



การหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจน
เนอเรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

Determination of the friction coefficient under the oscillating
flow in the regenerator of Stirling engine

นาย ณัฐกุล เจียมศักดิ์ รหัส 57362019

นาย ประเมษฐ์ จันทรัตน์ รหัส 57362224

นาย พิสิฐ เอี่ยมสะอาด รหัส 57362330

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

ปีการศึกษา 2560



ใบรับรองปริญญาโท

ชื่อหัวข้อโครงการ การหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาใน
รีเจนเนอเรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ผู้ดำเนินโครงการ นาย ณัฐกุล เจียมศักดิ์ รหัส 57362019
นาย ประเมษฐ์ จันทร์ตัน รหัส 57362224
นาย พิสิฐ เอี่ยมสะอาด รหัส 57362330

ที่ปรึกษาโครงการ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ขวัญชัย ไกรทอง
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา 2560

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนครสวรรค์ อนุมัติให้ปริญญาโทฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่ง
ของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

.....ที่ปรึกษาโครงการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ขวัญชัย ไกรทอง)

.....กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. นินนาท ราชประดิษฐ์)

.....กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อนันต์ชัย อยู่แก้ว)

ชื่อหัวข้อโครงการงาน	การหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอเรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
ผู้ดำเนินโครงการงาน	นาย ณัฐกุล เจียมศักดิ์ รหัส 57362019 นาย ประเมษฐ์ จันทร์ตัน รหัส 57362224 นาย พิสิฐ เอี่ยมสอาด รหัส 57362330
ที่ปรึกษาโครงการงาน	ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ขวัญชัย ไกรทอง
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
ภาควิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา	2560

บทคัดย่อ

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้ คือ การหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอเรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยทำการทดสอบด้วยชุดทดสอบรีเจนเนอเรเตอร์ที่ใช้รีเจนเนอเรเตอร์แบบลวดถักตาข่ายที่ทำจากโลหะสแตนเลส แบบ Plain เบอร์ 200 และเบอร์ 400 ในช่วงความถี่รอบ 10-22 Hz และใช้สารทำงานเป็นอากาศที่ความดัน 1 bar ภายใต้สภาวะการทำงานที่อุณหภูมิแตกต่างกันปานกลางระหว่าง 250-350 °C

จากผลการทดสอบสามารถสร้างชุดสมการสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอเรเตอร์และค่าตัวแปร Breathing ที่เมื่อนำไปประยุกต์ใช้กับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่คำนึงถึงผลของการไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอเรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง พบว่าสามารถใช้ทำนายค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง SEB-100 ที่ทำงานภายใต้อุณหภูมิแตกต่างกันปานกลางที่ความดันการทำงานต่างๆ และสามารถทำนายค่ากำลังที่มีความแม่นยำสูงกว่าแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่ไม่ได้คำนึงถึงการไหลแบบกลับไปกลับมาเท่ากับ 9.21 % ที่สภาวะการทำงานที่ให้ค่าสมรรถนะสูงสุดของเครื่องยนต์

Project title Determination of the friction coefficient under the oscillating flow in the regenerator of Stirling engine

Name Mr. Nattagun Jeamsuk ID : 57362019
Mr. Paramet Janton ID : 57362224
Mr. Pisit Aiensaard ID : 57362330

Project advisor ASst. PProf. Kwanchai Kraitong

Major Mechanical Engineering

Department Mechanical Engineering

Academic year 2017

Abstract

The objective of this research is the determination of the friction coefficient under oscillating flow in the regenerator of a Stirling engine. A set of experiments was done using a regenerator test rig. The plain type of #200 and #400 stainless steel wire mesh regenerators were tested at the engine speed of 10-22 Hz. Moreover, air as working fluid under the operating pressure of 1 bar was performed at the medium temperature difference stated between 250-350 C°

From the experimental results, it could generate a set of the correlation equations of friction coefficient under oscillating flow of the regenerator and the correlation equation of Breathing factor. Additionally, the application of these generated equations with the mathematical model considering the oscillating flow in the regenerator of the Stirling engine presented the accepted prediction of the engine performance of the medium temperature difference SEB-100 Stirling engine operating at various pressure conditions and showed 9.21 % more accurate than the mathematical model without the consideration of oscillating flow for the prediction of the engine power at the state of the peak engine performance.

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ประสบความสำเร็จสมบูรณ์แบบและได้รับความกรุณาอย่างยิ่งจากผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ขวัญชัย ไกรทอง ซึ่งเป็นประธานที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ และนายณัฐพงศ์ เขียวน้อย ที่ให้คำปรึกษาการทำวิทยานิพนธ์ ผู้วิจัยขอกราบพระคุณเป็นอย่างยิ่ง

ขอขอบพระคุณเจ้าหน้าที่ห้องปฏิบัติการในภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวรทุกท่าน ที่ให้ความกรุณาให้ความร่วมมือทางการให้ความรู้ทางด้านเครื่องมือ และอำนวยความสะดวกในการใช้ห้องปฏิบัติการอย่างดี

และในสุดท้ายนี้ขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา ที่ให้ทุนการศึกษา ให้กำลังใจในการทำงานวิจัยในครั้งนี้ และสนับสนุนในเรื่องต่างๆ ที่ทำให้สำเร็จลงได้

คุณค่าและคุณประโยชน์อันพึงมีจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ผู้วิจัยขอมอบ และอุทิศแด่ผู้มีพระคุณทุกท่าน



ผู้ดำเนินโครงการ

นายพิสิฐ เอี่ยมสะอาด

นายปรเมษฐ์ จันทร์ตัน

นายณัฐกุล เจียมศักดิ์

สารบัญ

ชื่อเรื่อง	หน้า
บทคัดย่อ.....	ข
Abstract	ค
กิตติกรรมประกาศ.....	ง
สารบัญ	จ
สารบัญตาราง.....	ช
สารบัญภาพ.....	ซ
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 ความมุ่งหมายการวิจัย.....	4
1.3 ขอบเขตโครงการวิจัย.....	4
1.4 ประโยชน์ของงานวิจัย.....	5
1.5 แผนการดำเนินงานวิจัย.....	5
1.6 งบประมาณ.....	6
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	7
2.1 วัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	7
2.2 แบบจำลองคณิตศาสตร์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่คำนึงถึงการไหลแบบกลับไปกลับมา...12	
2.3 การหาค่าสัมประสิทธิ์การไหลในรีเจนเนอเรเตอร์.....	25

สารบัญ (ต่อ)

ชื่อเรื่อง	หน้า
บทที่ 3 วิธีดำเนินงานวิจัย.....	34
3.1 การทดลองหาสมการความสัมพันธ์ของค่าความสัมพันธ์สัมประสิทธิ์ความเสียหายภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา.....	31
3.2 การจำลองเชิงตัวเลขด้วยแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่คำนึงถึงการไหลแบบกลับไปกลับมา.....	48
3.2.1 ลักษณะทางกายภาพของเครื่องยนต์ SEB-100.....	49
บทที่ 4 ผลการวิจัย.....	51
4.1 ผลการทดลองจากชุดทดสอบการไหลในรีเจนเนอเรเตอร์.....	51
4.2 สมการความสัมพันธ์สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหล และตัวแปร Breathing factor.....	53
4.3 การประยุกต์ใช้สมการความสัมพันธ์ที่ได้จากการทดลองร่วมกับแบบจำลองคณิตศาสตร์แบบ Quasi steady flow	56
บทที่ 5 สรุป	59
5.1 สรุปผลการวิจัย	59
5.2 ข้อเสนอแนะ	60
เอกสารอ้างอิง	61
ภาคผนวก ก.	65
ภาคผนวก ข.	75

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1 การนำเข้าพลังงานในปี 2560.....	1
1.2 แผนการดำเนินงานและระยะเวลาดำเนินงาน.....	5
2.1 ค่า Nusselt numbers and friction factors สำหรับการไหลช่วง Fully developed laminar flow ในท่อที่มีภาคตัดต่างๆ.....	20
3.1 ความถี่ของมอเตอร์และเวลาที่ใช้เก็บข้อมูล.....	44
4.1 แสดงการเปรียบเทียบเทียบผลการทำนายค่ากำลังป้อนชี้ของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	57



สารบัญญภาพ

รูปที่	หน้าที่
1.1 องค์ประกอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	2
1.2 ลักษณะการเรียงตัวของลูกสูบทั้ง 3 ประเภท.....	3
2.1 ตำแหน่งของลูกสูบของกระบวนการอัดตัวที่อุณหภูมิคงที่.....	7
2.2 แผนภาพ P-V ของกระบวนการอัดตัวที่อุณหภูมิคงที่.....	8
2.3 ตำแหน่งของลูกสูบของกระบวนการให้ความร้อนที่ปริมาตรคงที่.....	8
2.4 แผนภาพ P-V ของกระบวนการให้ความร้อนที่ปริมาตรคงที่.....	9
2.5 ตำแหน่งของลูกสูบของกระบวนการขยายตัวที่อุณหภูมิคงที่.....	9
2.6 แผนภาพ P-V ของกระบวนการขยายตัวที่อุณหภูมิคงที่.....	10
2.7 ตำแหน่งของลูกสูบของกระบวนการคายความร้อนที่ปริมาตรคงที่.....	10
2.8 แผนภาพ P-V ของกระบวนการคายความร้อนที่ปริมาตรคงที่.....	11
2.9 แผนภาพ P-V เปรียบเทียบระหว่างวัฏจักรสเตอร์ลิงทางอุดมคติและวัฏจักรทางการทำงานจริง.....	11
2.10 ทิศทางการไหลของสารที่ทำงานในแบบจำลองคณิตศาสตร์ของ Kraitong	12
2.11 แผนผัง Generalized cell แสดงการถ่ายมวล งาน และพลังงานของปริมาตรของไหล.....	15
2.12 แผนผังแสดงผังขั้นตอนของโปรแกรมในการทำนายสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	25
2.13 การเปลี่ยนแปลงความเร็วของการไหลแต่ละชนิด.....	26
2.14 รูปร่างความเร็วเมื่อ (a) ความดันคงที่ และ (b) ความดันเปลี่ยนแปลงแบบเป็นคาบ.....	26
2.15 รูปร่างความเร็วของอากาศภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาในท่อกลม.....	28

สารบัญภาพ (ต่อ)

รูปที่	หน้าที่
2.16 แสดงแผนภาพการทดลอง (a) ทดลองภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา (b) ทดลองภายใต้การไหลทางเดียว.....	29
2.17 รูปร่างความเร็วของอากาศภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาที่แต่ละวาเลนซีนัมเบอร์.....	30
2.18 เปรียบเทียบข้อมูลการวัดของอัตราการไหล และความดันที่ด้าน Warm end.....	31
3.1 ชุดทดสอบการไหลในรีเจนเนอเรเตอร์.....	35
3.2 หัวเผาแก๊ส LPG (Gas Burner).....	35
3.3 ชุดควบคุมอุณหภูมิ.....	36
3.4 ชุดระบายไอเสียร้อนจาก Burner.....	36
3.5 ท่อน้ำ PVC ขนาด 1/2 นิ้ว.....	37
3.6 แจ็คเก็ตน้ำสแตนเลส (Stainless Steel).....	37
3.7 เครื่องทำน้ำเย็น มีขนาด 1.5 HP.....	38
3.8 ลักษณะรีเจนเนอเรเตอร์ เบอร์ 400.....	38
3.9 มอเตอร์สำหรับขับเคลื่อนรีเจนเนอเรเตอร์ มีขนาด 5 kW.....	39
3.10 ตำแหน่งหัววัดแต่ละชนิด.....	40
3.11 หัววัดความดันแบบ Dynamic pressure sensor.....	40
3.12 หัววัดความดันแบบ Static pressure sensor.....	41
3.13 หัววัดความดันแบบ Differential pressure sensor.....	41
3.14 ลักษณะของหัววัดการไหล (Pitot tube).....	41
3.15 หัววัดอุณหภูมิทางเข้าและออกรีเจนเนอเรเตอร์ (Thermocouple).....	42
3.16 ชุดอุปกรณ์เก็บข้อมูลสำหรับการทดลอง.....	42
3.17 ลักษณะกราฟที่พร้อมเก็บข้อมูล.....	43

สารบัญภาพ (ต่อ)

รูปที่	หน้าที่
4.1 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ทางเข้าและทางออกของรีเจนเนอเรเตอร์ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200 ที่ช่วงความเร็ว 22 Hz	52
4.2 แสดงกราฟของอัตราการไหลที่ทางเข้าและทางออกของรีเจนเนอเรเตอร์ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200 ที่ช่วงความเร็วรอบ 22 Hz	53
4.3 กราฟแสดงสมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลที่ทางเข้าด้านให้ความร้อนและวาเลนซ์นัมเบอร์เมื่อเทียบกับอัตราส่วนการขยาย ของลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200 และ 400.....	55
4.4 กราฟแสดงสมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลเฉลี่ยและวาเลนซ์นัมเบอร์เมื่อเทียบกับอัตราส่วนการขยายเฉลี่ย ของลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200 และ 400.....	55
4.5 กราฟแสดงสมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลที่ทางเข้าด้านให้ความร้อนและตัวแปร Breathing factor เมื่อเทียบกับค่าเรโนลด์นัมเบอร์ ของลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200 และ 400.....	56
4.6 กำลังขาออกเทียบกับความเร็วรอบที่สภาวะการทำงานอุณหภูมิด้านรับความร้อน 350 °C ที่ระดับความดัน 1 bar	56

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

เนื่องจากพลังงานเป็นปัจจัยพื้นฐานที่สำคัญ ในการตอบสนองความต้องการขั้นพื้นฐาน ของประชาชน และเป็นปัจจัยพื้นฐานการผลิตในภาคธุรกิจและอุตสาหกรรม เช่น การผลิตไฟฟ้าของประเทศไทยซึ่งต้องใช้พลังงานเชื้อเพลิงในการผลิตเป็นหลัก ในปัจจุบันจึงมีการนำเข้าสารเชื้อเพลิงประเภทต่างๆมากมายเพื่อนำมาใช้ผลิตพลังงานตามความต้องการใช้ที่มากขึ้น จึงเป็นสาเหตุสำคัญประการหนึ่งที่ทำให้สูญเสียเงินออกไปนอกประเทศในแต่ละปีเป็นจำนวนมาก จึงนับว่าเป็นปัญหาที่ควรได้รับการพิจารณาเพื่อหาวิธีลดการใช้เชื้อเพลิง ดังแสดงค่าการนำเข้าพลังงานในปี 2560 ที่ แสดงในตารางที่ 1.1 [1]

ตารางที่ 1.1 การนำเข้าพลังงานในปี 2560

ประเภท	หน่วย : พันตันเทียบเท่าน้ำมันดิบ
การนำเข้าพลังงานเชิงพาณิชย์	74,389
แอนทราไซต์	135
บิทูมินัส	6,349
ถ่านโค้ก	20
ถ่านอัดและอื่นๆ	7,076
น้ำมันดิบ	42,721
คอนเดนเสท	1,020
ก๊าซธรรมชาติ	12,709
น้ำมันสำเร็จรูป	2,465
ไฟฟ้า	1,689
การนำเข้าพลังงานหมุนเวียนดั้งเดิม	63
ถ่าน	63
ปริมาณการนำเข้าทั้งหมด	148,645

ที่มา : [1]

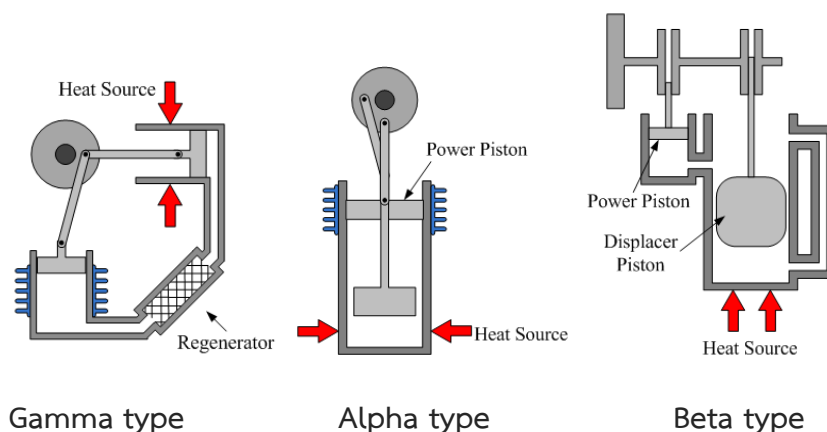
พลังงานทดแทนที่ได้แก่ พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานชีวมวล พลังงานลม พลังงานชีวภาพ พลังงานความร้อนใต้พิภพ พลังงานน้ำเป็นพลังงานหมุนเวียนที่ถูกพิจารณาว่าสามารถนำมาใช้แทนเชื้อเพลิงที่ใช้ในปัจจุบันได้ อย่างไรก็ตามเทคโนโลยีในการนำพลังงานทดแทนมาใช้ประโยชน์เป็นสิ่งที่สำคัญ เครื่องจักรชนิดหนึ่งที่สามารถประยุกต์ใช้กับพลังงานทดแทนได้หลากหลายชนิดคือ เครื่องยนต์สเตอร์ลิง (Stirling engine) ที่ซึ่งในปัจจุบันมีนักวิจัยให้ความสนใจเกี่ยวกับการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ทั้งนี้เพราะเป็นเครื่องยนต์ที่สามารถเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนให้อยู่ในรูปพลังงานกลหรือพลังงานไฟฟ้าได้ และใช้ร่วมกับพลังงานความร้อนอื่นๆได้ โดยลักษณะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแสดงดังรูปที่ 1 มีส่วนประกอบหลัก 5 อย่าง ได้แก่ ส่วนขยาย (Expansion space) ส่วนอัด (Compression space) ส่วนให้ความร้อน (Heater) ส่วนระบายความร้อน (Cooler) รีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator) โดยสามารถนำไปใช้งานร่วมกับพลังงานทดแทนที่สามารถให้พลังงานความร้อนได้ เช่น พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานความร้อนใต้พิภพ เชื้อเพลิงชีวภาพ พลังงานมวลชีวภาพ เป็นต้น



รูปที่ 1.1 องค์ประกอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ที่มา : [2]

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถทำงานตามช่วงอุณหภูมิต่างๆ ของการทำงานในส่วนที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ ช่วงอุณหภูมิ 400-800 °C เป็นช่วงอุณหภูมิแตกต่างสูง (High temperature difference) ช่วงอุณหภูมิ 150-400 °C เป็นช่วงอุณหภูมิแตกต่างปานกลาง (Medium temperature difference) และช่วงอุณหภูมิ 80-150 °C เป็นช่วงอุณหภูมิแตกต่างต่ำ (Low temperature difference) [2] นอกจากนี้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงยังสามารถแยกออกได้อีก 3 ประเภทตามการเรียงตัวของลูกสูบ คือ แบบอัลฟา (Alpha type) แบบเบต้า (Beta type) และแบบแกมมา (Gamma type) ซึ่งแต่ละประเภทแสดงดังรูปที่ 1.2



รูปที่ 1.2 ลักษณะการเรียงตัวของลูกสูบทั้ง 3 ประเภท

ที่มา : [3]

แนวทางในการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจำเป็นต้องมีเครื่องมือที่มีความแม่นยำในการทำนายค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ ปัจจุบันแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Mathematical model) เป็นเครื่องมืออย่างหนึ่งที่นิยมในการทำวิจัยเพื่อพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อหาค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ ได้แก่ กำลัง ประสิทธิภาพเชิงความร้อน ค่าความสูญเสีย (Losses) ที่เกิดขึ้นในชุดแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าความดันตกในส่วนแลกเปลี่ยนความร้อน แล้วนำค่าเหล่านี้มาเปรียบเทียบเพื่อหาค่าความเหมาะสม (Optimisation method) ที่จะใช้พัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงให้มีประสิทธิภาพในการทำงานมากขึ้น

แบบจำลองคณิตศาสตร์ที่นิยมใช้ส่วนมากเป็นแบบจำลองลำดับที่สอง (Second order Stirling engine model) ซึ่งเป็นแบบจำลองที่มีความซับซ้อนเพียงพอที่ไม่ใช่การคำนวณที่ยาวนานเกินไป โดยจำลองลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในส่วนต่างๆ ด้วยสมการการอนุรักษ์มวล สมการการอนุรักษ์พลังงาน และในส่วนการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้ง 3 ส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีการใช้สมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานการไหลจากการทดลองเพื่อคำนวณหาค่าการถ่ายเทความร้อน และความดันตกคร่อม (Pressure drop) ที่ซึ่งเป็นค่าพารามิเตอร์ที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นอย่างมาก โดยเฉพาะส่วนรีเจนเนอเรเตอร์ที่มีความซับซ้อนเป็นอย่างมาก การแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดขึ้นโดยใช้วัสดุที่มีรูพรุนขนาด (Porous media) ขนาดเล็ก จึงทำให้เกิดความต้านทานการไหลเมื่อมีสารทำงานไหลผ่าน ก่อให้เกิดความดันตก คิดเป็นเป็น 90 % ของการสูญเสียจากความต้านทานการไหลทั้งหมดของเครื่องยนต์ และจากการวิจัยพบว่าขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางช่องถัก (Mesh) และความยาวของรีเจนเนอเรเตอร์มีผลต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ดังนั้นสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานการไหลจากการทดลองเพื่อคำนวณหาค่าความดันตก

คร่อมในรีเจนเนอเรเตอร์จึงมีความสำคัญเป็นอย่างมากในการจำลองการทำงานเพื่อให้ได้ค่าใกล้เคียงกับการทำงานจริงของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

จากที่กล่าวมาข้างต้น ผู้วิจัยมีความสนใจที่จะทำการทดสอบการไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอเรเตอร์ในช่วงอุณหภูมิปานกลางเพื่อนำค่าไปใช้ในการสร้างชุดข้อมูลที่ใช้สำหรับสร้างสมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาและสมการความสัมพันธ์ของค่าตัวแปร Breathing factor เพื่อนำมาจำลองการทำงานจริงของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบ Quasi steady flow model ที่คำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงความดันและคาบเวลาในรีเจนเนอเรเตอร์ ซึ่งพัฒนาขึ้นโดย Khiaonoi and Kraitong [4]

1.2 ความมุ่งหมายการวิจัย

สร้างสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา โดยคำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงความดันแบบเป็นคาบในรีเจนเนอเรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง และให้อุณหภูมิของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงอยู่ในช่วงอุณหภูมิ 150-400 °C ซึ่งเป็นอุณหภูมิแตกต่างปานกลาง เพื่อใช้ในการทำนายพฤติกรรมของการไหลแบบกลับไปกลับมาและคำนวณค่าความดันที่เกิดขึ้นในรีเจนเนอเรเตอร์ด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Quasi steady flow model) ที่คำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงความดันและคาบเวลาในรีเจนเนอเรเตอร์ ซึ่งพัฒนาขึ้นโดย Khiaonoi and Kraitong [4]

1.3 ขอบเขตของโครงวิจัย

1.3.1 ทหสมการความสัมพันธ์ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา ในรีเจนเนอเรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยคำนึงถึงการเปลี่ยนแปลงความดันแบบเป็นคาบ ตามแนวทางที่นำเสนอโดย Nam and Joeng [5] โดยทดสอบที่สภาพการทำงานของสารทำงานเป็นอากาศที่ความดัน 1 bar ให้อุณหภูมิในส่วนให้ความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงอยู่ในช่วงอุณหภูมิ 150-400 °C ซึ่งเป็นอุณหภูมิแตกต่างปานกลาง (Medium temperature difference) และมีขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางลวดถัก (Mesh) เบอร์ 200 และ 400

1.3.2 หาค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีสภาวะการทำงานภายใต้อุณหภูมิแตกต่างปานกลางด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Quasi steady flow model) ที่คำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงความดันและคาบเวลาในรีเจนเนอเรเตอร์ ที่พัฒนาขึ้นโดย Khiaonoi and Kraitong

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

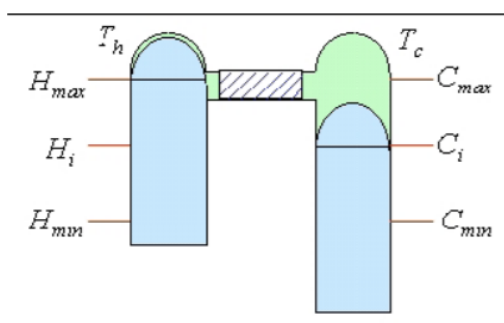
บทนี้แสดงถึงทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ได้แก่ วัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลำดับที่สอง (Quasi steady flow model) ที่คำนึงถึงการไหลแบบกลับไปกลับมา และการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลในรีเจนเนอเรเตอร์

2.1 วัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติประกอบด้วยสี่กระบวนการทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่แตกต่างกันที่สามารถแสดงเอกลักษณ์ในส่วนของวัฏจักรหนึ่งกระบวนการอย่างง่าย ๆ ให้เห็นได้โดยใช้ชื่อของกระบวนการต่างๆ ที่รวมอยู่ในวัฏจักรการเคลื่อนไหวทางกลตลอดทำให้เกิดผลได้ กระบวนการแต่ละกระบวนการหมุนวนเป็นวัฏจักรกระทำซ้ำกันไปเรื่อยๆ ตามกำหนดดังรูป 2.1-2.8 ตำแหน่งของลูกสูบถูกแสดงที่ตำแหน่งสิ้นสุดของแต่ละกระบวนการและได้แสดง P-V diagram ของแต่ละกระบวนการได้ [6] นอกจากนี้ P-V diagram การเปรียบเทียบระหว่างการทำงานทางอุดมคติกับการทำงานจริงยังถูกนำเสนอต่อไปนี้

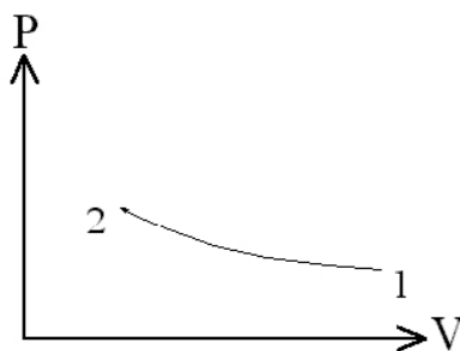
2.1.1 กระบวนการอัดตัวที่อุณหภูมิคงที่ (Isothermal Compression)

จากการอัดตัวทำให้ลูกสูบด้านเย็น (Cold Piston) เคลื่อนย้ายมายังตำแหน่งปานกลาง (C_i) และสูญเสียความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อม (T_c)



รูปที่ 2.1 ตำแหน่งของลูกสูบของกระบวนการอัดตัวที่อุณหภูมิคงที่

ที่มา : [6]

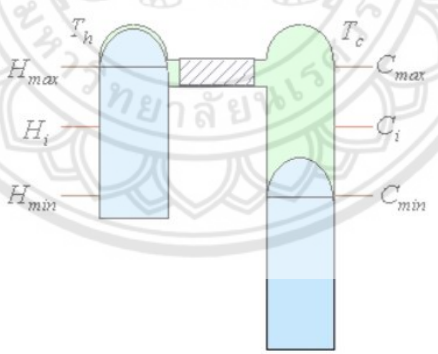


รูปที่ 2.2 แผนภาพ P-V ของกระบวนการอัดตัวที่อุณหภูมิคงที่

ที่มา : [6]

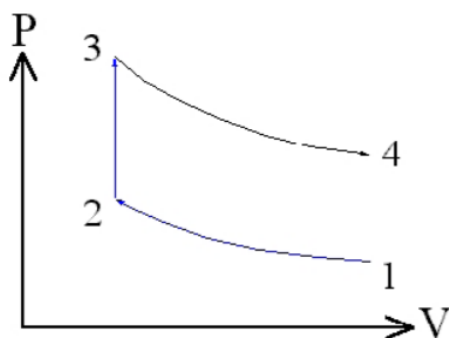
2.1.2 กระบวนการให้ความร้อนที่ปริมาตรคงที่ (Constant Volume Heating)

ลูกสูบด้านเย็น (Cold Piston) เคลื่อนที่มาที่ตำแหน่งที่สูงสุด (C_{max}) และลูกสูบด้านร้อน (Hot Piston) จะเคลื่อนที่ลงมาสู่ตำแหน่งที่ช่วงกลาง (H_i) ความร้อนถ่ายเทจากรีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator) สู่อ่างไหลทำงาน (Working Gas) ที่ปริมาตรคงที่ และทำให้ความดันเพิ่มสูงขึ้น



รูปที่ 2.3 ตำแหน่งของลูกสูบของกระบวนการให้ความร้อนที่ปริมาตรคงที่

ที่มา : [6]



รูปที่ 2.4 แผนภาพ P-V ของกระบวนการให้ความร้อนที่ปริมาตรคงที่

ที่มา : [6]

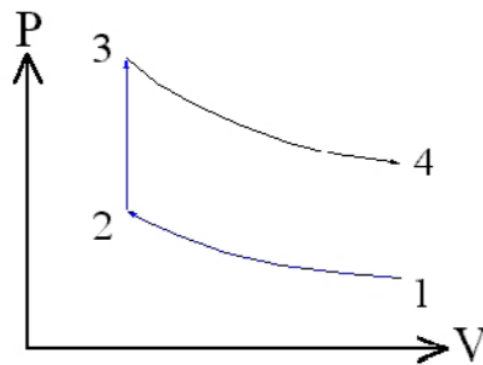
2.1.3 กระบวนการขยายตัวที่อุณหภูมิคงที่ (Isothermal Expansion)

รับความร้อนที่อุณหภูมิคงที่ (T_h) จากแหล่งจ่ายความร้อนภายนอก การขยายตัวทำให้ ลูกสูบด้านร้อน (Hot Piston) เคลื่อนที่มาจากตำแหน่ง (H_{min})



รูปที่ 2.5 ตำแหน่งของลูกสูบของกระบวนการขยายตัวที่อุณหภูมิคงที่

ที่มา : [6]

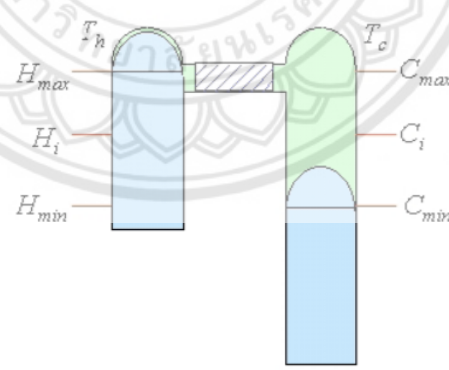


รูปที่ 2.6 แผนภาพ P-V ของกระบวนการขยายตัวที่อุณหภูมิคงที่

ที่มา : [6]

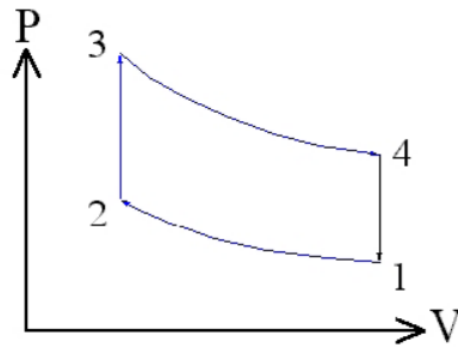
2.1.4 กระบวนการคายความร้อนปริมาตรคงที่ (Constant Volume Cooling)

ลูกสูบด้านร้อน (Hot Piston) เคลื่อนที่มาอยู่ที่ตำแหน่งสูงสุด (H_{max}) และลูกสูบด้านเย็น (Cold Piston) เคลื่อนที่ลงมาอยู่ที่ตำแหน่ง (C_{min}) และมีการถ่ายเทความร้อนจากของไหลทำงาน (Working Gas) ไปสู่รีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator) ที่ปริมาตรคงที่ เครื่องยนต์ก็จะทำงานครบ 4 วัฏจักรอย่างสมบูรณ์



รูปที่ 2.7 ตำแหน่งของลูกสูบของกระบวนการคายความร้อนที่ปริมาตรคงที่

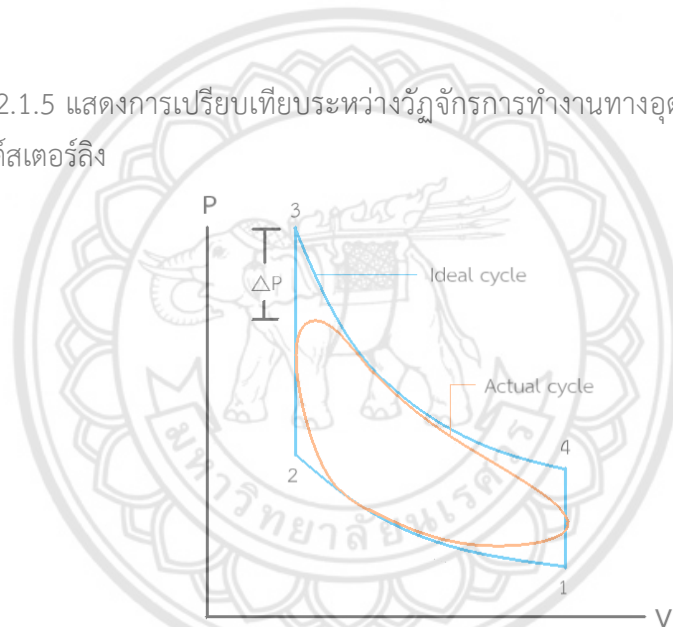
ที่มา : [6]



รูปที่ 2.8 แผนภาพ P-V ของกระบวนการคายความร้อนที่ปริมาตรคงที่

ที่มา : [6]

2.1.5 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างวัฏจักรการทำงานทางอุดมคติและการทำงานจริงของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

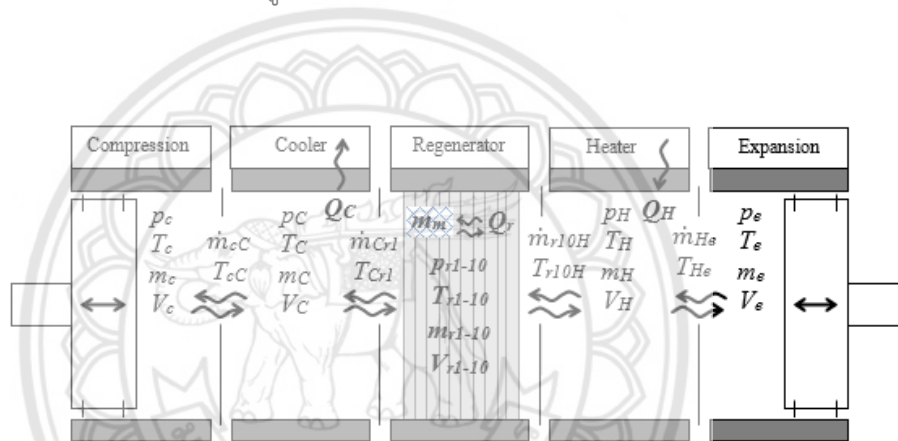


รูปที่ 2.9 แผนภาพ P-V เปรียบเทียบระหว่างวัฏจักรทางอุดมคติและวัฏจักรการทำงานจริง

จากรูปที่ 2.9 การทำงานจริงของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะมีการสูญเสียความดันของของไหลเกิดขึ้น ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนในวัฏจักรการทำงานจริงต่ำกว่าการทำงานทางอุดมคติ

2.2 แบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่คำนึงถึงการไหลแบบกลับไปกลับมา

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ที่คำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงการไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอเรเตอร์ที่พัฒนาขึ้นโดย Khiaonoi and Kraitong [4] โดยใช้สมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของการไหลแบบกลับไปกลับมาและ Breathing factor รวมถึงกระบวนการจำลองเชิงตัวเลขที่ปรับจากงานวิจัยของ Kraitong [2] ซึ่งสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จากการวิเคราะห์แบบ Quasi-steady flow model โดยการแบ่งรีเจนเนอเรเตอร์เป็น 10 ส่วน เพื่อให้สามารถแสดงผลการทำนายที่ดีที่สุดขึ้น โดยมีทิศทางการไหลของสารที่ทำงานในแบบจำลองคณิตศาสตร์แสดงให้เห็นดังรูปที่ 2.10



รูปที่ 2.10 ทิศทางการไหลของสารที่ทำงานในแบบจำลองคณิตศาสตร์ของ Kraitong

ที่มา : [2]

โดยข้อกำหนดของแบบจำลองคณิตศาสตร์มีดังต่อไปนี้

1. การเปลี่ยนแปลงความดันเทียบกับเวลาในแต่ละส่วนมีค่าเท่ากัน
2. ไม่มีของไหลทำงานรั่วไหลจากกระบอกสูบ
3. พิจารณาสารทำงานเป็นก๊าซอุดมคติ
4. ไม่มีการถ่ายเทความร้อนที่ผนังของลูกสูบ และลูกสูบไถ่
5. เครื่องยนต์ทำงานที่สภาพการทำงานคงที่

โดยปริมาตรของส่วนอัดตัว (Compression space) และส่วนขยายตัว (Expansion space) สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$V_c = V_{dc} + \frac{V_{s-p}}{2}(1 + \cos\theta) + \frac{V_{s-d}}{2}(1 - \cos\theta) \quad (2.1)$$

$$V_e = V_{de} + \frac{V_{s-d}}{2}(1 + \cos\theta) \quad (2.2)$$

โดยที่	V_c	คือ	ปริมาตรของส่วนอัด (m^3)
	V_{d-c}	คือ	ปริมาตรตายของส่วนอัด (m^3)
	V_{s-p}	คือ	ปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลัง (m^3)
	V_{s-d}	คือ	ปริมาตรกวาดของลูกสูบไล่ (m^3)
	V_e	คือ	ปริมาตรของส่วนขยาย (m^3)
	V_{d-e}	คือ	ปริมาตรตายของส่วนขยาย (m^3)

โดยอุณหภูมิของสารทำงานระหว่างส่วนอัดตัวกับส่วนระบายความร้อนสามารถกำหนดได้ดังนี้

$$T_{c-k} = T_c \quad \text{ถ้า } \dot{m}_{c-k} > 0$$

$$T_{c-k} = T_k \quad \text{ถ้า } \dot{m}_{c-k} \leq 0$$

โดยที่	\dot{m}_{c-k}	คือ	อัตราการไหลของสารทำงานระหว่างส่วนอัดกับส่วนทำความเย็น (kg/s)
	T_{c-k}	คือ	อุณหภูมิของอัตราการไหลของสารทำงานระหว่างส่วนอัดกับส่วนระบายความร้อน (K)
	T_c	คือ	อุณหภูมิก๊าซในส่วนอัด (K)
	T_k	คือ	อุณหภูมิก๊าซในส่วนระบายความร้อน (K)

อุณหภูมิของสารทำงานระหว่างระบายความร้อนกับส่วนแรกของรีเจนเนอเรเตอร์สามารถกำหนดได้ดังนี้

$$T_{k-r1} = T_k \quad \text{ถ้า } \dot{m}_{k-r1} > 0$$

$$T_{k-r1} = T_{r1-k} \quad \text{ถ้า } \dot{m}_{k-r1} \leq 0$$

โดยที่ \dot{m}_{k-r1} คือ อัตราการไหลของสารทำงานระหว่างส่วนระบายความร้อนและส่วนแรกของรีเจนเนอเรเตอร์ (kg/s)

T_{k-r1} คือ อุณหภูมิของอัตราการไหลของสารทำงานระหว่างส่วนระบายความร้อนและส่วนแรกของรีเจนเนอเรเตอร์ (K)

T_{k-r} คือ อุณหภูมิของสารทำงานระหว่างส่วนระบายความร้อน และส่วนแรกของรีเจนเนอเรเตอร์ (K) ซึ่งสามารถกำหนดเป็นซึ่งสามารถหาได้จาก

$$T_{k-r} = (3T_{r1} - T_{r2})/2$$

อุณหภูมิของรีเจนเนอเรเตอร์ส่วนที่สองถึงส่วนที่เก้าสามารถกำหนดได้ดังนี้

$$T_{r(i)-r(i+1)} = (T_{r(i)} + T_{r(i+1)})/2$$

โดยกำหนดให้ $i = 2 - 9$

อุณหภูมิของสารทำงานระหว่างส่วนที่สิบของรีเจนเนอเรเตอร์กับส่วนให้ความร้อนสามารถกำหนดได้ดังนี้

$$T_{r10-h} = T_{r-h} \quad \text{ถ้า } \dot{m}_{r10-h} > 0$$

$$T_{r10-h} = T_h \quad \text{ถ้า } \dot{m}_{r10-h} \leq 0$$

โดยที่ \dot{m}_{r10-h} คือ อัตราการไหลของสารทำงานระหว่างหนึ่งในสิบของส่วนรีเจนเนอเรเตอร์ และส่วนให้ความร้อน (kg/s)

T_{r10-h} คือ อุณหภูมิของอัตราการไหลของสารทำงานระหว่างหนึ่งในสิบของส่วนรีเจนเนอเรเตอร์ และส่วนให้ความร้อน (K)

T_{r-h} คือ อุณหภูมิของสารทำงานระหว่างหนึ่งในสิบของส่วนรีเจนเนอเรเตอร์ และส่วนให้ความร้อน (K) ซึ่งสามารถคำนวณได้จาก

$$T_{r-h} = (3T_{r10} - T_{r9})/2$$

อุณหภูมิของสารทำงานระหว่างส่วนขยายตัวกับส่วนให้ความร้อนสามารถกำหนดได้ดังนี้

$$T_{h-e} = T_h \quad \text{ถ้า } \dot{m}_{h-e} > 0$$

$$T_{r10-h} = T_e \quad \text{ถ้า } \dot{m}_{h-e} \leq 0$$

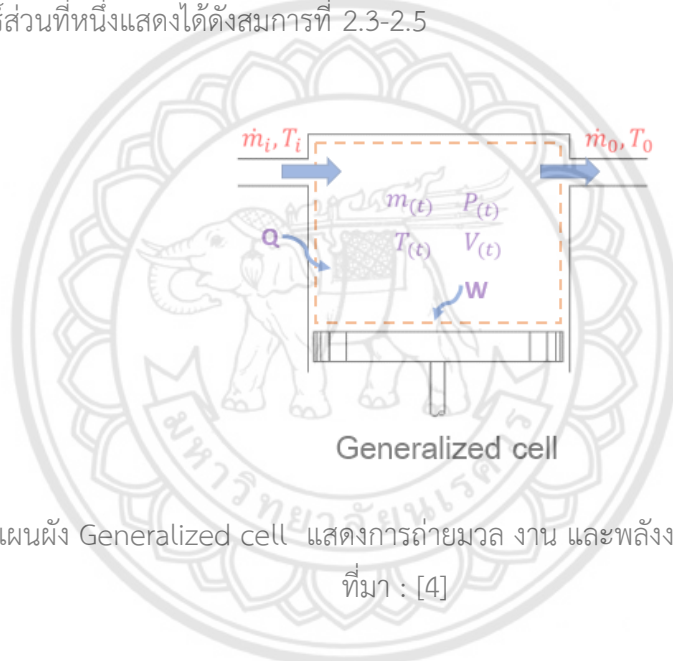
โดยที่ \dot{m}_{h-e} คือ อัตราการไหลของสารทำงานระหว่างส่วนให้ความร้อนและส่วนขยายตัว (kg /s)

T_{h-e} คือ อุณหภูมิของอัตราการไหลของสารทำงานระหว่างส่วนให้ร้อนและส่วนขยายตัว

T_h คือ อุณหภูมิภายในส่วนให้ความร้อน (K)

T_e คือ อุณหภูมิภายในพื้นที่การขยายตัว (K)

ในกระบวนการสร้างชุดสมการเพื่ออธิบายการถ่ายเทมวลและการเปลี่ยนแปลงของพลังงานในแต่ละปริมาตรของไหลสามารถพิจารณาจาก Generalized cell ดังแสดงในรูปที่ 2.11 โดยสมการอนุรักษ์พลังงานที่ถูกนำไปใช้การควบคุมปริมาตรของส่วนอัดตัว ส่วนระบายความร้อนรีเจนเนอเรเตอร์ส่วนที่หนึ่งแสดงได้ดังสมการที่ 2.3-2.5



รูปที่ 2.11 แผนผัง Generalized cell แสดงการถ่ายเทมวล งาน และพลังงานของปริมาตรของไหล
ที่มา : [4]

$$C_v \frac{d(m_c T_c)}{dt} = - \dot{m}_{c-k} C_p T_{c-k} - \frac{dW_c}{dt} \quad (2.3)$$

$$C_v \frac{d(m_k T_k)}{dt} = dQ_k - dQ_{\text{loss, disp-k}} + \dot{m}_{c-k} C_p T_{c-k} - \dot{m}_{k-r1} C_p T_{k-r1} \quad (2.4)$$

$$C_v \frac{d(m_{r1} T_{r1})}{dt} = dQ_{r1} - dQ_{\text{loss, disp-r1}} + \dot{m}_{k-r1} C_p T_{k-r1} - \dot{m}_{r1+r2} C_p T_{r1+r2} \quad (2.5)$$

สมการอนุรักษ์พลังงานของรีเจนเนอเรเตอร์แปดส่วน โดยส่วนที่สองถึงส่วนที่เก้าแสดงได้ดังสมการที่ 2.6

$$C_v \frac{d(m_{r(i)} T_{r(i)})}{dt} = dQ_{r(i)} - dQ_{\text{loss,disip-r(i)}} + \dot{m}_{r(i-1)-r(i)} C_p T_{r(i-1)-r(i)} - \dot{m}_{r(i)-r(i+1)} C_p T_{r(i)-r(i+1)} \quad (2.6)$$

โดยที่ i คือ จำนวนส่วนของปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ 2.6-2.9

สมการอนุรักษ์พลังงานที่ถูกนำไปใช้การควบคุมปริมาตรของรีเจนเนอเรเตอร์ส่วนที่สิบ ส่วนให้ความร้อน และส่วนขยายตัว แสดงได้ดังสมการที่ 2.7-2.9

$$C_v \frac{d(m_{r10} T_{r10})}{dt} = dQ_{r10} - dQ_{\text{loss,disip-r10}} + \dot{m}_{r9-r10} C_p T_{r9-r10} - \dot{m}_{r10-h} C_p T_{r10-h} \quad (2.7)$$

$$C_v \frac{d(m_h T_h)}{dt} = dQ_h - dQ_{\text{loss,disip-h}} + \dot{m}_{r10-h} C_p T_{r10-h} - \dot{m}_{h-e} C_p T_{h-e}$$

(2.8)

$$C_v \frac{d(m_e T_e)}{dt} = \dot{m}_{H-e} C_p T_{H-e} - dQ_{\text{loss,shtl}} - \frac{dW_e}{dt} \quad (2.9)$$

ในสมการข้างต้น m_k และ m_h คือ มวลของก๊าซในส่วนระบายความร้อนและส่วนให้ความร้อนตามลำดับ (kg) $Q_{\text{loss,disip-k}}$ คือ การสูญเสียความร้อนเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลในส่วนระบายความร้อน (W) $Q_{\text{loss,disip-r1}}$ คือ การสูญเสียความร้อนเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลในส่วนแรกของรีเจนเนอเรเตอร์ (W) $Q_{\text{loss,disip-r(i)}}$ คือ การสูญเสียความร้อนเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลใน (i) เป็นส่วนลำดับที่หนึ่งของพื้นที่รีเจนเนอเรเตอร์, $i = 2 \dots 9$ (W) $Q_{\text{loss,disip-r10}}$ คือ การสูญเสียความร้อนเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลในหนึ่งในสิบของส่วนรีเจนเนอเรเตอร์ (W) และ $Q_{\text{loss,disip-h}}$ คือ การสูญเสียความร้อนเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลในส่วนให้ความร้อน (W) โดยงานที่เกิดจากสารทำงานในส่วนอัดตัวและส่วนขยายตัวสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.10

$$\frac{dW_c}{dt} = p_c \frac{dV_c}{dt} \quad \text{และ} \quad \frac{dW_e}{dt} = p_e \frac{dV_e}{dt} \quad (2.10)$$

เมื่อพิจารณาสมการ Ideal gas $PV=mRT$ และคุณสมบัติของก๊าซซึ่งคำนวณได้จาก $R=C_p-C_v$ โดยที่ $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงานระหว่างปริมาตรควบคุมในสมการอนุรักษ์

พลังงานสามารถคำนวณได้ด้วยสมการดังต่อไปนี้

อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงานระหว่างปริมาตรควบคุมของส่วนอัดตัว และส่วนระบายความร้อน

$$\dot{m}_{c-k} = -\frac{1}{RT_{c-k}} \left(p_c \frac{dV_c}{dt} + \frac{V_c}{\gamma} \frac{dp}{dt} \right) \quad (2.11)$$

อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงานระหว่างปริมาตรควบคุมของส่วนระบายความร้อนและรีเจนเนอเรเตอร์ส่วนแรก

$$\dot{m}_{k-r1} = \frac{1}{RT_{k-r1}} \left(\frac{R}{C_p} dQ_k - \frac{R}{C_p} dQ_{\text{loss,disip-k}} - \frac{V_k}{\gamma} \frac{dp}{dt} + R\dot{m}_{c-k} T_{c-k} \right) \quad (2.12)$$

อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงานระหว่างปริมาตรควบคุมของรีเจนเนอเรเตอร์ส่วนแรกและรีเจนเนอเรเตอร์ส่วนที่สอง

$$\dot{m}_{r1-r2} = \frac{1}{RT_{r1-r2}} \left(\frac{R}{C_p} dQ_{r1} - \frac{R}{C_p} dQ_{\text{loss,disip-r1}} - \frac{V_{r1}}{\gamma} \frac{dp}{dt} + R\dot{m}_{k-r1} T_{k-r1} \right) \quad (2.13)$$

สำหรับอัตราการไหลของสารทำงานระหว่างปริมาตรในส่วนของรีเจนเนอเรเตอร์ระหว่างส่วนที่สองและที่เข้าของรีเจนเนอเรเตอร์สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\dot{m}_{r(i)-r(i+1)} = \frac{1}{RT_{r(i)-r(i+1)}} \left(\frac{R}{C_p} dQ_{r(i)} - \frac{R}{C_p} dQ_{\text{loss,disip-r(i)}} - \frac{V_{r(i)}}{\gamma} \frac{dp}{dt} + R\dot{m}_{r(i-1)-r(i)} T_{r(i-1)-r(i)} \right) \quad (2.14)$$

โดยที่ i คือจำนวนส่วนของปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ 2-9

อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงานระหว่างปริมาตรควบคุมของรีเจนเนอเรเตอร์ส่วนที่สิบและส่วนระบายความร้อนคำนวณได้จากสมการที่ 15

$$\dot{m}_{r10-h} = \frac{1}{RT_{r10-h}} \left(\frac{R}{C_p} dQ_{r10} - \frac{R}{C_p} dQ_{\text{loss,disip-r10}} - \frac{V_{r10}}{\gamma} \frac{dp}{dt} + R\dot{m}_{r9-r10} T_{r9-r10} \right) \quad (2.15)$$

อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงานระหว่างปริมาตรควบคุมของส่วนให้ความร้อนและส่วนขยายตัวคำนวณได้จากสมการที่ 16

$$\dot{m}_{he} = \frac{1}{RT_{he}} \left(\frac{R}{C_p} dQ_h - \frac{R}{C_p} dQ_{loss,disip-h} - \frac{V_{r10}}{\gamma} \frac{dp}{dt} + R\dot{m}_{r10h} T_{r10h} \right) \quad (2.16)$$

ที่ซึ่งอนุพันธ์ความดันสามารถหาได้โดยการเพิ่มขึ้นทุกสมการอนุรักษ์พลังงานข้างต้นสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{C_p V_T} \left(R \left(dQ_H + \sum dQ_r + dQ_c - \sum dQ_{loss,disip} - dQ_{loss,shl} \right) - C_p \left(p_c \frac{dV_c}{dt} + p_e \frac{dV_e}{dt} \right) \right) \quad (2.17)$$

ที่ซึ่ง $Q_{loss,disip}$ คือ การสูญเสียความร้อนรับส่งจากการถ่ายเทความร้อนจากส่วนให้ความร้อนไปยังส่วนระบายความร้อนโดยลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (W)

นอกจากนี้สมการอนุรักษ์พลังงานสำหรับวัสดุพูนในรีเจนเนอเรเตอร์ สามารถเขียนได้ดังนี้

$$\dot{m}_m C_p \frac{dT_m}{dt} = -dQ_r \quad (2.18)$$

ดังนั้นอนุพันธ์ของอุณหภูมิในส่วนของวัสดุพูนในรีเจนเนอเรเตอร์ แต่ละส่วนสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\frac{dT_{m(i)}}{dt} = \frac{1}{\dot{m}_{m(i)} C_p} (-dQ_{r(i)}) \quad (2.19)$$

เมื่อ $i = 1 - 10$

ความผันผวนของการไหลในช่องถักของรีเจนเนอเรเตอร์ทำให้เกิดความต่างมุมเฟสของอัตราการไหลจากการศึกษาที่ผ่านมาพบว่า การดัดแปลงสมการอนุรักษ์มวลโดยเพิ่มตัวแปรไร้มิติ Breathing factor (B) ที่ได้มาจากการวิเคราะห์สมการอนุรักษ์มวลในรูปแบบของ Volume average จะส่งผลทำให้เกิดความแม่นยำในการทำนายความดันลดสูงขึ้น [10] หากพิจารณาจาก Generalized cell ดังแสดงในรูปที่ 2.11 โดยสมการอนุรักษ์มวลที่ถูกดัดแปลงเพื่อนำไปใช้การควบคุมปริมาตรทั้งหมด (ส่วนอัดตัว ส่วนระบายความร้อน รีเจนเนอเรเตอร์สับส่วน ส่วนให้ความร้อน และส่วนขยายตัว) แสดงได้ดังสมการที่ 2.20-2.26

สมการอนุรักษ์มวลของสารทำงานสามารถแสดงได้ดังนี้

$$\frac{dm_c}{dt} = -\dot{m}_{c-k} \quad \text{สมการอนุรักษ์มวลของส่วนอัดตัว} \quad (2.20)$$

$$\frac{dm_k}{dt} = \dot{m}_{c-k} - \dot{m}_{k-r1} \quad \text{สมการอนุรักษ์มวลส่วนระบายความร้อน} \quad (2.21)$$

$$B \frac{dm_{r1}}{dt} = \dot{m}_{k-r1} - \dot{m}_{r1-r2} \quad \text{สมการอนุรักษ์มวลของรีเจนเนอเรเตอร์ส่วนแรก} \quad (2.22)$$

สำหรับสมการอนุรักษ์มวลของรีเจนเนอเรเตอร์ในส่วนที่สองถึงส่วนที่เก้าของรีเจนเนอเรเตอร์สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$B \frac{dm_{r(i)}}{dt} = \dot{m}_{r(i-1)-r(i)} - \dot{m}_{r(i)-r(i+1)} \quad (2.23)$$

เมื่อ $i = 2 - 9$

สำหรับสมการอนุรักษ์มวลของรีเจนเนอเรเตอร์ในส่วนที่สิบ ส่วนให้ความร้อน และส่วนขยายตัว แสดงดังสมการที่ 2.24 ถึง 2.26

$$B \frac{dm_{r10}}{dt} = \dot{m}_{r9-r10} - \dot{m}_{r10-H} \quad (2.24)$$

$$\frac{dm_H}{dt} = \dot{m}_{r10-H} - \dot{m}_{H-e} \quad (2.25)$$

$$\frac{dm_e}{dt} = \dot{m}_{H-e} \quad (2.26)$$

ในแบบจำลองคณิตศาสตร์ใช้สมการก๊าซอุดมคติสำหรับการหาอุณหภูมิของทุก ๆ ส่วนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยสมการสำหรับคำนวณอุณหภูมิของสารทำงานแสดงได้ดังนี้

$$T_c = \frac{p_c V_c}{Rm_c} \quad (2.27)$$

$$T_k = \frac{p_k V_k}{Rm_k} \quad (2.28)$$

$$T_{r(i)} = \frac{p_{r(i)} V_{r(i)}}{Rm_{r(i)}} \quad (2.29)$$

$$T_h = \frac{p_h V_h}{Rm_h} \quad (2.30)$$

$$T_e = \frac{p_e V_e}{Rm_e} \quad (2.31)$$

ในการคำนวณค่าความดันตกคร่อมที่เกิดในส่วนให้ความร้อน และระบายความร้อน แสดงได้ดังนี้

$$\Delta p = - \frac{2f_r \mu UV}{A_{\text{free}} d_h^2} \quad (2.32)$$

โดยที่ $f_r = f_c Re/4$












เมื่อ f_c เป็นสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของส่วนให้ความร้อน และ ส่วนระบายความร้อนสามารถหาคำนวณได้ดังนี้

ถ้า $Re < 2300$

ค่า f_c สามารถหาได้จากตารางความสัมพันธ์ในตาราง 2.1

ตาราง 2.1 ค่า Nusselt numbers and friction factors สำหรับการไหลช่วง Fully developed laminar flow ในท่อที่มีภาคตัดต่างๆ

$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$

Cross Section	$\frac{b}{a}$	(Uniform q_s')	(Uniform T_s)	$f Re_D$
	—	4.36	3.66	64
 a b	1.0	3.61	2.98	57
 a b	1.43	3.73	3.08	59
 a b	2.0	4.12	3.39	62
 a b	3.0	4.79	3.96	69
 a b	4.0	5.33	4.44	73
 a b	8.0	6.49	5.60	82
	∞	8.23	7.54	96
 Heated	∞	5.39	4.86	96
 Insulated	∞	5.39	4.86	96
	—	3.11	2.49	53

Used with permission from W. M. Kays and M. E. Crawford, *Convection Heat and Mass Transfer*, 3rd ed. McGraw-Hill, New York, 1993.

ที่มา : [7]

ถ้า $2300 < Re < 20000$

$$f_c = 0.316Re^{-0.25}$$

ถ้า $Re > 20000$

$$f_c = 0.184Re^{-0.2}$$

สำหรับสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลในรีเจนเนอเรเตอร์นั้นใช้ สมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาซึ่งเป็นฟังก์ชันกับเรโนลด์นัมเบอร์ (Re) วาเลนซีนัมเบอร์ (Va) และ อัตราส่วนขยายตัวของก๊าซ (ϵ) [8] แสดงในสมการที่ 2.33

$$f_{osc} = f(Re, Va, \epsilon) \quad (2.33)$$

การกระจายพลังงานอันเนื่องมาจากความเสียหายที่เกิดแรงเสียดทานในการไหลได้รับการศึกษาโดย Tlili และคณะ [9] และ Timoumi และคณะ [10] สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$Q_{loss,disip} = \frac{\Delta p \dot{m}}{\rho} \quad (2.34)$$

ความดันของสารทำงานในส่วนปริมาตรควบคุมในส่วนระบายความร้อน แสดงในสมการที่ 2.35

$$p_k = p_c + \frac{\Delta p_k}{2} \quad (2.35)$$

เมื่อ Δp_k เป็นความดันตกคร่อมในส่วนระบายความร้อน (Pa)

สมการความดันลดที่เกิดขึ้นในรีเจนเนอเรเตอร์ ($\Delta p_{r1} - \Delta p_{r10}$) ถูกพิจารณาภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา โดยการเปลี่ยนแปลงของความดันลดในรีเจนเนอเรเตอร์เป็นฟังก์ชันไซน์ และความดันลดที่เกิดขึ้นมี ความต่างของมุมเฟสกับอัตราการไหลของของไหลในรีเจนเนอเรเตอร์ [5] โดยสมการความดันลดในรีเจนเนอเรเตอร์ แสดงได้ดังนี้

$$-\frac{\Delta p_{r(i)}}{\Delta x} = \frac{2}{D_h} \frac{X_m^2}{\rho A_g^2} f_{oscm} \sin(\omega t + \theta_{in}) \quad (2.36)$$

เมื่อ $i = 1 - 10$

โดยความดันตกคร่อมของรีเจนเนอเรเตอร์ในส่วนของส่วนหนึ่งเขียนได้

$$p_{r1} = p_k + \frac{\Delta p_k}{2} + \frac{\Delta p_{r1}}{2}; \quad (2.37)$$

ความดันตกคร่อมในส่วนของส่วนที่สองถึงส่วนที่สิบของรีเจนเนอเรเตอร์สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$p_{r(i)} = p_{r(i-1)} + \frac{\Delta p_{r(i-1)}}{2} + \frac{\Delta p_{r(i)}}{2} \quad (2.38)$$

เมื่อ $i = 2 - 10$

โดยความดันตกคร่อมในส่วนให้ความร้อน และส่วนขยายตัว แสดงดังสมการที่ 2.39 และ 2.40 ตามลำดับ

$$p_H = p_{r10} + \frac{\Delta p_{r10}}{2} + \frac{\Delta p_H}{2} \quad (2.39)$$

เมื่อ Δp_H คือ ความดันตกคร่อมที่ออกจากส่วนให้ความร้อน (Pa)

$$p_e = p_H + \frac{\Delta p_H}{2} \quad (2.40)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$dQ_h = h_h A_h (T_h - T_e) - dQ_{\text{loss, lir-h}} \quad (2.41)$$

$$dQ_k = h_k A_k (T_k - T_c) - dQ_{\text{loss, lir-k}} \quad (2.42)$$

เมื่อ $Q_{\text{loss, lir-h}}$ คือ การสูญเสียความร้อนจากการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการนำความร้อนออกจากพื้นที่ร้อนไปยังพื้นที่เย็นของส่วนให้ความร้อน (W) $Q_{\text{loss, lir-k}}$ คือ การสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการนำความร้อนออกจากพื้นที่ร้อนไปยังพื้นที่เย็นของส่วนระบายความร้อน (W) ความสัมพันธ์สำหรับส่วนให้ความร้อนในการถ่ายโอนค่าสัมประสิทธิ์ (h) การไหลทิศทางเดียว ความสัมพันธ์ของ Colburn [11] ถูกนำมาใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวของส่วนให้ความร้อนและส่วนระบายความร้อน โดยคำนวณได้ดังนี้

$$J = \frac{hPr^{2/3}}{C_p \dot{m}/A_{free}}$$

ถ้า $Re < 3000$

$$J = e^{(0.337 - 0.812 \log(Re))}$$

ถ้า $3000 < Re < 4000$

$$J = 0.0021$$

ถ้า $4000 < Re < 7000$

$$J = e^{(13.31 - 0.861 \log(Re))}$$

ถ้า $7000 < Re < 10000$

$$J = 0.0034$$

ถ้า $Re > 10000$

$$J = e^{(-3.575 - 0.229 \log(Re))}$$

สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนนั้นสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$h = \frac{kNu}{D_h} \quad (2.43)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์ทั้งสองส่วนสามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$dQ_{r(i)} = e_{eff} h_{m(i)} A_{h-m(i)} (T_{m(i)} - T_{r(i)}) - dQ_{loss, lir-r(i)} \quad (2.44)$$

เมื่อ $dQ_{loss, lir-r(i)}$ คือ การสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการนำความร้อนออกจากพื้นที่ร้อนไปยังพื้นที่เย็นของรีเจนเนอเรเตอร์ (W) และ $i = 1-10$ คือ จำนวนของเมทริกซ์ในส่วนรีเจนเนอเรเตอร์

ความร้อนสูญเสียจากการนำความร้อนถูกกำหนดมาจากการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนจากพื้นที่ร้อนไปยังพื้นที่เย็นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สมการการนำความร้อนในหนึ่งมิติตามความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$dQ_{\text{loss, lir}} = \frac{kA_L}{l} \Delta T \quad (2.45)$$

ค่างานบ่งชี้ของวัฏจักร (Indicated cyclic work) สามารถคำนวณได้จาก

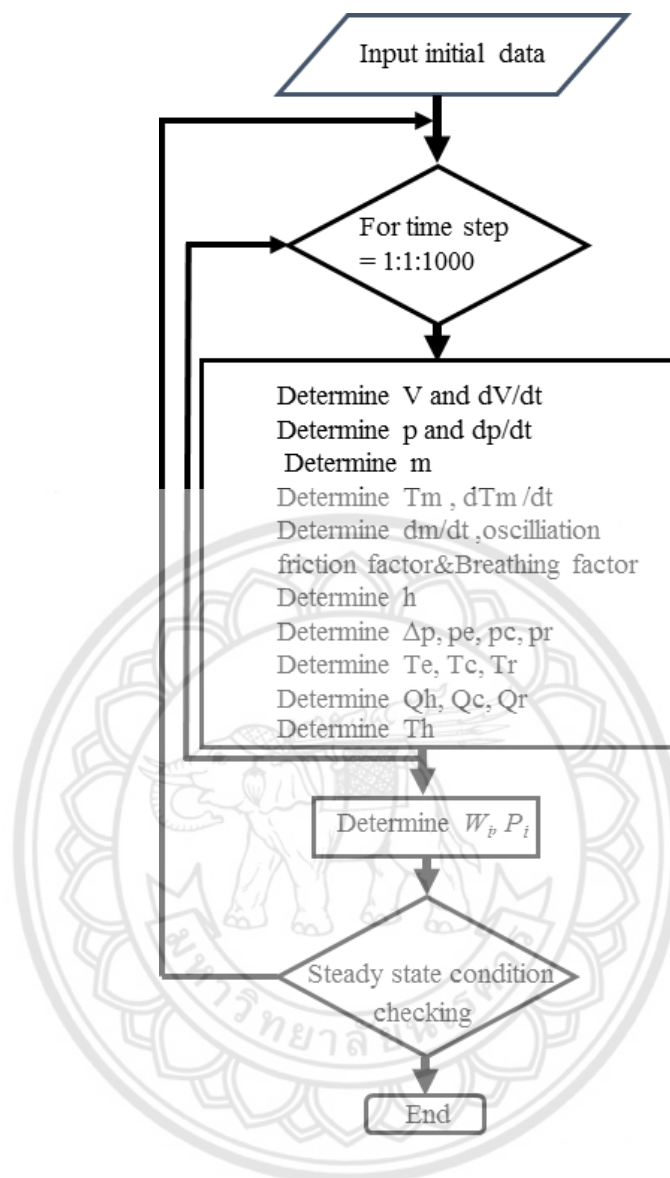
$$W_i = \int \left(\frac{dW_i}{dt} \right) dt = \int_0^{\tau} \left(\frac{dW_c}{dt} + \frac{dW_e}{dt} \right) dt = \int_0^{\tau} \left(P_c \frac{dV_c}{dt} + P_e \frac{dV_e}{dt} \right) dt \quad (2.46)$$

และกำลังบ่งชี้ของวัฏจักร (Cyclic indicated power) สามารถคำนวณได้โดย

$$P_i = W_i f \quad (2.47)$$

โดย Khiaonoi and Kraitong [4] ใช้โปรแกรม MATLAB ในการพัฒนาแบบจำลองคณิตศาสตร์ จากการนำข้อมูลทางกายภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ความเร็วรอบ ความดันใช้งาน และอุณหภูมิผิวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อนำมาใช้ในการคำนวณตัวแปรต่างๆ ดังสมการที่ 2.12-2.47

ขั้นตอนต่อไปจะคำนวณการเปลี่ยนแปลงปริมาตรในกระบอกสูบ การเปลี่ยนแปลงของความดันและอุณหภูมิของสารทำงาน รวมถึงอัตราการผลิตเชิงมวล โดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์จากนั้นโปรแกรมคอมพิวเตอร์จะนำสมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลไปคำนวณความดันลดขณะที่เกิดขึ้นในแต่ละปริมาตรควบคุม จากนั้นคำนวณความร้อนที่เกิดขึ้น และกำลังบ่งชี้ทางวัฏจักร โดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ถูกกำหนดให้แบ่งการคำนวณในหนึ่งรอบออกเป็น 1,000 ส่วน และจะคำนวณรอบการทำงานซ้ำๆ จนกว่ากำลังของเครื่องยนต์อยู่ในสภาวะสมดุลด้วยความผิดพลาดที่กำหนด ที่ซึ่งผังขั้นตอนของโปรแกรมแสดงในรูปที่ 2.12



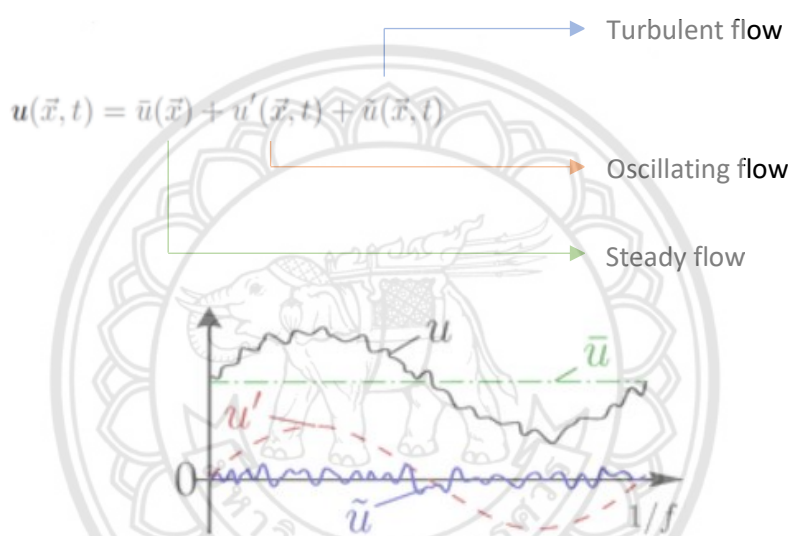
รูปที่ 2.12 แผนผังแสดงผังขั้นตอนของโปรแกรมในการทำนายสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
ที่มา : [4]

2.3 การหาค่าสัมประสิทธิ์การไหลในรีเจนเนอเรเตอร์

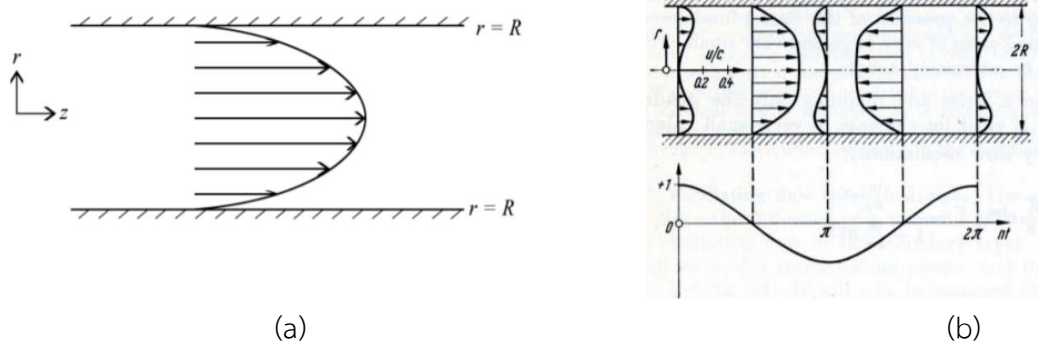
2.3.1 การไหลในรีเจนเนอเรเตอร์และการไหลแบบกลับไปกลับมา

การไหลมีทั้งการไหลแบบคงตัวหรือการไหลแบบทางเดียว (Unidirectional steady flow) การไหลแบบไม่คงตัว และการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulence flow) ส่วนการไหลที่ใช้ในการศึกษาในรีเจนเนอเรเตอร์ คือ การไหลแบบไม่คงตัว ได้แก่ การไหลแบบกลับไปกลับมา (Oscillating flow) การไหลที่เกิดขึ้นในตัวรีเจนเนอเรเตอร์นำไปสู่การสร้างสมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียด

ทาน และสมการความดันลดที่มีการทำนายผลของการสูญเสียกำลังได้อย่างแม่นยำซึ่งพิจารณาจากคุณลักษณะของการไหล แต่ในส่วนของการพิจารณาการถ่ายเทความร้อนนั้นทำให้นำไปสู่การพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงให้มีความเหมาะสมในหลายๆด้าน เช่น กำลังเพลลาและประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้ นอกจากนี้ยังมีการเกิดความดันลดอันเนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงความดันในขณะการไหลซึ่งค่อนข้างมีอิทธิพลต่อการเกิดความดันลดเป็นอย่างมาก โดยการเปลี่ยนแปลงความเร็วของการไหลแต่ละชนิดแสดงในรูปที่ 2.13 และความสัมพันธ์ของความดันต่อรูปร่างความเร็ว (Velocity profile) ของการไหลแสดงในรูปที่ 2.14



รูปที่ 2.13 การเปลี่ยนแปลงความเร็วของการไหลแต่ละชนิด
ที่มา : [12]



รูปที่ 2.14 รูปร่างความเร็วเมื่อ (a) ความดันคงที่ และ (b) ความดันเปลี่ยนแปลงแบบเป็นคาบ
ที่มา : [13]

ในขณะที่เครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานก๊าซในกระบอกสูบจะเคลื่อนที่แบบกลับไปกลับมาซึ่งสัมพันธ์กับการเคลื่อนที่ของลูกสูบ หากพิจารณาให้ความเร็วการไหลของก๊าซมีการเปลี่ยนแปลงแบบคลื่นรูปไซน์แบบเป็นคาบโดยในหนึ่งคาบเวลามีความเร็วเฉลี่ยเป็นศูนย์ (Zero mean velocity) ดังนั้นรูปแบบของการเปลี่ยนแปลงการไหลรูปแบบนี้เรียกว่า การไหลแบบกลับไปกลับมา ในการศึกษาการไหลรูปแบบดังกล่าว จึงมีการใช้ตัวแปรไร้มิติมาช่วยพิจารณาเพื่อลดความซับซ้อนในการแก้สมการ [14] ตัวแปรไร้มิติที่นำมาใช้ในการพิจารณาได้แก่

1. เรย์โนลด์นัมเบอร์สูงสุด (Maximum Reynold number, Re_{max}) โดยนิยามคืออัตราส่วนระหว่างแรงเฉื่อยของของไหล และแรงหนืดเนื่องจากความหนืดที่ความเร็วสูงสุด แสดงในสมการที่ (2.48)

2. เรย์โนลด์นัมเบอร์เชิงความถี่ (Angular Reynold number, Re_{ω}) หรือวาเลนซีนัมเบอร์ (Valency number, Va) นิยามคล้ายกับสมการของเรย์โนลด์นัมเบอร์สูงสุดแต่พิจารณาที่ความเร็วเชิงมุมของการไหล แสดงในสมการที่ (2.49)

$$Re_{max} = \frac{U_{max} D_h}{\nu} \quad (2.48)$$

$$Va = Re_{max} = \frac{\omega D_h^2}{\nu} \quad (2.49)$$

โดยที่ U_{max} คือ ความเร็วสูงสุด (m/s)
 ω คือ ความเร็วรอบ (rad/s)
 D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (m)
 ν คือ ความหนืดเชิงจลน์ (m^2/s)

3. สัดส่วนโดเมนของก๊าซ (Gas domain ratio, L/D) โดยนิยามคืออัตราส่วนระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบกับความยาวของตัวรีเจนเนอเรเตอร์

4. ตัวแปรการขยาย (Expansion parameter, \mathcal{E}) โดยนิยามคืออัตราส่วนของระยะทางการเคลื่อนที่ของก๊าซต่อความยาวของตัวรีเจนเนอเรเตอร์ แสดงในสมการที่ (2.50)

$$\mathcal{E} = \frac{U}{\omega L} \quad (2.50)$$

โดยที่ U คือ ความเร็วก๊าซ (m/s)

ω คือ ความเร็วรอบ (rad/s)

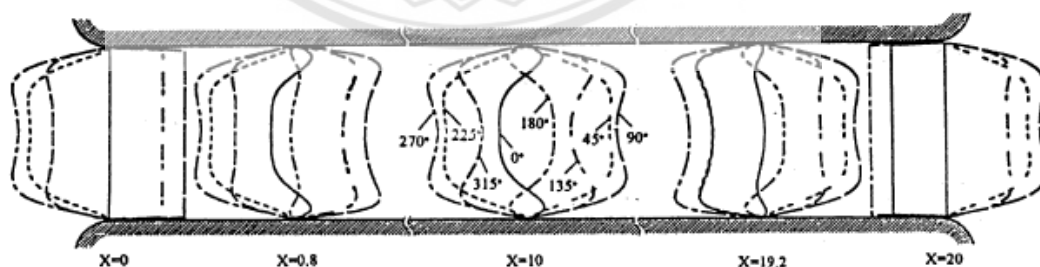
L คือ ความยาวของช่องการไหล (m)

ตัวอย่างของงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการไหลแบบกลับไปกลับมาแสดงได้ดังนี้ Blythman และคณะ [15] ใช้เทคนิคการถ่ายภาพแบบ PIV (Particle Image Velocimetry) เพื่อสังเกตพฤติกรรมอนุภาคที่ความแตกต่างของความดัน (Pressure gradient) และความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นตรงผนัง (Wall shear stress) เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความถี่ที่เกิดขึ้นในการไหลแบบกลับไปกลับมา พบว่าการเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อเปรียบเทียบกับ การไหลแบบคงตัวแล้วส่งผลให้ค่าดังกล่าวทั้งสองมีค่าสูงขึ้น แต่การเพิ่มขึ้นของค่าความแตกต่างของความดันส่งผลให้เกิดความดันลดเกิดขึ้นในระหว่างการไหล และยังมีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนอีกด้วย

Fan และคณะ [16] ได้ทดลองศึกษาการถ่ายเทความร้อนในการไหลแบบกลับไปกลับมา จากการศึกษา พบว่าประสิทธิภาพการนำความร้อนของการไหลขึ้นอยู่กับ ความถี่และแอมพลิจูดของการไหล และเมื่อความเค้นเฉือนที่ผนังเพิ่มขึ้นการไหลจะถูกจำกัดจากการต้านการไหล และนอกจากนี้ การนำความร้อนของของไหลยังขึ้นอยู่กับความยาวของช่องการไหล สรุปได้ว่าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พิจารณาถึงคุณลักษณะเชิงความร้อน ตัวอย่างเช่น เมื่อพิจารณาการถ่ายเทความร้อนที่อุณหภูมิพื้นผิวคงที่ จะทำให้ทำนายค่าการนำความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนต่ำกว่าค่าจริง

จากงานวิจัยของ Terrence และคณะ [12] กล่าวว่า พฤติกรรมการไหลแบบกลับไปกลับมาที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์สเตอร์ริงจะส่งผลต่อกำลัง และประสิทธิภาพเชิงความร้อน นอกจากนี้ Zhao และคณะ [18] ได้สร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขขึ้นมาและนำแบบจำลองนี้ไปจำลองรูปร่างของความเร็วของอากาศเพื่อที่จะศึกษารูปร่างความเร็ว (Velocity profile) ในการไหลแบบกลับไปกลับมาเพื่อวิเคราะห์ความแตกต่างกันของรูปร่างการไหลในท่อกลมดังแสดงในรูปที่ 2.15

$$Re_{\omega} = 100, \text{ และ } L/D = 20$$



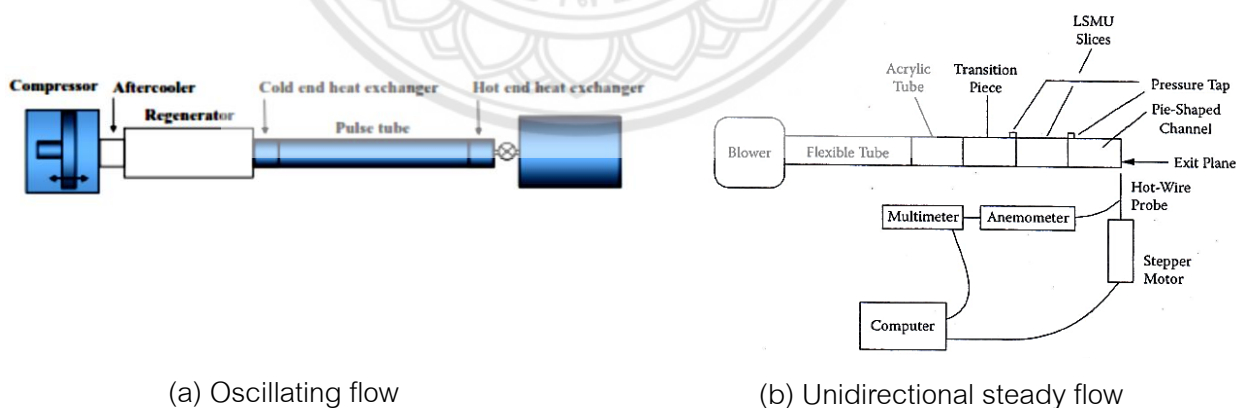
รูปที่ 2.15 รูปร่างความเร็วของอากาศภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาในท่อกลม
ที่มา : [14]

จากรูป 2.15 สามารถอธิบายปรากฏการณ์การไหลในครั้งแรกของวัฏจักร $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ ได้ดังนี้ เมื่อของไหลผ่านทางเข้าที่ระยะ $(X = 0)$ ชั้นขีดผิวของการไหล (Viscous layer) มีขนาดมากขึ้น ต่อมาที่ระยะ $(X = 0.8)$ รูปร่างของความเร็วเปลี่ยนแปลงไปเนื่องจากผลจากของแรงเสียดทานที่ผนังท่อ และความหนืดทำให้รูปร่างของความเร็วมีลักษณะคล้ายกับพาราโบลา จากนั้นรูปร่างความเร็วตรงกลางท่อหรือที่ $(X = 10)$ เป็นผลมาจากความหนืด และความเฉื่อยในของไหลทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงรูปร่างความเร็วอีกครั้ง จนลักษณะคล้ายพาราโบลาที่มีความเรียบมากขึ้น สำหรับที่ระยะ $(X=19.2)$ ไปจนถึง $(X=20)$ เป็นปรากฏการณ์การไหลในครั้งแรกของวัฏจักร $180^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$ จะมีรูปแบบเหมือนกันกับการไหลในครั้งแรกของวัฏจักรแต่มีทิศทางการไหลในทิศตรงข้าม

Patel และคณะ [17] สร้างแบบจำลองขึ้นมาใหม่เพื่อเปรียบเทียบกับแบบจำลองของ Zhao และคณะ [18] โดยแบบจำลองของ Patel และคณะ [17] คือแบบจำลองอุณหพลศาสตร์ของไหล ที่อยู่ภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาและสามารถสรุปผลการทดลองได้ว่า เมื่อ Re_0 มีค่าสูง การไหลพัฒนาแบบเต็มที (Fully developed) รูปร่างของความเร็วจะแยกออกจากกัน เนื่องจากความเร็วบริเวณผนังท่อและความเร็วบริเวณกลางท่อไม่ได้อยู่ในเฟสของการรวมกัน

2.3.2 สมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอเรเตอร์

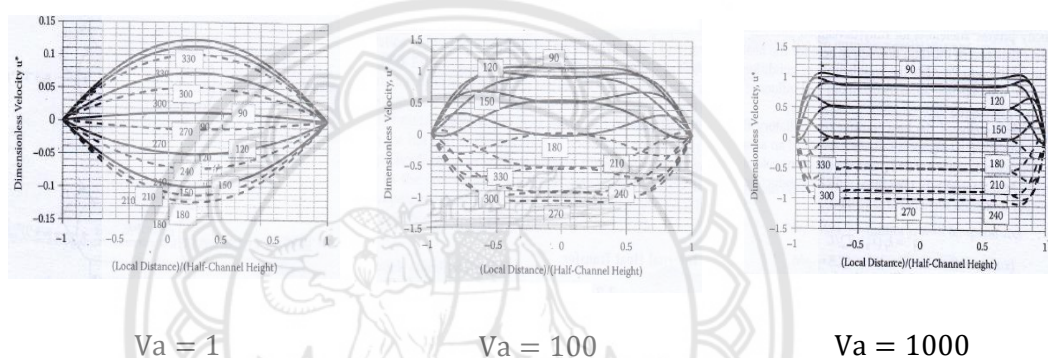
ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน (Flow friction factor) นั้นจะนำไปใช้คำนวณค่าความดันลดที่เกิดขึ้นในรีเจนเนอเรเตอร์ ส่วนมากจะนิยมหาจากการทดลอง โดยจะแบ่งลักษณะของการทดลองออกเป็นสองประเภท ได้แก่ การทดลองภายใต้การไหลทางเดียวแบบคงตัว (Unidirectional steady flow) และการทดลองภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา (Oscillating flow) ดังแสดงในรูปที่ 2.16



รูปที่ 2.16 แสดงแผนภาพการทดลอง (a) ทดลองภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา (b) ทดลองภายใต้การไหลทางเดียว

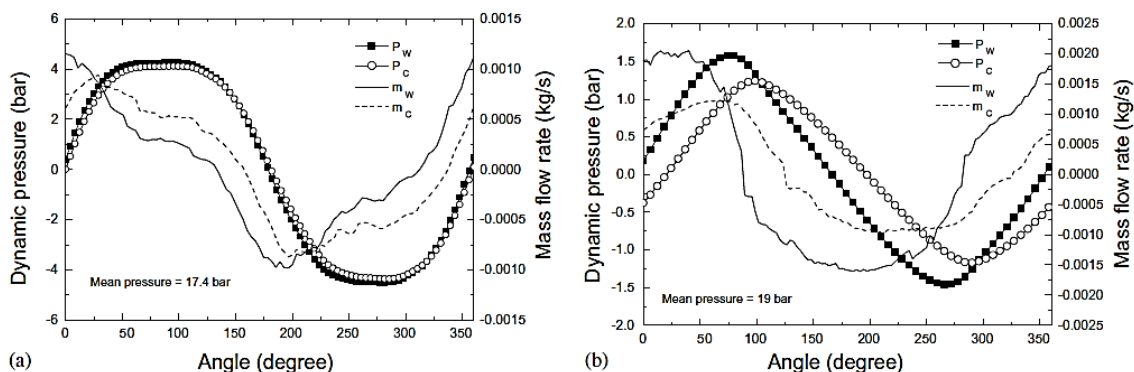
ที่มา : [17],[19]

ความแตกต่างระหว่างค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานภายใต้การไหลของสองแบบนี้ก็คือสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลภายใต้การไหลทางเดียวแบบคงตัวขึ้นอยู่กับค่าเรโนลด์นัมเบอร์เพียงอย่างเดียว ในขณะที่สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาขึ้นอยู่กับเรโนลด์นัมเบอร์สูงสุด (Re_{max}) และวาเลนซินัมเบอร์ (Va) [14] จากข้อมูลการทดลอง พบว่าที่ความเร็วรอบต่ำรูปร่างความเร็วในการไหลทั้งสองแบบจะมีลักษณะเป็นพาราโบลาคล้ายกัน แต่ในขณะที่ความเร็วรอบ ($Va > 20$) รูปร่างความเร็วในการไหลแบบกลับไปกลับมาจะมีลักษณะแบนราบดังในแสดงในรูปที่ 2.17 จากรูปร่างความเร็วในการไหลที่ความเร็วรอบต่ำที่คล้ายกัน จึงมีการนำสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่การไหลแบบคงตัวมาคำนวณเพื่อหาความดันลดที่เกิดขึ้นที่ความเร็วรอบต่ำของการไหลแบบกลับไปกลับมา และให้ผลการทำนายที่สามารถยอมรับได้เพียงระดับหนึ่ง



รูปที่ 2.17 รูปร่างความเร็วของอากาศภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาที่แต่ละวาเลนซินัมเบอร์
ที่มา : [19]

Nam and Joeng [20] ศึกษาเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมา สำหรับรีเจนเนอเรเตอร์ของโครโอคูลเลอร์ โดยใช้แบบจำลองของก๊าซฮีเลียม ที่อุณหภูมิห้อง แต่มีผลการวิจัยออกมาว่า สมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลมีความผิดพลาดเมื่ออุณหภูมิที่ทางออกรีเจนเนอเรเตอร์เป็นอุณหภูมิแบบโครโอเจนิค และเมื่อก๊าซไนโตรเจนมีลักษณะคล้ายกับก๊าซฮีเลียมที่อุณหภูมิห้อง โดยมีความหนาแน่น ความหนืด และค่าวาเลนซินัมเบอร์ที่ใกล้เคียงกัน เพื่อให้สมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลไม่เกิดความผิดพลาด จึงใช้ข้อมูลของก๊าซไนโตรเจนที่อุณหภูมิของแทนก๊าซฮีเลียมที่อุณหภูมิโครโอเจนิค ดังรูปที่ 2.18



รูปที่ 2.18 เปรียบเทียบข้อมูลการวัดของอัตราการไหล และความดันที่ด้าน Warm end และ Cold end ของรีเจนเนอเรเตอร์ (a) ความเร็วรอบ 4.6 Hz (b) ความเร็วรอบ 60 Hz

ที่มา : [20]

Choi และคณะ [21] ได้ศึกษาและพัฒนาเกี่ยวกับแบบจำลองความดันลดในรีเจนเนอเรเตอร์ ภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา โดยคำนึงถึงการเปลี่ยนแปลงความดันตามคาบเวลา แต่จะเป็นการทดลองในโครโอคูเลเตอร์ที่มีการทำงานคล้ายกับรีเจนเนอเรเตอร์ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง แบบจำลองนี้จะแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์แอมพลิจูดและเฟสของความดัน ที่มีต่ออัตราการไหลเชิงมวลที่ทางเข้า (Warm end) ของรีเจนเนอเรเตอร์ ในการทดลองนี้จะทดลองที่ความเร็วรอบ และอัตราการไหลที่แตกต่างกัน โดยใช้รีเจนเนอเรเตอร์อีกแบบ twill screen ผลที่ได้คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาเป็นฟังก์ชันของเรโนลด์นัมเบอร์ และความต่างเฟสความดันเป็นฟังก์ชันของวาเลนซินัมเบอร์ และความยาวของโดเมนก๊าซ

$$f_{osc} = \frac{39.2}{Re} + 0.01 ; 5 \leq Re_1 \leq 100 \quad (2.51)$$

$$\phi_{\Delta p} = 1.32 \times 10^{-8} \left(\frac{d_h}{L} \right)^{-0.62} Va ; \left(0.15 \leq Va \leq 0.80 ; 0.00075 \leq \frac{d_h}{L} \leq 0.00129 \right) \quad (2.52)$$

โดยที่ f_{osc} คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมา

Re_1 คือ เรโนลด์นัมเบอร์ที่ทางเข้าของรีเจนเนอเรเตอร์

$\phi_{\Delta p}$ คือ ความต่างเฟสของความดันลด

d_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของช่องถักของรีเจนเนอเรเตอร์ (m)

L คือ ความยาวของรีเจนเนอเรเตอร์ (m)

Va คือ วาเลนซินัมเบอร์

Nam and Joeng [5-8] ได้เสนอพารามิเตอร์ใหม่ที่มีชื่อว่า Breathing factor (B) จากการทดลอง พบว่า Breathing factor ทำให้แบบจำลองมีความแม่นยำในการทำนายค่าความต่างเฟสของความดันลด อัตราการไหลเชิงมวล และกำลังที่ได้จากรีเจนเนอเรเตอร์

Khiaonoi and Kraitong [4] ได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลำดับที่สองแบบ Quasi steady flow ที่นำเสนอโดย Kraitong [2] โดยที่นำเสนอการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลของ Choi และคณะ [21] มาใช้ และรวมถึงค่า Breathing factor จากแบบจำลองการไหลแบบกลับไปกลับมาที่นำเสนอโดย Nam and Joeng [5-8]

$$B = \frac{1}{f_{osc1}} \left(\frac{65.78}{Re_1} - 0.14 \right) ; 5 \leq Re_1 \leq 100 \quad (2.53)$$

โดยที่ B = Breathing factor
 f_{osc1} = สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมา
 Re_1 = เรย์โนลด์นัมเบอร์ที่ทางเข้าของรีเจนเนอเรเตอร์

นอกจากนี้ยังศึกษาผลกระทบของอุณหภูมิที่มีต่อสมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาที่ได้จากการทดลองภายใต้อุณหภูมิห้อง จากการศึกษา พบว่าค่าความดันลดที่ทำนายจากสมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมีความผิดพลาดเมื่ออุณหภูมิด้านทางออกของรีเจนเนอเรเตอร์เป็นอุณหภูมิที่อยู่ในช่วงโครโอเจนิค เนื่องจากก๊าซไนโตรเจนที่อุณหภูมิห้องมีคุณสมบัติที่คล้ายคลึงกับก๊าซฮีเลียมที่อุณหภูมิโครโอเจนิค กล่าวคือ มีความหนาแน่น ความหนืด และค่าวาเลนซินัมเบอร์ที่ใกล้เคียงกัน ดังนั้นจึงมีความสมเหตุสมผลที่จะนำข้อมูลของก๊าซไนโตรเจนที่อุณหภูมิห้องจำลองเป็นก๊าซฮีเลียมที่อุณหภูมิ โครโอเจนิค จากข้อมูลการทดลองได้สมการความสัมพันธ์ดังนี้

$$f_{oscm} = \frac{1}{Va^{0.65}} \left(\frac{0.065}{\mathcal{E}_m} + 0.092 \right) \quad (2.54)$$

$$f_{osc1} = \frac{1}{Va^{0.65}} \left(\frac{0.045}{\mathcal{E}_1} + 0.096 \right) \quad (2.55)$$

โดยที่ f_{oscm} คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาเฉลี่ย

\mathcal{E} คือ ตัวแปรการขยายตัว (Expansion parameter) หาค่าได้จาก $\mathcal{E} = Re \times \frac{d_c}{L} \times \frac{1}{Va_1}$

$$\text{จาก } \varepsilon_1 = Re_1 \times \frac{d_c}{L} \times \frac{1}{Va_1}$$

โดยที่ d_c คือ เส้นผ่าศูนย์กลางของท่อชุดทดสอบ (m)

ε_1 คือ ตัวแปรการขยายตัวเมื่อพิจารณาที่ทางเข้าของรีเจนเนอเรเตอร์

จากงานวิจัยที่ผ่านมาของ Khiaonoi and Kraitong [4] พบว่า ถึงแม้มีการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลำดับที่สอง (Quasi steady flow model) ที่พิจารณาภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาในรีเจนเนอเรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง แต่เป็นการนำสมการค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมา สำหรับรีเจนเนอเรเตอร์ที่ทำงานที่อุณหภูมิห้องมาประยุกต์ใช้ ดังนั้นเพื่อให้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์แบบลำดับที่สองแบบ Quasi steady flow มีการทำนายค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่แม่นยำขึ้น การหาค่าสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลโดยการพิจารณาภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาของรีเจนเนอเรเตอร์ที่อุณหภูมิการทำงานของรีเจนเนอเรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในช่วงอุณหภูมิการทำงานต่างๆ จึงควรถูกพิจารณาในการทำวิจัยต่อไปเพื่อให้สามารถจำลองการทำงานได้ใกล้เคียงการทำงานจริงของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมากขึ้น

บทที่ 3

วิธีดำเนินงานวิจัย

การหาค่าความสัมพันธ์สัมประสิทธิ์ความเสียหายภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา โดยคำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงความดันแบบเป็นคาบในรีเจนเนอเรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง จากชุดทดสอบการไหลในรีเจนเนอเรเตอร์ ที่พัฒนาขึ้นโดย Khiaonoi and Kraitong [4] แล้วใช้หลักการในการทดสอบตามแนวทางของแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่ถูกรวบรวมโดย Nam and Jeong [5]

3.1 การทดลองหาสมการความสัมพันธ์ของค่าความสัมพันธ์สัมประสิทธิ์ความเสียหายภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา

สำหรับการทดลองในโครงการวิจัยนี้ จะทำการหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมา ในรีเจนเนอเรเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยคำนึงถึงการเปลี่ยนแปลงความดันแบบเป็นคาบ และในงานวิจัยนี้กำหนดให้สารทำงานเป็นอากาศ ที่ความดันอากาศ 1 bar เพื่อที่จะให้การทดลองใกล้เคียงกับการทำงานจริงของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมากขึ้น จึงกำหนดให้อุณหภูมิของเครื่องทดสอบเป็นอุณหภูมิแตกต่างกันกลาง คือช่วงอุณหภูมิ 150–400 °C และใช้วัสดุพอร์ไนรีเจเนอเรเตอร์เบอร์ 200 และ 400 ที่มีการถักแบบ Plain และใช้ความพรุนอยู่ที่ 0.7 สำหรับความเร็วรอบที่จะทดสอบอยู่ระหว่าง 10 Hz ถึง 22 Hz ของวัสดุพอร์นทั้งสองเบอร์

3.1.1 ชุดการทดลอง

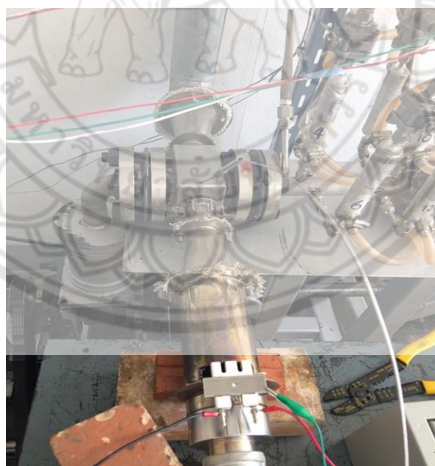
แบบชุดทดสอบนี้ที่ใช้ในงานวิจัยนี้ ได้ปรับปรุงจากชุดเดิม มีลักษณะการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอัลฟา เพื่อให้เหมาะสมกับการทดลองของงานวิจัยนี้ ผู้ศึกษาได้ปรับปรุงและพัฒนาชุดทดสอบการไหลในรีเจนเนอเรเตอร์เป็นบางส่วนแสดงให้เห็นดังรูป 3.1



รูปที่ 3.1 ชุดทดสอบการไหลไนรีเจนเนอเรเตอร์

3.1.2 อุปกรณ์ส่วนที่ให้ความร้อน (Heater)

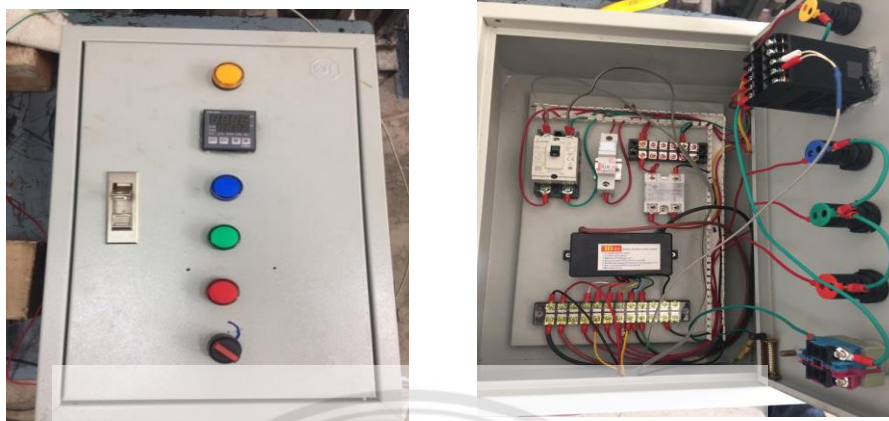
อุปกรณ์ที่ได้รับการพัฒนาและปรับปรุง ส่วนที่ให้ความร้อน จะใช้หัวเผาแก๊ส LPG (Gas Burner) ในการให้ความร้อน แสดงให้เห็นดังรูป 3.2



รูปที่ 3.2 หัวเผาแก๊ส LPG (Gas Burner)

ส่วนที่ให้ความร้อน (Heater) จะใช้หัวเผาแก๊ส LPG (Gas Burner) ในการให้ความร้อน เนื่องจากสามารถสร้างสมการในการคำนวณต้องการช่วงอุณหภูมิ 150-400 °C เป็นช่วงอุณหภูมิแตกต่างกันปานกลาง โดยให้ความร้อนได้สูง จากพื้นที่ในการให้ความร้อนที่น้อย และสามารถควบคุมอุณหภูมิได้ง่าย โดยชุดควบคุมอุณหภูมิ (Temperature Controller) แสดงให้เห็นดังรูป 3.3

3.1.3 ชุดควบคุมอุณหภูมิ



รูปที่ 3.3 ชุดควบคุมอุณหภูมิ

ประกอบไปด้วยอุปกรณ์หลักๆดังนี้ เครื่องควบคุมอุณหภูมิ (temperature controlle) , หัววัดอุณหภูมิ (Thermocouple) , อุปกรณ์ควบคุมการปิด-เปิดทางไหลของก๊าซ (Solenoid Valve) , สวิตช์ตัด-ต่อวงจรแบบอิเล็กทรอนิกส์ (Relay) , เซ็ยวสปาร์คแก๊ส , แผงต่อสายไฟ (Terminal block) , กล่องตู้ควบคุม , สายไฟ , ไฟบอกสถานะ , สวิตช์ปิด-เปิดไฟ , เบรกเกอร์ (Circuit Breaker) , ฟิวส์คอนโทรลหรือตลับฟิวส์ , รางพลาสติกเก็บสายไฟ

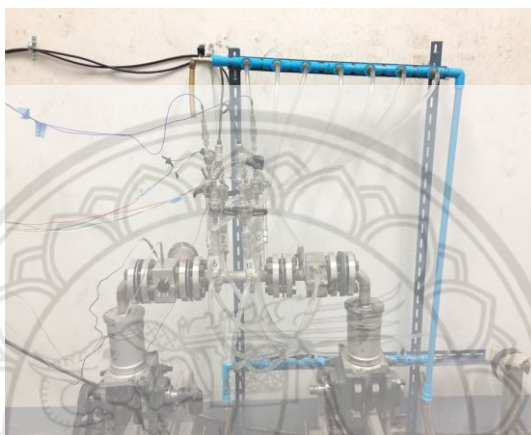
3.1.4 ชุดระบายไอเสียร้อนจาก Burner



รูปที่ 3.4 ชุดระบายไอเสียร้อนจาก Burner

เนื่องจากส่วนที่ให้ความร้อนใช้หัวเผาแก๊ส LPG เพราะฉะนั้นต้องมีการติดตั้งท่อระบายไอเสียแสดงให้เห็นดังรูปที่ 3.4

3.1.5 ชุดหล่อเย็นระบบ



รูปที่ 3.5 ท่อน้ำ PVC ขนาด ½ นิ้ว

เนื่องจากการใช้สายยางในการส่งน้ำทำให้เกิดฟองอากาศภายในท่อจึงทำให้การหล่อเย็นมีประสิทธิภาพน้อย ทางผู้วิจัยได้ปรับปรุงมาใช้ท่อน้ำ PVC ขนาด ½ นิ้ว จึงทำให้ไม่เกิดฟองอากาศภายในระบบหล่อเย็น แสดงให้เห็นดังรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.6 แจ็คเก็ตน้ำสแตนเลส (Stainless Steel)

เนื่องจากในวัสดุที่ทำจากเหล็กทำให้เกิดสนิมขึ้นได้อาจจะทำให้ระบบการหล่อเย็นเสียหายได้ ทางผู้วิจัยได้เปลี่ยนวัสดุของแจ๊คเก็ต้น้ำจากเหล็กเป็นสแตนเลสแสดงให้เห็นดังรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.7 เครื่องทำน้ำเย็น มีขนาด 1.5 HP

เครื่องทำน้ำเย็น มีขนาด 1.5 HP มีหน้าที่ทำความเย็นให้กับระบบโดยผ่านท่อน้ำ PVC ขนาด 1/2 นิ้ว แสดงให้เห็นดังรูปที่ 3.7

3.1.6 รีเจนเนอเรเตอร์



รูปที่ 3.8 ลักษณะรีเจนเนอเรเตอร์ เบอร์ 400

สำหรับรีเจนเนอเรเตอร์ทำจากตะแกรงลวดถักแบบ Plain ท่อทำจากสแตนเลสมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 18 mm ยาว 50 mm มีขนาดเบอร์ #400 และ #200 นำตะแกรงลวดถักใส่ในท่อสแตนเลสจนแน่น แล้วอัดกราวร้อนบริเวณขอบตะแกรงลวด เพื่อป้องกันการหลุดออกจากรีเจนเนอเรเตอร์ แสดงให้เห็นดังรูปที่ 3.8

3.1.7 ระบบขับเคลื่อนรีเจนเนอเรเตอร์



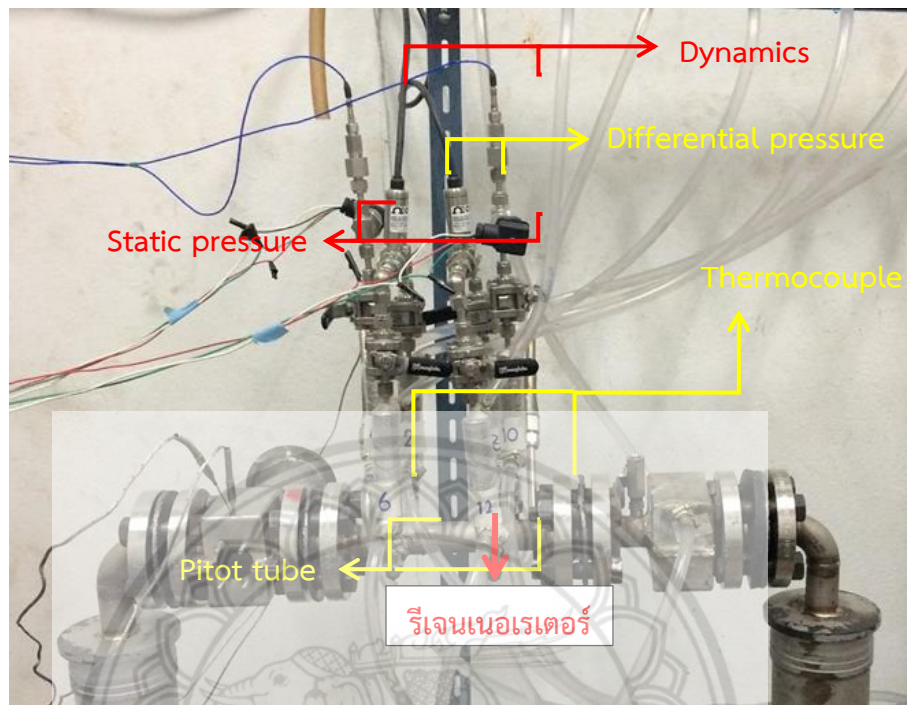
รูปที่ 3.9 มอเตอร์สำหรับขับเคลื่อนรีเจนเนอเรเตอร์ มีขนาด 5 kW

อุณหภูมิจากฮีตเตอร์ของสารทำงานที่ทางเข้าและทางออกของรีเจนเนอเรเตอร์ แสดงให้เห็นดังรูปที่ 3.9

3.1.8 อุปกรณ์การวัดค่าต่างๆ

เป็นอุปกรณ์การวัดสำหรับการทดลอง ในการวัดผู้ศึกษาทำการวัด ความดัน ดังรูป 3.10-

3.16



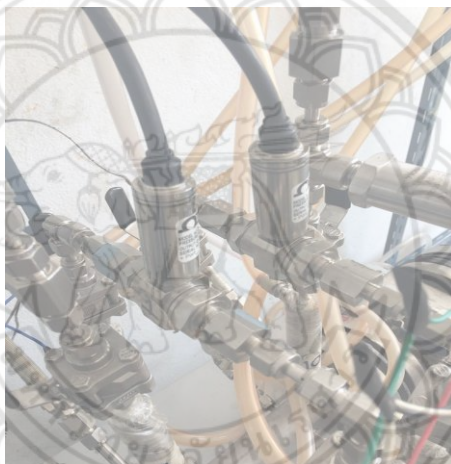
รูปที่ 3.10 ตำแหน่งหัววัดแต่ละชนิด



รูปที่ 3.11 หัววัดความดันแบบ Dynamic pressure sensor



รูปที่ 3.12 หัววัดความดันแบบ Static pressure sensor



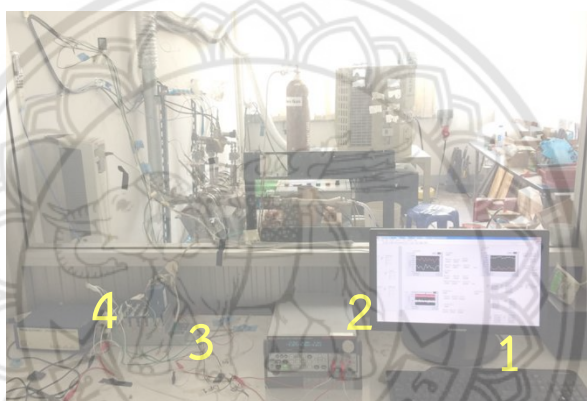
รูปที่ 3.13 หัววัดความดันแบบ Differential pressure sensor



รูปที่ 3.14 ลักษณะของหัววัดการไหล (Pitot tube)



รูปที่ 3.15 หัววัดอุณหภูมิทางเข้าและออกกรีเจนเนอเรเตอร์ (Thermocouple)



รูปที่ 3.16 ชุดอุปกรณ์เก็บข้อมูลสำหรับการทดลอง

3.1.9 ชุดอุปกรณ์เก็บข้อมูลสำหรับหารทดลอง

สำหรับการเก็บข้อมูลการทดลอง หัววัดที่ติดตั้งไว้ในตำแหน่งต่างๆ จะส่งค่าผ่านเครื่องประมวลผลสัญญาณ (Data acquisition) และแสดงผลบนหน้าจอคอมพิวเตอร์ซึ่งแสดงให้เห็นดังรูป 3.16 โดยมีส่วนประกอบดังนี้

3.1.9.1 คอมพิวเตอร์

3.1.9.2 Power supply (จ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับเซนเซอร์)

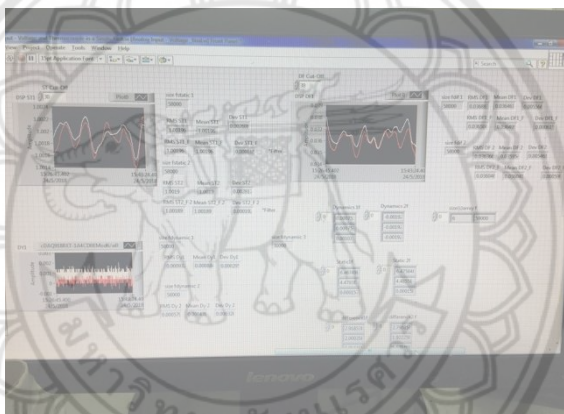
3.1.9.3 เครื่อง Data Acquisition (อ่านค่า Volt จากเซนเซอร์เข้าคอมพิวเตอร์)

3.1.9.4 เครื่อง PCB (แปลงประจุไฟฟ้าให้เป็น Volt)

3.1.10 วิธีการทดลอง

3.1.10.1 ทำการติดตั้งอุปกรณ์หัววัดต่างๆต่อสายเข้ากับชุดเก็บข้อมูล นำรีจเนเนอเรเตอร์ของเบอร์วีสดูพูนที่ต้องการทดลองมาติดตั้ง โดยอยู่กึ่งกลางระหว่างหัววัด Pitot tube 1 และ Pitot tube 2

3.1.10.2 ทำการตรวจสอบการติดตั้งสาย การอ่านค่าของชุดเก็บข้อมูลที่ได้มาจากตัวประมวลผลสัญญาณของเซ็นเซอร์ต่างๆ โดยการ Calibrate ค่ากราฟในโปรแกรม Labview ให้กราฟทับกัน โดยที่ Static pressure sensor ตัวที่ 1 และ 2 มีค่าเท่ากับ 1 , Dynamic pressure sensor และ Differential pressure sensor ตัวที่ 1 และ 2 มีค่าเท่ากับ 0 มีลักษณะดังรูปที่ 3.17 (เปิดอุปกรณ์วัดทุกชนิด)



รูปที่ 3.17 ลักษณะกราฟที่พร้อมเก็บข้อมูล

3.1.10.3 ทำการคำนวณความถี่ของลูกสูบต่อมอเตอร์ จากสมการ

$$f_{\text{มอเตอร์}} = \frac{D_{\text{เพื่องลูกสูบ}}}{D_{\text{เพื่องมอเตอร์}}} f_{\text{ลูกสูบ}}$$

จากการคำนวณความถี่ของมอเตอร์และเวลาที่ใช้เก็บข้อมูล แสดงได้ดังตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 ความถี่ของมอเตอร์และเวลาที่ใช้เก็บข้อมูล

$f_{\text{ลูกสูบ}}$ (Hz)	$f_{\text{มอเตอร์}}$ (Hz)	เวลาที่ใช้ในการเก็บข้อมูล (วินาที)
10	8.3	$500/10 = 50$
11	9.2	$500/11 = 46$
12	10.0	$500/12 = 42$
13	10.8	$500/13 = 39$
14	11.7	$500/14 = 36$
15	15.2	$500/15 = 33$
16	13.3	$500/16 = 32$
17	14.2	$500/17 = 30$
18	15.0	$500/18 = 28$
19	15.8	$500/19 = 27$
20	16.7	$500/20 = 25$
21	17.5	$500/21 = 24$
22	18.3	$500/22 = 23$

หมายเหตุ 500 คือ จำนวนรอบที่ต้องการเก็บข้อมูล

3.1.10.4 ตั้งมุมต่างเฟสของลูกสูบที่ 180 องศา และทำการตรวจสอบชุดขับเคลื่อน โดยการเปิดเครื่อง แล้วเพิ่มความเร็วขึ้นตั้งแต่ 0 – 20 Hz แล้วลดความเร็วรอบลงเรื่อยๆ จนถึง 0 Hz

3.1.10.5 ทำการตรวจสอบระบบน้ำหล่อเย็น โดยการเปิดเครื่องทำน้ำเย็น แล้วตรวจสอบว่ามีการรั่วซึมหรือไม่ แล้วทำการไล่อากาศที่อยู่ในระบบน้ำหล่อเย็นออกให้หมด แล้วปรับค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นตามที่กำหนด

3.1.10.6 ทำการให้ความร้อนแก่เครื่องทดสอบ จาก Burner ที่อุณหภูมิแตกต่างกันปานกลาง คือช่วงอุณหภูมิ 150–400 °C

3.1.10.7 ทำการขับเคลื่อนชุดทดสอบ โดยการให้ความเร็วรอบที่ 10 Hz แล้วเริ่มเก็บข้อมูลโดยใช้เวลาเก็บข้อมูลตามจำนวนความเร็วรอบ จากข้อ 3.1.10.3

3.1.10.8 ทำการเพิ่มความเร็วยรอบครั้งละ 1 Hz จนถึง 22 Hz ระหว่างที่เพิ่มความเร็วยรอบในแต่ละครั้ง ก็ทำการเก็บข้อมูลในความเร็วยรอบที่เพิ่มขึ้น

3.1.10.9 นำข้อมูลจากการทดลองมาวิเคราะห์หาค่าความดัน และค่าความเร็วยของสารทำงาน จากข้อมูลทางไฟฟ้าที่ได้จากหัววัดความดัน และ Differential pressure sensor ของทางเข้าและออกรีเจนเนอเรเตอร์ ดังนี้

ก. หาค่าความดันสถิต (Static pressure) จากสมการ

$$P_{\text{stat}} = \left(\left(ST \times \left(\frac{99}{4.99} \right) \right) + 1 \right) \times 100000 \text{ Pa} \quad (3.1)$$

โดยที่

ST คือ ค่าที่วัดได้จากหัววัดแรงดันสถิต

ข. หาค่าความดันพลศาสตร์ (Dynamic pressure) จากสมการ

$$P_{\text{dyn}} = Dy \times 1376462.49139711 \text{ Pa} \quad (3.2)$$

โดยที่

Dy คือ ค่าที่วัดได้จากหัววัดแรงพลศาสตร์

ค. คำนวณค่า

$$P_{\text{tot}} = P_{\text{stat}} + P_{\text{dyn}} \quad (3.3)$$

ง. หาค่าความเร็วยอากาศ จากสมการ

$$V = \sqrt{498.7 \text{ DF} \left(\frac{2}{\rho} \right)} \quad (3.4)$$

โดยที่

DF คือ ค่าแรงดันไฟฟ้าที่ได้จากหัววัด Differential pressure sensor

ความหนาแน่น (ρ) หาได้จากตารางของเทอร์โมไดนามิกส์ ที่อุณหภูมิจากหัววัด อุณหภูมิที่สภาวะหนึ่งความดันบรรยากาศ

3.1.10.10 หาค่าความดันลด จากสมการ

$$\Delta P = P_2 - P_1 \quad (3.5)$$

โดยที่

$P_1 = P_{\text{tot}}$ คือ ความดันรวมด้านทางเข้ารีเจนเนอเรเตอร์

$P_2 = P_{\text{tot}}$ คือ ความดันรวมด้านทางออกรีเจเนอเรเตอร์

***หมายเหตุ : ข้อมูลจากข้อ 3.1.10.8

3.1.10.11 หาอัตราการไหลเชิงมวล (\dot{m}) ที่ทางเข้าและออกของรีเจเนอเรเตอร์ จากสมการ

$$\dot{m} = \rho V A_g \quad (3.6)$$

$$A_g = \frac{e_v \pi D^2}{4} \quad (3.7)$$

โดยที่

V คือ ความเร็วที่ได้คำนวณจาก (ข้อ ง.)

D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของรีเจเนอเรเตอร์

e_v คือ ค่าความพรุนของรีเจเนอเรเตอร์ (0.7)

3.1.10.12 หาค่าวาเลนซินัมเบอร์ จากสมการ

$$Va = \frac{2\pi f D_h^2}{\nu} \quad (3.8)$$

$$D_h = D_w \left(\frac{e_v}{1 - e_v} \right) \quad (3.9)$$

โดยที่

ความหนืดเชิงจลน์ ν หาได้จากตารางเทอร์โมไดนามิกส์ ที่อุณหภูมิจากหัววัด อุณหภูมิที่สภาวะหนึ่งความดันบรรยากาศ

D_h คือ ขนาดของช่องถักวัสดุพรุนในรีเจเนอเรเตอร์

D_w คือ เส้นผ่าศูนย์กลางของเส้นลวด

เบอร์ 200 มีขนาดเท่ากับ $52 \mu\text{m} = 52 \times 10^{-6} \text{m}$

เบอร์ 400 มีขนาดเท่ากับ $30 \mu\text{m} = 30 \times 10^{-6} \text{m}$

3.1.10.13 หาค่าเรโนลด์นัมเบอร์ทางเข้ารีเจนเนอเรเตอร์ (Re_1) จากความเร็วทางเข้ารีเจนเนอเรเตอร์ และหาค่าเรโนลด์นัมเบอร์เฉลี่ย (Re_m) จากสมการ

$$Re_1 = \frac{\rho_1 V_1 D_h}{\mu} \quad (3.10)$$

และ

$$Re_m = \frac{\rho_2 V_m D_h}{\mu} \quad (3.11)$$

3.1.10.14 หาค่าอัตราส่วนการขยาย ϵ ทางเข้าและอัตราส่วนการขยายเฉลี่ยของรีเจนเนอเรเตอร์ แล้วหาค่าอัตราส่วนการขยายเฉลี่ยจากสมการ

$$\epsilon_1 = \frac{Re_1 \left(\frac{D_h}{L_r} \right)}{Va} \quad (3.12)$$

$$\epsilon_m = \frac{Re_m \left(\frac{D_h}{L_r} \right)}{Va} \quad (3.13)$$

โดยที่

L_r คือ ความยาวรีเจนเนอเรเตอร์

3.1.10.15 หาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลจากสมการ

$$f_{osc1} = \frac{\Delta P D_h}{2\rho_1 V_1^2 L_r} \quad (3.14)$$

$$f_{oscm} = \frac{\Delta P D_h}{2\rho_m V_m^2 L_r} \quad (3.15)$$

3.1.10.16 หาค่า Breathing factor จากสมการ

$$B = \frac{\Delta \dot{m} R T_m}{L_r A_s \partial P_m / \partial t} \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial P_m}{\partial t} = \omega P_m \quad (3.18)$$

โดยที่

ω คือ ค่าความถี่เชิงมุม

P_m คือ ค่าความดันรวมเฉลี่ยที่ทางเข้าและทางออกของรีเจนเนอเรเตอร์

3.1.10.17 สร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหล และค่าเรโนลด์นัมเบอร์

3.1.10.18 สร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหล อัตราส่วนการขยายตัวและวาเลนซีนัมเบอร์

3.1.10.19 สร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหล ค่าเรโนลด์นัมเบอร์และ Breathing factor

3.1.10.20 หาสมการความสัมพันธ์จากกราฟทั้งสาม ในข้อ 3.1.10.15 – 3.1.10.17

3.1.10.21 นำสมการความสัมพันธ์ในข้อ 3.1.10.18 ไปประยุกต์ใช้ร่วมกับ แบบจำลองคณิตศาสตร์แบบ Quasi-steady flow ของ Khiaonoi and Kraitong [4]

3.1.10.22 สรุปผลการทดลอง

3.2 การจำลองเชิงตัวเลขด้วยแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่คำนึงถึงการไหลแบบกลับไปกลับมา

ในโครงการนี้การจำลองเชิงตัวเลขของการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสองชนิดที่มีการนำเสนอในงานวิจัยอื่นที่ผ่านมากำหนดขึ้น คือ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้ารุ่น SEB-100 ที่พัฒนาขึ้นโดย ชนะ ศรีคำ [22] ที่สภาวะการทำงานของอุณหภูมิด้านให้ความร้อน 300-500 °C ซึ่งเป็นอุณหภูมิแตกต่างปานกลางและระบายความร้อนที่ 35 °C ตามลำดับ ความดันสูงสุดของเครื่องยนต์อยู่ที่ 7 บาร์ โดยใช้อากาศเป็นสารทำงาน และคุณลักษณะทางกายภาพแสดงในหัวข้อที่ 3.2.1

สำหรับสภาวะการทำงานที่อุณหภูมิแตกต่างปานกลางเครื่องยนต์ SEB-100 เป็นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่พบว่ามีความเหมาะสมในการใช้เป็นเครื่องยนต์ต้นแบบในการจำลองสภาวะการทำงานในโครงการนี้ เนื่องด้วยการทำงานที่ความดันระดับต่ำของเครื่องยนต์ซึ่งใกล้เคียงกับสภาวะการทดสอบ

ของชุดทดสอบ และนอกจากนี้ยังได้เคยมีการนำไปใช้เป็นเครื่องต้นแบบในการจำลองสภาวะการทำงานและหาค่าพารามิเตอร์การออกแบบที่เหมาะสมที่สุดของส่วนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยระเบียบวิธีเชิงพันธุกรรมร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์หนึ่งมิติชนิด Second-order แบบ Quasi Steady Flow model โดยเอกพันธ์ และคณะ [23] และงานวิจัยพัฒนาต่อเนื่องด้วยการจำลองเพื่อหาค่าการออกแบบที่เหมาะสมที่สุดด้วยระเบียบวิธีเชิงพันธุกรรมแบบหลายเป้าประสงค์ซึ่งทำโดยนุชรี [24] ที่ทำการกำหนดตัวแปรเพื่อหาค่ากำลังเพลลาและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ไม่เพียงเท่านั้นยังพบงานด้านการจำลองเชิงตัวเลขของจเรศศักดิ์ และคณะ [25] ที่ทำการปรับปรุงการออกแบบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบทำงานที่อุณหภูมิแตกต่างปานกลางเพื่อเพิ่มค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยการใช้แบบจำลองคณิตศาสตร์ชนิด Second-order ด้วยวิธีวิเคราะห์แบบ Quasi Steady Flow เหมือนกับงานวิจัยของเอกพันธ์และคณะ [24] แต่เป็นการหาจุดออกแบบที่เหมาะสมด้วยวิธีภูมิคุ้มกันประดิษฐ์โดยใช้โปรแกรม Matlab และทำการวิเคราะห์ชุดพารามิเตอร์ที่ได้จากการหาค่าจุดออกแบบที่เหมาะสมด้วยวิธีภูมิคุ้มกันประดิษฐ์โดยใช้วิธีวิเคราะห์ตัวแปรเพื่อตรวจสอบผล

ดังนั้นผู้วิจัยโครงการจึงได้เลือกเครื่องยนต์ SEB-100 นี้เป็นเครื่องต้นแบบสำหรับการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ด้วยแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่คำนึงถึงการไหลแบบกลับไปกลับมา โดยใช้สมการความสัมพันธ์ของ Breathing factor สมการสัมพันธ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาที่ได้จากการทดสอบในโครงการนี้

3.2.1 แสดงค่าลักษณะทางกายภาพของเครื่องยนต์ SEB-100

ข้อมูลจำเพาะเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เป้าหมายขนาดกำลังขาออกเครื่องยนต์	100 วัตต์ทางกล
ความเร็วรอบที่ให้กำลังขาออกสูงสุด	630 รอบต่อนาที
อุณหภูมิสารทำงานด้านขยายตัว	400 องศาเซลเซียส
อุณหภูมิสารทำงานด้านอัดตัว	55 องศาเซลเซียส
ชนิดสารทำงาน	อากาศ
ความดันเฉลี่ยสูงสุด	7 บาร์
มุมต่างปริมาตร	120 องศา
ชนิดเครื่องยนต์	เบตา

ฮีตเตอร์

รูปแบบ ร่องครีป	Slot
ความกว้างร่องครีป	0.5 mm
ความลึกร่องครีป	3 mm

ความยาวร่องครีบ	57 mm
จำนวนร่องครีบ	220 ร่อง
พื้นที่ถ่ายเทความร้อน	87780 mm ²
ปริมาตรคงที่	20 cc

รีเจนเนอเรเตอร์

รูปแบบ	วงแหวน
วัสดุ	ตะแกรงตาข่ายเหล็กกล้าไร้สนิม
เบอร์ตาข่าย	80 ช่อง
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางลวดตาข่าย	0.2 mm
ความพรุน	75%
ความยาวรีเจนเนอเรเตอร์	34 mm
ปริมาตรคงที่	46 cc

คูเลออร์

รูปแบบ ร่องครีบ	Slot
ความกว้างร่องครีบ	0.5 mm
ความลึกร่องครีบ	3 mm
ความยาวร่องครีบ	46 mm
จำนวนร่องครีบ	220 ร่อง
พื้นที่ ที่ถ่ายเทความร้อน	70840 mm ²
ปริมาตรคงที่	16.5 cc
ของไหลที่ใช้ระบายความร้อน	น้ำ

ลูกสูบกำลัง

เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ	74 mm
ระยะชัก	37 mm
ปริมาตรกวาดด้านอัดตัว	165 cc
ปริมาตรคงที่ด้านอัดตัว	13 cc

ลูกสูบ Displacer

เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ	74 mm
ระยะชัก	37 mm
ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว	165 cc

ปริมาตรคงที่ด้านขยายตัว

9 cc

กลไกขับเคลื่อน

รูปแบบ

Scotch yoke

มุมต่างลูกเบี้ยวเพลลาข้อเหวี่ยง

60 องศา

มิติเครื่องยนต์

กว้าง × ยาว × สูง

320 × 326 × 460 mm

น้ำหนัก

32.41 kg



บทที่ 4

ผลการวิจัย

ผลการทดลองจากชุดทดสอบการไหลในรีเจนเนอเรเตอร์ และผลการจำลองเชิงตัวเลขด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ถูกพัฒนาขึ้นถูกแสดงไว้ในบทนี้ โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

4.1 ผลการทดลองจากชุดทดสอบการไหลในรีเจนเนอเรเตอร์

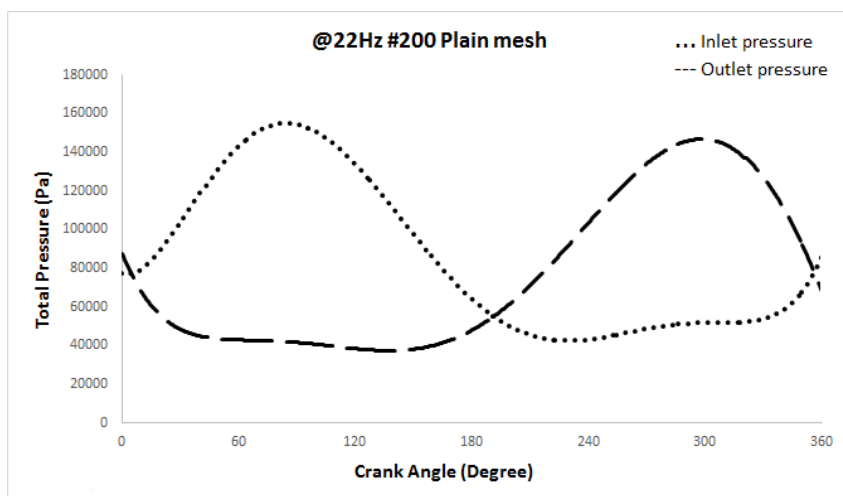
การทดลองการไหลจากชุดทดสอบรีเจนเนอเรเตอร์ โดยเก็บข้อมูลการทดลองในช่วงความเร็ว 10-22 Hz ที่สภาวะความดัน 1 bar และใช้อากาศเป็นสารทำงานให้กับชุดทดสอบที่อุณหภูมิแตกต่างกันปานกลาง กำหนดให้อุณหภูมิผิวที่ทางเข้าเท่ากับ 250-350 °C และอุณหภูมิผิวที่ทางออกเท่ากับ 15-17 °C ใช้วัสดุภายในรีเจนเนอเรเตอร์เป็นตะแกรงลวดถักแบบ Plain ที่มีค่าความพรุนเท่ากับ 0.70 ขนาดเบอร์ 200 และ 400 มุมต่างเฟสของลูกสูบเท่ากับ 180 องศา

ซึ่งผลการทดลองแสดงเป็นค่าการเคลื่อนเฟส (Phase shift) ของตัวแปรการทำงานที่ประกอบไปด้วยความดันของสารทำงานและอัตราการไหลของสารทำงานที่ทางเข้าและทางออกของรีเจนเนอเรเตอร์ โดยกำหนดให้ทางเข้าคือด้านที่ติดกับส่วนรับความร้อน และทางออกคือด้านที่ติดกับส่วนระบายความร้อน

4.1.1 การเคลื่อนเฟสของตัวแปรการทำงานของสารทำงาน

4.1.1.1 การเคลื่อนเฟสของความดัน

จากผลการทดลองการไหลที่ได้พบว่าการเปลี่ยนแปลงตามคาบการเคลื่อนที่ของความดันมีรูปแบบในลักษณะเดียวกันทุกชุดข้อมูลที่เก็บค่าได้ โดยการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานทั้งทางเข้าและทางออกของรีเจนเนอเรเตอร์ ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200 ที่ความเร็วรอบ 22 Hz แสดงได้ดังรูปที่ 4.1 ส่วนข้อมูลที่ความเร็วรอบอื่นของลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200 และ 400 ถูกไม่แสดงไว้ในภาคผนวก ก

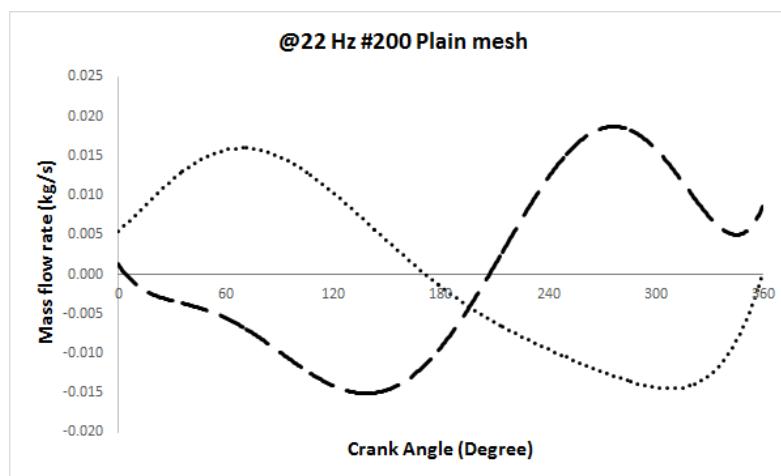


รูปที่ 4.1 แสดงกราฟข้อมูลการเปลี่ยนแปลงความดันของสารทำงานที่ทางเข้าและทางออกของรีเจนเนอเรเตอร์ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200 ที่ช่วงความเร็ว 22 Hz

จากรูปที่ 4.1 จะเห็นได้ว่าค่าความดันของสารทำงานเมื่อผ่านตัวรีเจนเนอเรเตอร์ตลอดช่วงการเคลื่อนที่ในหนึ่งรอบ มีลักษณะการเคลื่อนที่เป็นแบบคลื่นลูกไซน์ (Sinusoidal motion) ทั้งที่ทางเข้าและทางออกของรีเจนเนอเรเตอร์ เมื่อวิเคราะห์ตำแหน่งของการเคลื่อนที่ในหนึ่งรอบ พบว่าที่ทางออกของรีเจนเนอเรเตอร์มีความต่างของมุมเฟสการเคลื่อนที่ของความดันอยู่ 219 องศา เมื่อเทียบกับทางเข้าของรีเจนเนอเรเตอร์ ซึ่งเรียกปรากฏการณ์นี้เรียกว่าการเคลื่อนที่เฟสของความดัน โดยพบปรากฏการณ์แบบนี้ในทุกช่วงความเร็วรอบของการทดลอง และผลการทดลองที่ได้ยังไปสอดคล้องกับผลการทดลองของ Num and Joueg [5,21] คือการเคลื่อนที่แบบไหลกลับไปกลับมาที่มีความดันเปลี่ยนแปลงแบบเป็นคาบ

4.1.1.2 การเคลื่อนที่เฟสของอัตราการไหล

จากผลการทดลองการไหลที่ได้พบว่าการเปลี่ยนแปลงตามคาบการเคลื่อนที่ของอัตราการไหลมีรูปแบบในลักษณะเดียวกันกับการเปลี่ยนแปลงความดันทุกชุดข้อมูลที่เก็บค่าได้ โดยมีลักษณะการเปลี่ยนแปลงแบบคลื่นลูกไซน์ ปรากฏการณ์การเคลื่อนที่เฟสเช่นเดียวกัน และผลการทดลองยังสอดคล้องกับ Num and Joueg [5,21] อีกด้วย ซึ่งแสดงผลการทดลองค่าอัตราการไหลของสารทำงานในรีเจนเนอเรเตอร์ โดยใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200 ที่ความเร็วรอบ 22 Hz แสดงได้ดังรูปที่ 4.2 ตามลำดับ ส่วนข้อมูลที่ความเร็วรอบอื่นของลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200 และ 400 ถูกในแสดงไว้ในภาคผนวก ข



รูปที่ 4.2 แสดงกราฟของอัตราการไหลที่ทางเข้าและทางออกของรีเจนเนอเรเตอร์ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200 ที่ช่วงความเร็วรอบ 22 Hz

จากรูปที่ 4.2 มีค่าความต่างของมุมเฟสระหว่างทางเข้าและทางออกของอัตราการไหลมีค่าเท่ากับ 208 องศา และมีการสูญเสียอัตราการไหลเนื่องจากสารทำงานไหลผ่านรีเจนเนอเรเตอร์จึงส่งผลกระทบต่อทำให้ค่าอัตราการไหลของสารทำงานลดลง

4.2 สมการความสัมพันธ์สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหล และตัวแปร Breathing factor

จากข้อมูลที่ได้จากการทดลองรีเจนเนอเรเตอร์ที่ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200 และ 400 ในแต่ละช่วงความเร็วรอบของค่าความดันลดและอัตราการไหล และจากแนวโน้มที่แสดงไว้โดย Num and Joueg [5,8] จึงทำให้สามารถสร้างชุดข้อมูลที่ใช้สำหรับสร้างชุดสมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมา สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาเฉลี่ย และค่าตัวแปร Breathing factor โดยใช้ค่าวาเลนซ์นัมเบอร์ในช่วง 0.01-0.1 ค่าเรโนลด์นัมเบอร์ในช่วง 170-556 และสามารถแสดงกราฟสมการความสัมพันธ์ดังกล่าวของรีเจนเนอเรเตอร์ที่ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200 และ 400 ได้ดังรูปที่ 4.3 , 4.4 และ 4.5 ตามลำดับ ดังนี้

4.2.1 สมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาที่ทางเข้าด้านให้ความร้อน

$$f_{osc1} = \frac{1}{Va^{0.65}} \left(\frac{0.07028}{\epsilon_1} + 0.03023 \right) \quad (4.1)$$

เมื่อ $0.01 \leq Va \leq 0.1$, $0.078 \leq \epsilon_1 \leq 2.36$

โดยที่ f_{osc1} คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมา

Va คือ วาเลนซี้นัมเบอร์

ϵ_1 คือ อัตราส่วนขยาย

4.2.2 สมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาเฉลี่ย

$$f_{oscm} = \frac{1}{Va^{0.65}} \left(\frac{1.9}{\epsilon_m} + 0.624 \right) \quad (4.2)$$

เมื่อ $0.01 \leq Va \leq 0.1$, $0.164 \leq \epsilon_m \leq 10.31$

โดยที่ f_{oscm} คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาเฉลี่ย

ϵ_m คือ อัตราส่วนขยายเฉลี่ย

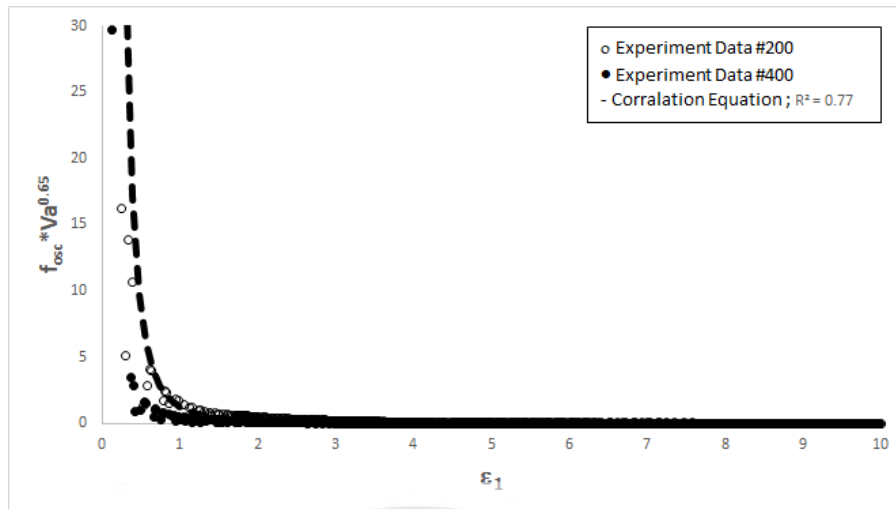
4.2.3 สมการความสัมพันธ์ของ Breathing factor

$$B = \frac{1}{f_{osc1}} \left(\frac{29}{Re_1} - 0.0107 \right) \quad (4.3)$$

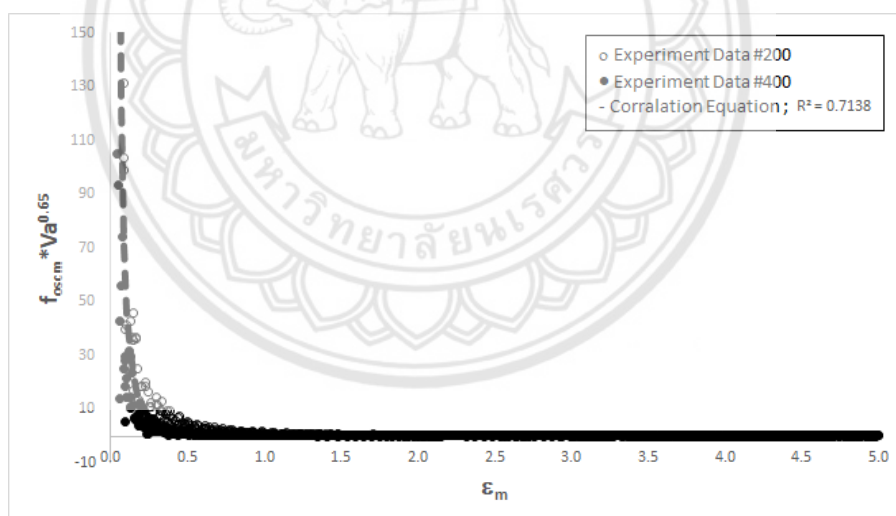
เมื่อ $170 \leq Re_1 \leq 556$

โดยที่ B คือ Breathing factor

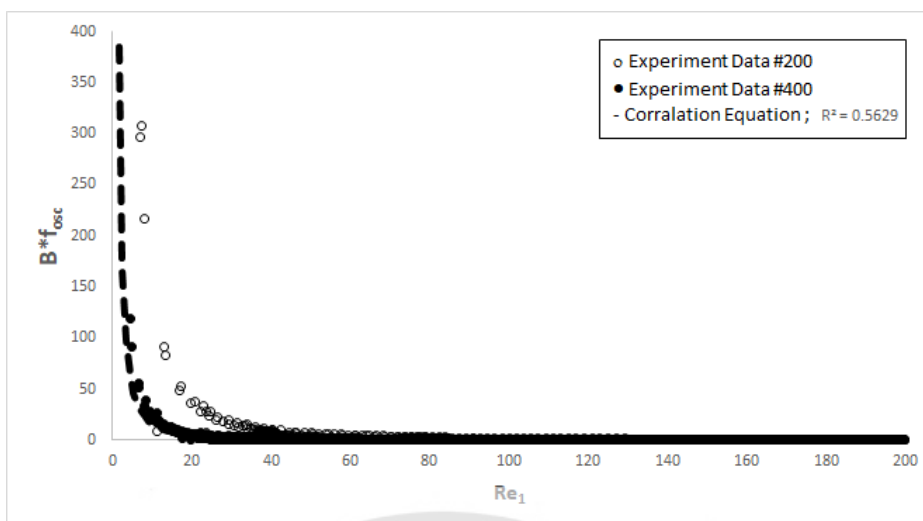
Re_1 คือ เรโนลันัมเบอร์ที่ทางเข้าของรีเจนเนอเรเตอร์



รูปที่ 4.3 กราฟแสดงสมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลที่ทางเข้าด้านให้ความร้อนและวาล์วขึ้นเบอร์เมื่อเทียบกับอัตราส่วนการขยาย ของลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200 และ 400



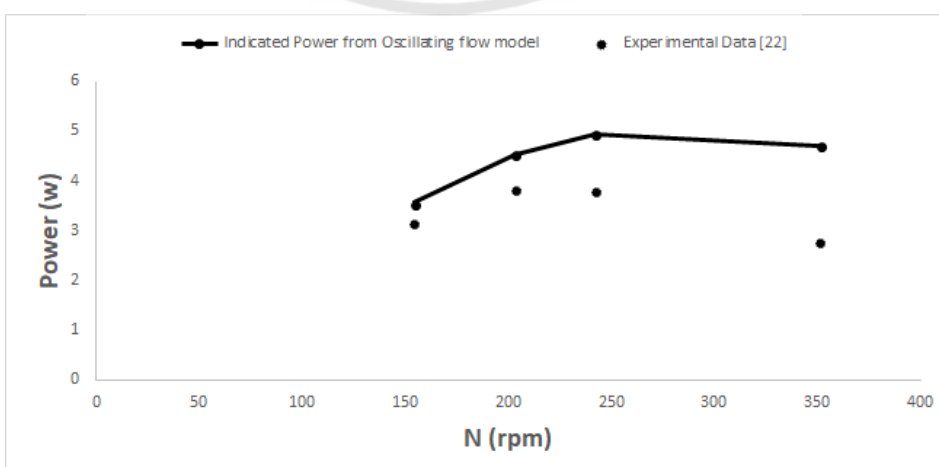
รูปที่ 4.4 กราฟแสดงสมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลเฉื่อยและวาล์วขึ้นเบอร์เมื่อเทียบกับอัตราส่วนการขยายเฉลี่ย ของลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200 และ 400



รูปที่ 4.5 กราฟแสดงสมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลที่ทางเข้าด้านให้ความร้อนและตัวแปร Breathing factor เมื่อเทียบกับค่าเรโนลด์นัมเบอร์ ของหลอดอีกแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200 และ 400

4.3 การประยุกต์ใช้สมการความสัมพันธ์ที่ได้จากการทดลองร่วมกับแบบจำลองคณิตศาสตร์แบบ Quasi steady flow

สมการความสัมพันธ์ที่ได้จากการทดลองสามารถนำไปใช้กับแบบจำลองคณิตศาสตร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบ Quasi steady flow เพื่อนำไปเปรียบเทียบกับสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยเลือกเปรียบเทียบค่าสมรรถนะกับเครื่องยนต์ SEB-100 ที่พัฒนาโดย ชนะ ศรีคำ [22] เนื่องจากเครื่องยนต์ SEB-100 ทำงานที่อุณหภูมิแตกต่างกันปานกลางระดับ 300-500 °C



รูปที่ 4.6 กำลังขาออกเทียบกับความเร็วรอบเลขที่สภาวะการทำงานอุณหภูมิด้านรับความร้อน 350 °C ที่ระดับความดัน 1 bar

จากผลการจำลองเชิงตัวเลขที่สภาวะการทำงานอุณหภูมิด้านรับความร้อน 350°C ที่ระดับความดัน 1 bar สามารถนำมาเปรียบเทียบกับผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ SEB-100 ที่ได้ถูกทำโดย ชนะ ศรีคำ [22] ในรูปของกราฟดังแสดงในรูปที่ 4.6

จากกราฟในรูปที่ 4.6 พบว่า ค่ากำลังบ่งชี้ที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Quasi steady flow model) ที่คำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงความดันและคาบเวลาในรีเจนเนอเรเตอร์ ที่พัฒนาขึ้นโดย Khiaonoi and Kraitong [4] ซึ่งใช้สมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับปัดกลับมาที่ได้จากงานวิจัยนี้ มีลักษณะเป็นแบบพาราโบลาต่ำกว่าเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น โดยมีค่ากำลังบ่งชี้เท่ากับ 3 - 4.9 W ในช่วงความเร็วรอบ 150 - 350 rpm ค่าสูงสุดอยู่ที่ 4.9 W ที่ความเร็วรอบที่ 250 rpm และเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ SEB-100 ที่ได้ถูกทำโดย ชนะ ศรีคำ [22] พบว่าผลการทำนายค่ากำลังที่ได้ในช่วงความเร็วรอบ 150 - 350 rpm มีความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 10 - 66.96 % ทั้งนี้ค่าความคลาดเคลื่อนที่มีค่ามากขึ้นเนื่องมาจากค่ากำลังบ่งชี้ที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เป็นค่ากำลังที่ไม่ได้รวมการสูญเสียทางกลจากระบบส่งถ่ายกำลัง

ตารางที่ 4.1 แสดงการเปรียบเทียบค่าเปรียบเทียบผลการทำนายค่ากำลังบ่งชี้ของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

Results	Experiment [22]	Oscillating flow model with new correlation	Quasi-steady flow โดย เอกพันธ์ ชาวไทย และคณะ [23]
Brake Power (W)	95.4		
Indicated power (W)		122.51	131.3

นอกจากนี้ได้ทำการจำลองการทำงานของเครื่องยนต์ SEB-100 ที่สภาวะที่ให้ค่ากำลังสูงสุด ซึ่งคือที่สภาวะการทำงานอุณหภูมิด้านรับความร้อน 500°C ที่ระดับความดัน 7 bar ทำงานที่ความเร็วรอบ 360 rpm เพื่อเปรียบเทียบกับผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ SEB-100 ที่ได้ถูกทำโดย ชนะ ศรีคำ [22] และค่าการทำนายค่ากำลังบ่งชี้ที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์อื่น

จากตารางที่ 4.1 พบว่า ค่ากำลังบ่งชี้ที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Quasi steady flow model) ที่คำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงความดันและคาบเวลาในรีเจนเนอเรเตอร์ที่พัฒนาขึ้นโดย Khiaonoi and Kraitong [4] ซึ่งใช้สมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานภายใต้การไหลแบบกลับปัดกลับมาที่ได้จากงานวิจัยนี้มีความผิดพลาดเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ SEB-100 ที่ได้ถูกทำโดย ชนะ ศรีคำ [22] อยู่ที่ 28.42 % และมีความ

แม่นยำในการทำนายค่ากำลังซื้อของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพิ่มขึ้น 9.21 % เมื่อเปรียบเทียบผลการทำนายที่ได้จากแบบจำลองทางที่นำเสนอโดย เอกพันธ์ ชาวไทย และคณะ [23]

ดังนั้นสามารถสรุปได้ว่า ชุดสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาที่ได้จากงานวิจัยนี้สามารถนำมาใช้ในการทำนายค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ทำงานภายใต้อุณหภูมิแตกต่างกันปานกลาง และสามารถทำนายได้แม่นยำกว่าแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่ไม่ได้คำนึงถึงการไหลแบบกลับไปกลับมา



บทที่ 5

บทสรุป

5.1 สรุปผลการวิจัย

จากการวิจัยสามารถสรุปผลการทำงานในสองส่วนดังนี้

5.1.1 ชุดสมการความสัมพันธ์

ผลการทดสอบด้วยชุดทดสอบรีเจนเนอเรเตอร์สามารถสร้างชุดสมการของรีเจนเนอเรเตอร์ที่ใช้ลดทักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200 และ 400 ได้ดังนี้

สมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาที่ทางเข้าด้านให้ความร้อน

$$f_{osc1} = \frac{1}{Va^{0.65}} \left(\frac{0.07028}{\epsilon_1} + 0.03023 \right)$$

เมื่อ $0.01 \leq Va \leq 0.1$, $0.078 \leq \epsilon_1 \leq 2.36$

สมการความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการไหลแบบกลับไปกลับมาเฉลี่ย

$$f_{oscm} = \frac{1}{Va^{0.65}} \left(\frac{1.9}{\epsilon_m} + 0.624 \right)$$

เมื่อ $0.01 \leq Va \leq 0.1$, $0.164 \leq \epsilon_m \leq 10.31$

สมการความสัมพันธ์ของ Breathing factor

$$B = \frac{1}{f_{osc1}} \left(\frac{29}{Re_1} - 0.0107 \right)$$

เมื่อ $170 \leq Re_1 \leq 556$

5.1.2 การประยุกต์ใช้สมการความสัมพันธ์ที่ได้จากการทดลองร่วมกับแบบจำลองคณิตศาสตร์แบบ Quasi steady flow

จากการวิเคราะห์ข้อมูลโดยนำข้อมูลจากการทดลองมาสร้างสมการความสัมพันธ์ทั้งสามสมการมาใช้กับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Quasi steady flow model) ที่คำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงความดันและคาบเวลาในรีเจนเนอเรเตอร์ที่พัฒนาขึ้นโดย Khiaonoi and Kraitong [4] พบว่าผลการจำลองเชิงตัวเลขที่สภาวะการทำงานอุณหภูมิด้านรับความร้อน 350°C ที่ระดับความดัน 1 bar ของเครื่องยนต์ SEB-100 ให้ค่ากำลังที่ได้ในช่วงความเร็วรอบ 150 – 350 rpm มีความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 10 – 66.96 % เมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ SEB-100 ที่ได้ถูกทำโดย ชนะ ศรีคำ [22]

และที่สภาวะการทำงานอุณหภูมิด้านรับความร้อน 500°C ที่ระดับความดัน 7 bar ทำงานที่ความเร็วรอบ 360 rpm ค่ากำลังบ่งชี้ที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มีความผิดพลาดเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ SEB-100 ที่ได้ถูกทำโดย ชนะ ศรีคำ [22] อยู่ที่ 28.42 % และมีความแม่นยำในการทำนายค่ากำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพิ่มขึ้น 9.21 % เมื่อเปรียบเทียบผลการทำนายที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Quasi steady flow model) ที่นำเสนอโดย เอกพันธ์ ชาวไทย และคณะ [23]

ดังนั้นสามารถสรุปได้ว่า ชุดสมการความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายภายใต้การไหลแบบกลับไปกลับมาที่ได้จากงานวิจัยนี้สามารถนำมาใช้ในการทำนายค่าสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ทำงานภายใต้อุณหภูมิแตกต่างปานกลาง และสามารถทำนายได้แม่นยำกว่าแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่ไม่ได้คำนึงถึงการไหลแบบกลับไปกลับมา

5.2 ข้อเสนอแนะ

การทดลองแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อหาสมการความสัมพันธ์ด้วยชุดทดสอบเพื่อให้การทำนายสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ดีขึ้นควรสร้างเครื่องยนต์ที่

5.2.1 ควรมีการควบคุมทางด้านความดันและอุณหภูมิที่หลากหลายเพื่อให้ค่าความแม่นยำทางด้านการทำนายเครื่องยนต์ที่ใกล้เคียงกับการทำงานจริงของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ยิ่งขึ้น

5.2.2 ใช้ลวดถัก แบบ Plain ที่มีขนาดความพรุนที่หลากหลายเพื่อให้ข้อมูลทางการทดลองที่ครอบคลุมการสร้างสมการความสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์ให้สามารถทำนายสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ใกล้เคียงกับการทำงานจริงของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมากที่สุด

เอกสารอ้างอิง

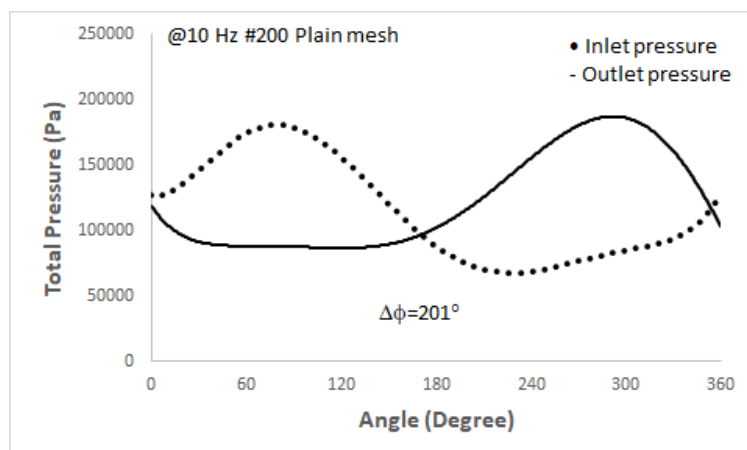
- [1] การนำเข้าพลังงาน สืบค้นเมื่อ 15 พฤษภาคม 2557, จาก <http://info.energy.go.th/th/report-th/>
- [2] K. Kraitong. Numerical modelling and design optimisation of Stirling engines for power production. **PhD Thesis** (2012). School of Computing, Engineering and Information Sciences, University of Northumbria at Newcastle.
- [3] **The different types of Stirling.** สืบค้นเมื่อ 15 พฤษภาคม 2557 , จาก <http://magicalmachines.weebly.com/the-stirling-cycle-engine.html>
- [4] N. Khiaonoi, K. Kraitong. Quasi steady flow mathematical model of a stirling engine with consideration of oscillating flow in the regenerator. **Proceedings of the 17th International Stirling Engine Conference and Technology Exhibition.** 2016 August 24-26; Newcastle, UK; 2016, :384-94.
- [5] K. Nam, S. Jeong. Novel flow analysis of regenerator under oscillating flow with pulsating pressure. **Cryogenics** (2005), 45:368-379
- [6] กิติศักดิ์ บุญรังษี , นรินทร์ ปันเต้ , สิทธิชัย จบแล้ว (2555) **สเตอร์ลิง เจนเนอเรเตอร์.** วิทยานิพนธ์ วศ.ม., มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา, เขตพื้นที่ภาคพายัพ เชียงใหม่
- [7] Theodore L. Bergman, Frank P. Incropera, David P. DeWitt, Adrienne S. Lavine. (2011). **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**, 7th Edition.553.
- [8] K. Nam, S. Jeong. Investigation of oscillating flow friction factor for Cryocooler regenerator considering cryogenic temperature effect. **Cryogenics** (2005),45:733-738.
- [9] I. Tlili, Y. Timoumi and S. B. Nasrallah. (2008). Analysis and design consideration of Mean temperature differential Stirling engine for solar application. **Energy**, 33,1911–1921.
- [10] Y. Timoumi, I. Tlili and S. B. Nasrallah. (2008). Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines. **Energy**, 33,1100–1114.
- [11] M. Tanaka, I.Yamashita and F.Chisaka (1989). Flow and the Heat Transfer Characteristic of Stirling Engine Regenerator in an Oscillating. **JSME International Journal.**33.
- [12] **Effects of Enhanced Heat Transfer in Oscillating Flows on the Thermal Load and Damping Behavior of Resonators** สืบค้นเมื่อ 2 มีนาคม 2561, จาก <http://www.tfd.mw.tum.de/index.php?id=163>.

- [13] J.N. Libii. (2013). A Method of Evaluating the Presence of Fan-Blade-Rotation Induced Unsteadiness in Wind Tunnel Experiments. **Wind Tunnel Designs and Their Diverse Engineering Applications**,218.
- [14] T. W. Simon and J. R. Seume. (1988). **A Survey of Oscillating Flow in Stirling Engine Heat Exchangers**. NASA Contractor Report 182108.
- [15] R. Blythman, T. Persoons, N. Jeffers, and D. B. Murray.(2016). Effect of oscillation frequency on wall shear stress and pressure drop in a rectangular channel for heat transfer applications. **Journal of Physics: Conference Series** 745(3).
- [16] D.F. and J.H. Angie Fan. (2008).Experimental Study of Oscillating Flow Heat Tranfer. **ASME2008**, 347-354
- [17] J. J. Patel and U. V. Joshi. (2012). Study of the oscillating flow in the circular tube using CFD.**World Journal of Science and Technology** 2012, 2(4), 46-49.
- [18] T.S. Zhoa and P.Cheng.(1997). A Numerical Study of Laminar Reciprocating Flow in a Pipe of Finite Length. **Applied Scientific Research**, 59, 11-25.
- [19] M. B. Ibrahim and R. C. Tew , Jr. (2012). **Stirling converter regenerator**, 29-31, 269.
- [20] K. Nam and S. Jeong. (2003). Measurement of cryogenic regenerator characteristics under oscillating flow and pulsating pressure. **Cryogenics**, 43, 575-581.
- [21] S. Choi, K. Nam, S. Jeong. Investigation on the pressure drop characteristics of Cryocooler regenerators under oscillating flow and pulsating. **Cryogenics** (2004), 44:203-210.
- [22] ชนะ ศรีคำ (2552) การออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสำหรับอุณหภูมิปานกลาง. วิทยานิพนธ์ วศ.ม., จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, กรุงเทพมหานคร.
- [23] เอกพันธ์ ชาวไทย,สารวุฒิ คงสวัสดิ์,วัชระ มูลเมือง (2556) การหาค่าการออกแบบที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาดเล็กชนิดเบต้าโดยใช้ระเบียบวิธีเชิงพันธุกรรม วิทยานิพนธ์ วศ.ม., มหาวิทยาลัยนเรศวร,พิษณุโลก
- [24] นุชรีย์ นุ่มภักดี (2557) การหาค่าการออกแบบที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาดเล็กชนิดเบต้าทำงานที่อุณหภูมิต่างปานกลางโดยใช้ระเบียบวิธีเชิงพันธุกรรมแบบหลายเป้าประสงค์ วิทยานิพนธ์ วศ.ม., มหาวิทยาลัยนเรศวร,พิษณุโลก

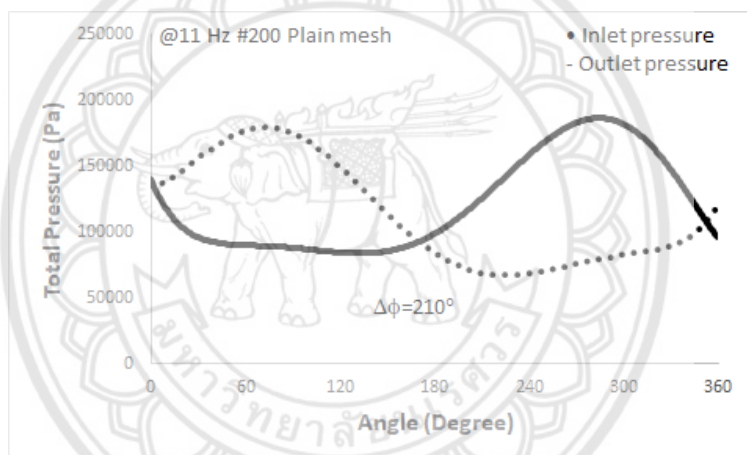
- [25] จเรศักดิ์ พลเสนา, ปรากฏทอง ฟองงาม, ภาณุเดช สงชัย (2556) การออกแบบที่เหมาะสมของ
เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าขนาดเล็กโดยใช้ระเบียบวิธีทางภูมิคุ้มกันประดิษฐ์
วิทยานิพนธ์ วศ.ม., มหาวิทยาลัยนเรศวร, พิษณุโลก



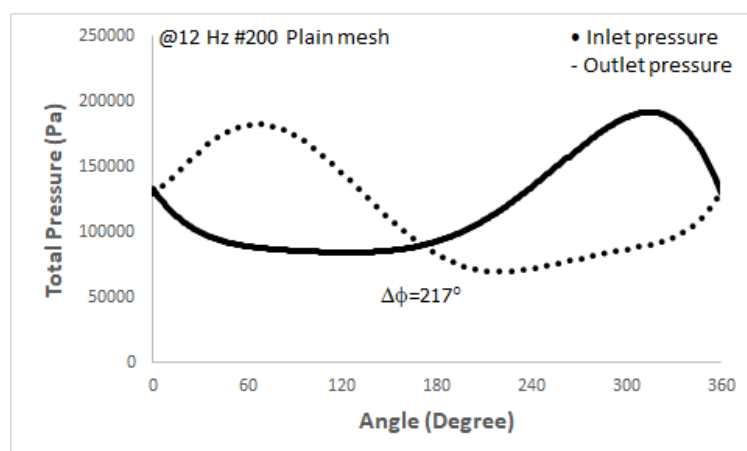




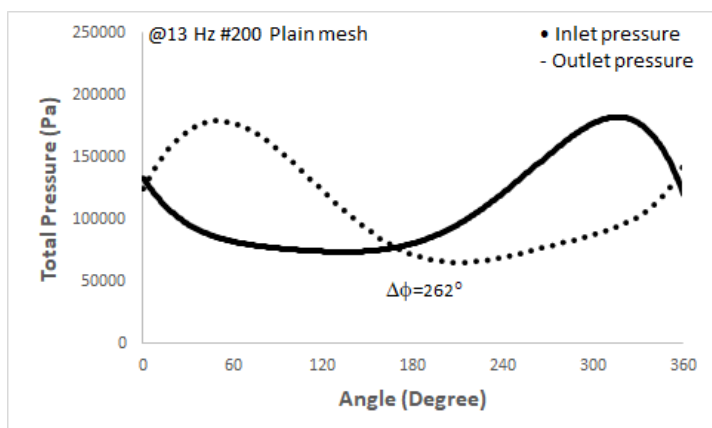
รูปที่ ก1. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 10 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



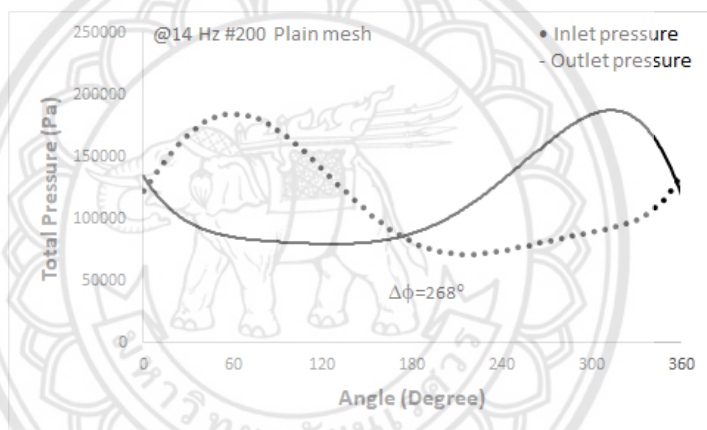
รูปที่ ก2. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 11 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



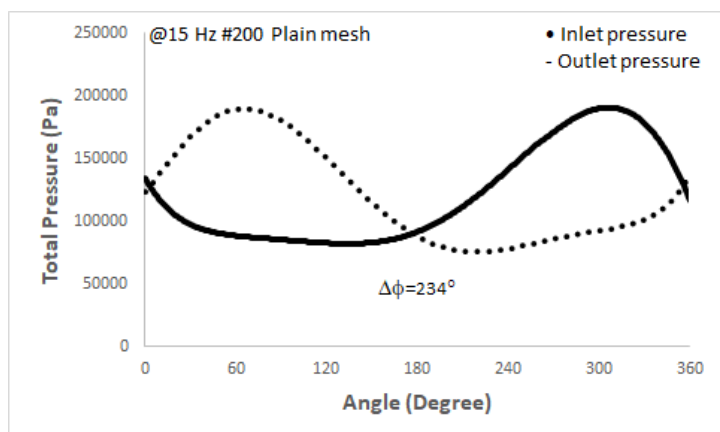
รูปที่ ก3. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 12 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



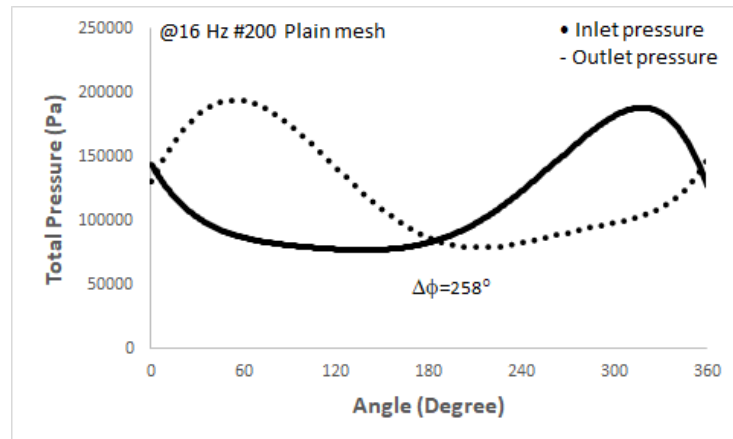
รูปที่ ก4. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 13 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



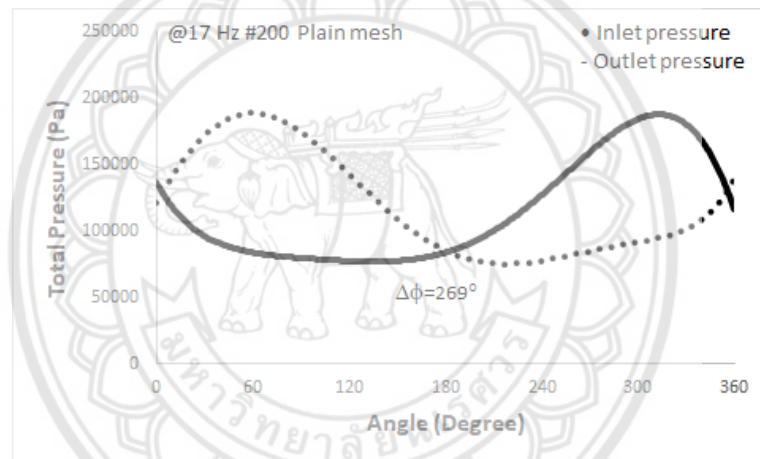
รูปที่ ก5. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 14 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



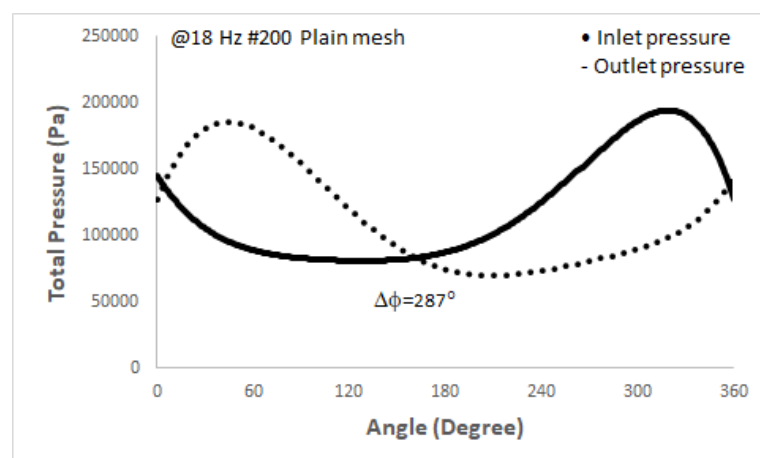
รูปที่ ก6. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 15 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



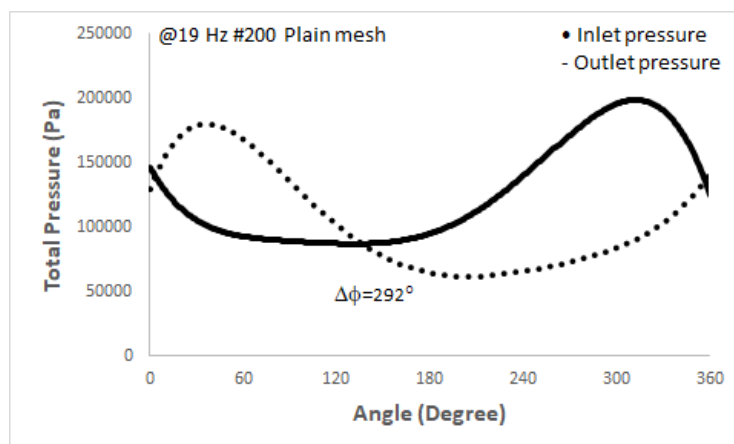
รูปที่ ก7. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 16 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



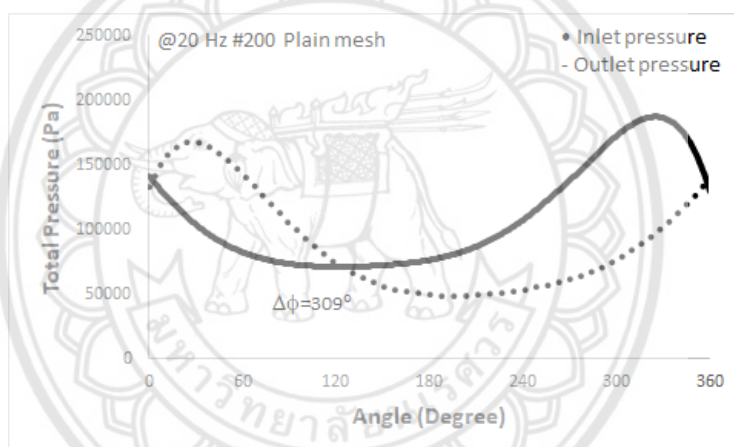
รูปที่ ก8. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 17 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



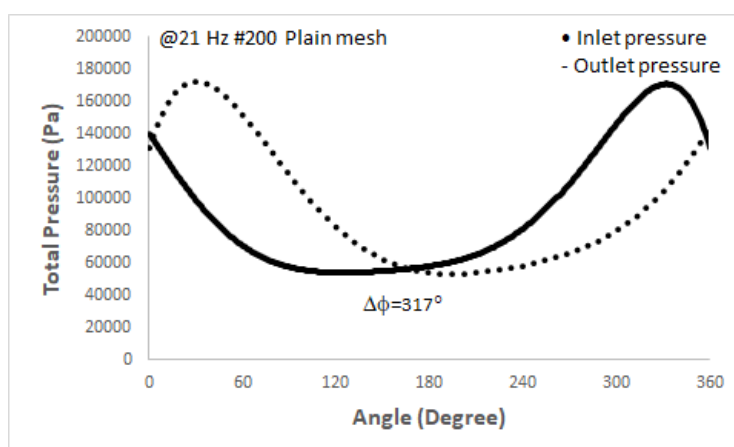
รูปที่ ก9. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 18 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



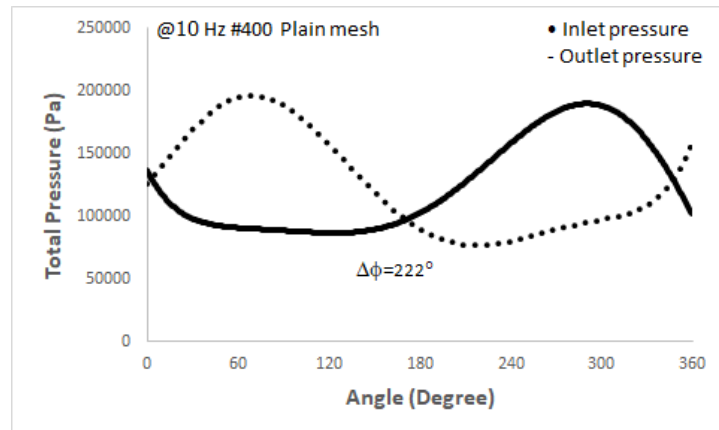
รูปที่ ก10. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 19 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



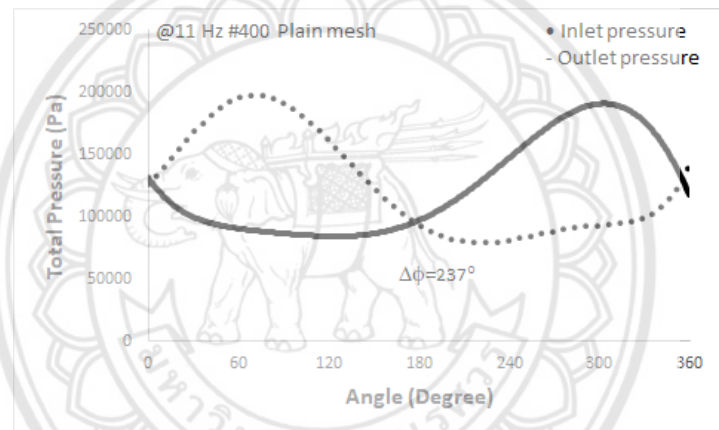
รูปที่ ก11. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 20 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



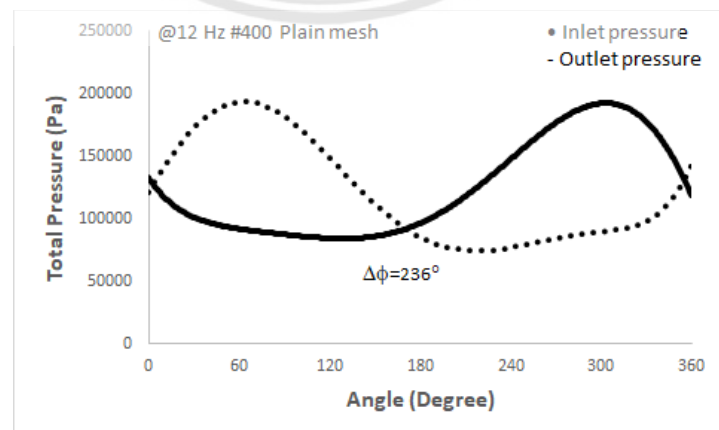
รูปที่ ก12. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 21 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



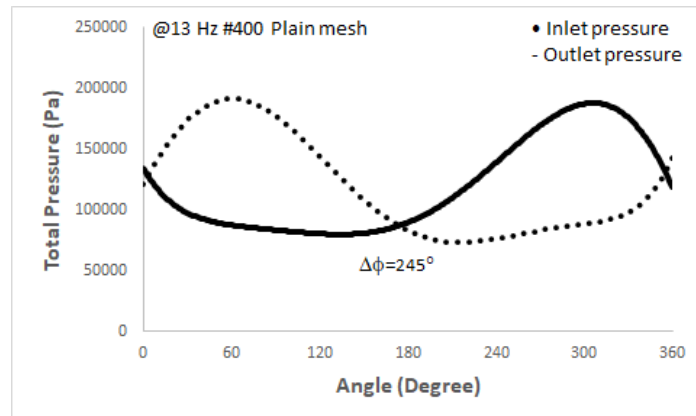
รูปที่ ก13. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 10 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



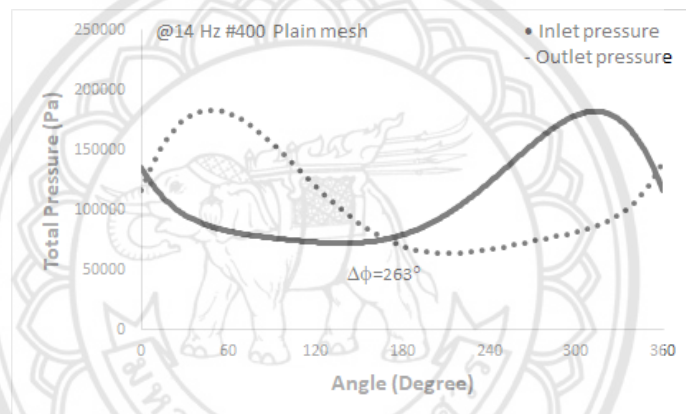
รูปที่ ก14. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 11 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



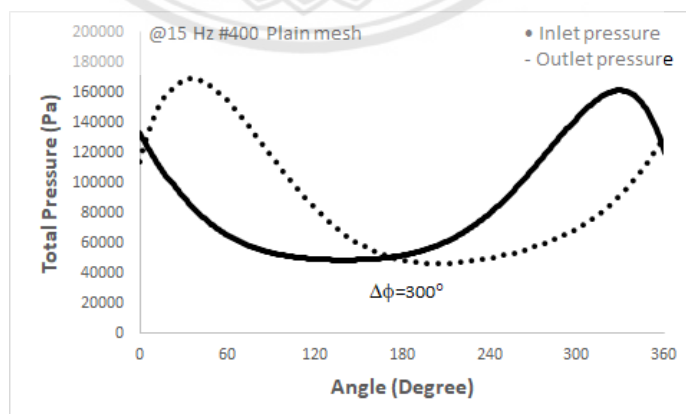
รูปที่ ก15. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 12 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



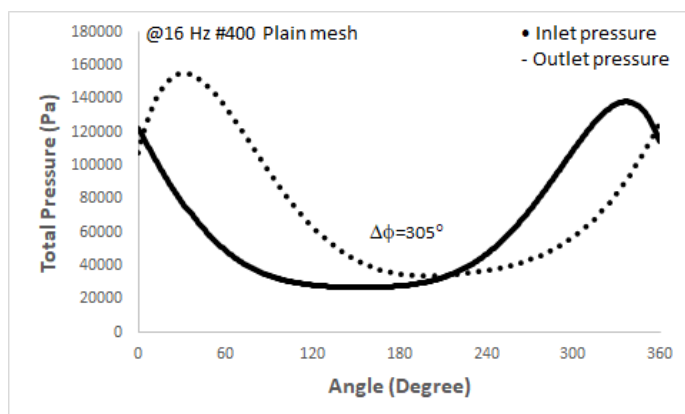
รูปที่ ก16. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 13 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



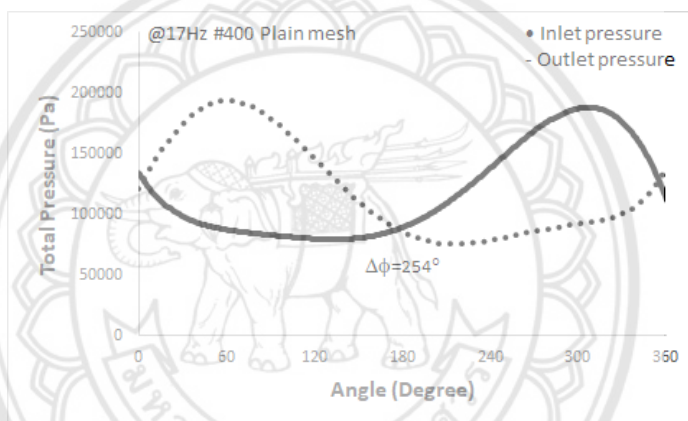
รูปที่ ก17. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 14 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



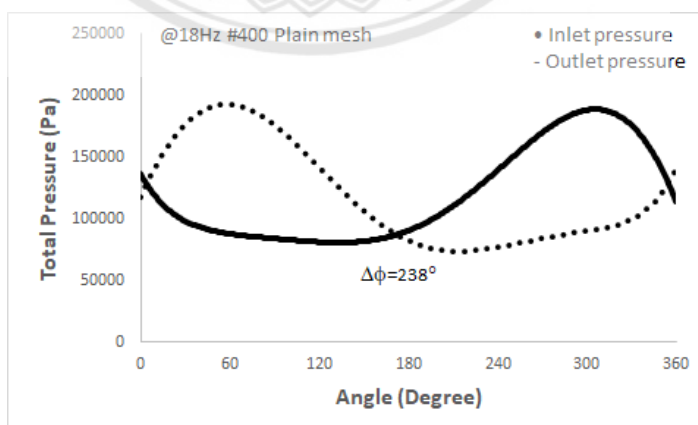
รูปที่ ก18. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 15 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



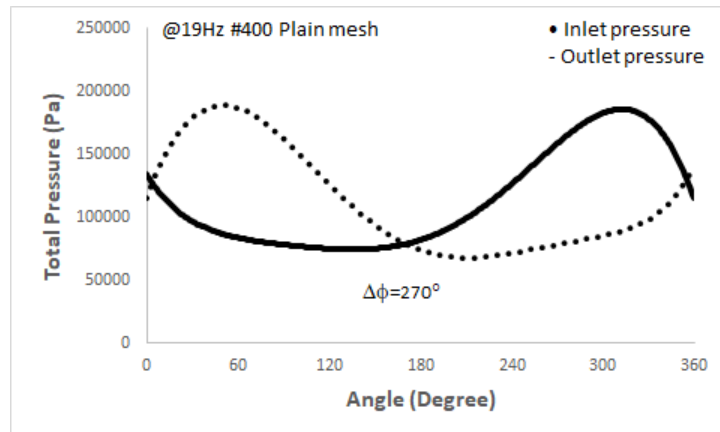
รูปที่ ก19. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความถี่รอบ 16 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



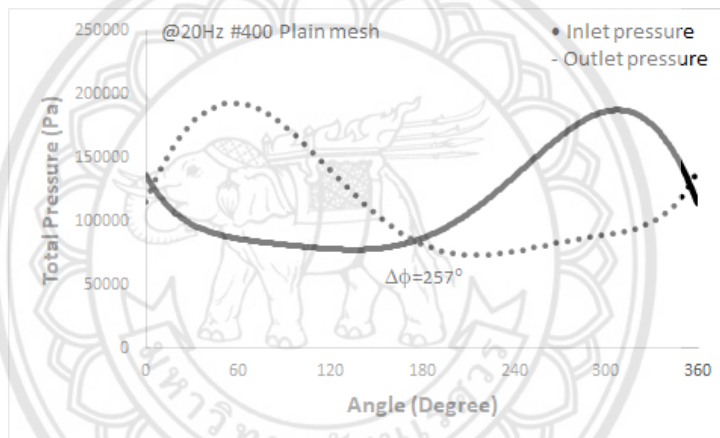
รูปที่ ก20. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความถี่รอบ 17 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



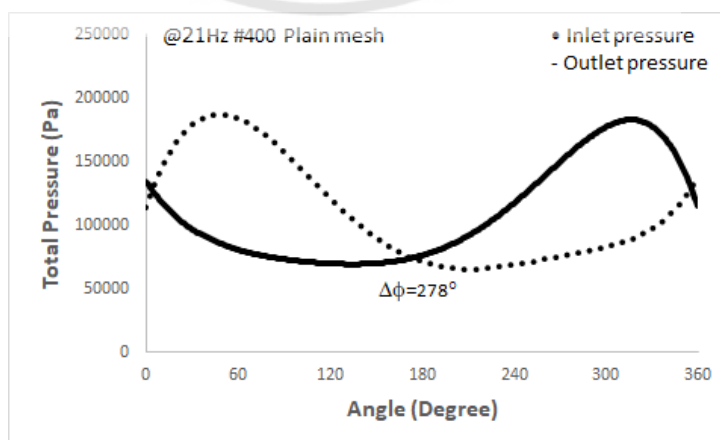
รูปที่ ก21. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความถี่รอบ 18 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



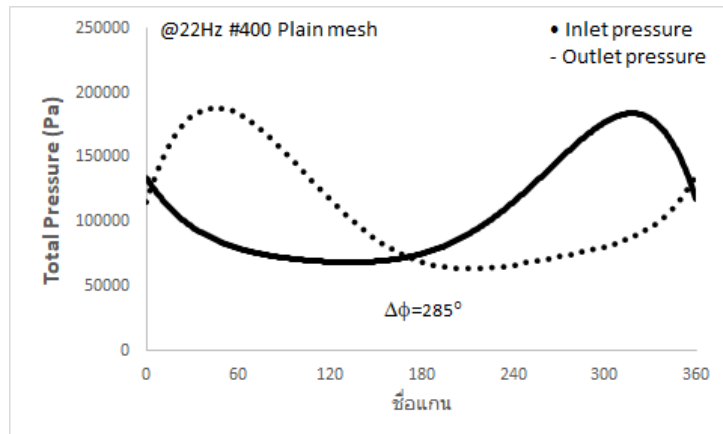
รูปที่ ก22. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 19 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



รูปที่ ก23. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 20 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



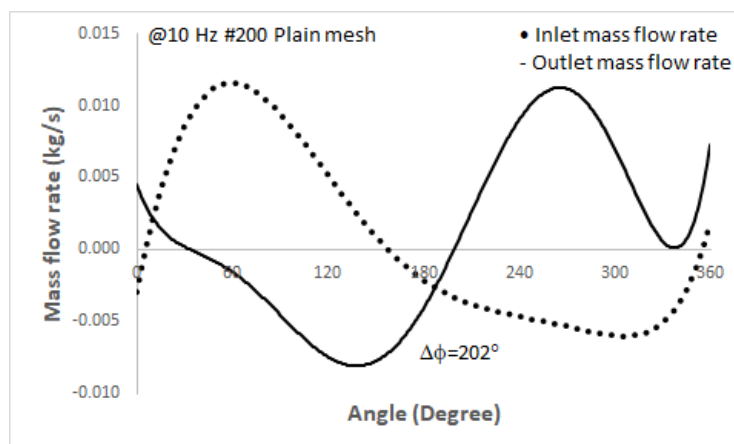
รูปที่ ก24. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 21 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



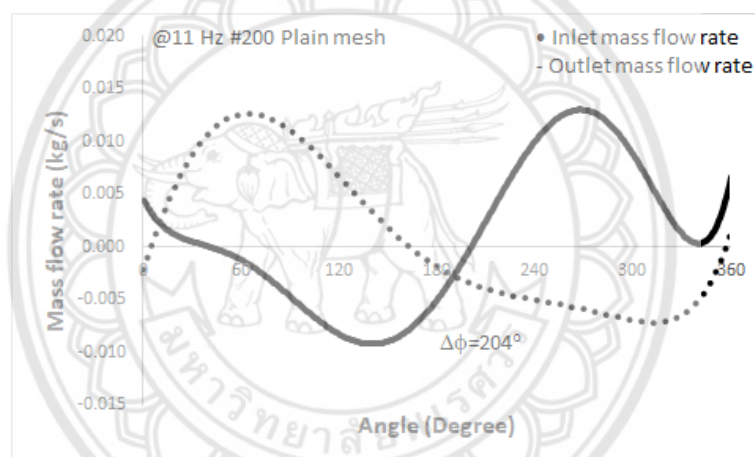
รูปที่ ก25. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างความดันและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 22 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



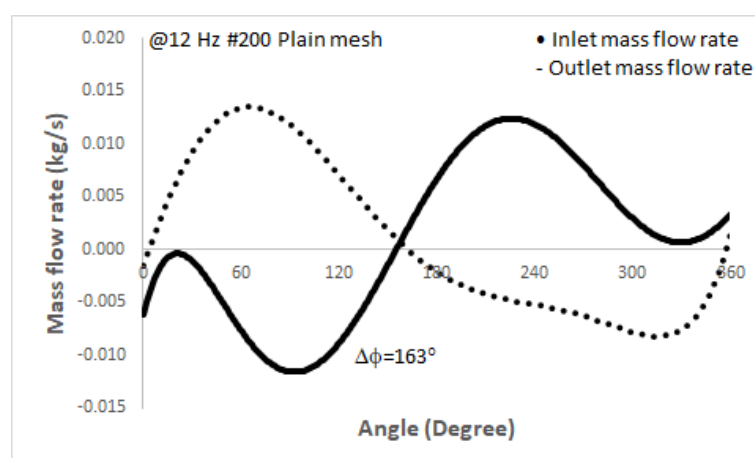




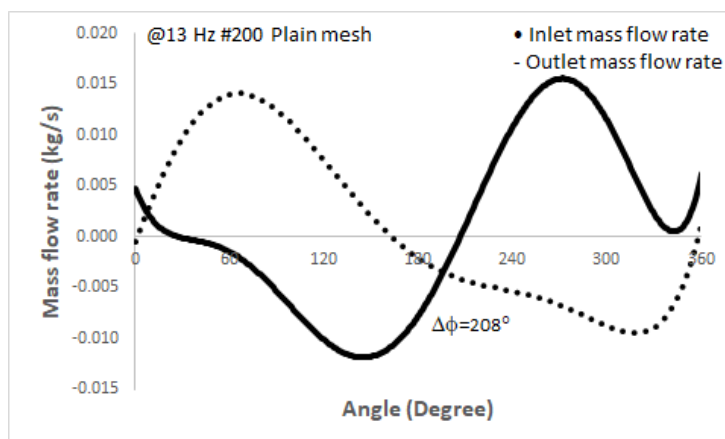
รูปที่ ข1. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 10 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



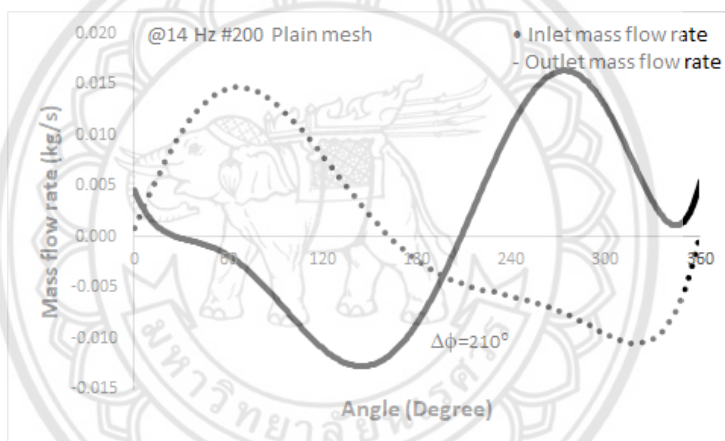
รูปที่ ข2. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 11 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



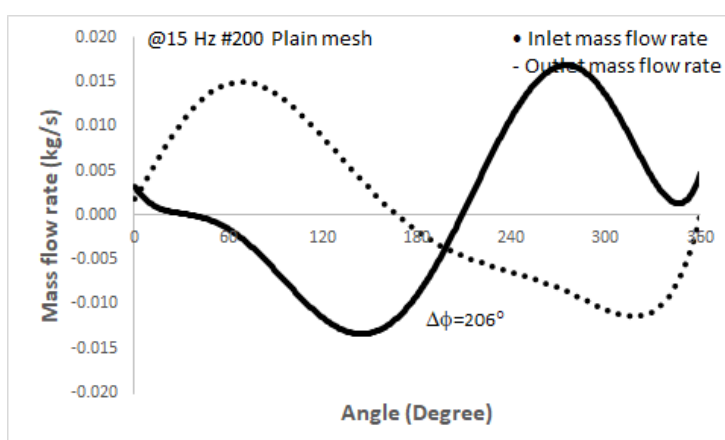
รูปที่ ข3. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 12 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



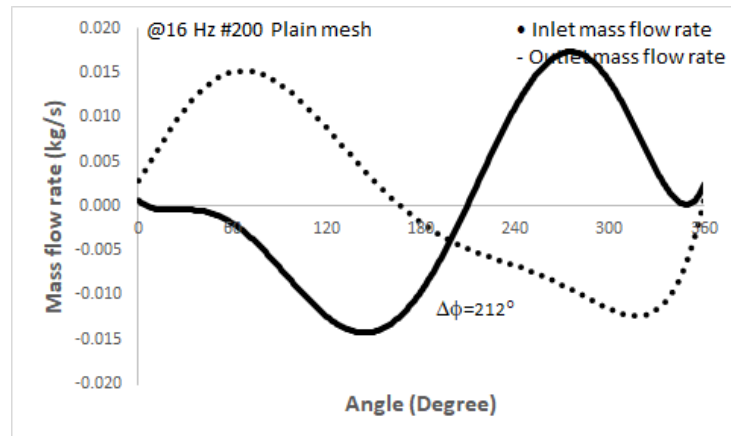
รูปที่ ข4. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 13 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



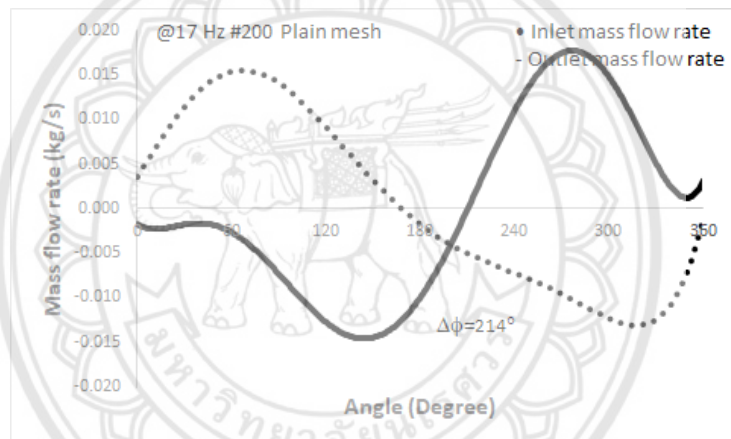
รูปที่ ข5. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 14 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



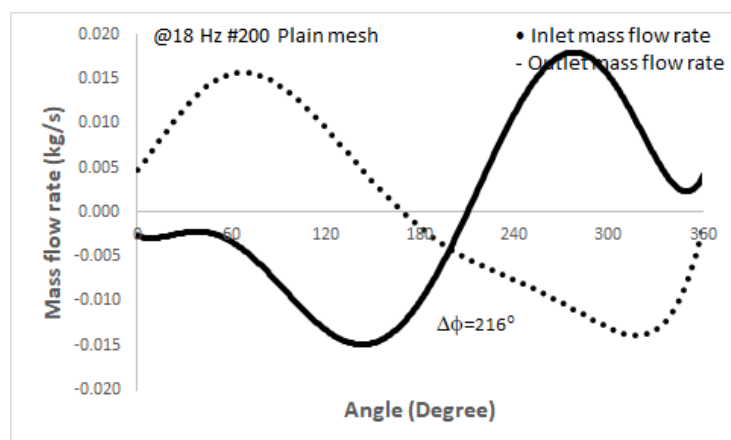
รูปที่ ข6. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 15 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



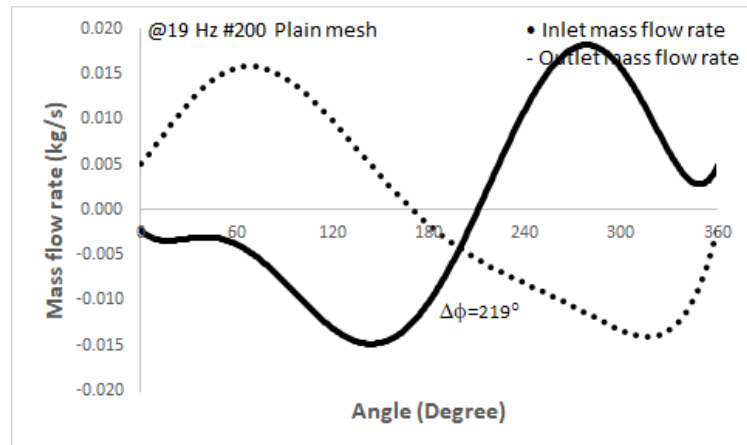
รูปที่ ข7. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 16 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



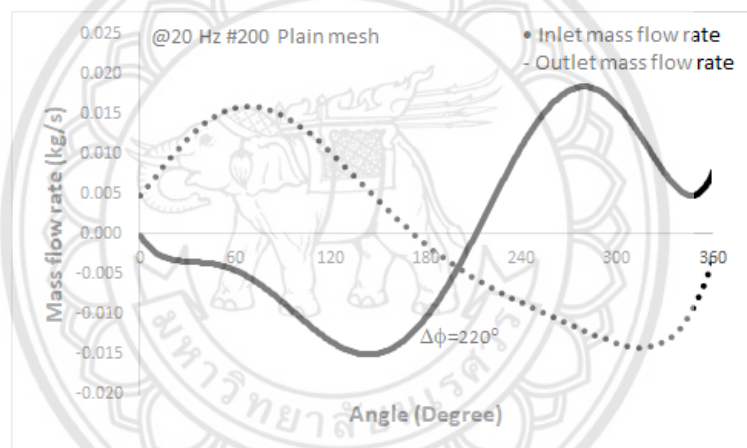
รูปที่ ข8. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 17 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



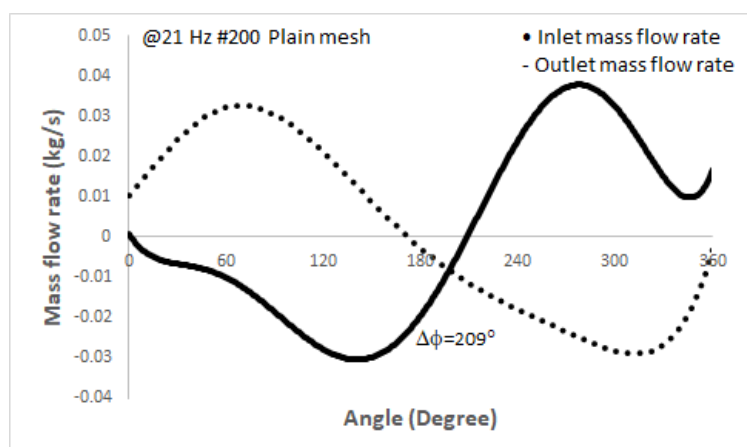
รูปที่ ข9. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 18 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



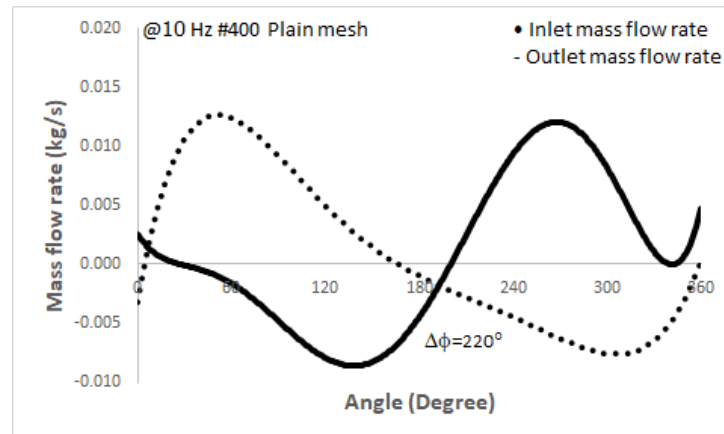
รูปที่ ข10. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความถี่รอบ 19 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



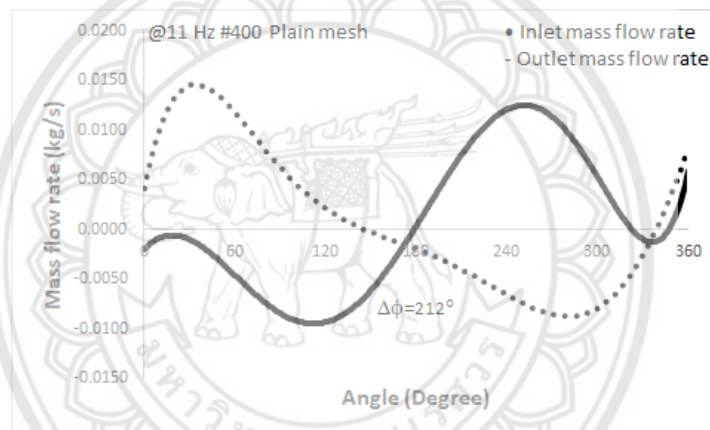
รูปที่ ข11. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความถี่รอบ 20 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



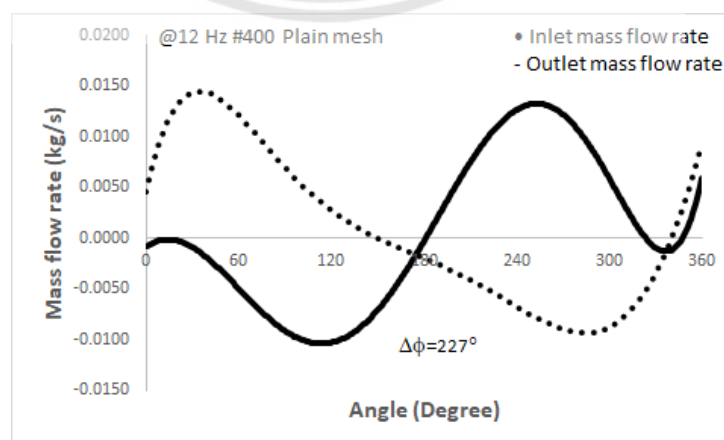
รูปที่ ข12. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความถี่รอบ 21 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 200



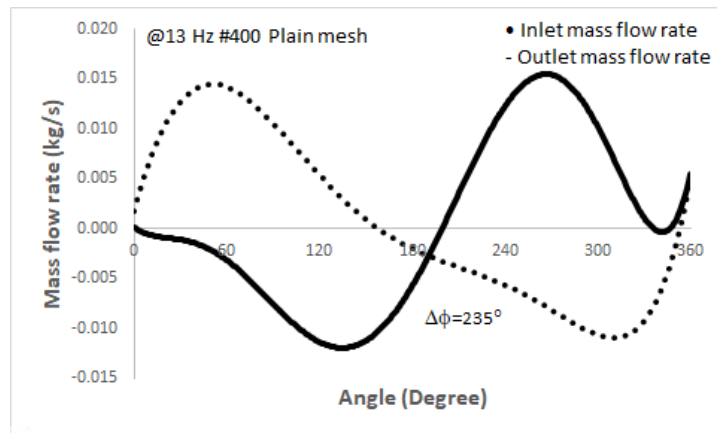
รูปที่ ข13. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความถี่รอบ 10 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



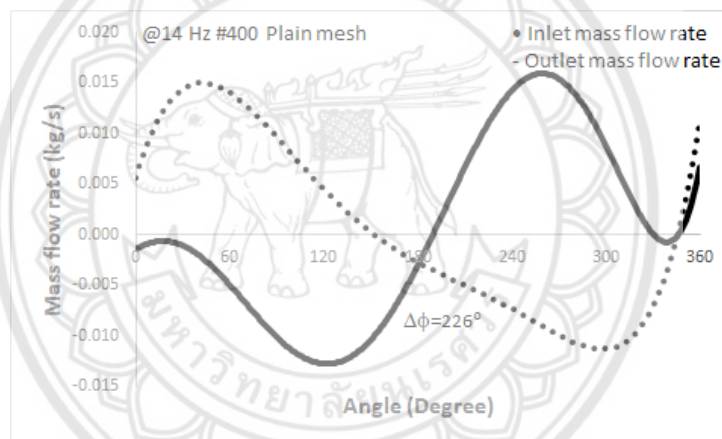
รูปที่ ข14. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความถี่รอบ 11 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



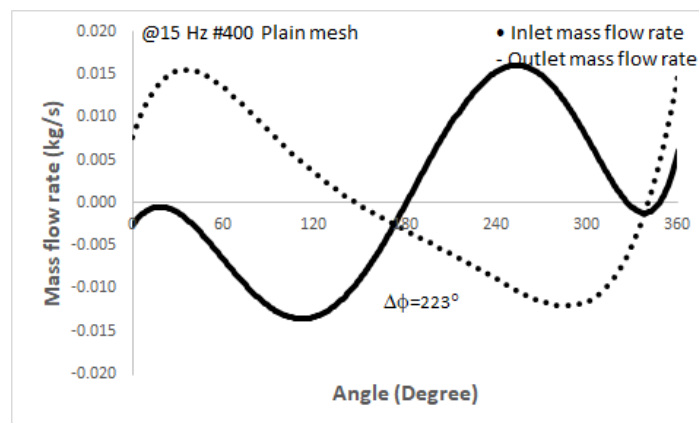
รูปที่ ข15. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความถี่รอบ 12 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



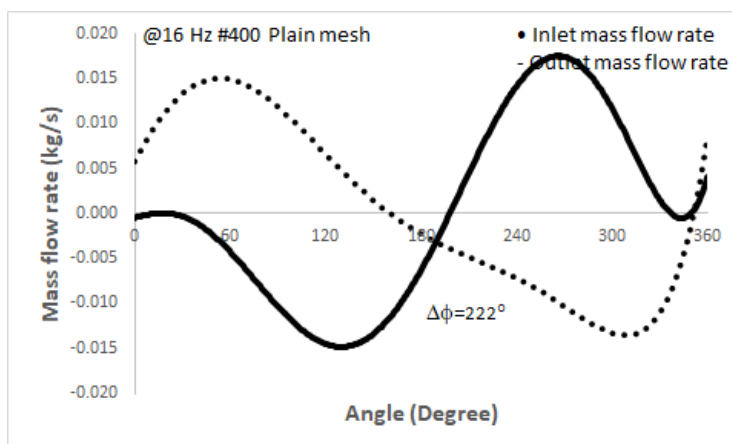
รูปที่ ข16. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 13 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



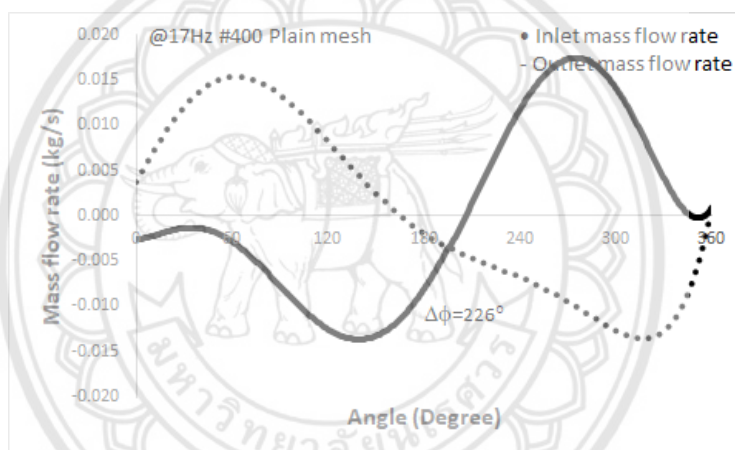
รูปที่ ข17. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 14 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



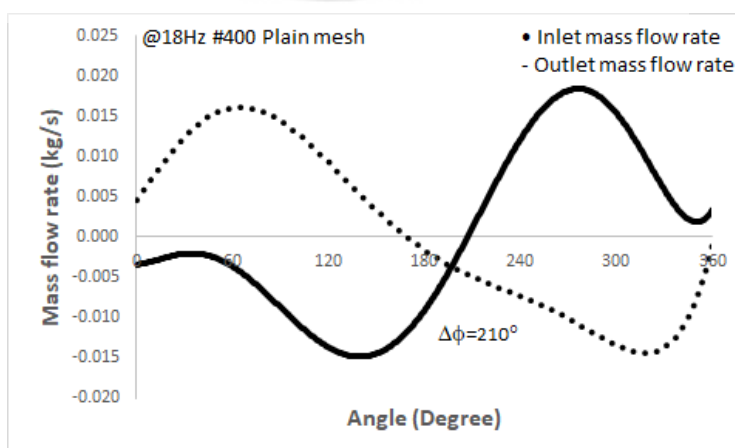
รูปที่ ข18. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความเร็วรอบ 15 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



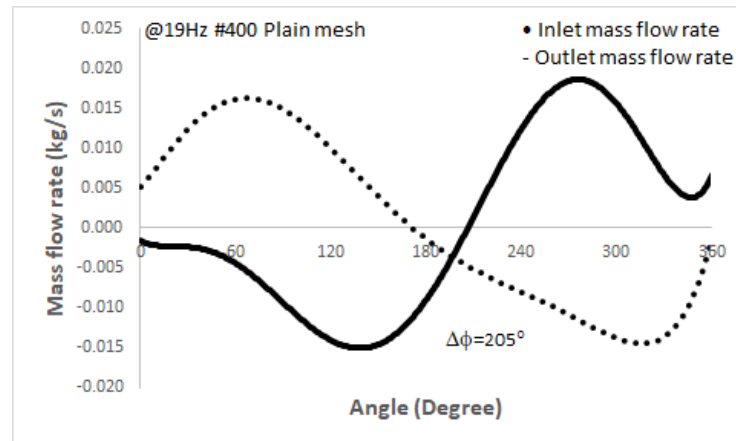
รูปที่ ข19. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความถี่รอบ 16 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



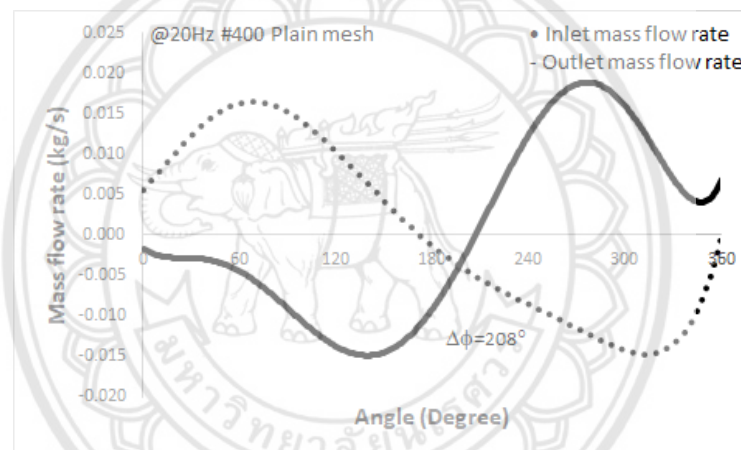
รูปที่ ข20. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความถี่รอบ 17 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



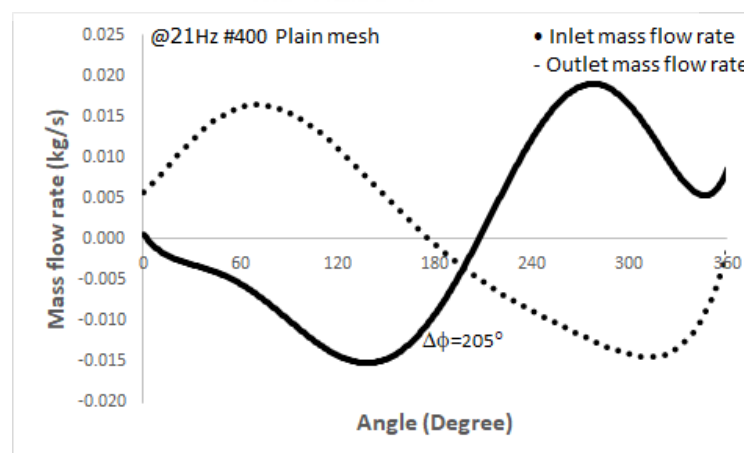
รูปที่ ข21. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความถี่รอบ 18 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



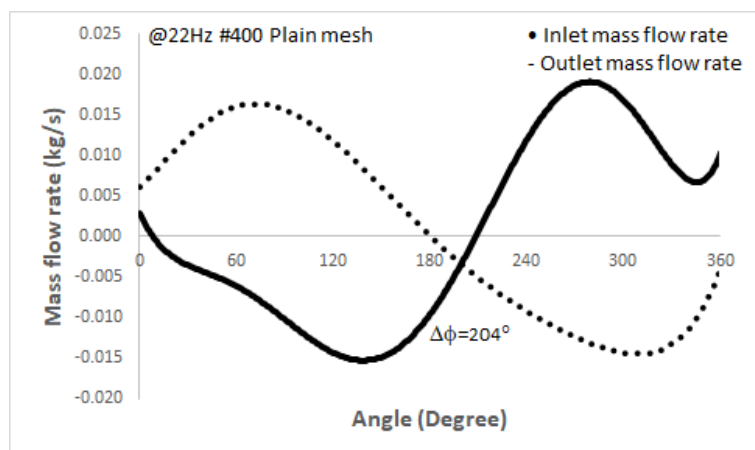
รูปที่ ข22. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความถี่รอบ 19 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



รูปที่ ข23. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความถี่รอบ 20 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



รูปที่ ข24. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความถี่รอบ 21 Hz ใช้ลวดถักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



รูปที่ ข25. แสดงกราฟความสัมพันธ์ของผลการทดลองระหว่างอัตราการไหลและมุมเฟสที่ทางเข้าและทางออกในช่วงความถี่รอบ 22 Hz ใช้ลวดดักแบบ Plain ขนาดเบอร์ 400



NOMENCLATURE

A_g = wetted area (m^2)	\dot{m}_o = outlet mass flow rate
(kg/s)	
B = Breathing factor	P_i = indicated power (W)
C_p = heat capacity at constant pressure (J/KgK)	Re = Reynold number
C_v = heat capacity at constant volume (J/kgK)	Re_1 = Reynold number at warm end
D_h = hydraulic diameter (m)	t = time (s)
dQ = Derivative of heat transfer	T = gas temperature (K)
f = frequency (Hz)	T_i = inlet gas temperature (K)
f_{osc} = oscillating friction factor	T_o = outlet gas temperature (K)
f_{osc_m} = mean oscillating friction factor	u = gas velocity (m/s)
h = convective heat transfer coefficient (W/m^2K)	Va = Valensi number
L_r = Length of regenerator (m)	V_c = compression space
volume (m^3)	V_e = expansion space volume
M = mass (kg)	
(m^3)	
W_c = compression work (J)	X_{u_m} = amplitude of mean
velocity (m/s)	
W_e = expansion work (J)	X_{u_i} = amplitude of velocity at
W_i = cyclicsion work (J)	warm end (m/s)
$X_{\Delta p}$ = amplitude of pressure drops (Pa)	
$X_{\dot{m}}$ = amplitude of mean flow rate (kg/s)	

$X_{\dot{m}_1}$ = amplitude of mass flow rate at warm end (kg/s)

$X_{\dot{m}_2}$ = amplitude of mass flow rate at cold end (kg/s)

Greek symbols

\mathcal{E} = expansion parameter

μ = gas viscosity (Pa.s)

ρ = gas density (Kg/m³)

$\phi_{\dot{m}}$ = phase angle of mass flow rate (°)

ω = angular velocity (rad/s)

