบแทนการลงทุน $IRR = 227\%$ ซึ่งรายละเอียดผลการคำนวณทั้งหมดได้แสดงในภาคผนวก ข ตารางที่ ข.5.2

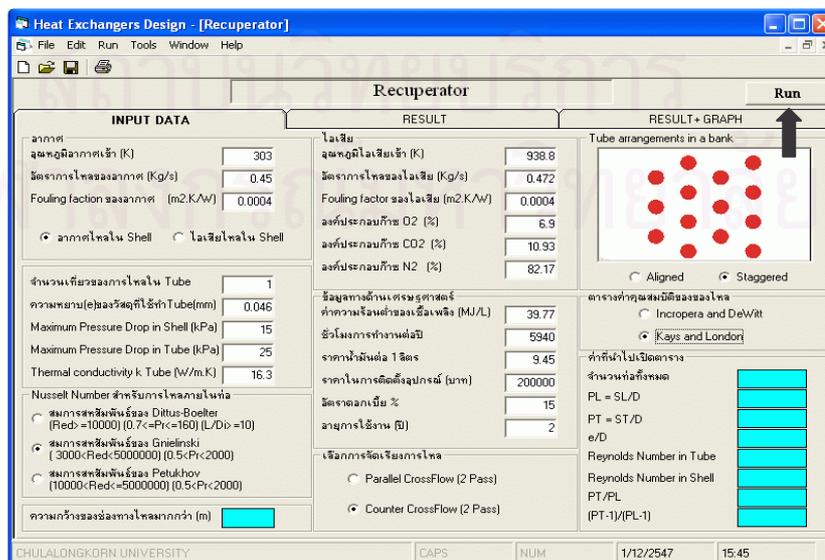
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 7

วิธีการใช้โปรแกรม Recuperator Design Software

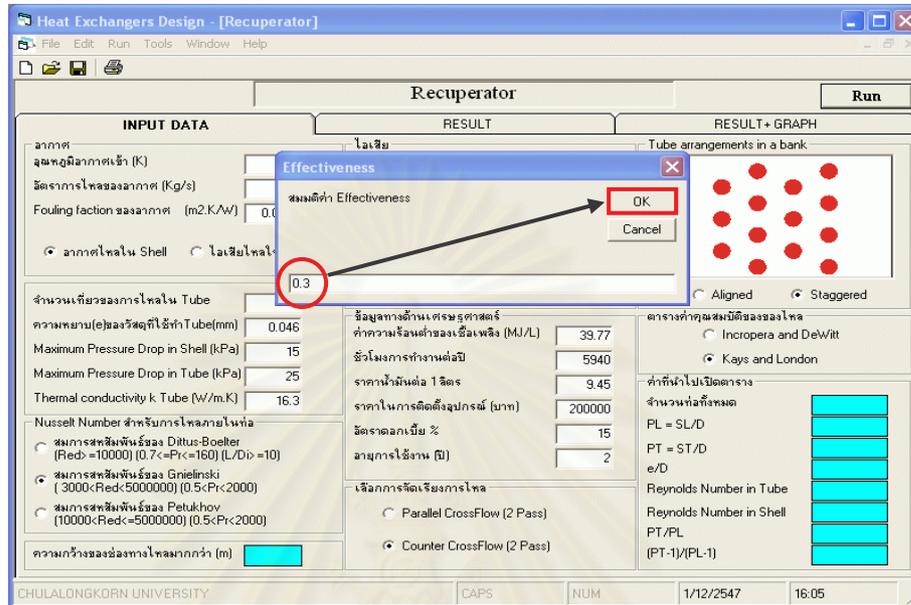
เพื่อนำโปรแกรมคอมพิวเตอร์ไปประยุกต์ใช้งานได้อย่างถูกต้องแล้ว ในบทนี้จะแสดงวิธีการใช้งานโปรแกรม อย่างเป็นขั้นเป็นตอน โดยโปรแกรมที่ได้ประดิษฐ์ขึ้นนี้ สามารถคำนวณอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับก๊าซไอเสียเท่านั้น ซึ่งเหมาะสำหรับอุปกรณ์อุ่นอากาศที่ใช้กับเตาเผาอุตสาหกรรม โดยข้อจำกัดในการคำนวณคือค่าอุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ทางเข้าตัวอุปกรณ์อุ่นอากาศ ต้องไม่เกิน 1400 K ขั้นตอนการใช้งานมีดังนี้

1. ใส่ข้อมูลพื้นฐานทั้งทางด้านวิศวกรรมและทางด้านเศรษฐศาสตร์ที่จำเป็นต่อการคำนวณทั้งหมด โดยตัวโปรแกรมสามารถกำหนดได้ว่าจะเลือกให้ไอเสียไหลเข้าที่ด้านเปลือกหรือด้านท่อ การจัดวางตำแหน่งท่อเป็นแบบแนวเดียวกัน (Aligned) หรือแบบเอียงกัน (Staggered) การจัดเรียงการไหลของของไหลเป็นแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) หรือ Counter Cross Flow (2 Pass) สมการที่ใช้ในการคำนวณหาค่า Nusselt Number สำหรับการไหลด้านในท่อมีให้เลือกทั้งหมด 3 สมการคือของ Dittus-Boelter [25], Gnielinski [25] และ Petukhov [25] ตามลำดับ และสุดท้ายตัวโปรแกรมสามารถเลือกได้ว่าจะใช้คุณสมบัติต่างๆของของไหลจากเอกสารอ้างอิงของ Incropera and DeWitt [25] หรือ Kays and London [24] จากตัวอย่างนี้ข้อมูลพื้นฐานที่ใช้ในการคำนวณนำมาจากตารางที่ 5.1 เมื่อกำหนดค่าต่างๆครบถ้วนแล้ว ก็เริ่มการคำนวณโดยกดปุ่ม Run โดยมีหน้าจอ ดังแสดงรูปที่ 7.1



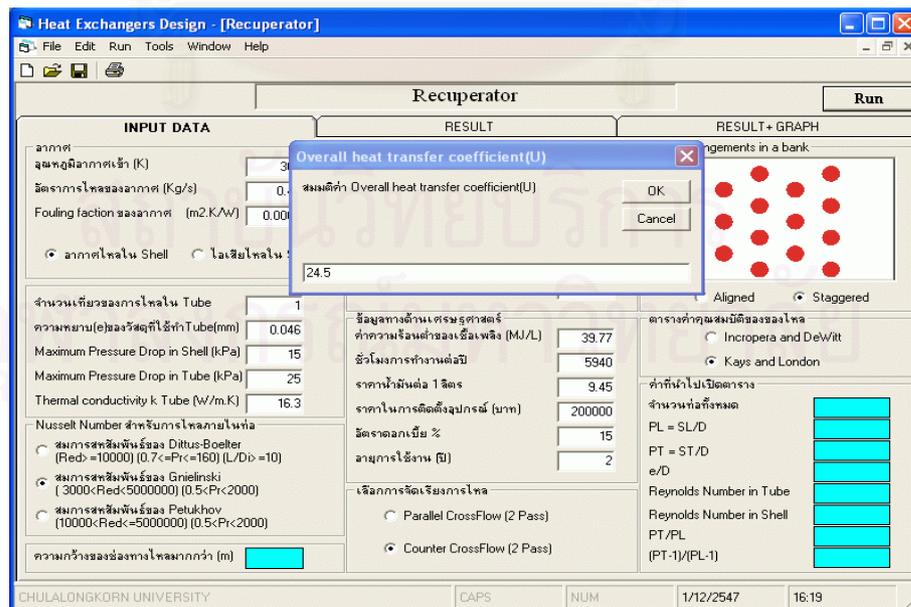
รูปที่ 7.1 การใส่ข้อมูลที่จำเป็นต่อการคำนวณทั้งหมด

2. จากนั้นโปรแกรมจะให้ผู้ใช้ทำการสมมติค่า Effectiveness ซึ่งในตัวอย่างนี้สมมติให้ค่า Effectiveness = 0.3 เมื่อกำหนดเสร็จแล้ว กดปุ่ม OK ตามหน้าต่างในรูปที่ 7.2



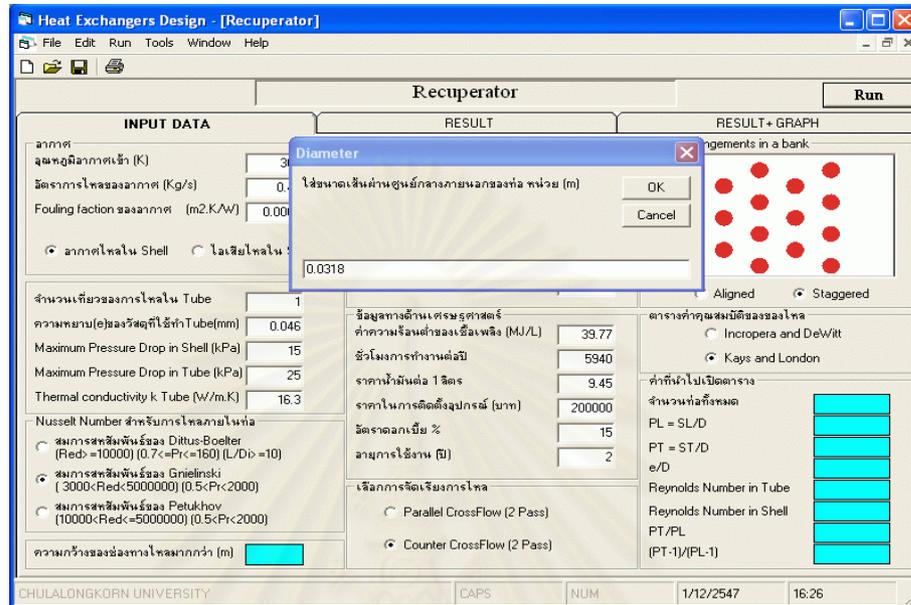
รูปที่ 7.2 การสมมติค่า Effectiveness

3. จากนั้นโปรแกรมจะให้ผู้ใช้ทำการสมมติค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess} ซึ่งในตัวอย่างนี้กำหนดให้ค่า $U_{guess} = 24.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ (รูปที่ 7.3)



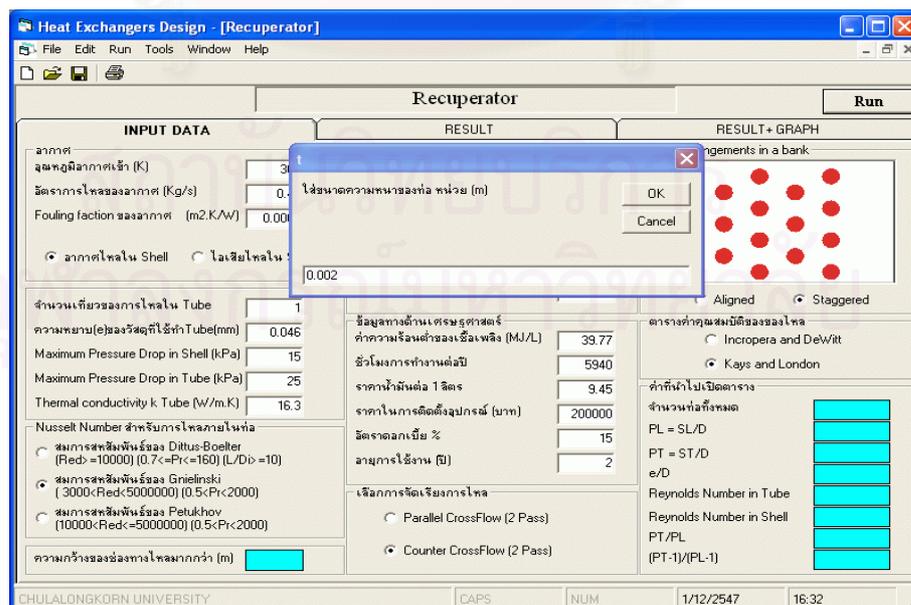
รูปที่ 7.3 การสมมติค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}

4. จากนั้นโปรแกรมจะให้ผู้ใช้ทำการกำหนดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ, D_o ซึ่งในตัวอย่างนี้กำหนดให้ค่า $D_o = 0.0318$ m ดังแสดงในรูปที่ 7.4



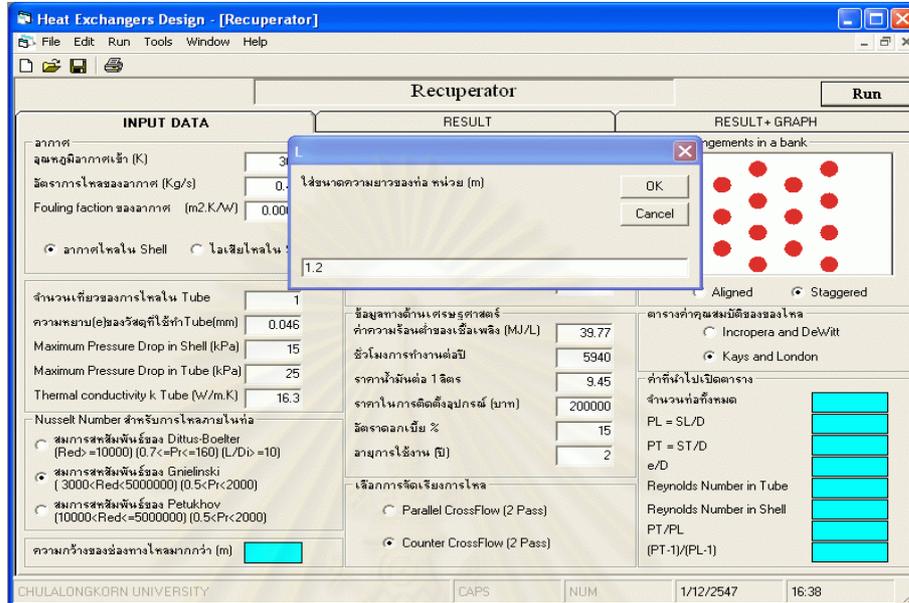
รูปที่ 7.4 การกำหนดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ, D_o

5. จากนั้นโปรแกรมจะให้ผู้ใช้ทำการกำหนดความหนาของท่อ, t ซึ่งในตัวอย่างนี้กำหนดให้ค่า $t = 0.002$ m ดังแสดงในรูปที่ 7.5



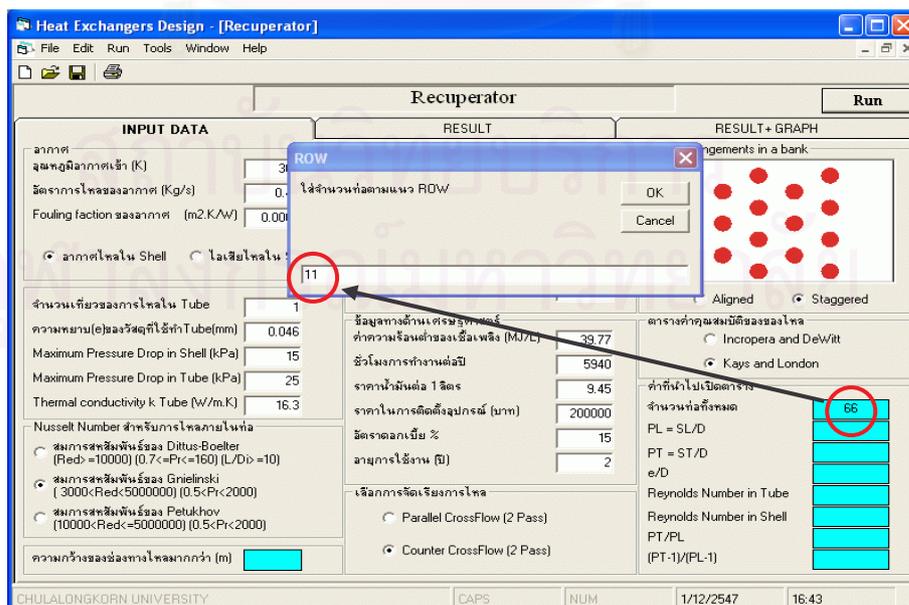
รูปที่ 7.5 การกำหนดขนาดความหนาของท่อ, t

6. โปรแกรมจะให้ผู้ใช้ทำการกำหนดความยาวของท่อ, L ซึ่งในตัวอย่างนี้กำหนดให้ค่า $L = 1.2$ m (รูปที่ 7.6)

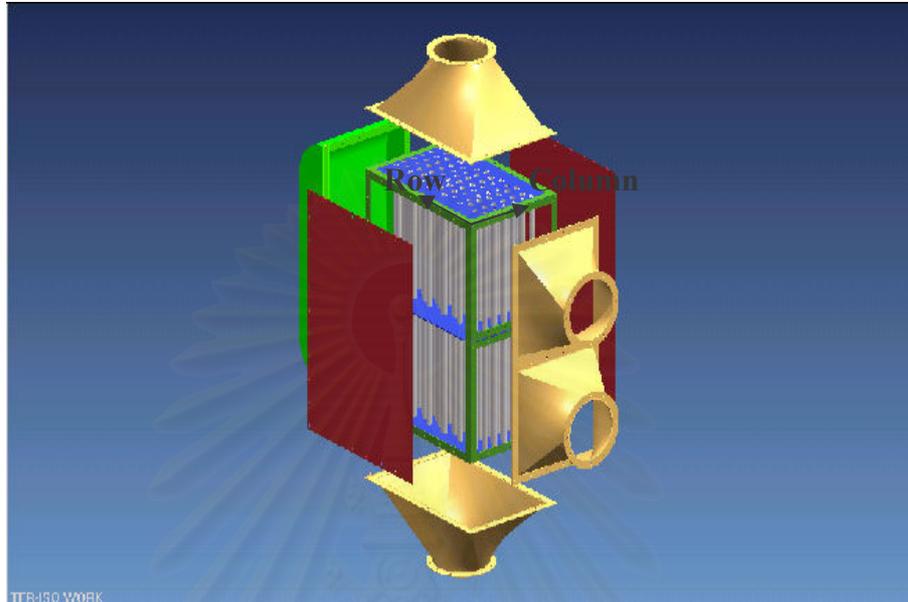


รูปที่ 7.6 การกำหนดขนาดความยาวของท่อ, L

7. จากนั้น โปรแกรมจะแสดงจำนวนท่อที่ต้องการและตัวโปรแกรมจะให้ผู้ใช้งานใส่จำนวนท่อตามแนว Row ดังแสดงในรูปที่ 7.7 โดยตำแหน่งการวางท่อตามแนว Row และ Column แสดงดังรูปที่ 7.8 ตามลำดับ

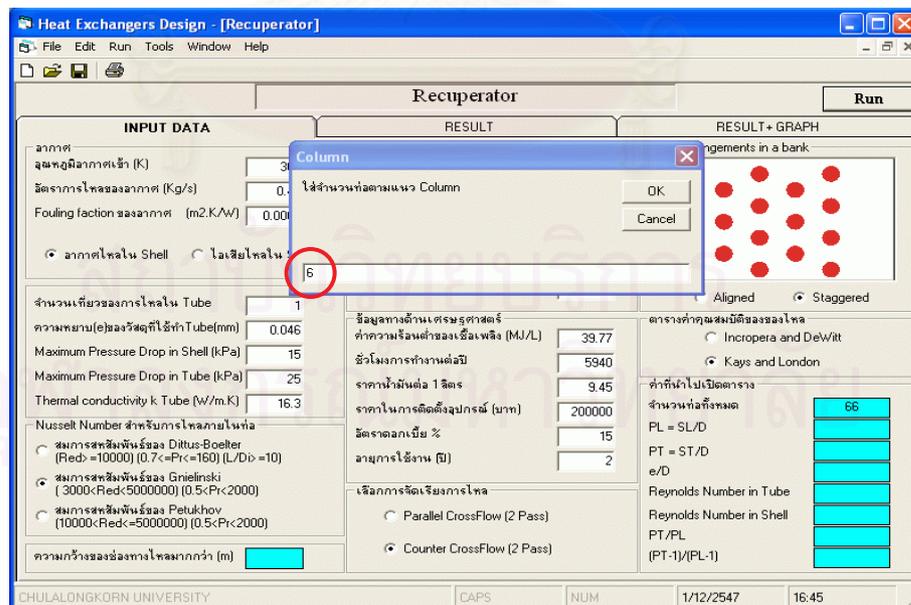


รูปที่ 7.7 การกำหนดจำนวนท่อตามแนว Row



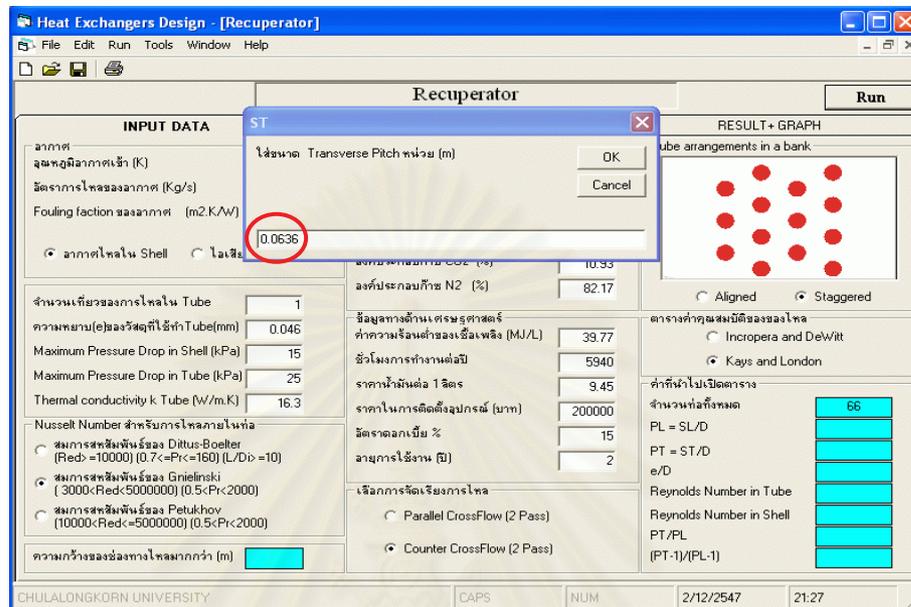
รูปที่ 7.8 ตำแหน่งการวางท่อตามแนว Row และ Column

8. จากนั้น โปรแกรมจะให้ผู้ใช้งานกำหนดจำนวนท่อตามแนว Column (รูปที่ 7.9)



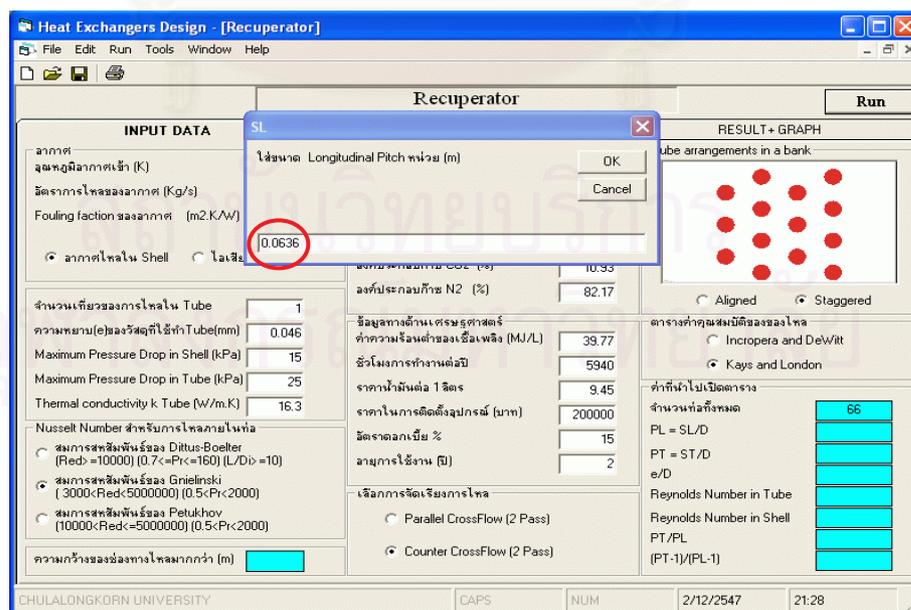
รูปที่ 7.9 การกำหนดจำนวนท่อตามแนว Column

9. ให้ผู้ใช้กำหนดขนาดระยะ Transverse Pitch, S_T ซึ่งในการคำนวณในตัวอย่างนี้จะกำหนดให้ระยะ $S_T = 2D_o = 0.0636$ m ดังแสดงในรูปที่ 7.10



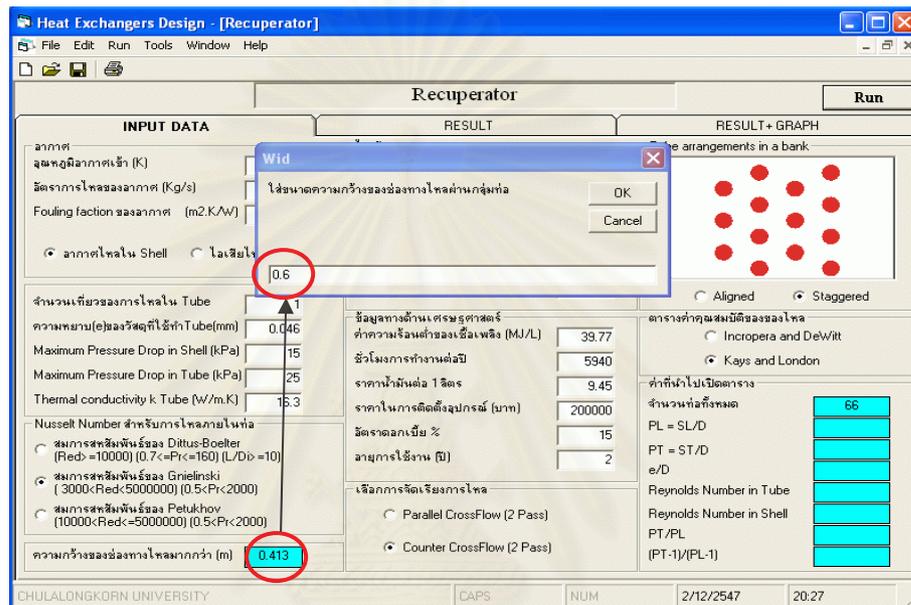
รูปที่ 7.10 การกำหนดระยะ Transverse Pitch

10. จากนั้นโปรแกรมให้ผู้ใช้กำหนดขนาดระยะ Longitudinal Pitch, S_L ซึ่งในการคำนวณในตัวอย่างนี้จะกำหนดให้ระยะ $S_L = 2D_o = 0.0636$ m (รูปที่ 7.11)

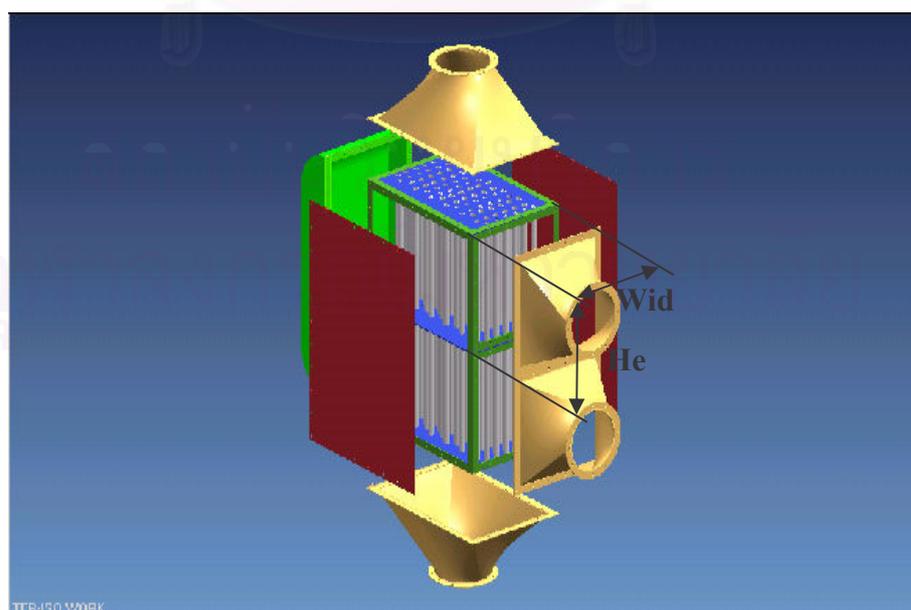


รูปที่ 7.11 การกำหนดระยะ Longitudinal Pitch

11. จากนั้นโปรแกรมให้ผู้ใช้กำหนดขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ, Wid โดยตัวโปรแกรมจะแสดงค่าความกว้างของช่องทางไหลซึ่งควรมีค่ามากกว่าที่กำหนด (รูปที่ 7.12) จากรูปโปรแกรมระบุว่าช่องทางไหลควรมีความกว้างมากกว่า 0.413 m ซึ่งในที่นี้จะกำหนดให้ความกว้างของช่องทางไหลเท่ากับ 0.6 m โดยลักษณะระยะความกว้าง (Wid) ของช่องทางไหลของของไหลผ่านกลุ่มท่อแสดงดังรูปที่ 7.13

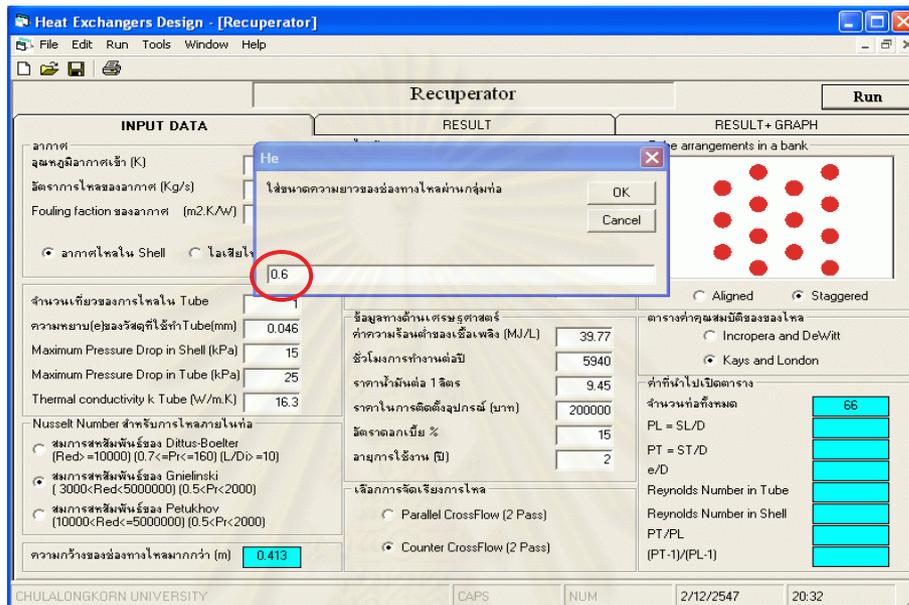


รูปที่ 7.12 การกำหนดขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ



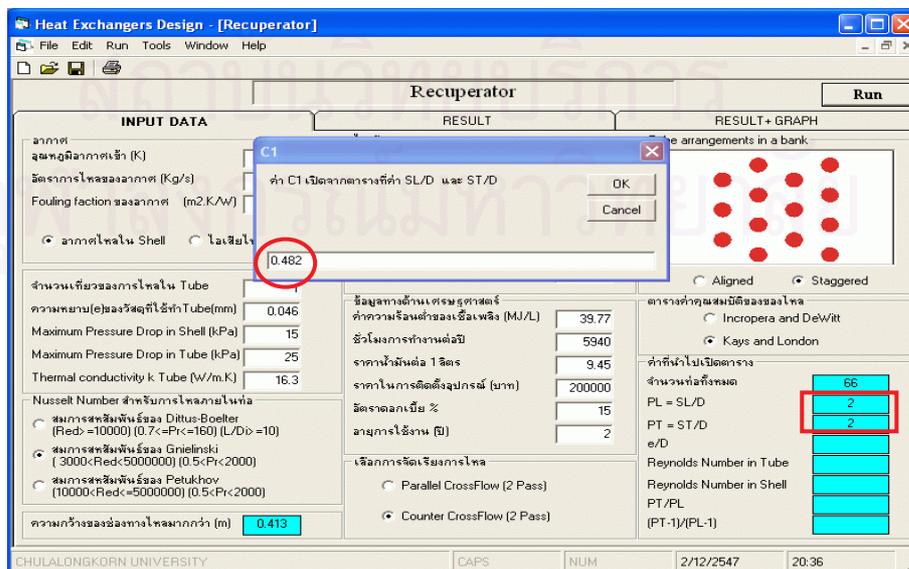
รูปที่ 7.13 ระยะความกว้างและความยาวของช่องทางไหล

12. ผู้ใช้กำหนดขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ, He ซึ่งลักษณะความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อแสดงดังรูปที่ 7.13 โดยในตัวอย่างนี้จะกำหนดให้ $He = 0.6$ m เนื่องจากกำหนดให้ $He =$ ครึ่งหนึ่งของความยาวของท่อ (L) = $1.2/2 = 0.6$ ดังแสดงในรูปที่ 7.14



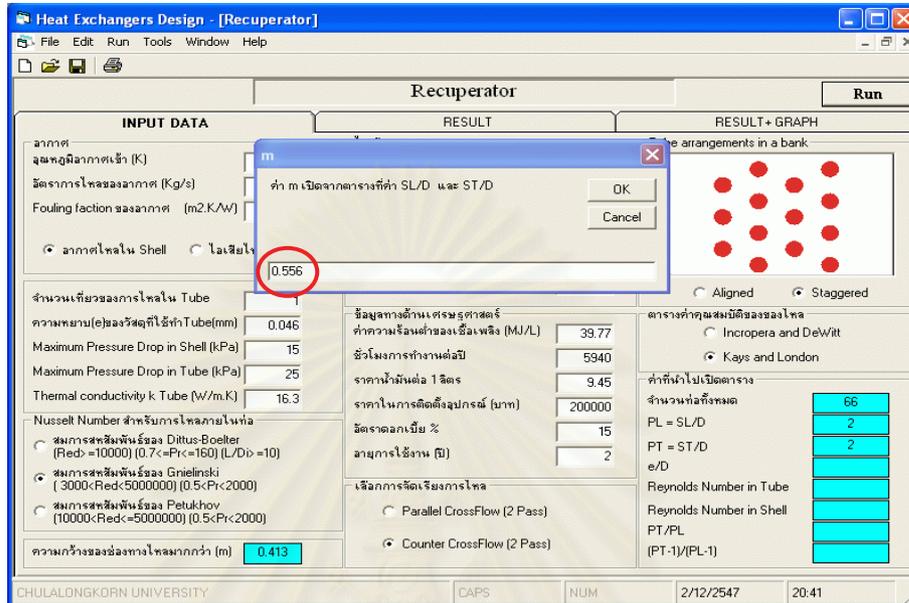
รูปที่ 7.14 การกำหนดขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ

13. จากนั้นโปรแกรมให้ผู้ใช้กำหนดค่าคงที่ C_1 โดยตัวโปรแกรมจะแสดงค่า $P_L = S_L / D_o$ และ $P_T = S_T / D_o$ ตามลำดับ ซึ่งค่าดังกล่าวนำไปเปิดหาค่า C_1 จากตารางที่ 2.3 จากตัวอย่างนี้ค่า $P_T = P_L = 2$ และการจัดวางท่อเป็นแบบ Staggered ดังนั้นค่า $C_1 = 0.482$ (รูปที่ 7.15)



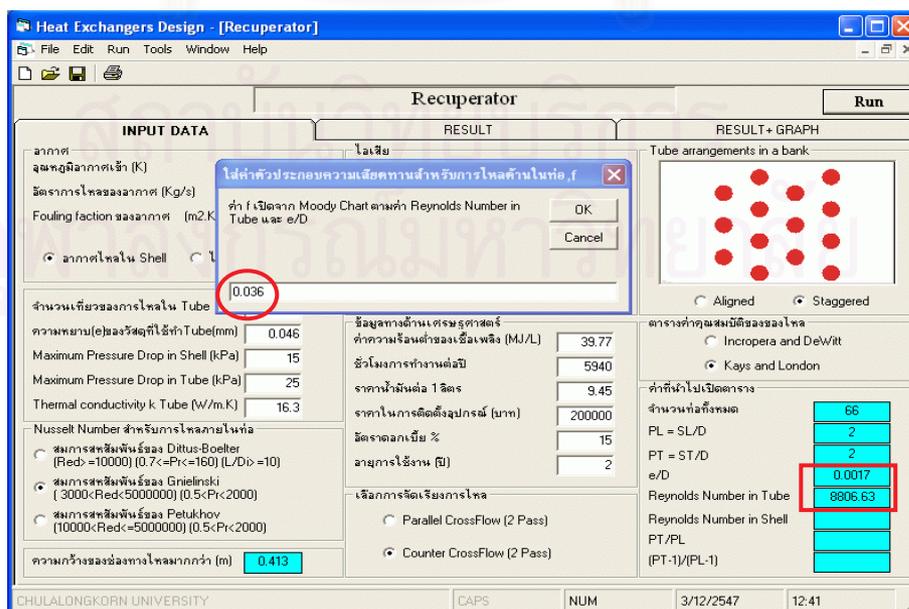
รูปที่ 7.15 การกำหนดค่าคงที่ C_1

14. โปรแกรมให้ผู้ใช้กำหนดค่าคงที่ m ซึ่งสามารถหาได้เช่นเดียวกับค่า C_1 ซึ่งในที่นี้สามารถเปิดตารางที่ 2.3 ได้ค่า $m = 0.556$ ดังแสดงในรูปที่ 7.16



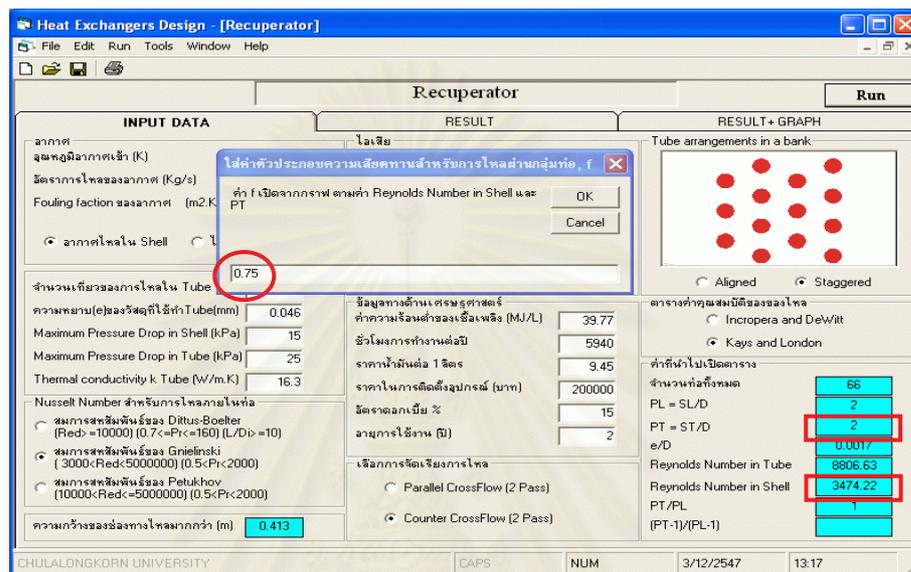
รูปที่ 7.16 การกำหนดค่าคงที่ m

15. จากนั้นโปรแกรมให้ผู้ใช้กำหนดค่าตัวประกอบความเสียดทานของการไหลด้านในท่อ f_i โดยตัวโปรแกรมจะแสดงค่า e/D_i และค่า Reynolds Number in Tube ตามลำดับโดยนำค่าทั้งสองไปเปิดหาค่า f_i จาก Moody Chart โดยจากตัวอย่าง ค่า $e/D_i = 0.0017$ และ $Re_D = 8806.63$ เปิด Moody Chart ได้ $f_i = 0.036$ แสดงดังรูปที่ 7.17



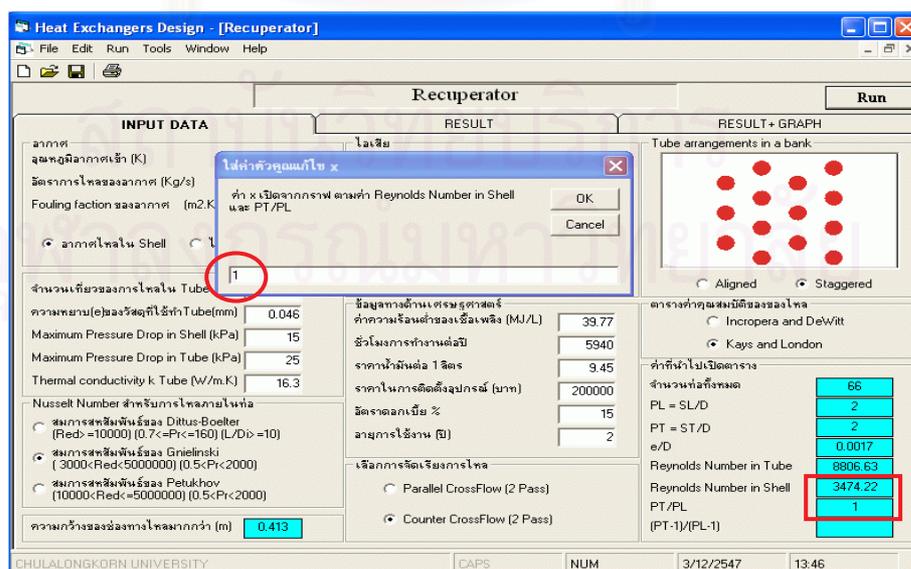
รูปที่ 7.17 การกำหนดค่าตัวประกอบความเสียดทานของการไหลด้านในท่อ f_i

16. ผู้ใช้งานกำหนดค่าตัวประกอบความเสียดทานของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, f_o ซึ่งสามารถหาได้จากกราฟในรูปที่ 2.15 เนื่องจากการจัดวางท่อเป็นแบบ Staggered ซึ่งจากตัวอย่างนี้ค่า f_o หาจากค่า Reynolds Number in Shell = 3474.22 และค่า $P_T = 2$ ดังนั้นนำไปเปิดกราฟได้ค่า $f_o = 0.75$ ดังแสดงในรูปที่ 7.18



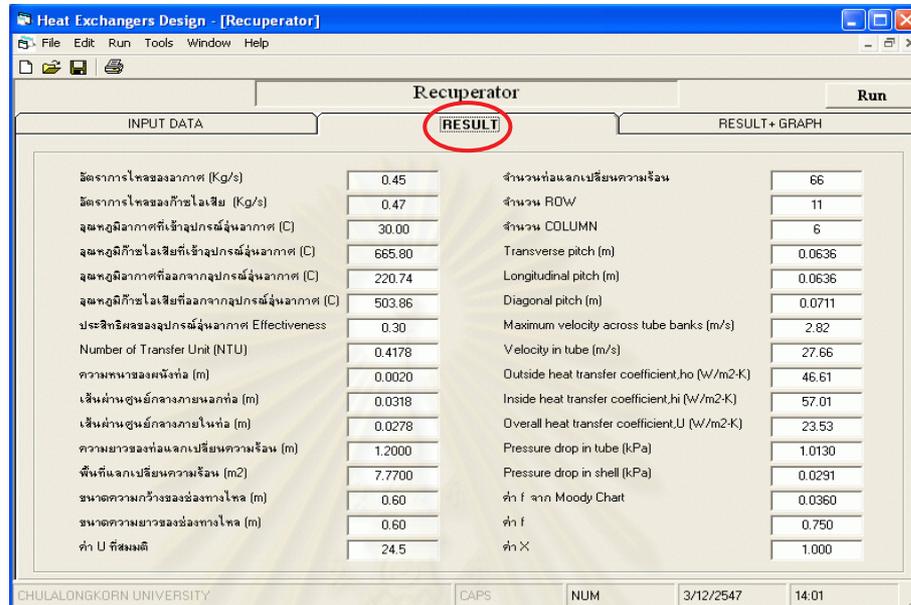
รูปที่ 7.18 การกำหนดค่าตัวประกอบความเสียดทานของการไหลผ่านกลุ่มท่อ f_o

17. จากนั้นโปรแกรมให้ผู้ใช้งานกำหนดค่าตัวคูณแก้ไข, χ ซึ่งสามารถหาได้จากค่า Reynolds Number in Shell = 3474.22 และค่า $P_T/P_L = 1$ เปิดกราฟในรูปที่ 2.15 ได้ $\chi \approx 1$ (รูปที่ 7.19)



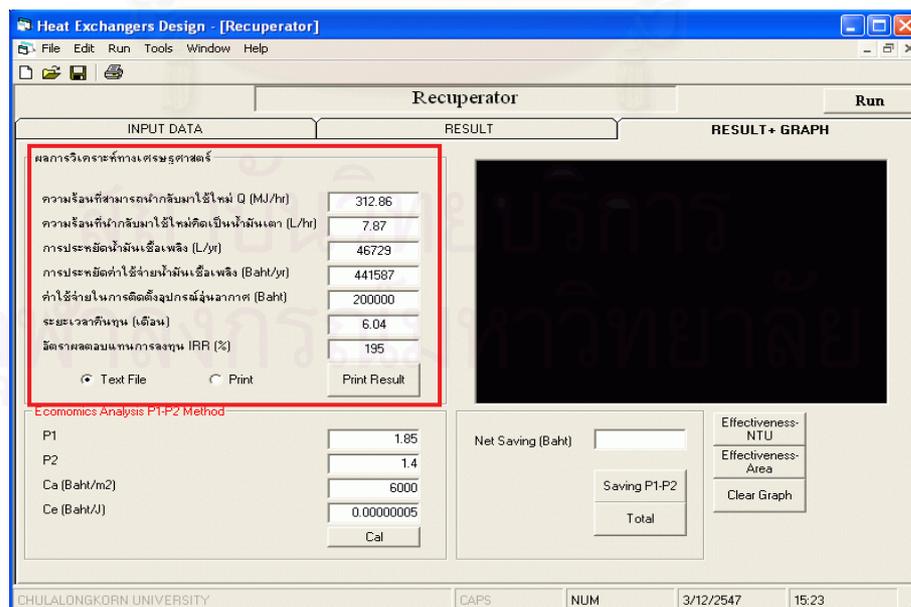
รูปที่ 7.19 การกำหนดค่าตัวคูณแก้ไข χ

18. เมื่อกำหนดเสร็จเรียบร้อยแล้ว โปรแกรมก็จะแสดงผลลัพธ์โดยผู้ใช้งานสามารถใช้เมาส์คลิกที่ Result ดังแสดงในรูปที่ 7.20



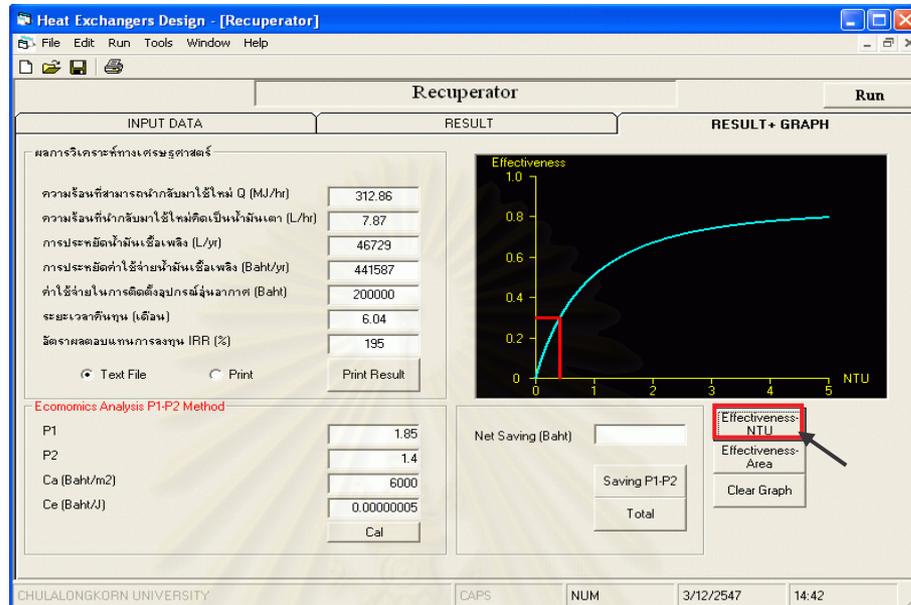
รูปที่ 7.20 ผลลัพธ์จากการคำนวณ

19. โปรแกรมแสดงผลลัพธ์ในเชิงเศรษฐศาสตร์ โดยผลลัพธ์ทั้งหมดสามารถ Print เป็น Text File หรือ Print ออกทางเครื่องพิมพ์ได้ทันที ดังแสดงรูปที่ 7.21

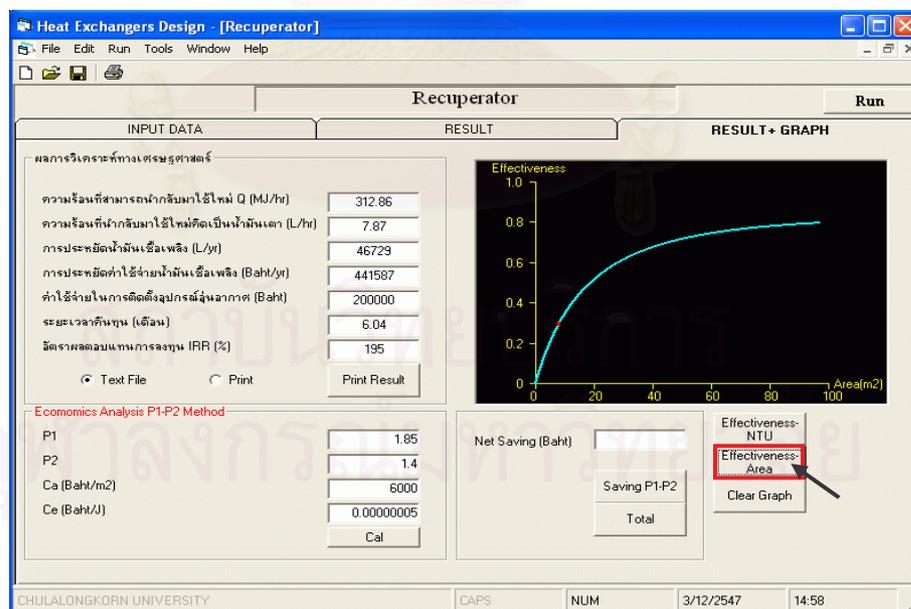


รูปที่ 7.21 ผลลัพธ์เชิงเศรษฐศาสตร์จากการคำนวณ

20. โปรแกรมสามารถแสดงกราฟ Effectiveness NTU และกราฟ Effectiveness Area ซึ่งแสดงดังรูปที่ 7.22 กับ 7.23 ตามลำดับ

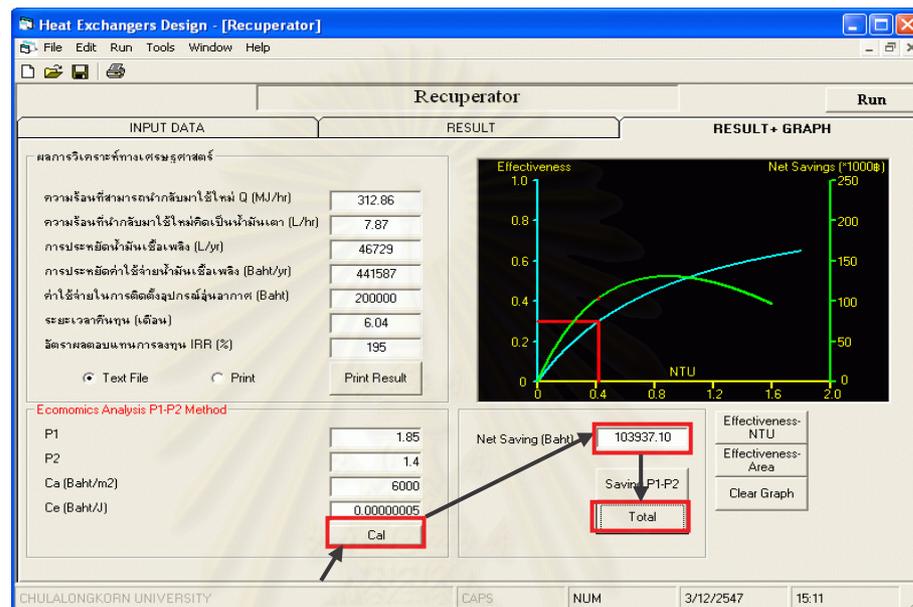


รูปที่ 7.22 กราฟ Effectiveness กับ NTU



รูปที่ 7.23 กราฟ Effectiveness กับ Area

21. โปรแกรมทำการวิเคราะห์หาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสม โดยกำหนดค่าตัวแปร P_1 , P_2 , C_a และ C_c เมื่อกำหนดเสร็จเรียบร้อยแล้ว กดปุ่ม Cal โปรแกรมจะแสดงค่า Net Saving (Baht) หลังจากนั้นกดปุ่ม Total ซึ่งกราฟดังกล่าวจะแสดงค่า Effectiveness และ Net Saving ดังแสดงในรูปที่ 7.24



รูปที่ 7.24 กราฟวิเคราะห์หาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์

บทที่ 8

สรุปผลงานวิจัยและข้อเสนอแนะ

8.1 สรุปผลงานวิจัย

งานวิจัยนี้มีจุดประสงค์ในการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศสำหรับเตาเผาอุตสาหกรรม โดยได้ประดิษฐ์โปรแกรมสำเร็จรูปเพื่อลดระยะเวลาในการคำนวณซ้ำ เนื่องจากในกระบวนการออกแบบต้องกำหนดพารามิเตอร์จำนวนมาก ประกอบกับคำตอบสุดท้ายของการออกแบบสามารถมีได้หลายคำตอบ ผู้ออกแบบสามารถกำหนดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ ความยาวท่อได้ในขนาดต่าง ๆ กัน ซึ่งขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพของวิศวกรผู้ออกแบบ เมื่อได้คำตอบมาหลายๆคำตอบแล้วจากนั้นจึงนำผลลัพธ์ดังกล่าวมาคำนวณหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์ด้วยวิธี P_1-P_2 เพื่อเป็นการตัดสินใจในขั้นตอนสุดท้ายในการออกแบบว่าจะเลือกคำตอบใด จากโปรแกรมที่ได้ประดิษฐ์ขึ้นค่าคุณสมบัติของของไหลที่แปรเปลี่ยนตามค่าอุณหภูมิ สามารถคำนวณได้โดยอัตโนมัติเนื่องจากใช้วิธี Polynomial Regression เข้ามาช่วย

ในบทที่ 2 และ 3 ของงานวิจัยได้กล่าวถึงทฤษฎีต่างๆ ในการคำนวณอุปกรณ์อุ่นอากาศและชนิดต่างๆของอุปกรณ์อุ่นอากาศ ตามลำดับ

บทที่ 4 และ 5 เป็นการทดสอบความถูกต้องของโปรแกรมที่ได้ประดิษฐ์ขึ้น โดยในบทที่ 4 เป็นการใส่ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขเข้ามาช่วยในการคำนวณเช่น วิธีแบ่งครึ่งช่วง (Bisection Method) ใช้สำหรับหารากของสมการ ซึ่งใช้หาคำตอบของสมการความสัมพันธ์ NTU และ Effectiveness หลังจากการตรวจสอบความถูกต้องพบว่าวิธีดังกล่าวให้ผลลัพธ์ที่ถูกต้อง ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขต่อไปที่ใช้คือ วิธีถดถอยแบบพหุนาม (Polynomial Regression) และวิธีระเบียบวิธีการกำจัดแบบเกาส์ (Gauss Elimination) ซึ่งวิธีการดังกล่าวใช้สำหรับสร้างสมการโพลีโนเมียล จากกลุ่มของข้อมูล ซึ่งในที่นี้จะนำกลุ่มของข้อมูลคุณสมบัติของของไหล มาทำการแปลงเป็นสมการโพลีโนเมียล เพื่อสะดวกในการนำไปใช้กับโปรแกรมคอมพิวเตอร์ จากผลลัพธ์ที่ได้จากวิธีการดังกล่าว พบว่าสมการโพลีโนเมียลที่คำนวณได้ ให้ค่าผลลัพธ์เท่ากับค่าจริงที่ได้จากตาราง ดังนั้นสามารถนำมาประยุกต์ใช้เข้ากับโปรแกรมคอมพิวเตอร์ได้เป็นอย่างดี ส่วนในบทที่ 5 เป็นการทดสอบความถูกต้องของโปรแกรมในการคำนวณทางพลังงานความร้อนและค่าความดันสูญเสีย โดยเปรียบเทียบกับงานวิจัยที่ได้ทำการออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศจริง จากการเปรียบเทียบพบว่าค่าตัวแปรที่ได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์นั้นมีความถูกต้องเป็นจำนวนมาก มีเพียงบางตัวแปรเท่านั้นที่มีความคลาดเคลื่อนแตกต่างจากการคำนวณด้วยมือเพียง

เล็กน้อยเนื่องมาจาก การคำนวณด้วยมือนั้นมีการปัดเศษ แต่ผลที่ได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์นั้น ไม่มีการปัดเศษในระหว่างการคำนวณ ดังนั้นผลจากการคำนวณด้วยคอมพิวเตอร์จึงเป็นที่น่าพอใจ

บทที่ 6 เป็นการวิเคราะห์ผลจากการคำนวณด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ โดยการเพิ่มประสิทธิภาพของอุปกรณ์อุ่นอากาศ ไปเรื่อยๆ จากค่าเริ่มต้นที่กำหนดให้ เพื่อดูว่าจะสามารถเพิ่มประสิทธิภาพไปได้เท่าไร จากนั้นจะนำมาหาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์ โดยในบทนี้ได้คำนวณการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) และ Counter Cross Flow (2 Pass) การจัดวางท่อแบบ Staggered และ Aligned โดยใช้สมการของการไหลด้านในท่อของ Petukhov และ Gnielinski ตามลำดับ จากผลการคำนวณพบว่าสมการของ Gnielinski เหมาะสมกับการนำไปใช้ในโปรแกรม เนื่องจากสามารถใช้งานได้ในช่วง Reynolds Number ที่กว้าง ($3000 < Re_D < 5000000$) และจากการเปรียบเทียบระหว่างการจัดเรียงการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) และ Counter Cross Flow (2 Pass) พบว่าที่ค่า Effectiveness เดียวกัน การจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) จะให้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่น้อยกว่า นั่นหมายถึงลดราคาค่าใช้จ่ายพื้นที่การถ่ายเทความร้อนลงได้ แต่ยังคงให้ปริมาณการถ่ายเทความร้อนเท่าเดิม และเมื่อเปรียบเทียบการจัดเรียงท่อแบบ Staggered และ Aligned พบว่าที่ค่า Effectiveness เดียวกันการจัดเรียงท่อแบบ Staggered จะใช้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่น้อยกว่าแบบ Aligned

ดังนั้นในการออกแบบจึงเลือกการจัดเรียงการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) การจัดวางท่อแบบ Staggered และใช้สมการของการไหลด้านในท่อของ Gnielinski และสมการของการไหลผ่านกลุ่มท่อของ Grimison ในการคำนวณ โดยในการออกแบบจะแบ่งเป็นสองกรณี ถ้าเลือกให้อากาศไหลในท่อและก๊าซไอเสียไหลในเปลือก ผลจากการวิเคราะห์หาพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมพบว่าที่ค่า Effectiveness = 0.37 ให้ค่าที่มีความเหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์ ซึ่งใช้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนทั้งหมด 13.8728 m^2 จำนวนท่อทั้งหมด 117 ท่อ โดยวางตามแนว Row 13 ท่อ และ Column 9 ท่อ โดยสามารถอุ่นอากาศ จาก $30 \text{ }^\circ\text{C}$ เป็น $265.25 \text{ }^\circ\text{C}$ และสามารถลดอุณหภูมิไอเสียจาก $665.8 \text{ }^\circ\text{C}$ เป็น $464.56 \text{ }^\circ\text{C}$ ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ $Q_{\text{rec}} = 387.42 \text{ MJ/hr}$ การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา 546825 บาทต่อปี ระยะเวลาคืนทุน $n = 4.84$ เดือน อัตราผลตอบแทนการลงทุน $IRR = 251\%$ แต่ถ้าเลือกให้อากาศไหลในเปลือกและก๊าซไอเสียไหลในท่อ ผลจากการคำนวณพบว่าที่ค่า Effectiveness = 0.34 ให้ค่าที่มีความเหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์ ซึ่งใช้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนทั้งหมด 10.7787 m^2 จำนวนท่อทั้งหมด 91 ท่อ โดยวางตามแนว Row 13 ท่อ และ Column 7 ท่อ โดยสามารถอุ่นอากาศ จาก $30 \text{ }^\circ\text{C}$ เป็น $246.17 \text{ }^\circ\text{C}$ และสามารถลดอุณหภูมิไอเสียจาก $665.8 \text{ }^\circ\text{C}$ เป็น $481.6 \text{ }^\circ\text{C}$ ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ $Q_{\text{rec}} = 355.1 \text{ MJ/hr}$ การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา 501206 บาทต่อปี ระยะเวลาคืนทุน $n = 5.3$ เดือน และอัตราผลตอบแทนการลงทุน $IRR = 227\%$

จากผลการคำนวณสำหรับกรณีที่อากาศไหลในเปลือกและก๊าซไอเสียไหลในท่อ พบว่าค่า Effectiveness ที่เหมาะสมในเชิงเศรษฐศาสตร์ มีค่า 0.34 ซึ่งน้อยกว่าแบบอากาศไหลในท่อและก๊าซไอเสียไหลในเปลือก เนื่องจากค่า Reynolds Number ของก๊าซไอเสียไหลที่ไหลในท่อมีค่าต่ำ ซึ่งเป็นผลมาจากค่าความหนืดที่สูงกว่าอากาศ ทำให้เกิดคราบสกปรกบริเวณผนังท่อได้เร็ว ทำให้ต้องเสียค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษามากขึ้น ซึ่งทำให้ตัวแปร P_2 ในสมการ P_1-P_2 มีค่ามากขึ้น ส่งผลให้เส้นกราฟในกรณีอากาศไหลในเปลือกและก๊าซไอเสียไหลในท่อได้ค่าที่เหมาะสมคือค่า Effectiveness เท่ากับ 0.34 หรือมีค่า U เท่ากับ $20.64 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$

บทที่ 7 ได้แสดงตัวอย่างวิธีการใช้งานโปรแกรม Recuperator Design Software ซึ่งโปรแกรมที่ได้ประดิษฐ์ขึ้นนี้ ออกแบบให้ผู้ใช้งานสามารถใช้งานได้โดยง่าย ทั้งในส่วนของกรใส่ค่าทางการคำนวณ และในส่วนของกรแสดงผล โดยในส่วนการแสดงผลนั้นจะแสดงเป็นหน้าจอพร้อมตัวเลขซึ่งเป็นผลมาจากการคำนวณและยังแสดงผลเป็นเส้นกราฟอีกด้วย ซึ่งง่ายต่อการเข้าใจ

8.2 ข้อเสนอแนะ

1. ควรมีการศึกษาผลกระทบจากการแผ่รังสีเพิ่มเติม เนื่องจากคราบเขม่าที่จับพื้นผิวท่อมมีลักษณะค่อนข้างใกล้เคียงกับพื้นผิวดำอีกทั้งอุณหภูมิของก๊าซไอเสียมีอุณหภูมิที่สูง ซึ่งก๊าซ CO_2 สามารถดูดและเปล่งรังสีได้ การแผ่รังสีความร้อนจึงมีผลกระทบที่สำคัญ ถ้าพัฒนาโปรแกรมให้สามารถวิเคราะห์ถึงการแผ่รังสีโดยสามารถคิดรวมในสมการสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมได้ ก็จะสามารถออกแบบให้ค่ามีความใกล้เคียงกับปรากฏการณ์จริงมากขึ้น
2. เหน็ดจากการเลือกคำตอบของการออกแบบตัวรีคูเพอเรเตอร์ควรมีหลายกรณียกตัวอย่างเช่น พิจารณาจากกฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งสามารถหาจากค่าการย้อนกลับไม่ได้ (Irreversibility) เป็นต้น
3. ควรเพิ่มให้ตัวโปรแกรมสามารถออกแบบตัวรีคูเพอเรเตอร์ชนิดอื่นๆได้เช่น Flue Type Recuperator, Radiation Type Recuperator หรือ Compact Heat Exchanger เป็นต้น
4. เพิ่มเติมในส่วนการแสดงผลมีคิดว่าๆของตัวอุปกรณ์อุ่นอากาศว่ามีขนาดสัดส่วนเท่าใด เพื่อให้ผู้ใช้งานสามารถเข้าใจได้โดยง่าย
5. ขยายตัวโปรแกรมให้สามารถวิเคราะห์ลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนโดยใช้วิธีการคำนวณแบบ Computational Fluid Dynamics (CFD) ได้ เพื่อคิดว่าตัวอุปกรณ์อุ่นอากาศที่เราได้ออกแบบนั้น มีลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนเป็นอย่างไรในระดับ Microscopic เพื่อเป็นการยืนยันผลการคำนวณก่อนการนำไปสร้างจริง (เนื่องจากการคำนวณโดยใช้สูตร Correlation อาจให้ผลที่คลาดเคลื่อน 10-20%)

รายการอ้างอิง

1. วรุฒิ มั่นสกุล. การศึกษาและพัฒนาอุปกรณ์อุ่นอากาศด้วยไอเสียสำหรับเตาเผาอุตสาหกรรม. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2544.
2. วรุฒิ มั่นสกุล. การศึกษาและพัฒนาอุปกรณ์อุ่นอากาศด้วยไอเสียสำหรับเตาเผาอุตสาหกรรม, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 15, 2544.
3. สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์, พงษ์ธร จรรย์ญากรณ์ และ วรุฒิ มั่นสกุล. การออกแบบอุปกรณ์อุ่นอากาศด้วยไอเสียสำหรับเตาเผาอุตสาหกรรม. วิศวกรรมสารฉบับวิจัยและพัฒนา วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทยในพระบรมราชูปถัมภ์ 15 ฉบับที่ 2 (2547): 38-47.
4. ภูษิต จันทน์สุคนธ์. สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ โดยใช้ของไหล 3 ชนิด. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2543.
5. สุพจน์ มุนินทร์รางกูล. เกณฑ์การเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการนำความร้อนที่กลับมาใช้ประโยชน์ในอุตสาหกรรม. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ, สาขาเทคโนโลยีอุตสาหกรรม คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2544.
6. Jolly, A.J., Doherty, T.O. and Bates, C.J. COHEX: A Computer Model for Solving the Thermal Energy in an Ultra High Temperature Heat Exchanger. Part A: Computational Theory. Applied Thermal Engineering 18, 12 (1998): 1263-1276.
7. Jolly, A.J., Doherty, T.O. and Bates, C.J. COHEX: A Computer Model for Solving the Thermal Energy in an Ultra High Temperature Heat Exchanger. Part B: Validation and Results. Applied Thermal Engineering 19, 4 (1999): 389-398.
8. Wetter, M., Simulation Model Air-to-Air Plate Heat Exchanger, Simulation Research Group Building Technologies, Department Environmental Energy Technologies Division, Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley, 1999.
9. Leong, K.C., Toh, K.C. and Leong, Y.C. Shell and Tube Heat Exchanger Design Software for Education Applications. International Journal of Engineering Education 14, 3 (1998): 217-224.

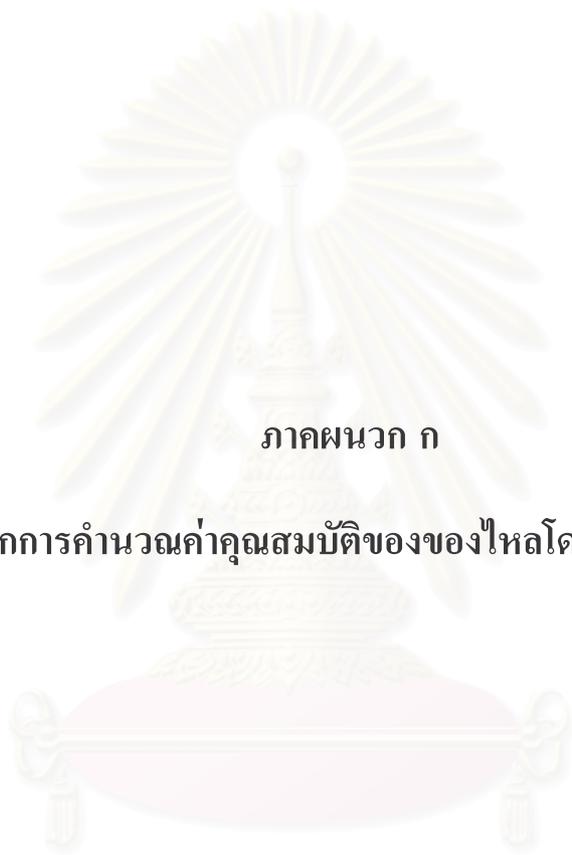
10. Saunders, E.A.D. Shell-and Tube Heat Exchangers: Elements of Construction, in Heat Exchanger Design Handbook. 4 (1988): 4.2.1-1 – 4.2.5-24.
11. TEMA. Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association. 7th Edition, New York, 1988.
12. Guo, Z.Y., Zhou, S.Q., Li, Z.X. and Chen, L.G. Theoretical Analysis and Experimental Confirmation of the Uniformity Principle of Temperature Difference Field in Heat Exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer 45, 10 (2002): 2119-2127.
13. Beziel, M. and Stephan, K. Temperature Distribution in the Outlet of Cross-Flow Heat Exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer 38, 2 (1995): 371-380.
14. Budin, R., Bogdanic, A.M. and Filipan, V. Energy Conservation Using a Recuperative Drying Process. Energy Conversion & Management 37, 9 (1996): 1393-1399.
15. Pignotti, A. and Shah, R.K. Effectiveness-Number of Transfer Units Relationships for Heat Exchanger Complex Flow Arrangements. International Journal of Heat and Mass Transfer 35, 5 (1992): 1275-1291.
16. Sahin, A.Z. Thermodynamic Design Optimization of a Heat Recuperator. International Communications in Heat and Mass transfer 24, 7 (1997): 1029-1038.
17. Ogulata, R.T. and Doba, F. Experiments and Entropy Generation Minimization Analysis of a Cross-Flow Heat Exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer 41, 2 (1998): 373-381.
18. Ogulata, R.T, Doba, F. and Yilmaz, T. Irreversibility Analysis of Cross Flow Heat Exchangers. Energy Conversion & Management 41, 15 (2000): 1585-1599.
19. San, J.Y. and Jan, C.H. Second-Law Analysis of a Wet Crossflow Heat Exchanger. Journal of Energy 25, 10 (2002): 939-955.
20. Holmberg, R.B. Sensible and Latent Heat Transfer in Cross-Counterflow Gas-to-Gas Heat Exchanger. ASME Journal of Heat Transfer: 1989.
21. Soylemez, M.S. On the Optimum Heat Exchanger Sizing for Heat Recovery. Energy Conversion & Management 41, 13 (2000): 1419-1427.
22. Soylemez, M.S. On the Thermoeconomical Optimization of Heat Pipe Heat Exchanger HPHE for Waste Heat Recovery. Energy Conversion & Management 44, 15 (2003): 2509-2517.

23. พงษ์ธร จรรย์ญากรณ์. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับงานอุตสาหกรรม. พิมพ์ครั้งที่ 1. กรุงเทพฯ: สำนักพิมพ์ เอ็มแอนดีอี, 2542.
24. Kays, W. and London, A.L. Compact Heat Exchangers. New York: McGraw Hill, 1964.
25. Incropera, F.P. and DeWitt, D.P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 4th Edition. New York: John Wiley & Sons, 1996.
26. KaKac, S. and Liu, H.. Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design. 2nd Edition. USA: CRC Press, 2002.
27. White, F.M. Fluid Mechanics. 3rd Edition, New York: McGraw-Hill, 230-294, 1994.
28. Yilmaz, M., Sara, O.N. and Karsli, S. Performance Evaluation Criteria for Heat Exchangers Based on Second Law Analysis. Exergy International Journal 4, 2 (2001): 278-294.
29. Bejan, A. Entropy Generation through Heat and Fluid Flow. New York: Wiley, 1982.
30. Rohsenow, W.M., Harnett, J.P. and Ganic, E.N. Handbook of Heat Transfer Applications. New York: McGraw-Hill, 1985.
31. Japan The Energy Conservation Center. Data Sheet for Energy Control. 1984: 6-19.
32. Hardtechnologies Group and European Union, Heat Recovery Technology, Available from: <http://www.hardtech.es.html> [2004, October 27]



ภาคผนวก

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ก

ผลจากการคำนวณค่าคุณสมบัติของงูไหลโดยวิธีเชิงตัวเลข

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

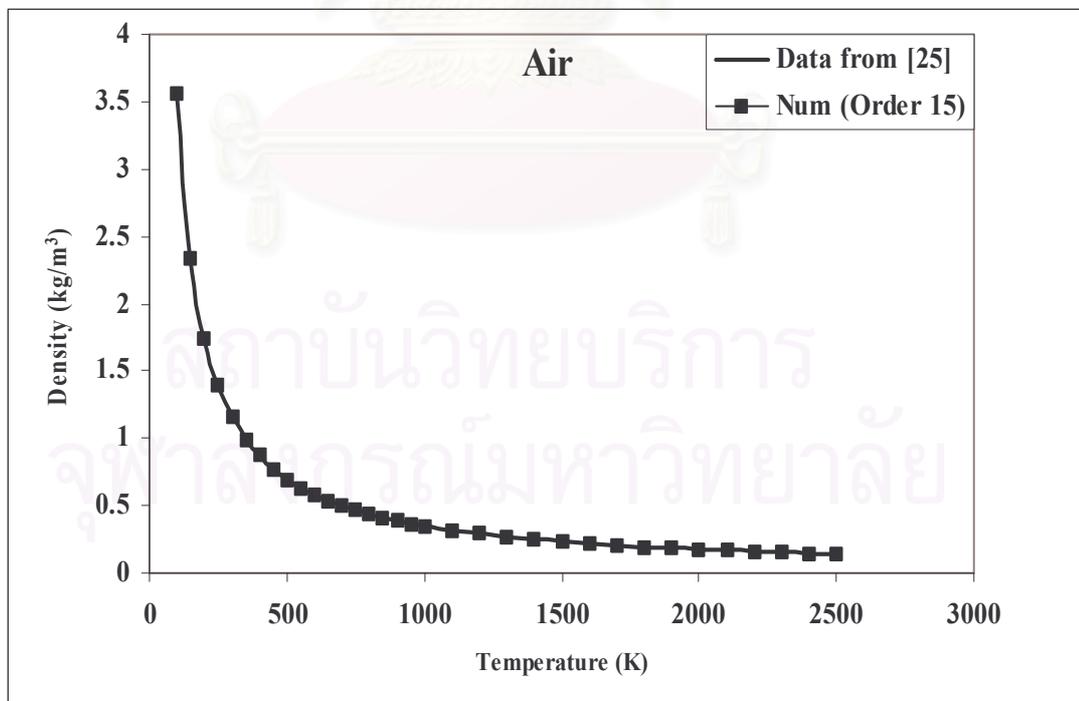
สำหรับของไหลที่เป็นอากาศ ได้แบ่งการคำนวณออกเป็น 2 ช่วง ได้แก่ ช่วงอุณหภูมิ 100-1000 K และช่วงอุณหภูมิ 1000-2500 K

สำหรับค่าความหนาแน่น ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 100-1000 K ได้

$$\begin{aligned} \rho(T)_{100-1000\text{K}} = & (0.1358581\text{E}+02) + (-0.2146948\text{E}+00) T + (0.1862785\text{E}-02) T^2 \\ & + (-0.9952685\text{E}-05) T^3 + (0.3434222\text{E}-07) T^4 + (-0.7666741\text{E}-10) T^5 \\ & + (0.1030709\text{E}-12) T^6 + (-0.5402154\text{E}-16) T^7 + (-0.7259867\text{E}-19) T^8 \\ & + (0.1763452\text{E}-21) T^9 + (-0.1648863\text{E}-24) T^{10} + (0.7330020\text{E}-28) T^{11} \\ & + (-0.3303002\text{E}-33) T^{12} + (-0.1756826\text{E}-34) T^{13} + (0.8944789\text{E}-38) T^{14} \\ & + (-0.1639551\text{E}-41) T^{15} \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 1000-2500 K ได้

$$\begin{aligned} \rho(T)_{1000-2500\text{K}} = & (-0.5286446\text{E}+00) + (0.6620892\text{E}-02) T + (-0.1402617\text{E}-04) T^2 \\ & + (0.1140690\text{E}-07) T^3 + (-0.1863862\text{E}-12) T^4 + (-0.6087637\text{E}-14) T^5 \\ & + (0.3783958\text{E}-17) T^6 + (-0.2385093\text{E}-21) T^7 + (-0.5978420\text{E}-24) T^8 \\ & + (0.2066999\text{E}-27) T^9 + (0.1285652\text{E}-31) T^{10} + (-0.2616314\text{E}-34) T^{11} \\ & + (0.1129616\text{E}-37) T^{12} + (-0.3771179\text{E}-41) T^{13} + (0.7925306\text{E}-45) T^{14} \\ & + (-0.6937460\text{E}-49) T^{15} \end{aligned}$$



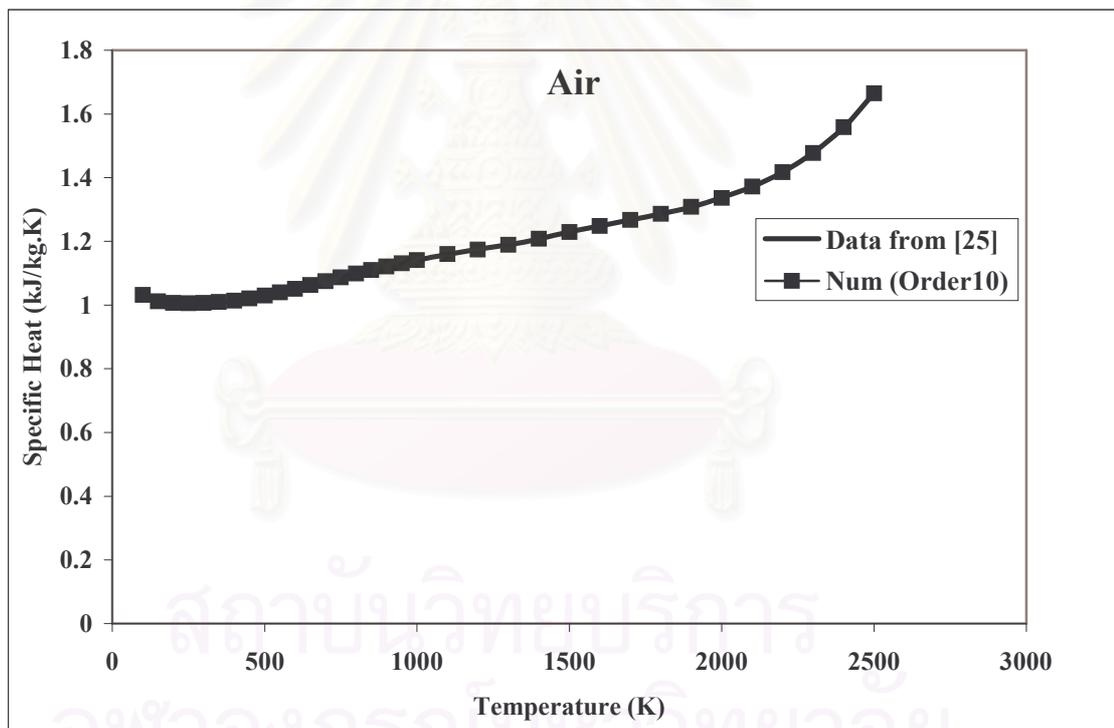
รูปที่ ก.1 กราฟ Density ของอากาศที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูลที่ได้มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

สำหรับค่า Specific Heat ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 100-1000 K ได้

$$c_p(T)_{100-1000K} = (0.1283920E+01) + (-0.5717039E-02) T + (0.5139905E-04) T^2 \\ + (-0.2628048E-06) T^3 + (0.8376220E-09) T^4 + (-0.1732800E-11) T^5 \\ + (0.2368165E-14) T^6 + (-0.2120832E-17) T^7 + (0.1194415E-20) T^8 \\ + (-0.3824574E-24) T^9 + (0.5286688E-28) T^{10}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 1000-2500 K ได้

$$c_p(T)_{1000-2500K} = (0.7556039E+02) + (-0.4457731E+00)T + (0.1140314E-02) T^2 \\ + (-0.1627945E-05) T^3 + (0.1412816E-08) T^4 + (-0.7508064E-12) T^5 \\ + (0.2236291E-15) T^6 + (-0.2130662E-19) T^7 + (-0.7729049E-23) T^8 \\ + (0.2626070E-26) T^9 + (-0.2446812E-30) T^{10}$$



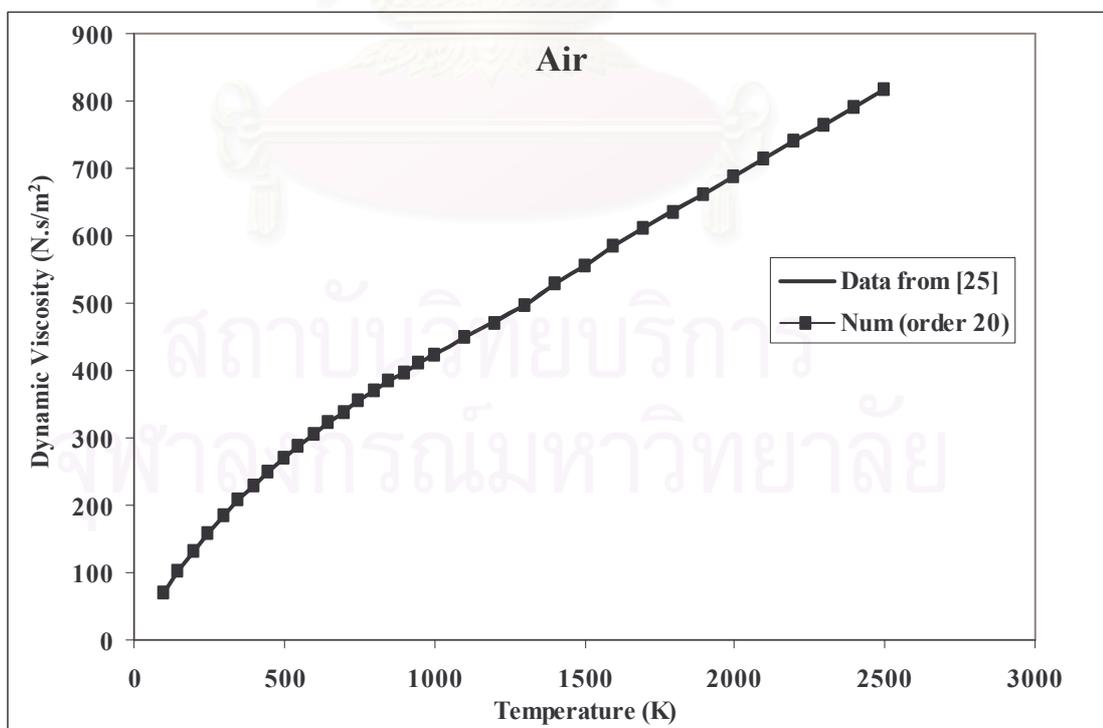
รูปที่ ก.2 กราฟ Specific Heat ของอากาศที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูลที่มาจกตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

สำหรับค่า Dynamic Viscosity ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 100-1000 K ได้

$$\begin{aligned} \mu(T)_{100-1000K} = & (-0.2059537E+02) + (0.1296747E+01) T + (-0.5989818E-02) T^2 \\ & + (0.2957976E-04) T^3 + (-0.9073242E-07) T^4 + (0.1500505E-09) T^5 \\ & + (-0.7516770E-13) T^6 + (-0.1398516E-15) T^7 + (0.1831249E-18) T^8 \\ & + (0.8338910E-22) T^9 + (-0.2636390E-24) T^{10} + (0.1767652E-27) T^{11} \\ & + (-0.2911681E-31) T^{12} + (-0.2076067E-33) T^{13} + (0.2707619E-36) T^{14} \\ & + (0.1813726E-39) T^{15} + (-0.3607369E-42) T^{16} + (-0.2787350E-45) T^{17} \\ & + (0.7615008E-48) T^{18} + (-0.4980608E-51) T^{19} + (0.1122403E-54) T^{20} \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 1000-2500 K ได้

$$\begin{aligned} \mu(T)_{1000-2500K} = & (-0.3035949E+06) + (0.1618917E+04) T + (-0.3644274E+01) T^2 \\ & + (0.4412848E-02) T^3 + (-0.2952111E-05) T^4 + (0.8977838E-09) T^5 \\ & + (0.5895334E-13) T^6 + (-0.9832310E-16) T^7 + (0.1194915E-19) T^8 \\ & + (-0.9879393E-23) T^9 + (0.1053996E-25) T^{10} + (-0.1994912E-29) T^{11} \\ & + (-0.3856638E-33) T^{12} + (-0.1717763E-37) T^{13} + (-0.6853334E-40) T^{14} \\ & + (0.1199984E-42) T^{15} + (-0.4250658E-46) T^{16} + (0.6959135E-50) T^{17} \\ & + (-0.2052965E-53) T^{18} + (0.6756981E-57) T^{19} + (-0.7786728E-61) T^{20} \end{aligned}$$



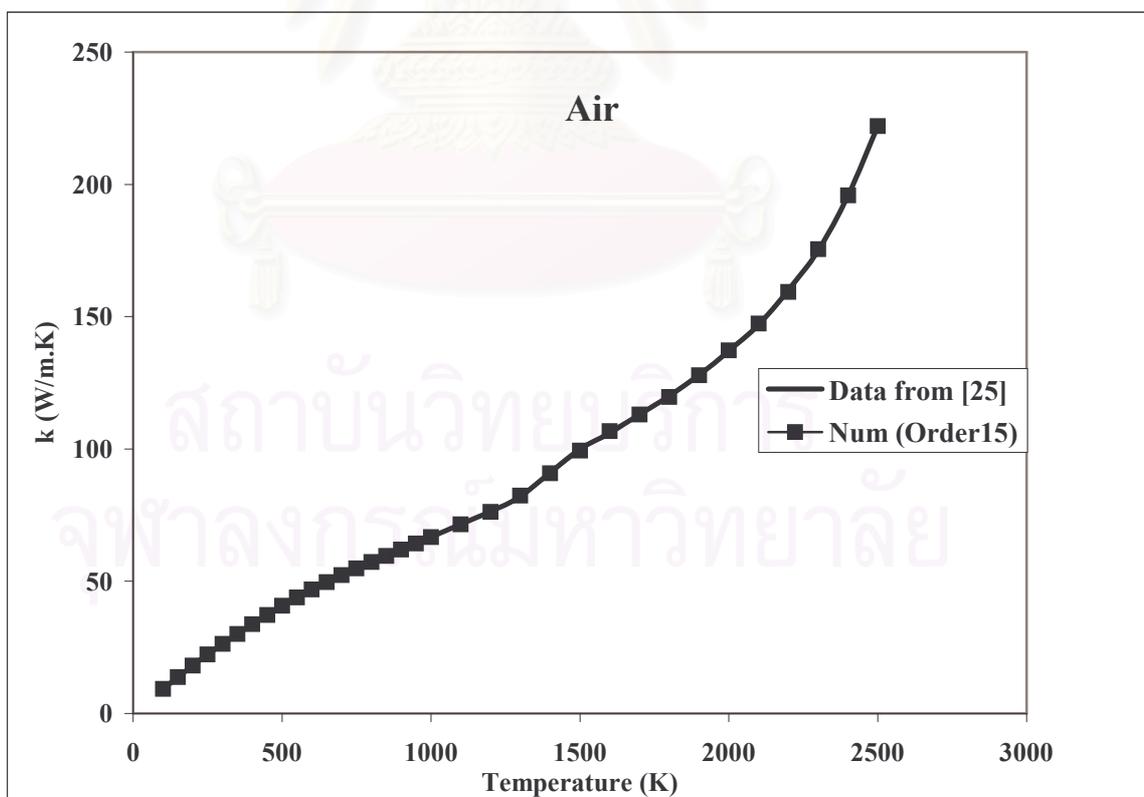
รูปที่ ก.3 กราฟ Dynamic Viscosity ของอากาศที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูล ที่มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

สำหรับค่า Thermal Conductivity ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 100-1000 K ได้

$$\begin{aligned}
 k(T)_{100-1000K} = & (-0.1021733E+02) + (0.4344048E+00) T + (-0.4615420E-02) T^2 \\
 & + (0.3342184E-04) T^3 + (-0.1433138E-06) T^4 + (0.3677697E-09) T^5 \\
 & + (-0.5250489E-12) T^6 + (0.2543737E-15) T^7 + (0.3709316E-18) T^8 \\
 & + (-0.6467077E-21) T^9 + (0.3110569E-24) T^{10} + (-0.7652576E-30) T^{11} \\
 & + (0.5284156E-31) T^{12} + (-0.1189910E-33) T^{13} + (0.5411032E-37) T^{14} \\
 & + (-0.5421039E-41) T^{15}
 \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 1000-2500 K ได้

$$\begin{aligned}
 k(T)_{1000-2500K} = & (0.7179193E+05) + (-0.3504866E+03) T + (0.6706293E+00) T^2 \\
 & + (-0.5706454E-03) T^3 + (0.7314137E-07) T^4 + (0.2487290E-09) T^5 \\
 & + (-0.1782060E-12) T^6 + (0.1731783E-16) T^7 + (0.2812653E-19) T^8 \\
 & + (-0.1069242E-22) T^9 + (-0.5163775E-27) T^{10} + (0.1251763E-29) T^{11} \\
 & + (-0.5201105E-33) T^{12} + (0.1853862E-36) T^{13} + (-0.4379772E-40) T^{14} \\
 & + (0.4255219E-44) T^{15}
 \end{aligned}$$



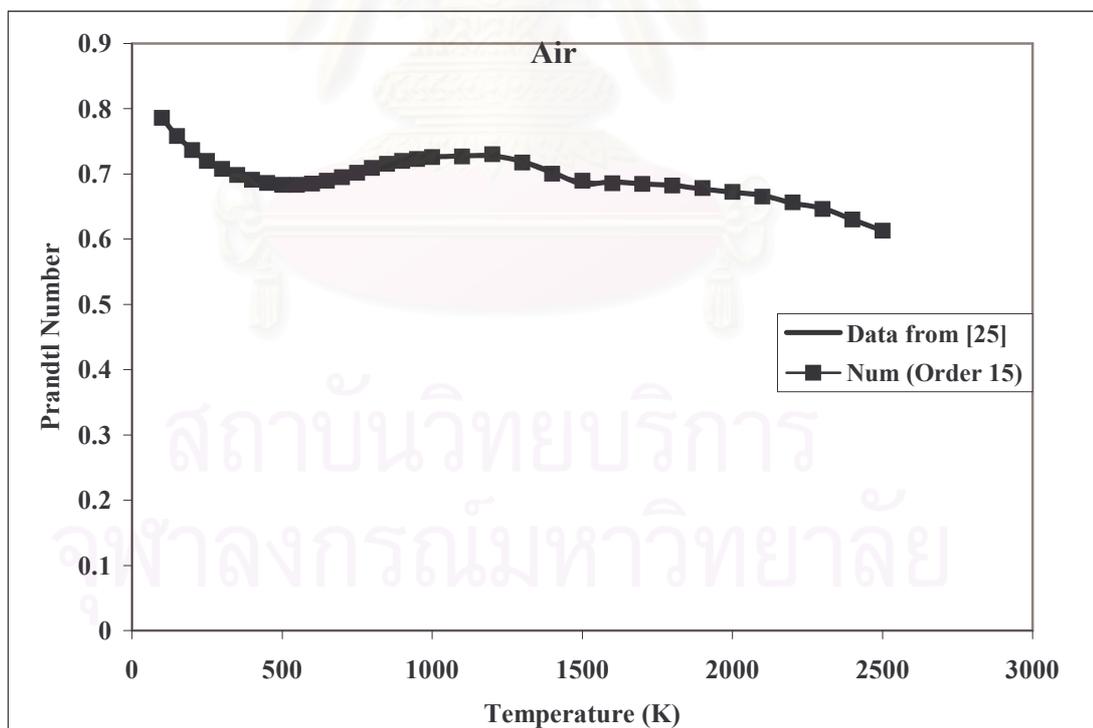
รูปที่ ก.4 กราฟ Thermal Conductivity ของอากาศที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่าง ข้อมูลที่มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

สำหรับค่า Prandtl Number ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 100-1000 K ได้

$$\begin{aligned} \text{Pr}(T)_{100-1000K} = & (0.9848700E+00) + (-0.4980162E-02) T + (0.5762977E-04) T^2 \\ & + (-0.4246535E-06) T^3 + (0.1943056E-08) T^4 + (-0.5556796E-11) T^5 \\ & + (0.9546197E-14) T^6 + (-0.7786151E-17) T^7 + (-0.3314257E-20) T^8 \\ & + (0.1562349E-22) T^9 + (-0.1700476E-25) T^{10} + (0.8081703E-29) T^{11} \\ & + (0.2666453E-33) T^{12} + (-0.2503784E-35) T^{13} + (0.1343745E-38) T^{14} \\ & + (-0.2673428E-42) T^{15} \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 1000-2500 K ได้

$$\begin{aligned} \text{Pr}(T)_{1000-2500K} = & (0.3585468E+03) + (-0.1620585E+01) T + (0.2892265E-02) T^2 \\ & + (-0.2351213E-05) T^3 + (0.4294170E-09) T^4 + (0.6906869E-12) T^5 \\ & + (-0.4792473E-15) T^6 + (0.3040049E-19) T^7 + (0.7450454E-22) T^8 \\ & + (-0.2386429E-25) T^9 + (-0.2343882E-29) T^{10} + (0.2979295E-32) T^{11} \\ & + (-0.1129631E-35) T^{12} + (0.3897850E-39) T^{13} + (-0.8947215E-43) T^{14} \\ & + (0.8407699E-47) T^{15} \end{aligned}$$



รูปที่ ก.5 กราฟ Prandtl Number ของอากาศที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูล
ที่มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

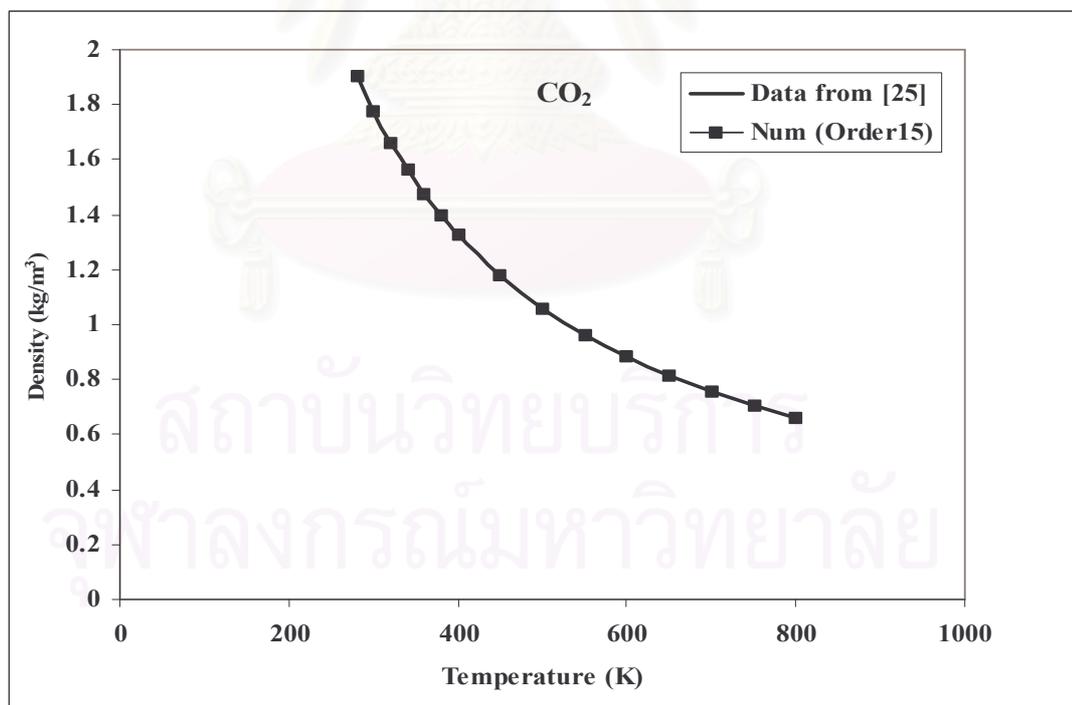
สำหรับของไหลที่เป็นก๊าซ CO_2 ได้แบ่งการคำนวณออกเป็น 2 ช่วง ได้แก่ ช่วงอุณหภูมิ 280-400 K และช่วงอุณหภูมิ 400-800 K

สำหรับค่า Density ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 280-400 K ได้

$$\begin{aligned} \rho_{\text{CO}_2}(T)_{280-400\text{K}} = & (0.1151724\text{E}+02) + (-0.4772145\text{E}-01) T + (-0.7471116\text{E}-04) T^2 \\ & + (0.2079271\text{E}-06) T^3 + (0.2711314\text{E}-08) T^4 + (-0.4098347\text{E}-11) T^5 \\ & + (-0.1411625\text{E}-13) T^6 + (-0.1628909\text{E}-17) T^7 + (0.2513677\text{E}-20) T^8 \\ & + (0.1188718\text{E}-21) T^9 + (0.1672602\text{E}-23) T^{10} + (-0.5572894\text{E}-26) T^{11} \\ & + (0.1011573\text{E}-29) T^{12} + (0.9800697\text{E}-32) T^{13} + (-0.5083347\text{E}-35) T^{14} \\ & + (-0.2754060\text{E}-38) T^{15} \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 400-800 K ได้

$$\begin{aligned} \rho_{\text{CO}_2}(T)_{400-800\text{K}} = & (0.2220886\text{E}+02) + (-0.1709368\text{E}+00) T + (0.4148436\text{E}-03) T^2 \\ & + (0.4056428\text{E}-06) T^3 + (-0.3658529\text{E}-08) T^4 + (0.5068047\text{E}-11) T^5 \\ & + (0.2985561\text{E}-14) T^6 + (-0.1048334\text{E}-16) T^7 + (-0.6545009\text{E}-20) T^8 \\ & + (0.3200644\text{E}-22) T^9 + (-0.1207325\text{E}-25) T^{10} + (-0.3300615\text{E}-28) T^{11} \\ & + (0.6654292\text{E}-32) T^{12} + (0.7430574\text{E}-34) T^{13} + (-0.8501125\text{E}-37) T^{14} \\ & + (0.2916273\text{E}-40) T^{15} \end{aligned}$$



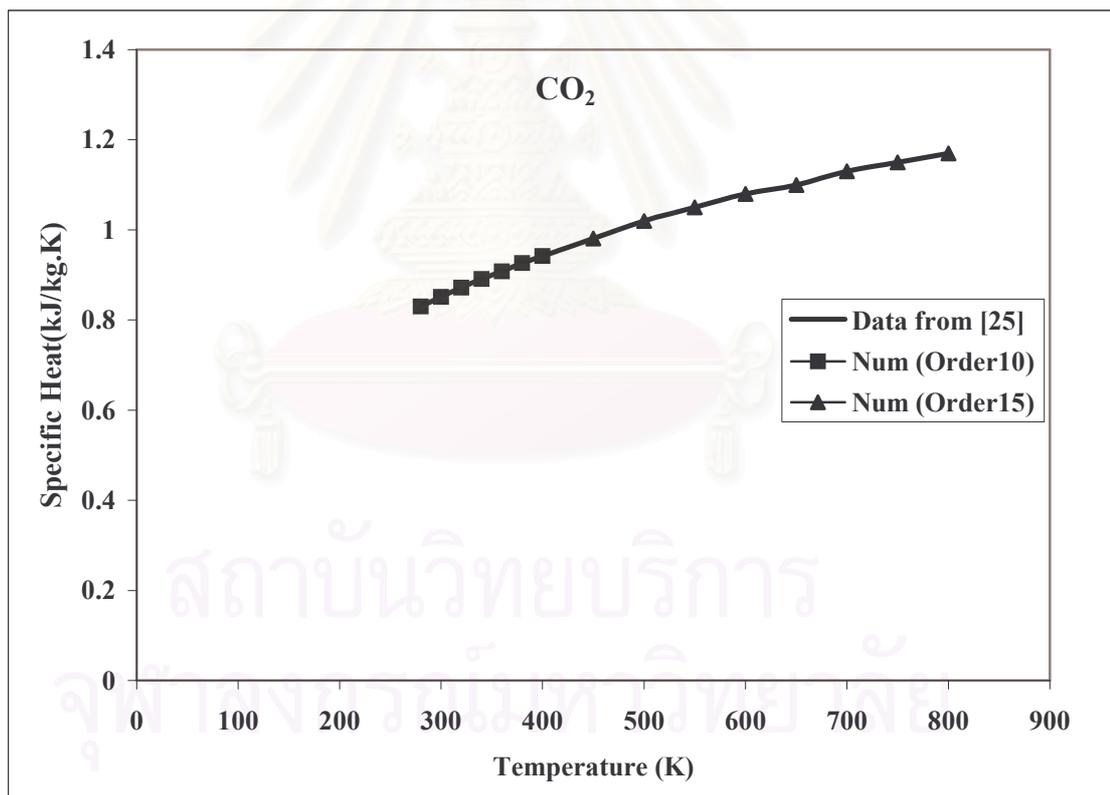
รูปที่ ก.6 กราฟ Density ของ CO_2 ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูลที่มาจากรายงานในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

สำหรับค่า Specific Heat ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 280-400 K ได้

$$c_{p,CO_2}(T)_{280-400K} = (-0.2229662E+02) + (0.3321927E+00) T + (-0.1939077E-02) T^2 \\ + (0.6381050E-05) T^3 + (-0.1467632E-07) T^4 + (0.2128626E-10) T^5 \\ + (-0.1370779E-13) T^6 + (0.1802778E-15) T^7 + (-0.1110630E-17) T^8 \\ + (0.2358565E-20) T^9 + (-0.1713481E-23) T^{10}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 400-800 K ได้

$$c_{p,CO_2}(T)_{400-800K} = (0.2147343E+03) + (-0.1891003E+01) T + (0.4821443E-02) T^2 \\ + (0.4452643E-05) T^3 + (-0.4207361E-07) T^4 + (0.5836629E-10) T^5 \\ + (0.3466590E-13) T^6 + (-0.1205086E-15) T^7 + (-0.7527201E-19) T^8 \\ + (0.3655040E-21) T^9 + (-0.1358947E-24) T^{10} + (-0.3792306E-27) T^{11} \\ + (0.7739429E-31) T^{12} + (0.8490229E-33) T^{13} + (-0.9728293E-36) T^{14} \\ + (0.3341489E-39) T^{15}$$



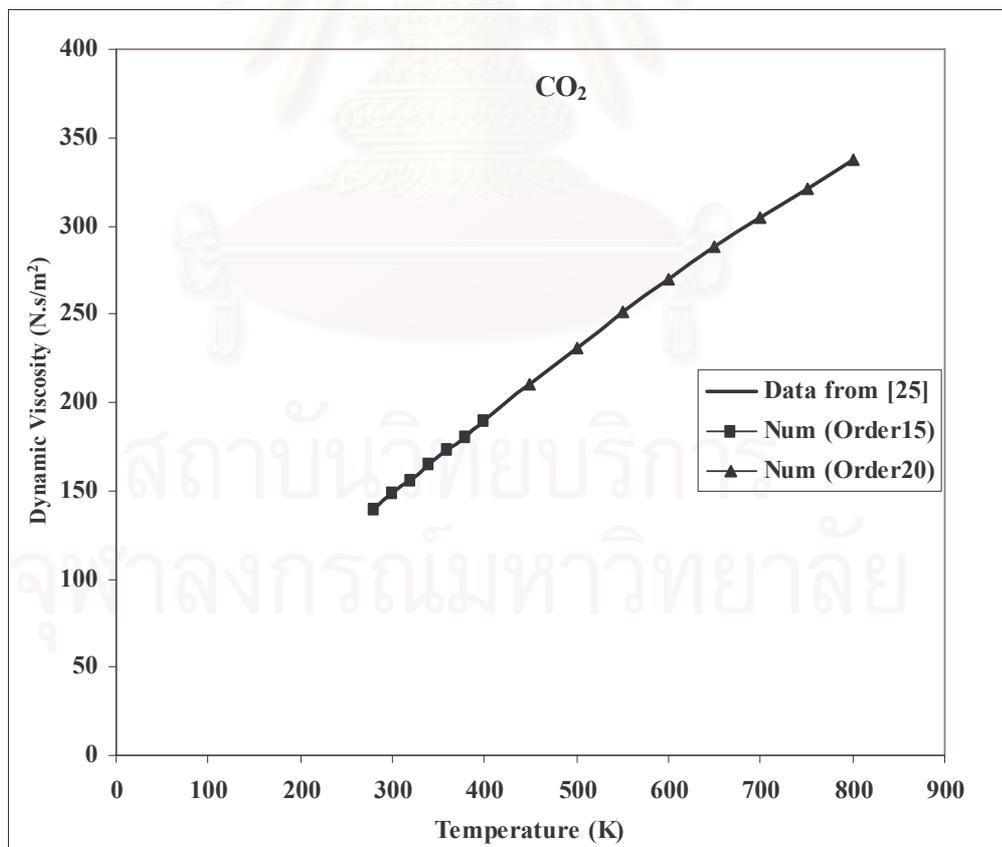
รูปที่ ก.7 กราฟ Specific Heat ของ CO₂ ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูล
ที่มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

สำหรับค่า Dynamic Viscosity ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 280-400 K ได้

$$\begin{aligned} \mu_{CO_2}(T)_{280-400K} = & (-0.1927824E+05) + (0.1187658E+03) T + (0.9191994E-01) T^2 \\ & + (-0.3151982E-03) T^3 + (-0.7806242E-05) T^4 + (0.1215882E-07) T^5 \\ & + (0.4469929E-10) T^6 + (-0.1836620E-13) T^7 + (0.3063355E-16) T^8 \\ & + (-0.4001435E-18) T^9 + (-0.4951350E-20) T^{10} + (0.1645114E-22) T^{11} \\ & + (-0.7429463E-27) T^{12} + (-0.3285439E-28) T^{13} + (0.1003643E-31) T^{14} \\ & + (0.1840659E-34) T^{15} \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 400-800 K ได้

$$\begin{aligned} \mu_{CO_2}(T)_{400-800K} = & (0.1612720E+04) + (-0.9946859E+01) T + (0.1556293E-01) T^2 \\ & + (0.2161441E-04) T^3 + (-0.3489215E-07) T^4 + (-0.1226405E-09) T^5 \\ & + (0.2142133E-12) T^6 + (0.6460256E-16) T^7 + (-0.3586619E-18) T^8 \\ & + (0.4171319E-21) T^9 + (-0.1055557E-24) T^{10} + (-0.4787628E-27) T^{11} \\ & + (0.3112149E-30) T^{12} + (-0.2205026E-33) T^{13} + (0.2882411E-36) T^{14} \\ & + (0.1403366E-38) T^{15} + (-0.1460589E-41) T^{16} + (-0.1012161E-44) T^{17} \\ & + (0.1336665E-47) T^{18} + (-0.5357962E-51) T^{19} + (0.2866999E-54) T^{20} \end{aligned}$$



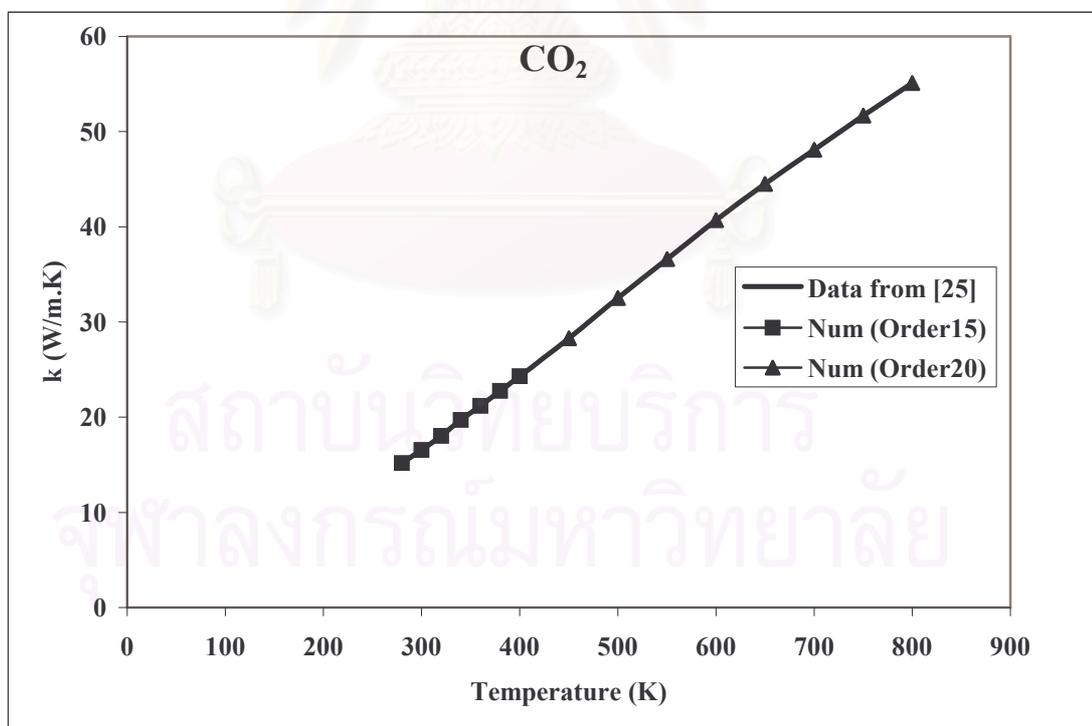
รูปที่ ก.8 กราฟ Dynamic Viscosity ของ CO₂ ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่าง ข้อมูลที่มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

สำหรับค่า Thermal Conductivity ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 280-400 K ได้

$$\begin{aligned}
 k_{CO_2}(T)_{280-400K} = & (-0.1334854E+04) + (0.8349840E+01) T + (0.6491727E-02) T^2 \\
 & + (-0.2186513E-04) T^3 + (-0.5737410E-06) T^4 + (0.9078579E-09) T^5 \\
 & + (0.3330361E-11) T^6 + (-0.1476890E-14) T^7 + (0.2570330E-17) T^8 \\
 & + (-0.3153584E-19) T^9 + (-0.3684712E-21) T^{10} + (0.1224300E-23) T^{11} \\
 & + (-0.2270822E-28) T^{12} + (-0.2476662E-29) T^{13} + (0.7699505E-33) T^{14} \\
 & + (0.1260201E-35) T^{15}
 \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 400-800 K ได้

$$\begin{aligned}
 k_{CO_2}(T)_{400-800K} = & (0.8379716E+03) + (-0.5703599E+01) T + (0.9297434E-02) T^2 \\
 & + (0.1210035E-04) T^3 + (-0.2010317E-07) T^4 + (-0.8361938E-10) T^5 \\
 & + (0.1483709E-12) T^6 + (0.4840217E-16) T^7 + (-0.2467399E-18) T^8 \\
 & + (0.2577792E-21) T^9 + (-0.6671272E-25) T^{10} + (-0.3120500E-27) T^{11} \\
 & + (0.2252547E-30) T^{12} + (-0.1445475E-33) T^{13} + (0.1754683E-36) T^{14} \\
 & + (0.9831031E-39) T^{15} + (-0.9843269E-42) T^{16} + (-0.7018706E-45) T^{17} \\
 & + (0.8561340E-48) T^{18} + (-0.4344865E-51) T^{19} + (0.3035301E-54) T^{20}
 \end{aligned}$$



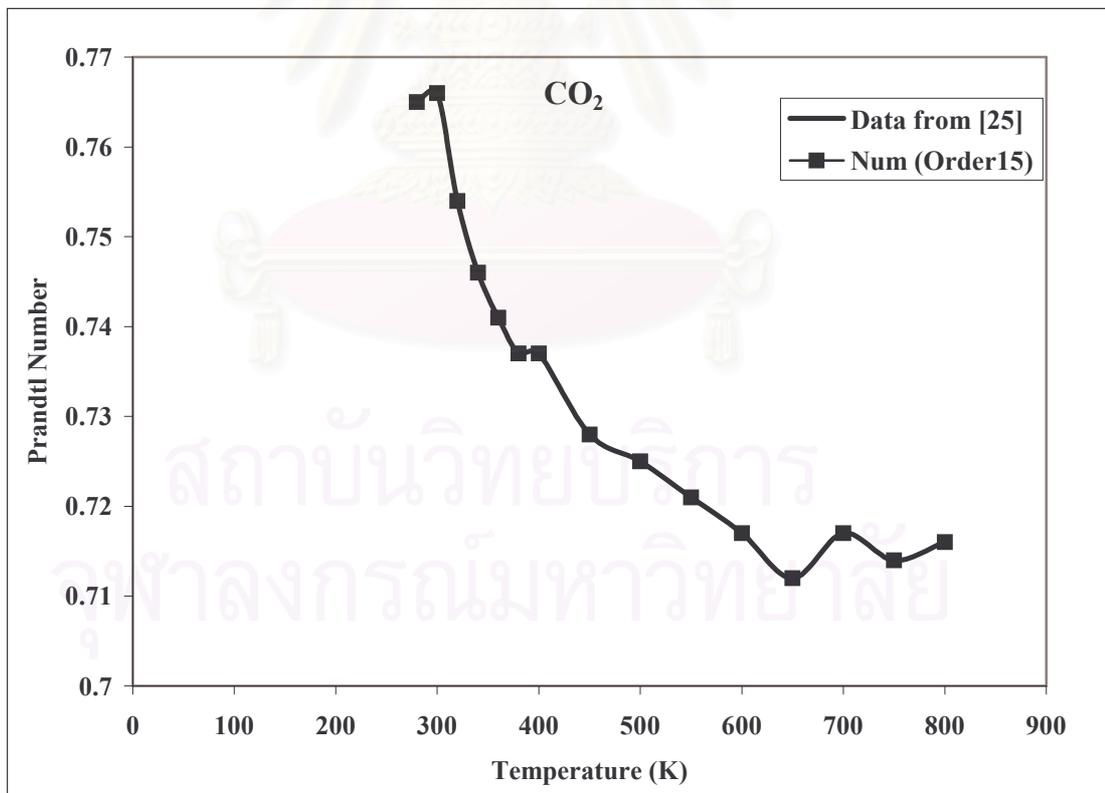
รูปที่ ก.9 กราฟ Thermal Conductivity ของ CO₂ ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่าง ข้อมูลที่มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

สำหรับค่า Prandtl Number ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 280-400 K ได้

$$\begin{aligned} Pr_{CO_2}(T)_{280-400K} = & (-0.3332673E+02) + (0.2057422E+00) T + (0.1501065E-03) T^2 \\ & + (-0.5173558E-06) T^3 + (-0.1273339E-07) T^4 + (0.1929411E-10) T^5 \\ & + (0.7173114E-13) T^6 + (-0.2863224E-16) T^7 + (0.4196982E-19) T^8 \\ & + (-0.5788537E-21) T^9 + (-0.7897868E-23) T^{10} + (0.2625815E-25) T^{11} \\ & + (-0.2153502E-29) T^{12} + (-0.5170861E-31) T^{13} + (0.1511994E-34) T^{14} \\ & + (0.3348997E-37) T^{15} \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 400-800 K ได้

$$\begin{aligned} Pr_{CO_2}(T)_{400-800K} = & (0.8503265E+02) + (-0.7452106E+00) T + (0.1893974E-02) T^2 \\ & + (0.1846622E-05) T^3 + (-0.1699992E-07) T^4 + (0.2361654E-10) T^5 \\ & + (0.1403737E-13) T^6 + (-0.4889328E-16) T^7 + (-0.3037340E-19) T^8 \\ & + (0.1475367E-21) T^9 + (-0.5471114E-25) T^{10} + (-0.1526505E-27) T^{11} \\ & + (0.3143354E-31) T^{12} + (0.3422725E-33) T^{13} + (-0.3942158E-36) T^{14} \\ & + (0.1362697E-39) T^{15} \end{aligned}$$



รูปที่ ก.10 กราฟ Prandtl Number ของ CO₂ ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูล
ที่มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

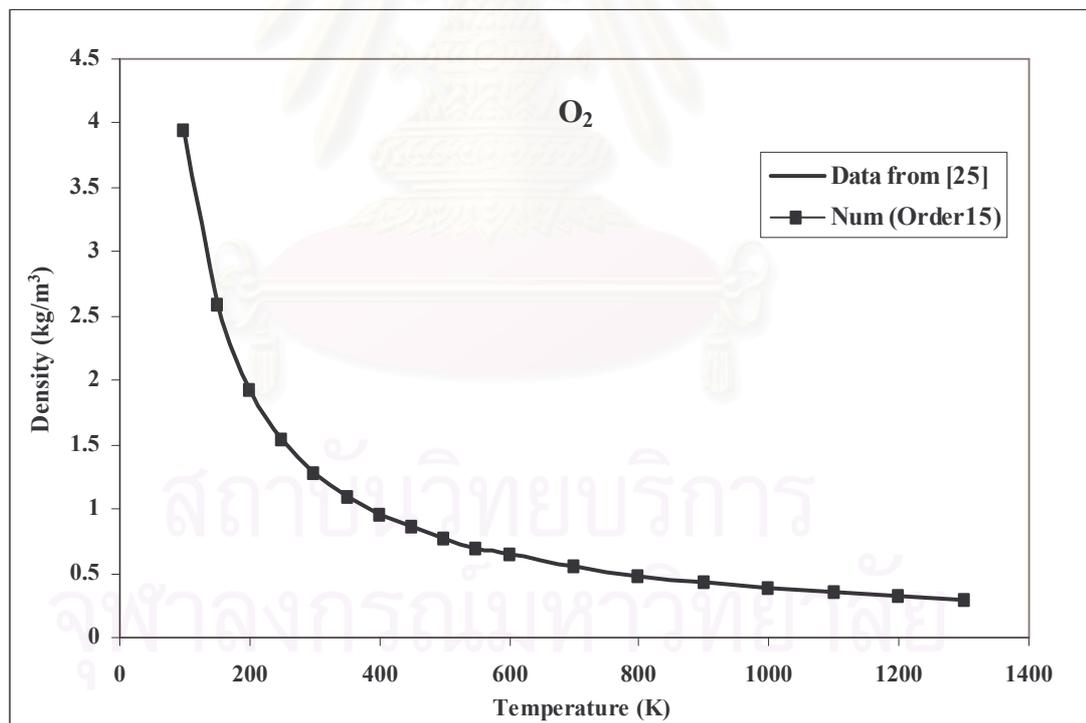
สำหรับของไหลที่เป็นก๊าซ O_2 ได้แบ่งการคำนวณออกเป็น 2 ช่วง ได้แก่ ช่วงอุณหภูมิ 100-600 K และช่วงอุณหภูมิ 600-1300 K

สำหรับค่า Density ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 100-600 K ได้

$$\begin{aligned} \rho_{O_2}(T)_{100-600K} = & (16.71405) + (-0.2926526) T + (0.002819842) T^2 \\ & + (-0.00001676743) T^3 + (0.00000006444515) T^4 + (-1.609694E-10) T^5 \\ & + (2.512017E-13) T^6 + (-2.127487E-16) T^7 + (3.976871E-20) T^8 \\ & + (7.686411E-23) T^9 + (-4.564719E-26) T^{10} \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 600-1300 K ได้

$$\begin{aligned} \rho_{O_2}(T)_{600-1300K} = & (1.122871) + (0.004311092) T + (-0.00002368512) T^2 \\ & + (0.00000003258197) T^3 + (1.216367E-11) T^4 + (-7.95372E-14) T^5 \\ & + (8.113533E-17) T^6 + (-1.981791E-20) T^7 + (-2.005466E-23) T^8 \\ & + (1.533636E-26) T^9 + (-3.171615E-30) T^{10} \end{aligned}$$



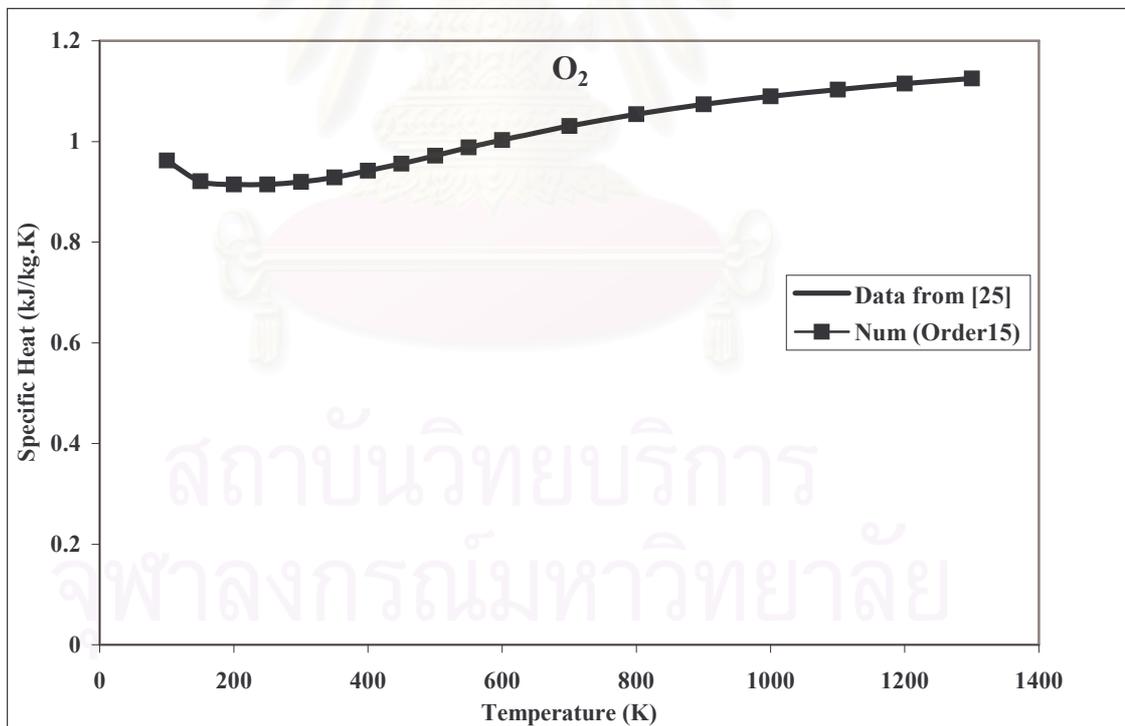
รูปที่ ก.11 กราฟ Density ของ O_2 ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูลที่มาจาดตาราง ในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

สำหรับค่า Specific Heat ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 100-600 K ได้

$$\begin{aligned}
 c_{p,O_2}(T)_{100-600K} = & (1.837107) + (-0.01987306) T + (0.0001467703) T^2 \\
 & + (-0.0000001516619) T^3 + (-0.000000003913825) T^4 + (2.366984E-11) T^5 \\
 & + (-5.106005E-14) T^6 + (1.06149E-17) T^7 + (7.511545E-20) T^8 \\
 & + (1.309092E-22) T^9 + (-3.724609E-25) T^{10} + (-6.437175E-28) T^{11} \\
 & + (1.52868E-30) T^{12} + (1.425662E-33) T^{13} + (-4.793529E-36) T^{14} \\
 & + (2.79928E-39) T^{15}
 \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 600-1300 K ได้

$$\begin{aligned}
 c_{p,O_2}(T)_{600-1300K} = & (-0.9853557) + (0.009925583) T + (-0.00001816717) T^2 \\
 & + (0.00000001198684) T^3 + (3.626326E-12) T^4 + (-7.805678E-15) T^5 \\
 & + (2.514989E-18) T^6 + (1.645607E-21) T^7 + (-3.775247E-24) T^8 \\
 & + (1.148199E-27) T^9 + (2.24503E-30) T^{10} + (-5.857142E-34) T^{11} \\
 & + (-1.25595E-36) T^{12} + (5.406111E-40) T^{13} + (7.159889E-44) T^{14} \\
 & + (-3.96707E-47) T^{15}
 \end{aligned}$$



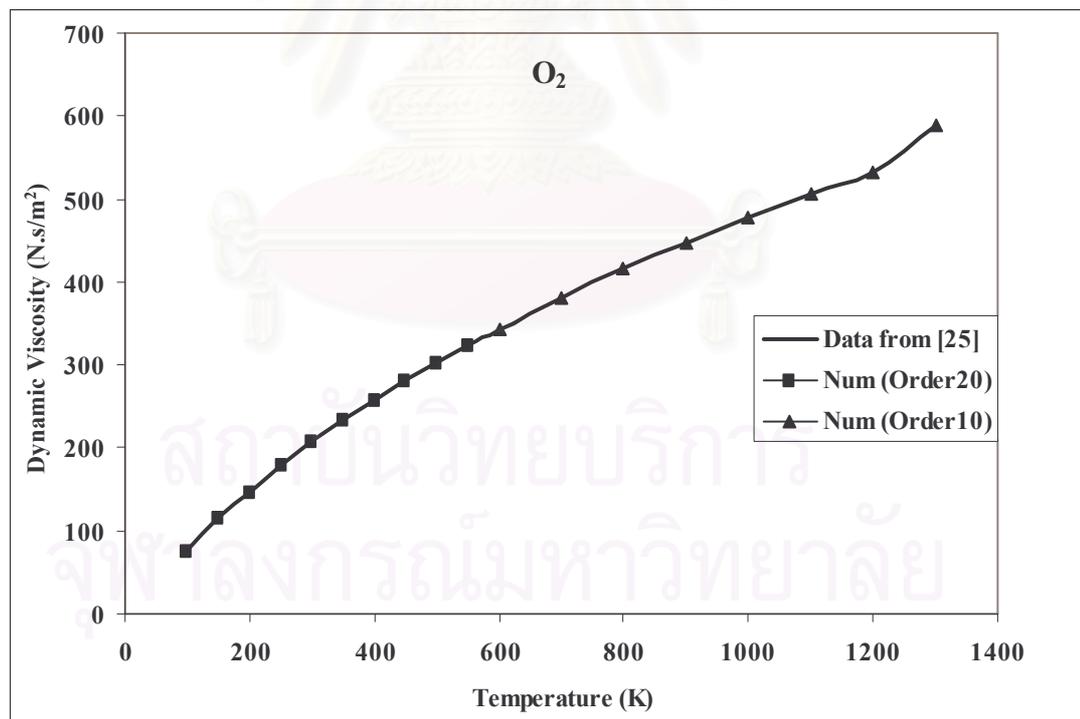
รูปที่ ก.12 กราฟ Specific Heat ของ O₂ ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูล
ที่มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

สำหรับค่า Dynamic Viscosity ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 100-600 K ได้

$$\begin{aligned} \mu_{O_2}(T)_{100-600K} = & (-0.2640153E+03) + (0.8609793E+01) T + (-0.9283845E-01) T^2 \\ & + (0.5631635E-03) T^3 + (-0.1805339E-05) T^4 + (0.2567346E-08) T^5 \\ & + (-0.8052121E-12) T^6 + (0.5717821E-14) T^7 + (-0.2664865E-16) T^8 \\ & + (0.1264205E-19) T^9 + (0.4221815E-22) T^{10} + (0.6315056E-25) T^{11} \\ & + (-0.1273305E-27) T^{12} + (-0.3513876E-30) T^{13} + (0.2428522E-33) T^{14} \\ & + (0.7979631E-36) T^{15} + (-0.1311327E-39) T^{16} + (-0.6251257E-42) T^{17} \\ & + (-0.8273868E-47) T^{18} + (-0.2057641E-47) T^{19} + (0.2584883E-50) T^{20} \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 600-1300 K ได้

$$\begin{aligned} \mu_{O_2}(T)_{600-1300K} = & (0.5791124E+04) + (-0.4457372E+02) T + (0.1334001E+00) T^2 \\ & + (-0.1483834E-03) T^3 + (-0.9188162E-07) T^4 + (0.4272717E-09) T^5 \\ & + (-0.4305910E-12) T^6 + (0.1058491E-15) T^7 + (0.1152053E-18) T^8 \\ & + (-0.9144812E-22) T^9 + (0.1983759E-25) T^{10} \end{aligned}$$



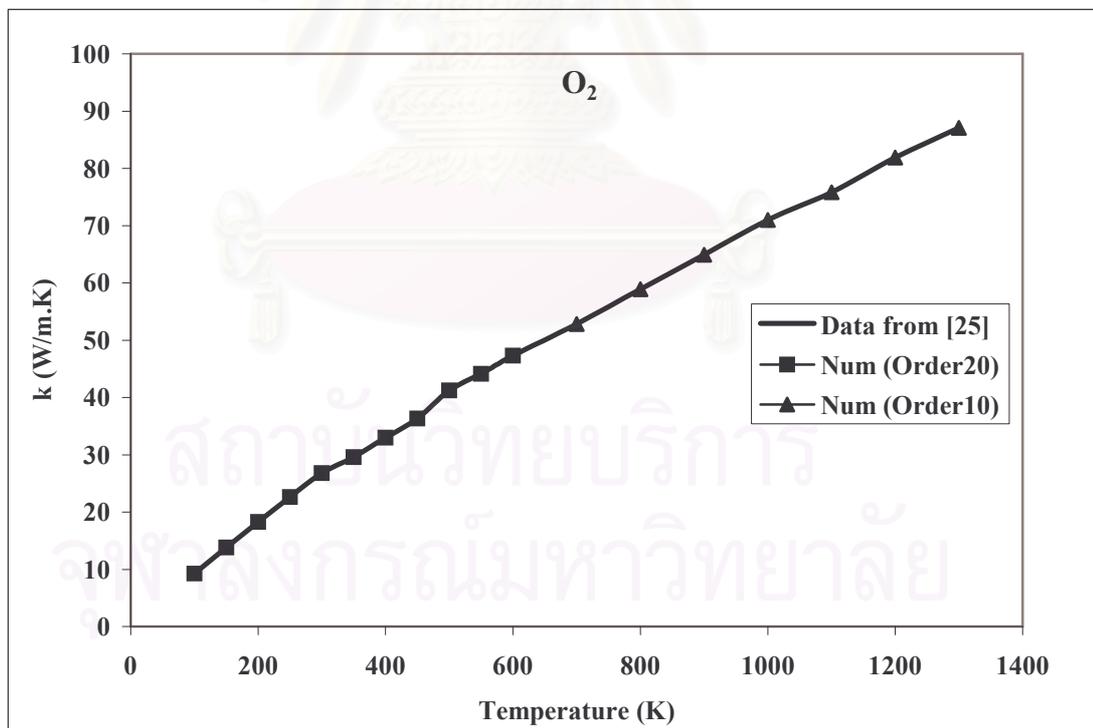
รูปที่ ก.13 กราฟ Dynamic Viscosity ของ O_2 ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างค่าจริง ที่มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

สำหรับค่า Thermal Conductivity ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 100-600 K ได้

$$\begin{aligned}
 k_{O_2}(T)_{100-600K} = & (0.3299081E+03) + (-0.1045676E+02) T + (0.1332019E+00) T^2 \\
 & + (-0.8365157E-03) T^3 + (0.2600445E-05) T^4 + (-0.2877936E-08) T^5 \\
 & + (-0.1274878E-11) T^6 + (-0.9189879E-14) T^7 + (0.4659073E-16) T^8 \\
 & + (-0.1572991E-19) T^9 + (-0.6477157E-22) T^{10} + (-0.1107695E-24) T^{11} \\
 & + (0.1483048E-27) T^{12} + (0.4382388E-30) T^{13} + (-0.5278346E-34) T^{14} \\
 & + (-0.1085686E-35) T^{15} + (-0.8542213E-41) T^{16} + (0.1615836E-41) T^{17} \\
 & + (-0.1512470E-44) T^{18} + (0.9148263E-48) T^{19} + (-0.1331819E-51) T^{20}
 \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 600-1300 K ได้

$$\begin{aligned}
 k_{O_2}(T)_{600-1300K} = & (-0.3950366E+04) + (0.3334971E+02) T + (-0.1039800E+00) T^2 \\
 & + (0.1232254E-03) T^3 + (0.6380703E-07) T^4 + (-0.3415726E-09) T^5 \\
 & + (0.3556636E-12) T^6 + (-0.9431486E-16) T^7 + (-0.8892620E-19) T^8 \\
 & + (0.7243641E-22) T^9 + (-0.1566700E-25) T^{10}
 \end{aligned}$$



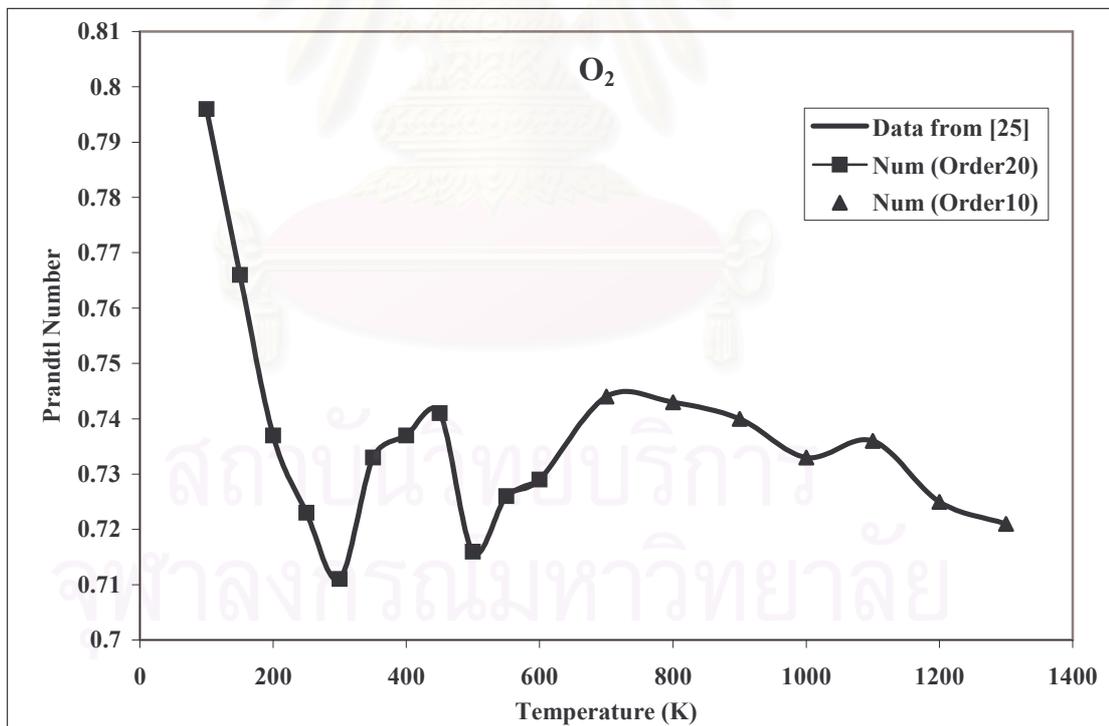
รูปที่ ก.14 กราฟ Thermal Conductivity ของ O_2 ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่าง ข้อมูลที่มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

สำหรับค่า Prandtl Number ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 100-600 K ได้

$$\begin{aligned} Pr_{O_2}(T)_{100-600K} = & (-0.8993554E+01) + (0.3135867E+00) T + (-0.3960265E-02) T^2 \\ & + (0.2488974E-04) T^3 + (-0.7802228E-07) T^4 + (0.9051214E-10) T^5 \\ & + (0.2671671E-13) T^6 + (0.2706736E-15) T^7 + (-0.1358526E-17) T^8 \\ & + (0.4805467E-21) T^9 + (0.1923540E-23) T^{10} + (0.3239740E-26) T^{11} \\ & + (-0.4600984E-29) T^{12} + (-0.1347130E-31) T^{13} + (0.2952695E-35) T^{14} \\ & + (0.3280768E-37) T^{15} + (-0.6069713E-42) T^{16} + (-0.4505573E-43) T^{17} \\ & + (0.3818948E-46) T^{18} + (-0.3738697E-49) T^{19} + (0.2131117E-52) T^{20} \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 600-1300 K ได้

$$\begin{aligned} Pr_{O_2}(T)_{600-1300K} = & (0.4038503E+02) + (-0.3399437E+00) T + (0.1074829E-02) T^2 \\ & + (-0.1286384E-05) T^3 + (-0.6490264E-09) T^4 + (0.3540886E-11) T^5 \\ & + (-0.3694150E-14) T^6 + (0.9821966E-18) T^7 + (0.9183574E-21) T^8 \\ & + (-0.7479097E-24) T^9 + (0.1614927E-27) T^{10} \end{aligned}$$



รูปที่ ก.15 กราฟ Prandtl Number ของ O_2 ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูลที่มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

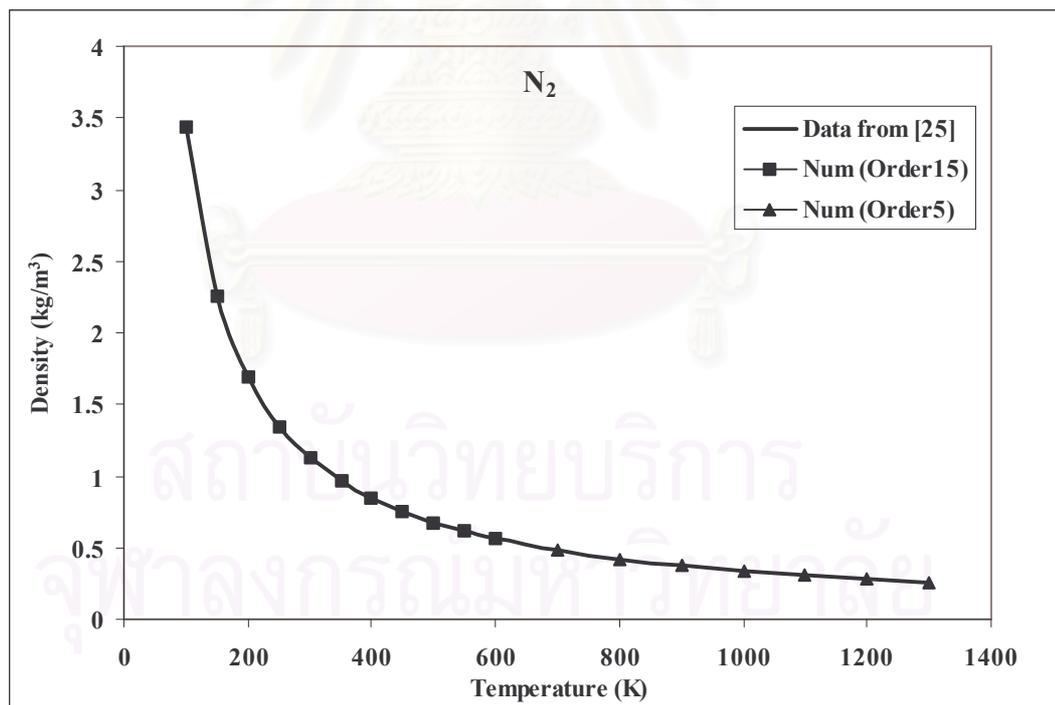
สำหรับของไหลที่เป็นก๊าซ N_2 ได้แบ่งการคำนวณออกเป็น 2 ช่วง ได้แก่ ช่วงอุณหภูมิ 100-600 K และช่วงอุณหภูมิ 600-1300 K

สำหรับค่า Density ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 100-600 K ได้

$$\begin{aligned} \rho_{N_2}(T)_{100-600K} = & (0.1252623E+02) + (-0.1771524E+00) T + (0.1192747E-02) T^2 \\ & + (-0.3214840E-05) T^3 + (-0.5643425E-08) T^4 + (0.6158062E-10) T^5 \\ & + (-0.1423930E-12) T^6 + (0.4184351E-16) T^7 + (0.1629604E-18) T^8 \\ & + (0.4017966E-21) T^9 + (-0.1055520E-23) T^{10} + (-0.1363056E-26) T^{11} \\ & + (0.3697502E-29) T^{12} + (0.2357928E-32) T^{13} + (-0.9482101E-35) T^{14} \\ & + (0.5567620E-38) T^{15} \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 600-1300 K ได้

$$\begin{aligned} \rho_{N_2}(T)_{600-1300K} = & (0.2362496E+01) + (-0.6792948E-02) T + (0.1025095E-04) T^2 \\ & + (-0.8564236E-08) T^3 + (0.3756848E-11) T^4 + (-0.6762823E-15) T^5 \end{aligned}$$



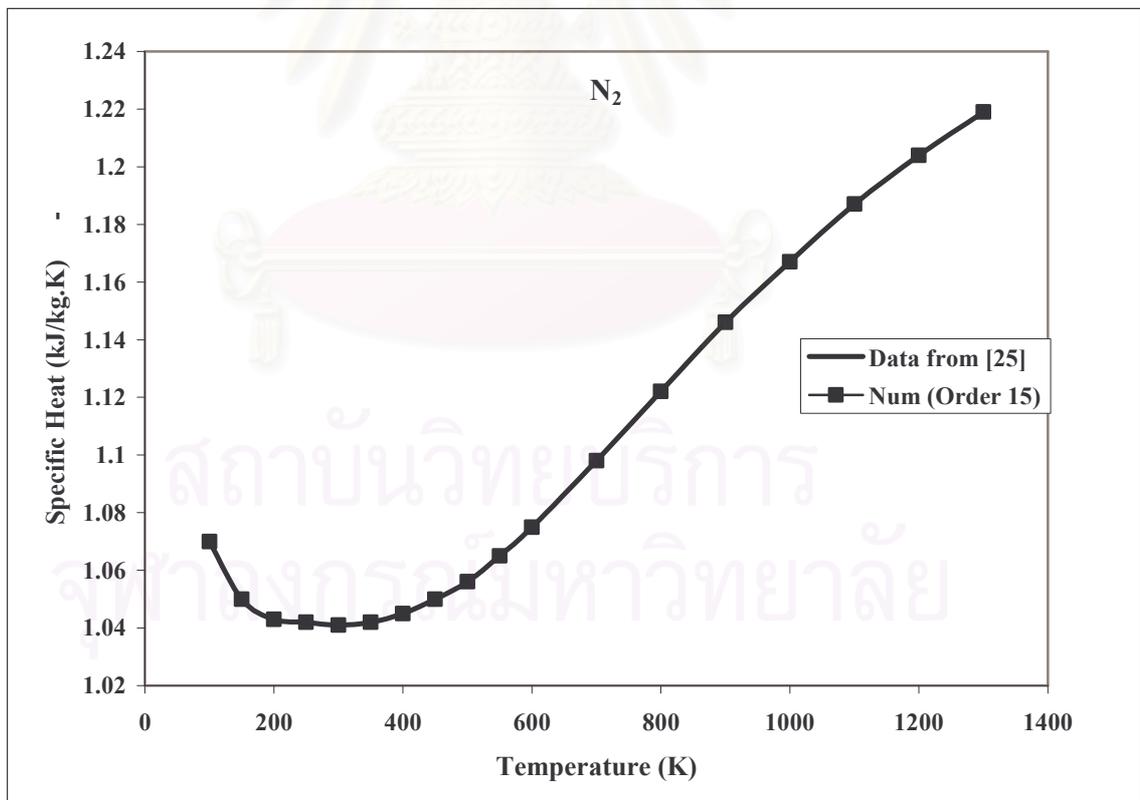
รูปที่ ก.16 กราฟ Density ของ N_2 ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูลที่มาจากราง ในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

สำหรับค่า Specific Heat ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 100-600 K ได้

$$\begin{aligned}
 c_{p,N_2}(T)_{100-600K} = & (0.9284349E+00) + (0.4730812E-02) T + (-0.4132857E-04) T^2 \\
 & + (-0.8541895E-07) T^3 + (0.2995999E-08) T^4 + (-0.1671040E-10) T^5 \\
 & + (0.3596939E-13) T^6 + (-0.6490823E-17) T^7 + (-0.5630172E-19) T^8 \\
 & + (-0.9542955E-22) T^9 + (0.2700134E-24) T^{10} + (0.4872294E-27) T^{11} \\
 & + (-0.1116465E-29) T^{12} + (-0.1121953E-32) T^{13} + (0.3610012E-35) T^{14} \\
 & + (-0.2086402E-38) T^{15}
 \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 600-1300 K ได้

$$\begin{aligned}
 c_{p,N_2}(T)_{600-1300K} = & (-0.4499914E+01) + (0.3190347E-01) T + (-0.6610147E-04) T^2 \\
 & + (0.5016727E-07) T^3 + (0.8935955E-11) T^4 + (-0.2553352E-13) T^5 \\
 & + (0.3967505E-17) T^6 + (0.1955048E-20) T^7 + (-0.5266268E-23) T^8 \\
 & + (0.5777888E-26) T^9 + (0.4402783E-29) T^{10} + (-0.2272009E-32) T^{11} \\
 & + (-0.4717932E-35) T^{12} + (0.1482525E-38) T^{13} + (0.1617000E-41) T^{14} \\
 & + (-0.6513346E-45) T^{15}
 \end{aligned}$$



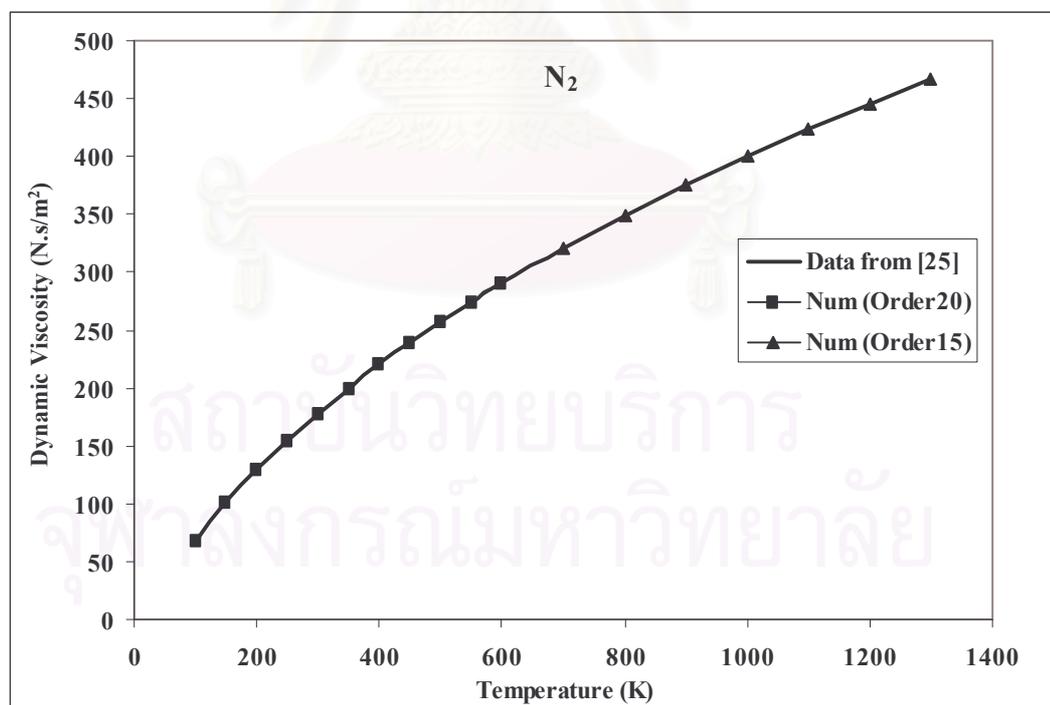
รูปที่ ก.17 กราฟ Specific Heat ของ N₂ ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูลที่มาจากรายในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

สำหรับค่า Dynamic Viscosity ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 100-600 K ได้

$$\begin{aligned} \mu_{N_2}(T)_{100-600K} = & (-0.6831557E+02) + (0.2847599E+01) T + (-0.2673477E-01) T^2 \\ & + (0.1662267E-03) T^3 + (-0.5331187E-06) T^4 + (0.6592655E-09) T^5 \\ & + (0.1050679E-12) T^6 + (0.1749543E-14) T^7 + (-0.8874375E-17) T^8 \\ & + (0.3191571E-20) T^9 + (0.1281106E-22) T^{10} + (0.2181143E-25) T^{11} \\ & + (-0.3160109E-28) T^{12} + (-0.9369397E-31) T^{13} + (0.2676304E-34) T^{14} \\ & + (0.2222220E-36) T^{15} + (-0.2192880E-41) T^{16} + (-0.2831204E-42) T^{17} \\ & + (0.1996580E-45) T^{18} + (-0.3106976E-48) T^{19} + (0.2602440E-51) T^{20} \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 600-1300 K ได้

$$\begin{aligned} \mu_{N_2}(T)_{600-1300K} = & (-0.2241209E+00) + (0.8218454E+00) T + (-0.8897295E-03) T^2 \\ & + (0.4921748E-06) T^3 + (0.3873036E-09) T^4 + (-0.5403007E-12) T^5 \\ & + (0.3641782E-16) T^6 + (0.2234934E-19) T^7 + (0.5569374E-22) T^8 \\ & + (0.8010615E-25) T^9 + (-0.5061063E-28) T^{10} + (0.3019980E-31) T^{11} \\ & + (-0.8686057E-34) T^{12} + (0.1806280E-37) T^{13} + (0.3961070E-40) T^{14} \\ & + (-0.1613862E-43) T^{15} \end{aligned}$$



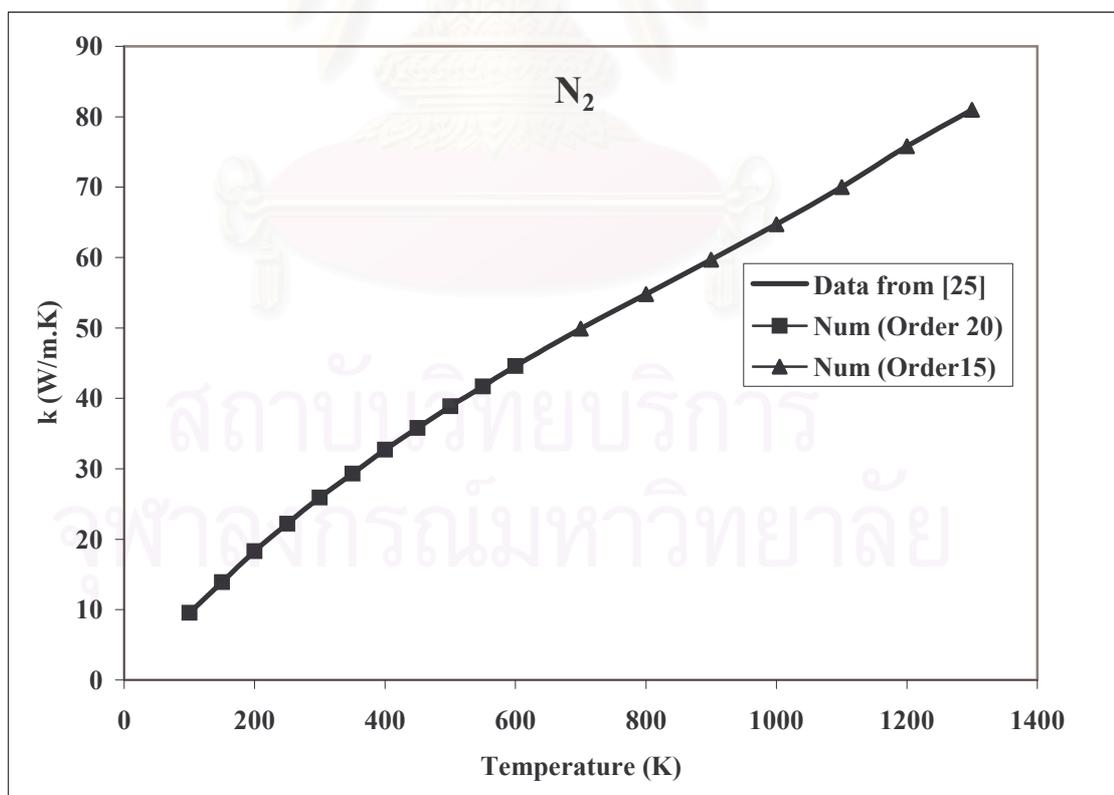
รูปที่ ก.18 กราฟ Dynamic Viscosity ของ N_2 ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูล
ที่มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

สำหรับค่า Thermal Conductivity ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 100-600 K ได้

$$\begin{aligned}
 k_{N_2}(T)_{100-600K} = & (0.9728619E+02) + (-0.2938134E+01) T + (0.3751919E-01) T^2 \\
 & + (-0.2327823E-03) T^3 + (0.7267192E-06) T^4 + (-0.8693139E-09) T^5 \\
 & + (-0.1469207E-12) T^6 + (-0.2512482E-14) T^7 + (0.1237099E-16) T^8 \\
 & + (-0.4678936E-20) T^9 + (-0.1783274E-22) T^{10} + (-0.2913221E-25) T^{11} \\
 & + (0.4485564E-28) T^{12} + (0.1284423E-30) T^{13} + (-0.4142718E-34) T^{14} \\
 & + (-0.3107022E-36) T^{15} + (0.1816989E-40) T^{16} + (0.3916863E-42) T^{17} \\
 & + (-0.2965967E-45) T^{18} + (0.4358324E-48) T^{19} + (-0.3482084E-51) T^{20}
 \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 600-1300 K ได้

$$\begin{aligned}
 k_{N_2}(T)_{600-1300K} = & (-0.1406959E+03) + (0.8487196E+00) T + (-0.1459516E-02) T^2 \\
 & + (0.9199474E-06) T^3 + (0.3317891E-09) T^4 + (-0.6491576E-12) T^5 \\
 & + (0.2062997E-15) T^6 + (0.1379936E-18) T^7 + (-0.2829413E-21) T^8 \\
 & + (0.8681018E-25) T^9 + (0.1581019E-27) T^{10} + (-0.4217846E-31) T^{11} \\
 & + (-0.1017081E-33) T^{12} + (0.4906861E-37) T^{13} + (0.8370743E-41) T^{14} \\
 & + (-0.6203655E-44) T^{15}
 \end{aligned}$$



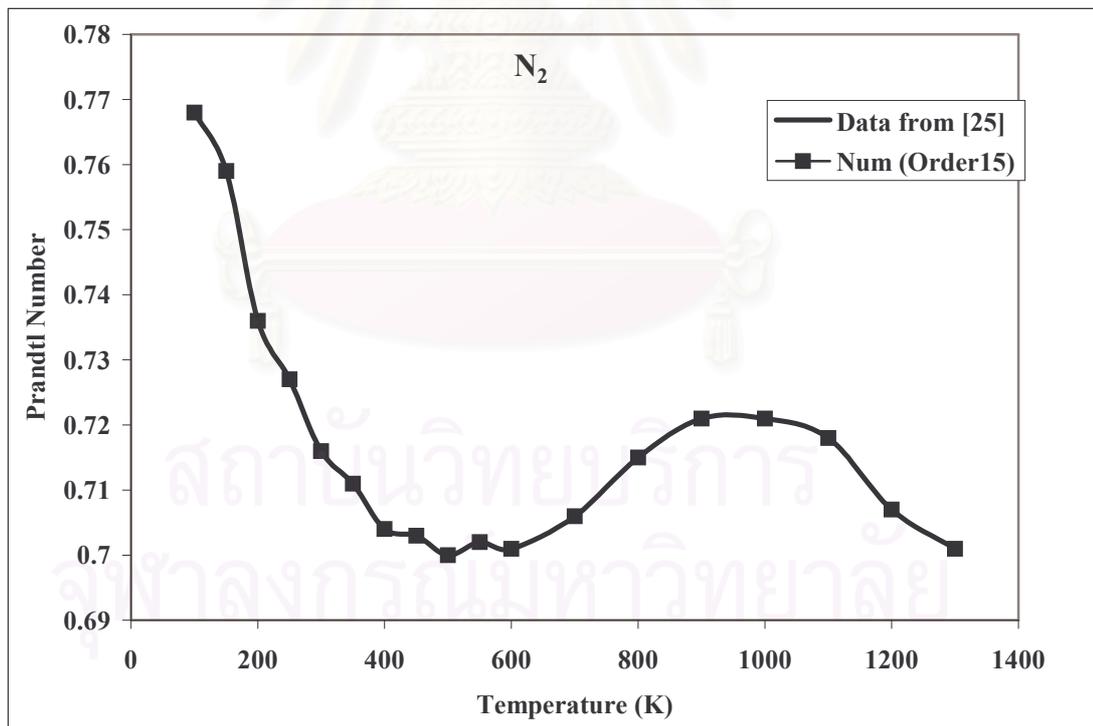
รูปที่ ก.19 กราฟ Thermal Conductivity ของ N₂ ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่าง ข้อมูลที่มาจากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข

สำหรับค่า Prandtl Number ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 100-600 K ได้

$$\begin{aligned} Pr_{N_2}(T)_{100-600K} = & (-0.1347620E+01) + (0.5254752E-01) T + (-0.3718075E-03) T^2 \\ & + (-0.8213951E-06) T^3 + (0.2446414E-07) T^4 + (-0.1314829E-09) T^5 \\ & + (0.2787118E-12) T^6 + (-0.5095022E-16) T^7 + (-0.4397151E-18) T^8 \\ & + (-0.6998021E-21) T^9 + (0.2043195E-23) T^{10} + (0.3788147E-26) T^{11} \\ & + (-0.8708907E-29) T^{12} + (-0.8814210E-32) T^{13} + (0.2855637E-34) T^{14} \\ & + (-0.1661118E-37) T^{15} \end{aligned}$$

ผลจากการคำนวณ สมการพหุนาม ในช่วงอุณหภูมิ 600-1300 K ได้

$$\begin{aligned} Pr_{N_2}(T)_{600-1300K} = & (-0.4439779E+01) + (0.3122806E-01) T + (-0.6787902E-04) T^2 \\ & + (0.5368576E-07) T^3 + (0.8414499E-11) T^4 + (-0.2512931E-13) T^5 \\ & + (0.1455897E-17) T^6 + (-0.1000627E-21) T^7 + (-0.1699922E-23) T^8 \\ & + (0.6896534E-26) T^9 + (0.2940700E-29) T^{10} + (-0.2200928E-32) T^{11} \\ & + (-0.5040528E-35) T^{12} + (0.1156263E-38) T^{13} + (0.2294801E-41) T^{14} \\ & + (-0.8619668E-45) T^{15} \end{aligned}$$



รูปที่ ก.20 กราฟ Prandtl Number ของ N_2 ที่อุณหภูมิต่างๆ โดยเปรียบเทียบค่าระหว่างข้อมูลที่ได้จากตารางในเอกสารอ้างอิง [25] และค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลข



ภาคผนวก ข

ผลจากการคำนวณโดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ข.1.1 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Petukhov สมการ (2.27) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ϵ	0.3	0.31	0.32	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	220.74	227.1	233.46	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	503.74	498.19	492.62	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.4347	0.4573	0.4808	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	8.2631	9.2756	9.9777	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	70	78	84	-
จำนวน Row	10	13	12	-
จำนวน Column	7	6	7	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.23	6.21	6.19	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	12.11	10.95	10.25	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	12834.1	11450.3	10570.8	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2260.33	2264.74	2269.05	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	65.58	65.42	65.38	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	43.67	40.66	38.67	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	24	22.5	22	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	23.57	22.52	21.8	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.3543	0.2876	0.25	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0612	0.0794	0.073	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	313.26	323.83	334.41	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	7.88	8.14	8.41	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	46789	48367	49947	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	442154	457069	472000	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	6.03	5.83	5.64	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	195	203	211	%

ตารางที่ ข.1.2 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Aligned ใช้สมการของ Petukhov สมการ (2.27) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)

ค่าประสิทธิผล Effectiveness, ϵ	0.30	0.31	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากกริคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	220.74	227.1	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากกริคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	503.74	498.19	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.4347	0.4573	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	9.2239	9.9381	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	78	84	-
จำนวน Row	13	12	-
จำนวน Column	6	7	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.23	6.21	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	10.87	10.17	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	11517.8	10632.4	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2260.33	2264.74	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	56.04	55.91	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	40.48	38.62	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	21.5	21	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	21.24	20.62	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.2854	0.248	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0233	0.0215	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	313.26	323.83	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	7.88	8.14	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	46789	48367	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	442154	457069	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	6.03	5.83	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	195	203	%

ตารางที่ ข.2.1 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อ และการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ε	0.30	0.31	0.32	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	220.74	227.1	233.46	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	503.74	498.19	492.62	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.4347	0.4573	0.4808	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	8.2631	9.2756	9.9777	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	70	78	84	-
จำนวน Row	10	13	12	-
จำนวน Column	7	6	7	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.23	6.21	6.19	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	12.11	10.95	10.25	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	12834.1	11450.3	10570.8	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2260.33	2264.74	2269.05	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	65.58	65.42	65.38	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	43.66	40.24	37.98	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	24	22.5	22	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	23.56	22.37	21.55	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.3543	0.2876	0.25	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0612	0.0794	0.073	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	313.26	323.83	334.41	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	7.88	8.14	8.41	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	46789	48367	49947	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	442154	457069	472000	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	6.03	5.83	5.64	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	195	203	211	%

ตารางที่ ข.2.1 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อ และการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) (ต่อ)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ϵ	0.32	0.33	0.34	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	233.46	239.81	246.17	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	492.62	487.03	481.43	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.4808	0.5055	0.5313	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	9.9777	11.4295	12.7766	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	84	96	108	-
จำนวน Row	12	12	12	-
จำนวน Column	7	8	9	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.19	6.17	6.05	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	10.25	9.04	8.1	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	10570.8	9196.37	8127.99	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2269.05	2273.5	2240.53	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	65.38	65.22	64.57	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	37.98	34.15	31.15	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	22	20.02	19	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	21.55	20.07	18.8	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.25	0.1989	0.168	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.073	0.0728	0.0702	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.61	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	334.41	345	355.6	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	8.41	8.67	8.94	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	49947	51528	53111	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	472000	486943	501896	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	5.64	5.46	5.29	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	211	219	227	%

ตารางที่ ข.2.1 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อ และการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) (ต่อ)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ϵ	0.34	0.35	0.36	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	246.17	252.53	258.89	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	481.43	475.83	470.2	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.5313	0.5583	0.5868	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	12.7766	13.8694	14.9908	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	108	117	126	-
จำนวน Row	12	13	14	-
จำนวน Column	9	9	9	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.05	6.03	6.01	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	8.1	7.53	7.05	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	8127.99	7460.51	6888.97	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2240.53	2244.9	2249.33	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	64.57	64.53	64.36	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	31.15	29.18	27.46	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	19	18.4	17.9	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	18.8	17.96	17.19	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.168	0.1483	0.1289	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0702	0.0758	0.0814	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.61	0.61	0.61	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	355.6	366.19	376.81	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	8.94	9.21	9.47	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	53111	54694	56279	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	501896	516861	531838	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	5.29	5.13	4.99	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	227	235	243	%

ตารางที่ ข.2.2 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Aligned ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อ และการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ϵ	0.30	0.31	0.32	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	220.74	227.1	233.46	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	503.74	498.19	492.62	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.4347	0.4573	0.4808	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	9.2239	9.9381	11.4328	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	78	84	96	-
จำนวน Row	13	12	12	-
จำนวน Column	6	7	8	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.23	6.21	6.19	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	10.87	10.17	8.97	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	11517.8	10632.4	9249.45	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2260.33	2264.74	2269.05	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	56.04	55.91	55.88	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	40.09	37.94	34.12	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	21.5	21	19.2	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	21.11	20.4	19.08	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.2854	0.248	0.1974	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0233	0.0215	0.0214	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	313.26	323.83	334.41	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	7.88	8.14	8.41	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	46789	48367	49947	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	442154	457069	472000	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	6.03	5.83	5.64	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	195	203	211	%

ตารางที่ ข.2.2 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Aligned ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อ และการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) (ต่อ)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ϵ	0.33	0.34	0.35	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	239.81	246.17	252.53	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	487.03	481.43	475.83	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.5055	0.5313	0.5583	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	12.8264	13.8718	15.0115	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	108	117	126	-
จำนวน Row	12	13	14	-
จำนวน Column	9	9	9	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.17	6.15	6.13	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	8.04	7.48	6.99	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	8174.48	7502.81	6927.58	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2273.5	2277.87	2282.35	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	55.75	55.72	55.69	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	31.03	29.16	27.43	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	18	17.5	17	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	17.93	17.19	16.49	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.1667	0.1431	0.1315	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0214	0.0231	0.0248	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	345	355.6	366.19	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	8.67	8.94	9.21	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	51528	53111	54694	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	486943	501896	516861	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	5.46	5.29	5.13	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	219	227	235	%

ตารางที่ ข.2.2 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Aligned ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อ และการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) (ต่อ)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ϵ	0.34	0.35	0.36	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	246.17	252.53	258.89	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	481.43	475.83	470.2	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.5313	0.5583	0.5868	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	13.8718	15.0115	16.068	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	117	126	135	-
จำนวน Row	13	14	15	-
จำนวน Column	9	9	9	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.15	6.13	6.11	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	7.48	6.99	6.58	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	7502.81	6927.58	6429.69	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2277.87	2282.35	2286.82	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	55.72	55.69	55.56	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	29.16	27.43	25.9	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	17.5	17	16.7	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	17.19	16.49	15.83	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.1431	0.1315	0.1154	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0231	0.0248	0.0264	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	355.6	366.19	376.81	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	8.94	9.21	9.47	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	53111	54694	56279	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	501896	516861	531838	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	5.29	5.13	4.99	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	227	235	243	%

ตารางที่ ข.3.1 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Petukhov สมการ (2.27) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ε	0.30	0.31	0.32	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	220.74	227.1	233.46	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	503.74	498.19	492.62	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.4179	0.4377	0.4582	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	7.7816	8.3232	9.0953	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	66	70	77	-
จำนวน Row	11	10	11	-
จำนวน Column	6	7	7	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.23	6.21	6.19	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	12.84	12.21	11.18	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	13611.9	12758.9	11531.8	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2260.33	2264.74	2269.05	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	65.58	65.42	65.38	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	45.52	43.87	41.09	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	24.5	24	23	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	24.18	23.61	22.66	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.3986	0.3572	0.2975	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0674	0.061	0.0669	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	313.26	323.83	334.41	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	7.88	8.14	8.41	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	46789	48367	49947	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	442154	457069	472000	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	6.03	5.83	5.64	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	195	203	211	%

ตารางที่ ข.3.1 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Petukhov สมการ (2.27) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) (ต่อ)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ε	0.31	0.32	0.33	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	227.1	233.46	239.81	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	498.19	492.62	487.03	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.4377	0.4582	0.4793	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	8.3232	9.0953	9.9504	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	70	77	84	-
จำนวน Row	10	11	12	-
จำนวน Column	7	7	7	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.21	6.19	6.17	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	12.21	11.18	10.33	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	12758.9	11531.8	10510.1	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2264.74	2269.05	2273.5	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	65.42	65.38	65.22	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	43.87	41.09	38.73	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	24	23	22	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	23.61	22.66	21.81	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.3572	0.2975	0.2598	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.061	0.0669	0.0728	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	323.83	334.41	345	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	8.14	8.41	8.67	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	48367	49947	51528	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	457069	472000	486943	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	5.83	5.64	5.46	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	203	211	219	%

ตารางที่ ข.3.2 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Aligned ใช้สมการของ Petukhov สมการ (2.27) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ϵ	0.30	0.31	0.32	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	220.74	227.1	233.46	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	503.74	498.19	492.62	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.4179	0.4377	0.4582	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	9.0785	9.9878	10.4596	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	77	84	88	-
จำนวน Row	11	12	11	-
จำนวน Column	7	7	8	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.23	6.21	6.19	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	11.01	10.17	9.79	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	11667.4	10632.4	10090.3	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2260.33	2264.74	2269.05	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	56.04	55.91	55.88	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	40.85	38.62	37.45	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	21	20	20	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	21.35	20.62	20.23	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.2928	0.2558	0.242	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0198	0.0215	0.0196	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	313.26	323.83	334.41	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	7.88	8.14	8.41	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	46789	48367	49947	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	442154	457069	472000	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	6.03	5.83	5.64	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	195	203	211	%

ตารางที่ ข.4.1 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ε	0.30	0.31	0.32	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	220.74	227.1	233.46	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	503.74	498.19	492.62	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.4179	0.4377	0.4582	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	7.7816	8.3232	9.0953	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	66	70	77	-
จำนวน Row	11	10	11	-
จำนวน Column	6	7	7	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.23	6.21	6.19	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	12.84	12.21	11.18	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	13611.9	12758.9	11531.8	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2260.33	2264.74	2269.05	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	65.58	65.42	65.38	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	45.72	43.83	40.7	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	24.5	24	23	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	24.24	23.6	22.53	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.3986	0.3572	0.2975	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0674	0.061	0.0669	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	313.26	323.83	334.41	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	7.88	8.14	8.41	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	46789	48367	49947	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	442154	457069	472000	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	6.03	5.83	5.64	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	195	203	211	%

ตารางที่ ข.4.1 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) (ต่อ)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ϵ	0.33	0.34	0.35	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	239.81	246.17	252.53	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	487.03	481.43	475.83	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.4793	0.5009	0.5233	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	9.9504	10.7956	11.6682	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	84	91	98	-
จำนวน Row	12	13	14	-
จำนวน Column	7	7	7	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.17	6.15	6.13	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	10.33	9.61	8.99	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	10510.1	9646.41	8906.88	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2273.5	2277.87	2282.35	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	65.22	65.17	65.12	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	38.02	35.79	33.75	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	22	21.2	20.5	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	21.55	20.71	19.9	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.2598	0.2366	0.2114	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0728	0.0786	0.0844	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	345	355.6	366.19	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	8.67	8.94	9.21	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	51528	53111	54694	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	486943	501896	516861	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	5.46	5.29	5.13	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	219	227	235	%

ตารางที่ ข.4.1 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) (ต่อ)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ϵ	0.36	0.37	0.38	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	258.89	265.25	271.6	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	470.2	464.56	458.92	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.5464	0.5701	0.5947	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	12.493	13.8728	15.2056	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	105	117	128	-
จำนวน Row	15	13	16	-
จำนวน Column	7	9	8	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.11	5.99	6.07	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	8.46	7.65	7.04	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	8266.73	7377.83	6706.84	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2286.82	2253.74	2295.86	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	64.96	64.32	64.87	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	31.93	29.23	27.21	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	20	18.8	17.9	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	19.16	17.96	17.11	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.1856	0.1548	0.1338	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0902	0.0753	0.0956	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.61	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	376.81	387.42	398.09	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	9.47	9.74	10.01	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	56279	57865	59458	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	531838	546825	561880	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	4.99	4.84	4.71	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	243	251	259	%

ตารางที่ ข.4.2 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Aligned ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ϵ	0.30	0.31	0.32	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	220.74	227.1	233.46	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	503.74	498.19	492.62	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.4179	0.4377	0.4582	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	9.0785	9.9878	10.4596	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	77	84	88	-
จำนวน Row	11	12	11	-
จำนวน Column	7	7	8	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.23	6.21	6.19	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	11.01	10.17	9.79	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	11667.4	10632.4	10090.3	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2260.33	2264.74	2269.05	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	58.7	55.91	55.88	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	40.5	37.94	36.59	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	21	20	20	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	21.61	20.4	19.94	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.2928	0.2635	0.2491	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0198	0.0215	0.0196	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	313.26	323.83	334.41	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	7.88	8.14	8.41	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	46789	48367	49947	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	442154	457069	472000	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	6.03	5.83	5.64	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	195	203	211	%

ตารางที่ ข.4.2 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Aligned ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) (ต่อ)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ϵ	0.33	0.34	0.35	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	239.81	246.17	252.53	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	487.03	481.43	475.83	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.4793	0.5009	0.5233	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	11.4015	12.3711	13.363	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	96	104	112	-
จำนวน Row	12	13	14	-
จำนวน Column	8	8	8	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.17	6.15	6.13	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	9.04	8.41	7.87	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	9196.37	8440.63	7793.58	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2273.5	2277.87	2282.35	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	55.75	55.72	55.69	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	34.15	32.13	30.26	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	19.2	18.5	17.9	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	19.08	18.33	17.62	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.217	0.1863	0.1664	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0214	0.0231	0.0248	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	345	355.6	366.19	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	8.67	8.94	9.21	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	51528	53111	54694	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	486943	501896	516861	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	5.46	5.29	5.13	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	219	227	235	%

ตารางที่ ข.4.2 อากาศไหลในท่อ ก๊าซไอเสียไหลในเปลือก การจัดเรียงท่อแบบ Aligned ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) (ต่อ)

ค่าประสิทธิผล Effectiveness, ϵ	0.36	0.37	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	258.89	265.25	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	470.2	464.56	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.5464	0.5701	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	14.2777	15.252	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	120	128	-
จำนวน Row	15	16	-
จำนวน Column	8	8	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	6.11	6.09	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	7.4	6.99	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	7233.41	6743.83	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2286.82	2291.35	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	55.56	55.53	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	28.6	27.12	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	17.5	17.1	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	16.95	16.34	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.15	0.1363	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0264	0.0281	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	376.81	387.42	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	9.47	9.74	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	56279	57865	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	531838	546825	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	4.99	4.84	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	243	251	%

ตารางที่ ข.5.1 อากาศไหลในเปลือก ก๊าซไอเสียไหลในท่อ การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass)

ค่าประสิทธิผล Effectiveness, ϵ	0.3	0.31	0.32	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากกริคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	220.74	227.1	233.46	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากกริคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	503.86	498.28	492.74	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.4346	0.4572	0.4808	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	8.4987	9.0624	9.9658	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	72	77	84	-
จำนวน Row	12	11	12	-
จำนวน Column	6	7	7	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2.82	2.84	2.87	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	25.36	23.64	21.6	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	8072.75	7563.16	6946.36	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	3474.22	3456.11	3437.07	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	46.61	46.91	47.03	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	53.08	50.19	46.64	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	23.3	23	22	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	22.73	22.17	21.38	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.8512	0.7523	0.6388	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0318	0.0293	0.0322	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	312.86	323.48	333.98	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	7.87	8.13	8.4	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	46729	48315	49883	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	441587	456575	471394	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	6.04	5.84	5.65	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	195	203	211	%

ตารางที่ ข.5.1 อากาศไหลในเปลือก ก๊าซไอเสียไหลในท่อ การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Parallel Cross Flow (2 Pass) (ต่อ)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ϵ	0.32	0.33	0.34	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	233.46	239.81	246.17	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	492.74	487.17	481.6	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.4808	0.5054	0.5311	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	9.9658	10.7224	12.8219	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	84	90	108	-
จำนวน Row	12	10	12	-
จำนวน Column	7	9	9	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2.87	2.84	2.86	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	21.6	20.1	16.7	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	6946.36	6495.94	5423.86	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	3437.07	3362.15	3343.82	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	47.03	46.73	46.86	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	46.64	43.98	37.44	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	22	21.5	18.9	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	21.38	20.66	18.91	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.6388	0.5548	0.3996	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0322	0.0262	0.0317	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.61	0.61	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	333.98	344.52	355.1	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	8.4	8.66	8.93	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	49883	51457	53038	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	471394	486269	501206	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	5.65	5.47	5.3	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	211	219	227	%

ตารางที่ ข.5.2 อากาศไหลในเปลือก ก๊าซไอเสียไหลในท่อ การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ϵ	0.3	0.31	0.32	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	220.74	227.1	233.46	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	503.86	498.28	492.74	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.4178	0.4377	0.4581	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	7.77	8.3144	9.0824	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	66	70	77	-
จำนวน Row	11	10	11	-
จำนวน Column	6	7	7	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2.82	2.84	2.87	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	27.66	26	23.57	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	8806.63	8319.49	7577.85	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	3474.22	3456.11	3437.07	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	46.61	46.91	47.03	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	57.01	54.32	50.18	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	24.5	24	23	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	23.53	23.06	22.2	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	1.013	0.9102	0.7603	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0291	0.0267	0.0296	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	312.86	323.48	333.98	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	7.87	8.13	8.4	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	46729	48315	49883	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	441587	456575	471394	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	6.04	5.84	5.65	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	195	203	211	%

ตารางที่ ข.5.2 อากาศไหลในเปลือก ก๊าซไอเสียไหลในท่อ การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) (ต่อ)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ϵ	0.33	0.34	0.35	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	239.81	246.17	252.53	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากรีคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	487.17	481.6	476.01	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.4792	0.5008	0.5232	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	9.9355	10.7787	11.6497	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	84	91	98	-
จำนวน Row	12	13	14	-
จำนวน Column	7	7	7	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2.89	2.91	2.93	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	21.54	19.82	18.34	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	6959.94	6437.11	5989.08	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	3418.24	3399.63	3381.01	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	47.16	47.29	47.42	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	46.63	43.48	40.78	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	22	21.2	20.5	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	21.4	20.64	19.95	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.6455	0.5555	0.4837	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0325	0.0355	0.0385	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	344.52	355.1	365.65	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	8.66	8.93	9.19	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	51457	53038	54614	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	486269	501206	516098	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	5.47	5.3	5.14	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	219	227	235	%

ตารางที่ ข.5.2 อากาศไหลในเปลือก ก๊าซไอเสียไหลในท่อ การจัดเรียงท่อแบบ Staggered ใช้สมการของ Gnielinski สมการ (2.28) ในการหาค่า Nusselt Number ของการไหลด้านในท่อและการไหลแบบ Counter Cross Flow (2 Pass) (ต่อ)

ค่าประสิทธิภาพ Effectiveness, ε	0.36	0.37	0.38	-
อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากกริคูเพอเรเตอร์, $T_{a,o}$	258.89	265.25	271.6	°C
อุณหภูมิของก๊าซไอเสียที่ออกจากกริคูเพอเรเตอร์, $T_{fg,o}$	470.39	464.77	459.13	°C
ค่า Number of Transfer Unit, NTU	0.5462	0.57	0.5945	-
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน, A	12.4708	13.8508	14.9292	m ²
จำนวนท่อแลกเปลี่ยนความร้อน, n	105	117	126	-
จำนวน Row	15	13	14	-
จำนวน Column	7	9	9	-
ความเร็วสูงสุดของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	2.96	2.93	2.95	m/s
ความเร็วของการไหลด้านในท่อ	17.07	15.27	14.14	m/s
ค่า Reynolds Number ของการไหลด้านในท่อ	5600.83	5036.37	4685.93	-
ค่า Reynolds Number ของการไหลผ่านกลุ่มท่อ	3362.85	3290.12	3272.45	-
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อ, h_o	47.55	47.25	47.37	W/m ² .K
สัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านในท่อ, h_i	38.38	34.77	32.49	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{guess}	20	18.8	18.2	W/m ² .K
ค่า Overall Heat Transfer Coefficient, U_{theory}	19.3	18.16	17.45	W/m ² .K
ค่าความดันสูญเสียด้านในท่อ, ΔP_i	0.4256	0.3504	0.305	kPa
ค่าความดันสูญเสียของการไหลผ่านกลุ่มท่อ, ΔP_o	0.0416	0.0351	0.0381	kPa
ขนาดความกว้างของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.61	0.61	m
ขนาดความยาวของช่องทางไหลผ่านกลุ่มท่อ	0.6	0.6	0.6	m
ความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่, Q_{rec}	376.29	386.89	397.5	MJ/hr
ความร้อนที่นำกลับมาใช้ใหม่คิดเป็นปริมาณน้ำมันเตา	9.46	9.73	10	L/hr
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	56202	57786	59371	ลิตรต่อปี
การประหยัดเชื้อเพลิงน้ำมันเตา	531108	546073	561055	บาทต่อปี
ระยะเวลาการคืนทุน(Payback Period), n	4.99	4.85	4.72	เดือน
อัตราผลตอบแทนการลงทุน, IRR	242	250	258	%

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายพงศกรณ์ อาดัม เกิดวันที่ 8 มีนาคม พ.ศ. 2522 ที่จังหวัดกรุงเทพมหานคร สำเร็จการศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ในปีการศึกษา 2544 และเข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ในปีการศึกษา 2545



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย