

การประยุกต์พลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณสำหรับการทำนายอุณหภูมิและความดันลดของก๊าซร้อน
เพื่อป้องกันการควมแน่นของไอกรดในระบบเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อน



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเคมี ภาควิชาวิศวกรรมเคมี
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
ปีการศึกษา 2564
ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

Computational fluid dynamics simulation for hot gas temperature and pressure drop prediction to prevent acid vapor condensation in a heat recovery steam generator system



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

Department of Chemical Engineering

FACULTY OF ENGINEERING

Chulalongkorn University

Academic Year 2021

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การประยุกต์พลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณสำหรับการ
ทำนายอุณหภูมิและความดันลดของก๊าซร้อนเพื่อป้องกัน
การควบแน่นของไอกรดในระบบเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืน
ความร้อน

โดย

นายเวรณพล เจนวัฒนานนท์

สาขาวิชา

วิศวกรรมเคมี

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

ดร.กริชชาติ ว่องไวลิขิต

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้หัวข้อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่ง
ของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(ศาสตราจารย์ ดร.สุพจน์ เตชวรสินสกุล)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการ
(ศาสตราจารย์ ดร.เหมือนเดือน พิศาลพงศ์)

..... อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก
(ดร.กริชชาติ ว่องไวลิขิต)

..... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พงศ์ธร เจริญศุภนิมิตร)

..... กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย
(รองศาสตราจารย์ ดร.สุนันท์ ลิ้มตระกูล)

เวรน์พล เจนพัฒนานนท์ : การประยุกต์พลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณสำหรับการทำนาย
อุณหภูมิและความดันลดของก๊าซร้อนเพื่อป้องกันการควบแน่นของไอรกตในระบบเครื่องผลิต
ไอน้ำแบบกู้คืนความร้อน. (Computational fluid dynamics simulation for hot gas
temperature and pressure drop prediction to prevent acid vapor condensation
in a heat recovery steam generator system) อ.ที่ปรึกษาหลัก : อ. ดร.กริชชาติ ว่องไว
ลิขิต

เครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อน (HRSG) เป็นหนึ่งในอุปกรณ์หลักที่ใช้ในการกู้คืนพลังงาน
ที่สะสมอยู่ในก๊าซร้อนหลังการเผาไหม้ก่อนปล่อยออกสู่บรรยากาศ การป้องกันการกัดกร่อนจากไอรกต
เป็นสิ่งสำคัญเพื่อความปลอดภัยและอายุของHRSG โดยการกัดกร่อนพบที่บริเวณชุดท่อแถวสุดท้ายของ
HRSG เนื่องจากอุณหภูมิของก๊าซร้อนที่ต่ำลงและเกิดการควบแน่นของไอรกตที่บริเวณผิวท่อ ดังนั้น
จุดประสงค์ของงานวิจัยจึงสร้างแบบจำลองพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณ (CFD) เพื่อศึกษาผลกระทบของ
การจัดวางท่อและอุณหภูมิผิวท่อด้านใน ที่มีต่ออุณหภูมิและความดันลดของก๊าซร้อนบริเวณผิวของครีบ
ของท่อชุดสุดท้าย โดยใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\omega$ SST และทำการสอบเทียบค่าสัมประสิทธิ์
(Nu) และความดันลดคร่อมชุดท่อกับสหสัมพันธ์ของ ESCOA Nir Næss และ Hofmann ทั้งนี้ ผลการ
สอบเทียบแบบจำลอง พบว่าผลลัพธ์มีแนวโน้มสอดคล้องกัน มีความคลาดเคลื่อนไม่เกิน 20% สำหรับค่า
Nu และมีความคลาดเคลื่อนไม่เกิน 5 mbar สำหรับความดันลด นอกจากนี้การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิผิว
ท่อด้านในไม่ส่งผลต่อค่า Nu และความดันลดคร่อมชุดท่อ แต่เมื่อเพิ่มอุณหภูมิผิวท่อด้านในส่งผลให้
อุณหภูมิเฉลี่ยผิวเพิ่มขึ้นและมีโอกาสเกิดการควบแน่นของกรตน้อยลงโดยเฉพาะด้านหลังของท่อที่มีการ
ถ่ายเทความร้อนต่ำ การเพิ่มระยะห่างของท่อในแนวขวาง พบว่า ค่า Nu และค่าความดันลดของก๊าซร้อน
ลดลงเนื่องจากมีความเร็วการไหลและการปั่นป่วนลดลง โดยอุณหภูมิผิวครีบมีแนวโน้มลดลงเมื่อเพิ่ม
ระยะห่างในแนวขวาง การเพิ่มระยะห่างของท่อในแนวยาวพบว่า ค่า Nu และค่าความดันลดของก๊าซร้อน
ลดลง เนื่องจากการลดความเร็วและการปั่นป่วนในการไหล โดยอุณหภูมิผิวครีบมีแนวโน้มลดลงเมื่อเพิ่ม
เพิ่มระยะในแนวยาว ในขณะที่การเปลี่ยนแปลงระยะตัดครีบส่งผลให้ค่า Nu และค่าความดันลดของก๊าซ
คร่อมชุดท่อมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อมีการตัดครีบเต็มอัตราส่วน เนื่องจากการเพิ่มความปั่นป่วนในการ
ไหล โดยอุณหภูมิผิวครีบมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราส่วน อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาอุณหภูมิต่ำที่สุด
ของครีบในแต่ละชุดการทดลอง พบว่าอุณหภูมิต่ำที่สุดมีค่าเท่ากับอุณหภูมิผิวท่อด้านในโดยเฉพาะ
ด้านหลังท่อเนื่องจากมีความปั่นป่วนน้อย

สาขาวิชา วิศวกรรมเคมี

ลายมือชื่อนิสิต

ปีการศึกษา 2564

ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาหลัก

6272082721 : MAJOR CHEMICAL ENGINEERING

KEYWORD: Heat recovery steam generator; Computational Fluid Dynamics; Heat transfer; Pressure drop; Acid dew point temperature

Vejpon Jenwattananont : Computational fluid dynamics simulation for hot gas temperature and pressure drop prediction to prevent acid vapor condensation in a heat recovery steam generator system . Advisor: KRITCHART WONGWAILIKHIT

Heat recovery steam generator (HRSG) is a crucial unit in gas-fired power plant as it is designed to recover heat from flue gas. Acid corrosion prevention is one of the most important factors considered especially at last heat transfer tube bundle for HRSG design. This research objective is to perform Computational Fluid Dynamics (CFD) of hot gas across tube bundle to study inside tube temperature effect, transverse pitch, longitudinal pitch, and serrated height to fin height ratio on tube surface temperature and pressure drop. The $k-\omega$ SST model was used to illustrate fluid dynamics inside the heat transfer tube bundle domain and validated by comparing Nusselt number (Nu) and pressure drop from the simulations with ESCOA Nir Næss and Hofmann's correlations. The comparison shows an acceptable validation with model accuracy for Nu within 20% error while pressure drop was within 5 mbar. Studying of inside tube temperature effect showed no effect on Nu and pressure drop but to fin temperature which is slightly raised when inside tube temperature is increased. For the effect of transverse pitch, transverse pitch increment leads to Nu and pressure drop reduction and fin temperature as well. When longitudinal pitch is increased, Nu and pressure drop are decreased, and fin temperature is decreased. For effect of serrated height to fin height ratio, longer serrated height gives higher Nu, pressure drop and fin temperature. For all experiments, minimum temperature of fin equals to inside tube temperature especially at bare tube surface and base of the fin at back of tube because there was low turbulence.

Field of Study: Chemical Engineering

Student's Signature

Academic Year: 2021

Advisor's Signature

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงได้ ด้วยความเสียสละ ความอนุเคราะห์ และน้ำใจจากบุคคลหลายฝ่าย ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงมา ณ ที่นี้

ขอขอบพระคุณ ดร. กริชชาติ ว่องไวลิขิต อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่กรุณาให้ความรู้ คำปรึกษา และความช่วยเหลือในการแก้ไขปัญหาต่างๆ ระหว่างทำงานวิจัยทำให้งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ขอขอบพระคุณ ศ.ดร. เหมือนเดือน พิศาลพงศ์ ประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ รศ.ดร. สุนันท์ ลิ้มตระกูล และ ผศ.ดร. พงศ์ธร เจริญศุภนิมิตร กรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ที่ให้ข้อเสนอแนะอันเป็นประโยชน์ในการทำงานวิจัยนี้ให้สมบูรณ์มากยิ่งขึ้น

ขอขอบคุณนายวรวัฒน์ ส่องวณิช ที่คอยให้ความช่วยเหลือ และคำแนะนำในการสร้างแบบจำลอง รวมถึงให้คำปรึกษาในการแก้ไขปัญหาระหว่างทำงานวิจัย

สุดท้ายนี้ขอขอบพระคุณ บิดามารดา และครอบครัว ที่เป็นกำลังใจและสนับสนุนในการศึกษาในระดับปริญญาโทครั้งนี้จนจบการศึกษา

เวรณพล เจนวนวัฒนนท์

สารบัญ

	หน้า
.....	ค
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ค
.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	ง
กิตติกรรมประกาศ.....	จ
สารบัญ.....	ฉ
สารบัญตาราง.....	11
สารบัญภาพ.....	13
บทที่ 1 บทนำ.....	17
1.1 ความสำคัญและความเป็นมา.....	17
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย.....	18
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.....	18
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	19
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องและบทบทวนวรรณกรรม.....	20
2.1 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	20
2.1.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบ (Finned-tube Heat Exchanger).....	20
2.1.1.1 ภาพรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบ.....	20
2.1.1.2 การถ่ายเทความร้อน.....	20
2.1.1.2.1 ประสิทธิภาพของครีบ (Fin efficiency).....	20
2.1.1.1.1 สมการการถ่ายเทความร้อนภายนอก (External heat transfer coefficient) สำหรับการจัดเรียงแบบแถวสลับ (Staggered arrangement).....	21

2.1.1.1.2 ความดันตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อน (Pressure drop)	22
2.1.2 เครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อน (HRSG)	23
2.1.2.1 ภาพรวมของระบบ	23
2.1.2.2 อุณหภูมิการกลั่นตัวของไอน้ำ (Acid dew point temperature)	24
2.1.2.2.1 การคำนวณอุณหภูมิกลั่นตัวของไอน้ำ (Acid dew point)	25
2.1.2.2.2 หลักการการออกแบบเครื่องผลิตไอน้ำแบบนำความร้อนกลับมาใช้ ใหม่เพื่อป้องกันการเกิดการกลั่นตัวของไอน้ำ	27
2.1.3 การจำลองพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics)	28
2.1.3.1 สมการที่ใช้อธิบายการไหล	28
2.1.3.1.1 สมการอนุรักษ์มวล	28
2.1.3.1.2 สมการอนุรักษ์โมเมนตัม	28
2.1.3.1.3 สมการที่อธิบายการไหลแบบปั่นป่วน	28
2.1.3.2 แบบจำลอง	30
2.1.3.2.1 แบบจำลอง $k - \omega$	30
2.1.3.2.2 เงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลอง $k - \omega$	30
2.1.3.2.3 แบบจำลอง Shear Stress Transport k-omega (SST k-omega)	31
2.1.3.2.4 สมการอนุรักษ์พลังงาน	33
2.2 บทบาทของวิศวกรรม	34
2.2.1 ผลของแบบจำลองการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมชุดท่อ	34
2.3 ข้อสรุปจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	43
บทที่ 3 การทดลองและการวิเคราะห์	44
3.1 ภาพรวมการดำเนินงาน	44
3.2 ขั้นตอนการทำวิจัย	45

3.2.1 การสร้างแบบจำลอง.....	45
3.2.1.1 กระบวนการก่อนคำนวณ	45
3.2.1.1.1 การวาดรูปสามมิติ	45
3.2.1.1.2 การพิจารณาปริมาตรของระบบ.....	45
3.2.1.2 การสร้างปริมาตรควบคุม	47
3.2.1.3 การคำนวณ.....	47
3.2.1.3.1 คุณสมบัติของของไหลและของแข็งที่ใช้ในแบบจำลอง	47
3.2.1.3.2 เงื่อนไขขอบเขต	49
3.2.1.3.3 โมเดลที่ใช้ในการคำนวณ	49
3.2.1.3.4 วิธี Discretization และอัลกอริทึมที่ใช้ในการคำนวณ	50
3.2.1.3.5 การกำหนดค่าเริ่มต้น	51
3.2.1.3.6 การหยุดการคำนวณ	51
3.2.1.4 กระบวนการหลังการคำนวณ.....	51
3.2.1.4.1 การหาค่านัสเซลส์นัมเบอร์จากแบบจำลอง	51
3.2.1.4.2 การหาค่าความดันลดตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจาก แบบจำลอง.....	53
3.2.2 การสอบเทียบผลคำนวณของสหสัมพันธ์ กับผลการคำนวณ	53
3.2.2.1 แผนการสอบเทียบผลการคำนวณจากสหสัมพันธ์กับผลการคำนวณจาก แบบจำลอง.....	53
3.2.2.2 การหาค่านัสเซลส์นัมเบอร์ (Nu number) จากสหสัมพันธ์ต่างๆที่ใช้อ้างอิง .	55
3.2.2.2.1 การคำนวณค่านัสเซลส์นัมเบอร์จากสหสัมพันธ์ของ ESCOA.....	55
3.2.2.2.2 การคำนวณค่านัสเซลส์นัมเบอร์จากสหสัมพันธ์ของ Naess	56
3.2.2.2.3 การคำนวณค่านัสเซลส์นัมเบอร์จากสหสัมพันธ์ของ Hofmann ...	57
3.2.2.2.4 การคำนวณค่านัสเซลส์นัมเบอร์จากสหสัมพันธ์ของ Nir	57

3.2.2.3 การคำนวณค่าความดันลดตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (Pressure drop) จากสหสัมพันธ์อ้างอิง	58
3.2.2.3.1 การคำนวณค่าความดันลดด้วยสหสัมพันธ์ของ ESCOA.....	58
3.2.2.3.2 การคำนวณค่าความดันลดด้วยสหสัมพันธ์ของ Naess.....	59
3.2.2.3.3 การคำนวณค่าความดันลดด้วยสหสัมพันธ์ของ Hofmann.....	60
3.2.2.3.4 การคำนวณค่าความดันลดด้วยสหสัมพันธ์ของ Nir.....	60
3.2.3 การศึกษาผลของลักษณะท่อชุดของเครื่องผลิตไอน้ำที่มีต่ออุณหภูมิและความดันลด .	61
บทที่ 4 ผลการทดลองและอภิปรายผลการทดลอง	62
4.1 ผลการสร้างปริมาตรควบคุมและการสอบเทียบแบบจำลองการไหลของชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	62
4.1.1 ผลการสร้างปริมาตรควบคุมและการทำ Grid Independent test.....	62
4.1.2. ผลการสอบเทียบแบบจำลองการไหล	66
4.1.2.1. รูปแบบการไหลภายในปริมาตรควบคุม	66
4.1.2.2. ผลการเปรียบเทียบค่าสเกลสันนิมเบอร์และค่าความดันลดตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน.....	70
4.3 ผลการจำลองการไหล	72
4.3.1 ผลของอุณหภูมิผิวท่อด้านในต่ออุณหภูมิ ความดันลด และค่าสเกลสันนิมเบอร์	72
4.3.1.1 ผลต่อความดันลด.....	72
4.3.1.2 ผลต่ออุณหภูมิ.....	75
4.3.1.3 ผลต่อการถ่ายเทความร้อน	78
4.3.2 ผลของระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวขวางต่ออุณหภูมิบริเวณผิวครีปค่าสเกลสันนิมเบอร์ และความดันลดคร่อมชุดท่อ	79
4.3.2.1 ผลต่อความดันลด.....	79
4.3.2.2 ผลต่ออุณหภูมิ.....	82
4.3.2.3 ผลต่อการถ่ายเทความร้อน	85

4.3.3 ผลของระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวยาวต่ออุณหภูมิบริเวณผิวครีป ค่านี้สเซลส์นัมเบอร์ และความดันลดคร่อมชุดท่อ.....	86
4.3.3.1 ผลต่อความดันลด.....	86
4.3.3.2 ผลต่ออุณหภูมิ.....	88
4.3.3.3 ผลต่อการถ่ายเทความร้อน.....	91
4.3.4 ผลของอัตราส่วนระหว่างระยะตัดครีปต่อความยาวครีปต่ออุณหภูมิบริเวณผิวครีป ค่านี้สเซลส์นัมเบอร์ และความดันลดคร่อมชุดท่อ.....	92
4.3.4.1 ผลต่อความดันลด.....	93
4.3.4.2 ผลต่ออุณหภูมิ.....	95
4.3.4.3 ผลต่อการถ่ายเทความร้อน.....	97
บทที่ 5 สรุปผลการดำเนินการและข้อเสนอแนะ.....	99
5.1 สรุปผลการดำเนินการ.....	99
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	101
บรรณานุกรม.....	102
ประวัติผู้เขียน.....	107

สารบัญตาราง

ตารางที่ 1	การคำนวณอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดซัลฟิวริก.....	26
ตารางที่ 2	สหสัมพันธ์ในการคำนวณค่าดัชนีเสกส์นัมเบอร์.....	41
ตารางที่ 3	สหสัมพันธ์สำหรับการคำนวณหาความดันลดโดยตรง.....	42
ตารางที่ 4	สหสัมพันธ์สำหรับการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์ความดันลด.....	42
ตารางที่ 5	องค์ประกอบเชิงเคมีของก๊าซร้อน.....	48
ตารางที่ 6	คุณสมบัติของของไหลและของแข็งที่ใช้ในแบบจำลอง.....	48
ตารางที่ 7	คุณสมบัติของของแข็งที่ใช้ในแบบจำลอง.....	48
ตารางที่ 8	รายละเอียดของขอบเขตภายในระบบ.....	49
ตารางที่ 9	วิธี Discretization และอัลกอริทึมที่ใช้ในการคำนวณ.....	51
ตารางที่ 10	สภาวะและลักษณะของท่อชุดสุดท้ายที่ใช้ในการศึกษาอุณหภูมิและความดันลดของเครื่องผลิตไอน้ำแบบคู่คืนความร้อน.....	61
ตารางที่ 11	ผลของการปรับขนาดปริมาตรควบคุมย่อยบริเวณต่างๆ ต่อตัวแปรตาม.....	64
ตารางที่ 12	ค่าความคลาดเคลื่อนของค่าดัชนีเสกส์นัมเบอร์ระหว่างแบบจำลองและสหสัมพันธ์ต่างๆ.....	71
ตารางที่ 13	ค่าความคลาดเคลื่อนของความดันลดระหว่างแบบจำลองและสหสัมพันธ์ต่างๆ.....	72
ตารางที่ 14	ผลของความดันลดตกคร่อม และความดันเฉลี่ยบริเวณครีบท่อของก๊าซร้อน.....	74
ตารางที่ 15	ผลของอุณหภูมิภายในท่อต่ออุณหภูมิผิวภายนอกท่อเฉลี่ยและอุณหภูมิผิวภายนอกท่อต่ำสุด.....	76
ตารางที่ 16	ผลต่างระหว่างอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดกับอุณหภูมิเฉลี่ยและต่ำสุดของครีบท่อ.....	77
ตารางที่ 17	ผลของอุณหภูมิภายในท่อต่อการถ่ายเทความร้อน อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบท่อ.....	78
ตารางที่ 18	ผลของความดันลดตกคร่อม และความดันเฉลี่ยบริเวณครีบท่อของก๊าซร้อน.....	81
ตารางที่ 19	อุณหภูมิผิวท่อเฉลี่ยและอุณหภูมิผิวท่อต่ำสุดของผิวครีบท่อ.....	84
ตารางที่ 20	ผลต่างระหว่างอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดกับอุณหภูมิเฉลี่ยและต่ำสุดของครีบท่อ.....	84
ตารางที่ 21	ผลของอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบท่อ.....	85
ตารางที่ 22	ผลของความดันลดตกคร่อม และความดันเฉลี่ยบริเวณครีบท่อของก๊าซร้อน.....	88

ตารางที่ 23	อุณหภูมิผิวท่อเฉลี่ยและอุณหภูมิผิวท่อต่ำสุด	90
ตารางที่ 24	อุณหภูมิกลิ้งตัวของไอกรดบริเวณครีบท่อของท่อแถวต่างๆ	90
ตารางที่ 25	ผลของระยะระหว่างจุดศูนย์กลางท่อในแนวยาวต่อการถ่ายเทความร้อน อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบท่อ	91
ตารางที่ 26	ผลของระยะระหว่างจุดศูนย์กลางท่อในแนวขวางต่อความดันลดตกคร่อม และความดันเฉลี่ยบริเวณครีบท่อของก๊าซร้อน	94
ตารางที่ 27	อุณหภูมิผิวท่อเฉลี่ยและอุณหภูมิผิวท่อต่ำสุด	96
ตารางที่ 28	อุณหภูมิกลิ้งตัวของไอกรดบริเวณครีบท่อของท่อแถวต่างๆ	97
ตารางที่ 29	ผลจากอัตราส่วนระยะตัดครีบท่อความยาวครีบท่อที่ 0.5 และ 1 ต่อการถ่ายเทความร้อน	97



สารบัญภาพ

รูปที่ 1	กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของก๊าซร้อนที่ความยาวต่าง ๆ ของครีบ.....	21
รูปที่ 2	แผงของเครื่อง HRSG.....	23
รูปที่ 3	แผนผังการเปลี่ยนสถานะของน้ำ.....	23
รูปที่ 4	ความสัมพันธ์ระหว่างเปอร์เซ็นต์ของไอกรดซัลฟิวริกและซัลเฟอร์ไตรออกไซด์กับอุณหภูมิ ณ สภาวะสมดุลที่เปอร์เซ็นต์ไอน้ำ 8% ออกซิเจน 6%.....	25
รูปที่ 5	ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิก่อนตัวของไอกรดซัลฟิวริกกับความเข้มข้นของ SO_3 และ เปอร์เซ็นต์ของน้ำในก๊าซร้อน.....	25
รูปที่ 6	ลักษณะการไหลแบบปั่นป่วน.....	29
รูปที่ 7	ความสัมพันธ์ระหว่างค่าลอการิทึมของเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์กับค่าลอการิทึมของนัสเซลส์นัมเบอร์ ที่ได้จากการทดลองและสหสัมพันธ์ต่างๆ.....	35
รูปที่ 8	การเปรียบเทียบค่านัสเซลส์นัมเบอร์ที่ได้จากผลการทดลองและสหสัมพันธ์ใหม่.....	36
รูปที่ 9	การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ความดันลดที่ได้จากผลการทดลองและสหสัมพันธ์ใหม่.....	36
รูปที่ 10	ร้อยละความคลาดเคลื่อนของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างสหสัมพันธ์ของ Hofmann และสหสัมพันธ์อ้างอิง.....	37
รูปที่ 11	ร้อยละความคลาดเคลื่อนของค่าสัมประสิทธิ์ความดันลดระหว่างสหสัมพันธ์ของ Hofmann และสหสัมพันธ์อ้างอิง.....	37
รูปที่ 12	ปริมาตรควบคุมและเงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลอง.....	38
รูปที่ 13	ค่านัสเซลส์นัมเบอร์ที่คำนวณได้จากแบบจำลองและผลการทดลอง.....	38
รูปที่ 14	ค่าสัมประสิทธิ์ความดันตกคร่อมที่คำนวณได้จากแบบจำลองและผลการทดลอง.....	38
รูปที่ 15	ปริมาตรควบคุมลด.....	39
รูปที่ 16	กราฟเปรียบเทียบค่า $NuPr^{1/3}$ และ Eu ที่ค่า Re ต่างๆ ที่ได้จากการทดลองและแบบจำลอง ทั้ง 2 รูปแบบ.....	39
รูปที่ 17	ปริมาตรควบคุมของแบบจำลอง.....	40
รูปที่ 18	ภาพรวมการทดลอง.....	44

รูปที่ 19 ชุดท่อในระบบเครื่องผลิตไอน้ำแบบกึ่งคืนความร้อนที่สนใจ.....	45
รูปที่ 20 ตัวอย่างปริมาตรควบคุมของระบบ.....	46
รูปที่ 21 ปริมาตรควบคุมของระบบ	46
รูปที่ 22 ปริมาตรควบคุมย่อยภายในระบบ	47
รูปที่ 23 แผนภาพการสอบเทียบผลการคำนวณและสหสัมพันธ์เพื่อให้ได้แบบจำลองที่เหมาะสม	54
รูปที่ 24 โซนของปริมาตรควบคุมย่อย	62
รูปที่ 25 โซนของปริมาตรควบคุมย่อย แบบภาคตัดขวาง.....	62
รูปที่ 26 กราฟแสดงผลของความละเอียดของปริมาตรควบคุมต่อการเปลี่ยนแปลงของค่านีเซลล์สันนิษ เบอ์	63
รูปที่ 27 กราฟแสดงผลของความละเอียดของปริมาตรควบคุมต่อการเปลี่ยนแปลงของค่าความดันลด	63
รูปที่ 28 แผนภาพคอนทัวร์อุณหภูมิของก๊าซร้อน.....	66
รูปที่ 29 แผนภาพคอนทัวร์ความดันของก๊าซร้อน	67
รูปที่ 30 แผนภาพคอนทัวร์ความเร็วของก๊าซร้อน	68
รูปที่ 31 แผนภาพเวกเตอร์ความเร็วก๊าซร้อนบริเวณหลังท่อติดครีป	69
รูปที่ 32 แผนภาพเวกเตอร์ความเร็วก๊าซร้อนบริเวณหลังท่อติดครีป	69
รูปที่ 33 ค่านีเซลล์สันนิษเบอ์ที่คำนวณได้จากแบบจำลองและสหสัมพันธ์อ้างอิง.....	70
รูปที่ 34 ค่าความคลาดเคลื่อนที่คำนวณได้จากแบบจำลองและสหสัมพันธ์อ้างอิง	71
รูปที่ 35 แผนภาพคอนทัวร์ของความเร็วของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm ระยะห่างในแนวยาว 100 mm.....	73
รูปที่ 36 แผนภาพคอนทัวร์ของความดันของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm ระยะห่างในแนวยาว 100 mm.....	74
รูปที่ 37 แผนภาพคอนทัวร์ของอุณหภูมิของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s การ จัดเรียงของท่อ ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm ระยะห่างในแนวยาว 100 mm	75

รูปที่ 38	แผนภาพคอนทัวร์ของอุณหภูมิของครีป ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s การจัดเรียงของท่อ ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm ระยะห่างในแนวยาว 100 mm	76
รูปที่ 39	คอนทัวร์อุณหภูมิของผิวครีป	77
รูปที่ 40	แผนภาพคอนทัวร์ความเร็วของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C การจัดเรียงของท่อ ระยะห่างในแนวยาว 100 mm.....	80
รูปที่ 41	แผนภาพคอนทัวร์ความดันของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C การจัดเรียงของท่อ ระยะห่างในแนวยาว 100 mm.....	80
รูปที่ 42	แผนภาพคอนทัวร์อุณหภูมิของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s ระยะห่างในแนวยาว 100 mm	82
รูปที่ 43	แผนภาพคอนทัวร์อุณหภูมิของครีป ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวยาว 100 mm.....	83
รูปที่ 44	แผนภาพคอนทัวร์ความเร็วของก๊าซร้อนบริเวณครีป ที่ระยะห่างตามขวาง 80mm.....	85
รูปที่ 45	แผนภาพคอนทัวร์ความเร็วของก๊าซร้อนบริเวณครีป ที่ระยะห่างตามขวาง 98mm.....	85
รูปที่ 46	แผนภาพคอนทัวร์ของความเร็วของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm.....	87
รูปที่ 47	แผนภาพคอนทัวร์ของความดันของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวขวาง 89mm	87
รูปที่ 48	แผนภาพคอนทัวร์อุณหภูมิของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวขวาง 89mm	88
รูปที่ 49	แผนภาพคอนทัวร์อุณหภูมิของครีป ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm	89
รูปที่ 50	แผนภาพคอนทัวร์ความเร็วของก๊าซร้อนบริเวณท่อแถวที่ 2 และ 3 ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวยาว 89 mm ระยะห่างในแนวขวาง 90 mm	91

รูปที่ 51 แผนภาพคอนทัวร์ความเร็วของก๊าซร้อนบริเวณท่อแถวที่ 2 และ 3 ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm ระยะห่างในแนวยาว 110 mm	92
รูปที่ 52 อัตราส่วนระหว่างระยะตัดครีบอกต่อความยาวครีบอกเท่ากับ 0.5	92
รูปที่ 53 อัตราส่วนระหว่างระยะตัดครีบอกต่อความยาวครีบอกเท่ากับ 1	92
รูปที่ 54 แผนภาพคอนทัวร์ความเร็วของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C การจัดเรียงของท่อ ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm ระยะห่างในแนวยาว 100 mm .	93
รูปที่ 55 แผนภาพคอนทัวร์ความดันของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C การจัดเรียงของท่อ ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm ระยะห่างในแนวยาว 100 mm .	93
รูปที่ 56 แผนภาพคอนทัวร์อุณหภูมิของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm ระยะห่างในแนวยาว 100 mm	95
รูปที่ 57 แผนภาพคอนทัวร์อุณหภูมิของครีบอก ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm	96
รูปที่ 58 Turbulence Kinetic Energy (k) บริเวณท่อแถวที่ 2	98
รูปที่ 59 Turbulence Kinetic Energy (k) บริเวณท่อแถวที่ 2	98

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและความเป็นมา

ในปัจจุบันความต้องการไฟฟ้าภายในประเทศเพิ่มขึ้นสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง โดยประเภทของโรงไฟฟ้าที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในการผลิตไฟฟ้าภายในประเทศไทย คือ โรงไฟฟ้าก๊าซธรรมชาติ ในปัจจุบันปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ในการผลิตไฟฟ้ามีแนวโน้มลดลงอย่างต่อเนื่อง ดังนั้นการออกแบบเครื่องมือและอุปกรณ์ในกระบวนการผลิตไฟฟ้าให้มีประสิทธิภาพสูงและใช้เชื้อเพลิงน้อยจึงมีความสำคัญมากยิ่งขึ้น ซึ่งหนึ่งในกระบวนการที่มีความสำคัญอย่างมากในกระบวนการผลิตไฟฟ้าจากก๊าซธรรมชาติคือ เครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อน (Heat Recovery Steam Generator) ที่สามารถนำความร้อนของก๊าซร้อนก่อนปล่อยออกสู่บรรยากาศกลับมาใช้ในการผลิตไอน้ำ ซึ่งเป็นหนึ่งในแนวทางในการใช้เชื้อเพลิงในการผลิตไฟฟ้าอย่างมีประสิทธิภาพสูงสุด

การออกแบบเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อนจะต้องพิจารณาทั้งประสิทธิภาพและความปลอดภัยจากการกัดกร่อน ซึ่งในระดับอุตสาหกรรมอาศัยความเชี่ยวชาญและประสบการณ์ของแต่ละผู้ผลิตเครื่องจักรในการออกแบบเครื่องจักร ตัวแปรที่มีผลต่อประสิทธิภาพและความปลอดภัยของเครื่องจักรได้แก่ อุณหภูมิการกลั่นตัวของไอน้ำกรดซัลฟิวริก (Acid dew point temperature) ที่เกิดจากปฏิกิริยาการเผาไหม้ของสารประกอบซัลเฟอร์ และทำปฏิกิริยากับน้ำในก๊าซร้อน อุณหภูมิการกลั่นตัวของไอน้ำกรดซัลฟิวริกส่งผลให้การกำหนดอุณหภูมิของน้ำป้อนขาเข้าต้องมีค่าอย่างน้อยสูงกว่าหรือเท่ากับอุณหภูมิการกลั่นตัวของไอน้ำกรดเพื่อป้องกันการควบแน่นของไอน้ำที่ส่งผลให้ผิวท่อเกิดความเสียหายจากการกัดกร่อน การกำหนดอุณหภูมิของน้ำป้อนขาเข้านั้นอาศัยความเชี่ยวชาญเฉพาะของแต่ละผู้ผลิต ในปัจจุบันยังไม่ได้ถูกนำมาคำนวณอย่างละเอียดเพื่อหาอุณหภูมิของน้ำที่เหมาะสมที่จะทำให้อุณหภูมิของผิวท่อมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิการกลั่นตัวของไอน้ำ ดังนั้นการทำนายหาอุณหภูมิของก๊าซบริเวณผิวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นสามารถพิสูจน์และช่วยให้การออกแบบเครื่องจักรได้อย่างแม่นยำมากยิ่งขึ้น วิธีการหาอุณหภูมิของผิวท่อที่แม่นยำสามารถทำได้โดยการใช้หลักการคำนวณพลศาสตร์การไหล หรือ Computational Fluid Dynamics (CFD) ซึ่งเป็นการแก้สมการการไหลเพื่อหาอุณหภูมิของผิวครีป ผิวท่อ ก๊าซร้อนและความดันลดได้ โดยมีหลายงานวิจัยใช้ CFD ในการคำนวณลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนโดยของเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อนที่มีลักษณะท่อเป็นแบบท่อติดครีป (Finned tube)

ในปีค.ศ. 2003 Mon ได้ทำการทดลองและแบบจำลองพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณในชุดท่อติดครีปแบบวงกลมทึบ (Circular fin) โดยในการทำแบบจำลองนี้เลือกแบบจำลอง $k - \epsilon$ RNG สำหรับการคำนวณการไหลแบบปั่นป่วนบริเวณใกล้ผิวครีปเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

และความดันลด ซึ่งการเปรียบเทียบผลลัพธ์จากแบบจำลองและการทดลอง พบว่าผลลัพธ์ทั้งสองให้แนวโน้มไปในทางเดียวกัน ในปีค.ศ. 2014 Ó Cléirigh และ Smith ทำแบบจำลองและการทดลองในชุดท่อติดครีบแบบตัด (Serrated fin) โดยในการทดลองนี้มีการศึกษาในการลดปริมาณควบคุมให้มีขนาดเล็กน้อยเพื่อลดระยะเวลาที่ใช้ในการคำนวณแต่ได้ผลลัพธ์เหมือนการคำนวณแบบปริมาตรควบคุมเต็ม แบบจำลองเลือกใช้คือ $k - \omega$, SST แบบจำลองนี้ถูกพัฒนาโดย Menter (2003) ซึ่งเป็นการรวมข้อดี-ข้อเสียของแบบจำลอง $k - \epsilon$ และ $k - \omega$ เข้าด้วยกัน เพื่อให้ได้ผลลัพธ์ที่แม่นยำมากขึ้น อย่างไรก็ตามในการทดลองที่ผ่านมาไม่ได้มีการศึกษาผลของลักษณะท่อติดครีบ (Finned tube) และการจัดเรียงตัวของท่อที่มีผลต่ออุณหภูมิของผิวท่อที่จะส่งผลต่อการควบแน่นของไอน้ำ

งานวิจัยนี้จึงต่อยอดรูปแบบการจำลองของงานวิจัยที่ผ่านมา โดยการสร้างแบบจำลองเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อนที่มีลักษณะท่อเป็นแบบท่อติดครีบ (Finned tube) และทำการศึกษาผลของอุณหภูมิผิวท่อด้านใน ผลของระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวขวาง (Transverse pitch) ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวยาว (Longitudinal pitch) และอัตราส่วนของระยะตัดครีบต่อความยาวครีบ (Serrated height to fin height ratio) ที่มีผลต่ออุณหภูมิของก๊าซร้อนบริเวณผิวของครีบและความดันลดตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อใช้เป็นแนวทางการออกแบบท่อชุดสุดท้ายภายในเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อน (HRSG) เพื่อป้องกันการกัดกร่อนเนื่องจากการกลั่นตัวของไอน้ำ

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

สร้างแบบจำลองพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณเพื่อทำนายอุณหภูมิและความดันลดของก๊าซร้อนบริเวณผิวของครีบของท่อชุดสุดท้ายภายในเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อน (Heat Recovery Steam Generator, HRSG) ที่ใช้ก๊าซร้อนจากเครื่องกังหันก๊าซ (Gas turbine generator)

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

- 1 สร้างแบบจำลองพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics, CFD) โดยโปรแกรม Ansys Fluent 2020 R2 เพื่อใช้แก้สมการการไหล และคำนวณอุณหภูมิและความดันลดของก๊าซร้อนในท่อชุดสุดท้ายภายในเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อน
- 2 สร้างแบบจำลองชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบด้วยท่อติดครีบ (Finned tube) ขนาดท่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 38.1mm ความหนาท่อ 2.71mm ความยาวครีบ

- 17mm ความหนาครีป 1mm ความกว้างครีป 4mm ความหนาแน่นครีป 255 fins/m
 อุณหภูมิก๊าซร้อนขาเข้า 146.5°C และปริมาตรของระบบมีความสูง 1 รอบเกลียวของครีป
- 3 สอบเทียบความแม่นยำของแบบจำลองในการถ่ายเทความร้อนด้วยการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนัมเบอร์ (Nusselt number) ที่คำนวณได้จากการทำแบบจำลองและค่าที่ได้จากการคำนวณจากสหสัมพันธ์ (correlation) ของ ESCOA Næss Hofmann และ Nir
 - 4 สอบเทียบความแม่นยำของแบบจำลองในการคำนวณความดันลดตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (Pressure drop) ด้วยการเปรียบเทียบค่าความดันลดที่คำนวณได้จากการทำแบบจำลองและค่าที่ได้จากการทดลองสหสัมพันธ์ (correlation) ของ ESCOA Næss Hofmann และ Nir
 - 5 ศึกษาผลของอุณหภูมิผิวท่อด้านใน เท่ากับ 50 60 และ 70°C
 - 6 ศึกษาผลของระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวขวาง (Transverse pitch) ที่ระยะเท่ากับ 80 89 และ 98mm
 - 7 ศึกษาผลของระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวยาว (Longitudinal pitch) ที่ระยะเท่ากับ 90 100 และ 110mm
 - 8 ศึกษาผลของอัตราส่วนของระยะตัดของครีปต่อความยาวครีป (Serrated height to fin height ratio) เท่ากับ 0.5 และ 1

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

CHULALONGKORN UNIVERSITY

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

แนวทางการออกแบบท่อชุดสุดท้ายภายในเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อน (HRSG) เพื่อป้องกันการกัดกร่อนเนื่องจากการควบแน่นของไอกรด

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องและบทบทวนวรรณกรรม

2.1 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบ (Finned-tube Heat Exchanger)

2.1.1.1 ภาพรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบ ถูกพัฒนามาเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารที่มีศักยภาพในการถ่ายเทความร้อนสูงกับสารที่มีศักยภาพในการถ่ายเทความร้อนต่ำ ยกตัวอย่างเช่น น้ำซึ่งเป็นสารที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับก๊าซซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนต่ำ ดังนั้นการเพิ่มประสิทธิภาพแลกเปลี่ยนความร้อน จึงทำได้ด้วยการเพิ่มพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนให้มากขึ้น ลักษณะการเพิ่มพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนคือการติดครีบ (fin) ซึ่งสามารถทำได้ทั้งด้านนอกและด้านในของท่อ และมีทิศทางขวางการไหลของสาร ตัวแปรสำคัญที่มีผลในการออกแบบและประเมินประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนคือ ประสิทธิภาพของครีบ (fin efficiency) ที่ถูกนำเข้ามาพิจารณาเพื่อหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นจริง การหาสมการเพื่ออธิบายการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมแนวท่อแลกเปลี่ยนความร้อนนิยมทำการหาสมสัมพันธ์ (Correlation) จากการทำการทดลอง (Experiment) เนื่องจากรูปร่างของครีบ เช่น ความยาวครีบ ระยะพิตช์ของครีบ ความหนาของครีบ เป็นต้น นั้นมีความซับซ้อน จึงยากที่การพัฒนาสมการด้วยวิธีการวิเคราะห์จากทฤษฎี

2.1.1.2 การถ่ายเทความร้อน

2.1.1.2.1 ประสิทธิภาพของครีบ (Fin efficiency)

ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลสองอย่าง ที่มีศักยภาพในการถ่ายเทความร้อนไม่เท่ากัน การเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน จึงทำได้โดยการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนในด้านของของไหลที่มีศักยภาพในการถ่ายเทความร้อนต่ำ ซึ่งส่วนใหญ่จะเป็นของไหลที่อยู่ในสถานะก๊าซที่มีความหนาแน่นต่ำ การเพิ่มครีบให้กับท่อช่วยให้การถ่ายเทความร้อนด้วยหลักการนำความร้อนปริมาณความร้อนที่ถูกถ่ายเทไม่ได้ขึ้นอยู่กับจำนวนครีบที่ติดกับท่อเท่านั้น แต่ขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพของครีบ ซึ่งคำนวณได้จากอัตราส่วนของผลต่างระหว่างอุณหภูมิของฐานครีบกับอุณหภูมิของก๊าซต่อผลต่างระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยของครีบกับอุณหภูมิของก๊าซ ดังแสดงในสมการที่ 1

$$\eta_{fin} = \frac{(T_s - T_{\infty})}{(T_{RF} - T_{\infty})} \quad (1)$$

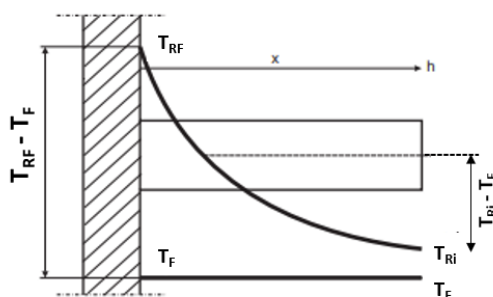
โดย

η_{fin} : ประสิทธิภาพของครีบ

T_s : อุณหภูมิเฉลี่ยบนผิวของครีบ ($^{\circ}\text{C}$)

T_{RF} : อุณหภูมิฐานของครีบ ($^{\circ}\text{C}$)

T_{∞} : อุณหภูมิเฉลี่ยของก๊าซร้อน ($^{\circ}\text{C}$)



รูปที่ 1 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของก๊าซร้อนที่มีความยาวต่าง ๆ ของครีบ

2.1.1.1.1 สมการการถ่ายเทความร้อนภายนอก (External heat transfer coefficient)

สำหรับการจัดเรียงแบบแถวสลับ (Staggered arrangement)

ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หนึ่งในสิ่งสำคัญในการออกแบบคือการหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่จำเป็นในการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งมีผลมาจากความสามารถในการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหล 2 ชนิด ตัวแปรที่บ่งบอกถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อนคือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient) ซึ่งประกอบด้วย การนำความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในและภายนอก สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบ ตัวแปรที่มีอิทธิพลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมากที่สุดคือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอก (External heat transfer coefficient)

สมการที่ใช้อธิบายการถ่ายเทความร้อนของชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถแบ่งออกได้ตามการจัดเรียงของแนวท่อได้แก่ การจัดเรียงแบบแถวตรง (Inline arrangement) และ การจัดเรียงแบบแถวสลับ (Staggered arrangement) ในงานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ที่จะศึกษาการถ่ายเทความร้อนของชุดท่อที่มีการจัดเรียงแบบแถวสลับ ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงนำเสนอสมการเฉพาะการจัดเรียงแบบแถวสลับ สมการที่ใช้คำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในสามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 2

$$Nu_o = \frac{\alpha_o D}{k_g} \quad (2)$$

โดย

Nu_o : คำนัสเซลส์นัมเบอร์ของการถ่ายเทความร้อนภายนอก

α_o : ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอก (W/K/m²)

D : ระยะทางเฉพาะ (characteristic length) (m)

k_g : ค่าการนำความร้อนของก๊าซร้อน (W/K/m²)

ค่านัสเซลส์นัมเบอร์ของการถ่ายเทความร้อนภายนอกนั้นสามารถคำนวณได้จากสหสัมพันธ์ (correlation) ที่ถูกพัฒนาขึ้นจากการทดลอง ซึ่งสามารถดูสหสัมพันธ์ต่างๆที่ถูกพัฒนาถึงได้ตามตารางที่ 2

2.1.1.1.2 ความดันตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Pressure drop)

นอกจากการถ่ายเทความร้อนแล้ว ตัวแปรที่มีความสำคัญต่อสมรรถนะของเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อนคือ ความดันตกของก๊าซร้อน (Gas Side Pressure Drop) ที่เกิดขึ้นจากการไหลผ่านแนวท่อแลกเปลี่ยนความร้อน โดยเฉพาะเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อน หรือ Heat Recovery Steam Generator (HRSG) เนื่องจากเครื่องผลิตไอน้ำชนิดนี้เชื่อมต่อกับเครื่องกังหันก๊าซ (Gas turbine generator) และความดันตกของก๊าซร้อนภายในเครื่องผลิตไอน้ำนี้จะส่งผลต่อความดันของก๊าซร้อนขาออก ณ เครื่องกังหันก๊าซ ซึ่งส่งผลอย่างมากต่อสมรรถนะของเครื่องกังหันก๊าซ ดังนั้นการคำนวณหาความดันตกคร่อมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหรือชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน จึงมีความสำคัญอย่างมากและสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3

$$\Delta P = N_r \cdot f \frac{G^2}{2\rho_{gm}} + G^2 \left(\frac{1}{\rho_{out}} - \frac{1}{\rho_{in}} \right) \quad (3)$$

โดย

ΔP : ความดันตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (ปาสคาล)

N_r : จำนวนแนวท่อ

f : แฟคเตอร์ความเสียดทาน (Fanning friction factor)

G : ฟลักซ์เชิงมวลของก๊าซร้อน (Mass flux) (kg/m²/s)

ρ_{gm} : ความหนาแน่นของก๊าซ ณ อุณหภูมิเฉลี่ย (°C)

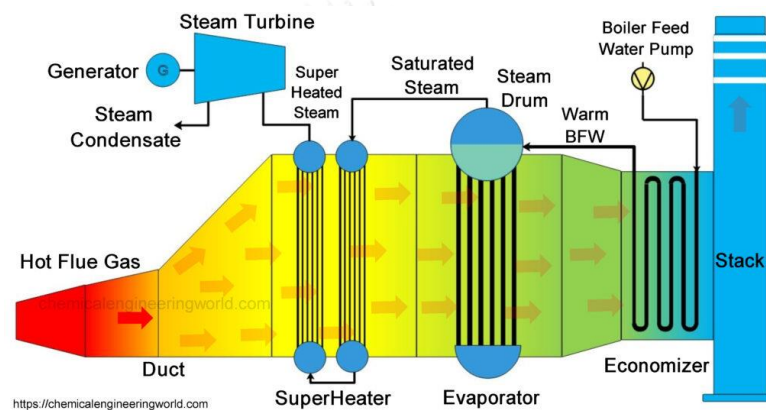
ρ_{out} : ความหนาแน่นของก๊าซร้อน ณ อุณหภูมิขาเข้า (°C)

ρ_{in} : ความหนาแน่นของก๊าซร้อน ณ อุณหภูมิขาออก (°C)

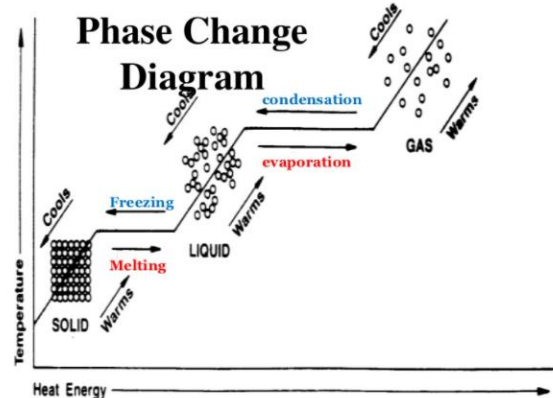
2.1.2 เครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อน (HRSG)

2.1.2.1 ภาพรวมของระบบ

เครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อน (HRSG) เป็นหนึ่งในเครื่องจักรหลักที่มีความสำคัญอย่างมากในโรงไฟฟ้าพลังงานความร้อนร่วม (Combined Cycle Power Plant) และโรงไฟฟ้าระบบโคเจนเนอเรชัน (Cogeneration Power plant) เครื่องผลิตไอน้ำนี้นำความร้อนที่เหลืออยู่ในก๊าซร้อนที่ได้รับจากเครื่องกังหันก๊าซ (Gas turbine generator) ภายในเครื่องผลิตไอน้ำนี้ประกอบไปด้วยชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน 3 ประเภท ซึ่งแบ่งตามวัฏภาคการเปลี่ยนสถานะของน้ำ ได้แก่ อีโคโนไมเซอร์ (Economizer) อีวาโปเรเตอร์ (Evaporator) และซูเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater)



รูปที่ 2 แผงของเครื่อง HRSG



รูปที่ 3 แผนผังการเปลี่ยนสถานะของน้ำ

การไหลของน้ำจะเริ่มจาก อีโคโนไมเซอร์ (Economizer) ที่เป็นชุดท่อที่ทำหน้าที่เพิ่มอุณหภูมิให้กับน้ำป้อนให้มีอุณหภูมิใกล้เคียงอุณหภูมิอิ่มตัว ณ ความดันนั้นๆ แล้วจึงเข้าสู่ อีวาโปเรเตอร์ (Evaporator) ที่มีปริมาณท่อมากที่สุดและทำหน้าที่เปลี่ยนสถานะของน้ำให้อยู่ในสถานะไอน้ำอิ่มตัว (Saturated steam) และส่งต่อเข้าสู่ส่วนของซูเปอร์ฮีตเตอร์ (Superheater) ที่ทำหน้าที่เพิ่มอุณหภูมิให้กับไอน้ำอิ่มตัว จนกลายเป็นไอน้ำร้อนยิ่งยวด (Superheated steam) โดยไอน้ำร้อน

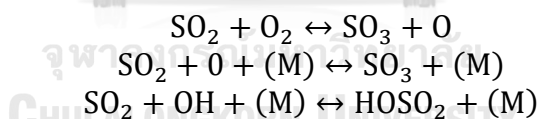
ยิ่งยวดที่ผลิตได้จากเครื่องผลิตไอน้ำนี้สามารถจำหน่ายให้เค้าโรงงานลูกค้าโดยตรงหรือนำไปผลิตไฟฟ้าจากเครื่องกังหันไอน้ำ (Steam turbine generator) ได้ต่อขึ้นอยู่กับการออกแบบของโรงไฟฟ้า

2.1.2.2 อุณหภูมิการกลั่นตัวของไออกรดกำมะถัน (Acid dew point temperature)

ก๊าซร้อนที่ได้จากการสันดาปของเครื่องกังหันก๊าซ ประกอบไปด้วย ก๊าซไนโตรเจน ก๊าซออกซิเจน น้ำ ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ ก๊าซจําพวกไนโตรเจนออกไซด์ และก๊าซจําพวกซัลเฟอร์ออกไซด์ ซึ่งไหลผ่านเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อนเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเพื่อผลิตเป็นไอน้ำ โดยก๊าซร้อนที่ให้ความร้อนแก่น้ำแล้วจะมีอุณหภูมิต่ำลง และเนื่องจากองค์ประกอบของก๊าซร้อนที่กล่าวมาข้างต้นมีก๊าซจําพวกซัลเฟอร์ออกไซด์เป็นองค์ประกอบ (ก๊าซซัลเฟอร์ไดออกไซด์ และ ก๊าซซัลเฟอร์ไตรออกไซด์) ซึ่งสามารถทำปฏิกิริยากับน้ำที่อยู่ในก๊าซร้อนเกิดเป็นไอกรดซัลฟิวริก ซึ่งหากไอกรดซัลฟิวริกควบแน่นลงบนผิวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจะส่งผลให้เกิดการกัดกร่อนและทำให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเสียหาย ดังนั้นการออกแบบเครื่องผลิตไอน้ำจึงต้องพิจารณาและให้ความสำคัญต่ออุณหภูมิที่จะทำให้เกิดการควบแน่นของกรดซัลฟิวริก โดยกลไกการเกิดการกลั่นตัวของไอกรดซัลฟิวริก (H_2SO_4) สามารถแบ่งได้เป็น 2 ขั้นตอน ได้แก่ขั้นตอนการเกิด SO_3 และ ขั้นตอนการเกิด H_2SO_4

กลไกการเกิดซัลเฟอร์ไตรออกไซด์ (SO_3) จากซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (SO_2)

กลไกการเกิด SO_3 สามารถเกิด 2 วิธีจากการกระบวนการเผาไหม้ วิธีที่หนึ่งคือการเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชันแบบไม่ใช้ตัวเร่งปฏิกิริยา (non-catalytic oxidation reaction) กลไกการเกิดปฏิกิริยา แสดงดังสมการด้านล่าง

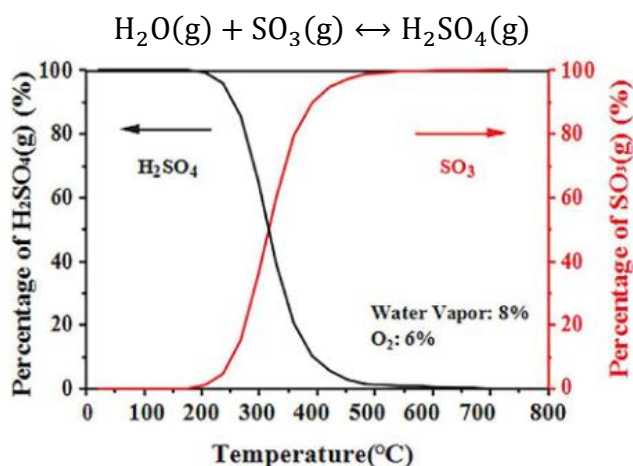


วิธีที่สองคือการเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชันแบบใช้ตัวเร่งปฏิกิริยา (Catalytic oxidation reaction) ซึ่งตัวเร่งปฏิกิริยาคือ Fe_2O_3 , Al_2O_3 , CuO , V_2O_5 สารเหล่านี้อยู่ในเถ้าลอยที่เกิดจากการเผาเชื้อเพลิงแข็ง เช่น ถ่านหิน ชีวมวล เป็นต้น

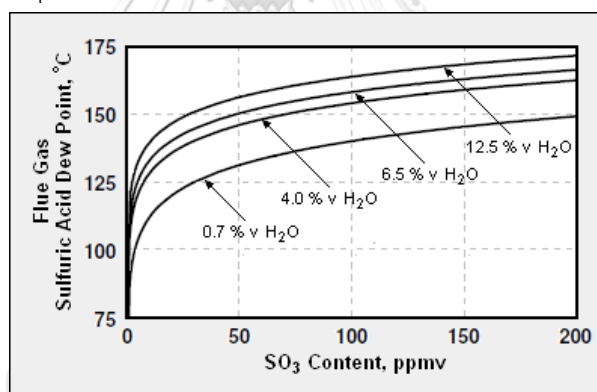
กลไกการเกิดกรดซัลฟิวริก (H_2SO_4)

อัตราการเกิดไอกรดซัลฟิวริกขึ้นอยู่กับปริมาณของไอน้ำและซัลเฟอร์ไตรออกไซด์ จากรูปที่ 2.4 แสดงให้เห็นว่าปริมาณของไอกรดจะเกิดขึ้นมากในช่วงอุณหภูมิไม่เกิน 200 องศาเซลเซียส เมื่ออุณหภูมิเริ่มสูงขึ้นกว่า 200 องศาเซลเซียส ปฏิกิริยาจะย้อนกลับมาทางซ้าย ซึ่งไอกรดจะแตกตัวกลายเป็นไอน้ำและซัลเฟอร์ไตรออกไซด์ ซึ่งในโลกอุตสาหกรรมจริง อุณหภูมิของก๊าซเสียหรือก๊าซร้อนที่ปล่อยออกปากปล่องมีค่าไม่เกิน 200 องศาเซลเซียส จากรูปที่ 2.5 แสดงให้เห็นว่าปริมาณของซัลเฟอร์ไตรออกไซด์ และไอน้ำ มีผลต่ออุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดซัลฟิวริก เมื่อในบรรยากาศมี

ปริมาณไอน้ำและกรดซัลฟิวริกสูงขึ้น อุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดจะต่ำลง นั่นหมายความว่าไอกรดสามารถควบแน่นมาอยู่ในสถานะของเหลวได้ง่ายมากยิ่งขึ้น สำหรับผลของอุณหภูมิที่มีต่อปริมาณของไอกรดซัลฟิวริกและซัลเฟอร์ไตรออกไซด์ ณ สภาวะสมดุลหนึ่งๆ



รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างเปอร์เซ็นต์ของไอกรดซัลฟิวริกและซัลเฟอร์ไตรออกไซด์กับอุณหภูมิ ณ สภาวะสมดุลที่เปอร์เซ็นต์ไอน้ำ 8% ออกซิเจน 6% (Zuo et al., 2020)



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดซัลฟิวริกกับความเข้มข้นของ SO_3 และเปอร์เซ็นต์ของน้ำในก๊าซร้อน

2.1.2.2.1 การคำนวณอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดซัลฟิวริก

การหาอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดซัลฟิวริก สามารถทำได้ 3 วิธี ได้แก่ การคำนวณอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดซัลฟิวริกด้วยสมการสูตรอย่างง่ายหรือสูตรเอมพิริกัล (Empirical formula) การคำนวณอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดด้วยสมการกึ่งเอมพิริกัล (Semi-empirical formula) การหาอุณหภูมิการกลั่นตัวด้วยการตรวจวัดโดยตรง (Direct measurement)

ในงานวิจัยนี้มุ่งเน้นไปทางการคำนวณอุณหภูมิกลั่นตัวด้วยสมการเอมพิริกัล ซึ่งการคำนวณด้วยสมการเอมพิริกัล ที่พัฒนามาจากการทำการทดลองของนักวิจัยต่าง ๆ สมการเอมพิริกัลแบ่งออกเป็นกลุ่มทั้งหมด 4 กลุ่ม ด้วยการกำหนดตัวแปรต้นให้กับสมการ

กลุ่มที่ 1 คือการกำหนดปริมาณซัลเฟอร์ที่มีอยู่ในก๊าซธรรมชาติหรือถ่านหินเป็นตัวแปรต้น สมการที่อยู่ในกลุ่มนี้ถูกพัฒนามาจากนักวิจัยในสมัยสหภาพโซเวียต

กลุ่มที่ 2 คือ การกำหนดความเข้มข้นของซัลเฟอร์ไดรอกไซด์เป็นตัวแปรต้น ซึ่งสมการที่โดดเด่นในกลุ่มนี้และนิยมนำมาใช้จนถึงปัจจุบันคือสมการของ Müller เมื่อเปรียบเทียบกับสมการในกลุ่มที่ 1 พบว่าการกำหนดความเข้มข้นของซัลเฟอร์ไดรอกไซด์นั้นมีความแม่นยำมากกว่า เนื่องจากการกำหนดความเข้มข้นของซัลเฟอร์ไดรอกไซด์ที่เข้าช่วยลดความคลาดเคลื่อนจากการหาปริมาณของซัลเฟอร์ไดรอกไซด์ที่เกิดจากซัลเฟอร์ที่อยู่ในเชื้อเพลิงไม่ว่าจะเป็นก๊าซธรรมชาติหรือถ่านหิน

กลุ่มที่ 3 มีการพัฒนาให้กำหนดความเข้มข้นของซัลเฟอร์ไดรอกไซด์และไอน้ำที่มีอยู่ในก๊าซร้อนเป็นตัวแปรต้น สมการที่อยู่ในกลุ่มนี้มีทั้งหมด 5 สมการได้แก่ Japan Institute of Electric Power Industry Haase & Borgmann Verhoff & Bancherо Й.А.Вapahoba และA.G.Okkes ถึงแม้ว่าทั้ง 5 สมการได้พิจารณาตัวผลของปริมาณของไอน้ำและความเข้มข้นของซัลเฟอร์ไดรอกไซด์เข้ามาคำนวณหาอุณหภูมิของกลิ่นตัวของไอน้ำ แต่ในสมการแต่ละสมการมีการกำหนดลักษณะของตัวแปรต้นต่างกัน เช่นสมการของ Japan institute of Electric Power Industry กำหนดความเข้มข้นเชิงปริมาตรของซัลเฟอร์ไดรอกไซด์และค่าคงที่ a ซึ่งค่าคงที่นี้มีความสัมพันธ์กับปริมาณไอน้ำที่อยู่ในก๊าซร้อน สำหรับสมการของ Hasse & Borgmann ใช้ความดันย่อยของซัลเฟอร์ไดรอกไซด์ และไอน้ำ สมการของ Verhoff & Bancherо ประยุกต์ใช้หลักการวิเคราะห์ความถดถอย (Linear regression) โดยใช้วิธีกำลังสองน้อยที่สุด (Least square method) ในการสร้างสมการสำหรับการทำนายอุณหภูมิการกลั่นตัวของไอน้ำ

กลุ่มที่ 4 กำหนดความเข้มข้นของไอน้ำเป็นตัวแปรต้น ซึ่งสมการในกลุ่มนี้มีความแม่นยำมากที่สุด แต่ข้อจำกัดคือความเข้มข้นของไอน้ำสามารถทราบเมื่อระบบหรือโรงงานได้ดำเนินการไปแล้ว ดังนั้นสมการในกลุ่มนี้จึงไม่เหมาะสมในการใช้ออกแบบเครื่องจักร

ตารางที่ 1 การคำนวณอุณหภูมิการกลั่นตัวของไอน้ำซัลฟิวริก

ผู้วิจัย	สมการการคำนวณ
Former Soviet Union calculation standard (Chet et al., 2004)	$t_{ADP} = t_{WDP} + \frac{1.25(Sar)^{\frac{1}{3}}}{1.05^{\alpha}fh^{\lambda}ar}$
Feng (Nunnari et al., 2004)	$t_{ADP} = t_{WDP} + \frac{\beta(0.42Sar)^{\frac{1}{3}}}{1.05^{0.4\alpha}fh^{\lambda}ar}$
Müller (Fleig et al., 2011)	$t_{ADP} = 116.5515 + 16.06329 \log V_{SO_3} + 1.05377(\log V_{SO_3})^2$
Japan Institute of Electric	$t_{ADP} = 20 \log V_{SO_3} + a - 80$

ผู้วิจัย	สมการการคำนวณ
Power Industry (Stuart & Whiteside, 2008)	
Haase & Borgmann (Huijbregts & Leferink, 2004)	$t_{ADP} = 255 + 18.7 \log P_{H_2O} + 27.6 \log P_{SO_3}$
Verhoff & Borgmann (McKetta Jr, 2021)	$1000/(t_{ADP} + 273.15) = 2.9882 - 0.13761 \log P_{H_2O} - 0.2674 \log P_{SO_3} + 0.03287 \log P_{H_2O} \log P_{SO_3}$
ท. A. Bapahoba (Kiang, 1981)	$t_{ADP} = 186 + 20 \log V_{H_2O} + 26 \log V_{SO_3}$
A.G. Okkes (Cao & Xu, 2005)	$t_{ADP} = 10.8809 + 27.6 \log P_{H_2O} + 10.83 \log P_{SO_3} + 1.06(\log P_{SO_3} + 2.9943)^{2.19}$
Experimental constants (Yan et al., 2014)	$t_{ADP} = t_{WDP} + B(P_{H_2SO_4})^n$
Halstead (Moskovits, 1959)	$t_{ADP} = 113.0219 + 15.0777 \log V_{H_2SO_4} + 2.0975(\log V_{H_2SO_4})^2$

งานวิจัยนี้เลือกใช้สมการของ Verhoff & Borgmann ในการคำนวณหาค่าอุณหภูมิกลั่นตัวของไอน้ำ

2.1.2.2.2 หลักการการออกแบบเครื่องผลิตไอน้ำแบบนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่เพื่อป้องกันการเกิดการกลั่นตัวของไอน้ำที่กำมะถัน

การออกแบบเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อนที่ดีจะต้องออกแบบให้เครื่องผลิตไอน้ำมีประสิทธิภาพสูงและสามารถป้องกันการกลั่นตัวของไอน้ำที่กำมะถันได้ โดยปกติการป้องกันการเกิดการกลั่นตัวของไอน้ำ สามารถทำได้ด้วยการควบคุมอุณหภูมิของน้ำป้อนขาเข้า (Boiler feed water) ที่ให้สูงกว่าอุณหภูมิกลั่นตัวของไอน้ำ การออกแบบเครื่องผลิตไอน้ำขึ้นอยู่กับความเชี่ยวชาญและประสบการณ์ของผู้ผลิต ซึ่งกำหนดอุณหภูมิของน้ำป้อนขาเข้านั้นมีผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องอย่างมีนัยสำคัญ ยกตัวอย่างเช่น ในการผลิตไอน้ำที่อัตราการไหล ความดันและอุณหภูมิเท่ากัน ผู้ผลิต A กำหนดให้อุณหภูมิของน้ำป้อนขาเข้าเท่ากับอุณหภูมิกลั่นตัวของไอน้ำ +5°C ผู้ผลิต B กำหนดให้อุณหภูมิของน้ำป้อนขาเข้ามีค่าเท่ากับอุณหภูมิกลั่นตัวของไอน้ำ +10°C ผู้ผลิต C กำหนดให้อุณหภูมิของน้ำป้อนขาเข้า จากการยกตัวอย่างนี้จะเห็นได้อย่างชัดเจนว่าประสิทธิภาพของเครื่องผลิตไอน้ำของผู้ผลิต B จะมีค่าต่ำที่สุด ในทางกลับกันเครื่องผลิตไอน้ำของผู้ผลิต C จะมีค่าสูงที่สุด เนื่องจาก

การออกแบบให้น้ำป้อนเข้ามีอุณหภูมิยิ่งต่ำ หมายความว่าเครื่องมีประสิทธิภาพสูง แต่ในด้านความปลอดภัยเนื่องจากการก่อก้อนจากครดนั้น จะเห็นได้ว่า เครื่องผลิตไอน้ำที่มีออกแบบให้อุณหภูมิของน้ำป้อนห่างจากอุณหภูมิก้นมากยิ่งดี ดังนั้นการศึกษาเพื่อหาอุณหภูมิของน้ำป้อนที่เหมาะสมของการป้อนด้วยการคำนวณตามทฤษฎีโดยเฉพาะอย่างยิ่งจากการจำลองพลศาสตร์การไหลจึงมีน่าสนใจและสามารถใช้เป็นแนวทางในการออกแบบเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อนได้ในอนาคต

2.1.3 การจำลองพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics)

2.1.3.1 สมการที่ใช้อธิบายการไหล

2.1.3.1.1 สมการอนุรักษ์มวล

สมการสมดุลมวลรอบปริมาตรควบคุม ถูกอธิบายได้ด้วยสมการ Continuity ดังแสดงสมการที่ 4

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -(\vec{V} \cdot \rho \vec{V}) \quad (4)$$

2.1.3.1.2 สมการอนุรักษ์โมเมนตัม

สมการอนุรักษ์โมเมนตัมหรือสมการการถ่ายโอนโมเมนตัมสามารถเขียนได้ดังสมการที่ 5

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) = -[\nabla \cdot \rho \vec{V} \vec{V}] - \nabla P - [\nabla \cdot \vec{\tau}] + \rho \mathbf{g} \quad (5)$$

สมการอนุรักษ์โมเมนตัมใช้อธิบายถึงอัตราการเพิ่มขึ้นของโมเมนตัมต่อปริมาตร $\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V})$ ที่ถ่ายโอนโดยการพา (Convection momentum transfer), $-(\nabla \cdot \rho \vec{V} \vec{V})$ และการนำหรือการถ่ายโอนในระดับโมเลกุล (Molecular transfer), $-\nabla P - [\nabla \cdot \vec{\tau}]$ รวมถึงแรงภายนอกที่กระทำต่อของไหลในระบบ, $\rho \mathbf{g}$

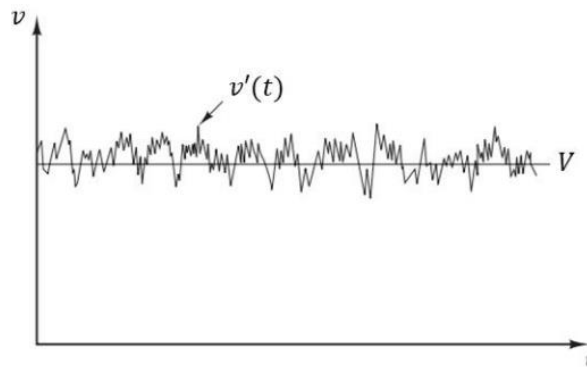
การถ่ายโอนโมเมนตัมในระดับโมเลกุลคือผลรวมของการเปลี่ยนแปลงดัน แรงเฉือน ซึ่งแรงเฉือนเกิดจากความหนืดของของไหล กฎที่เข้ามาอธิบายแรงเฉือนที่เกิดขึ้นคือ Newton's law of viscosity ดังสมการที่ 6 โดยมีสมมติฐานได้แก่ของไหลนั้นต้องประพฤติตัวเป็นของไหลนิวโตเนียน

$$\vec{\tau} = -\alpha_p \mu (\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T) + \left(\frac{2}{3} \mu - \kappa\right) (\nabla \cdot \vec{v}) \vec{\delta} \quad (6)$$

โดยที่ $\vec{\delta} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$

2.1.3.1.3 สมการที่อธิบายการไหลแบบปั่นป่วน

การไหลแบบปั่นป่วนคือการไหลที่มีการเปลี่ยนแปลงทั้งขนาดและทิศทางของการไหลเกิดขึ้นตลอดเวลา ส่งผลให้ความเร็วที่วัดค่าได้ในแต่ละช่วงเวลามีค่าไม่คงที่ ณ ตำแหน่งเดียวกัน แสดงดังรูปที่



รูปที่ 6 ลักษณะการไหลแบบปั่นป่วน

ดังนั้นความเร็วของของไหล ณ เวลาใดๆ สามารถเขียนให้อยู่ในรูปของความเร็วเฉลี่ยเวลา (Time-average velocity) และความเร็วปั่นป่วน (Fluctuation velocity) ได้ดังสมการที่ 7 และ 8

$$v(t) = \bar{v} + v'(t) \quad (7)$$

หรือ

$$\varphi(t) = \bar{\varphi} + \varphi'(t) \quad (8)$$

โดยที่ φ คือ ตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับการไหล

สมการนี้เรียกว่า Reynolds Decomposition ซึ่งใช้อธิบายความปั่นป่วนที่เกิดจากการไหลแบบปั่นป่วน แต่อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาการไหลในระบบ 3 มิติ ความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นทุกทิศทางเมื่อกระจายตัวแปรให้อยู่ในรูปของ Reynolds decomposition ในสมการ Navier-Stokes สามารถเขียนสมการการถ่ายโอนโมเมนตัมในระบบพิกัดคาร์ทีเซียนได้ดังสมการที่ 9

สำหรับแกน x

$$\rho \left[\frac{\delta}{\delta t} (V_x) + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial z} \right] = - \frac{\partial P}{\partial x} - \mu \left[\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial z^2} \right] + \rho g_x$$

$$+ \left[\frac{\partial(-\rho \overline{v'^2_x})}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho \overline{v'_x v'_y})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{v'_x v'_z})}{\partial z} \right] \quad (9)$$

จากสมการที่ 9 พบว่าพจน์เพิ่มเติมที่เกิดขึ้นจากสมการ Navier-Stokes คือพจน์ของความเครียดเรียกว่า Reynolds Stress ซึ่งพจน์นี้สามารถพิจารณาได้จากความเครียดที่กระทำต่อการไหล ตามสมมติฐานของ Boussinesq กล่าวว่าความเครียดที่เกิดขึ้นจากความปั่นป่วนสามารถอธิบายด้วยความเร็วเฉลี่ย โดยอยู่ในรูปเดียวกับกฎของ Newton's law of viscosity ดังสมการที่ 10

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{v'_i v'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (10)$$

โดย μ_t คือ ความหนืดที่สภาวะปั่นป่วน (Turbulent viscosity) ซึ่งถูกอธิบายโดยค่าพลังงานจลน์ของความปั่นป่วนและการกระจายตัวพลังงานในแบบจำลองความปั่นป่วน

การพิจารณาจากหน่วยของอัตราส่วนระหว่างความหนืดความปั่นป่วนกับความหนาแน่นของสารหรือความหนืดไคเนมาติกความปั่นป่วนซึ่งมีหน่วยในระบบ SI คือ m^2/s

เมื่อวิเคราะห์ตัวแปรไร้มิติ (dimensionless term) พบว่าความหนืดไดนามิกสามารถอธิบายได้ด้วยขนาดความเร็ว (Velocity scale) และขนาดความยาว (Length scale) โดยตัวแปรทั้งสองเป็นตัวแปรที่ใช้อธิบายลักษณะการไหลที่เกิดในสภาวะปั่นป่วน หรือ Eddy ซึ่งความสัมพันธ์ดังกล่าวเชื่อมโยงระหว่างความเร็วเฉลี่ยต่อเวลากับความหนืดปั่นป่วน

$$v_t = \frac{\mu_t}{\rho} [m^2/s]$$

$$v_t = C v l$$

$$\mu_t = C \rho v l$$

2.1.3.2 แบบจำลอง

2.1.3.2.1 แบบจำลอง k - ω

แบบจำลองแบบ k - ω ใช้ตัวแปร ω เพื่อแทนที่ตัวแปร ϵ โดยมีสมการอธิบายสมการที่ 11

$$\omega = \frac{\epsilon}{k} \quad (11)$$

เมื่อนำสมการของตัวแปร ω เข้าจัดรูปในสมการถ่ายโอน จึงได้สมการถ่ายโอนของ k และ ω ดังสมการที่ 12 และ 13

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \vec{V}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + \left(2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta^* \rho k \omega \quad (12)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \omega \vec{V}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right] + \left(2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta^* \rho k \omega^2 \quad (13)$$

โดยที่

$$\sigma_k = 2.0 \quad \sigma_\omega = 2.0 \quad \gamma_1 = 0.553 \quad \beta_1 = 2.0 \quad \beta^* = 0.09$$

2.1.3.2.2 เงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลอง k - ω

เงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลอง k - ω แตกต่างจากแบบจำลอง k - ϵ คือในแบบจำลอง k - ω มีจุดประสงค์ในการแก้สมการหรืออินทิเกรตสมการเพื่อหาการไหลบริเวณที่ใกล้กำแพง โดยมีเงื่อนไขขอบเขตกำแพงของตัวแปร k และ ω ดังนี้

$$k = 0 \quad (14)$$

$$\omega_p = \frac{6v}{\beta_1 y_p^2} \quad (15)$$

ข้อเสียของแบบจำลอง k - ω คือบริเวณที่ของไหลอยู่ห่างจากกำแพงมากๆ จะส่งผลให้ค่า k และ ϵ เข้าใกล้ศูนย์ ซึ่งเป็นผลให้ความหนืดปั่นป่วนมีค่าเข้าใกล้อนันต์ ดังนั้นการใช้แบบจำลอง k - ω กับเงื่อนไขลักษณะนี้จำเป็นต้องกำหนดค่า ω ให้มีค่าน้อยมาก จนให้ผลลัพธ์มีค่าน่าเชื่อถือน้อย เมื่อเมื่อเทียบกับผลลัพธ์ที่ได้จากแบบจำลอง k - ϵ จากงานวิจัยของ Menter ได้ประยุกต์ใช้ข้อดีและ

ข้อเสียของทั้งแบบจำลองดังกล่าว เพื่อสร้างแบบจำลองผสมระหว่าง $k - \omega$ และ $k - \epsilon$ หรือชื่อที่นิยมเรียกกันว่า Shear Stress Transport k-omega (SST k-omega model)

2.1.3.2.3 แบบจำลอง Shear Stress Transport k-omega (SST k-omega)

แบบจำลอง SST k-omega นี้ถูกพัฒนาโดยการนำแบบจำลอง $k - \omega$ และ $k - \epsilon$ มาผสมกัน เพื่อให้หน้าข้อดีของแต่ละแบบจำลองมาใช้ได้ สำหรับสมการถ่ายโอนของ omega จะแทนค่าตัวแปร ϵ (epsilon) ด้วยสมการที่ 16 และ 17

$$\epsilon = k\omega \quad (16)$$

การแทนค่า ω ลงในสมการถ่ายโอนด้วยสมการข้างต้น ทำให้ได้สมการถ่ายโอนดังนี้

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\omega\vec{V}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right] + \alpha \left(2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3}\rho\omega \frac{\partial V_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \right) - \rho\beta\omega^2 + 2(1 - F_1)\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (17)$$

โดยที่

$$\sigma_k = 1.0 \quad \sigma_{\omega,1} = 2.0 \quad \sigma_{\omega,2} = 1.17 \quad \gamma_2 = 0.44 \quad \beta_2 = 0.083 \quad \beta^* = 0.09$$

พจน์ Cross-diffusion modification คือ พจน์สุดท้ายของสมการถ่ายโอนค่า omega ทำหน้าที่เชื่อมระหว่างแบบจำลองของ $k - \omega$ และ $k - \epsilon$ สำหรับสมการถ่ายโอนค่า k ยังคงอยู่ในรูปเดิมเหมือนแบบจำลอง $k - \omega$ แบบจำลองนี้ จะใช้แบบจำลอง $k - \epsilon$ กับของไหลที่อยู่บริเวณห่างจากเงื่อนไขขอบเขตกำแพงและเลือกใช้ $k - \omega$ สำหรับบริเวณที่ใกล้กำแพง ซึ่งทำให้ได้ผลลัพธ์ที่แม่นยำมากยิ่งขึ้น แต่อย่างไรก็ตามบริเวณเริ่มออกห่างจากกำแพงผลลัพธ์ที่ได้จากสมการจะไม่มีควมเสถียร ในปีค.ศ. 1994 Menter ซึ่งได้แก้ไขปัญหานี้ด้วยการเสนอสมการ Blending function กับค่าคงที่ของแบบจำลอง เพื่อให้การผสมแบบจำลองทั้งสองมีความเสถียรมากขึ้น สมการ Blending function มีรูปแบบดังสมการที่ 18

$$C = F_c C_1 + (1 - F_c) C_2 \quad (18)$$

สมการ Blending function ถูกนำมาประยุกต์ใช้ เพื่อหาค่าของค่าคงที่ของแบบจำลองที่ตำแหน่งห่างจากเงื่อนไขขอบเขตกำแพง โดยมีสมการดังแสดงสมการที่ 19

สมการความหนืดความปั่นป่วน

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*}, a_1 \omega\right]} \quad (19)$$

โดยค่าคงที่ α^* สามารถหาค่าได้จากสมการที่ 20

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + \frac{Re_t}{Re_k}}{1 + Re_t/Re_k} \right) \quad (20)$$

พจน์ $\left(\frac{\alpha_0^* + \frac{Re_t}{Re_k}}{1 + Re_t/Re_k} \right)$ เป็นพจน์ที่ทำหน้าที่ปรับค่า α_∞^* ในกรณีที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Reynolds number) มีค่าต่ำ

ค่า Re_t คือ Turbulent Reynolds Number นิยามดังสมการที่ 21

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (21)$$

ค่าคงที่ต่างๆ สามารถหาค่าได้ดังนี้

$$Re_k = 6$$

$$\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3}$$

$$\beta_i = 0.072$$

ค่าคงที่ σ_k และ σ_ω สามารถหาค่าได้จากสมการ Blending function ได้ดังสมการที่ 22 และ 23

$$\sigma_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{k,2}}} \quad (22)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{\omega,2}}} \quad (23)$$

ค่าคงที่ α ที่เป็นตัวคูณของพจน์ $\left(2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial v_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \right)$ โดยค่าคงที่ดังกล่าวสามารถหาค่าได้จากสมการที่ 24 และ 25

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + Re_t/R_\omega}{1 + Re_t/R_\omega} \right) \quad (24)$$

$$R_\omega = 2.95\alpha^* \quad (25)$$

ตัวแปร α_∞ จะถูกปรับด้วย Blending function ซึ่งแสดงดังสมการที่ 26 ถึง 28

$$\alpha_\infty = F_1\alpha_{\infty,1} + (1 - F_1)\alpha_{\infty,2} \quad (26)$$

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,1}\sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (27)$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2}\sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (28)$$

โดยที่ $\kappa = 0.41$ คือค่าคงที่ von Kármán ในกรณีของของไหลเป็นของไหลแบบไม่บีบอัด (Incompressible fluid) ค่าคงที่ $\beta_{\infty}^* = 0.09$

พจน์การกระจายตัวของค่า omega ค่าคงที่ β จะถูกปรับตาม Blending function ดังสมการที่ 29

$$\beta = \beta_i = F_1\beta_{i,1} + (1 - F_1)\beta_{i,2} \quad (29)$$

ฟังก์ชัน F_1 และ F_2 เป็นสมการที่ใช้สำหรับ Blending function โดยมีสมการที่ 30 ถึง 34

$$F_1 = \tanh(\phi_1^4) \quad (30)$$

$$\phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_{\omega}^+ y^2} \right] \quad (31)$$

$$D_{\omega}^+ = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (32)$$

$$F_2 = \tanh(\phi_2^2) \quad (33)$$

$$\phi_2 = \max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right) \quad (34)$$

2.1.3.2.4 สมการอนุรักษ์พลังงาน

สมการอนุรักษ์พลังงานที่ใช้ในการคำนวณได้ดังนี้

สมการอนุรักษ์พลังงานของของไหล

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_g \rho_g c_{pg} T_g) + \nabla \cdot (\alpha_g \rho_g \vec{v}_g c_{pg} T_g) = \alpha_g \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) + \bar{\tau}_g : \nabla \vec{v}_g + h_{sg} (T_s - T_g) \quad (35)$$

สมการอนุรักษ์พลังงานของของแข็ง

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_s \rho_s c_{ps} T_s) = \alpha_s \nabla \cdot (k_{eff,s} \nabla T) + h_{sg} (T_s - T_g) \quad (36)$$

สมการอนุรักษ์นี้ใช้อธิบายสมดุลพลังงานทั้งหมดของของไหลในปริมาตรควบคุม 1 หน่วย ซึ่งในสมการจะประกอบไปด้วยพจน์แรกคือ $\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_g \rho_g c_{pg} T_g)$ อัตราการเปลี่ยนแปลง Enthalpy ของ

ปริมาตรควบคุมต่อเวลา ซึ่งพจน์นี้จะถูกคำนวณเมื่อระบบยังไม่ได้เข้าสู่สภาวะคงตัว (steady state) พจน์ที่สอง $\nabla \cdot (\vec{v}_g \rho_g \vec{v}_g c_{pg} T_g)$ คือ พจน์ที่ใช้อธิบายพลังงานที่เกิดจากการพาความร้อน สำหรับพจน์ในด้านขวาได้แก่ $\alpha_g \nabla (k_{eff} \nabla T)$ คือ พจน์ของอัตราการเปลี่ยนแปลงความร้อนเนื่องจากการนำความร้อน พจน์ที่สี่ $\vec{\tau}_g : \nabla \vec{v}_g$ คือ Viscous heat ซึ่งพจน์นี้จะมีค่าน้อยมากเนื่องจากของไหลอยู่ในสถานะก๊าซ ซึ่งความหนืดต่ำ พจน์สุดท้าย คือ ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทระหว่างของไหลและก๊าซร้อน

2.2 บทบาทของวอร์เรน

2.2.1 ผลของแบบจำลองการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมชุดท่อ

การทำการทดลองและสร้างแบบจำลองพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณ เพื่อทำนายการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมเป็นหัวข้อที่นักวิจัยทั่วโลกได้ทำการศึกษาอย่างยาวนาน งานวิจัยของ Mon ในปี ค.ศ. 2003 นับได้ว่าเป็นงานวิจัยฉบับแรกๆ ที่นำการจำลองพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณเข้ามาประยุกต์ใช้ในการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมของก๊าซร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบริบรูปทรงวงกลม (Circular finned-tube) ในงานวิจัยฉบับนี้ได้มีการศึกษาทั้งการจัดเรียงแบบแถวสลับและแถวตรง โดยการจัดเรียงแบบแถวสลับได้มีการศึกษาทั้งหมด 14 รูปแบบ และแถวตรงได้มีการศึกษาทั้งหมด 9 รูปแบบ การจำลองพลศาสตร์การไหลเลือกใช้แบบจำลอง $k - \epsilon$, RNG และสมการพลังงาน (Energy equation) ผลการจำลองพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณของ Mon สามารถอธิบายผลของตัวแปรต่างๆ ในการจัดเรียงท่อที่ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient) และความดันตกคร่อม อีกทั้งในงานวิจัยนี้ได้เสนอสหสัมพันธ์ (correlation) โดยใช้สมการพื้นฐานจาก VDI Heat Atlas (2011) และเพิ่มพจน์เข้าไป 2 พจน์ ซึ่งสมการการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์ของ Mon ดังแสดงสมการที่ 37

$$Nu = C Re^a Pr^{1/3} \left(\frac{A}{A_t}\right)^b F^c \left(\frac{S_t}{S_d}\right)^d \quad (37)$$

โดย

A : พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด (m^2)

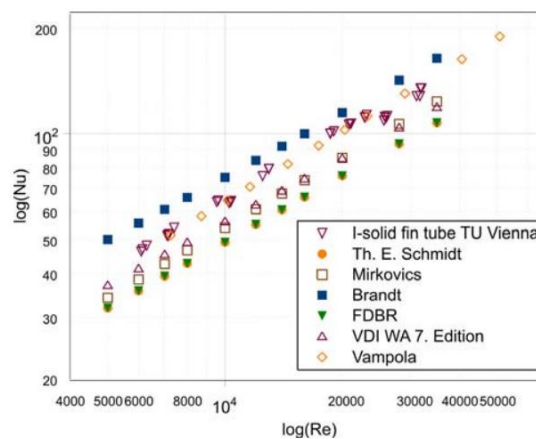
A_t : พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเฉพาะท่อเปลือย (m^2)

S_t : ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวขวาง (m)

S_d : ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวทแยง (m)

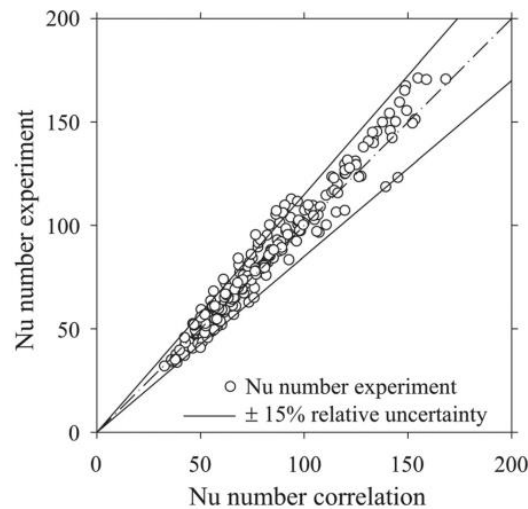
ในปี ค.ศ. 2007 Hofmann ทำการทดลองเพื่อศึกษาความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบริบ มีวัตถุประสงค์ที่จะหาสมรรถนะที่

เหมาะสมที่สุดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งตัวแปรต้นของงานวิจัยนี้ได้แก่ ลักษณะของครีบริบรูปตัว I และรูปตัว U โดยกำหนดตัวแปรควบคุมได้แก่ ความยาวของครีบริบ ระยะพิชต์ของครีบริบ ความหนาของครีบริบ และความกว้างของครีบริบ เมื่อทำการทดลองของชุดท่อติดครีบริบรูปตัว I จึงคำนวณค่าเรย์โนลด์ นัมเบอร์และนัสเซลส์นัมเบอร์ที่ได้จากการทดลองและเปรียบเทียบกับค่าที่คำนวณได้จากสหสัมพันธ์ของนักวิจัยต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 7

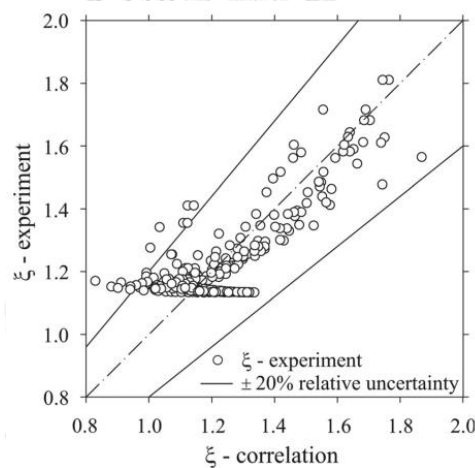


รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าลอการิทึมของเรย์โนลด์นัมเบอร์กับค่าลอการิทึมของนัสเซลส์นัมเบอร์ที่ได้จากการทดลองและสหสัมพันธ์ต่างๆ (Hofmann, 2007)

งานวิจัยต่อมาในปีค.ศ. 2012 Hofmann และWalter ได้ทำงานวิจัยที่มีวัตถุประสงค์เพื่อพัฒนาสหสัมพันธ์ใหม่ในการทำนายค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมและทำการจำลองพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณเปรียบเทียบกับผลการทดลอง ในการทำการทดลองเพื่อพัฒนาสหสัมพันธ์ใหม่ ได้ทำการทดลองด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบริบแบบตัด (Serrated finned-tube) ซึ่งมีการศึกษารูปแบบการจัดเรียงแบบแถวสลับทั้งหมด 8 รูปแบบ สำหรับการสร้างแบบจำลองพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณเลือกใช้แบบจำลอง $k - \epsilon$, RNG เมื่อเปรียบเทียบผลการทดลองและผลจากแบบจำลอง พบว่ามีความสอดคล้องกัน ค่าความเบี่ยงเบนเฉลี่ยของค่านัสเซลส์นัมเบอร์อยู่ที่ 15% ดังแสดงในรูปที่ 8 และ ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ยของค่าสัมประสิทธิ์ความดันตกอยู่ที่ 13% ดังแสดงในรูปที่ 9

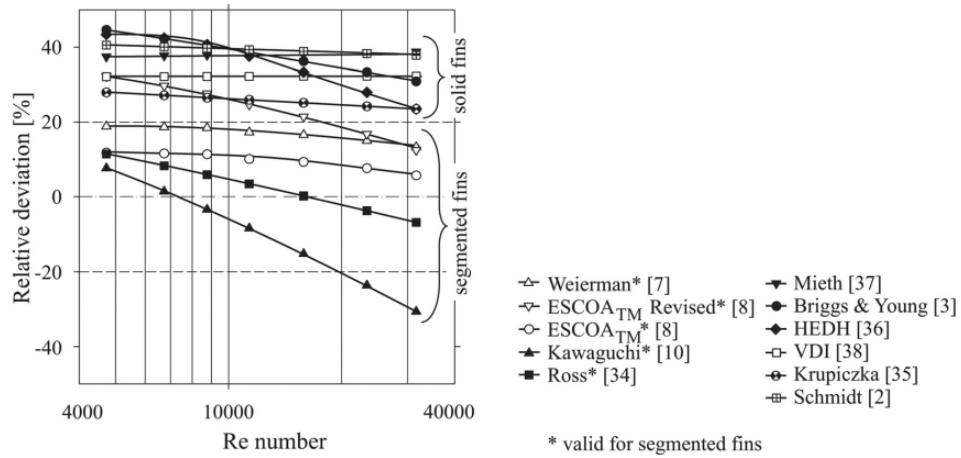


รูปที่ 8 การเปรียบเทียบค่าตัวเลขสัมประสิทธิ์ที่ได้จากผลการทดลองและสหสัมพันธ์ใหม่ (Hofmann & Walter, 2012a, 2012b)

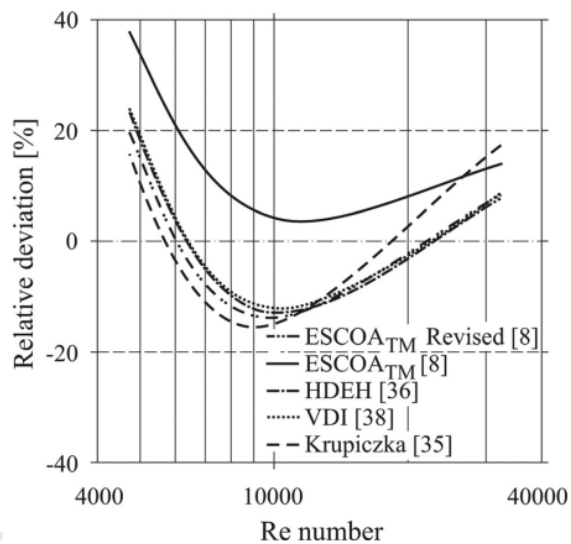


รูปที่ 9 การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ความดันที่ได้จากผลการทดลองและสหสัมพันธ์ใหม่

เมื่อเปรียบเทียบผลคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดจากสหสัมพันธ์ที่พัฒนากับสหสัมพันธ์ของนักวิจัยต่างๆ โดยสหสัมพันธ์ที่เลือกมาอ้างอิงได้แก่ Weierman ESCOA(Revised) ESCOA Kawaguchi และ Ross ผลการเปรียบเทียบแสดงดังรูปที่ 10 จากผลการเปรียบเทียบพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ได้จากสหสัมพันธ์ของ Hofmann มีค่าความคลาดเคลื่อนสัมพันธ์กับสหสัมพันธ์ของ Weierman ESCOA และ Ross อยู่ในช่วง 20% สำหรับค่าสัมประสิทธิ์ความดันลดแสดงดังรูปที่ 11 ซึ่งจากผลการเปรียบเทียบ พบว่ามีค่าความคลาดเคลื่อนจากสหสัมพันธ์อ้างอิงอยู่ในช่วง 20% สหสัมพันธ์ใหม่ที่เสนอโดยงานวิจัยของ Hofmann และ Walter เป็นที่ยอมรับและใช้กันอย่างแพร่หลายในการทำนายค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดตกคร่อมชุดท่อ

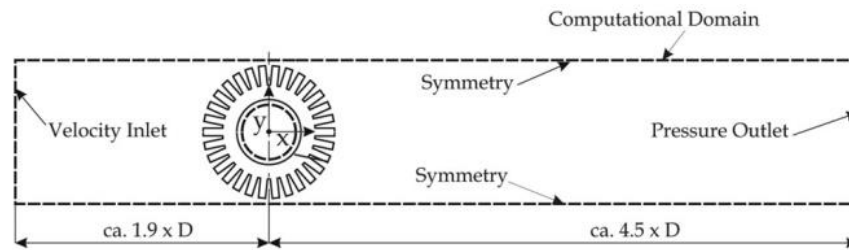


รูปที่ 10 ร้อยละความคลาดเคลื่อนของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนระหว่างสหสัมพันธ์ของ Hofmann และสหสัมพันธ์อ้างอิง



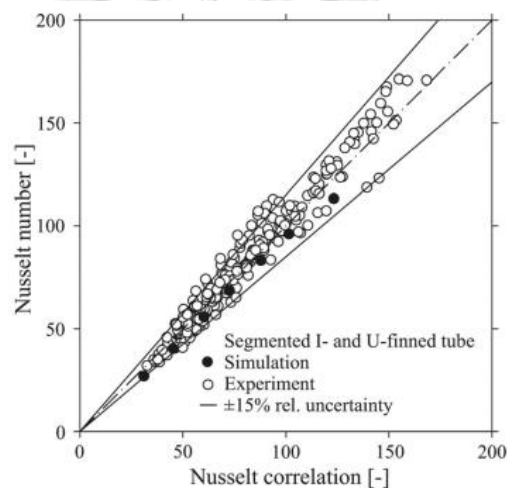
รูปที่ 11 ร้อยละความคลาดเคลื่อนของค่าสัมประสิทธิ์ความดันลดระหว่างสหสัมพันธ์ของ Hofmann และสหสัมพันธ์อ้างอิง

สำหรับการสร้างแบบจำลองพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณ เพื่อเปรียบเทียบผลลัพธ์จากแบบจำลองและผลการทดลองอ้างอิง ในแบบจำลองนี้ใช้สมการ $k - \epsilon$, RNG และกำหนดปริมาณควบคุมของระบบและเงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลองดังแสดงในรูปที่ 12 ซึ่งการกำหนดปริมาณควบคุมลักษณะนี้ มีจุดประสงค์เพื่อลดระยะเวลาในการคำนวณโดยผลลัพธ์ที่ได้มีความแม่นยำ

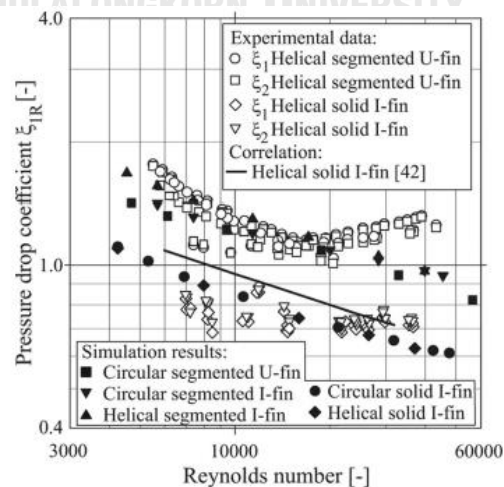


รูปที่ 12 ปริมาตรควบคุมและเงื่อนไขขอบเขตของแบบจำลอง

จากผลการคำนวณจากแบบจำลองเมื่อนำมาเปรียบเทียบกับผลการทดลอง พบว่ามีค่าความคลาดเคลื่อนของค่าสัมประสิทธิ์ความดันอยู่ในช่วง 15% ดังแสดงในรูปที่ 13 สำหรับค่าสัมประสิทธิ์ความดัน พบว่าผลลัพธ์ที่ได้จากแบบจำลองมีแนวโน้มเดียวกันผลลัพธ์ที่ได้จากสหสัมพันธ์ และผลการทดลองในช่วงที่ค่าเรย์โนลด์ส์ต่ำกว่า 20000 ดังแสดงในรูปที่ 14

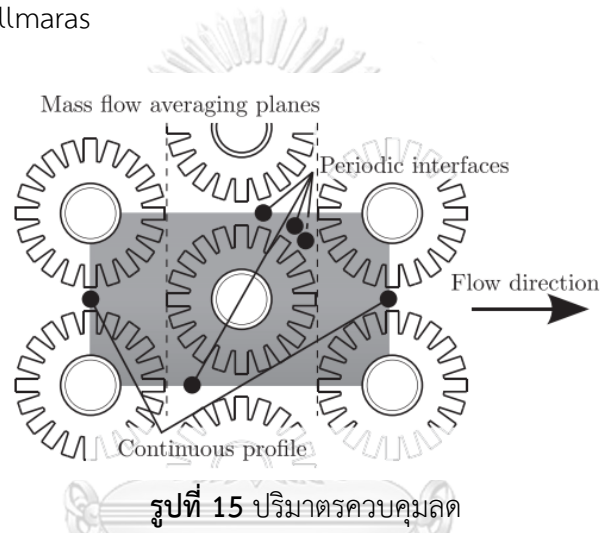


รูปที่ 13 ค่าสัมประสิทธิ์ความดันที่คำนวณได้จากแบบจำลองและผลการทดลอง

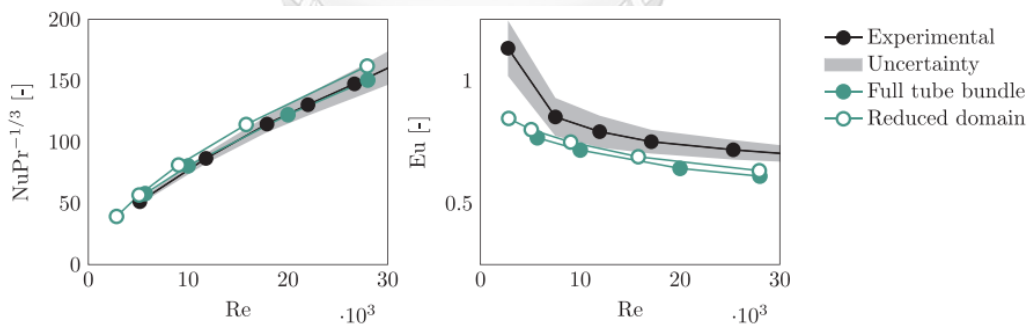


รูปที่ 14 ค่าสัมประสิทธิ์ความดันตกคร่อมที่คำนวณได้จากแบบจำลองและผลการทดลอง

ในปีค.ศ. 2018 Naess และLindqvist ได้ทำแบบจำลองพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณในระบบชุดท่อนัดครีบแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบตัดและครีบเต็ม และเปรียบเทียบผลลัพธ์จากแบบจำลองกับผลการทดลองอ้างอิง เพื่อให้ได้แบบจำลองที่มีความแม่นยำและน่าเชื่อถือสูง โดยกำหนดปริมาตรควบคุมในแบบจำลองให้เป็นแบบปริมาตรควบคุมลด (Reduced domain model) ดังแสดงดังรูปที่ 15 เพื่อลดจำนวนปริมาตรควบคุมย่อย เป็นผลให้ใช้เวลาในการคำนวณลดลงอย่างมีนัยสำคัญ แต่ผลลัพธ์ที่ได้มีความคลาดเคลื่อนจากปริมาตรควบคุมเต็มระบบอย่างไม่มีนัยสำคัญ ดังแสดงในรูปที่ 16 แบบจำลองนี้ใช้สมการ RANS พร้อมกับสมการพลังงาน และสมการการไหลแบบปั่นป่วนคือ Spalart-Allmaras



รูปที่ 15 ปริมาตรควบคุมลด

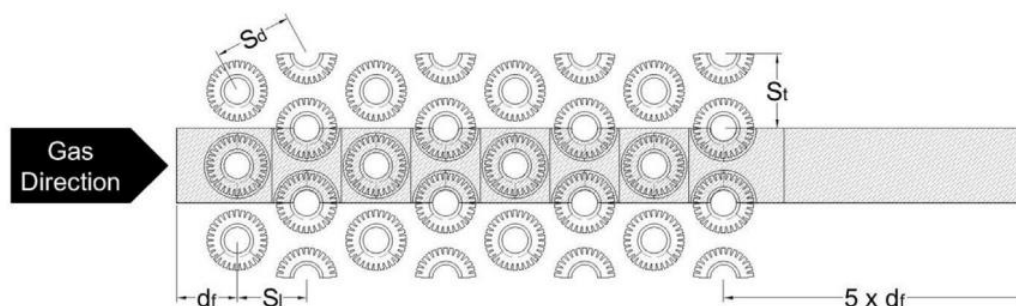


รูปที่ 16 กราฟเปรียบเทียบค่า $NuPr^{1/3}$ และ Eu ที่ค่า Re ต่างๆ ที่ได้จากการทดลองและแบบจำลอง ทั้ง 2 รูปแบบ (Lindqvist & Naess, 2018)

จากผลการศึกษา พบว่าแบบจำลองด้วยปริมาตรควบคุมลดให้ผลลัพธ์มีแนวโน้มเดียวกับผลการทดลองและสหสัมพันธ์อ้างอิงต่างๆ ซึ่งในงานวิจัยนี้ใช้สมการของ ESCOA Holfeld และPFR เป็นสหสัมพันธ์อ้างอิง

งานวิจัยของ Ó Cléirigh และ Smithได้ทำแบบจำลองพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณ เพื่อทำนายการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมชุดท่อนัดครีบแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับท่อนัดครีบ

แบบเต็ม (Solid finned-tube) แบบตัด (Serrated finned-tube) ในแบบจำลองนี้กำหนดปริมาณควบคุมดังแสดงให้รูปที่ 17



รูปที่ 17 ปริมาตรควบคุมของแบบจำลอง (Ó Cléirigh & Smith, 2014)

ในงานวิจัยนี้เลือกสมการแบบจำลองสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนด้วย แบบจำลอง $k - \omega$ SST เนื่องจากแบบจำลองนี้ให้ผลลัพธ์ในบริเวณที่ใกล้กับขอบเขตกำแพงที่มีลักษณะซับซ้อนได้แม่นยำมากกว่าแบบจำลอง $k - \epsilon$ สำหรับการสอบเทียบผลลัพธ์ที่ได้จากแบบจำลองนั้นสามารถสอบเทียบกับสหสัมพันธ์อ้างอิงที่สอดคล้องกับลักษณะของครีปและช่วงของค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่เหมาะสม โดยสหสัมพันธ์ที่เลือกใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนได้แก่ Weierman ESCOA (Old & Revised) Nir Hofmann และ Naess และสหสัมพันธ์ที่เลือกใช้สำหรับความดันลดได้แก่ ได้แก่ Weierman ESCOA (Old & Revised) Nir สำหรับ สหสัมพันธ์ของ Hofmann และ Naess ใช้คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์ความดันลด และคำนวณหาค่าความดันลดได้จากสมการที่ 38

$$\Delta P = N_r \cdot f \frac{G^2}{2\rho_{gm}} + G^2 \left(\frac{1}{\rho_{out}} - \frac{1}{\rho_{in}} \right) \quad (38)$$

โดย

- ΔP : ความดันลดตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (Pa)
- N_r : จำนวนแนวท่อ
- f : แฟคเตอร์ความเสียดทาน (Fanning friction factor)
- G : ฟลักซ์เชิงมวลของก๊าซร้อน (Mass flux) ($\text{kg}/\text{m}^2/\text{s}$)
- ρ_{gm} : ความหนาแน่นของก๊าซ ณ อุณหภูมิเฉลี่ย ($^{\circ}\text{C}$)
- ρ_{out} : ความหนาแน่นของก๊าซร้อน ณ อุณหภูมิขาเข้า ($^{\circ}\text{C}$)
- ρ_{in} : ความหนาแน่นของก๊าซร้อน ณ อุณหภูมิขาออก ($^{\circ}\text{C}$)

การคำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนนั้นสามารถคำนวณได้จากสหสัมพันธ์ ซึ่งพัฒนามาจากผลการทดลองกับรูปแบบของท่อติดครีบ ลักษณะการจัดเรียงตัวของท่อติดครีบ ความเร็วของก๊าซร้อน เป็นต้น สหสัมพันธ์ต่างๆ จึงสามารถสรุปได้ดังตารางที่ 2

ตารางที่ 2 สหสัมพันธ์ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

ชื่อสหสัมพันธ์	สมการ	หมายเหตุ
Th. E. Schmidt (Frass, 2015)	$Nu = CRe^{0.625}Pr^{1/3}\left(\frac{A_{tot}}{A_R}\right)^{0.625}$ C = 0.45 สำหรับการจัดเรียงแบบแถวสลับ C = 0.30 สำหรับการจัดเรียงแบบแถวตรง	ระยะ เฉพา = $\frac{A_{tot}}{A_R}$
VDI Heat Atlas (GVC, 2011)	$Nu = CRe^a Pr^{1/3} \left(\frac{A}{A_t}\right)^b$	
Mon (Mon, 2003)	$Nu = CRe^a Pr^{1/3} \left(\frac{A}{A_t}\right)^b \left(\frac{S_t}{S_d}\right)^d$	
ESCOA (Old) (Frass, 2015) ESCOA (Revised) (Frass, 2015)	$Nu = C_1 C_3 C_5 Re Pr^{1/3} \left(\frac{T_g}{T_f}\right)^{0.25} \left(\frac{D}{d_a}\right)^{0.5}$	แตกต่างกันค่า C1 C3 C5
Nir (Nir, 1991)	$Nu = 1.0 Re^{0.6} Pr^{1/3} W^{-0.266} R_b^{-0.4} \left(\frac{D}{d}\right)^{-0.4} K_{z,h}$	
Hofmann (Hofmann & Walter, 2012a)	$Nu = 0.36475 Re^{0.6013} Pr^{1/3} \left[1 - 0.392 \log\left(\frac{8}{N_r}\right)\right]$	
Næss (Næss, 2010)	$Nu = 0.107 Re^{0.65} Pr^{1/3} \left(\frac{P_t}{d_e}\right)^{0.35} \left(\frac{l_e}{d_e}\right)^{-0.13} \left(\frac{l_e}{s_f}\right)^{-0.14} \left(\frac{s_f}{d_e}\right)^{-0.2}$ ขอบเขตของสหสัมพันธ์ : $\frac{S_t}{S_d} < 1.0$ $Nu = 0.141 Re^{0.65} Pr^{1/3} (0.43 + 9.75 e^{-3.23 \cdot S_t / S_d}) \left(\frac{l_e}{d_e}\right)^{-0.13} \left(\frac{l_e}{s_f}\right)^{-0.14} \left(\frac{s_f}{d_e}\right)^{-0.2}$ ขอบเขตของสหสัมพันธ์ : $\frac{S_t}{S_d} > 1.0$	

การคำนวณหาความดันลดของก๊าซร้อนนั้นสามารถคำนวณได้จากสหสัมพันธ์ ซึ่งพัฒนามาจากผลการทดลองกับรูปแบบของท่อติดครีบ ลักษณะการจัดเรียงตัวของท่อติดครีบ ความเร็วของก๊าซร้อน เป็นต้น ประเภทของสหสัมพันธ์เกี่ยวกับการคำนวณหาความดันลดของก๊าซร้อน สามารถแบ่งออกได้ 2 กลุ่ม คือ การคำนวณหาความดันลดโดยตรง และการคำนวณหาความสัมพันธ์ความดันลด

สหสัมพันธ์สำหรับการคำนวณหาความดันลดโดยตรง สรุปลงได้ดังตารางที่ 3 และสหสัมพันธ์สำหรับการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์ความดันลด สรุปลงได้ดังตารางที่ 4

ตารางที่ 3 สหสัมพันธ์สำหรับการคำนวณหาความดันลดโดยตรง

ชื่อสหสัมพันธ์	สมการ	หมายเหตุ
ESCOA (ESCOA, 1979)	$\Delta P = \frac{(f+a)G_n^2 N_r}{\rho_b \times 1.083 \times 10^9} \times \frac{1}{0.0040146}$ $f = C_2 C_4 C_6 (d_f/d_o)^{0.5}$ $a = \left[\frac{1+\beta^2}{4N_r} \right] \rho_b \left[\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right]$	
Nir (Nir, 1991)	$f = 1.24 \text{Re}^{-0.25} W^{-0.32} \left(\frac{D}{d} \right)^{-0.25} K_{z,p}$ $\Delta P = \frac{f W N_z G^2}{2\rho}$	

ตารางที่ 4 สหสัมพันธ์สำหรับการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์ความดันลด

ชื่อสหสัมพันธ์	สมการ	หมายเหตุ
Mon (Mon, 2003)	$\xi = 0.75 \text{Re}^{-0.24} F^{-0.49} \left(\frac{S_t}{S_d} \right)^d n$	
VDI Heat Atlas (GVC, 2011)	$\xi = 290 \text{Re}_d^{-0.7} e_q^{-0.55} e_l^{-0.5} \left(1 - \frac{t_R}{d_A} \right)^{1.8} \left(1 - \frac{h}{d_A} \right)^{-1.4}$ $\xi = 13 \text{Re}_d^{-0.25} e_q^{-0.55} e_l^{-0.5} \left(1 - \frac{t_R}{d_A} \right)^{1.8} \left(1 - \frac{h}{d_A} \right)^{-1.4}$ $\xi = 0.74 \text{Re}_d^{-0.7} e_q^{-0.55} e_l^{-0.5} \left(1 - \frac{t_R}{d_A} \right)^{1.8} \left(1 - \frac{h}{d_A} \right)^{-1.4}$	$10^2 < \text{Re} < 10^3$ $10^2 < \text{Re} < 10^3$ $10^2 < \text{Re} < 10^3$
Næss (Næss, 2010)	$\xi = \left[0.24 + \frac{8.2}{\text{Re}^{0.5}} \right] \cdot \min(1.0; 0.52 + 964.5 \cdot e^{-3.24 \cdot P_t/P_1}) \cdot \left(\frac{l_e}{d_e} \right)^{0.18} \cdot \left(\frac{S_f}{d_e} \right)^{-0.74}$	
Hofmann (Hofmann & Walter, 2012a)	$\zeta_{N_R} = N_R \left[a_{hy} + \frac{b_{hy}}{\text{Re}} + \frac{c_{hy}}{\text{Re}^2} \right] = N_R [a_{po} + b_{po} \text{Re}^{c_{po}}]$	

2.3 ข้อเสนอจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

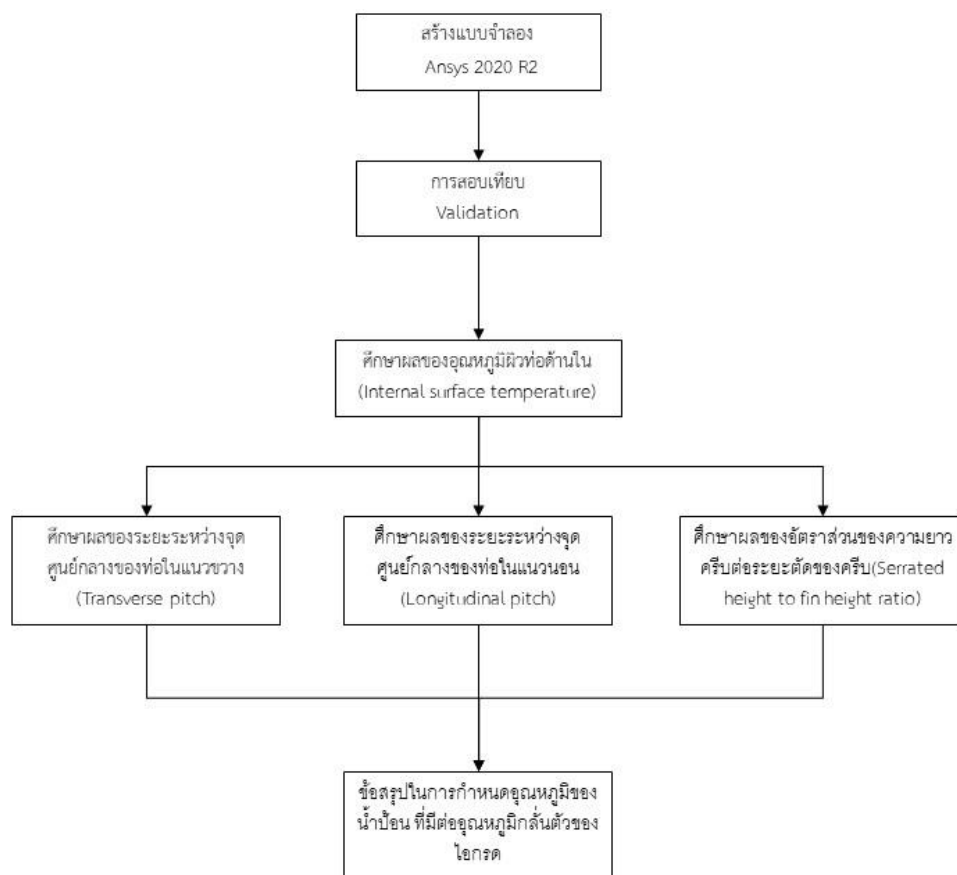
1. จากงานวิจัยต่างๆ ที่ได้กล่าวมาข้างต้น พบว่าส่วนใหญ่มีจุดประสงค์เพื่อทำการทดลองพร้อมทั้งแบบจำลองพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณเพื่อให้ได้แบบจำลองที่ผลลัพธ์ที่แม่นยำสอดคล้องกับผลการทดลอง หรือสหสัมพันธ์อ้างอิงต่างๆ แบบจำลองของวิจัยเหล่านี้ มีสมมติฐาน เช่นอุณหภูมิภายในท่อทุกท่อตลอดแนวการไหลของก๊าซร้อนมีค่าเท่ากัน การเปรียบเทียบผลลัพธ์การคำนวณจากแบบจำลองกับผลการทดลองอ้างอิง จะพิจารณาจากค่าตัวแปรไร้หน่วยที่เกี่ยวข้อง เช่น ค่าเนสเซสส์นัมเบอร์ ค่าออยเลอร์นัมเบอร์ ค่าโคเลเบิร์นนัมเบอร์ เป็นต้น แต่ยังไม่พบว่าการประยุกต์ใช้แบบจำลองพลศาสตร์การไหลในเชิงของการหาอุณหภูมิของก๊าซร้อนบริเวณผิวของครีบและท่อ เพื่อตรวจสอบการออกแบบเครื่องผลิตไอน้ำ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์ในการประยุกต์แบบจำลองในการหาอุณหภูมิและความดันลดของก๊าซในระบบเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อน
2. ตัวแปรที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของก๊าซร้อนได้แก่ ลักษณะการจัดเรียงท่อแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น รูปแบบการจัดเรียง ระยะระหว่างท่อในแนวต่างๆ ความหนาแน่นของครีบ เป็นต้น และลักษณะของครีบ เช่น ความยาวครีบ ความหนาครีบ ระยะตัดของครีบ เป็นต้น ดังนั้น ตัวแปรต้นที่กำหนดในงานวิจัยนี้ได้แก่ ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวขวาง ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวยาว และอัตราส่วนของระยะตัดของครีบบต่อความยาวครีบ เนื่องจากตัวแปรเหล่านี้ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกและค่าสัมประสิทธิ์ความดันลดอย่างมีนัยสำคัญ
3. งานวิจัยนี้มุ่งเน้นในการประยุกต์แบบจำลองพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณในการทำนายอุณหภูมิของก๊าซร้อนและความดันลดตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเป็นส่วนหนึ่งของระบบเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อน เพื่อเป็นประโยชน์ต่อการออกแบบในเชิงประสิทธิภาพและความปลอดภัยจากการควบแน่นของไอกรด โดยกำหนดตัวแปรต้นได้แก่ ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวขวาง ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวยาว และอัตราส่วนของระยะตัดของครีบบต่อความยาวครีบ ในขั้นตอนตรวจสอบแบบจำลองจะทำการสอบเทียบผลการคำนวณจากแบบจำลองกับผลจากสหสัมพันธ์อ้างอิงได้แก่ ESCOA Naess Hofmann และ Nir

บทที่ 3

การทดลองและการวิเคราะห์

3.1 ภาพรวมการดำเนินงาน

การดำเนินงานเริ่มต้นจากการสร้างแบบจำลองส่วนหนึ่งของท่อชุดสุดท้ายภายในเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อน (Heat Recovery Steam Generator, HRSG) โดยใช้โปรแกรม Ansys Fluent แล้วจึงทำการสอบเทียบผลการคำนวณค่าตัวเลขนัสเซลต์ (Nusselt number) และความดันตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (Pressure drop) ระหว่างค่าที่คำนวณได้จากแบบจำลองและค่าที่ได้จากการคำนวณจากสหสัมพันธ์ (correlation) ที่ใช้ในการออกแบบจริง โดยแบบจำลองที่สอบเทียบและมีความแม่นยำจะถูกนำไปใช้ในการศึกษาผลของระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวขวาง ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวยาว และอัตราส่วนของระยะตัดของครีบอกต่อความยาวครีบอกต่ออุณหภูมิบริเวณผิวของครีบอกและความดันตกของก๊าซร้อน สำหรับการนำไปใช้เป็นแนวทางการออกแบบท่อชุดสุดท้ายภายในเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อน เพื่อป้องกันการกัดกร่อนเนื่องจากการควบแน่นของไอกรดต่อไป



รูปที่ 18 ภาพรวมการทดลอง

3.2 ขั้นตอนการทำวิจัย

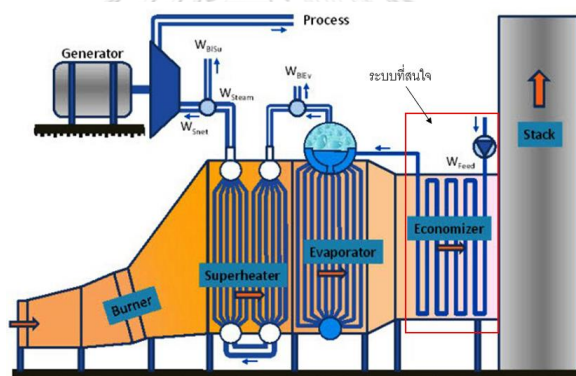
3.2.1 การสร้างแบบจำลอง

สำหรับการสร้างแบบจำลองการไหลด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ แบ่งออกเป็น 3 ขั้นตอน ได้แก่ กระบวนการก่อนการคำนวณ (Pre-processing) การคำนวณ (Processing) และกระบวนการหลังการคำนวณ (Post-processing) ซึ่งกระบวนการทั้งหมดทำในโปรแกรม Ansys 2020 R2 มีรายละเอียดดังนี้

3.2.1.1 กระบวนการก่อนคำนวณ

3.2.1.1.1 การวาดรูปสามมิติ

ในการคำนวณ CFD จำเป็นต้องกำหนดรูปทรงของระบบที่ต้องการศึกษา ซึ่งส่งผลต่อเงื่อนไขขอบเขต และลักษณะการไหลโดยรูปสามมิติที่ใช้อ้างอิงจากลักษณะของท่อชุดสุดท้ายของเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 19

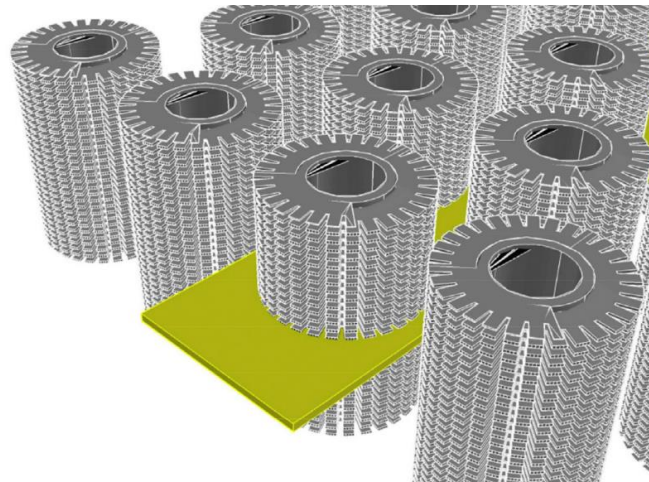


รูปที่ 19 ชุดท่อในระบบเครื่องผลิตไอน้ำแบบกู้คืนความร้อนที่สนใจ

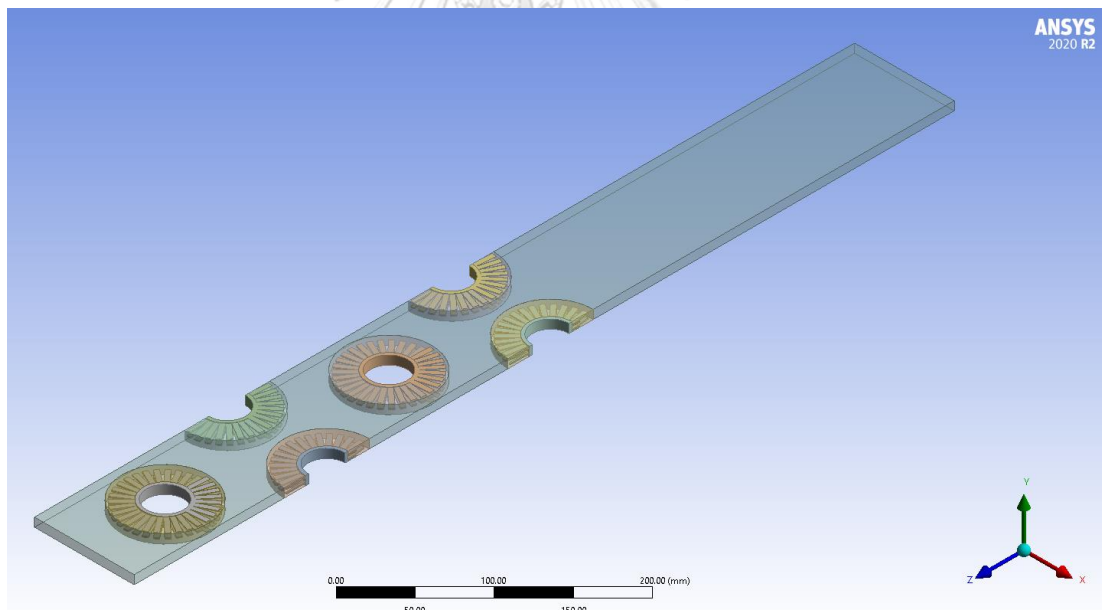
3.2.1.1.2 การพิจารณาปริมาตรของระบบ

ในการวาดรูป 3 มิติเพื่อใช้ในการคำนวณนั้น รูป 3 มิติดังกล่าวต้องเป็นตัวแทนเฉพาะส่วนที่ต้องการศึกษา ในงานวิจัยนี้มีพิจารณาการไหล อุณหภูมิ และความดันที่เกิดขึ้นที่ชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนภายในหม้อกำเนิดไอน้ำ งานวิจัยของ Ó Cléirigh และ Smith (2014) สร้างแบบจำลองเพื่อทำนายพลศาสตร์ของไหลภายในเครื่องผลิตไอน้ำ โดยสร้างแบบจำลองที่มีปริมาตรของระบบเพียงส่วนย่อยของระบบทั้งหมด ซึ่งปริมาตรที่น่าพิจารณามีลักษณะเป็นส่วนที่ซ้ำกับส่วนอื่น ดังรูปที่ 20 และเมื่อเปรียบเทียบผลจากงานวิจัย พบว่าการสร้างแบบจำลองด้วยส่วนย่อยของระบบให้ผลลัพธ์เหมือนกับการสร้างแบบจำลองทั้งระบบ อีกทั้งช่วยระยะเวลาให้การคำนวณของโปรแกรมได้เป็นอย่างดี ดังนั้นปริมาตรของระบบที่ศึกษาคือ การไหลของก๊าซร้อนภายในเครื่องผลิตไอน้ำบริเวณชุดท่อที่มี

ท่อในแนวยาว 4 ท่อ และมีความสูงเท่ากับ 1 รอบเกลียวของครีป โดยกำหนดให้ท่อติดครีปภายในเครื่องผลิตไอน้ำที่เป็นของแข็ง ให้เป็นขอบเขตกำแพง (Wall boundary) ในการคำนวณ ในส่วนของขอบด้านบน ล่าง ซ้ายและขวา กำหนดให้เป็นด้านสมมาตรที่ไม่มีแรงเฉือน (symmetry)



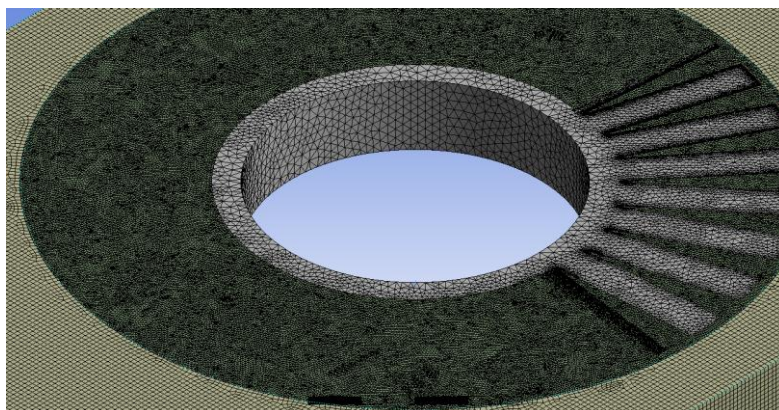
รูปที่ 20 ตัวอย่างปริมาตรควบคุมของระบบ (Ó Cléirigh & Smith, 2014)



รูปที่ 21 ปริมาตรควบคุมของระบบ

3.2.1.2 การสร้างปริมาตรควบคุม

การสร้างปริมาตรควบคุมสร้างโดยใช้โปรแกรม Ansys Meshing 2020 R2 ซึ่งเป็นการแบ่งปริมาตรควบคุมทั้งหมดออกเป็นส่วนย่อย เรียกว่าปริมาตรควบคุมส่วนย่อย (Mesh) เพื่อใช้ในการคำนวณการถ่ายเทฟลักซ์จากปริมาตรควบคุมหนึ่งสู่ปริมาตรควบคุมที่อยู่ติดกัน ซึ่งจำนวนปริมาตรควบคุมย่อยที่เหมาะสมในการใช้คำนวณจะถูกศึกษาผ่านกระบวนการ Grid Independent test เพื่อหาปริมาณ Mesh ที่เหมาะสมไปใช้ในการคำนวณอื่นๆ ต่อไป



รูปที่ 22 ปริมาตรควบคุมย่อยภายในระบบ

3.2.1.3 การคำนวณ

3.2.1.3.1 คุณสมบัติของของไหลและของแข็งที่ใช้ในแบบจำลอง

ในระบบเครื่องผลิตไอน้ำแบบกัวคินความร้อนจะประกอบไปด้วยของก๊าซร้อนที่มีวิภูภาคก๊าซและท่อที่เป็นวิภูภาคของแข็ง โดยองค์ประกอบของก๊าซร้อนสามารถสรุปได้ดังตารางที่ 5 เมื่อนำองค์ประกอบของก๊าซไปคำนวณค่าความหนาแน่น ความหนืด สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และค่าความจุความร้อนจำเพาะ เพื่อใช้ในการคำนวณใน CFD จะสามารถสรุปค่าคุณสมบัติของก๊าซได้ตามตารางที่ 6 สำหรับท่อภายในระบบที่สร้างจากเหล็กกล้าคาร์บอนจะใช้มีความหนาแน่น สัมประสิทธิ์การนำความร้อน และค่าความจุความร้อนจำเพาะ ดังแสดงในตารางที่ 7

ตารางที่ 5 องค์ประกอบเชิงเคมีของก๊าซร้อน

องค์ประกอบ	ร้อยละเชิง ปริมาตร	องค์ประกอบ	ร้อยละเชิงปริมาตร
ออกซิเจน (O ₂)	13.20	ซัลเฟอร์ไดออกไซด์ (SO ₂)	0.00
น้ำ (H ₂ O)	9.07	อาร์กอน (Ar)	0.87
ไนโตรเจน (N ₂)	73.51	คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO)	0.00
คาร์บอนไดออกไซด์ (CO ₂)	3.34	ไฮโดรเจน (H ₂)	0.00

ตารางที่ 6 คุณสมบัติของของไหลและของแข็งที่ใช้ในแบบจำลอง

ของไหล	ความหนาแน่น (kg/m ³)	ความหนืด (Pa·s)	สัมประสิทธิ์การนำ ความร้อน (W/m ² /K)	ความจุความร้อน จำเพาะ (J/kg/°C)
ก๊าซร้อน	0.9044	2.15×10 ⁻⁵	0.03024	1064.9

ความหนาแน่นของก๊าซร้อนจะเปลี่ยนแปลงเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ในช่วงอุณหภูมิที่ศึกษาพบว่าความหนาแน่นของก๊าซร้อนเปลี่ยนแปลงไม่เกิน 15 % จากการคำนวณด้วยโปรแกรม Aspen Plus การศึกษาผลของความหนาแน่น เมื่อความหนาแน่นเปลี่ยนไป 15% พบว่าอุณหภูมิของก๊าซร้อนใน Bulk flow เปลี่ยนไปเพียง 1K และความดันลดเปลี่ยนไปเพียง 8 Pa ซึ่งถือว่าน้อยมาก ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงใช้ค่าเฉลี่ยของความหนาแน่นเป็นค่าคงที่ในการคำนวณ เพื่อลดระยะเวลาในการคำนวณ

ตารางที่ 7 คุณสมบัติของของแข็งที่ใช้ในแบบจำลอง

ของแข็ง	ความหนาแน่น (kg/m ³)	สัมประสิทธิ์การนำ ความร้อน (W/m ² /K)	ความจุความร้อนจำเพาะ (J/kg/K)
เหล็กกล้า	7850	55.09	483
คาร์บอน			

การเปลี่ยนแปลงของสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของเหล็กกล้าคาร์บอน เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ในช่วงอุณหภูมิที่ศึกษาพบว่าการเปลี่ยนแปลงไม่เกิน 10 % อ้างอิงตามมาตรฐาน ASME BPVC Section II / Part D ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงใช้ค่าคงที่ในการคำนวณ เพื่อลดระยะเวลาในการคำนวณ

3.2.1.3.2 เงื่อนไขขอบเขต

ตารางที่ 8 สรุปเงื่อนไขขอบเขตที่ใช้ในการจำลองสำหรับปริมาตรของระบบสำหรับระบบดังที่แสดงในรูปที่ 21 ซึ่งกำหนดค่าขอบเขตต่าง ๆ อ้างอิงจากลักษณะและสภาวะในการดำเนินการของเครื่องผลิตไอน้ำแบบกึ่งคืนความร้อนที่ใช้จริงในอุตสาหกรรม

ตารางที่ 8 รายละเอียดของขอบเขตภายในระบบ

ขอบเขตภายในระบบ	รายละเอียด
ขอบเขตด้านหน้า	ขอบเขตทางเข้า (Velocity inlet) เป็นทางเข้าสู่ระบบของก๊าซร้อน <ul style="list-style-type: none"> ● ความเร็วเท่ากับ 3.9 m/s ● อุณหภูมิเท่ากับ 146.5°C
ขอบเขตด้านหลัง	ขอบเขตทางออก (Pressure outlet) เป็นทางออกจากระบบของก๊าซร้อน
ขอบเขตด้านซ้าย	ขอบเขตสมมาตร (Symmetry) เนื่องจากการไหลด้านซ้ายแบบบริเวณที่ไม่มีกำแพง ซึ่งบริเวณนั้นไม่มีแรงเฉือน
ขอบเขตด้านขวา	ขอบเขตสมมาตร (Symmetry) เนื่องจากการไหลด้านขวาแบบบริเวณที่ไม่มีกำแพง ซึ่งบริเวณนั้นไม่มีแรงเฉือน
ขอบเขตด้านบน	ขอบเขตสมมาตร (Symmetry) เนื่องจากการไหลด้านบนแบบบริเวณที่ไม่มีกำแพง ซึ่งบริเวณนั้นไม่มีแรงเฉือน
ขอบเขตด้านล่าง	ขอบเขตสมมาตร (Symmetry) เนื่องจากการไหลด้านล่างแบบบริเวณที่ไม่มีกำแพง ซึ่งบริเวณนั้นไม่มีแรงเฉือน
ผิวของท่อติดครีป	ขอบเขตกำแพงหยุดนิ่ง (Stationary wall) และความเร็วของของไหลที่ติดกับผนังมีค่าเท่ากับศูนย์ (No-slip condition)
ผิวด้านในของท่อ	ขอบเขตกำแพงหยุดนิ่ง (Stationary wall) และมีอุณหภูมิเท่ากับ 50 60 และ 70 °C (เท่ากันทุกท่อ)

3.2.1.3.3 โมเดลที่ใช้ในการคำนวณ

โมเดลที่ใช้ในการคำนวณการไหลแบบปั่นป่วนมีหลากหลายโมเดล เช่น The Spalart-Allmaras Turbulence $k-\epsilon$ และ $k-\omega$ เป็นต้น ในปัจจุบันโมเดลที่เหมาะสมในการศึกษาการไหลบริเวณใกล้ผิวที่มีความแม่นยำและยอมรับอย่างแพร่หลายคือ โมเดล $k-\omega$ SST เนื่องจากโมเดลนี้ถูก

พัฒนาให้มีตัวแปรโอเมกา (ω) และ โมเดล SST เพื่อแทนที่ฟังก์ชันแดมป์บิง (damping function) ของโมเดล $k-\epsilon$ ซึ่งข้อเสียของฟังก์ชันดังกล่าวคือ การทำนายบริเวณใกล้ผิวไม่แม่นยำ สำหรับโมเดล SST ช่วยในการแบ่งชั้นของการไหลและผสมผสานโมเดลคำนวณ โดยบริเวณใกล้พื้นผิวใช้โมเดล $k-\omega$ และบริเวณไกลพื้นผิวใช้โมเดล $k-\epsilon$ ทำให้ผลคำนวณแม่นยำมากขึ้น ดังนั้น โมเดล $k-\omega$ SST จึงมีความเหมาะสมและแม่นยำในการคำนวณในงานวิจัยนี้ อีกทั้งงานของวิจัยของ Ó Cléirigh และ Smith (2014) ทำแบบจำลองเพื่อทำนายค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าความดันลด ด้วยใช้โมเดล $k-\omega$ SST พบว่าโมเดลนี้ให้ผลการคำนวณที่มีแนวโน้มเดียวกับผลการคำนวณจากสหสัมพันธ์ต่าง ๆ

3.2.1.3.4 วิธี Discretization และอัลกอริทึมที่ใช้ในการคำนวณ

การคำนวณใน CFD เป็นการคำนวณการค่าต่าง ๆ ทีละปริมาตรควบคุมย่อย การคำนวณปริมาณการถ่ายโอนของแต่ละตัวแปรใด ๆ หรือค่าฟลักซ์ใด ๆ ในสมการส่งผลต่อความเสถียร และความแม่นยำของแบบจำลอง การ discretization คือ การปรับเปลี่ยนสมการพลศาสตร์การไหล ซึ่งอยู่ในรูปของสมการเชิงอนุพันธ์ ให้อยู่ในรูปแบบของสมการเชิงพีชคณิต สมการรูปแบบนี้เหมาะสำหรับการคำนวณด้วยระเบียบวิธีคำนวณเชิงตัวเลข วิธี discretization นั้นมีหลายรูปแบบ เช่น Upwind scheme Hybrid scheme Power law scheme เป็นต้น งานวิจัยของ Coroneo ทำการศึกษาผลของ วิธี Discretization พบว่า การใช้ higher order upwind ให้ผลการคำนวณที่มีความคลาดเคลื่อนน้อยกว่าแบบ first order upwind (Coroneo et al., 2011) งานวิจัยของ Næss และ Lindqvist (2020) ได้สร้างแบบจำลองพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณ ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้ Second order upwind สำหรับพจน์ที่เป็นถ่ายเทแบบการพา (Convection terms) ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงใช้รูปแบบ discretization และอัลกอริทึมของพจน์ต่างๆ ดังตารางที่ 9

ตารางที่ 9 วิธี Discretization และอัลกอริทึมที่ใช้ในการคำนวณ

Pressure-Velocity Coupling	Coupled
Spatial Discretization	
Gradient	Least square
Pressure	Second Order Upwind
Momentum	Second Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy	Second Order Upwind
Specific Dissipation Rate	Second Order Upwind
Energy	Second Order Upwind

3.2.1.3.5 การกำหนดค่าเริ่มต้น

การคำนวณอุณหภูมิและความดันของก๊าซร้อน ค่าเริ่มต้นถูกกำหนดด้วยวิธี Hybrid initialization ซึ่งมีหลักการคำนวณ หาผลลัพธ์เบื้องต้นตามค่าเงื่อนไขขอบเขตที่กำหนดก่อนการเริ่มคำนวณจริงจำนวน 10 รอบตามที่กำหนด เนื่องจากความเร็วเริ่มต้นของวัตถุภาคแก๊สมีค่าสูงเกินค่าผลลัพธ์สุดท้าย ภายหลังจากการทำ Hybrid initialization จึงต้องปรับค่าความเร็วของวัตถุภาค แก๊ส ให้มีค่าเป็น 0

3.2.1.3.6 การหยุดการคำนวณ

การหยุดการคำนวณ ใช้เกณฑ์ค่าความคลาดเคลื่อน (residual) ของพจน์ continuity ความเร็วในแกน x y z ค่า k ค่า ω และ พลังงาน ต้องมีแนวโน้มคงที่ โดยค่าร้อยละการเปลี่ยนแปลงของค่าความคลาดเคลื่อนมีค่าน้อยกว่า 0.1 และไม่น้อยกว่า 50 รอบการคำนวณ จึงหยุดการคำนวณ

3.2.1.4 กระบวนการหลังการคำนวณ

3.2.1.4.1 การหาค่านัสเซลส์นัมเบอร์จากแบบจำลอง

การคำนวณค่านัสเซลส์จากแบบจำลองจำเป็นต้องทราบค่า 3 ตัวแปรได้แก่ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอก เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ และค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนเฉลี่ยของก๊าซร้อน ดังแสดงในสมการที่ 44 ซึ่งขนาดของท่อเป็นค่าคงที่ที่ถูกกำหนดเป็นหนึ่งในตัวแปรควบคุม ในขณะที่ค่าสัมประสิทธิ์ทั้งสองสามารถคำนวณได้จาก โปรแกรม Ansys Fluent โดยค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนเฉลี่ยของก๊าซร้อนหาได้จากคุณสมบัติของก๊าซ ณ อุณหภูมิเฉลี่ย ส่วนค่า

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกจริงคำนวณจากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนปรากฏ ประกอบกับประสิทธิภาพของครีป พื้นที่ผิวของครีป ท่อเปลือย และพื้นที่ผิวภายนอกทั้งหมด ดังสมการที่ 42

การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนปรากฏสามารถหาค่าได้จากสมการที่ 41 ซึ่งคำนวณจากค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และค่าคงที่ต่างๆของท่อ ได้แก่เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อภายในและภายนอก ความยาวของท่อ และค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของท่อ สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมคำนวณจากปริมาณความร้อนที่ถ่ายเททั้งหมด พื้นที่ผิวภายนอกของท่อติดครีป และผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึม ดังสมการที่ 39 ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเททั้งหมด และพื้นที่ผิวภายนอกของท่อติดครีป สามารถคำนวณได้จาก โปรแกรม Ansys Fluent สำหรับผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยลอการิทึมคำนวณได้ดังสมการที่ 40 ซึ่งค่าอุณหภูมิของก๊าซร้อน ณ จุดต่างๆ สามารถหาค่าจาก โปรแกรม Ansys Fluent โดยคำนวณจากปริมาณทั้งหมดความร้อนที่ถ่ายเทผ่านพื้นที่ผิวภายนอกซึ่งสามารถคำนวณได้จาก โปรแกรม Ansys Fluent

การคำนวณค่าตัวเลขสันนิษฐานเบอร์จากแบบจำลองโดยสมการที่ 39 ถึง 45

$$Nu = \frac{\alpha_o d_o}{\lambda_{gm}} \quad (39)$$

$$\eta_{fin} = \frac{\int (T_s - T_\infty) dA}{A_{fin} (T_{base} - T_\infty)} \quad (40)$$

$$\alpha_o = \frac{\alpha_e A_{tot}}{(A_{bare} + \eta_{fin} A_{fin})} \quad (41)$$

$$\alpha_e = \frac{1}{\left(\frac{1}{U} - A_{tot} \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi L \lambda_{steel}} \right)} \quad (42)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{inlet} - T_{int}) - (T_{outlet} - T_{int})}{\ln \left(\frac{T_{inlet} - T_{int}}{T_{outlet} - T_{int}} \right)} \quad (43)$$

$$U = \frac{\dot{Q}_{tot}}{A_{tot} \Delta T_{LMTD}} \quad (44)$$

$$\dot{Q}_{tot} = \int \vec{q} \cdot \vec{n} dA \quad (45)$$

โดย

\dot{Q}_{tot} : อัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดของก๊าซร้อน (W)

U : สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทั้งหมด ($W/m^2/K$)

A_{tot} : พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมดของท่อติดครีป (m^2)

ΔT_{LMTD} : ค่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม ($^{\circ}C$)

T_{inlet} : อุณหภูมิขาเข้าของก๊าซร้อน ($^{\circ}C$)

T_{outlet}	: อุณหภูมิขาออกของก๊าซร้อน ($^{\circ}\text{C}$)
T_{int}	: อุณหภูมิผิวภายในของท่อติดครีป ($^{\circ}\text{C}$)
L	: ความยาวของท่อติดครีป (m)
d_o	: เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ (m)
λ_{steel}	: สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของท่อติดครีป (W/m/K)
λ_{gm}	: สัมประสิทธิ์การนำความร้อนเฉลี่ยของก๊าซร้อน (W/m/K)
α_e	: สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนปรากฏ(apparent)ของก๊าซร้อน (W/m ² /K)
α_o	: สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจริง(actual)ของก๊าซร้อน (W/m ² /K)
A_{bare}	: พื้นที่ผิวของท่อเปลือย (m ²)
A_{fin}	: พื้นที่ผิวของครีป (m ²)
η_{fin}	: ประสิทธิภาพของครีป
T_s	: อุณหภูมิผิวของครีป ($^{\circ}\text{C}$)
T_{base}	: อุณหภูมิฐานของครีป ($^{\circ}\text{C}$)
T_{∞}	: อุณหภูมิเฉลี่ยของก๊าซร้อน ($^{\circ}\text{C}$)

3.2.1.4.2 การหาค่าความดันตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจากแบบจำลอง

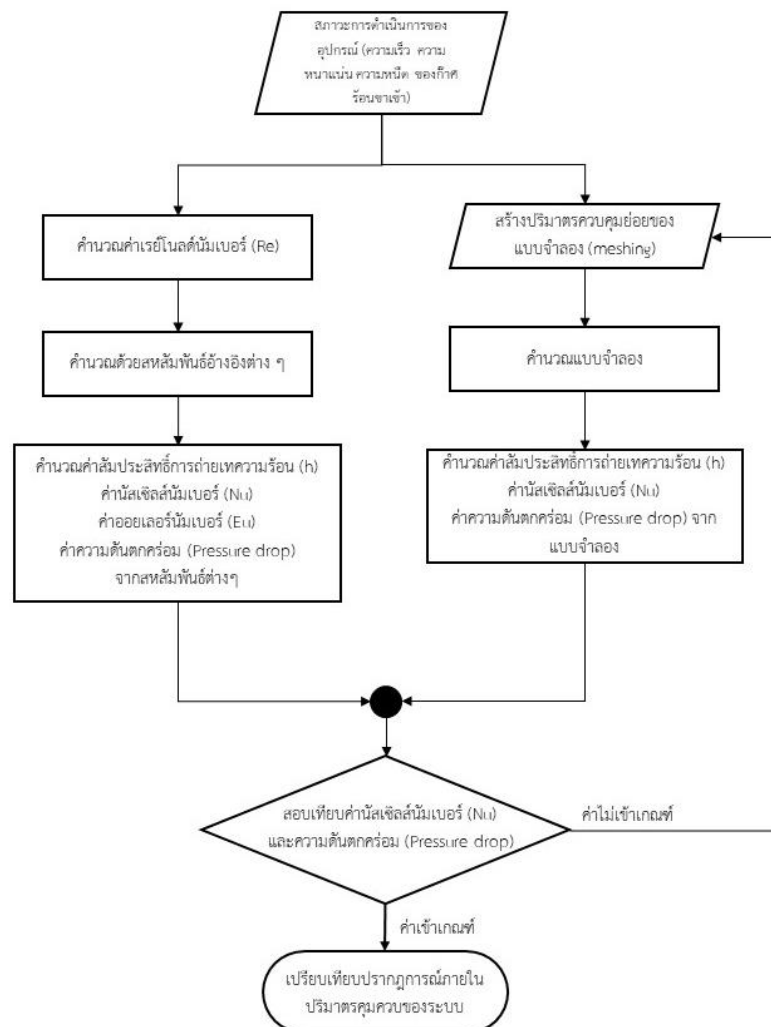
การคำนวณความดันตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถหาผลลัพธ์จากโปรแกรม Ansys Fluent ได้โดยตรง โดยคำนวณผลต่างของความดันเฉลี่ยแบบถ่วงน้ำหนักบริเวณขาเข้าและขาออกของปริมาตรควบคุม

3.2.2 การสอบเทียบผลคำนวณของสหสัมพันธ์ กับผลการคำนวณ

3.2.2.1 แผนการสอบเทียบผลการคำนวณจากสหสัมพันธ์กับผลการคำนวณจากแบบจำลอง

หลังจากสร้างแบบจำลองแล้วเสร็จ และทำการกำหนดสภาวะต่างๆของก๊าซร้อนและผิวภายในของท่อในระบบ ได้แก่ความเร็วขาเข้า ความหนาแน่น ความหนืด อุณหภูมิก๊าซร้อนขาเข้า และอุณหภูมิของผิวภายในของท่อแต่ละแนวท่อ แล้วจึงคำนวณหาผลลัพธ์ดังสมการที่ 39 ถึง 45 เพื่อให้ได้ค่าสัมประสิทธิ์นัมเบอร์ และความดันตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ในขณะเดียวกันทำการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์นัมเบอร์และความดันตกจากสหสัมพันธ์ เพื่อนำมาเปรียบเทียบกับผลการคำนวณจากแบบจำลอง ในกรณีที่ผลการคำนวณที่ได้มีค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้ จะถือว่าแบบจำลองที่สร้างสามารถนำไปใช้ศึกษาตัวแปรต้นต่างๆ ได้ ในทางกลับกัน หากผลลัพธ์มีความคลาดเคลื่อนอยู่นอกเกณฑ์ที่กำหนด จะต้องสร้างปริมาตรควบคุมย่อยใหม่ เพื่อให้ค่าความคลาดเคลื่อนของผลลัพธ์อยู่ในเกณฑ์

ทั้งนี้ ในการสอบเทียบสอบเทียบความแม่นยำของแบบจำลองในด้านการถ่ายเทความร้อน จะทำการเปรียบเทียบผลการจำลองค่าตัวเลขเชลล์นัมเบอร์ (Nusselt number) ของแบบจำลองและค่าที่ได้จากการคำนวณจากสหสัมพันธ์ (correlation) ของ ESCOA (1979) Næss (2010) Hofmann (2012) และ Nir (1991) ในขณะที่การสอบเทียบความแม่นยำของแบบจำลองในการคำนวณความดันตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (Pressure drop) จะใช้ค่าที่คำนวณได้จากการทำแบบจำลองและเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ (correlation) ของ ESCOA (1979) Næss (2010) Hofmann (2012a) และ Nir (1991)



รูปที่ 23 แผนภาพการสอบเทียบผลการคำนวณและสหสัมพันธ์เพื่อให้ได้แบบจำลองที่เหมาะสม

3.2.2.2 การหาค่านัสเซลส์นัมเบอร์ (Nu number) จากสหสัมพันธ์ต่างๆที่ใช้อ้างอิง

3.2.2.2.1 การคำนวณค่านัสเซลส์นัมเบอร์จากสหสัมพันธ์ของ ESCOA

งานวิจัยของ Hofmann ได้อธิบายรูปแบบของสหสัมพันธ์ของ ESCOA ได้ทั้งหมด 2 สมการ ได้แก่ 1. สหสัมพันธ์ของ ESCOA ฉบับดั้งเดิม (Traditional ESCOA correlation) 2. สหสัมพันธ์ของ ESCOA ฉบับเพิ่มเติม (Revised ESCOA correlation) ดังต่อไปนี้

สหสัมพันธ์ของ ESCOA สำหรับท่อติดครีบบแบบตัด และมีการเรียงตัวแบบแถวสลับ (staggered arrangement) ดังสมการที่ 46

$$Nu = C_1 C_3 C_5 Re Pr^{1/3} \left(\frac{T_g}{T_f}\right)^{0.25} \left(\frac{D}{d_a}\right)^{0.5} \quad (46)$$

สหสัมพันธ์ ESCOA ฉบับดั้งเดิม

$$C_1 = 0.25 Re^{-0.35} \quad (47)$$

$$C_3 = 0.55 + 0.45 \exp\left(\frac{-0.35H}{t_f - s_f}\right) \quad (48)$$

$$C_5 = 0.7 + [0.7 - 0.8 \exp(-0.15 N_r^2)] \exp\left(-\frac{t_l}{t_t}\right) \quad (49)$$

สหสัมพันธ์ ESCOA ฉบับเพิ่มเติม

$$C_1 = 0.091 Re^{-0.25} \quad (50)$$

$$C_3 = 0.35 + 0.65 \exp\left(\frac{-0.17H}{t_f - s_f}\right) \quad (51)$$

$$C_5 = 0.7 + [0.7 - 0.8 \exp(-0.15 N_r^2)] \exp\left(-\frac{t_l}{t_t}\right) \quad (52)$$

ขอบเขตของสหสัมพันธ์ :

$$\begin{aligned} 2000 \leq Re \leq 500000 \\ 9.5 \text{ mm} \leq H \leq 38.1 \text{ mm} \\ 0.9 \text{ mm} \leq s_f \leq 4.2 \text{ mm} \\ 1 \leq t_f \leq 7 \text{ fins/inch} \end{aligned}$$

โดย

T_g : อุณหภูมิเฉลี่ยของก๊าซร้อน (K)

T_f : อุณหภูมิเฉลี่ยของครีบบ (K)

H : ความยาวของครีบบ (m)

s_f : ความหนาของครีบบ (m)

t_f : ระยะพิชต์ของครีบบ (m)

t_l : ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวยาว (m)

t_t : ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวขวาง (m)

- D : เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อติดครีป (เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ + 2 เท่าของความยาวของครีป) (m)
- d_a : เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ (m)
- N_r : จำนวนแนวท่อตามแนวการไหลของก๊าซร้อน
- C_1 : สัมประสิทธิ์ C_1 (สามารถดูจากการคำนวณต่อต้านบน)
- C_2 : สัมประสิทธิ์ C_3 (สามารถดูจากการคำนวณต่อต้านบน)
- C_3 : สัมประสิทธิ์ C_5 (สามารถดูจากการคำนวณต่อต้านบน)

3.2.2.2 การคำนวณค่าตัวเลขเชลล์นัมเบอร์จากสหสัมพันธ์ของ Næss

งานวิจัยของ Næss ได้ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันตกภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่มีลักษณะการจัดแบบท่อแบบแถวสลับ (Staggered arrangement) งานวิจัยได้เสนอสหสัมพันธ์เพื่อคำนวณค่าตัวเลขเชลล์นัมเบอร์ ไว้ดังสมการที่ 53 และ 54

$$Nu = 0.107 Re^{0.65} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{P_t}{d_e}\right)^{0.35} \left(\frac{l_e}{d_e}\right)^{-0.13} \left(\frac{s_f}{d_e}\right)^{-0.14} \left(\frac{s_f}{d_e}\right)^{-0.2} \quad (53)$$

ขอบเขตของสหสัมพันธ์ : $\frac{S_t}{S_d} < 1.0$

$$Nu = 0.141 Re^{0.65} Pr^{\frac{1}{3}} (0.43 + 9.75 e^{-3.23 \cdot S_t/S_d}) \left(\frac{l_e}{d_e}\right)^{-0.13} \left(\frac{s_f}{d_e}\right)^{-0.14} \left(\frac{s_f}{d_e}\right)^{-0.2} \quad (54)$$

ขอบเขตของสหสัมพันธ์ : $\frac{S_t}{S_d} > 1.0$

โดย

- P_t : ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวขวาง (mm)
- d_e : เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อติดครีป (เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ + 2เท่าของความยาวของครีป) (mm)
- l_e : ความยาวของครีปสุทธิ (ความยาวของครีป - ความหนาของครีป) (mm)
- s_f : ระยะห่างระหว่างครีป (fin spacing) (mm)
- S_t : พื้นที่หน้าตัดระหว่างท่อในการไหลของก๊าซร้อนในแนวขวาง (mm²)
- S_d : พื้นที่หน้าตัดระหว่างท่อในการไหลของก๊าซร้อนในแนวทแยงมุม (mm²)

3.2.2.2.3 การคำนวณค่าตัวเลขเชลล์นัมเบอร์จากสหสัมพันธ์ของ Hofmann

$$Nu=0.36475Re^{0.6013}Pr^{1/3}[1-0.392\log(\frac{8}{N_r})] \quad (55)$$

ขอบเขตของสหสัมพันธ์ :

$$\begin{aligned} Pr &\approx 0.71 \\ 4500 &\leq Re \leq 35000 \\ 15.5 \text{ mm} &\leq H \leq 20 \text{ mm} \\ 0.8 \text{ mm} &\leq s_f \leq 1.0 \text{ mm} \\ \frac{1}{295} &\leq t_f \leq \frac{1}{276} \frac{\text{fin}}{\text{m}} \\ 1 &\leq N_r \leq 8 \end{aligned}$$

โดย

- N_r : จำนวนแนวท่อตามแนวการไหลของก๊าซร้อน
 h : ความยาวของครีป (mm)
 s_f : ความหนาของครีป (mm)
 t_f : ระยะพิชต์ของครีป (m)

3.2.2.2.4 การคำนวณค่าตัวเลขเชลล์นัมเบอร์จากสหสัมพันธ์ของ Nir

จากหนังสือ Principles of Finned-Tube Heat Exchanger Design for Enhanced Heat Transfer (Frass, 2015) ได้แสดงสหสัมพันธ์ของ Nir ดังสมการที่ 56 ถึง 59

$$Nu=1.0Re^{0.6}Pr^{1/3}W^{-0.266}R_b^{-0.4}\left(\frac{D}{d}\right)^{-0.4}K_{z,h} \quad (56)$$

$$R_b = \frac{A_{0,f}}{A_{0,t}} \quad (57)$$

$$R_f = \frac{A_{0,f}}{X_t} = 1 - \left(\frac{D}{X_t}\right)(1 - R_t) \quad (58)$$

$$R_t = \frac{A_{0,t}}{D} = \left(1 - \frac{d}{D}\right)(1 - tN_f) \quad (59)$$

$$W = \frac{A_t}{A_{0,t}}$$

โดย

- d : เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของท่อ (m)
 D : เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของท่อติดครีป (เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ + 2 เท่าของความยาวของครีป) (m)
 X_t : ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวขวาง (m)
 W : อัตราส่วนระหว่างพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของท่อต่อพื้นที่หน้าตัดการไหล
 A_t : พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนต่อ 1 หน่วยความยาวของท่อ (m^2/m)
 $A_{0,t}$: พื้นที่หน้าตัดการไหลด้านข้างของท่อต่อ 1 หน่วยความยาวของท่อ (m^2/m)

R_t : อัตราส่วนพื้นที่ว่างด้านหน้าของท่อต่อพื้นที่ฉายด้านหน้าของท่อ

R_f : อัตราส่วนพื้นที่ว่างด้านหน้าของแผงท่อต่อพื้นที่ฉายด้านหน้าของท่อ

R_b : อัตราส่วนพื้นที่ว่างด้านหน้าต่อ

$K_{z,h}$: ค่าตัวคูณที่ไข้แก้ไข (Correction factor) ค่าการถ่ายเทความร้อน ซึ่งเป็นผลจากจำนวนแถวของท่อ

3.2.2.3 การคำนวณค่าความดันตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (Pressure drop) จาก สหสัมพันธ์อ้างอิง

3.2.2.3.1 การคำนวณค่าความดันตกด้วยสหสัมพันธ์ของ ESCOA

$$\Delta P = \frac{(f+a)G_n^2 N_r}{\rho_b \times 1.083 \times 10^9} \times \frac{1}{0.0040146} \quad (60)$$

$$f = C_2 C_4 C_6 (d_f/d_o)^{0.5} \quad (61)$$

$$a = \left[\frac{1+\beta^2}{4N_r} \right] \rho_b \left[\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right] \quad (62)$$

$$\beta^2 = \left(\frac{A_n}{A_d} \right)^2 \quad (63)$$

$$G_n = \frac{W}{A_n} \quad (64)$$

$$A_n = A_d - A_c L_f N_t - X_c \quad (65)$$

$$A_c = (d_o + 2l_f t_f n_f) / 12 \quad (66)$$

$$C_2 = 0.07 + 8.0 Re^{-0.45} \quad (67)$$

$$C_4 = 0.11 [0.05 P_t / d_o]^{-0.7} (l_f / s_f)^{0.23} \quad (68)$$

$$C_6 = 1.1 + [1.8 - 2.1 e^{(-0.15 N_r^2)}] [e^{(-2.0 P_1 / P_t)}] - [0.7 - 0.8 e^{(-0.15 N_r^2)}] [e^{(-0.6 P_1 / P_t)}] \quad (69)$$

โดย

ΔP : ความดันตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (Pa)

f : Fanning friction factor

a : Pressure drop acceleration loss term

β : Contraction factor

G_n : ความเร็วการไหลเชิงมวลต่อหน่วยพื้นที่ (พื้นที่ว่างสุทธิระหว่างท่อใน1แถว) (lb/h/ft²)

W : อัตราการไหลของก๊าซร้อนขาเข้า (lb/h)

A_n : พื้นที่ว่างสุทธิระหว่างท่อใน1แถว (ft²)

A_d : พื้นที่หน้าตัดของท่อดักท์ (Duct) (ft²)

A_c : พื้นที่ฉายของท่อติดครีบด้านตั้งฉากกับทิศการไหลต่อหน่วยความยาว (ft²/ft)

- X_c : พื้นที่หน้าตัดส่วนที่ขวางการไหลของก๊าซร้อนแต่ไม่ใช่ท่อแลกเปลี่ยน เช่น ช่องอ
บัพเฟอร์ เป็นต้น (ft²)
- L_f : ความยาวของท่อติดครีบ (เฉพาะส่วนที่ติดครีบ) (ft)
- N_t : จำนวนท่อต่อแถว
- N_r : จำนวนแนวท่อตามแนวการไหลของก๊าซร้อน
- d_o : เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ (ft)
- l_f : ความยาวของครีบ (in)
- t_f : ความหนาของครีบ (in)
- s_f : ระยะห่างระหว่างครีบ (in)
- n_f : จำนวนครีบใน 1 หน่วยความยาว (1/in)
- P_t : ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวขวาง (in)
- P_l : ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวยาว (in)

3.2.2.3.2 การคำนวณค่าความดันลดด้วยสหสัมพันธ์ของ Næss

$$Eu = \left[0.24 + \frac{8.2}{Re^{0.5}} \right] \cdot \min(1.0; 0.52 + 964.5 \cdot e^{-3.24 \cdot P_t/P_l}) \cdot \left(\frac{l_e}{d_e} \right)^{0.18} \cdot \left(\frac{s_f}{d_e} \right)^{-0.74} \quad (70)$$

$$\Delta P = N_r \cdot Eu \frac{m^2}{2\rho_{gm}} + m^2 \left(\frac{1}{\rho_{out}} - \frac{1}{\rho_{in}} \right) \quad (71)$$

โดย

- P_t : ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวขวาง (mm)
- P_l : ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวยาว (mm)
- l_e : ความยาวของครีบสุทธิ (ความยาวของครีบ - ความหนาของครีบ) (mm)
- d_e : เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อติดครีบ (เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ + 2 เท่าของ
ความยาวของครีบ) (mm)
- s_f : ระยะห่างระหว่างครีบ (mm)
- N_r : จำนวนแนวท่อตามแนวการไหลของก๊าซร้อน
- m : ฟลักซ์การไหลเชิงมวลของก๊าซร้อน (พื้นที่ว่างสุทธิระหว่างท่อใน 1 แถว) (kg/s/m²)
- ρ_{gm} : ความหนาแน่นเฉลี่ยของก๊าซร้อน (kg/m³)
- ρ_{in} : ความหนาแน่นของก๊าซร้อนขาเข้า (kg/m³)
- ρ_{out} : ความหนาแน่นของก๊าซร้อนขาออก (kg/m³)
- ΔP : ความดันลดตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (Pa)

3.2.2.3.3 การคำนวณค่าความดันลดด้วยสหสัมพันธ์ของ Hofmann

$$\Delta P = N_r \cdot \zeta_{NR} \frac{\dot{m}^2}{2\rho_{gm}} + \dot{m}^2 \left(\frac{1}{\rho_{out}} - \frac{1}{\rho_{in}} \right) \quad (72)$$

$$\zeta_{NR} = N_R \left[a_{hy} + \frac{b_{hy}}{Re} + \frac{c_{hy}}{Re^2} \right] = N_R [a_{po} + b_{po} Re^{c_{po}}] \quad (73)$$

ฟังก์ชัน	อักษรย่อ	a	b	c
Hyperbola	hy	1.3550	-7189.7055	55970438.4750
Power (a,b,c)	po	1.1321	148575379605.4982	-3.0312

โดย

- ζ_{NR} : สัมประสิทธิ์ความดันลดตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน
- N_r : จำนวนแนวท่อตามแนวการไหลของก๊าซร้อน
- a_{hy} : ค่าคงที่ในฟังก์ชันไฮเปอร์โบลา
- b_{hy} : ค่าคงที่ในฟังก์ชันไฮเปอร์โบลา
- c_{hy} : ค่าคงที่ในฟังก์ชันไฮเปอร์โบลา
- a_{po} : ค่าคงที่ในฟังก์ชันพาวเวอร์
- b_{po} : ค่าคงที่ในฟังก์ชันพาวเวอร์
- c_{po} : ค่าคงที่ในฟังก์ชันพาวเวอร์
- \dot{m} : ฟลักซ์การไหลเชิงมวลของก๊าซร้อน (พื้นที่ว่างสุทธิระหว่างท่อใน 1 แถว) (kg/s/m²)
- ρ_{gm} : ความหนาแน่นเฉลี่ยของก๊าซร้อน (kg/m³)
- ρ_{in} : ความหนาแน่นของก๊าซร้อนขาเข้า (kg/m³)
- ρ_{out} : ความหนาแน่นของก๊าซร้อนขาออก (kg/m³)
- ΔP : ความดันลดตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (Pa)

3.2.2.3.4 การคำนวณค่าความดันลดด้วยสหสัมพันธ์ของ Nir

$$f = 1.24 Re^{-0.25} W^{-0.32} \left(\frac{D}{d} \right)^{-0.25} K_{z,p} \quad (74)$$

โดย

- W : อัตราส่วนระหว่างพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของท่อต่อพื้นที่หน้าตัดการไหล
- d : เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (m)
- D : เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อติดครีป (เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ + 2 เท่าของความยาวของครีป) (m)

$K_{z,p}$: ค่าตัวคูณแก้ไข (Correction factor) ค่าความดันตกคร่อม ซึ่งเป็นผลจากจำนวนแถวของท่อ

3.2.3 การศึกษาผลของลักษณะท่อชุดของเครื่องผลิตไอน้ำที่มีต่ออุณหภูมิและความดันลด

แบบจำลองที่สอบเทียบสำเร็จจะถูกนำมาใช้ในการศึกษาระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวยาว และอัตราส่วนของระยะตัดครีบอกต่อความยาวครีบอกต่ออุณหภูมิบริเวณผิวของครีบอกและความดันลดของก๊าซร้อนต่อไป โดยตารางที่ 10 สรุปสภาวะและลักษณะของท่อชุดสุดท้ายของเครื่องผลิตไอน้ำแบบกึ่งคืนความร้อนที่ใช้ในการศึกษาอุณหภูมิและความดันลด

ตารางที่ 10 สภาวะและลักษณะของท่อชุดสุดท้ายที่ใช้ในการศึกษาอุณหภูมิและความดันลดของเครื่องผลิตไอน้ำแบบกึ่งคืนความร้อน

ตัวแปรควบคุม (Controlled variable)	ค่าที่ใช้ศึกษา
ขนาดท่อ (เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน)	38.1 mm
ความหนาของท่อ	2.71 mm
ความกว้างของครีบอก	4 mm
ความยาวของครีบอก	17 mm
ความหนาของครีบอก	1 mm
ความหนาแน่นของครีบอก	225 fins/m
มุมการสลับแถวในการเรียงตัวของแนวท่อ	23.99°
อุณหภูมิผิวท่อด้านใน	50 60 70 °C
ความเร็วขาเข้าของก๊าซร้อน	3.9 m/s
ตัวแปรต้น (Independent variable)	ค่าที่ใช้ศึกษา
อุณหภูมิผิวท่อด้านใน	50 60 70 °C
ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวขวาง	80 89 และ 98 mm
ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวยาว	90 100 และ 110 mm
อัตราส่วนของระยะตัดครีบอกต่อความยาวครีบอก	0.5 และ 1
ตัวแปรตาม (Dependent variable)	วิธีการศึกษา
อุณหภูมิที่ผิวของครีบอก	คำนวณด้วยโปรแกรม Ansys 2020 R2
ความดันตกคร่อมชุดท่อ	คำนวณด้วยโปรแกรม Ansys 2020 R2

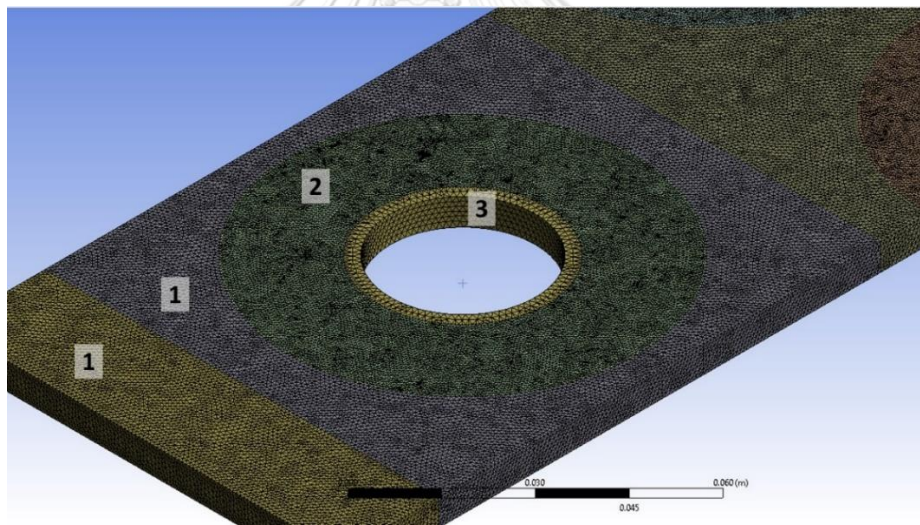
บทที่ 4

ผลการทดลองและอภิปรายผลการทดลอง

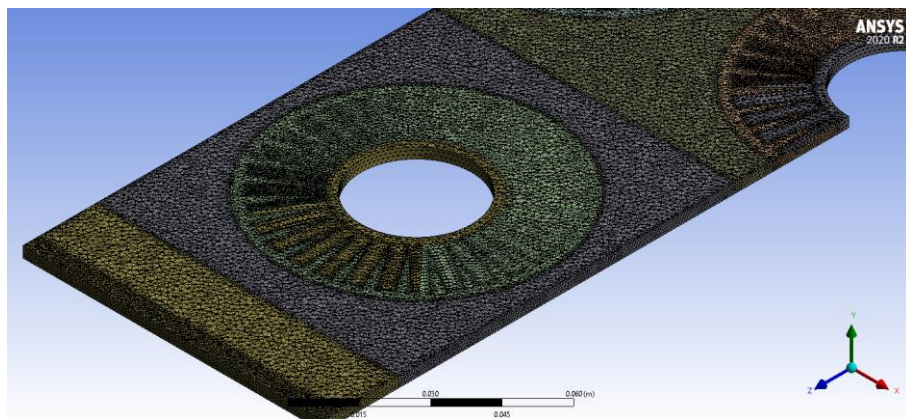
4.1 ผลการสร้างปริมาตรควบคุมและการสอบเทียบแบบจำลองการไหลของชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

4.1.1 ผลการสร้างปริมาตรควบคุมและการทำ Grid Independent test

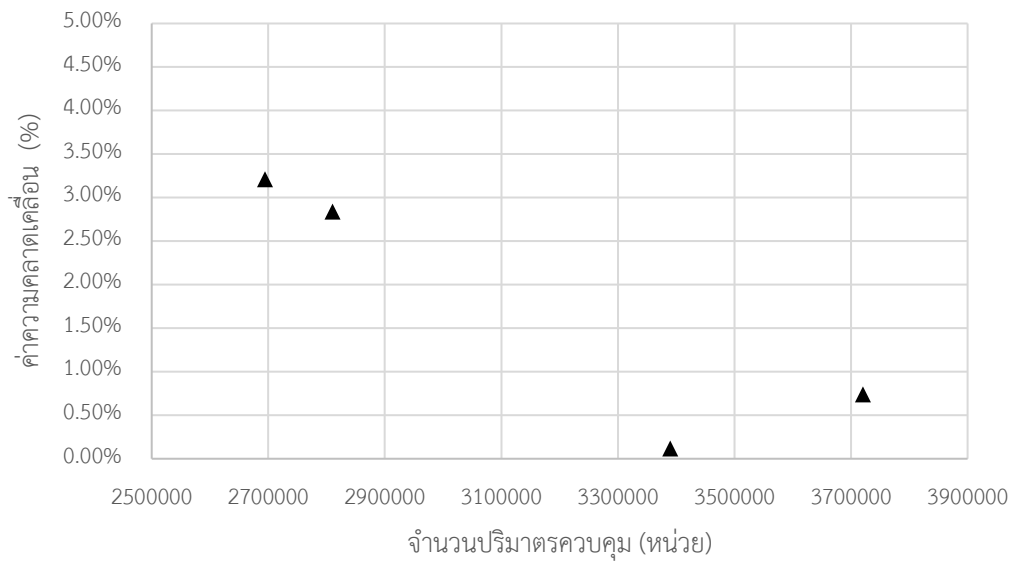
รูปที่ 24 และ 25 แสดงการแบ่งโซนของปริมาตรควบคุมย่อย หมายเลข 1 คือโซนของก๊าซร้อนชั้นนอกซึ่งประพุดิตัวเป็นของไหล หมายเลข 2 คือโซนของก๊าซร้อนชั้นในซึ่งประพุดิตัวเป็นของไหล หมายเลข 3 คือโซนของท่อติดครีบซึ่งประพุดิตัวเป็นของแข็ง จากรูปจะสังเกตเห็นว่ามีรอยต่อเชื่อมระหว่างโซนก๊าซร้อนชั้นนอก - ชั้นนอก โซนก๊าซร้อนชั้นนอก - ชั้นใน และโซนก๊าซร้อนชั้นใน - ท่อติดครีบ ทั้งนี้การแบ่งชั้นในลักษณะนี้มีจุดประสงค์เพื่อลดปริมาณจำนวนปริมาตรควบคุมย่อยที่ใช้ในการคำนวณที่ส่งผลต่อเวลาในการประมวลผลและต้นทุนการคำนวณ



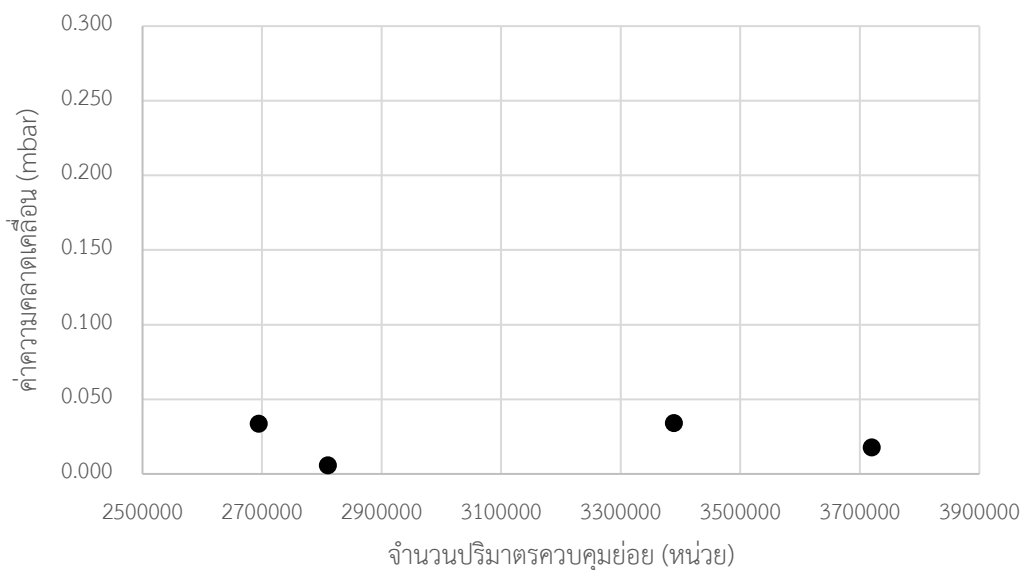
รูปที่ 24 โซนของปริมาตรควบคุมย่อย



รูปที่ 25 โซนของปริมาตรควบคุมย่อย แบบภาคตัดขวาง



รูปที่ 26 กราฟแสดงผลของความละเอียดของปริมาตรควบคุมต่อการเปลี่ยนแปลงของค่าสเกลสัณนิมเบอร์



รูปที่ 27 กราฟแสดงผลของความละเอียดของปริมาตรควบคุมต่อการเปลี่ยนแปลงของค่าความดันลด

รูปที่ 26 แสดงการเพิ่มจำนวนปริมาตรควบคุมย่อยทำให้ค่าความคลาดเคลื่อนของค่าสเกลสัณนิมเบอร์ลดลง จนกระทั่งที่จำนวนปริมาตรควบคุมย่อย 3.39 ล้านหน่วย ให้ค่าความคลาดเคลื่อนต่ำที่สุด อย่างไรก็ตามการเพิ่มจำนวนของปริมาตรควบคุมย่อยให้เพิ่มขึ้นกว่า 3.39 ล้านหน่วยส่งผลทำให้ค่าความคลาดเคลื่อนมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น ในขณะที่รูปที่ 27 แสดงถึงการเพิ่มจำนวนปริมาตรควบคุมย่อยส่งผลต่อค่าความคลาดเคลื่อนของความดันลดอยู่ในช่วง 0.006 - 0.03mm ซึ่งมี

ค่าน้อยมากและแสดงถึงการไม่เปลี่ยนแปลงอย่างไม่มีนัยสำคัญในเชิงวิศวกรรม โดยเมื่อวิเคราะห์ขนาดของแต่ละโซนของปริมาตรควบคุมโดยละเอียดสามารถแสดงได้ดังตารางที่ 11

ตารางที่ 11 ผลของการปรับขนาดปริมาตรควบคุมย่อยบริเวณต่างๆ ต่อตัวแปรตาม

ชุดปริมาตรควบคุม		ชุดที่ 1	ชุดที่ 2	ชุดที่ 3	ชุดที่ 4	ชุดที่ 5	ชุดที่ 6	ชุดที่ 7
ขนาดปริมาตรควบคุมย่อย (mm)	ก๊าซร้อนชั้นนอก ($\times 10^{-4}$)	6.5	8.0	9.0	8.0	8.0	8.0	8.0
	ก๊าซร้อนชั้นใน ($\times 10^{-4}$)	5.5	5.5	5.5	4.5	6.5	7.5	5.5
	ท่อติดครีป ($\times 10^{-3}$)	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.0
จำนวนปริมาตรควบคุมย่อยรวม ($\times 10^6$)		N/A	3.39	2.81	4.19	3.39	3.03	5.14
จำนวนปริมาตรควบคุมย่อยที่จับคู่สำเร็จบริเวณรอยต่อ ($\times 10^3$)		N/A	65.3	61.4	33.7	42.1	50.8	28.5
Simulated Nu Number		N/A	97.0	96.9	92.7	96.7	97.1	N/A
Actual Nu Number ¹		97.1						
Simulated Pressure Drop (mbar)		N/A	0.89	0.93	0.96	0.89	0.66	N/A
Actual Pressure Drop ¹		0.89						
Simulation Error		ชุดที่ 1	ชุดที่ 2	ชุดที่ 3	ชุดที่ 4	ชุดที่ 5	ชุดที่ 6	ชุดที่ 7
Floating Result		Yes	-	-	-	-	-	Yes
Temperature limit in node		-	-	-	Yes	-	-	-
Artificial wall		-	-	Yes	-	-	Yes	-

¹ค่าจากสหสัมพันธ์

จากตารางที่ 11 แสดงผลของขนาดปริมาตรควบคุมในแต่ละโซน ที่ส่งผลต่อการจับคู่กัน ปริมาตรควบคุมย่อยบริเวณรอยต่อแต่ละชั้น (Mesh Matching) ซึ่งส่งผลต่อค่านัสเซลส์นัมเบอร์และความดันลดที่แตกต่างกัน โดยปริมาตรควบคุมที่มีการจับคู่ปริมาตรควบคุมย่อยได้น้อยจะเกิดการลู่ออกของ Residual (Floating result) ความผิดปกติของอุณหภูมิของก๊าซร้อน (Temperature limit in node) และการไหลย้อนกลับของก๊าซร้อน (Artificial wall) ทั้งนี้ เมื่อพิจารณาในโซนก๊าซร้อนชั้นนอก พบว่าขนาดปริมาตรควบคุมย่อยเท่ากับ 6.5×10^{-4} mm เกิดการลู่ออกของผลลัพธ์ และที่ขนาด

9.0×10^{-4} mm เกิดการไหลย้อนกลับ ทำให้ค่าความดันลดไม่แม่นยำ ดังนั้น ขนาดของปริมาตรควบคุมย่อยที่เหมาะสมบริเวณก๊าซร้อนชั้นนอกคือ 8.0×10^{-4} mm

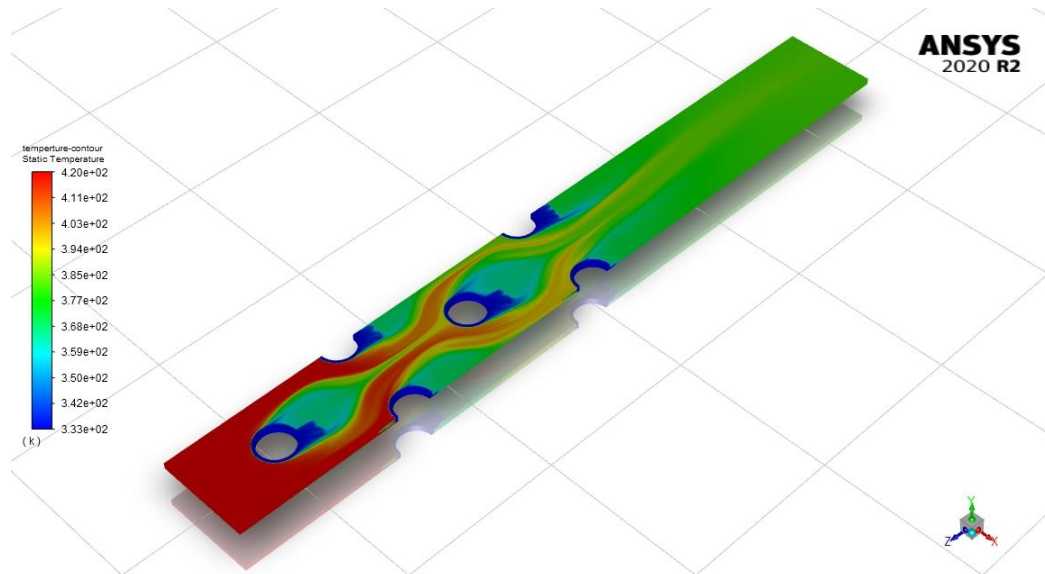
ในทำนองเดียวกับการปรับขนาดของบริเวณโซนก๊าซร้อนชั้นนอกจาก เมื่อพิจารณาชุดข้อมูล ที่ 4 – 6 พบว่าทิศทางของผลลัพธ์จากการปรับขนาดของก๊าซร้อนชั้นในนั้นไม่แน่นอน การพิจารณาเฉพาะโซนก๊าซร้อนชั้นนอกพบว่า ขนาดของปริมาตรควบคุมเท่ากับ 4.5×10^{-4} mm เกิดความผิดปกติของอุณหภูมิ ซึ่งเป็นผลให้ค่าไนโตรเจนสัมบูรณ์ไม่แม่นยำ และที่ขนาด 6.5×10^{-3} mm พบว่าเกิดการไหลย้อนกลับ จึงเป็นผลให้ค่าความดันลดไม่แม่นยำดังแสดงในชุดข้อมูลที่ 6 ดังนั้นขนาดของปริมาตรควบคุมย่อยของก๊าซร้อนชั้นในคือ 5.5×10^{-3} mm เนื่องจากทั้งสองขนาดนี้สามารถทำให้แบบจำลองเสถียรและได้ค่าผลลัพธ์ที่แม่นยำ

ทั้งนี้ เมื่อเปรียบเทียบข้อมูลที่ 2 และ 7 ที่แสดงถึงผลของขนาดปริมาตรควบคุมย่อยของท่อติดครีปซึ่งเป็นประพจน์ตัวเป็นของแข็ง พบว่า ขนาดปริมาตรควบคุมเท่า 1.1×10^{-3} mm มีความเหมาะสมต่อแบบจำลอง เนื่องจากทำให้แบบจำลองเสถียรและได้ค่าผลลัพธ์ที่แม่นยำ

ตารางที่ 11 สามารถสรุปได้ว่าผลที่ได้จากการคำนวณของแบบจำลองที่ได้นั้น ไม่ได้ขึ้นอยู่กับขนาดของปริมาตรควบคุมย่อยของบริเวณใดบริเวณหนึ่งของปริมาตรควบคุม แต่ขึ้นอยู่กับขนาดของปริมาตรควบคุมย่อยทั้งสองบริเวณต้องสัมพันธ์กัน ซึ่งสังเกตได้จากจำนวนปริมาตรย่อยที่จับคู่สำเร็จที่มีจำนวนมาก จึงทำให้การดำเนินการของแบบจำลองเสถียรและให้ผลลัพธ์จากคำนวณที่แม่นยำ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงเลือกชุดขนาดปริมาตรย่อยดังแบบจำลองชุดที่ 2 ของตารางที่ 11 ในการสอบเทียบแบบจำลองต่อไป

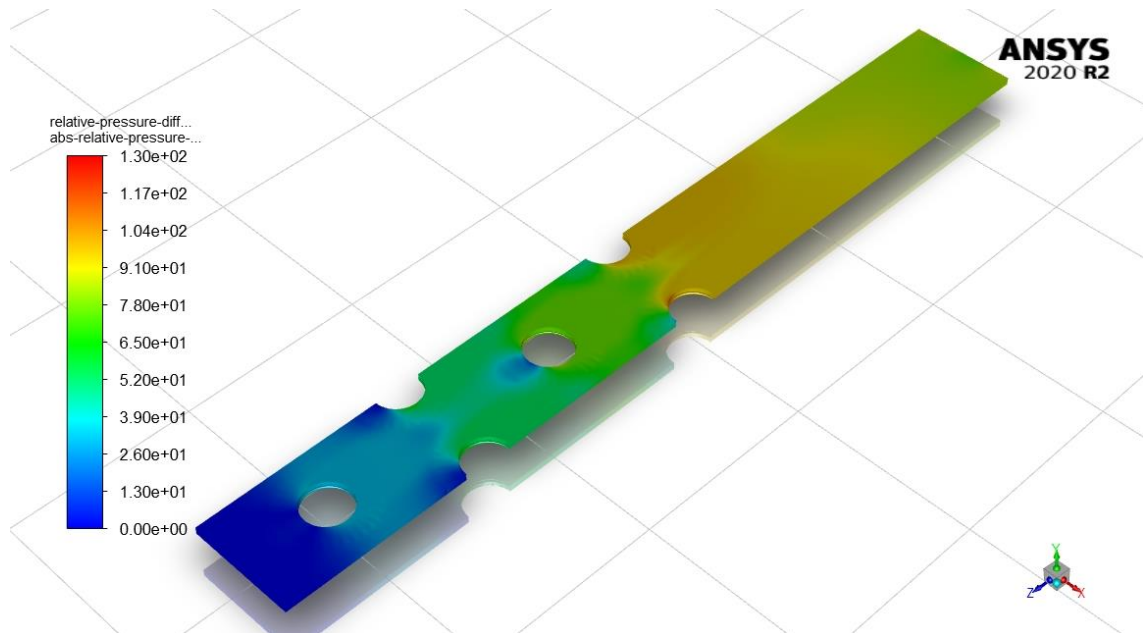
4.1.2. ผลการสอบเทียบแบบจำลองการไหล

4.1.2.1. รูปแบบการไหลภายในปริมาตรควบคุม



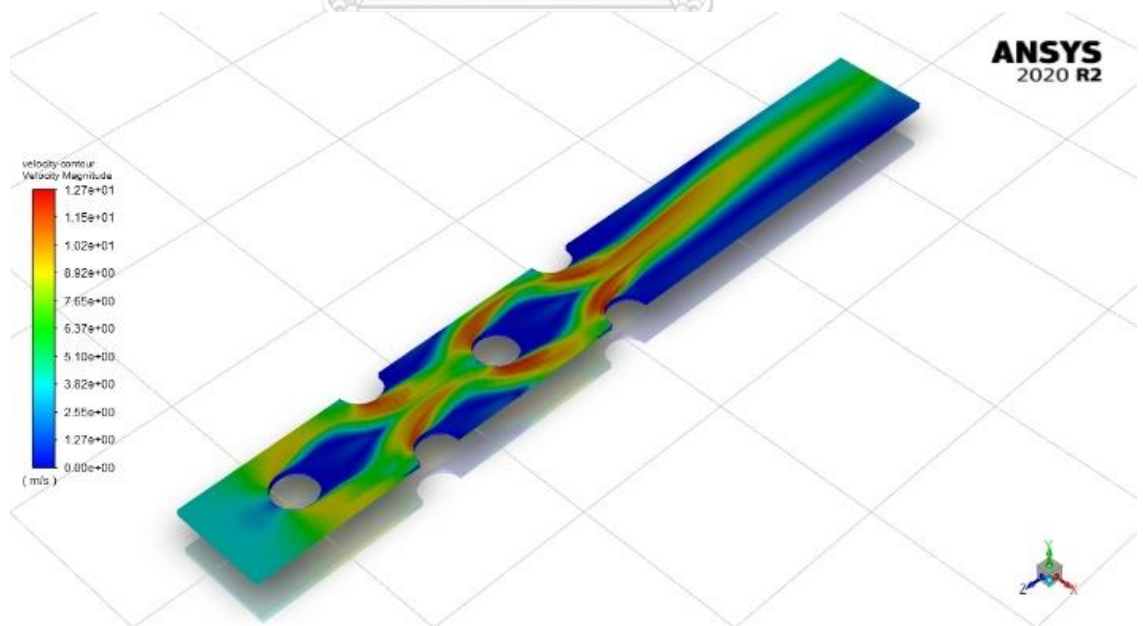
รูปที่ 28 แผนภาพคอนทัวร์อุณหภูมิของก๊าซร้อน

แผนภาพคอนทัวร์อุณหภูมิของก๊าซร้อนในรูปที่ 28 จะสังเกตเห็นว่าอุณหภูมิของก๊าซร้อนบริเวณเข้าเริ่มต้นมีอุณหภูมิที่เท่ากันที่ 420 K และเมื่อผ่านท่อที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า อุณหภูมิของแก๊สใกล้ท่อติดครีบจะลดลงต่ำกว่าก๊าซร้อนโดยรอบและจะยิ่งลดลงเมื่อก๊าซร้อนไหลผ่านท่อติดครีบในแต่ละชั้น เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจากก๊าซร้อนไปยังท่อติดครีบอย่างต่อเนื่อง โดยเมื่อก๊าซไหลออกจากแบบจำลองก๊าซร้อนจะมีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 377 K หรือลดลงเฉลี่ย 43 K

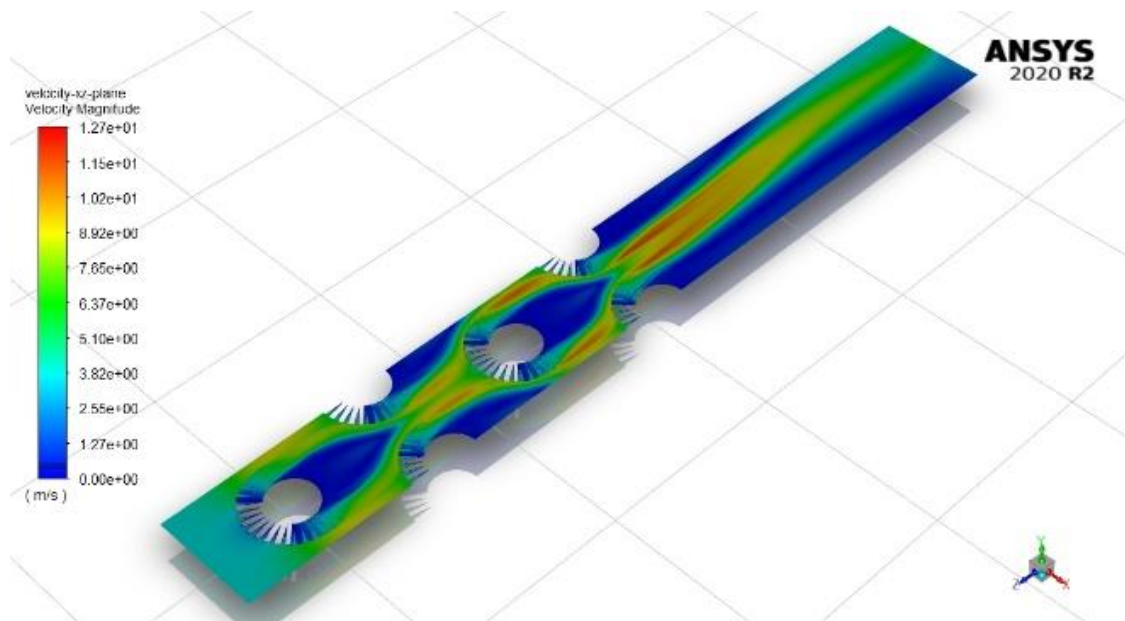


รูปที่ 29 แผนภาพคอนทัวร์ความดันของก๊าซร้อน

แผนภาพคอนทัวร์ความดันของก๊าซร้อนในรูปที่ 29 จะสังเกตเห็นได้ว่าความดันของก๊าซร้อนเข้ามีค่าเท่ากับ 101400 Pa โดยประมาณ และความดันของก๊าซร้อนจะลดลงเมื่อก๊าซร้อนไหลผ่านท่อตีตกริบ เนื่องจากเกิดแรงต้านทานการไหลจากผิวท่อมายังของไหล จนเกิดเป็น pressure gradient โดยที่ความดันของก๊าซร้อนขาออกมีค่าเท่ากับความดันบรรยากาศ หรือลดลงเฉลี่ย 100 Pa



(ก)

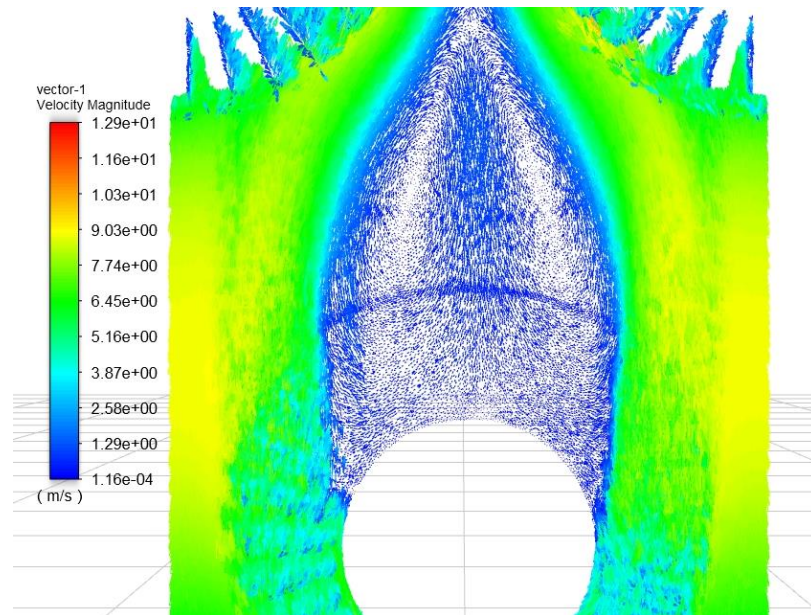


(ข)

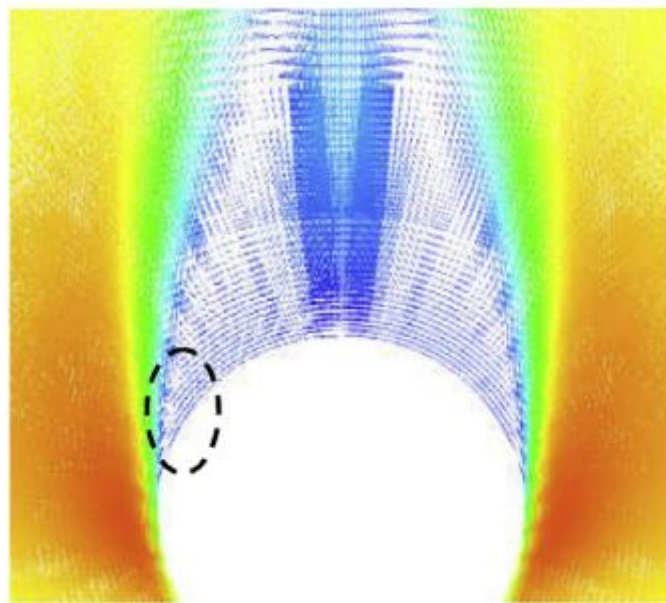
รูปที่ 30 แผนภาพคอนทัวร์ความเร็วของก้ำซร็อน

(ก) Overall plane (ข) Longitudinal section plane

แผนภาพคอนทัวร์ความเร็วของก้ำซร็อนในรูปที่ 30 จะสังเกตเห็นว่าการไหลของก้ำซร็อนไหลออกด้านข้างเมื่อปะทะกับท่อแถวที่ 1 ก้ำซร็อนจะไหลออกด้านข้างของท่อและถูกบังคับให้ไหลเข้าช่องว่างระหว่างท่อติดครีบกาวที่ 2 จากนั้นกระจายตัวออกเมื่อไหลผ่านช่องแคบ ความเร็วของก้ำซร็อนลดลงจากขาเข้าเมื่อเข้าใกล้ท่อติดครีบกาว จนกระทั่งความเร็วของก้ำซร็อนบริเวณผิวของครีบกาวจะมีค่าเป็น 0 m/s เนื่องจาก No slip condition อีกทั้งจะสังเกตเห็นบริเวณความเร็วต่ำบริเวณหลังท่อติดครีบกาว ซึ่งเรียกว่า Vortex มีกระแสไหลวน และจะสังเกตเห็นรอยแยกแถบสีเขียวและแถบสีฟ้าบ่งบอกการเกิด flow separation ซึ่งเกิดผลต่างของความดันและเป็นไปตามทฤษฎี ดังแสดงในรูปที่ 31 ซึ่งสอดคล้องกับผลการศึกษาของ Kumar (2017) ดังแสดงในรูปที่ 32



รูปที่ 31 แผนภาพเวกเตอร์ความเร็วก๊าซร้อนบริเวณหลังท่อติดครึ่ง

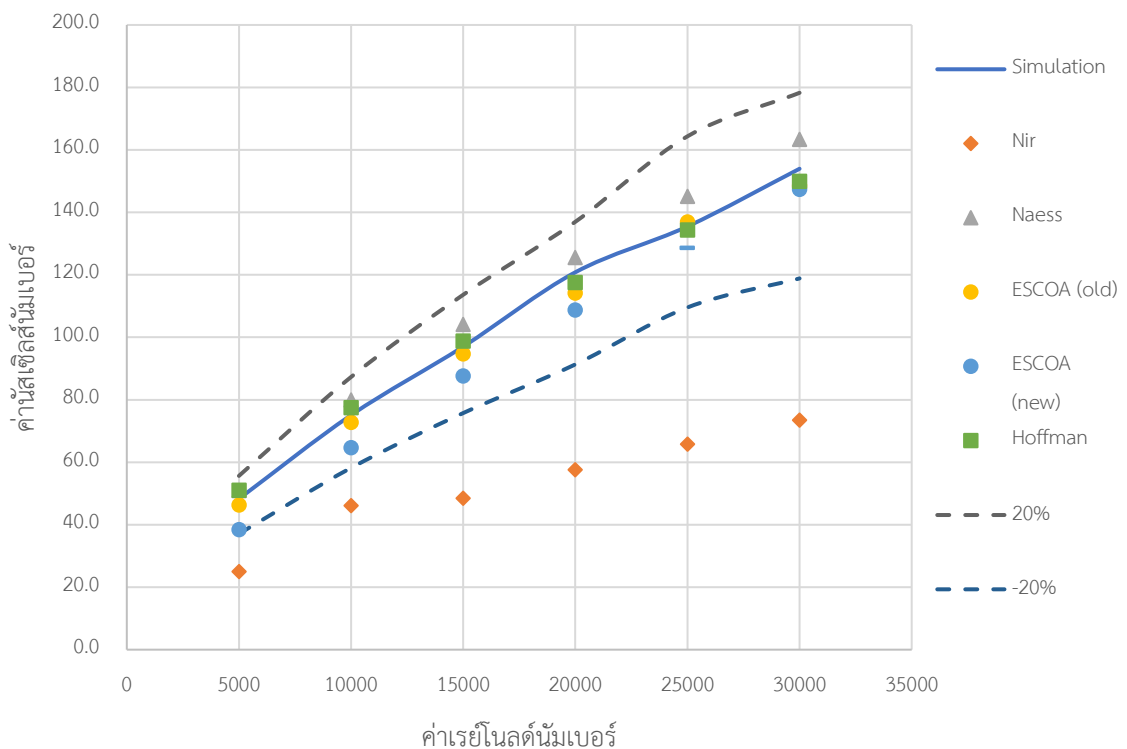


รูปที่ 32 แผนภาพเวกเตอร์ความเร็วก๊าซร้อนบริเวณหลังท่อติดครึ่ง (Kumar et al., 2017)

ทั้งนี้ รูปแบบการไหลของก๊าซร้อนดังแสดงในรูปที่ 28 29 และ 30 แสดงให้คอนทัวร์ของ อุณหภูมิ ความดัน และความเร็วของก๊าซร้อนซึ่งมีลักษณะการไหลที่เป็นไปตามทฤษฎีการไหลรวมถึงมี ผลการจำลองการไหลที่มีลักษณะสอดคล้องกับผลการศึกษาของ Ó Cléirigh และ Smith (2014)

4.1.2.2. ผลการเปรียบเทียบค่าดัชนีเซลส์นมเบอร์และค่าความดันลดตกคร่อมชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

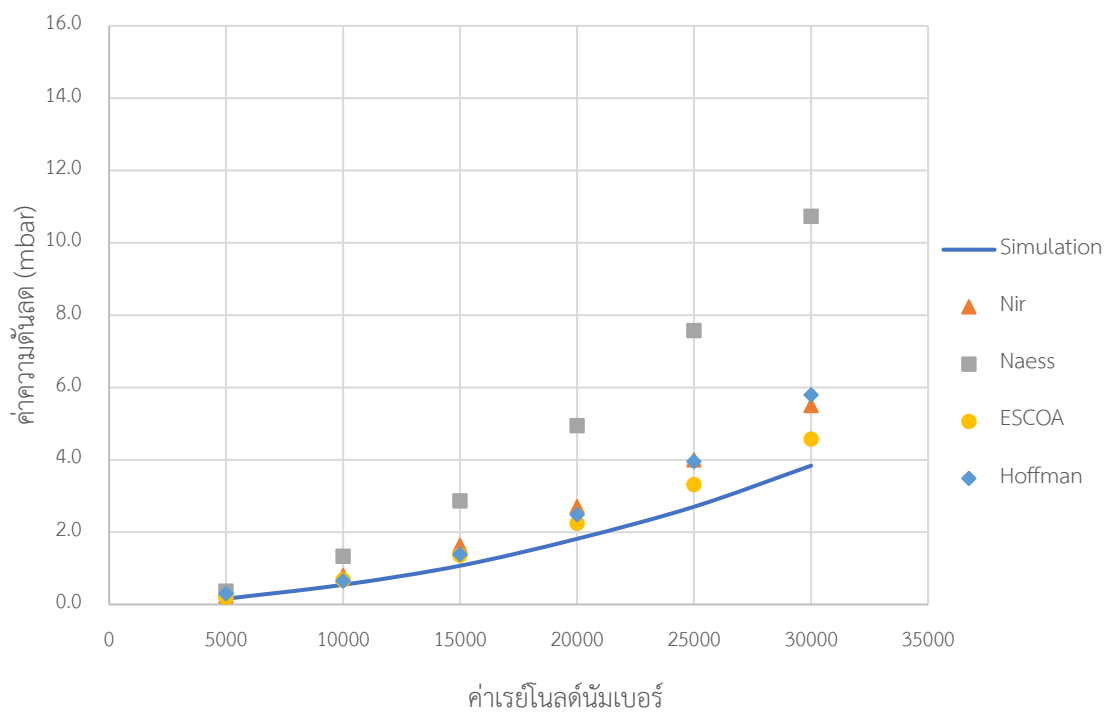
สำหรับการสอบเทียบแบบจำลองในเชิงการถ่ายเทความร้อนใช้หลักการการเปรียบเทียบค่าดัชนีเซลส์นมเบอร์ที่คำนวณได้จากสหสัมพันธ์ที่ได้กล่าวไว้ในบทที่ 2 กับค่าดัชนีเซลส์นมเบอร์ที่คำนวณจากผลลัพธ์ของแบบจำลอง จากรูปที่ 33 จะเห็นได้ว่าค่าดัชนีเซลส์นมเบอร์มีแนวโน้มใกล้เคียงค่าที่ได้จากการคำนวณจากสหสัมพันธ์ของ ESCOA(old) ESCOA(new) Hofmann และ Naess ซึ่งความคลาดเคลื่อนระหว่างแบบจำลองและสหสัมพันธ์ดังกล่าวอยู่ในช่วง +/- 20% ดังตารางที่ 12 ในกรณีที่ค่าดัชนีเซลส์นมเบอร์เปลี่ยนแปลงในช่วง 20% พบว่าอุณหภูมิของก๊าซร้อนเปลี่ยนแปลงอย่างไม่มีนัยสำคัญ ซึ่งหมายความว่าแบบจำลองนี้สามารถนำมาใช้ในการศึกษาได้ต่อไป สำหรับผลลัพธ์ของสหสัมพันธ์ Nir พบว่ามีความคลาดเคลื่อนกับแบบจำลองอยู่ประมาณ 50% ซึ่งมีแนวโน้มสอดคล้องกับผลการศึกษาของ Ó Cléirigh และ Smith (2014)



รูปที่ 33 ค่าดัชนีเซลส์นมเบอร์ที่คำนวณได้จากแบบจำลองและสหสัมพันธ์อ้างอิง

ตารางที่ 12 ค่าความคลาดเคลื่อนของค่าไนส์เซลส์นัมเบอร์ระหว่างแบบจำลองและสหสัมพันธ์ต่างๆ

Re	ค่าความคลาดเคลื่อนของค่าไนส์เซลส์นัมเบอร์				
	Nir	Naess	ESCOA(old)	ESCOA(new)	Hofmann
5000	48.1%	5.5%	4.0%	20.4%	5.7%
10000	38.5%	6.5%	3.1%	13.9%	3.2%
15000	50.0%	7.3%	2.4%	9.7%	1.9%
20000	52.3%	3.9%	5.5%	10.0%	2.7%
25000	51.4%	7.1%	1.1%	5.1%	0.8%
30000	52.3%	6.1%	3.5%	4.3%	2.6%



รูปที่ 34 ค่าความคลาดเคลื่อนที่คำนวณได้จากแบบจำลองและสหสัมพันธ์อ้างอิง

ตารางที่ 13 ค่าความคลาดเคลื่อนของความดันลดระหว่างแบบจำลองและสหสัมพันธ์ต่างๆ

Re	ค่าความคลาดเคลื่อนของความดันลดคร่อมชุดท่อ (mbar)			
	Nir	Næss	ESCOA	Hofmann
5000	0.08	0.21	0.04	0.14
10000	0.65	1.18	0.52	0.49
15000	1.48	2.71	1.20	1.22
20000	2.55	4.79	2.09	2.32
25000	3.84	7.41	3.16	3.80
30000	5.35	10.57	4.42	5.64

สำหรับการสอบเทียบแบบจำลองในเชิงความดันลดคร่อมชุดท่อ ทำโดยการเปรียบเทียบค่าความดันลดที่คำนวณได้จากสหสัมพันธ์ที่ได้กล่าวไว้ในบทที่ 2 กับค่าที่คำนวณจากแบบจำลอง จากรูปที่ 34 แสดงให้เห็นว่าค่าความดันลดจากแบบจำลองมีแนวโน้มเดียวกับสหสัมพันธ์อ้างอิง และมีค่าใกล้เคียงกับสหสัมพันธ์ Næss ESCOA และ Hofmann อยู่ในช่วง +/-5 mbar ดังตารางที่ 13 ซึ่งมีแนวโน้มสอดคล้องกับผลการศึกษาของ Ó Cléirigh และ Smith (2014) ค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง 5 mbar นั้นไม่ส่งผลกระทบต่ออุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรด ดังนั้นแบบจำลองนี้สามารถนำมาใช้ในการศึกษาต่อไปได้

จากผลการสอบเทียบแบบจำลองกับสหสัมพันธ์ต่างๆข้างต้น ทั้งค่าสเกลสันนิษฐานและค่าความดันลด สามารถสรุปได้ว่าแบบจำลองมีความแม่นยำในการคำนวณพลศาสตร์การไหลได้เพียงพอต่อการศึกษาผลของตัวแปรต้นต่อปรากฏการณ์การถ่ายเทความร้อน ความดันลด และอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดต่อไป

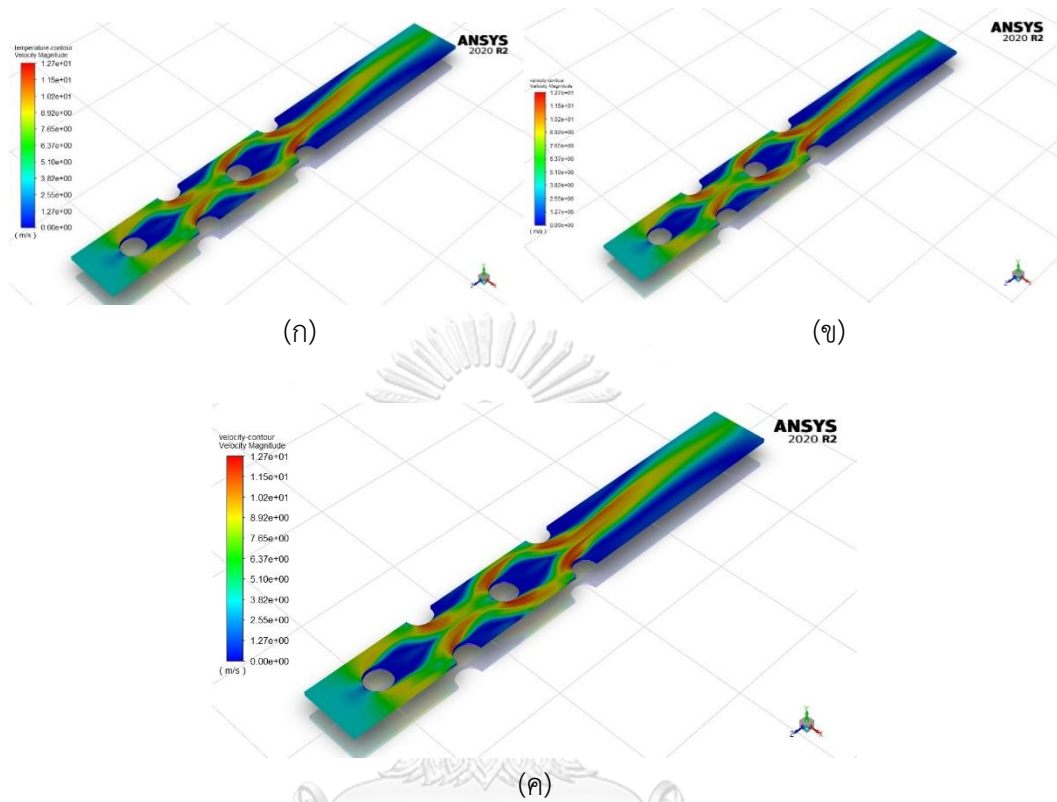
4.3 ผลการจำลองการไหล

4.3.1 ผลของอุณหภูมิผิวท่อด้านในต่ออุณหภูมิ ความดันลด และค่าสเกลสันนิษฐาน

4.3.1.1 ผลต่อความดันลด

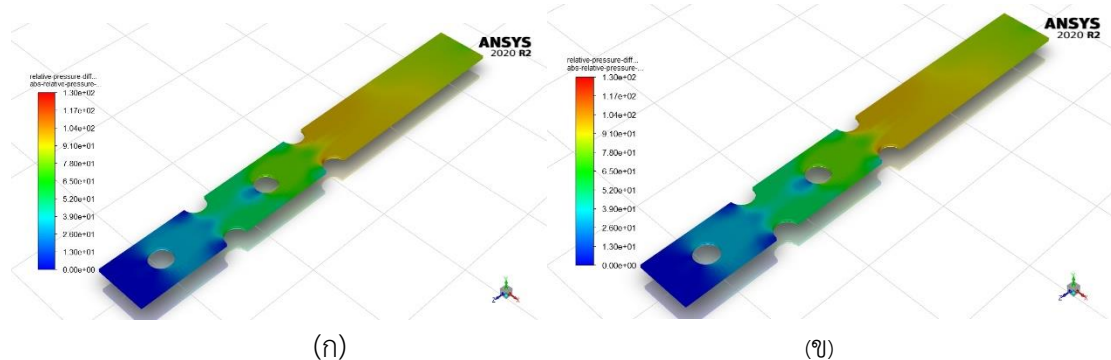
รูปที่ 35 ถึง 36 แสดงผลของอุณหภูมิผิวท่อด้านในที่ส่งผลต่อความเร็ว และความดันของก๊าซร้อนภายในปริมาตรควบคุมของแบบจำลองตามลำดับ โดยความเร็วก๊าซร้อนขาเข้าเท่ากับ 3.9 m/s ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm และระยะห่างในแนวยาว 100 mm อุณหภูมิผิวท่อด้านในมีค่าเท่ากับ 50 60 และ 70 °C โดยจากรูปที่ 35 และ 36 จะเห็นได้ว่ารูปแบบการไหลของก๊าซร้อนไม่มีการเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิของผิวท่อด้านในเนื่องจากช่วงอุณหภูมิของการเปลี่ยนแปลงดังกล่าว ไม่

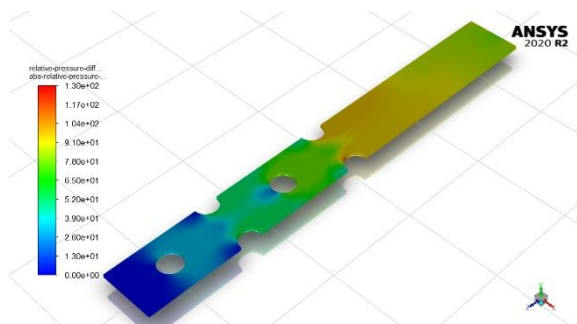
ส่งผลให้มีการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นของก๊าซร้อนอย่างมีนัยสำคัญ จึงทำให้รูปแบบการไหลมีรูปแบบเดียวกันทั้ง 3 กรณี ทั้งนี้ การวิเคราะห์ค่าความดันลดในแต่ละแถวท่อแสดงในตารางที่ 4.4



รูปที่ 35 แผนภาพคอนทัวร์ของความเร็วของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm ระยะห่างในแนวยาว 100 mm

(ก) อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 50°C (ข) อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C (ค) อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 70°C





(ค)

รูปที่ 36 แผนภาพคอนทัวร์ของความดันของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s

ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm ระยะห่างในแนวยาว 100 mm

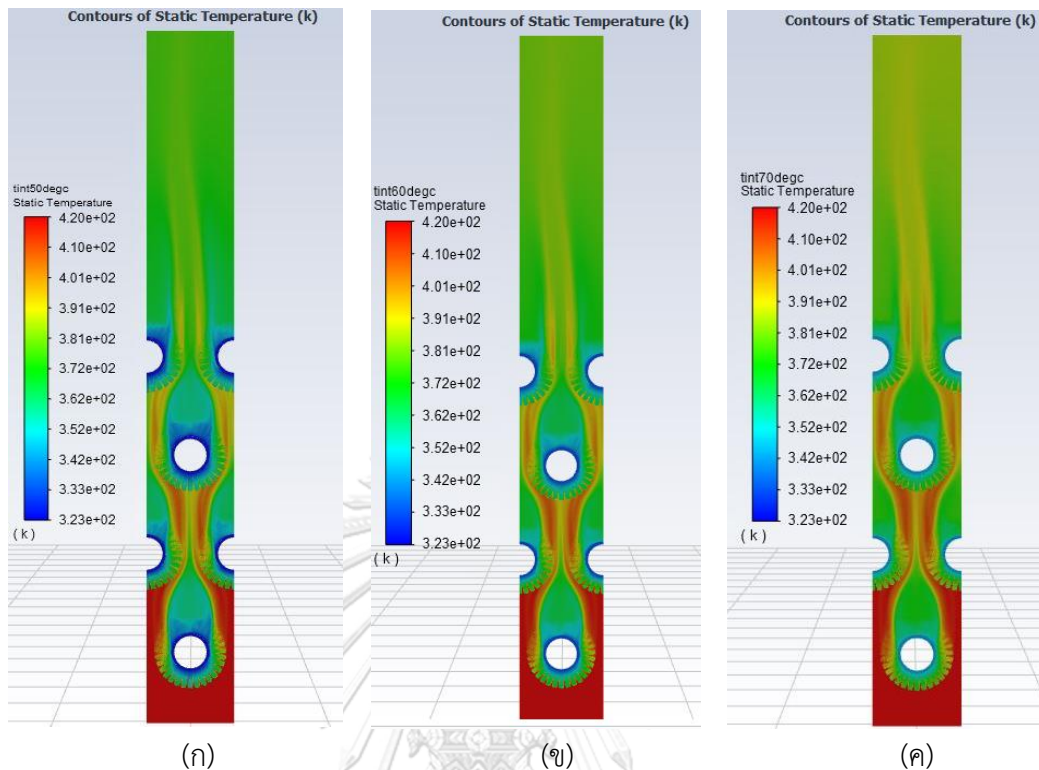
(ก) อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 50°C (ข) อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C (ค) อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 70°C

ตารางที่ 14 ผลของความดันลดตกคร่อม และความดันเฉลี่ยบริเวณครีบท่อของก๊าซร้อน

อุณหภูมิ ภายในท่อ	ความดันลด คร่อมชุดท่อ	ความดันก๊าซร้อนบริเวณครีบท่อ			
		แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4
°C	mbar	mbar	mbar	mbar	mbar
50	0.83	1013.86	1013.64	1013.43	1013.21
60	0.83	1013.86	1013.64	1013.43	1013.21
70	0.83	1013.86	1013.64	1013.43	1013.21

ตารางที่ 14 แสดงผลของอุณหภูมิผิวท่อด้านในท่อที่มีต่อความดันลดคร่อมชุดท่อรวม และ ความดันของก๊าซร้อนในแต่ละแถวของท่อ โดยผลการจำลองพบว่า การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิผิวท่อ ด้านในไม่ส่งผลต่อค่าความดันลดคร่อมชุดท่อ เนื่องจากในช่วงอุณหภูมิของก๊าซร้อนที่ศึกษาความหนาแน่นของก๊าซร้อนเปลี่ยนแปลงอย่างไม่มีนัยสำคัญ จากการคำนวณพบว่าความหนาแน่นเปลี่ยนแปลงไม่เกิน 15% อีกทั้งไม่มีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของก๊าซร้อน ลักษณะการจัดเรียงของท่อ และจำนวนท่อภายในขอบเขตที่ศึกษามีเพียง 4 แถว ซึ่งส่งผลต่อความดันลดของก๊าซร้อนอย่างไม่มีนัยสำคัญ จากนั้นนำความดันของก๊าซร้อนแต่ละแถวไปคำนวณหาค่าอุณหภูมิก่อนตัวของไอกรด แสดงให้เห็นว่าความดันมีค่าเท่ากันซึ่งจะส่งผลให้อุณหภูมิก่อนตัวของไอกรดเท่ากัน

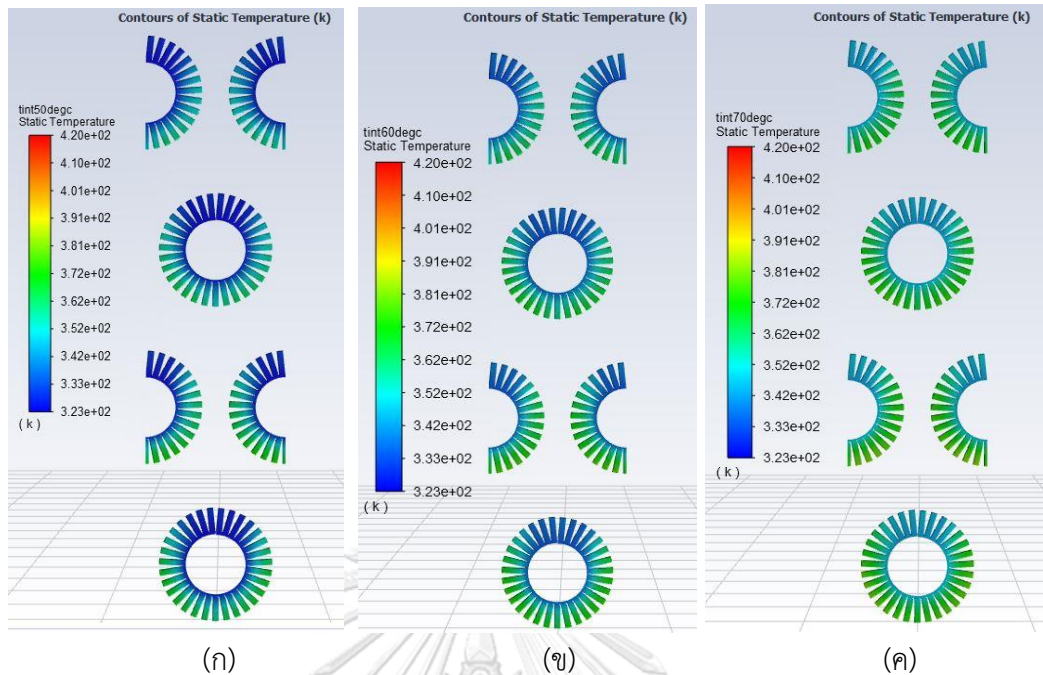
4.3.1.2 ผลต่ออุณหภูมิ



รูปที่ 37 แผนภาพคอนทัวร์ของอุณหภูมิของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s การ
จัดเรียงของท่อ ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm ระยะห่างในแนวยาว 100 mm

(ก) อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 50°C (ข) อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C (ค) อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 70°C

รูปที่ 37 แสดงผลของอุณหภูมิผิวท่อด้านในที่ส่งผลต่ออุณหภูมิของก๊าซร้อนที่ไหลผ่านชุด
แลกเปลี่ยนความร้อน โดยทั้งสามแบบจำลอง มีรูปแบบการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของก๊าซร้อนใน
ระบบคล้ายกัน คือ มีการลดลงของอุณหภูมิเมื่อผ่านผิวท่อ โดยที่อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 70°C จะมี
อุณหภูมิของก๊าซร้อนสูงสุด เนื่องจากผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึมต่ำที่สุด จึงเกิดการถ่ายเท
ความร้อนได้น้อย โดยสามารถสังเกตได้จากแถบสีของอุณหภูมิก๊าซร้อน จะสังเกตได้ว่าคอนทัวร์ของ
อุณหภูมิของก๊าซร้อนที่อุณหภูมิผิวท่อด้านในเท่ากับ 70°C มีแถบสีแดง ซึ่งบ่งบอกถึงบริเวณอุณหภูมิ
สูงที่ยาวกว่ารูป (ก) และ (ข) เนื่องจากที่อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 70°C มีอัตราถ่ายเทความร้อนต่ำที่สุดเมื่อ
เทียบกับ 2 กรณี ดังนั้นก๊าซร้อนจึงมีความร้อนเหลือในตัวสูง ทั้งนี้ เมื่อทำการวิเคราะห์อุณหภูมิที่ผิว
ครีบของแต่ละชั้นเพื่อศึกษาแนวโน้มการก่อกวนตัวของไอกรดจะสามารถแสดงได้ ดังรูปที่ 38



รูปที่ 38 แผนภาพคอนทัวร์ของอุณหภูมิของครีบบ ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s การจัดเรียงของท่อ ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm ระยะห่างในแนวยาว 100 mm

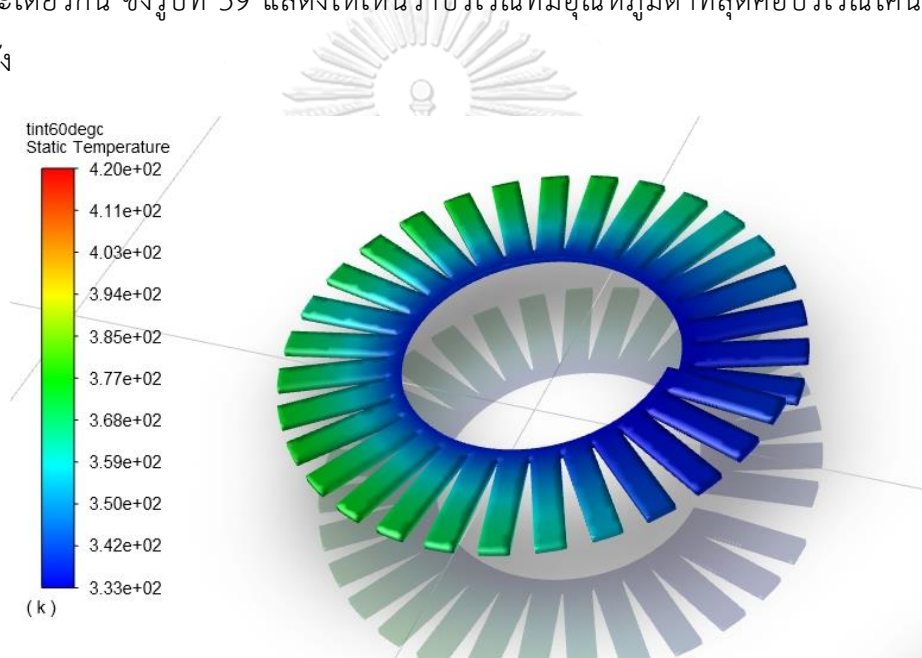
(ก) อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 50°C (ข) อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C (ค) อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 70°C

รูปที่ 4.15 แสดงให้อุณหภูมิของผิวครีบบ จะสังเกตได้ว่าอุณหภูมิของครีบบบริเวณด้านหน้าสูงกว่าด้านหลังทุกแถวและทุกกรณี เมื่อวิเคราะห์รูป (ก) (ข) และ (ค) พบว่าแถบสีบริเวณผิวของอุณหภูมิผิวด้านในที่ 70°C อ่อนกว่าอีก 2 กรณี ซึ่งบ่งบอกผิวนั้นอุณหภูมิสูงกว่ารูป (ก) และ (ข) เนื่องจากที่อุณหภูมิผิวด้านใน 70°C ทำให้เกิดผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึมต่ำที่สุด โดยเมื่อทำการวิเคราะห์ค่าเฉลี่ยและค่าอุณหภูมิต่ำสุดของผิวครีบบสามารถสรุปได้ดังตารางที่ 15

ตารางที่ 15 ผลของอุณหภูมิภายในท่อต่ออุณหภูมิผิวยานนอกท่อเฉลี่ยและอุณหภูมิผิวยานนอกท่อต่ำสุด

อุณหภูมิภายในท่อ	อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบบของท่อ				อุณหภูมิต่ำสุดของผิวครีบบ			
	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
50	72.3	73.1	68.7	66.3	50.4	50.6	50.3	50.3
60	79.9	80.7	76.7	74.6	60.5	60.6	60.4	60.4
70	87.6	88.3	84.8	82.9	70.3	70.5	70.2	70.3

ตารางที่ 15 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีปและอุณหภูมิที่ต่ำที่สุดของผิวครีป พบว่าอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีปเพิ่มขึ้นที่ท่อแถวที่ 2 และลดลงบริเวณท่อที่ 3 และ 4 ตามลำดับ ซึ่งเกิดจากการเรียงตัวของท่อแบบแถวสลับทำให้ความเร็วของก๊าซร้อนบริเวณช่องแคบสูงขึ้น ดังแสดงให้เห็นในรูปที่ 37 ส่งผลให้ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทบริเวณท่อแถวที่ 2 เพิ่มขึ้น และการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มลดลงสำหรับบริเวณท่อแถวที่ 3 และ 4 ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทลดลงตามลำดับ เนื่องจากความร้อนได้ถูกถ่ายเทไปยังท่อแถวที่ 1 และ 2 จนเป็นผลให้ความต่างระหว่างอุณหภูมิของก๊าซร้อนและผิวท่อด้านในบริเวณท่อแถวที่ 3 และ 4 ลดลง ในทำนองเดียวกันอุณหภูมิต่ำสุดของผิวครีปมีแนวโน้มลักษณะเดียวกัน ซึ่งรูปที่ 39 แสดงให้เห็นว่าบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำที่สุดคือบริเวณโคนของครีปด้านหลัง



รูปที่ 39 คอนทัวร์อุณหภูมิของผิวครีป

ตารางที่ 16 ผลต่างระหว่างอุณหภูมิก้นตัวของไอกรดกับอุณหภูมิเฉลี่ยและต่ำสุดของครีป

อุณหภูมิ ภายในท่อ	ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีป เทียบกับอุณหภูมิก้นตัวของไอกรด				ผลต่างอุณหภูมิต่ำสุดของผิวครีป เทียบกับอุณหภูมิก้นตัวของไอกรด			
	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
50	1.3	2.1	-2.2	-4.6	-20.3	-20.1	-20.4	-20.4
60	8.9	9.7	5.7	3.6	-10.2	-10.1	-10.3	-10.3
70	16.6	17.3	13.8	11.9	-0.4	-0.2	-0.5	-0.4

จากผลของความดันลดบริเวณท่อแถวต่าง ๆ สามารถคำนวณอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดได้เท่ากับ 70.7°C เมื่อเปรียบเทียบอุณหภูมิเฉลี่ยผิวครีบกับอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดดังแสดงในตารางที่ 16 พบว่าที่อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 50°C อุณหภูมิเฉลี่ยผิวครีบของท่อ 2 แถวด้านซ้ายมีค่าน้อยกว่าอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรด สำหรับที่อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C อุณหภูมิเฉลี่ยผิวครีบของทุกท่อสูงกว่าอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรด เช่นเดียวกับที่อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 70°C แต่อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาผลต่างระหว่างอุณหภูมิที่ต่ำที่สุดของผิวครีบกับอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรด พบว่าอุณหภูมิที่ต่ำที่สุดของผิวครีบทุกกรณีมีค่าน้อยกว่าอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรด มีเพียงกรณีที่อุณหภูมิผิวท่อด้านในที่ 70°C นั้นที่อุณหภูมิที่ต่ำที่สุดมีค่าใกล้เคียงที่สุด ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าการป้อนน้ำเข้าท่อแลกเปลี่ยนความร้อนลักษณะนี้ ควรที่จะป้อนน้ำเข้าด้วยอุณหภูมิขาเข้าที่สูงกว่าอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดเพื่อป้องกันการกัดกร่อนจากกรด

4.3.1.3 ผลต่อการถ่ายเทความร้อน

ตารางที่ 17 ผลของอุณหภูมิภายในท่อต่อการถ่ายเทความร้อน อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบ

อุณหภูมิ ภายในท่อ	ค่าสัมประสิทธิ์ นัมเบอร์	ปริมาณความร้อน				อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบ			
		แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4
°C	-	W	W	W	W	°C	°C	°C	°C
50	92.7	22.37	24.88	19.04	17.04	72.3	73.1	68.7	66.3
60	92.7	20.06	21.32	17.08	14.28	79.9	80.7	76.7	74.6
70	92.7	17.76	19.75	15.12	13.52	87.6	88.3	84.8	82.9

จากตารางที่ 17 สามารถสรุปได้ว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในท่อ ไม่ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์นัมเบอร์ เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์นัมเบอร์ขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของก๊าซและการจัดเรียงตัวของท่อ อีกทั้งเมื่อลดอุณหภูมิผิวท่อด้านใน พบว่าปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทของก๊าซร้อนเพิ่มขึ้น เมื่อลดอุณหภูมิผิวท่อด้านใน เนื่องจากผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึมเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งสอดคล้องตามทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน

นอกจากนี้ เมื่อพิจารณาปริมาณความร้อนและอุณหภูมิผิวครีบในแต่ละแถว พบว่าปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทและอุณหภูมิผิวครีบมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นที่แถวที่ 2 เนื่องจากการเรียงตัวของท่อแบบแถวสลับทำให้ความเร็วของก๊าซร้อนบริเวณช่องแคบสูงขึ้น ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนบริเวณ

แถวที่ 2 เพิ่มขึ้น และการถ่ายเทมีแนวโน้มลดลงสำหรับบริเวณท่อแถวที่ 3 และ 4 อัตราการถ่ายเทความร้อนลดลงตามลำดับ เนื่องจากผลต่างระหว่างอุณหภูมิของก๊าซร้อนและผิวท่อด้านในลดลง

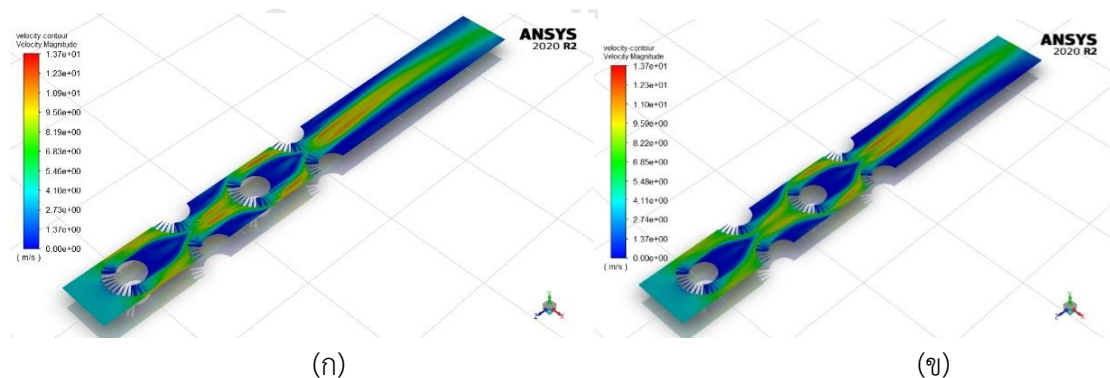
4.3.2 ผลของระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวขวางต่ออุณหภูมิบริเวณผิวครีบน้ำมันเซลีนัมเบอร์ และความดันลดคร่อมชุดท่อ

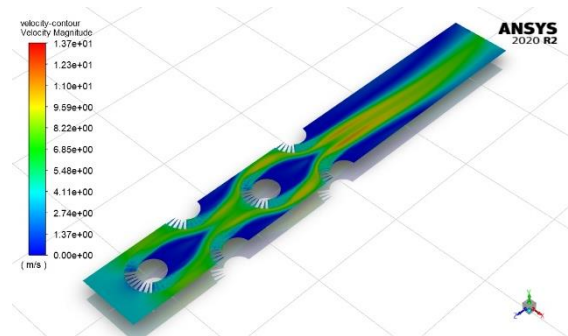
จากผลการศึกษาผลของอุณหภูมิผิวท่อด้านใน พบว่าอุณหภูมิผิวท่อด้านในไม่ส่งผลครีบน้ำมันเซลีนัมเบอร์และความดันลดของก๊าซร้อน ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงกำหนดอุณหภูมิผิวท่อด้านในเท่ากับ 60°C เป็นขอบเขตในการศึกษาผลของตัวแปรต้นต่อไป

4.3.2.1 ผลต่อความดันลด

รูปที่ 40 และ 41 แสดงภาพคอนทัวร์ผลของระยะห่างในแนวขวางต่อของความเร็ว และความดันของก๊าซร้อนภายในปริมาตรควบคุมของแบบจำลองตามลำดับ โดยความเร็วก๊าซร้อนขาเข้าเท่ากับ 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านในเท่ากับ 60°C และระยะห่างในแนวขวาง 100 mm จากรูปจะเห็นว่า การเพิ่มระยะห่างในแนวขวางจะส่งผลก๊าซมีพื้นที่หน้าตัดในการไหลรวม (Bulk flow) เพิ่มขึ้นส่งผลให้ความเร็วในการไหลผ่านท่อมีค่าลดลง ในขณะที่ค่าความดันมีการเปลี่ยนแปลงในลักษณะที่ใกล้เคียงกัน จากรูปที่ 41 จะเห็นได้อย่างชัดเจนว่า แถบสีในรูป (ก) พื้นที่บริเวณท้ายมีสีแดงเข้ม ซึ่งบ่งบอกว่ามีความดันต่างจากขาเข้ามาก โดยเมื่อวิเคราะห์หาค่าความดันลดและความดันก๊าซร้อนในแต่ละแถวจะสามารถแสดงได้ดังตารางที่ 18

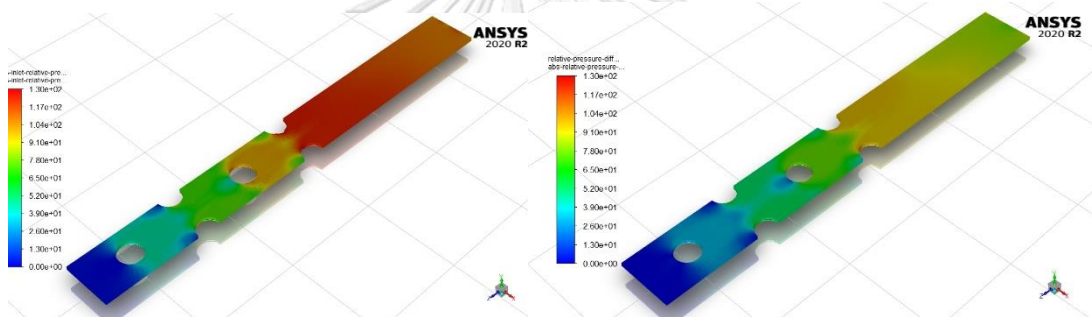
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย





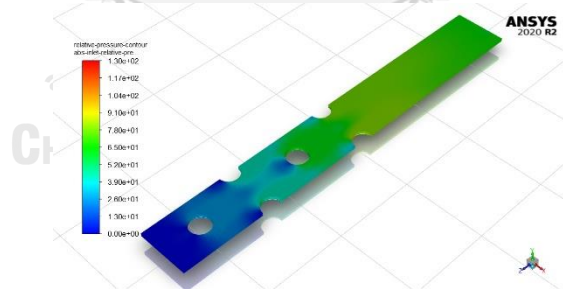
(ค)

รูปที่ 40 แผนภาพคอนทัวร์ความเร็วของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อ
ด้านใน 60°C การจัดเรียงของท่อ ระยะห่างในแนวยาว 100 mm
(ก) ระยะห่างตามขวาง 80 mm (ข) ระยะห่างตามขวาง 89 mm (ค) ระยะห่างตามขวาง 98 mm



(ก)

(ข)



(ค)

รูปที่ 41 แผนภาพคอนทัวร์ความดันของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อ
ด้านใน 60°C การจัดเรียงของท่อ ระยะห่างในแนวยาว 100 mm
(ก) ระยะห่างตามขวาง 80 mm (ข) ระยะห่างตามขวาง 89 mm (ค) ระยะห่างตามขวาง 98 mm

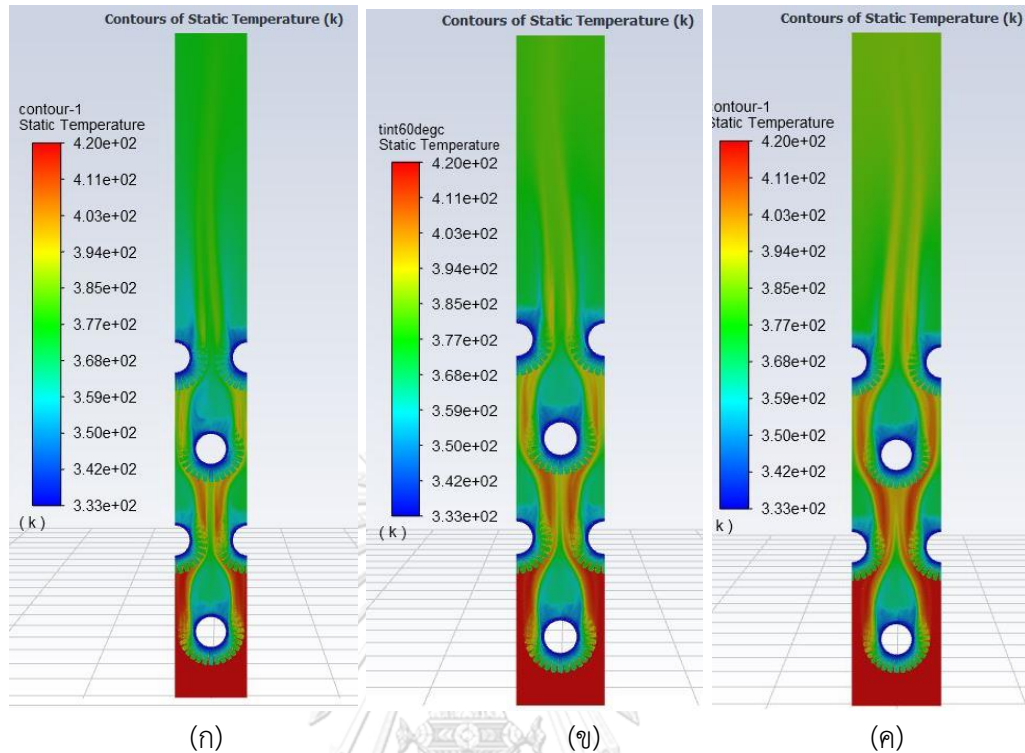
ตารางที่ 18 ผลของความดันลดตกคร่อม และความดันเฉลี่ยบริเวณครีบท่อของก๊าซร้อน

ระยะห่าง ของท่อ	ความดันลด คร่อมชุดท่อ	ความดันก๊าซร้อนบริเวณครีบท่อ			
		แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4
mm	mbar	mbar	mbar	mbar	mbar
80	1.09	1014.04	1013.76	1013.48	1013.23
89	0.83	1013.86	1013.64	1013.43	1013.21
98	0.65	1013.71	1013.54	1013.37	1013.19

ตารางที่ 18 แสดงให้เห็นว่าระยะห่างของท่อในแนวขวางส่งผลต่อความดันลดคร่อมชุดท่อ โดยการลดระยะห่างของท่อส่งผลให้ความดันลดคร่อมท่อมีค่าสูงขึ้น เนื่องจากพลั๊กซ์เชิงมวลของก๊าซร้อนสูงขึ้นและมีความเร็วในการไหลสูงขึ้น ส่งผลให้เกิดแรงต้านทานการไหลต่อปริมาตรสูงขึ้นและทำให้ความดันลดสูงขึ้น โดยการเปลี่ยนแปลงในลักษณะนี้สอดคล้องกับผลการศึกษาของ Souza et al. (2020) และ Widodo (2016)

นอกจากนี้ เมื่อเปรียบเทียบค่าความดันของก๊าซร้อนบริเวณครีบท่อในแต่ละแถวพบว่า ความดันของก๊าซร้อนมีค่าเปลี่ยนแปลงตามระยะห่างของท่ออย่างไม่มีนัยสำคัญ จึงส่งผลให้อุณหภูมิการกลั่นตัวของไอกรดมีค่าแตกต่างกันอย่างไม่มีนัยสำคัญ

4.3.2.2 ผลต่ออุณหภูมิ

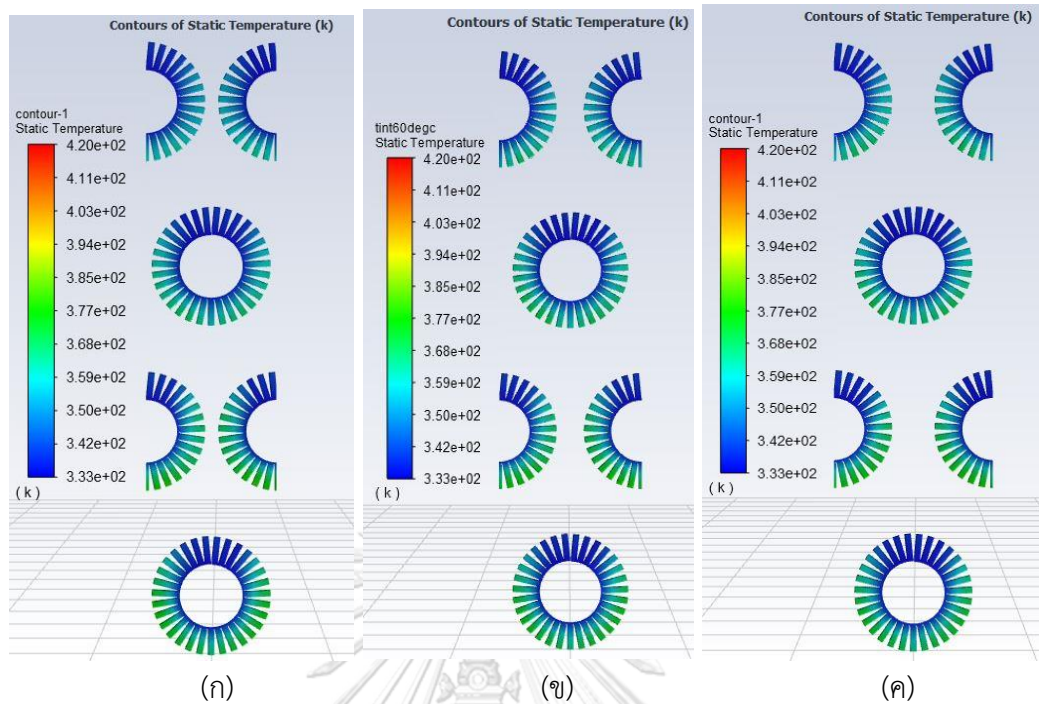


รูปที่ 42 แผนภาพคอนทัวร์อุณหภูมิของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s

ระยะห่างในแนวยาว 100 mm

(ก) ระยะห่างตามขวาง 80 (ข) ระยะห่างตามขวาง 89 mm (ค) ระยะห่างตามขวาง 98 mm

รูปที่ 42 แสดงให้เห็นการกระจายตัวของอุณหภูมิของก๊าซร้อน ซึ่งลักษณะการกระจายตัวนั้นคล้ายกัน เมื่อพิจารณาแถบสีของคอนทัวร์ พบว่าเมื่อเพิ่มระยะห่างในแนวยาวทำให้อุณหภูมิของก๊าซร้อนบริเวณท่อแถวที่ 3 และ 4 สูงขึ้น แสดงถึงการถ่ายเทความร้อนได้น้อยลง เนื่องจากการเพิ่มระยะห่างในแนวยาวเป็นการลดความเร็วในการไหล ทำให้การถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง



รูปที่ 43 แผนภาพคอนทัวร์อุณหภูมิของครีบ ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s

อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวยาว 100 mm

(ก) ระยะห่างตามขวาง 80 mm (ข) ระยะห่างตามขวาง 89 mm (ค) ระยะห่างตามขวาง 98 mm

นอกจากนี้ เมื่อพิจารณาอุณหภูมิของครีบดังแสดงรูปที่ 43 พบว่า อุณหภูมิบริเวณผิวครีบมีแนวโน้มเช่นเดียวกันหัวข้อ 4.3.1.2 อุณหภูมิผิวครีบบริเวณด้านหน้าสูงกว่าผิวครีบบริเวณด้านหลัง เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนมีการไหลและมีความปั่นป่วนที่มากกว่าบริเวณด้านหน้าส่งผลให้มีการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่า โดยเมื่อทำการวิเคราะห์อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบและอุณหภูมิต่ำสุดของแต่ละกรณีแสดงได้ดังตารางที่ 19 โดยพบว่า การเพิ่มระยะห่างของท่อตามแนวขวางส่งผลให้อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบท่อแถวที่ 1 และแถวที่ 2 มีค่าลดลง เกิดจากการถ่ายเทความร้อนที่น้อยลงซึ่งเป็นผลจากความเร็วในการไหลของก๊าซร้อนมีค่าลดลงและมีความปั่นป่วนลดลง ในขณะที่อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบแถวที่ 3 และแถวที่ 4 จะมีค่าเพิ่มขึ้นตามระยะห่างของท่อ เนื่องจากที่ระยะห่างของท่อตามแนวขวาง 80 mm มีการถ่ายเทความร้อนที่บริเวณท่อแถวที่ 1 และ 2 มาก จึงเป็นผลให้ปริมาณพลังงานที่เหลืออยู่ในก๊าซร้อนมีปริมาณมาก ซึ่งสามารถสังเกตได้จากคอนทัวร์อุณหภูมิของก๊าซร้อนในรูปที่ 42 พบว่าแถบสีแดง รูป (ก) ว่ามีแถบสีแดงน้อยกว่า รูป (ข) และ (ค)

ตารางที่ 19 อุณหภูมิผิวท่อเฉลี่ยและอุณหภูมิผิวท่อต่ำสุดของผิวครีบ

ระยะห่าง ของท่อ	อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบ				อุณหภูมิต่ำสุดของผิวครีบ			
	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4
mm	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
80	81.4	81.0	76.2	73.8	60.5	60.7	60.6	60.4
89	79.9	80.7	76.8	74.7	60.5	60.6	60.4	60.4
98	79.3	80.1	76.3	74.2	60.4	60.5	60.4	60.5

ตารางที่ 20 ผลต่างระหว่างอุณหภูมิกลิ้นตัวของไอกรดกับอุณหภูมิเฉลี่ยและต่ำสุดของครีบ

ระยะห่างของ ท่อ	ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบกับ อุณหภูมิกลิ้นตัวของไอกรด				ผลต่างอุณหภูมิต่ำสุดของผิวครีบกับ อุณหภูมิกลิ้นตัวของไอกรด			
	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4
mm	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
80	10.7	10.3	5.5	3.1	-10.2	-10.0	-10.1	-10.3
89	9.2	10.0	6.1	4.0	-10.2	-10.1	-10.3	-10.3
98	8.6	9.4	5.6	3.5	-10.3	-10.2	-10.3	-10.2

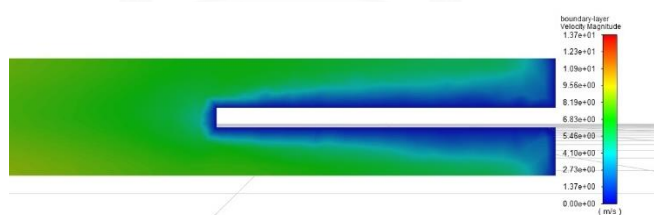
ทั้งนี้ เมื่อนำค่าความดันของก๊าซร้อนในแต่ละแถวไปคำนวณอุณหภูมิกลิ้นตัวของไอกรด ซึ่งมีค่าเท่ากับ 70.7°C พบว่าผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบกับอุณหภูมิกลิ้นตัวของไอกรด มีแนวโน้มลดลงตามลำดับของท่อ ซึ่งสอดคล้องกับแนวโน้มของอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบ แต่อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาผลต่างระหว่างอุณหภูมิต่ำสุดของผิวครีบกับอุณหภูมิกลิ้นตัวของไอกรดพบว่าอุณหภูมิต่ำสุดนั้นแตกต่างจากอุณหภูมิผิวท่อด้านในอย่างไม่มีนัยสำคัญ ซึ่งจากตารางที่ 20 พบว่าทุกกรณีมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิกลิ้นตัวของไอกรดอยู่ 10°C

4.3.2.3 ผลต่อการถ่ายเทความร้อน

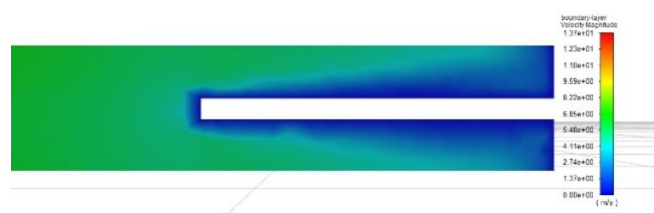
ตารางที่ 21 ผลของอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบ

ระยะห่าง ของท่อ	ค่าเรย์โนลด์ นัมเบอร์	ค่านัสเซิลต์ นัมเบอร์	ปริมาณความร้อน				อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบของท่อ			
			แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4
mm	-	-	W	W	W	W	°C	°C	°C	°C
80	13718	102.6	21.48	21.67	17.36	14.12	81.4	81.0	76.2	73.8
89	12925	92.7	20.06	21.32	17.08	14.28	79.9	80.7	76.8	74.7
98	12185	83.2	19.29	19.40	16.93	14.68	79.3	80.1	76.3	74.2

ตารางที่ 21 แสดงให้เห็นว่าระยะห่างของท่อในแนวขวางส่งผลต่อค่านัสเซิลต์นัมเบอร์ โดยการลดระยะห่างของท่อส่งผลให้ค่านัสเซิลต์นัมเบอร์มีแนวโน้มสูงขึ้น เนื่องจากฟลักซ์เชิงมวลของก๊าซร้อนและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มสูงขึ้น ซึ่งเป็นไปตามความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนและสอดคล้องกับผลการศึกษาของ Souza et al. (2020) และ Widodo และ Hanifah (2016) อีกทั้งการลดระยะห่างของท่อในแนวขวางส่งผลให้อุณหภูมิผิวครีบที่แถวท่อเดียวกันมีแนวโน้มสูงขึ้น เนื่องจากสามารถถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้น เมื่อพิจารณาอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบ พบว่าอุณหภูมิผิวครีบลดลง เนื่องจากการลดช่องว่างระหว่างท่อในแนวขวางทำให้อัตราการไหลเชิงมวลหรือฟลักซ์เชิงมวลเพิ่มขึ้น จึงเกิดปริมาณความร้อนถ่ายเทความร้อนมากขึ้น



รูปที่ 44 แผนภาพคอนทัวร์ความเร็วของก๊าซร้อนบริเวณครีบ ที่ระยะห่างตามขวาง 80mm



รูปที่ 45 แผนภาพคอนทัวร์ความเร็วของก๊าซร้อนบริเวณครีบ ที่ระยะห่างตามขวาง 98mm

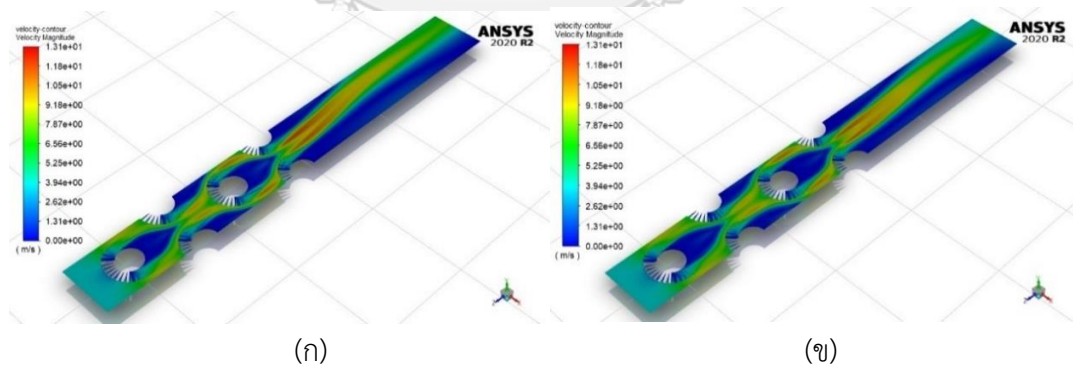
รูปที่ 44 และ 45 แสดงให้ความเร็วของก๊าซร้อนเมื่อก๊าซร้อนไหลผ่านครีบ จะเห็นได้อย่างชัดเจนว่าความเร็วของก๊าซร้อนบริเวณผิวครีบของการจัดเรียงท่อที่ระยะห่างตามขวาง 80 mm สูงกว่าที่ระยะห่างตามขวาง 98mm อีกทั้งยังสังเกตได้ว่าการลดระยะห่างตามขวาง ส่งผลให้ความหนาของ laminar boundary ลดลง ซึ่งสอดคล้องกับแนวโน้มของค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่เพิ่มขึ้นและทฤษฎี boundary layer ความหนาของ laminar boundary ที่ลดลงสนับสนุนให้เกิดการถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น

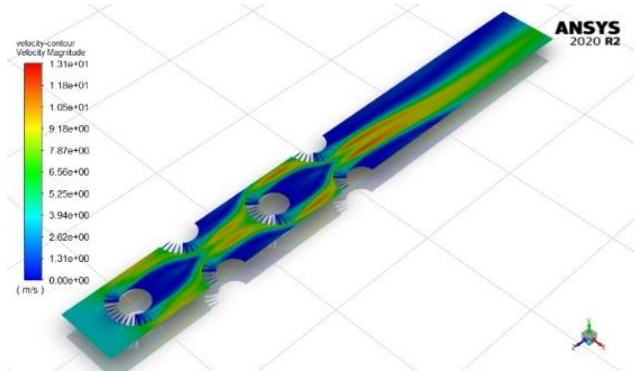
4.3.3 ผลของระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของท่อในแนวยาวต่ออุณหภูมิบริเวณผิวครีบ

ค่านัสเซลส์นัมเบอร์ และความดันลดคร่อมชุดท่อ

4.3.3.1 ผลต่อความดันลด

รูปที่ 46 และ 47 แสดงภาพคอนทัวร์ผลของระยะห่างในแนวยาวต่อของความเร็ว และความดันของก๊าซร้อนภายในปริมาตรควบคุมของแบบจำลองตามลำดับ โดยความเร็วก๊าซร้อนขาเข้าเท่ากับ 3.9m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านในเท่ากับ 60°C และระยะห่างในแนวขวาง 89mm จากรูปจะเห็นได้ว่าการเพิ่มระยะห่างในแนวยาวจะส่งผลก๊าซร้อนมีพื้นที่ในการไหลเพิ่มขึ้นส่งตามแนวยาว จึงส่งผลให้เกิด vortex บริเวณด้านหลังท่อกว้างขึ้น ในขณะที่ค่าความดันของก๊าซร้อนมีการเปลี่ยนแปลงในลักษณะที่ใกล้เคียงกัน โดยเมื่อวิเคราะห์ค่าความดันลดและความดันก๊าซร้อนในแต่ละแถวจะสามารถแสดงได้ดังตารางที่ 22



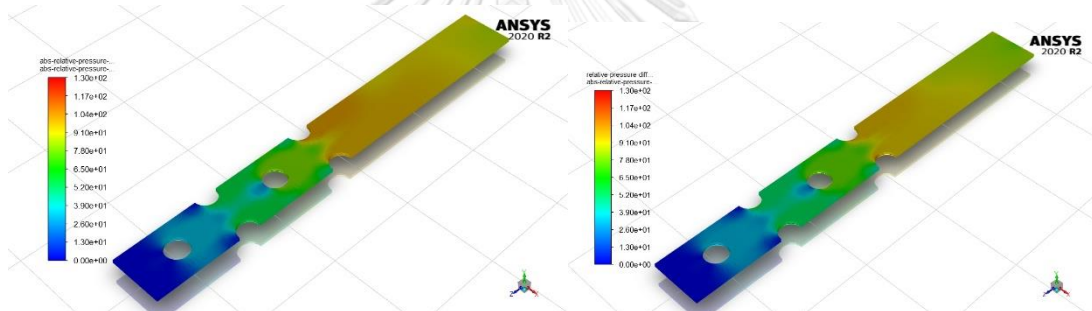


(ค)

รูปที่ 46 แผนภาพคอนทัวร์ของความเร็วของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s

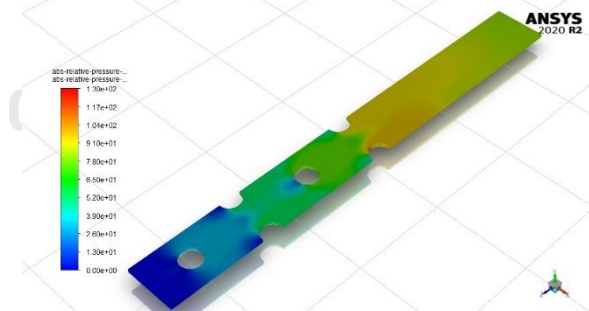
อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm

(ก) ระยะห่างตามยาว 90 mm (ข) ระยะห่างตามยาว 100 mm (ค) ระยะห่างตามยาว 110 mm



(ก)

(ข)



(ค)

รูปที่ 47 แผนภาพคอนทัวร์ของความดันของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s

อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวขวาง 89mm

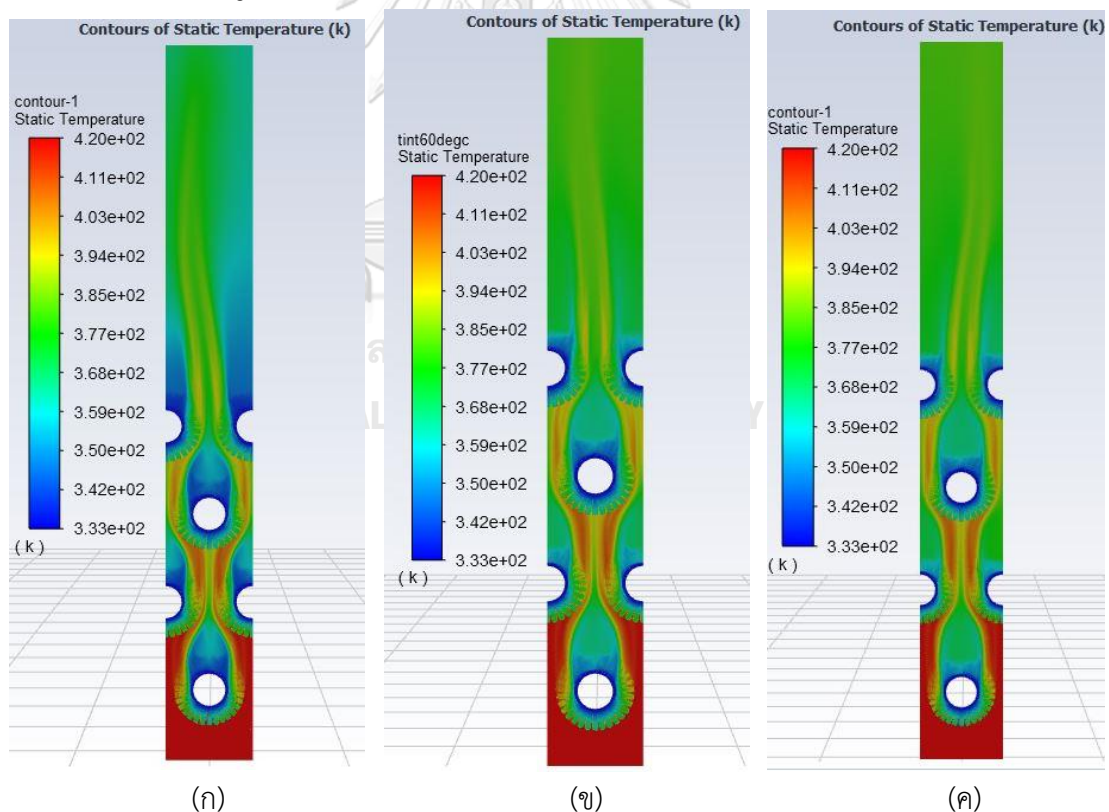
(ก) ระยะห่างตามยาว 90 mm (ข) ระยะห่างตามยาว 100 mm (ค) ระยะห่างตามยาว 110 mm

ตารางที่ 22 ผลของความดันลดตกคร่อม และความดันเฉลี่ยบริเวณคريبท่อของก๊าซร้อน

ระยะห่าง ของท่อ	ความดันลด คร่อมชุดท่อ	ความดันก๊าซร้อนบริเวณคريبของท่อ			
		แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4
mm	mbar	mbar	mbar	mbar	mbar
90	0.90	1013.93	1013.48	1013.47	1013.25
100	0.83	1013.87	1013.65	1013.43	1013.25
110	0.82	1013.86	1013.64	1013.42	1013.25

ตารางที่ 22 แสดงให้เห็นว่าระยะห่างของท่อตามยาวส่งผลต่อความดันลดคร่อมชุดท่อ โดยการเพิ่มระยะห่างของท่อตามยาวส่งผลให้ความดันลดคร่อมท่อลดลง เนื่องจากพื้นที่ตามแนวทแยงเพิ่มขึ้นและความเร็วของก๊าซร้อนบริเวณนั้นลดลง เป็นผลให้เกิดแรงต้านทานการไหลต่อปริมาตรลดลง ซึ่งสอดคล้องกับผลศึกษาของ Kiatpachai (2015)

4.3.3.2 ผลต่ออุณหภูมิ

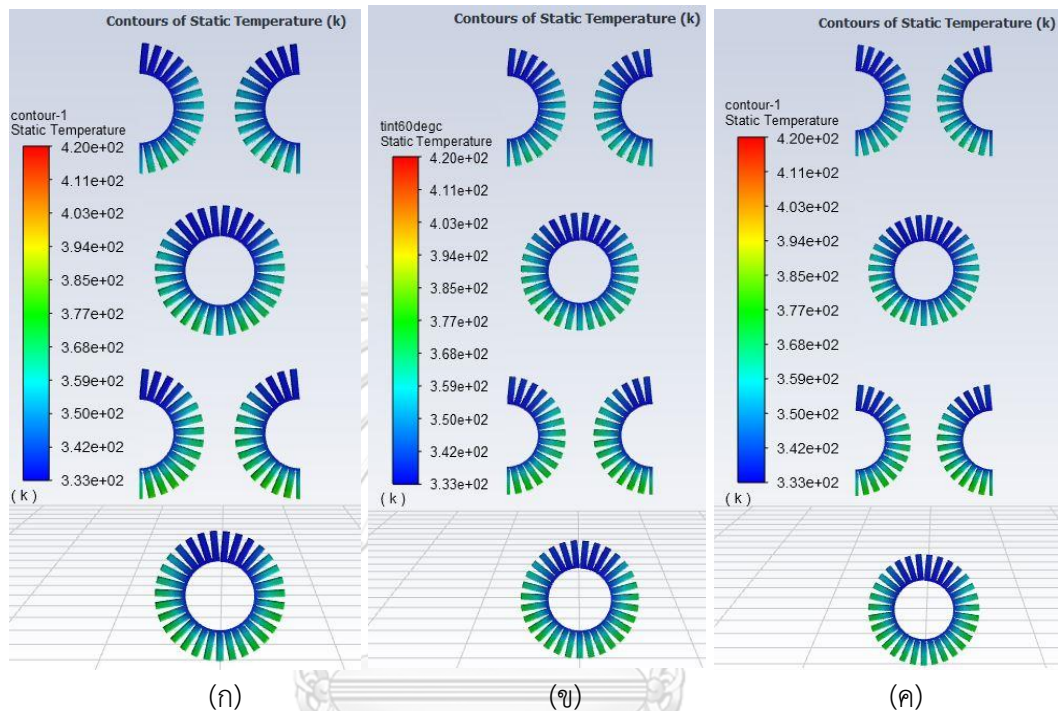


รูปที่ 48 แผนภาพคอนทัวร์อุณหภูมิของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s

อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวขวาง 89mm

(ก) ระยะห่างตามยาว 90 mm (ข) ระยะห่างตามยาว 100 mm (ค) ระยะห่างตามยาว 110mm

จากรูปที่ 48 แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มระยะห่างในแนวยาว ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนลดลง เนื่องจาก vortex ที่เกิดบริเวณด้านหลังของท่อกว้างขึ้น และระยะห่างของท่อในแนวทแยงมุมเพิ่มขึ้น ทั้งสองเหตุนี้ ส่งผลให้ความเร็วของก๊าซร้อนและการถ่ายเทความร้อนลดลง ซึ่งสอดคล้องกับผลการศึกษาของ Khan et al. (2006)



รูปที่ 49 แผนภาพคอนทัวร์อุณหภูมิของครีบบ ที่ความเร็วก๊าซร้อนเข้า 3.9 m/s
อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm

(ก) ระยะห่างในแนวยาว 90 (ข) ระยะห่างในแนวยาว 100 mm (ค) ระยะห่างในแนวยาว 110 mm

นอกจากนี้ เมื่อพิจารณาอุณหภูมิของครีบบดังแสดงรูปที่ 49 พบว่าอุณหภูมิผิวครีบบมีแนวโน้มเช่นเดียวกันกับผลของตัวแปรอื่นที่อุณหภูมิของครีบบบริเวณด้านหน้าสูงกว่าครีบบบริเวณด้านหลัง เนื่องจากการถ่ายเทก๊าซร้อนมีการไหลและมีความปั่นป่วนที่มากกว่าบริเวณด้านหน้าส่งผลให้มีการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่า โดยเมื่อทำการวิเคราะห์อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบบและอุณหภูมิต่ำสุดของแต่ละกรณีจะสามารถแสดงได้ดังตารางที่ 23 โดยพบว่า การเพิ่มระยะห่างตามแนวยาวของท่อส่งผลให้อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบบทุกแถวมีค่าลดลง เนื่องจากปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทไปยังท่อลดลง ซึ่งแสดงดังตารางที่ 25

ตารางที่ 23 อุณหภูมิผิวท่อเฉลี่ยและอุณหภูมิผิวท่อต่ำสุด

ระยะห่าง ของท่อ	อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบของท่อ				อุณหภูมิต่ำสุดของผิวครีบ			
	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4
mm	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
90	80.6	81.1	76.8	75.1	60.5	60.6	60.4	60.4
100	80.0	80.7	76.8	74.7	60.5	60.6	60.4	60.4
110	79.7	80.1	76.2	73.9	60.3	60.3	60.3	60.2

ตารางที่ 24 อุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดบริเวณครีบท่อของท่อแถวต่างๆ

ระยะห่างของ ท่อ	ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบกับ อุณหภูมิกลิ้งตัวของไอกรด				ผลต่างอุณหภูมิต่ำสุดของผิวครีบกับ อุณหภูมิกลิ้งตัวของไอกรด			
	แถวที่	แถวที่	แถวที่	แถวที่	แถวที่	แถวที่	แถวที่	แถวที่
	1	2	3	4	1	2	3	4
mm	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
90	9.9	10.4	6.1	4.4	-10.4	-10.4	-10.4	-10.5
100	9.3	10.0	6.1	4.0	-10.2	-10.1	-10.3	-10.3
110	9.0	9.4	5.5	3.2	-10.2	-10.1	-10.3	-10.3

เมื่อนำค่าความดันแต่ละแถวไปคำนวณอุณหภูมิกลิ้งตัวของไอกรด พบว่าความดันของก๊าซร้อนเปลี่ยนแปลงอย่างไม่มีนัยสำคัญต่ออุณหภูมิกลิ้งตัวของไอกรด ซึ่งมีเท่ากับ 70.7°C ตารางที่ 24 แสดงค่าผลต่างระหว่างอุณหภูมิผิวครีบกับอุณหภูมิกลิ้งตัวของไอกรด และผลต่างระหว่างอุณหภูมิต่ำสุดของผิวครีบกับอุณหภูมิกลิ้งตัวของไอกรด เมื่อพิจารณาผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบระหว่างอุณหภูมิกลิ้งตัวของไอกรด พบว่าทุกกรณีมีอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบสูงกว่าอุณหภูมิกลิ้งตัวของไอกรดทั้งสิ้น แต่อย่างไรก็ตาม เมื่อพิจารณาอุณหภูมิต่ำสุดของผิวครีบพบว่าทุกกรณีมีอุณหภูมิต่ำสุดมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิกลิ้งตัวของไอกรด ซึ่งบริเวณที่เกิดอุณหภูมิต่ำสุดเกิดขึ้นที่ผิวนอกของท่อติดครีบ ดังกล่าวไว้ในหัวข้อ 4.3.1.2

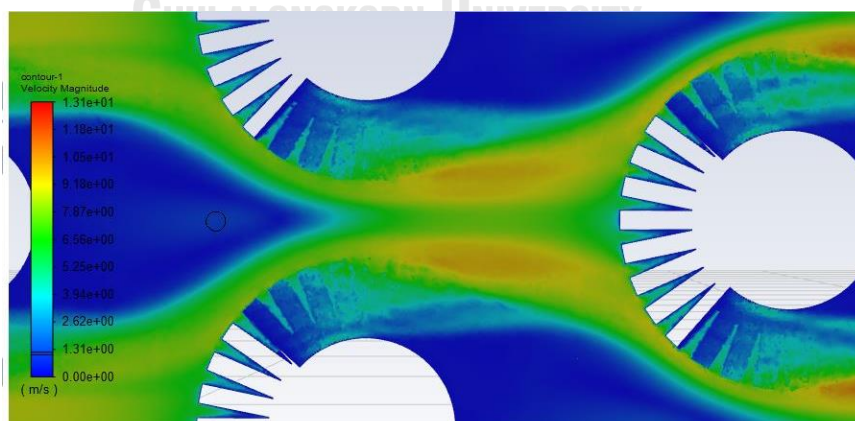
4.3.3.3 ผลต่อการถ่ายเทความร้อน

ตารางที่ 25 ผลของระยะระหว่างจุดศูนย์กลางท่อในแนวยาวต่อการถ่ายเทความร้อน อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีป

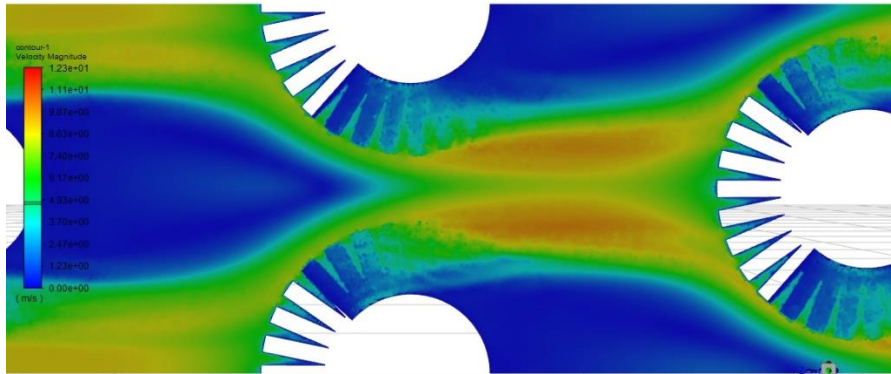
ระยะห่างของท่อ	ค่าเรย์โนลด์ส นัมเบอร์	ค่านัสเซลล์ นัมเบอร์	ปริมาณความร้อน				อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีปของท่อ			
			แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4
mm	-	-	W	W	W	W	°C	°C	°C	°C
90	12962	95.2	20.34	21.62	17.59	14.36	80.6	81.1	76.8	75.1
100	12925	92.7	20.06	21.32	17.08	14.28	79.9	80.7	76.8	74.7
110	12905	90.6	20.07	22.03	16.60	14.23	79.7	80.0	76.2	73.9

ตารางที่ 25 แสดงให้เห็นว่าระยะห่างของท่อในแนวยาวส่งผลต่อค่านัสเซลล์นัมเบอร์ โดยการลดระยะตามแนวยาวส่งผลให้ค่านัสเซลล์นัมเบอร์มีแนวโน้มสูงขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับผลการศึกษาของ Khan et al. (2006) และ Hofmann (2009) เนื่องจากระยะห่างระหว่างท่อในแนวทแยงลดลงตาม ซึ่งทำให้ความเร็วของก๊าซร้อนบริเวณนั้นสูงและมีการถ่ายเทความร้อนที่สูงขึ้น อีกประการหนึ่งคือการลดระยะห่างในแนวตามยาวช่วยลด vortex หลังท่อติดเล็กกลางและความเร็วของก๊าซร้อนภายในพื้นที่ vortex สูงขึ้นดังแสดงในรูปที่ 50 และ 51 ซึ่งบริเวณ vortex เป็นส่วนที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนต่ำ (Wang & Chi, 2000; Wang et al., 2000)

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

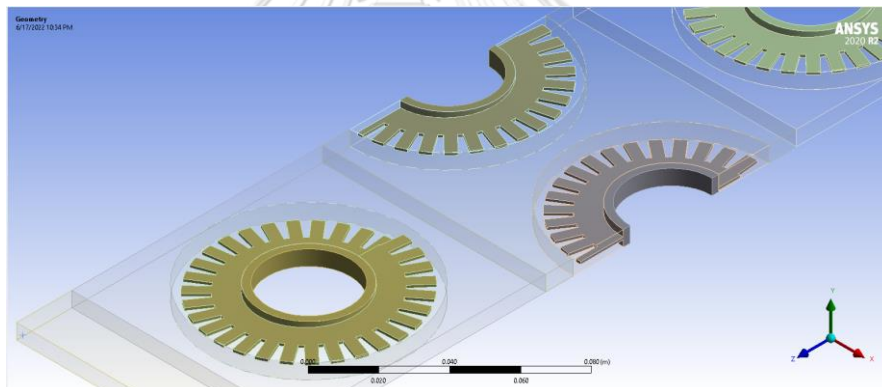


รูปที่ 50 แผนภาพคอนทัวร์ความเร็วของก๊าซร้อนบริเวณท่อแถวที่ 2 และ 3 ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวยาว 89 mm ระยะห่างในแนวยาว 90 mm

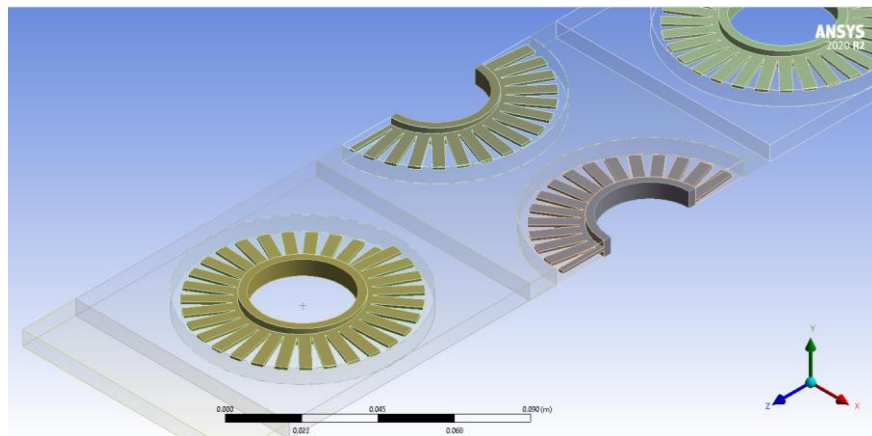


รูปที่ 51 แผนภาพคอนทัวร์ความเร็วของก๊าซร้อนบริเวณท่อแถวที่ 2 และ 3 ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวยาว 89 mm ระยะห่างในแนวยาว 110 mm

4.3.4 ผลของอัตราส่วนระหว่างระยะตัดครึ่งต่อความยาวครึ่งต่ออุณหภูมิบริเวณผิวครึ่งค่านัสเซลล์นัมเบอร์ และความดันลดคร่อมชุดท่อ



รูปที่ 52 อัตราส่วนระหว่างระยะตัดครึ่งต่อความยาวครึ่งเท่ากับ 0.5

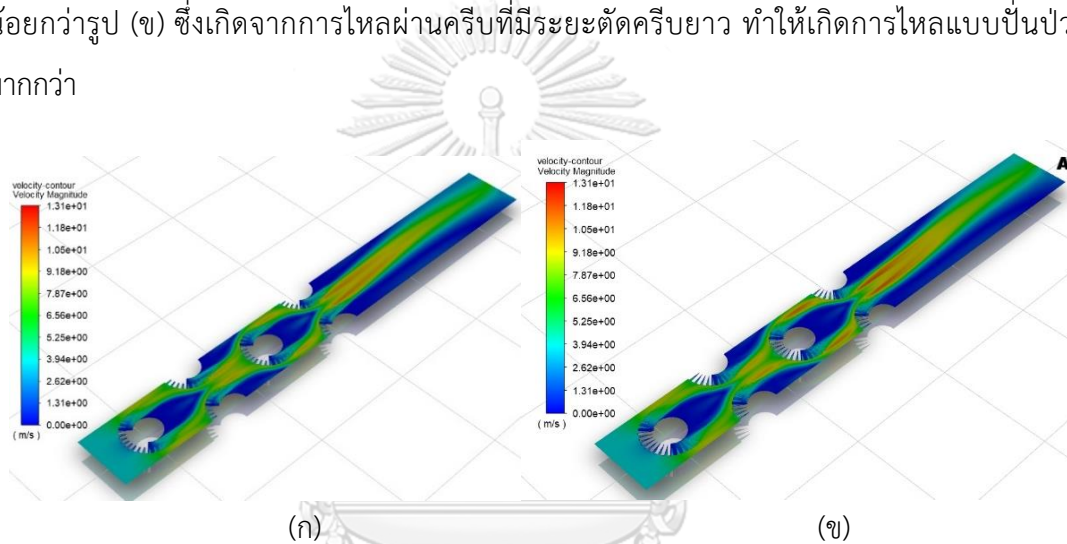


รูปที่ 53 อัตราส่วนระหว่างระยะตัดครึ่งต่อความยาวครึ่งเท่ากับ 1

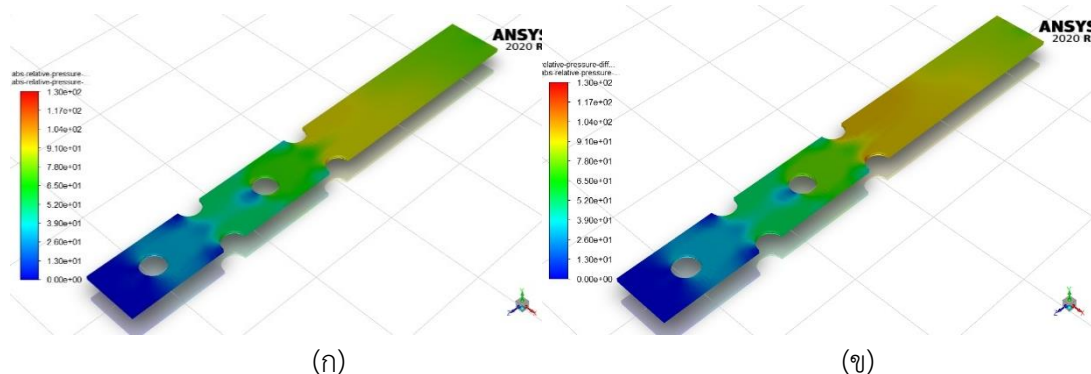
รูปที่ 52 และ 53 แสดงให้เห็นรูปทรงของครีบบีที่อัตราส่วนของระยะตัดครีบบีต่อความยาวครีบบีต่างกัน ซึ่งอัตราส่วนที่ต่ำคือระยะตัดครีบบีสั้น ดังแสดงในรูปที่ 52 และอัตราส่วนเท่ากับ 1 หมายถึงระยะตัดครีบบีเท่ากับความยาวครีบบี ดังแสดงให้เห็นในรูปที่ 53

4.3.4.1 ผลต่อความดันลด

รูปที่ 54 และ 55 แสดงให้เห็นความเร็วในการไหลของก๊าซร้อนและความดันการไหลตามลำดับ ซึ่งลักษณะการไหลของก๊าซผ่านท่อที่มีระยะตัดครีบบีต่างกัน มีลักษณะการไหลในลักษณะใกล้เคียงกัน แต่อย่างไรก็ตามจะสังเกตเห็นได้ว่าบริเวณด้านข้างของท่อแถวที่ 3 ของรูป (ก) มีความเร็วน้อยกว่ารูป (ข) ซึ่งเกิดจากการไหลผ่านครีบบีที่มีระยะตัดครีบบียาว ทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนมากกว่า



รูปที่ 54 แผนภาพคอนทัวร์ความเร็วของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C การจัดเรียงของท่อ ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm ระยะห่างในแนวยาว 100 mm (ก) อัตราส่วนระยะตัดครีบบีต่อความยาวครีบบี 0.5 (ข) อัตราส่วนระยะตัดครีบบีต่อความยาวครีบบี 1



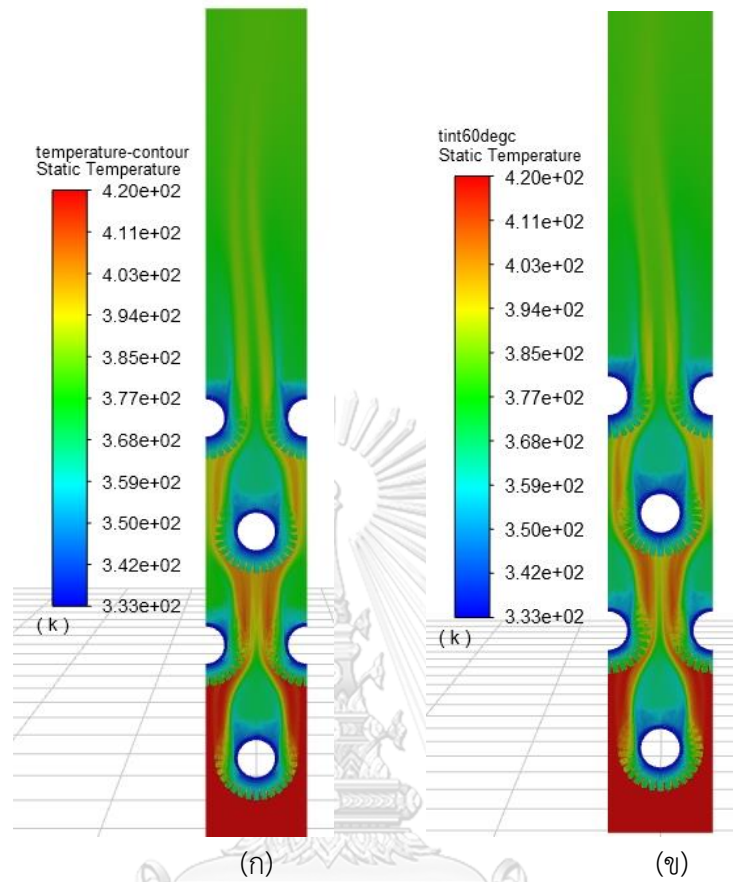
รูปที่ 55 แผนภาพคอนทัวร์ความดันของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C การจัดเรียงของท่อ ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm ระยะห่างในแนวยาว 100 mm (ก) อัตราส่วนระยะตัดครีบบีต่อความยาวครีบบี 0.5 (ข) อัตราส่วนระยะตัดครีบบีต่อความยาวครีบบี 1

ทั้งนี้ เมื่อทำการวิเคราะห์ค่าความดันลดคร่อมชุดท่อและความดันของก๊าซร้อนที่บริเวณผิวท่อในแต่ละท่อจะสามารถแสดงได้ดังตารางที่ 26 โดยจากผลการศึกษาพบว่า การลดระยะตัดครีบทำให้ค่าความดันลดของก๊าซร้อนมีค่าลดลง เนื่องจากเกิดแรงต้านทานการไหลลดลง ซึ่งสอดคล้องกับสหสัมพันธ์ของ ESCOA และผลการศึกษาของ Naess และ Lindqvist (2018) นอกจากนี้ เมื่อพิจารณาความดันของก๊าซร้อนบริเวณครีบท่อพบว่า ความดันในแต่ละแถวมีค่าใกล้เคียงกันส่งผลให้อุณหภูมิการกลั่นตัวของไอกรดมีค่าใกล้เคียงกันซึ่งมีค่าเท่ากับ 70.7°C

ตารางที่ 26 ผลของระยะระหว่างจุดศูนย์กลางท่อในแนวขวางต่อความดันลดตกคร่อม และความดันเฉลี่ยบริเวณครีบท่อของก๊าซร้อน

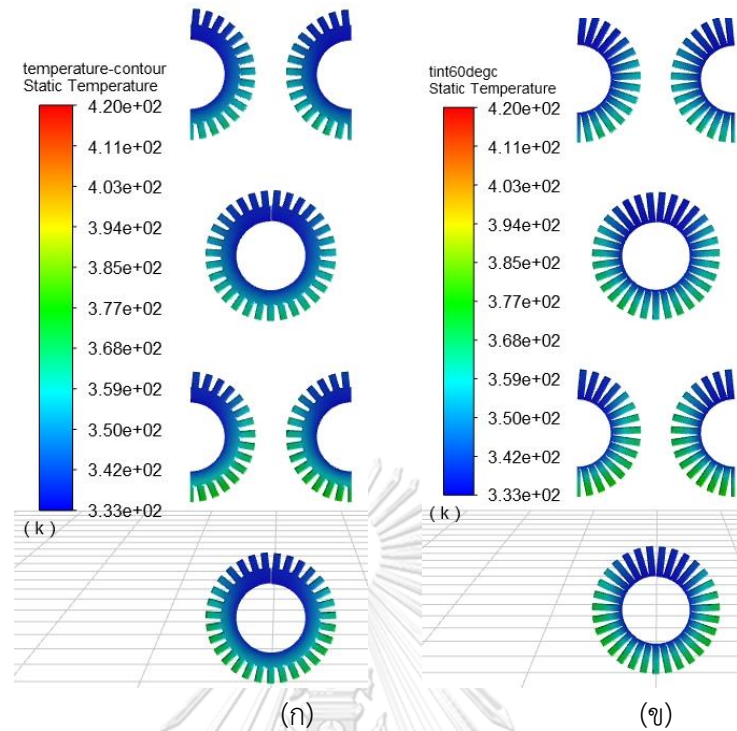
อัตราส่วน	ความดันลดคร่อมชุดท่อ	ความดันก๊าซร้อนบริเวณครีบของท่อ			
		แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4
-	mbar	mbar	mbar	mbar	mbar
0.5	0.78	1013.81	1013.60	1013.41	1013.21
1	0.83	1013.87	1013.65	1013.43	1013.21

4.3.4.2 ผลต่ออุณหภูมิ



รูปที่ 56 แผนภาพคอนทัวร์อุณหภูมิของก๊าซร้อน ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm ระยะห่างในแนวยาว 100 mm (ก) อัตราส่วนระยะตัดครีบอกต่อความยาวครีบอก 0.5 (ข) อัตราส่วนระยะตัดครีบอกต่อความยาวครีบอก 1

จากรูปที่ 56 แสดงให้เห็นคอนทัวร์อุณหภูมิของก๊าซร้อนที่ไหลผ่านท่อตัดครีบอก เมื่อเปรียบเทียบรูป (ก) และ (ข) จะสังเกตเห็นว่าอุณหภูมิก๊าซร้อนบริเวณด้านหลังของท่อของรูป (ข) มีแนวโน้มต่ำกว่า ซึ่งเป็นเพราะท่อที่มีระยะตัดครีบอกมากกว่า ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้น



รูปที่ 57 แผนภาพคอนทัวร์อุณหภูมิของครีบบ ที่ความเร็วก๊าซร้อนขาเข้า 3.9 m/s
อุณหภูมิผิวท่อด้านใน 60°C ระยะห่างในแนวขวาง 89 mm

(ก) อัตราส่วนระยะตัดครีบบต่อความยาวครีบบ 0.5 (ข) อัตราส่วนระยะตัดครีบบต่อความยาวครีบบ 1

นอกจากนี้ เมื่อพิจารณาอุณหภูมิของครีบบดังแสดงรูปที่ 57 พบว่า อุณหภูมิผิวครีบบมีแนวโน้ม เช่นเดียวกันกับผลของตัวแปรอื่น กล่าวคืออุณหภูมิของผิวครีบบบริเวณด้านหน้าสูงกว่าครีบบบริเวณ ด้านหลัง เนื่องจากการถ่ายก๊าซร้อนมีการไหลและมีความปั่นป่วนที่มากกว่าบริเวณด้านหน้าส่งผลให้มีการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่า เมื่อทำการวิเคราะห์อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบบและอุณหภูมิต่ำสุดของแต่ละกรณีจะสามารถแสดงได้ดังตารางที่ 27 พบว่า การเพิ่มอัตราส่วนการตัดส่งผลให้อุณหภูมิผิวครีบบ สูงขึ้น เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจากก๊าซร้อนไปยังท่อตัดครีบบมากกว่า ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท แสดงดังในตารางที่ 29

ตารางที่ 27 อุณหภูมิผิวท่อเฉลี่ยและอุณหภูมิต่ำสุด

อัตราส่วน	อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบบของท่อ				อุณหภูมิต่ำสุดของผิวครีบบ			
	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4
-	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
0.5	78.2	79.2	75.3	74.0	60.6	60.8	60.7	60.5
1.0	80.0	80.7	76.8	74.7	60.5	60.6	60.4	60.4

ตารางที่ 28 อุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดบริเวณครีบท่อของท่อแถวต่างๆ

อัตราส่วน	ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบท่อ อุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรด				ผลต่างอุณหภูมิต่ำสุดของผิวครีบท่อ อุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรด			
	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4
-	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
0.5	7.5	8.5	4.6	3.3	-10.1	-9.9	-10.0	-10.2
1.0	9.3	10.0	6.1	4.0	-10.2	-10.1	-10.3	-10.3

ตารางที่ 28 แสดงค่าผลต่างระหว่างอุณหภูมิผิวครีบท่อกับอุณหภูมิการกลั่นตัวของไอกรด และผลต่างระหว่างอุณหภูมิต่ำสุดของผิวครีบท่อกับอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรด เมื่อพิจารณาผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบท่อระหว่างอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรด พบว่าทุกกรณีมีอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบท่อสูงกว่าอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดทั้งสิ้น โดยการเพิ่มอัตราส่วนการตัดครีบท่อส่งผลให้ผลต่างระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบท่อกับอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นผลดี เนื่องจากอุณหภูมิผิวครีบท่อที่สูงสะท้อนถึงการถ่ายเทความร้อนที่สูงและเสี่ยงการเกิดกลั่นตัวของไอกรดได้ดี แต่เมื่อพิจารณาอุณหภูมิต่ำสุดของผิวครีบท่อ พบว่าทุกกรณีมีอุณหภูมิต่ำสุดของผิวครีบท่อมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรด เนื่องจากอุณหภูมิต่ำสุดของผิวครีบท่อขึ้นอยู่กับอุณหภูมิผิวท่อด้านในดังที่กล่าวมาในหัวข้อก่อนหน้าทั้งหมด

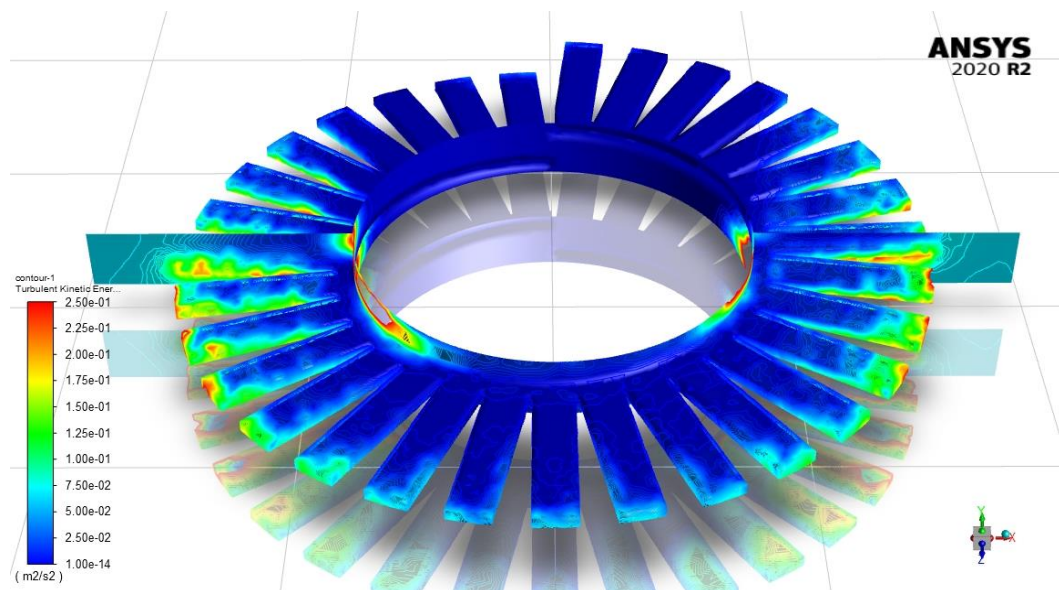
4.3.4.3 ผลต่อการถ่ายเทความร้อน

ตารางที่ 29 ผลจากอัตราส่วนระยะตัดครีบท่อต่อความยาวครีบท่อ 0.5 และ 1 ต่อการถ่ายเทความร้อน

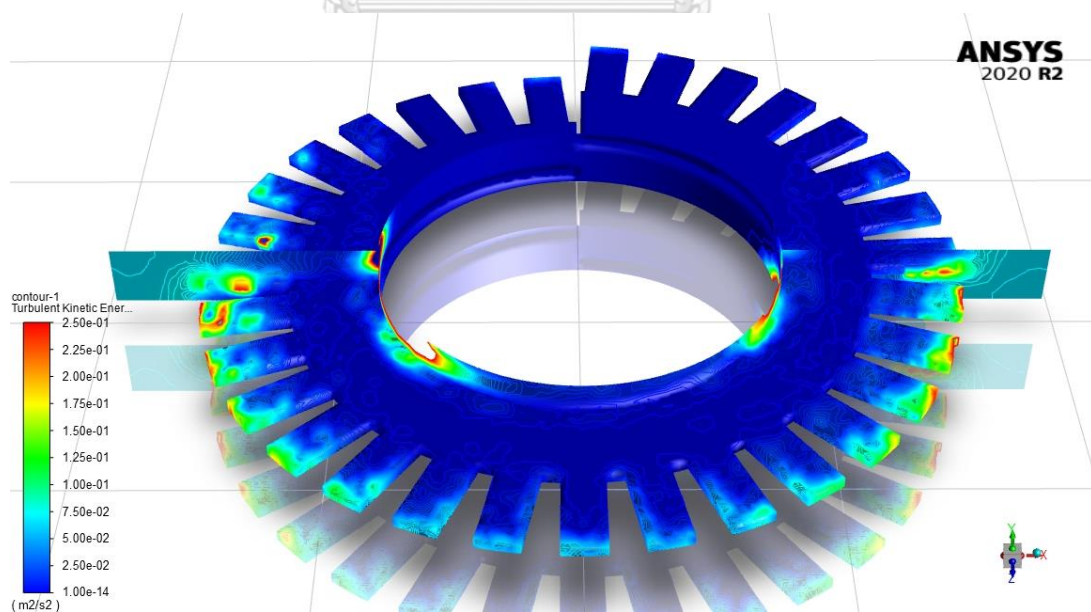
อัตราส่วน	ค่านัสเซิลล์ นัมเบอร์	ปริมาณความร้อน				อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบท่อ			
		แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4	แถวที่ 1	แถวที่ 2	แถวที่ 3	แถวที่ 4
-	-	W	W	W	W	°C	°C	°C	°C
0.5	87.9	19.66	21.13	16.46	14.26	78.2	79.2	75.3	74.0
1.0	92.7	20.06	21.32	17.08	14.28	79.9	80.7	76.8	74.7

ตารางที่ 4.19 แสดงให้เห็นผลของระยะตัดครีบท่อต่อการถ่ายเทความร้อน พบว่าระยะตัดครีบท่อมากขึ้นทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้น ซึ่งแสดงอยู่ในรูปของค่านัสเซิลล์นัมเบอร์ สอดคล้องกับแนวโน้มของปริมาณพลังงานความร้อนที่ถ่ายเทและอุณหภูมิเฉลี่ยของผิว ทั้งนี้การเพิ่มขึ้นของค่านัสเซิลล์นัมเบอร์เมื่อระยะตัดครีบท่อมากกว่าเกิดจากการปั่นป่วนที่สูงกว่า ดังแสดงในรูปที่

58 และ 59 ที่จะเห็นได้ว่าที่ระยะตัดครีบเท่ากับ 1.0 จะให้ค่า Turbulence kinetic energy (k) สูงกว่าที่บริเวณผิวครีบสูงกว่าโดยเฉพาะปลายครีบ โดยผลการศึกษานี้สอดคล้องกับของ Kumar (2017) ที่พบว่าครีบนั้นทำให้การไหลของก๊าซร้อนมีความปั่นป่วนมากขึ้น และเกิด vortex บริเวณด้านหน้าของท่อ ซึ่งเป็นส่วนทำให้การถ่ายเทความร้อนดีขึ้น



รูปที่ 58 Turbulence Kinetic Energy (k) บริเวณท่อแถวที่ 2
อัตราส่วนของระยะตัดครีบต่อความยาวครีบเท่ากับ 1



รูปที่ 59 Turbulence Kinetic Energy (k) บริเวณท่อแถวที่ 2
อัตราส่วนของระยะตัดครีบต่อความยาวครีบเท่ากับ 0.5

บทที่ 5

สรุปผลการดำเนินการและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการดำเนินการ

1. หนึ่งในปัญหาหลักต่อสมรรถนะและการเดินเครื่องผลิตไอน้ำแบบกึ่งคืนความร้อนคือการกักความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดจากการกลั่นตัวของไอกรดซัลฟิวริก ดังนั้นการศึกษาปัจจัยที่ส่งผลต่ออุณหภูมิผิวครีบและอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรด จึงมีความสำคัญและเป็นประโยชน์ต่อวิศวกรโรงไฟฟ้า อีกทั้งสามารถนำไปต่อยอดเรื่องการทำ Energy optimization ในอนาคตได้
2. ผลการดำเนินการของแบบจำลองการไหลของก๊าซร้อนในเครื่องผลิตไอน้ำแบบกึ่งคืนความร้อน เพื่อศึกษาผลของอุณหภูมิผิวท่อด้านใน รูปแบบการจัดเรียงท่อ และอัตราส่วนของระยะตัดครีบต่อความยาวครีบ ต่อการถ่ายเทความร้อน ความดันลดอุณหภูมิผิวครีบ และอุณหภูมิกลั่นตัวของไอกรดมีดังต่อไปนี้
3. การสอบเทียบแบบจำลองด้วยค่ามันส์เชลล์นัมเบอร์ที่คำนวณจากสหสัมพันธ์อ้างอิงเทียบกับค่าที่ได้จากแบบจำลอง พบว่าผลจากแบบจำลองมีแนวโน้มสอดคล้องกับผลคำนวณจากสหสัมพันธ์อ้างอิง โดยมีความคลาดเคลื่อนไม่เกิน 20% และสำหรับการสอบเทียบแบบจำลองด้วยค่าความดันลดคร่อมชุดท่อที่คำนวณจากสหสัมพันธ์อ้างอิงเทียบกับค่าที่ได้จากแบบจำลอง พบว่าผลจากแบบจำลองมีแนวโน้มสอดคล้องกับผลคำนวณจากสหสัมพันธ์อ้างอิง โดยความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง $\pm 5\text{mbar}$ ผลการสอบเทียบทั้งสองนั้น
4. ผลของอุณหภูมิผิวท่อด้านใน พบว่าอุณหภูมิผิวท่อด้านในไม่ส่งผลค่ามันส์เชลล์นัมเบอร์ และความดันลด เนื่องจากค่าทั้งสองนั้นขึ้นอยู่กับการจัดเรียงตัวของท่อ แต่ส่งผลต่ออุณหภูมิของผิวครีบ ซึ่งการเพิ่มอุณหภูมิผิวท่อด้านในส่งผลให้อุณหภูมิสูงขึ้นตาม อย่างไรก็ตามอุณหภูมิต่ำที่สุดเกิดขึ้นบริเวณผิวท่อด้านนอกและโคนของครีบ ซึ่งมีค่าเท่ากับอุณหภูมิผิวท่อด้านในของกรณีอื่นๆ
5. ผลของระยะระหว่างจุดศูนย์กลางท่อในแนวขวางพบว่า การลดระยะห่างของท่อตามแนวขวางส่งผลให้ค่ามันส์เชลล์นัมเบอร์สูงขึ้น เนื่องจากพลั๊กซ์การไหลเชิงมวล

ของก๊าซร้อนและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น นอกจากนี้ ยังส่งผลให้ความดันลดคร่อมชุดท่อเพิ่มขึ้น เนื่องจากความเร็วที่สูงขึ้นทำให้เกิดแรงต้านการไหลมากขึ้น ทั้งนี้การลดระยะห่างของท่อตามแนวขวางทำให้อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบนั้นมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น เนื่องจากการเกิดถ่ายเทความร้อนจากก๊าซร้อนมายังท่อได้มากขึ้น แต่อย่างไรก็ตาม อุณหภูมิต่ำที่สุดเกิดขึ้นบริเวณผิวท่อด้านนอกและโคนของครีบ ซึ่งมีใกล้เคียงกับอุณหภูมิผิวท่อด้านใน

6. ผลของระยะระหว่างจุดศูนย์กลางท่อในแนวยาว พบว่าการเพิ่มระยะห่างของท่อตามแนวยาวส่งผลให้ค่าสเกลส์นัมเบอร์ลดลง เนื่องจากเกิด vortex บริเวณหลังท่อติดครีบมากขึ้น และความเร็วของก๊าซร้อนบริเวณช่องว่างระหว่างท่อในแนวทแยงมุมลดลง เช่นเดียวกับความดันลดคร่อมชุดท่อลดลง เนื่องจากแรงต้านทานการไหลต่อปริมาตรลดลง โดยเมื่อพิจารณาอุณหภูมิการก่อกวนตัวของไอกรดบริเวณท่อแต่ละแถวพบว่าอุณหภูมิการก่อกวนตัวของไอกรดเปลี่ยนแปลงอย่างไม่มีนัยสำคัญ สำหรับอุณหภูมิของผิวครีบนั้นมีแนวโน้มสอดคล้องกับค่าสเกลส์นัมเบอร์ กล่าวคือ การเพิ่มระยะห่างของท่อตามแนวยาว ส่งผลให้อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีบลดลง
7. ผลของอัตราส่วนของระยะตัดครีบพบว่า การลดระยะตัดครีบทำให้ค่าความดันลดของก๊าซร้อนมีค่าลดลง เนื่องการลดระยะตัดครีบทำให้พื้นที่ของผิวครีบเพิ่มขึ้น จึงทำให้เกิดแรงต้านทานการไหลมากขึ้น โดยสำหรับผลต่อการถ่ายเทความร้อน พบว่าระยะตัดครีบมากขึ้น ทำให้ค่าสเกลส์นัมเบอร์สูงขึ้น เนื่องจากการครีบนั้นทำให้การไหลแบบปั่นป่วนมากขึ้น และมีค่า Turbulence kinetic energy สูงขึ้น ซึ่งช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อน
8. อุณหภูมิการก่อกวนตัวของไอกรดเปลี่ยนแปลงอย่างไม่มีนัยสำคัญ เนื่องจากอุณหภูมิการก่อกวนตัวของไอกรดขึ้นอยู่กับความดันของก๊าซร้อน ซึ่งความดันของก๊าซร้อนเปลี่ยนแปลงน้อยมากในทุกกรณี

9. ปัจจัยที่ส่งผลต่อตัวแปรตามต่าง ๆ

1. ความเร็วของก๊าซร้อน ได้แก่ ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางท่อในแนวขวาง > ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางท่อในแนวยาว > อัตราส่วนของระยะตัดครึ่งต่อความยาวครึ่ง ในขณะที่อุณหภูมิผิวท่อด้านในไม่มีผลต่อความเร็วของก๊าซร้อน
2. ความดันลด ได้แก่ ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางท่อในแนวขวาง > ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางท่อในแนวยาว \approx อัตราส่วนของระยะตัดครึ่งต่อความยาวครึ่ง ในขณะที่อุณหภูมิผิวท่อด้านในไม่มีผลต่อความเร็วของก๊าซร้อน
3. อุณหภูมิผิวครึ่ง ได้แก่ อุณหภูมิผิวท่อด้านใน > ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางท่อในแนวขวาง \approx ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางท่อในแนวยาว \approx อัตราส่วนของระยะตัดครึ่งต่อความยาวครึ่ง
4. ค่าประสิทธิภาพเบอร์ ได้แก่ ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางท่อในแนวขวาง > อัตราส่วนของระยะตัดครึ่งต่อความยาวครึ่ง > ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางท่อในแนวยาว ในขณะที่อุณหภูมิผิวท่อด้านในไม่มีผลต่อค่าประสิทธิภาพเบอร์
5. อุณหภูมิกลั่นตัวของไอน้ำ ไม่มีปัจจัยใดส่งผลต่ออุณหภูมิกลั่นตัวของไอน้ำอย่างมีนัยสำคัญ

มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

5.2 ข้อเสนอแนะ

1. บริเวณอุณหภูมิต่ำที่สุดของท่อตัดครึ่ง ซึ่งมีค่าเท่ากับอุณหภูมิผิวท่อด้านใน เกิดขึ้นบริเวณผิวท่อด้านนอกและโคนของครึ่ง รูปแบบการป้อนน้ำเข้าแบบ 1 Pass ที่อุณหภูมิน้ำป้อนต่ำกว่าอุณหภูมิกลั่นตัวของไอน้ำ ทำให้เกิดการกลั่นตัวของไอน้ำทุกท่อ ดังนั้นเพื่อลดความรุนแรงของกัดกร่อนให้น้อยที่สุด ควรเปลี่ยนรูปแบบการป้อนน้ำเข้ามากกว่า 1 Pass

บรรณานุกรม

1. Cao, X., & Xu, C. (2005). NO₃⁻ and HSO₃⁻ induced corrosion of simulated archaeological iron in humid-acid atmosphere [Article]. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 13(5), 608-614.
<https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-29244455839&partnerID=40&md5=3bc2623530bacd00fec3ee0b0d462fbd>
2. Che, D., Liu, Y., & Gao, C. (2004). Evaluation of retrofitting a conventional natural gas fired boiler into a condensing boiler. *Energy Conversion and Management*, 45(20), 3251-3266.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2004.01.004>
3. Coroneo, M., Montante, G., Paglianti, A., & Magelli, F. (2011). CFD prediction of fluid flow and mixing in stirred tanks: Numerical issues about the RANS simulations. *Computers & Chemical Engineering*, 35(10), 1959-1968.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2010.12.007>
4. D Souza, P., Biswas, D., & Deshmukh, S. P. (2020). Air side performance of tube bank of an evaporator in a window air-conditioner by CFD simulation with different circular tubes with uniform transverse pitch variation. *International Journal of Thermofluids*, 3-4.
<https://doi.org/10.1016/j.ijft.2020.100028>
5. ESCOA. (1979). *ESCOA Engineering Manual*.
6. Fleig, D., Andersson, K., Normann, F., & Johnsson, F. (2011). SO₃ Formation under Oxyfuel Combustion Conditions. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 50(14), 8505-8514.
<https://doi.org/10.1021/ie2005274>
7. Frass, F. (2015). *Principles of Finned-Tube Heat Exchanger Design*
8. *for Enhanced Heat Transfer - 2nd Edition* (2nd ed.).
9. GVC. (2011). *VDI Heat Atlas* (P. Stephan, Ed. 2nd ed.). Springer.
<https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6> (VDI-Verlag GmbH,

Düsseldorf)

10. Hofmann, R. (2007). Heat transfer and pressure drop performance.
11. Hofmann, R. (2009). Experimental and numerical gas-side performance evaluation of finned tube heat exchangers.
12. Hofmann, R., & Walter, H. (2012a). Experimental and Numerical Investigation of the Gas Side Heat Transfer and Pressure Drop of Finned Tubes Part I: Experimental Analysis. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 4(4). <https://doi.org/10.1115/1.4007124>
13. Hofmann, R., & Walter, H. (2012b). Experimental and Numerical Investigation of the Gas Side Heat Transfer and Pressure Drop of Finned Tubes Part II: Numerical Analysis. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 4(4). <https://doi.org/10.1115/1.4007125>
14. Huijbregts, W. M. M., & Leferink, R. G. I. (2004). Latest advances in the understanding of acid dewpoint corrosion: corrosion and stress corrosion cracking in combustion gas condensates. *Anti-Corrosion Methods and Materials*, 51(3), 173-188. <https://doi.org/10.1108/00035590410533129>
15. Khan, W. A., Culham, J. R., & Yovanovich, M. M. (2006). Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(25-26), 4831-4838. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.05.042>
16. Kiang, Y. H. (1981). Predicting dew points of acid gases. 127-133.
17. Kiatpachai, P., Pikulkajorn, S., & Wongwiset, S. (2015). Air-side performance of serrated welded spiral fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89, 724-732. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.04.095>
18. Kumar, A., Joshi, J. B., & Nayak, A. K. (2017). A comparison of thermal-hydraulic performance of various fin patterns using 3D CFD simulations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 109, 336-356. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.01.102>
19. Lindqvist, K., & Næss, E. (2018). A validated CFD model of plain and

- serrated fin-tube bundles. *Applied Thermal Engineering*, 143, 72-79.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.060>
20. Lindqvist, K., & Næss, E. (2020). On correction factors in thermal-hydraulic correlations for compact fin-tube bundles. *Heat and Mass Transfer*, 56(6), 1713-1723. <https://doi.org/10.1007/s00231-019-02772-1>
21. McKetta Jr, J. J. (2021). *Encyclopedia of Chemical Processing and Design: Volume 12-Corrosion to Cottonseed*. CRC Press.
22. Menter, F. F., Jorge Carregal; Esch, Thomas; Konno, Brad (2003). The SST Turbulence Model with Improved Wall Treatment for Heat Transfer Predictions in Gas Turbines.
23. Mon, M. S. (2003). Numerical Investigation of Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop In Circular Finned-Tube Heat Exchangers.
24. Moskovits, P. (1959). Low-Temperature Boiler Corrosion and Deposits A Literature Review. *Industrial & Engineering Chemistry*, 51(10), 1305-1312. <https://doi.org/10.1021/ie50598a041>
25. Næss, E. (2010). Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated-fin tube bundles with staggered tube layouts. *Applied Thermal Engineering*, 30(13), 1531-1537.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.02.019>
26. Nir, A. (1991). Heat Transfer and Friction Factor Correlations for Crossflow over Staggered Finned Tube Banks. *Heat Transfer Engineering*, 12(1), 43-58. <https://doi.org/10.1080/01457639108939746>
27. Nunnari, G., Dorling, S., Schlink, U., Cawley, G., Foxall, R., & Chatterton, T. (2004). Modelling SO₂ concentration at a point with statistical approaches. *Environmental Modelling & Software*, 19(10), 887-905.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.envsoft.2003.10.003>
28. Ó Cléirigh, C. T., & Smith, W. J. (2014). Can CFD accurately predict the heat-transfer and pressure-drop performance of finned-tube bundles. *Applied Thermal Engineering*, 73(1), 681-690.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.08.019>

29. Stuart, D. D., & Whiteside, R. (2008). Continuous measurements of ADP and sulfur trioxide in stack gases. *J. Air Waste Manage Assoc.*, 6, 24-26.
30. Wang, C.-C., & Chi, K.-Y. (2000). Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(15), 2681-2691. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(99\)00332-4](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00332-4)
31. Wang, C.-C., Chi, K.-Y., & Chang, C.-J. (2000). Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(15), 2693-2700. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(99\)00333-6](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00333-6)
32. Widodo, B. U. K., & Hanifah, S. D. (2016). *Numerical analysis on the effect of longitudinal and transversal pitch ratio to the flow and heat transfer characteristic of staggered elliptical tubes-bank*
33. Yan, L., Lu, X., Wang, Q., Kang, Y., Xu, J., & Chen, Y. (2014). Research on sulfur recovery from the byproducts of magnesia wet flue gas desulfurization. *Applied Thermal Engineering*, 65(1), 487-494. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.01.032>
34. Zuo, W., Zhang, X., & Li, Y. (2020). Review of flue gas acid dew-point and related low temperature corrosion. *Journal of the Energy Institute*, 93(4), 1666-1677. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2020.02.004>



จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-สกุล	เวอร์นพล เจนวัฒนานนท์
วัน เดือน ปี เกิด	29 กรกฎาคม 2538
สถานที่เกิด	Bangkok, Thailand
วุฒิการศึกษา	16 Dec 2019
ที่อยู่ปัจจุบัน	137/9 ซ.สมเด็จพระปิ่นเกล้า13 ถ.อรุณอมรินทร์ แขวงศิริราช เขตบางกอก น้อย 10700



จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY