

การศึกษากลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลาง



นาย กฤษลิน ถมยาบัตร

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต


สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2553

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

THE STUDY OF LOSS MECHANISM IN THE STIRLING ENGINE WITH MODERATE
TEMPERATURE DIFFERENCE



Mr. Krissalin Tomyabatra

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

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

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2010

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การศึกษาสากลใกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบ
ผลต่างอุณหภูมิปานกลาง

โดย

นาย กฤษลิน ถมยาบัตร


สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อังศิริ ศรีภคการ

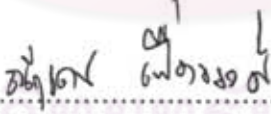
คณะกรรมการศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้นับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็น
ส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโทบริหารธุรกิจ


..... คณะบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(รองศาสตราจารย์ ดร. บุญสม เลิศศิริรุ่งวงศ์)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์


..... ประธานกรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร. วิทยา ยงเจริญ)


..... อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อังศิริ ศรีภคการ)


..... กรรมการ
(ดร. ณัฐเดช เฟื่องวงศ์)


..... กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ไชยณรงค์ จักรธรานนท์)

กฤษลิน ถมยาบัร : การศึกษากลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลาง (THE STUDY OF LOSS MECHANISM IN THE STIRLING ENGINE WITH MODERATE TEMPERATURE DIFFERENCE)

อ. ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก : ผศ.ดร. อังศิริ ศรีภคากร, 107 หน้า.

การศึกษานี้พิจารณากลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลาง (MDSE) เพื่อระบุการสูญเสียหลักของเครื่องยนต์ ด้วยวิธีการประเมินย้อนกลับเพื่อนำไปหาการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ ผลการประเมินกับเครื่องพิกัดกำลังขาออก 100 W พบว่า การสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ และความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์ เป็นการสูญเสียหลักของเครื่องยนต์ ทำให้เล็งเห็นแนวทางในการปรับปรุง 3 ส่วน คือ การเลือก regenerator ให้เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีการของ Taguchi, การเปลี่ยนวัสดุแหวนลูกสูบกำลัง และการเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียม ผลการปรับปรุงเครื่องยนต์พบว่า ลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุดให้กำลังขาออกสูงสุดเพิ่มขึ้น 35% สำหรับการเปลี่ยนวัสดุแหวนลูกสูบกำลังพบว่า ให้อายุการใช้งานนานขึ้น แต่ไม่เพียงพอต่อการนำไปใช้งานจริง สำหรับการเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียมพบว่า กำลังขาออกมีค่าต่ำลง สันนิษฐานว่าเนื่องจาก ผลของค่าความเฉื่อยของเครื่องยนต์มีมากเกินไปทำให้เครื่องยนต์ไม่สามารถทำงานได้ตามความเร็วรอบที่เหมาะสม สำหรับการใช้อีเลียมเป็นสารทำงาน ผลการเปรียบเทียบการสูญเสียของ MDSE กับการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงผลต่างอุณหภูมิสูง (HDSE) และต่ำ (LDSE) โดยใช้วิธีการเปรียบเทียบของ Iwamoto, S. พบว่า วิธีการของ Iwamoto, S. มีข้อจำกัดที่ไม่ได้คำนึงผลของความดันที่แตกต่างกันของเครื่องยนต์ที่ใช้เปรียบเทียบ ดังนั้นได้ปรับใช้วิธีการเปรียบเทียบของ Prieto, J.L. ในการเปรียบเทียบการสูญเสียแทน ผลการเปรียบเทียบแสดงถึงการเพิ่มขึ้นของเทอมการสูญเสียแบบไร้มิติจาก LDSE MDSE และ HDSE ตามลำดับและพบว่า เครื่องยนต์ MDSE ที่มีอยู่ มีค่าการสูญเสียของค่ากำลังบ่งชี้ใกล้เคียงกับค่าของ HDSE ซึ่งบ่งชี้ว่า MDSE ที่มีอยู่มีการออกแบบระบบทางความร้อนไม่เหมาะสม

ภาควิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อนิสิต.....

สาขาวิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก.....

ปีการศึกษา.....2553.....

5170212721 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORDS : STIRLING ENGINE / INTERMEDIATE TEMPERATURE / LOSS

KRISSALIN TOMYABATRA : THE STUDY OF LOSS MECHANISM IN THE
STIRLING ENGINE WITH MODERATE TEMPERATURE DIFFERENCE.

THESIS ADVISOR : ASST. PROF. ANGKEE SRIPAKAGORN, Ph.D., 107 pp.

The present work investigates the loss mechanism in a Stirling engine with moderate temperature difference (MDSE) in order to identify the major loss mechanism. The result for the 100-W Beta-type Stirling engine indicated that the heat loss to the environment and the heat dissipated on the hot side are the major loss mechanisms. The finding indicates three improvements to be performed to the engine: to optimize the regenerator via Taguchi's method, to change the material for the piston ring and to change the working fluid from air to helium. The optimization result on the regenerator was found to increase the shaft power output by 35%. The improvement of the piston ring material prolongs the life of the piston ring but the result was still inadequate for actual use. The use of helium in place of air for the working fluid resulted in a decrease in the shaft power output. The mechanical inertia is suspected to limit the running speed of the engine and make the engine unable to reach the optimum speed for use with helium. A comparison of the loss of MDSE with engines with high temperature difference (HDSE) and low temperature difference (LDSE) using the method of Iwamoto, S. pointed to the deficiency of this method by not including the effect of charged pressure. To improve the comparison, this study adopted the method of Prieto, J.L. The comparison indicated an increase in the dimensionless loss term from LDSE, MDSE and HDSE respectively. The existing MDSE also has the dimensionless loss term of a comparable value to the HDSE which indicate that improvement can still be done on the thermal design of the engine.

Department : ...Mechanical Engineering...

Student's Signature



Field of Study : ...Mechanical Engineering...

Advisor's Signature



Academic Year :2010.....

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์นี้ ดำเนินงานจนสำเร็จเรียบร้อยได้ด้วยความเสียสละ อุทิศตน อนุเคราะห์ ช่วยเหลือ ด้วยน้ำใจจากบุคคลหลายท่านที่เป็น “ครู” ผู้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้โดยเฉพาะอย่างยิ่ง ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อังคีร์ ศรีภคการ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ได้ให้คำแนะนำ คำปรึกษา แนวทางในการค้นคว้าข้อมูล และข้อคิดเห็นในการวิจัยอย่างต่อเนื่องมาโดยตลอด ซึ่งผู้วิจัยขอสำนึกพระคุณไว้ด้วยความเคารพยิ่ง

ขอกราบขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ดร. วิทยา ยงเจริญ ประธานกรรมการ อาจารย์ ดร. ณัฐเดช เพ็ญวงวงศ์ และ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ไชยณรงค์ จักรธวานนท์ ที่กรุณาเป็นกรรมการตรวจสอบวิทยานิพนธ์ และให้คำแนะนำเป็นอย่างดีตลอดมา

ขอกราบขอบพระคุณ คุณพ่อ คุณแม่ และ พี่เอฟ ที่เป็นกำลังใจและช่วยเหลือตลอดจน วิทยานิพนธ์ฉบับนี้เสร็จสมบูรณ์

สุดท้ายนี้ หากมีข้อบกพร่องหรือผิดพลาดในส่วนใดเกิดขึ้นในงานวิจัยนี้ ผู้วิจัยขอน้อมรับไว้แต่เพียงผู้เดียวและจะขอปรับปรุงแก้ไขให้ดีขึ้นในโอกาสต่อไป

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ฌ
สารบัญภาพ.....	ฎ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ฏ
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์.....	6
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์.....	7
1.4 ขั้นตอนดำเนินงานวิจัย.....	7
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	7
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	8
2.1 ความสำคัญของค่ากำลังปั้งซี่.....	8
2.2 กลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	9
2.3 การสูญเสียทางความร้อน.....	10
2.4 การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล.....	18
2.5 การสูญเสียทางกล.....	20
2.6 การสูญเสียความดัน.....	20
2.7 สรุป.....	21
บทที่ 3 การทดสอบสมรรถนะและการสูญเสียเบื้องต้น.....	23
3.1 การประเมินระดับความสามารถของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	23
3.2 การประเมินกลไกการสูญเสียที่เกิดขึ้นของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเบื้องต้น.....	27
3.3 วิธีการประเมินการสูญเสียแบบย้อนกลับและการประเมินการสูญเสียหลัก.....	33

	หน้า
3.4 การเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิ ปานกลางกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงและต่ำ.....	36
3.5 แนวการปรับปรุงวิธีการเปรียบเทียบการสูญเสียโดยใช้แนวคิดของ J.L Prieto....	39
3.6 การเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิ แตกต่างกัน.....	42
3.7 การเปรียบเทียบค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมิน กับค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการคำนวณด้วยวิธีเชิงตัวเลข	46
บทที่ 4 การปรับปรุงเครื่องยนต์.....	48
4.1 วิธีการเลือก regenerator ให้เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีของ Taguchi.....	50
4.2 การเปลี่ยนแหวนลูกสูบกำลัง.....	59
4.3 การเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียม.....	64
บทที่ 5 บทสรุปและข้อเสนอแนะ.....	68
5.1 บทสรุป.....	68
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	74
รายการอ้างอิง.....	75
ภาคผนวก.....	78
ภาคผนวก ก อุปกรณ์การวัด.....	79
ภาคผนวก ข ผลการทดสอบเครื่องยนต์.....	85
ภาคผนวก ค การประเมินความเป็นไปได้ในการวัดค่ากำลังบ่งชี้.....	97
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....	107

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 3-1 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์.....	24
ตารางที่ 3-2 เงื่อนไขในการทดสอบ.....	25
ตารางที่ 3-3 ค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติ, ค่ากำลังบ่งชี้สูงสุดแบบไร้มิติจริง, โครงสร้างและเงื่อนไขการทำงานของเครื่องยนต์แต่ละชนิด.....	41
ตารางที่ 3-4 ผลการเปรียบเทียบค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมิน ($Z_{o,estm}$) กับค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal.....	47
ตารางที่ 4-1 ตาราง Othogonal array L9.	51
ตารางที่ 4-2 วิธีการเปรียบเทียบลักษณะจำเพาะของตัวแปร.....	52
ตารางที่ 4-3 ตารางลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่ใช้ในการทดสอบ.....	53
ตารางที่ 4-4 ตาราง othogonal array สำหรับใช้ในการทดสอบ.....	53
ตารางที่ 4-5 ผลการคำนวณปริมาตรและน้ำหนักของ regenerator.....	54
ตารางที่ 4-6 ผลการทดสอบแรงเสียดทานและการสึกหรอของ virgin PTFE และ Rulon LD ซึ่งทดสอบบน steel	60
ตารางที่ 4-7 คุณสมบัติของ Rulon LR.....	61
ตารางที่ 4-8 ค่า Stanton number และ average Reynold number.....	64
ตารางที่ ข-1 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 1 bar (ก่อนการเลือก regeneratrot ให้เหมาะสมที่สุด).....	86
ตารางที่ ข-2 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 3 bar (ก่อนการเลือก regeneratrot ให้เหมาะสมที่สุด).....	86
ตารางที่ ข-3 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 5 bar (ก่อนการเลือก regeneratrot ให้เหมาะสมที่สุด).....	87
ตารางที่ ข-4 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 7 bar (ก่อนการเลือก regeneratrot ให้เหมาะสมที่สุด).....	88
ตารางที่ ข-5 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 3 bar (หลังการเลือก regeneratrot ให้เหมาะสมที่สุด).....	89
ตารางที่ ข-6 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 5 bar (หลังการเลือก regeneratrot ให้เหมาะสมที่สุด).....	90

ตารางที่ ข-7 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 7 bar (หลังการเลือก regeneratrot ให้เหมาะสมที่สุด).....	91
ตารางที่ ข-8 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 7 bar หลังจากใช้แหวนลูกสูบกำลังนานกว่า 40 ชม.....	91
ตารางที่ ข-9 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 3 bar เมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน.....	92
ตารางที่ ข-10 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 5 bar เมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน.....	93
ตารางที่ ข-11 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 7 bar เมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน.....	93
ตารางที่ ข-12 ค่า β ที่ได้จากการเลือกลักษณะจำเพาะที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีการของ Taguchi.....	94
ตารางที่ ข-13 ผลการคำนวณที่ได้จากแบบจำลอง simple เมื่อใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 7 bar อุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C.....	94
ตารางที่ ข-14 ผลการคำนวณที่ได้จากแบบจำลอง simple เมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 7 bar อุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C.....	95

สารบัญภาพ

	หน้า
รูปที่ 1-1 ส่วนประกอบหลักและหลักการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	2
รูปที่ 2-1 วัฏจักรสเตอร์ลิงทางทฤษฎี.....	8
รูปที่ 2-2 แผนภาพ P-V ของ expansion space และ compression space.....	9
รูปที่ 2-3 กลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	10
รูปที่ 2-4 การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านฉนวน.....	11
รูปที่ 2-5 การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างเครื่องยนต์.....	11
รูปที่ 2-6 การสูญเสียจากการนำความร้อนในผนังกระบอกสูบ.....	13
รูปที่ 2-7 การสูญเสียความร้อนแบบ shuttle loss.....	15
รูปที่ 2-8 การนำความร้อนเนื่องจากการรั่วของก๊าซทำงาน.....	16
รูปที่ 2-9 การสูญเสียจากการนำความร้อนผ่านตัวลูกสูบ.....	16
รูปที่ 2-10 กลไกการสูญเสียความร้อนภายใน regenerator.....	17
รูปที่ 2-11 กลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	22
รูปที่ 2-12 กลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเมื่อรวมการสูญเสียต่างๆเข้าด้วยกัน	22
รูปที่ 3-1 ภาพตัดขวางของเครื่องยนต์.....	24
รูปที่ 3-2 ตำแหน่งการติดตั้ง thermo couple.....	25
รูปที่ 3-3 กำลังขาออกเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวของขดลวดความร้อนคงที่ 400 °C ที่ระดับความดันต่างๆ.....	26
รูปที่ 3-4 กำลังขาออกเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวของขดลวดความร้อนคงที่ 500 °C ที่ระดับความดันต่างๆ.....	26
รูปที่ 3-5 แผนภาพ sankey ของเครื่องยนต์.....	27
รูปที่ 3-6 ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิ.....	29
รูปที่ 3-7 การประเมินการสูญเสียด้วยแนวทางที่ 2.....	31
รูปที่ 3-8 การประเมินการสูญเสียด้วยแนวทางที่ 3.....	32
รูปที่ 3-9 การประเมินการสูญเสียแบบย้อนกลับ.....	34
รูปที่ 3-10 ผลการประเมินการสูญเสียที่เกิดขึ้นของเครื่องยนต์ที่กำลังขาออกสูงสุด.....	34
รูปที่ 3-11 ความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์และความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์จริงเทียบกับ ความเร็วรอบ.....	37

รูปที่ 3-12 ความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์แบบไร้มิติเปรียบเทียบกับความเร็วรอบ.....	38
รูปที่ 3-13 การสูญเสียทางกลแบบไร้มิติเทียบกับความเร็วรอบแบบไร้มิติ.....	38
รูปที่ 3-14 ประสิทธิภาพ indicated แบบไร้มิติเปรียบเทียบกับความเร็วรอบ.....	39
รูปที่ 3-15 ผลการเปรียบเทียบการสูญเสียแบบไร้มิติเทียบกับค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงและต่ำ.....	44
รูปที่ 3-16 การเปลี่ยนแปลงของค่าการสูญเสียของค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติ ($\Phi_{estm} M_{expr}$) เทียบกับ ค่า $M_{expr} / M_{max,expr}$	45
รูปที่ 4-1 ตำแหน่งอุณหภูมิภายใน Heater, cooler และ regenerator.....	54
รูปที่ 4-2 ค่า β ในแต่ละระดับของตัวแปร.....	56
รูปที่ 4-3 ค่า $\Delta S/N$ ratio ของแต่ละตัวแปร.....	56
รูปที่ 4-4 กำลังขาออกที่ลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุด.....	57
รูปที่ 4-5 ผลการเปรียบเทียบค่า $\Phi_{estm} M_{expr}$ เทียบกับ $M_{max,expr}$ ก่อนและหลังเลือก regenerator ให้เหมาะสมที่สุด.....	58
รูปที่ 4-6 ภาพแหวนลูกสูบกำลังที่ใช้งานไป 10 ชั่วโมง (Teflon).....	60
รูปที่ 4-7 แหวนลูกสูบกำลังที่ทำจาก LR.....	61
รูปที่ 4-8 รูปแบบรอยตัดของแหวนลูกสูบเดิม.....	62
รูปที่ 4-9 รูปแบบรอยตัดแบบต่างๆ.....	62
รูปที่ 4-10 รอยตัดของแหวนลูกสูบกำลังที่ผลิตจาก Rulon LR.....	63
รูปที่ 4-11 ภาพของแหวนลูกสูบกำลังเมื่อใช้งานไป 40 ชั่วโมง.....	63
รูปที่ 4-12 ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้แหวนลูกสูบ.....	64
รูปที่ 4-13 ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน.....	65
รูปที่ ก-1 อุปกรณ์ตรวจวัดอัตโนมัติ (Data Acquisition, DAQ).....	80
รูปที่ ก-2 อุปกรณ์ตรวจวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ ยี่ห้อ Efactor 100 รุ่น IG58.....	80
รูปที่ ก-3 จานเบรก.....	81
รูปที่ ก-4 การติดตั้งเครื่องมือวัดแรงบิด.....	81
รูปที่ ก-5 เครื่องวัดกำลังไฟฟ้ายี่ห้อ YOKOGAWA รุ่น WT1030.....	82
รูปที่ ก-6 อุปกรณ์ควบคุมกำลังไฟฟ้า.....	82

รูปที่ ก-7 ถังลมพร้อมกับอุปกรณ์ควบคุมแรงดันยี่ห้อ PUMA.....	83
รูปที่ ก-8 ถังฮีเลียมกับอุปกรณ์ควบคุมแรงดันยี่ห้อ MESSER.....	83
รูปที่ ก-9 ขดลวดไฟฟ้าแบบวัดต่อขนาดกำลังไฟฟ้า 4000 W.....	84
รูปที่ ค-1 วิธีการคำนวณค่ากำลังป้อน.....	98
รูปที่ ค-2 วิธีการและขั้นตอนการวัดค่ากำลังป้อน.....	99
รูปที่ ค-3 วงล้อ encoder.....	100
รูปที่ ค-4 แผนภาพวงจรลดสัญญาณรบกวนของ pressure transducer.....	101
รูปที่ ค-5 แผนภาพวงจรลดสัญญาณรบกวนของ shaft encoder.....	101
รูปที่ ค-6 แผนภาพของโปรแกรม.....	102
รูปที่ ค-7 ตำแหน่งที่สามารถทำการติดตั้ง pressure transducer ได้.....	104
รูปที่ ค-8 กลไกแบบเบตาของเครื่องยนต์์สเตอร์ลิงที่มีอยู่.....	105

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

$A_{buffer\ wall}$	พื้นที่ผิวผนังภายนอกปริมาตรห้องเครื่อง, m^2
A_o	พื้นที่ที่สารทำงานไหลผ่าน, m^2
A	พื้นที่หน้าตัดของการนำความร้อน, m^2
C_{sf}	skin friction
C_{fd}	form drag
c_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของน้ำ, J/kg K
$c_{p,wall}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของผนังกระบอกสูบ, J/kg K
D_{piston}	เส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบ displacer , cm
D_h	hydraulic diameter($4V_{total} / A_o$), m
f	friction factor
h	ค่าคงที่การถ่ายเทความร้อน, $W/m^2\text{ }^\circ K$
k	ค่าคงที่การนำความร้อน, $w/m\text{ }^\circ K$
L_{heat}	ความยาวของ heat exchanger, m
L_{piston}	ความยาวลูกสูบ displace, cm
L_E	expansion power, W
L_C	compression power, W
L_i	กำลังปั๊ม, W
L_m	การสูญเสียทางกล, W
L_s	กำลังขาออก, W
$L_{electric}$	กำลังไฟฟ้าขาออกที่วัดได้จากมอเตอร์, W
$L_{motor\ loss}$	กำลังจากการสูญเสียภายในมอเตอร์, W
L_{leak}	การสูญเสียความดันเนื่องจากการรั่วที่ลูกสูบกำลัง, W
L_{buf}	การสูญเสียเนื่องจากความดันภายในปริมาตรห้องเครื่อง, W
$L_{flow\ friction}$	การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล, W
m_{buf}	มวลของสารภายในปริมาตรห้องเครื่อง, kg
\dot{m}_{ave}	อัตราการไหลของมวลก๊าซทำงานเฉลี่ย, kg/s
\dot{m}_{water}	อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น, kg/s
m	มวลของผนังกระบอกสูบที่เกิดการนำความร้อน, kg
m_{regen}	มวลของ regenerator, g

M_{expr}	Mach number ที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์
M_{numr}	Mach number ที่ได้จากการคำนวณด้วยวิธีเชิงตัวเลข
$M_{max, pred}$	Mach number ที่ค่ากำลังบ่งชี้สูงสุดที่ได้จากการทำนาย
$M_{max, expr}$	Mach number ที่ค่ากำลังบ่งชี้สูงสุดที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์
N_{tu}	Number of transfer unit
n_s	ความเร็วรอบ, rpm
P_{buf}	ความดันภายในปริมาตรห้องเครื่อง, Pa
Δp_{max}	ความดันสูญเสียสูงสุด, Pa
P_m	ความดันของสารทำงานของเครื่องยนต์, Pa
Q_{in}	ความร้อนจากขดลวดความร้อน, W
Q_h	ความร้อนที่เข้าสู่เครื่องยนต์จริง, W
Q_b	การสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์, W
$Q_{insulate}$	การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านฉนวน, W
$Q_{engine\ structure}$	การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างของเครื่องยนต์, W
Q_{reject}	ความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์, W
$Q_{wall\ conduct}$	การสูญเสียจากการนำความร้อนในผนังกระบอกสูบ, W
Q_{sh}	shuttle loss, W
Q_{regen}	การสูญเสียภายใน regenerator, W
Q_{cond}	การนำความร้อนรวมของเครื่องยนต์, W
Q_{leak}	การนำความร้อนเนื่องจากการรั่วของก๊าซทำงาน, W
Q_{other}	การสูญเสียระหว่างการสูญเสียความร้อนภายใน regenerator และการสูญเสียจากการนำความร้อน, W
Re	Reynolds number, $\frac{\rho u D_h}{\mu}$
R	ค่าคงที่ของก๊าซ, J/kg °K
S	ระยะทางการเคลื่อนที่ของลูกสูบ displacer, cm
SN_i	ค่า S/N ratio
St	Stanton number, $\frac{h}{\rho c_p u}$
T_{in}	อุณหภูมิก๊าซทำงานที่ไหลจาก compression space เข้าปริมาตรห้องเครื่อง, °K

T_{wbuf}	อุณหภูมิผนังปริมาตรห้องเครื่อง, °K
$T_{water ,in}$	อุณหภูมิน้ำขาเข้า cooler, °K
$T_{water ,out}$	อุณหภูมิน้ำขาออกจาก cooler, °K
ΔT_i	ผลต่างของอุณหภูมิผิวด้านบน และ ผิวด้านล่างของของผนัง กระบอกสูบ, °K
$\Delta T_{r,ave}$	ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยภายใน regenerator, °K
T_{buf}	อุณหภูมิของก๊าซภายในปริมาตรห้องเครื่อง, °K
$T_{buffer wall}$	อุณหภูมิผนังด้านนอกปริมาตรห้องเครื่อง °K
$T_{surround}$	อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม, °K
T_e	อุณหภูมิฝั่งร้อน, °K
T_c	อุณหภูมิฝั่งเย็น, °K
Δt	ระยะเวลาที่เปลี่ยนแปลงไป, s
t	เวลา, s
u	ความเร็วของสารทำงาน, m/s
u_{max}	ความเร็วสูงสุดของสารทำงาน, m/s
V_{buf}	ปริมาตรห้องเครื่อง, m ³
V_{dead}	ปริมาตรตายทั้งหมดของเครื่องยนต์(heater, regenerator, cooler และ clearance volume), cm ³
V_o	ปริมาตรตายของ regenerator, cm ³
\dot{V}	อัตราการไหลของปริมาตรอากาศ, m ³ /s
V_{regen}	ปริมาตรวัสดุ regenerator, cm ³
V_{sw}	ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว, cm ³
V_{total}	ปริมาตรทั้งหมด, cm ³
Δx	ระยะทางในการนำความร้อน, m
x	input ของสมการ ideal function, W
y	output ของสมการ ideal function, W
ζ_{pred}	ค่าทำนายกำลังบ่งชี้แบบไร้มิติ
ζ_{expr}	ค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติที่ได้จากผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์
$\zeta_{max ,pred}$	ค่ากำลังบ่งชี้สูงสุดแบบไร้มิติจริงที่ได้จากการทำนาย
$\zeta_{max ,expr}$	ค่ากำลังบ่งชี้สูงสุดแบบไร้มิติจริงที่ได้จากผลการทดสอบ สมรรถนะเครื่องยนต์,

$\zeta_{o,numr}$	ค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal
$\zeta_{o,estm}$	ค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมิน
β	ค่าคงที่ของสมการ ideal function
μ	ค่าความหนืด, $10^{-6} Pa \cdot s$
γ	ค่า c_p/c_v ของสารทำงาน
ω	ความเร็วเชิงมุม, rad/s
ρ	ความหนาแน่นของสารทำงาน, kg/m^3
ϵ	ประสิทธิภาพของ regenerator
δ	ระยะช่องว่างระหว่างกระบอกสูบและลูกสูบ displacer, cm
\emptyset	ค่าความพรุน
Φ_{numr}	ค่าคงที่การสูญเสียของค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติที่ได้จากการคำนวณด้วยวิธีเชิงตัวเลข
Φ_{estm}	ค่าคงที่การสูญเสียของค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติที่ได้จากการประเมิน

ศูนย์วิทยพัชกร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 1

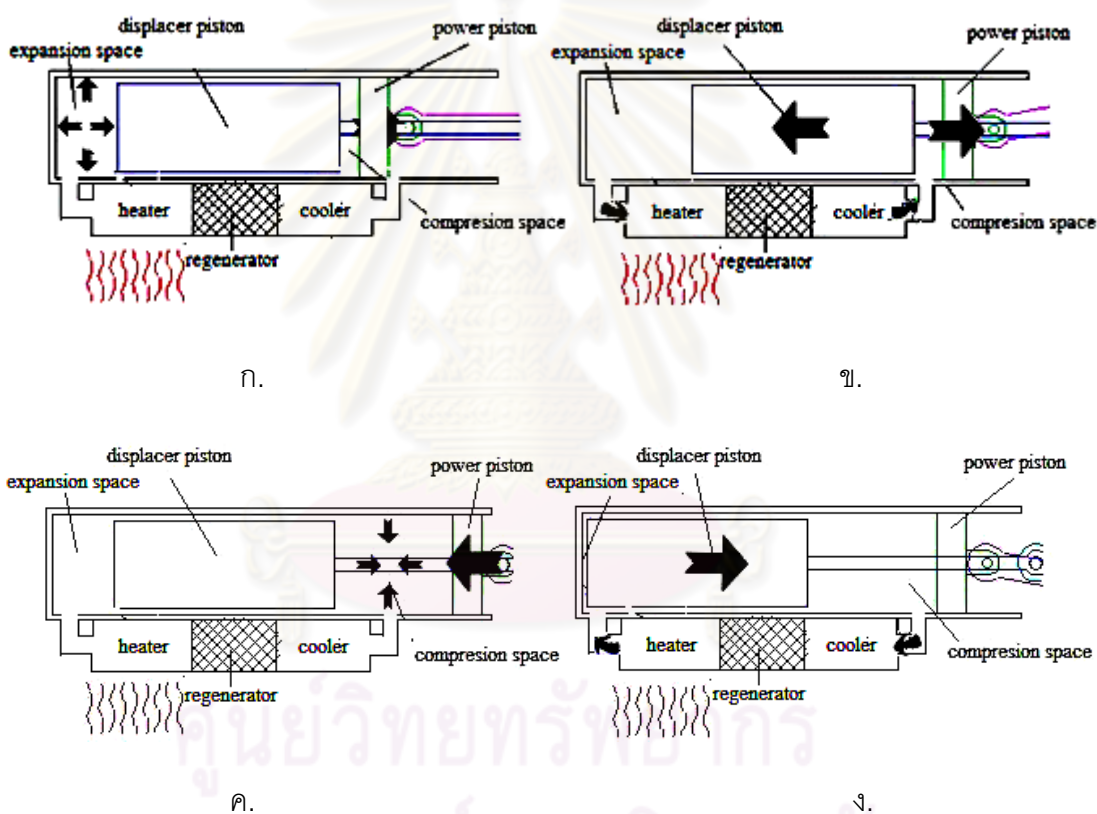
บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ปัญหาทางด้านพลังงานและสิ่งแวดล้อมได้รับความสนใจมากขึ้น ในปัจจุบัน เนื่องจากแหล่งพลังงานที่ใช้ในปัจจุบันมีแนวโน้มจะขาดแคลนในอนาคต และ เครื่องต้นกำลังที่ใช้อยู่ในปัจจุบันผลิตมลพิษค่อนข้างสูง จากปัญหาดังกล่าว ทำให้ ความต้องการเครื่องต้นกำลังที่ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงและมลพิษต่ำมีมากขึ้น เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องต้นกำลังชนิดหนึ่งที่ได้รับ ความสนใจวิจัยและพัฒนา เนื่องจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถใช้แหล่งพลังงานความร้อนได้หลากหลาย เช่น เชื้อเพลิงปิโตรเลียม, เชื้อเพลิงไฮโดรเจนหรือก๊าซไอเสียจากโรงงาน นอกจากนี้ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงยังมีปริมาณมลภาวะต่ำ , มีเสียง เยียบและการสั่นสะเทือนต่ำ ในขณะที่ทำงาน ทำให้มีความสนใจในการวิจัยและพัฒนาเพื่อนำเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาใช้ร่วมกับแหล่งพลังงานทางเลือก ต่างๆ เช่น ก๊าซไอเสีย [1], การสันดาปภายในของไฮโดรเจน [2] และ พลังงานแสงอาทิตย์ [3]

จากที่กล่าวมาข้างต้นเห็นได้ว่า เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องต้นกำลังที่สามารถตอบโจทย์ความต้องการทางด้านพลังงานและสิ่งแวดล้อมได้ แต่เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมี ข้อจำกัดคือ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้องการเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่สามารถทนต่อระดับ ความดันภายในเครื่องยนต์, ทนทานต่อการกัดกร่อนและมีประสิทธิภาพทางความร้อนสูงในขณะเดียวกัน ดังนั้นวัสดุที่ใช้ในการผลิตเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องยนต์จึงต้องใช้วัสดุที่มีราคาแพงในการผลิต เช่น Stainless steel แบบพิเศษหรือ high temperature alloy [4] จากสาเหตุข้างต้นทำให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีต้นทุนในการผลิตสูง เพราะค่าใช้จ่ายผลิตอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นส่วนใหญ่ นอกจากนี้ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงยังมีปัญหาการรั่วของ สารทำงานผ่านรอยต่อต่างๆของเครื่องยนต์ เนื่องจากสารทำงานอยู่ในระดับความดันสูง เพื่อให้ได้กำลังขาออกมากขึ้น สารทำงานที่ทำให้เกิดปัญหาการรั่วมากที่สุด คือ ไฮโดรเจน เนื่องจากไฮโดรเจน เป็นสารทำงานที่มีโมเลกุลขนาดเล็กและมีความสามารถในการแพร่กระจายสูงทำให้สามารถรั่วออกจากเครื่องยนต์ได้ง่าย ดังนั้นการออกแบบให้เหมาะสมกับการใช้งานจึงเป็นสิ่งสำคัญ จากข้อจำกัดในการออกแบบและสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงข้างต้น ทำให้ต้องคำนึงถึงการสูญเสียของเครื่องยนต์ เป็นอย่างมาก เพื่อให้ได้เครื่องยนต์ที่มีประสิทธิภาพทางความร้อนสูงที่สุดในราคาต้นทุนที่มีจำกัด

โครงสร้างของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีอยู่ด้วยกัน 3 รูปแบบ คือ แอลฟา, เบตา และแกมมา ซึ่งแบ่งตามลักษณะการเรียงตัวของลูกสูบ นอกจากนี้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงในแต่ละรูปแบบข้างต้นสามารถแบ่งได้ตามระดับผลต่างอุณหภูมิใช้งานของฝั่งร้อนและฝั่งเย็น (ΔT) คือ ผลต่างอุณหภูมิต่ำ ($\Delta T < 300\text{ }^{\circ}\text{C}$), ผลต่างอุณหภูมี่ปานกลาง (ΔT อยู่ในช่วง $300\text{-}500\text{ }^{\circ}\text{C}$) และผลต่างอุณหภูมิสูง ($\Delta T > 500\text{ }^{\circ}\text{C}$) เครื่องยนต์สเตอร์ลิง ประกอบไปด้วยส่วน ประกอบหลัก 4 ส่วน คือ heat exchanger (ซึ่งจะแบ่งออกเป็น 3 ส่วนคือ heater, cooler และ regenerator) , expansion space, compression space และ กลไกการขับเคลื่อน ส่วนประกอบหลัก 4 ส่วนนี้จะทำหน้าที่ในการเปลี่ยนพลังงานความร้อนให้เป็นพลังงานทางกล



รูปที่ 1-1 ส่วนประกอบหลักและหลักการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง [5]

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีวัฏจักรการทำงานแสดงดังรูปที่ 1-1 วัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะเริ่มจาก สารทำงาน เคลื่อนที่ ผ่านด้าน heater เพื่อไปรับความร้อนจากแหล่งจ่ายพลังงานความร้อนภายนอก และ เคลื่อนที่ ไปยัง expansion space แสดงดังรูปที่ 1-1 ก จากนั้นสารทำงานจะถูกลูกสูบ displacer ดันกลับไปยัง compression space เพื่อให้สารทำงานขยายตัวดัน ลูกสูบกำลัง ให้กำลังออกมาเรียกว่า expansion power แสดงดังรูปที่ 1-1 ข กำลัง

บางส่วนที่ได้จากการขยายตัวจะถูกใช้ในการอัด สารทำงานใน compression space กลับไปยัง expansion space เรียกว่า compression power แสดงดังรูปที่ 1-1 ค. กระบวนการอัดตัวนี้ความร้อนบางส่วนจะถูกถ่ายเทออกจาก สารทำงานผ่านทาง cooler เพื่อลดอุณหภูมิของ สารทำงานลง จากนั้นก๊าซทำงานจะถูกอัดกลับไปยัง expansion space เพื่อไปรับความร้อนจากแหล่งจ่ายพลังงานความร้อนที่ heater และเกิดการขยายตัวขึ้นอีกครั้ง แสดงดังรูปที่ 1-1 ง. กำลังสุทธิที่ได้จากวัฏจักรการทำงานดังกล่าวเรียกว่า ค่ากำลังบ่งชี้ กำลังในส่วนนี้จะส่งผ่านไปยังกลไกขับเคลื่อนเพื่อเปลี่ยนเป็นพลังงานทางกลต่อไป

วัฏจักรสเตอร์ลิงในทางทฤษฎีเป็นวัฏจักรที่มีประสิทธิภาพใกล้เคียงกับวัฏจักร Carnot ซึ่งมีค่าสูงที่สุดเมื่อเทียบกับวัฏจักรอื่นๆ แต่ในความเป็นจริง เครื่องยนต์จะมีการสูญเสียเกิดขึ้น ภายในวัฏจักรการทำงาน ซึ่งเป็นผลเนื่องจากการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล, การสูญเสียทางความร้อน และการสูญเสียความดัน นอกจากนี้ยังมีการสูญเสียทางกลซึ่งเกิดขึ้นภายในกลไกการขับเคลื่อนของเครื่องยนต์อีกด้วย สาเหตุการเกิดขึ้นของการสูญเสียข้างต้นสามารถอธิบายได้ดังนี้ คือ การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลเป็นการสูญเสียเนื่องจาก ความหนืดของสารทำงาน และความขรุขระของผิวสัมผัส ส่วนใหญ่เกิดขึ้น ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในส่วนของ regenerator [6] สำหรับการสูญเสียทางความร้อนเป็นการสูญเสียเนื่องจาก การสูญเสียความร้อนของเครื่องยนต์ให้แก่สิ่งแวดล้อมหรือการสูญเสียความร้อนของเครื่องยนต์เพียงอย่างเดียว ซึ่งเกิดขึ้นได้หลายตำแหน่ง ในเครื่องยนต์ ด้วยกันเช่น การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่าน โครงสร้างเครื่องยนต์ และการสูญเสียเนื่องจาก การนำความร้อน ที่ระบายออกไปกับน้ำหล่อเย็น สำหรับการสูญเสียความดันเป็นการสูญเสียเนื่องมาจากการรั่วของ สารทำงานและแรงดันของ สารทำงานซึ่งต้านการเคลื่อนที่ของลูกสูบ ซึ่งการสูญเสียความดันส่วนใหญ่เกิดขึ้นที่ compression space และ ปริมาตรห้องเครื่อง สำหรับการสูญเสียทางกลเป็นการสูญเสียที่เกิดจากแรงเสียดทานของกลไกต่างๆ ของเครื่องยนต์เช่น การเสียดสีกันของ ตลับลูกปืนกับ เพลา, การเสียดสีกันของผนังกระบอกสูบกับลูกสูบ

จากที่กล่าวมาข้างต้น จะเห็นได้ว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีกลไกการสูญเสียอยู่หลากหลาย การสูญเสียเหล่านี้เป็นสาเหตุของประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์ที่ลดลง ทำให้มีนักวิจัยหลายคนศึกษาและเปรียบเทียบกลไกการสูญเสียที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ที่มีระดับผลต่างอุณหภูมิที่ต่างๆ กัน เพื่อนำมาปรับปรุงและพัฒนาเครื่องยนต์ ดังนี้ คือ การศึกษา กลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์ สเตอร์ลิงแบบ ผลต่างอุณหภูมิสูง (High temperature Differential Stirling Engine, HDSE) Hirata, K. (1997) [1] ศึกษาการสูญเสียของเครื่องยนต์ สเตอร์ลิง ขนาด 100 W โดยใช้

วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขหาค่าการสูญเสียและนำค่าการสูญเสียที่ได้มาเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดสอบ ซึ่ง Hirata, K. ศึกษาการสูญเสียของเครื่องยนต์ 3 ชนิดด้วยกัน คือ การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล, การสูญเสียปริมาตรห้องเครื่องและการสูญเสียทางกล สำหรับการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลจะใช้แบบจำลอง ซึ่งพิจารณาผลกระทบของพื้นที่ทางเข้าและทางออกที่มีต่อรูปร่างความเร็วภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับการสูญเสียเนื่องจากความดันภายในปริมาตรห้องเครื่อง วิเคราะห์โดยวิธีการวิเคราะห์ 3 แบบ คือ การวิเคราะห์แบบ Isothermal, การวิเคราะห์แบบ adiabatic และ การวิเคราะห์แบบ heat transfer สำหรับการสูญเสียทางกลใช้วิธีการเชิงตัวเลขในการคำนวณค่าการสูญเสียดังกล่าว แต่ Hirata, K. ไม่ได้กล่าวถึงรายละเอียดของวิธีการดังกล่าวไว้ ผล การศึกษาพบว่า ค่าการสูญเสียที่ได้จากวิธีการคำนวณเชิงตัวเลขมีค่าใกล้เคียงกับค่าการสูญเสียที่ได้จากการทดสอบ โดยที่การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล มีค่า 20 W, การสูญเสีย ภายในปริมาตรห้องเครื่อง มีค่า 25 W และ การสูญเสียทางกลมีค่า 40 W ผลการทดสอบข้างต้นเห็นได้ว่าการเสียทางกลมีค่าค่อนข้างสูงเมื่อเทียบกับการสูญเสียอื่นๆ ทำให้ Hirata, K. ใช้เป็นแนวทางการ ปรับปรุง เครื่องยนต์ในปี 2001 [7] โดยเปลี่ยนโครงสร้าง เครื่องยนต์ให้เป็นแบบ hermetic structure เพื่อให้สามารถใส่ generator ไว้ใน pressurize crank case โดยไม่ต้องผ่านระบบกันรั่วต่างๆ นอกจากนี้ Hirata, K. ยังใช้ Molybdenum-disulfuride เคลือบผิวผนังกระบอกสูบ , ผิวของก้านสูบ ลูกสูบ displacer และ ชิ้นส่วนกลไกต่างๆ เพื่อลดแรงเสียดทานที่เกิดขึ้น ผลการทดสอบพบว่า วิธีการดังกล่าว สามารถลดการสูญเสียทางกลได้ถึง 20 W Kagawa, N. [8] ศึกษาการสูญเสียภายใน regenerator ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาด 3kW โดยการเสนอแบบจำลองสำหรับใช้คำนวณการสูญเสียภายใน regenerator ด้วยวิธีการคำนวณเชิงตัวเลข ผลศึกษา พบว่า แบบจำลองที่เสนอขึ้นเพื่อใช้คำนวณการสูญเสียภายใน regenerator ยังไม่สามารถประเมินได้ถูกต้องนัก เนื่องจากการสูญเสียภายใน regenerator มีการเปลี่ยนแปลงขึ้นกับอุณหภูมิภายใน cooler ถึงแม้ว่าจะรักษาประสิทธิภาพของ regenerator ให้อยู่ที่ 94% แสดงให้เห็นว่าแบบจำลองที่เสนอขึ้นไม่ได้คำนึงถึง ผลของการถ่ายเทความร้อนในส่วนอื่นๆเข้ามาเกี่ยวข้อง ดังนั้น Kagawa, N. จึงเสนอความสัมพันธืขึ้นใหม่โดยคิดผลของการนำความร้อนภายในกระบอกสูบฝั่ง compression space และ การถ่ายเทความร้อนจาก cooler ไปสู่อากาศร่วมด้วย เพื่อประเมินความถูกต้องของความสัมพันธืดังกล่าว Noburu Kagawa นำผลที่ได้จากความสัมพันธืที่เสนอไว้ไปเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการวิเคราะห์โดยใช้แบบจำลองชื่อ SETMA จากผลการประเมินพบว่า การสูญเสียภายใน regenerator ที่ได้จากความสัมพันธืที่เสนอขึ้นมีค่าใกล้เคียงกับการวิเคราะห์โดยใช้แบบจำลอง แสดงให้เห็นว่า ความสัมพันธืที่เสนอขึ้นถูกต้องค่อนข้างสูง Takahashi, S. [2] ศึกษาการสูญเสียจากแรงเสียดทานการไหล , การสูญเสีย

ทางกลและการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ผลการทดสอบพบว่า การสูญเสียจากแรงเสียดทานการไหล และการสูญเสียทางกลจะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น แต่ไม่ขึ้นกับความดันภายในระบบ ในส่วนของ การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนจะเพิ่มขึ้น อย่างเป็นเส้นตรงเมื่อความเร็วรอบเพิ่มมากขึ้น นอกจากการศึกษากลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์ ผลต่างอุณหภูมิสูง (HDSE) แล้ว ยังมีนักวิจัยหลายคนสนใจศึกษากลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์ สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิต่ำ (Low Temperature Differential Stirling Engine, LDSE) Otaka, T. [9] สร้างเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงขนาด 100 W และเปลี่ยนวัฏจักรการทำงานจาก เครื่องทำความเย็นให้เป็นเครื่องยนต์โดยใช้ไนโตรเจนเหลวเป็นสารทำความเย็นและใช้ความร้อน ภายในห้องเป็นแหล่งพลังงาน ผลการทดสอบพบว่า เครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงสามารถเปลี่ยนวัฏ จักการทำงานเป็นเครื่องยนต์ได้ ให้กำลังไฟฟ้าออกมา 4.7 W ทางด้านการสูญเสียของเครื่องยนต์ Otaka, T. ทดสอบการสูญเสียด้วยกัน 2 รูปแบบ คือ การสูญเสียทางกลและการสูญเสียเนื่องจาก การนำความร้อน ผลการทดสอบพบว่า การสูญเสียทางกลจะเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบและความ ดันที่เพิ่มขึ้น การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามผลต่างอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นอย่าง เป็นเส้นตรง

การศึกษากลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีผลต่างอุณหภูมิต่างกัน ทำให้ เกิดคำถามว่า กลไกการสูญเสียต่างๆใน HDSE และ LDSE มีลักษณะการเปลี่ยนแปลงเหมือนกัน หรือต่างกันอย่างไร Iwamoto, S. [10] จึงได้ทำการเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ที่มีผลต่างอุณหภูมิต่างกัน โดยใช้ตัวแปรไร้มิติในวิเคราะห์ การสูญเสีย ของ HDSE และ LDSE ผลการศึกษา พบว่า การสูญเสียทางกล แบบไร้มิติของ HDSE จะเพิ่มขึ้น อย่างเป็นเส้นตรง เมื่อ ความเร็วรอบแบบไร้มิติเพิ่มขึ้น ในขณะที่การสูญเสียทางกลของ LDSE คงที่เมื่อความเร็วรอบ แบบ ไร้มิติเพิ่มขึ้น ดังนั้นการสูญเสียทางกลภายใน HDSE เป็นปัจจัยสำคัญที่ทำให้ประสิทธิภาพทาง ความร้อนของเครื่องยนต์ลดลงมากกว่าการสูญเสียทางกลภายใน LDSE สำหรับการสูญเสีย เนื่องจากรวมแรงเสียดทานการไหลของ HDSE และ LDSE จะมีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงตามความเร็ว รอบไปในทิศทางเดียวกัน สำหรับ ผลรวมของการสูญเสียจากการนำความร้อนและ การสูญเสีย ภายใน regenerator แบบไร้มิติของ LDSE จะมีค่าน้อยกว่า HDSE ถึง ~10 เท่า และมีแนวโน้มการ เปลี่ยนแปลงตามความเร็วรอบ แบบไร้มิติ ไปในทิศทางเดียวกัน นอกจากนี้ยังพบว่าความร้อนที่ ระบายออกจากเครื่องยนต์แบบไร้มิติของ HDSE จะมีค่าลดลงเมื่อความเร็วรอบ แบบไร้มิติเพิ่มขึ้น และความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์แบบไร้มิติของ LDSE จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบ แบบไร้มิติเพิ่มขึ้น ซึ่งแสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพบ่งชี้ของ HDSE จะมีค่ามากขึ้น เมื่อความเร็วรอบ เพิ่มขึ้น ในขณะที่ประสิทธิภาพบ่งชี้ของ LDSE จะมีค่าต่ำลงเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น

จากที่กล่าวมาข้างต้นจะเห็นได้ว่า นักวิจัยหลายคนศึกษาการสูญเสียภายใน HDSE และ LDSE แล้ว ซึ่งแสดงให้เห็นว่า การสูญเสียของ HDSE และ LDSE มีข้อแตกต่างกัน ดังเช่น Takahashi, S. [2] กล่าวว่า การสูญเสียทางกลจะขึ้นกับความเร็วยกกำลังสองแต่ไม่ขึ้นกับความดัน แต่ Otaka, T. [9] กล่าวว่า การสูญเสียทางกลจะขึ้นกับความเร็วยกกำลังสองและความดัน นอกจากนี้ ผลการศึกษาของ Iwamoto, S. [10] แสดงให้เห็นว่า การสูญเสียทางกลของ HDSE จะเพิ่มขึ้นแบบ quadratic เมื่อความเร็วยกกำลังสองเพิ่มขึ้น ในขณะที่ LDSE จะเพิ่มขึ้นเป็นเส้นตรงเมื่อความเร็วยกกำลังสองเพิ่มขึ้น สรุปได้ว่า การเปลี่ยนแปลงของการสูญเสียทางกลจะขึ้นกับความเร็วยกกำลังสอง แต่อัตราการเปลี่ยนแปลงของการสูญเสียทางกลเทียบกับความเร็วยกกำลังสองของ HDSE และ LDSE จะแตกต่างกัน สำหรับผลของความดันที่มีต่อการสูญเสียทางกลของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูง และอุณหภูมิต่ำยังมีข้อสงสัยว่าการสูญเสียทางกลจะขึ้นกับความดันหรือไม่ นอกจากการสูญเสียทางกลแล้วยังมีการสูญเสียอื่นๆอีกมากมายที่เกิดขึ้นภายในเครื่องยนต์ เช่น การสูญเสียทางความร้อน, การสูญเสียทางความดัน จากการทบทวนวรรณกรรมข้างต้นทำให้เกิดคำถามขึ้นว่า การสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลาง ที่มีอุณหภูมิต่ำกว่ามากน้อยเพียงใด นอกจากนี้ Iwamoto, S. ยังไม่ได้นำค่าการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงผลต่างอุณหภูมิปานกลางมาเปรียบเทียบกับค่าการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงผลต่างอุณหภูมิสูงและต่ำว่ามีความแตกต่างกันหรือไม่ ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงสนใจศึกษาการสูญเสียต่างๆของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางและทำการวิเคราะห์การสูญเสียเบื้องต้นเพื่อประเมินการสูญเสียหลักที่เกิดขึ้นของเครื่องยนต์ ผลการศึกษาค้นคว้าการสูญเสีย ที่ได้ไปใช้เป็นแนวทางในการปรับปรุงเครื่องยนต์ และเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์ที่มีผลต่างอุณหภูมิแตกต่างกันต่อไป

1.2 วัตถุประสงค์

- ศึกษาการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
- ประเมินการสูญเสียหลักของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางเพื่อนำไปใช้เป็นแนวทางในการปรับปรุงเครื่องยนต์ต่อไป
- เปรียบเทียบการสูญเสียต่างๆของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงและอุณหภูมิต่ำว่ามีความเหมือนกันหรือแตกต่างกันอย่างไร

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

- ประเมินการสูญเสียหลักที่เกิดขึ้นของเครื่องยนต์ เพื่อนำไปใช้เป็นแนวทางในการปรับปรุงเครื่องยนต์และทดสอบสมรรถนะหลังการปรับปรุง
- ศึกษากลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลาง จากนั้นประเมินการสูญเสียต่างๆที่เกิดขึ้นเพื่อนำไปเปรียบเทียบกับ การสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงและผลต่างอุณหภูมิต่ำ

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

- ศึกษากลไกการสูญเสียต่างๆของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
- ศึกษาความเหมือนกันหรือแตกต่างกันของการสูญเสียต่างๆของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงและผลต่างอุณหภูมิต่ำ
- ศึกษาวิธีการจัดชุดทดสอบ และ การวัด
- ศึกษาโปรแกรม Lab view เพื่อใช้ในการประมวลผลที่วัดได้
- ทำการทดสอบเบื้องต้นเพื่อหาสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลาง
- ทำการประเมินการสูญเสียต่างๆของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลาง
- ทำการประเมินการสูญเสียหลักของเครื่องยนต์ผลต่างอุณหภูมิปานกลาง
- ปรับปรุงเครื่องยนต์ตามแนวทางที่ได้จากการประเมินการสูญเสียหลัก
- ทดสอบเครื่องยนต์เพื่อวัดสมรรถนะที่เปลี่ยนแปลงไปหลังจากปรับปรุงเครื่องยนต์
- ทำการเปรียบเทียบการสูญเสียต่างๆของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงและผลต่างอุณหภูมิต่ำ
- วิเคราะห์และสรุปผลที่ได้จากการทดสอบ

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- เข้าใจ และสามารถอธิบายการสูญเสียที่เกิดขึ้นในส่วนต่างๆของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้
- ได้แนวทางการปรับปรุงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงให้มีสมรรถนะเครื่องยนต์สูงขึ้น

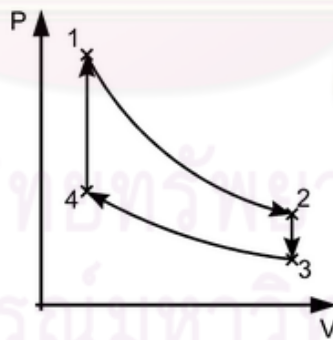
บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

การสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงอาจแบ่งตามลักษณะทางกายภาพได้เป็น 4 รูปแบบด้วยกัน คือ การสูญเสียทางความร้อน , การสูญเสียทางความดัน , การสูญเสียทางกล และ การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล การสูญเสียในแต่ละรูปแบบข้างต้นจะมีลักษณะการเกิดขึ้นในส่วนต่างๆของเครื่องยนต์ได้หลายแบบด้วยกันเช่น การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อน , การสูญเสียเนื่องจากความดันภายในปริมาตรห้องเครื่อง , การสูญเสียความร้อนภายใน regenerator เป็นต้น ค่ากำลังบ่งชี้ถือเป็นส่วนสำคัญ สำหรับใช้ประเมินการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เนื่องจาก ค่ากำลังบ่งชี้เป็นกำลังสุทธิที่ได้ออกมาจากการทำงานของเครื่องยนต์ตามวัฏจักรสเตอร์ลิงจึงเปรียบเสมือนเป็นต้นทุนของกำลังของเครื่องยนต์ที่จะถูกใช้ไปกับการสูญเสียต่างๆ

2.1 ความสำคัญของค่ากำลังบ่งชี้

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์ที่ใช้หลักการอัดตัวและขยายตัวของ สารทำงาน เพื่อเปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานทางกล โดยมีแหล่งให้พลังงานความร้อน(Heat source) ในการให้พลังงานความร้อนแก่เครื่องยนต์สเตอร์ลิงและแหล่งรับพลังงานความร้อน (Heat sink) เพื่อระบายความร้อนจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีหลักการทำงานตามวัฏจักรสเตอร์ลิงทางทฤษฎี แสดงด้วย P-V diagram ดังรูปที่ 2

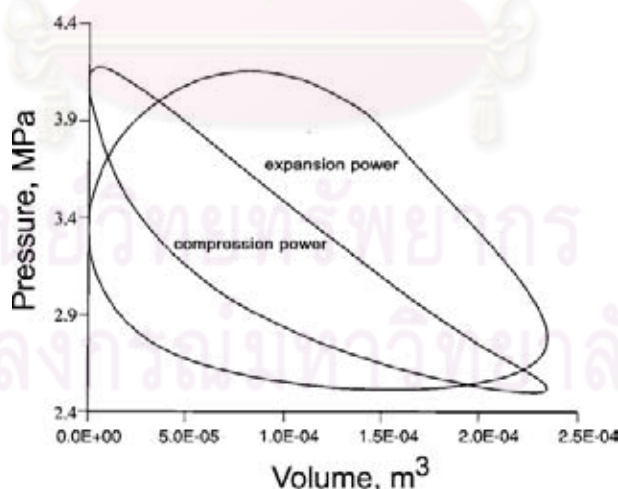


รูปที่ 2-1 วัฏจักรสเตอร์ลิงทางทฤษฎี [11]

กำลังสุทธิที่ได้จากเครื่องยนต์ในทางทฤษฎีควรมีค่าเท่ากับกำลังสุทธิที่ได้จากวัฏจักร การทำงานในทางทฤษฎี แต่ในความเป็นจริงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีการสูญเสียเกิดขึ้นทั้งก่อนเข้าวัฏจักรการทำงาน เช่น การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อน ที่ระบายออกไปกับน้ำหล่อเย็น , การสูญเสียภายในความร้อนภายใน regenerator และหลังจากออกจากวัฏจักร เช่น การสูญเสียทางกล, การสูญเสียเนื่องจากความดันภายใน ปริมาตรห้องเครื่อง การประเมินการสูญเสียเหล่านี้ให้ได้อย่าง

ถูกต้องจึงมีความจำเป็นต้องวัดค่ากำลังบ่งชี้ เพื่อใช้ในการประเมินการสูญเสียของเครื่องยนต์ให้มีความถูกต้องมากที่สุด

จากที่กล่าวมาข้างต้น แสดงให้เห็นว่า ค่ากำลังบ่งชี้เป็นปัจจัยสำคัญในการประเมินการสูญเสียให้ได้อย่างถูกต้อง ซึ่งการวัดค่ากำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์สามารถทำได้ โดยการวัดความดันและปริมาตรที่เปลี่ยนแปลงภายในกระบอกสูบทั้งทางฝั่ง expansion space และ compression space เพื่อนำมาคำนวณ expansion power และ compression power จากพื้นที่ใต้กราฟของแผนภาพ P-V แสดงดังรูปที่ 2-2 [12] นอกจากนี้ ค่ากำลังบ่งชี้ยังสามารถประเมินได้จากการใช้แนวคิดของ Hirata, K. [7] ซึ่งจะกล่าวถึงวิธีการประเมินค่ากำลังบ่งชี้ดังกล่าวในบทที่ 3 นอกจากนี้ยังมีวิธีการประเมินค่ากำลังบ่งชี้อีกวิธีหนึ่งคือ การประเมินค่ากำลังบ่งชี้จากการคำนวณด้วยวิธีเชิงตัวเลข โดยมีรูปแบบการวิเคราะห์แบ่งออกเป็น 3 แบบ [14] คือ การวิเคราะห์แบบ isothermal ซึ่งเป็นการวิเคราะห์แบบอุณหภูมิภายใน expansion space และ compression space คงที่, การวิเคราะห์แบบ adiabatic ซึ่งเป็นการวิเคราะห์แบบการถ่ายเทความร้อนภายใน expansion space และ compression space คงที่ และ การวิเคราะห์แบบ simple ซึ่งเป็นการวิเคราะห์แบบ adiabatic ที่มีการประเมินการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลร่วมด้วย ในการคำนวณค่ากำลังบ่งชี้ด้วยวิธีเชิงตัวเลขเป็นรูปแบบการวิเคราะห์ที่ให้ค่ากำลังบ่งชี้ใกล้เคียงกับค่ากำลังบ่งชี้ที่ได้จากการวัดมากที่สุด

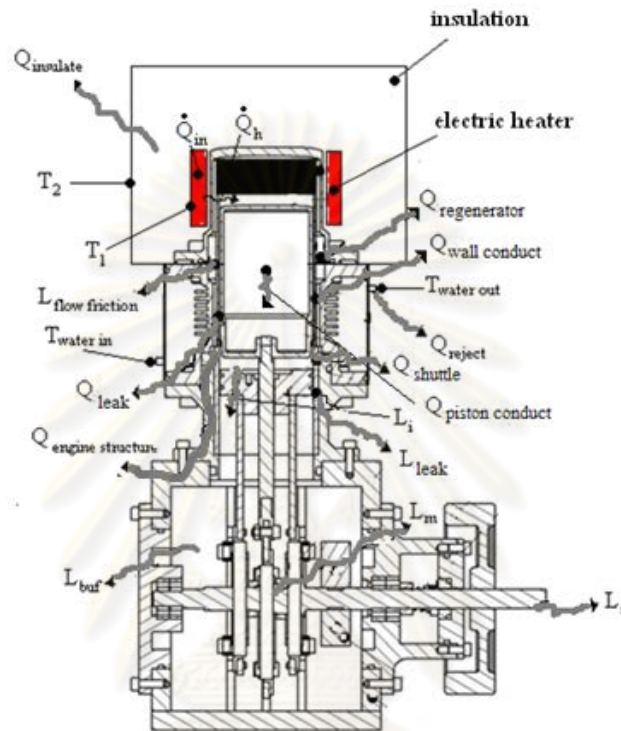


รูปที่ 2-2 แผนภาพ P-V ของ expansion space และ compression space

2.2 กลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

การสูญเสียที่เกิดขึ้นของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงอาจแบ่งตามลักษณะทางกายภาพได้เป็น 4 รูปแบบดังที่กล่าวข้างต้น นอกจากนี้การสูญเสียในแต่ละรูปแบบของลักษณะทางกายภาพสามารถ

แบ่งเป็นการสูญเสียต่างๆ ได้อีกหลาย รูปแบบ ด้วยกัน ซึ่งสามารถแสดงเป็นแผนภาพรวมการสูญเสียที่เกิดขึ้นของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ดังรูปที่ 2-3 จากรูปแสดงให้เห็นว่า เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีการสูญเสียเกิดขึ้นในระหว่างการทำงานด้วยกันหลายรูปแบบ ซึ่งมีผลทำให้กำลังบ่งชี้และกำลังขาออกมีค่าลดลง



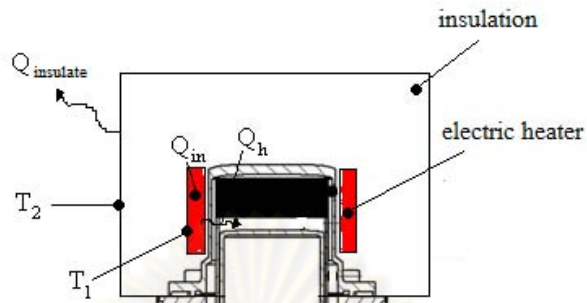
รูปที่ 2-3 กลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง [14]

2.3 การสูญเสียทางความร้อน

2.3.1 การสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจำเป็นต้องมีแหล่งจ่ายพลังงานความร้อนเพื่อให้พลังงานความร้อนแก่เครื่องยนต์ ซึ่งแหล่งพลังงานความร้อนนี้อาจเป็น พลังงานแสงอาทิตย์, ก๊าซไอเสียจากโรงงาน และอื่นๆ แต่ในงานวิจัยส่วนใหญ่ [1,2,8,11] จะใช้ขดลวดความร้อนเป็นแหล่งพลังงานแทน เพื่อความสะดวกในการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ ความร้อนจากขดลวดความร้อน (Q_{in}) เป็นความร้อนทั้งหมดที่ให้แก่เครื่องยนต์ แต่ไม่ใช่ความร้อนทั้งหมดที่ไหลเข้าสู่เครื่องยนต์เนื่องจากการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) ซึ่งอาจแบ่งได้เป็น 2 ประเภท ได้แก่ การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านฉนวน ($Q_{insulate}$) และการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างของเครื่องยนต์ ($Q_{engine structure}$) สำหรับการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่าน

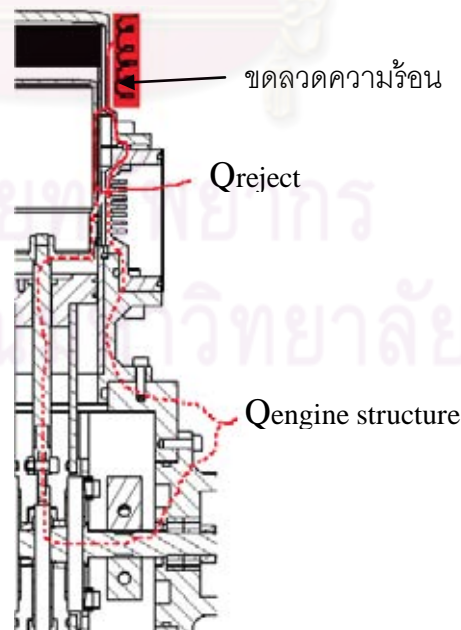
ฉนวนเกิดจากการนำความร้อนจากอุณหภูมิ T_1 ที่บริเวณผิวของขดลวดความร้อนไปยังอุณหภูมิ T_2 ที่บริเวณผิวของฉนวน แสดงดังรูปที่ 2-4



รูปที่ 2-4 การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านฉนวน [14]

ในส่วนของการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างเครื่องยนต์แสดงดังรูปที่ 2-5 การสูญเสียดังกล่าว เกิดจากการนำความร้อน ผ่านผนังกระบอกสูบจากฝั่ง heater มายังลูกสูบ displacer และผนังกระบอกสูบฝั่ง cooler ความร้อนบางส่วนจะถูกระบายออกไปกับน้ำหล่อเย็น ในรูปของความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์ (Q_{reject}) ซึ่งแสดงในรูปแบบเป็นเส้นทึบ ความร้อนในส่วนที่เหลือจากการระบายออกไปกับน้ำหล่อเย็นจะไหลตาม ผนังกระบอกสูบและก้านลูกสูบ displacer มายังผนังปริมาตรห้องเครื่องที่อยู่ด้านล่างของเครื่องยนต์ ซึ่งแสดงเป็นเส้นปะ ความร้อนในส่วนนี้เรียกว่า การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างเครื่องยนต์

($Q_{engine\ structure}$)



รูปที่ 2-5 การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างเครื่องยนต์ [14]

การสูญเสียความร้อนทั้ง 2 รูปแบบนี้เป็นการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) ซึ่งทำให้ความร้อนจากขดลวดความร้อน (Q_{in}) ไม่สามารถไหลเข้าสู่เครื่องยนต์ได้ทั้งหมด วิธี การประเมินการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) Hirata, K. [1] เสนอแนวทางการประเมินการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) โดยประเมินความร้อนที่เข้าสู่เครื่องยนต์จริง (Q_h) ซึ่งเป็นความร้อนที่เหลือจากการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) จากสมการ

$$Q_h = Q_{reject} + L_i \quad (2.1)$$

เพื่อที่จะนำความร้อนที่เข้าสู่เครื่องยนต์จริง (Q_h) มาประเมินความร้อนที่สูญเสียออกจากระบบได้จากสมการ

$$Q_b = Q_{in} - Q_h \quad (2.2)$$

จากที่กล่าวมาข้างต้น จะเห็นได้ว่าการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์เป็นการสูญเสียที่มีความสำคัญมาก เนื่องจาก การสูญเสียนี้เป็นตัวกำหนดปริมาณความร้อนที่เข้าสู่เครื่องยนต์จริงที่จะถูกนำไปใช้ในการผลิตกำลังของเครื่องยนต์

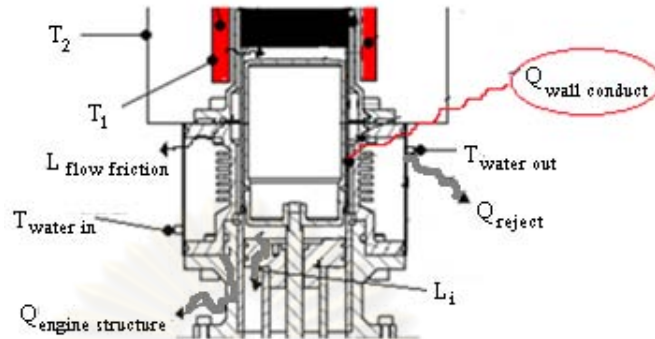
2.3.2 การสูญเสียจากการนำความร้อน

การสูญเสียจากการนำความร้อน คือ การสูญเสียความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนระหว่าง 2 ตำแหน่งของเครื่องยนต์ซึ่งมีอุณหภูมิแตกต่างกัน ในงานวิจัยนี้จะกล่าวถึงการสูญเสียจากการนำความร้อน 4 รูปแบบคือ การสูญเสียจากการนำความร้อนในผนังกระบอกสูบ , shuttle loss, การนำความร้อนเนื่องจากการรั่วของก๊าซทำงาน และ การสูญเสียจากการนำความร้อนผ่านตัวลูกสูบ

2.3.2.1 การสูญเสียจากการนำความร้อนในผนังกระบอกสูบ

การถ่ายเทความร้อนจากขดลวดความร้อนให้แก่สารทำงานเกิดจากการนำความร้อนผ่านกระบอกสูบจากผิวด้านนอกที่ติดกับขดลวดความร้อนมายังผนังด้านใน เพื่อให้สารทำงานสามารถรับความร้อนที่ได้จากขดลวดความร้อนไปผลิตกำลังภายใน expansion space ซึ่งในระหว่างการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังกระบอกสูบจะมีการสูญเสียจากการนำความร้อนเกิดขึ้น เนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิผนังด้านบนฝั่ง heater และอุณหภูมิผนังด้านล่างฝั่ง cooler ทำให้เกิดการนำความร้อนขึ้น เป็นสาเหตุให้ความร้อนบางส่วนจากผนัง heater ถ่ายเทลงไปสู่ผนัง cooler ความร้อนที่ถ่ายเทลงมานี้บางส่วนจะระบายออกจากเครื่องยนต์ในรูปของความร้อนที่ระบายออกจาก

เครื่องยนต์ ซึ่งความร้อนส่วนที่เหลือจะถูกถ่ายเทลงไปตามโครงสร้างของเครื่องยนต์หรือที่เรียกว่า การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างเครื่องยนต์ [13] แสดงดังรูปที่ 2-6



รูปที่ 2-6 การสูญเสียจากการนำความร้อนในผนังกระบอกสูบ [14]

Hargreave, C.M. [13] ประเมินการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนในผนังกระบอกสูบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาด 14 kW ที่ความเร็ว 600 rpm เครื่องยนต์มีความหนาของผนังกระบอกสูบประมาณ 1.6 cm ซึ่งใช้เหล็ก 18-8 เป็นวัสดุที่ใช้ในการทำกระบอกสูบ และมีค่าคงที่การนำความร้อนเท่ากับ $0.18 \text{ W/cm}^2\text{C}$ ที่อุณหภูมิ 300°C โดยติดตั้งเทอร์โมคัปเปิ้ลที่ผนังกระบอกสูบ เพื่อวัดผลต่างอุณหภูมิที่เกิดขึ้นระหว่างด้าน heater และ cooler ที่ความเร็วรอบ 300 rpm และ 600 rpm จากนั้นนำผลต่างอุณหภูมิที่ได้ในแต่ละความเร็วรอบมาคำนวณหาการสูญเสียจากการนำความร้อนในผนังกระบอกสูบจากสมการ

$$Q_{\text{wall conduct}} = -kA \frac{\Delta T_i}{\Delta x} \quad (2.3)$$

เมื่อ ΔT_i คือ ผลต่างของอุณหภูมิผิวด้านบน และ ผิวด้านล่างของผนังกระบอกสูบ ($^\circ\text{K}$), k คือ ค่าคงที่การนำความร้อน ($\text{W/m}^2\text{k}$), A คือ พื้นที่หน้าตัดของการนำความร้อน (m^2) และ Δx คือ ระยะทางในการนำความร้อน (m) ผลการประเมินพบว่า การสูญเสียจากการนำความร้อนในผนังกระบอกสูบมีค่าประมาณ 600 W คิดเป็น 2% ของความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์ ซึ่ง ถือว่ามีค่าน้อยเมื่อเทียบกับความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์ นอกจากนี้ยังพบว่า เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีขนาดใหญ่ การสูญเสียจากการนำความร้อนในผนังกระบอกสูบจะมีค่าน้อยกว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีขนาดเล็ก ดังนั้น เครื่องยนต์ขนาดใหญ่ที่มีระดับความหนาของผนังกระบอกสูบมากกว่า 1 ซม สามารถไม่พิจารณาการสูญเสียความร้อนในส่วนนี้ได้

Otaka, T. [9] สร้างเครื่องทำความเย็นสเตอร์ลิงขนาด 100 W ซึ่งสามารถเปลี่ยนการทำงานให้เป็นเครื่องยนต์โดยใช้ความร้อนจากอุณหภูมิห้องในฝั่ง heater และใช้ไนโตรเจนเหลวเป็นสารหล่อเย็นในฝั่ง cooler เพื่อสร้างผลต่างอุณหภูมิ การประเมินการสูญเสียจากการนำความร้อนในผนังกระบอกสูบ มีวิธีดังนี้ คือ เดินเครื่องทำความเย็นให้อุณหภูมิ ฝั่งเย็นต่ำกว่า 173 °K จากนั้นหยุดการทำงานของเครื่องทำความเย็นแล้ววัดผลต่างอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงบนผนังกระบอกสูบเทียบกับเวลา ผลที่ได้นำมาเขียนกราฟเพื่อหาค่าคงที่สำหรับการประเมินการสูญเสียจากการนำความร้อนผ่านผนังกระบอกสูบ จากสมการ

$$Q_{wall\ conduct} = const(T_c - T_e) = mc_p \left(\frac{\Delta T}{\Delta t} \right) \quad (2.4)$$

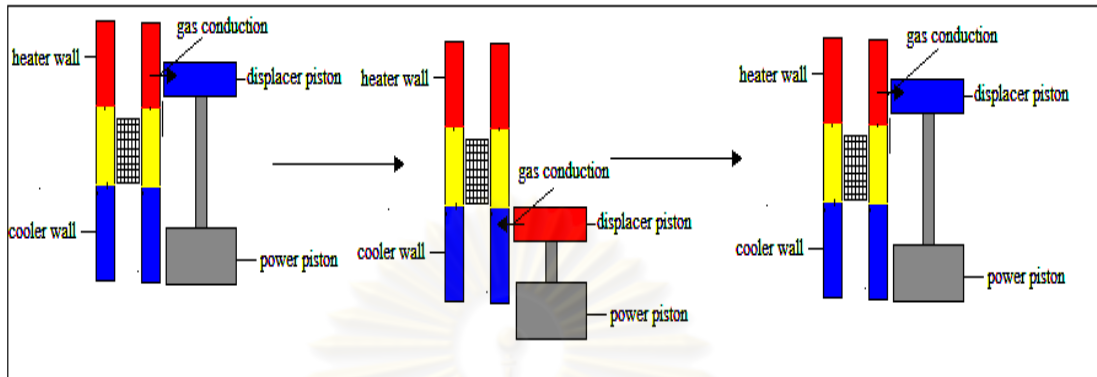
เมื่อ T_e คือ อุณหภูมิผนังกระบอกสูบฝั่งร้อน (°K), T_c คือ อุณหภูมิผนังกระบอกสูบฝั่งเย็น (°K), m คือ มวลของผนังกระบอกสูบที่เกิดการนำความร้อน (kg), c_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของผนังกระบอกสูบ (J/kg °K), ΔT คือ ผลต่างของอุณหภูมิผนังกระบอกสูบฝั่งร้อนและอุณหภูมิผนังกระบอกสูบฝั่งเย็น (°K) และ Δt คือ ระยะเวลาที่เปลี่ยนแปลงไป (s) ผลการทดสอบของ Otaka, T. [10] พบว่า ค่าคงที่ที่ได้จากสมการข้างต้นมีค่า 0.079 ซึ่งค่าคงที่นี้ไม่สามารถนำมาใช้ได้เครื่องยนต์ทุกผลต่างอุณหภูมิ เนื่องจากมีผลของการแผ่รังสีความร้อนเข้ามาเกี่ยวข้องทำให้ค่าคงที่นี้เปลี่ยนแปลงไป เมื่อผลต่างอุณหภูมิสูงขึ้นถึงระดับหนึ่ง ดังนั้น สมการข้างต้นจึงเหมาะสมสำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิต่ำ

การสูญเสียจากการนำความร้อนภายในผนังกระบอกสูบเป็นอีกการสูญเสียหนึ่งที่มีความสำคัญ ในเครื่องยนต์ขนาดเล็ก เนื่องจากการสูญเสียจากการนำความร้อนภายในผนังกระบอกสูบเป็นการสูญเสียที่มีผลต่อปริมาณความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์และปริมาณความร้อนที่เกิดการนำความร้อนผ่านโครงสร้างเครื่องยนต์ ซึ่งความร้อน ในส่วนนี้ มีปริมาณค่อนข้างมากเมื่อเทียบกับการสูญเสียอื่นๆ

2.3.2.2 Shuttle loss

shuttle loss คือ การสูญเสียจากการนำความร้อนเนื่องจากการเคลื่อนที่ขึ้นลงของ ลูกสูบ displacer ผ่านผนังกระบอกสูบด้านบนที่มีอุณหภูมิสูงลงมายัง ผนังด้านล่างที่มีอุณหภูมิต่ำแสดงดังรูปที่ 2-7 จากรูปแสดงให้เห็นว่า shuttle loss มีลักษณะการเกิดดังนี้คือ จังหวะที่ลูกสูบ displacer เคลื่อนที่มาอยู่ด้านบน ความร้อนที่หลงเหลืออยู่ในผนังกระบอกสูบจะถ่ายเทจากผนังกระบอกสูบมายัง ลูกสูบ displacer ในรูปแบบการนำความร้อนและ จังหวะที่ลูกสูบ displacer

เคลื่อนที่ลงมาด้านล่างความร้อนที่อยู่ในลูกสูบ displacer จะเกิดการถ่ายเทความร้อนให้กับผนังที่อุณหภูมิต่ำกว่า ทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนกลับไปกลับมาขึ้น [6]



รูปที่ 2-7 การสูญเสียความร้อนแบบ shuttle loss

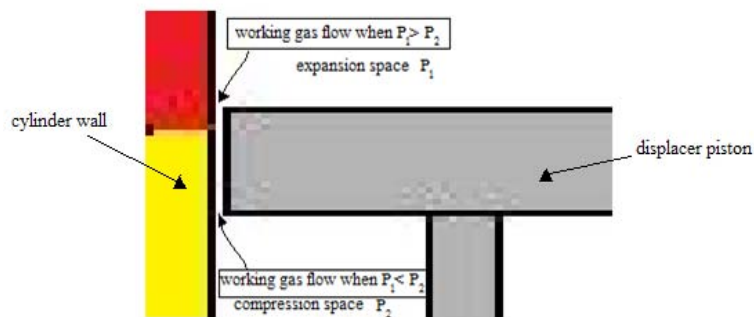
Martini, S. [15] ได้เสนอความสัมพันธ์ที่ได้จากผลการทดสอบสำหรับใช้ในการคำนวณ shuttle loss โดยสามารถคำนวณ shuttle loss ได้จากสมการ

$$Q_{sh} = \pi k D S^2 \frac{T_E - T_C}{8 \delta L} \quad (2.5)$$

เมื่อ k คือ ค่าการนำความร้อนของก๊าซทำงาน ($W/m^2 \cdot ^\circ K$), D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางลูกสูบ displacer (cm), S คือ ระยะทางการเคลื่อนที่ของลูกสูบ displacer (cm), T_E คือ อุณหภูมิฝั่งร้อน ($^\circ K$), T_C คือ อุณหภูมิฝั่งเย็น ($^\circ K$), δ คือ ระยะช่องว่างระหว่างกระบอกสูบและ ลูกสูบ displacer (cm) และ L คือ ความยาวลูกสูบ displacer (cm)

2.3.4 การนำความร้อนเนื่องจากการรั่วของก๊าซทำงาน

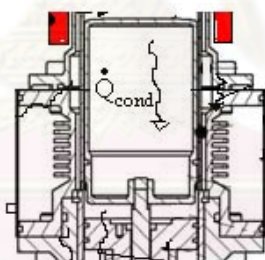
การนำความร้อนเนื่องจากการรั่วของก๊าซทำงาน (Q_{leak}) [14] คือ การสูญเสียความร้อนเนื่องการไหลของก๊าซทำงานกลับไปกลับมาระหว่าง expansion space และ compression space โดยผ่านช่องว่างระหว่าง ผนังกระบอกสูบ กับลูกสูบ displacer ซึ่งเป็นลูกสูบที่มีผลต่างอุณหภูมิระหว่างด้านบนและด้านล่างสูง ทำให้มีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นโดยใช้สารทำงานเป็นตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อน แสดงดังรูปที่ 2-8



รูปที่ 2-8 การนำความร้อนเนื่องจากการรั่วของก๊าซทำงาน

2.3.2.3 การสูญเสียจากการนำความร้อนผ่านตัวลูกสูบ

การสูญเสียจากการนำความร้อนผ่านตัวลูกสูบ คือ การสูญเสียความร้อนเนื่องจากผลต่างอุณหภูมิด้านบนและด้านล่างของลูกสูบ displacer ทำให้เกิดการนำความร้อนผ่านตัวลูกสูบจาก expansion space ลงมายัง compression space มีผลทำให้อุณหภูมิภายใน compression space สูงขึ้น การสูญเสียในส่วนนี้จะถูกระบายออกจาก เครื่องยนต์ ในรูปของความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์ (Q_{reject}) แสดงดังรูปที่ 2-9



รูปที่ 2-9 การสูญเสียจากการนำความร้อนผ่านตัวลูกสูบ [14]

2.3.2.4 สรุป

จากที่กล่าวมาข้างต้นจะเห็นได้ว่า การสูญเสียจากการนำความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเกิดขึ้นได้หลากหลายรูปแบบ แต่ในความเป็นจริง การทดสอบการสูญเสียจากการนำความร้อนไม่สามารถแยกเป็นแต่ละประเภทได้ เนื่องจากการประเมินการสูญเสียดังกล่าวมีความจำเป็นต้องใช้อุปกรณ์การวัดที่มีความซับซ้อนสูง ดังนั้นการประเมินการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนจะพิจารณาการนำความร้อนผ่านผนังกระบอกสูบเพียงอย่างเดียวหรือประเมินการสูญเสียจากการนำความร้อนรวมของเครื่องยนต์ผ่านความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์ (Q_{reject}) ดังที่ Hirata, K. [7] ได้ประเมินการสูญเสียจากการนำความร้อนรวมของเครื่องยนต์จากสมการ

$$Q_{cond} = Q_{reject} - L_C - Q_{regen} \quad (2.6)$$

2.3.3 การสูญเสียความร้อนภายใน regenerator

การสูญเสีย ความร้อน ภายใน regenerator เป็นการสูญเสียทางความร้อนที่เกิดจาก regenerator ไม่สามารถกักเก็บความร้อนที่ได้รับจากสารทำงานที่ไหลเข้า regenerator ที่อุณหภูมิ ($T_{h,in}$) ในวัฏจักรครั้งแรกได้ทั้งหมดแสดงดังรูปที่ 2-10 ก ทำให้อุณหภูมิ สารทำงานที่ไหลออกจาก regenerator มีอุณหภูมิสูงกว่าแหล่งระบายความร้อน ($T_{h,out} > T_c$) ในวัฏจักรครั้งหลัง แสดงดังรูปที่ 2-10 ข สารทำงานจะไหลผ่าน regenerator ที่อุณหภูมิ ($T_{c,in}$) และไหลออกจาก regenerator ด้วยอุณหภูมิที่ต่ำกว่าแหล่งให้ความร้อน ($T_{c,out} < T_h$) ซึ่งทำให้ผลต่างอุณหภูมิของแหล่งให้ความร้อน กับสารทำงานในฝั่ง heater และ สารทำงานกับแหล่งระบายพลังงานความร้อนในฝั่ง cooler ต่ำกว่าที่ควรจะเป็นเรียกว่า temperature deficit



ก. การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในวัฏจักรครั้งแรก ข. การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในวัฏจักรครั้งหลัง

รูปที่ 2-10 กลไกการสูญเสียความร้อนภายใน regenerator [15]

Minassian, A.D. [6] ประเมินการสูญเสียความร้อนภายใน regenerator จากสมการ

$$Q_{regenerator} = (1 - \epsilon) c_p \dot{m}_{ave} \Delta T_{r,ave} \quad (2.7)$$

เมื่อ ϵ คือ ประสิทธิภาพของ regenerator, c_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของผนังกระบอกสูบ ($J/kg \cdot ^\circ K$), \dot{m}_{ave} คือ อัตราการไหลของมวลก๊าซทำงานเฉลี่ย (kg/s) และ $\Delta T_{r,ave}$ คือ ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยภายใน regenerator ($^\circ K$) นอกจากนี้ S. Iwamoto [11] เสนอวิธีการประเมินการสูญเสีย ความร้อน ภายใน regenerator ผ่านการวัดความร้อนที่ ระบายออกจาก

เครื่องยนต์ (Q_{reject}) ในรูปของการสูญเสียรวม ซึ่งเป็นผลรวม ระหว่างการสูญเสียการสูญเสีย ความร้อนภายใน regenerator และการสูญเสียจากการนำความร้อน (Q_{other}) จากสมการ

$$Q_{other} = Q_{reject} - L_c \quad (2.8)$$

และ

$$Q_{reject} = \dot{m}_{water} c_p (T_{water, out} - T_{water, in}) \quad (2.9)$$

เมื่อ \dot{m}_{water} คือ อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น (kg/s), c_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ ความดันคงที่ของน้ำ (J/kg K), $T_{water, out}$ คือ อุณหภูมิน้ำขาออกจาก cooler (°K) และ $T_{water, in}$ คือ อุณหภูมิน้ำขาเข้า cooler (°K)

2.4 การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล

การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล ($L_{flow friction}$) คือ การสูญเสียเนื่องจากการ ไหลของสารทำงาน ซึ่งเป็นผลมาจาก ความหนืดของ สารทำงาน และ ความขรุขระของผิวสัมผัส การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลส่วนใหญ่จะเกิดขึ้นภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในส่วนของ regenerator เป็นผลทำให้ได้ expansion power ลดลง และ compression power เพิ่มขึ้น เนื่องจากการสูญเสียความดัน [7]

Minassian, A.D. [6] ได้เสนอสมการเพื่อใช้ในการคำนวณหา การสูญเสียเนื่องจากแรง เสียดทานการไหล โดยแบ่งเป็น 2 กรณี คือ Unidirectional flow และ Oscillating flow สำหรับ Unidirectional flow เป็นแนวทางในการประเมิน ซึ่งกล่าวถึงกำลังที่สูญเสียจากแรงเสียดทานการ ไหลภายใต้การไหลของ สารทำงานในทิศทาง เดียว ซึ่งสามารถคำนวณการ สูญเสียเนื่องจาก แรง เสียดทานการไหลได้จากสมการ

$$L_{flow friction} = \Delta p \dot{V} \quad (2.10)$$

เมื่อ Δp คือ ค่าการสูญเสียความดัน (Pa) และ \dot{V} คือ อัตราการไหลของปริมาตร (m^3/s) สำหรับค่า การสูญเสียความดันสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\Delta p = \frac{\rho}{2A_o^2} f \frac{L}{D_h} \dot{V}^2 \quad (2.11)$$

เมื่อ f คือ friction factor, ρ คือ ความหนาแน่นของก๊าซทำงาน (kg/m^3), L คือ ความยาวของ heat exchanger, D_h คือ hydraulic diameter (m) และ A_o คือ พื้นที่ที่ก๊าซทำงานไหลผ่าน (m^2) สำหรับค่า friction factor สามารถหาค่าได้จากกราฟ หรือ สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$f = \frac{C_{sf}}{Re} + C_{fd} \quad (2.12)$$

เมื่อ C_{sf} คือ skin friction, C_{fd} คือ form drag และ Re คือ Reynolds number สำหรับ Oscillating flow เป็นอีกแนวทางหนึ่งที่สมจริงมากกว่า ในการประเมินการ สูญเสียเนื่องจาก แรงเสียดทานการไหล เนื่องจาก ในความเป็นจริงจะมีการเคลื่อนที่แบบไปกลับของ ลูกสูบ displacer ทำให้สารทำงานไหลกลับไปกลับมา ระหว่าง expansion space และ compression space ซึ่งวิธีการก่อนหน้านี้ไม่ได้คำนึงถึง สำหรับวิธีคำนวณการการสูญเสียเนื่องจาก แรงเสียดทานการไหล จะเริ่มจาก การคำนวณปริมาตรกวาด (V_{sw}) ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลาจากสมการ

$$V(t) = \frac{V_{sw}}{2} \sin(\omega t) + V_0 \quad (2.13)$$

เมื่อ V_0 คือ ปริมาตรตาย (m^3), ω คือ ความเร็วเชิงมุม (rad/s) และ t คือ เวลา (s) และคำนวณ ความดันสูญเสียในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากสมการ

$$\Delta p(t) = \Delta p_{max} \cos(\omega t) \quad (2.14)$$

โดยที่ Δp_{max} คือ ความดันสูญเสียสูงสุด (Pa) ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\Delta p_{max} = \frac{\rho}{2} f_{max} \frac{L}{D_{hh}} u_{max}^2 = \frac{\rho}{2A_o^2} f_{max} \frac{L}{D_{hh}} \dot{V}_{max}^2 \quad (2.15)$$

เมื่อ

$$f_{max} = \frac{C_{sf}}{Re_{max}} + C_{fd} \quad (2.16)$$

$$Re_{max} = \frac{\rho}{\mu} D_h u_{max} \quad (2.17)$$

ผลการคำนวณข้างต้นจะนำมาใช้ในการคำนวณการ สูญเสียเนื่องจาก แรงเสียดทานการไหลจาก สมการ

$$\bar{L}_{flow \text{ friction}} = \frac{1}{T} \int_T \Delta p(t) dV(t) = \frac{A_o}{2} \Delta p_{max} u_{max} \quad (2.18)$$

เมื่อ u_{max} คือความเร็วสูงสุดของสารทำงาน ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$u_{max} = \frac{1}{A_o} \frac{V_{sw} \omega}{2} \quad (2.19)$$

นอกจากการประเมินการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลด้วยวิธีข้างต้นแล้ว ยังมีนักวิจัยอีกท่านหนึ่งที่ศึกษาการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล คือ Hirata, K. [1] ได้ประเมินการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล โดยการวัดการความดันที่เปลี่ยนแปลงภายใน expansion space และ compression space แล้วนำผลที่ได้มาคำนวณ การสูญเสีย เนื่องจากแรงเสียดทานการไหล จากสมการ

$$L_{flow\ friction} = \int (P_E - P_C) dV_E * n \quad (2.20)$$

2.5 การสูญเสียทางกล

การสูญเสียทางกล (L_m) คือ การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานของกลไกในส่วนต่างๆ ของเครื่องยนต์ได้แก่ แรงเสียดทาน ระหว่างกระบอกสูบกับลูกสูบ , แรงเสียดทานภายใน bearing และแรงเสียดทานระหว่างก้านสูบกับลูกสูบกำลัง ซึ่งมีผลทำให้กำลังขาออกมีค่าลดลง

Hirata, K. [1] สร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงขนาด 100 W ขึ้นหลังจากทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ขั้นต้นแล้ว พบว่ามีปริมาณการสูญเสียทางกลสูงถึง 40 W ที่ 1200 rpm จึงได้พัฒนาเครื่องยนต์ต่อโดยเปลี่ยนกลไกขับเคลื่อนใหม่เป็นแบบ hermetic และเคลือบผิวของผนังกระบอกสูบด้วย Molybdenum-disulfuride compound จากการทดสอบพบว่าสามารถลดการสูญเสียทางกลได้ 20 W [8]

Hargreave, C.M. [13] ประเมินการสูญเสียทางกล โดยถอดฝาสูบออกเพื่อตัดผลกระทบจาก pumping loss และเปิด crank case เพื่อตัดผลกระทบจากการสูญเสีย เนื่องจาก ความดันภายใน buffer space จากนั้นใช้มอเตอร์หมุนเครื่องยนต์ แล้วนำกำลังไฟฟ้าขาออกที่วัดได้จากมอเตอร์ ($L_{electric}$) มาหักลบกับกำลังจากการสูญเสียภายในมอเตอร์ ($L_{motor\ loss}$) ผลลัพธ์ที่ได้คือการสูญเสียทางกลดังสมการ

$$L_m = L_{electric} - L_{motor\ loss} \quad (2.21)$$

2.6 การสูญเสียความดัน

การสูญเสียความดันภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะมีด้วยกัน 2 ส่วน คือ การสูญเสียเนื่องจากความเร็วของสารทำงานที่ลูกสูบกำลังและ การสูญเสีย เนื่องจากความดันภายใน ปริมาตรห้องเครื่อง

2.6.1 การสูญเสียเนื่องจากการรั่วของสารทำงานที่ลูกสูบกำลัง

การสูญเสียเนื่องจากการรั่วของสารทำงานที่ลูกสูบกำลัง (L_{leak}) คือ การสูญเสียเนื่องจากการรั่วของ สารทำงานจาก compression space ผ่านทางช่องว่างระหว่าง ลูกสูบกำลังและผนัง กระบอกสูบลงสู่ปริมาตรห้องเครื่อง ซึ่งมีผลทำให้ค่ากำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์ลดลง

2.6.2 การสูญเสียเนื่องจากความดันภายในปริมาตรห้องเครื่อง

การสูญเสียเนื่องจากความดันภายในปริมาตรห้องเครื่อง (L_{buf}) คือ การสูญเสียจากการอัดและขยายตัวของสารทำงานภายในปริมาตรห้องเครื่อง ซึ่งทำให้มีการสูญเสียเนื่องจากการคายความร้อนของสารทำงานเกิดขึ้น (gas spring hysteresis loss)

Hirata, K. [1] เสนอวิธีการคำนวณการสูญเสียเนื่องจากความดันภายในปริมาตรห้องเครื่องโดยใช้การวิเคราะห์ 3 แบบ คือ การวิเคราะห์ แบบ Isothermal, การวิเคราะห์ แบบ Adiabatic และการวิเคราะห์ แบบ Heat transfer ผลการคำนวณความดันภายในปริมาตรห้องเครื่องที่ได้จากวิธีการวิเคราะห์ข้างต้นจะนำมาใช้ในการคำนวณการสูญเสียเนื่องจากความดันภายในปริมาตรห้องเครื่องจากสมการ

$$L_{buf} = - \oint P_{buf} dV_{buf} \cdot (n_s/60) \quad (2.22)$$

การสูญเสีย เนื่องจาก ความดันภายใน ปริมาตรห้องเครื่อง เป็นอีกการสูญเสียหนึ่งที่มีความสำคัญ เนื่องจาก การสูญเสียนี้จะขึ้นกับ ปริมาตรห้องเครื่อง เป็นหลัก ดังนั้นการลดการสูญเสียดังกล่าวสามารถทำได้ง่ายโดยการเพิ่มขนาด ปริมาตรห้องเครื่อง ให้มากขึ้น แต่การเพิ่มขนาด ปริมาตรห้องเครื่องก็ทำให้เครื่องยนต์มีขนาดใหญ่ขึ้นด้วยเช่นกัน

2.7 สรุป

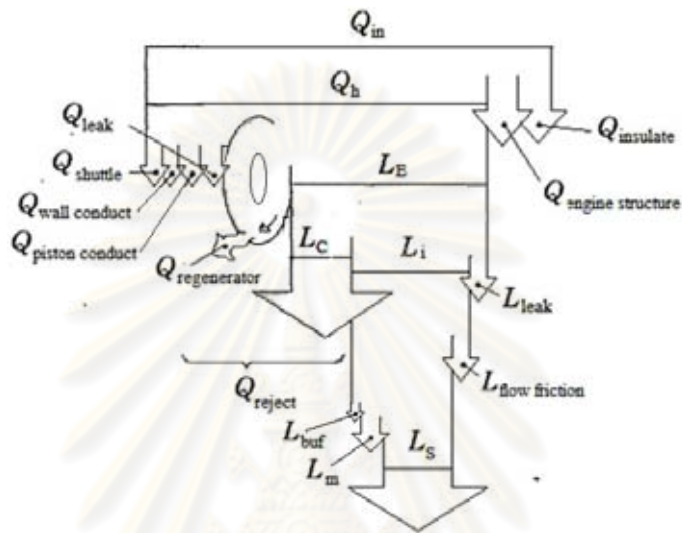
การศึกษากลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์ แสดงให้เห็นได้ว่า การสูญเสียต่างๆของเครื่องยนต์เป็นส่วนสำคัญที่ทำให้สมรรถนะและประสิทธิภาพเครื่องยนต์ลดลง ซึ่งกลไกการสูญเสียทั้งหมดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถแสดงเป็น แผนภาพ sankey ได้ดังรูปที่ 2-11 แต่เพื่อให้แผนภาพ sankey มีความซับซ้อนน้อยลง การสูญเสียบางส่วนจะรวมเข้าด้วยกันจากความสัมพันธ์ดังสมการ

$$Q_{cond} = Q_{piston\ conduct} + Q_{shuttle} + Q_{leak} + Q_{wall\ conduct} \quad (2.27)$$

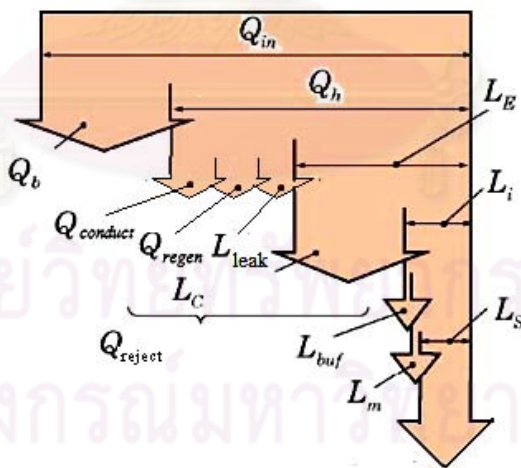
$$Q_{regen} = Q_{regenerator} + L_{flow\ friction} \tag{2.28}$$

$$Q_b = Q_{insulate} + Q_{engine\ structure} \tag{2.29}$$

แผนภาพ sankey ที่ได้จากการรวมการสูญเสียข้างต้นแสดงดังรูปที่ 2-12 ซึ่งแผนภาพนี้จะถูกใช้ในการพิจารณาการสูญเสียหลักในบทที่ 3 ต่อไป



รูปที่ 2-11 การสูญเสียของเครื่องสเตอร์ลิง



รูปที่ 2-12 การสูญเสียของเครื่องสเตอร์ลิงเมื่อรวมการสูญเสียเข้าด้วยกัน[7]

บทที่ 3

การประเมินการสูญเสียหลักและเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์ผลต่าง อุณหภูมิแตกต่างกัน

การประเมินการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อระบุการสูญเสียหลักของเครื่องยนต์ จะต้องทำการวัดสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่ ก่อน เพื่อประเมินระดับความสามารถของเครื่องยนต์ จากนั้นจะกล่าวถึง การเลือก แนวทางในการประเมินการสูญเสียและข้อจำกัดในการประเมินของแต่ละแนวทาง เพื่อเลือกวิธีการประเมินที่เหมาะสม ผลการประเมินที่ได้จะนำไปใช้ในการระบุการสูญเสียหลักของเครื่องยนต์ เพื่อหาแนวทาง การปรับปรุงเครื่องยนต์ต่อไป นอกจากนี้ งานวิจัยของ Iwamoto, S. [10] แสดงให้เห็นว่า กลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงและต่ำมีความแตกต่างกัน ดังนั้นผลการประเมินการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางที่มีอยู่ จะถูกนำมาใช้ในการเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงและต่ำที่ได้จากงานวิจัยของ Iwamoto, S. ว่ามีความเหมือนกันหรือแตกต่างกันอย่างไร เพื่อนำไปใช้เป็นแนวทางในการพัฒนาเครื่องยนต์ในแต่ละระดับผลต่างอุณหภูมิต่อไป

3.1 การประเมินระดับความสามารถของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

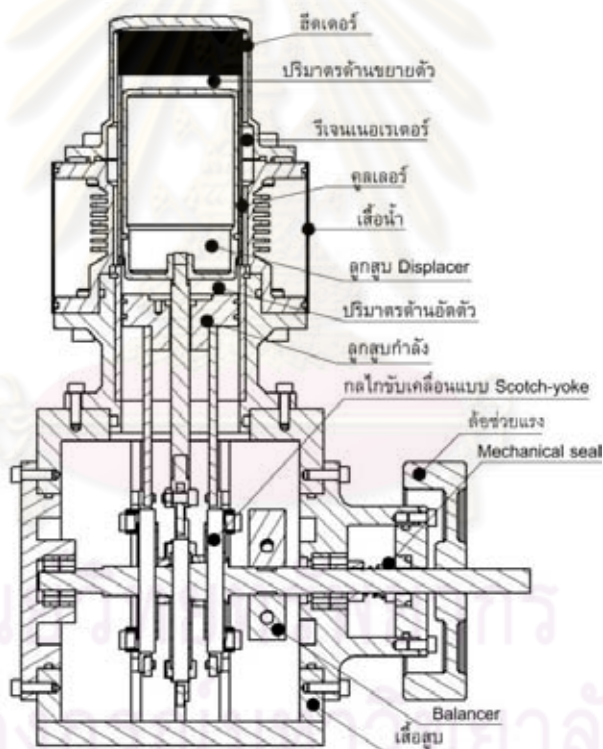
การศึกษากาการกลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์จำเป็นต้องประเมินระดับความสามารถในการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลาง ก่อนว่าเพียงพอต่อการศึกษากาการสูญเสียหรือไม่ จากนั้นผู้วิจัยจะศึกษาแนวทางการประเมินการสูญเสียที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์ต่อไป

3.1.1 ข้อมูลจำเพาะเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ชนะ ศรีคำ [14] ได้ออกแบบและสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงพิกัด 100 W (SEB-100) เพื่อนำมาใช้ร่วมกับ ระบบ concentrated solar power (CSP) แบบรางพาราโบลา ขนาดเล็ก ระบบดังกล่าวสามารถทำความร้อนได้ในช่วง 300-500 °C ดังนั้น ชนะ ศรีคำ จึงออกแบบเครื่องยนต์ให้ทำงานที่ระดับอุณหภูมิ 400 °C เครื่องยนต์มีข้อมูลจำเพาะดังตารางที่ 3-1 และภาพตัดขวางของเครื่องยนต์ดังรูปที่ 3-1

ตารางที่ 3-1 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์(SEB-100)

ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว	165 cc	รูปแบบฮีตเตอร์	Slot/ ขดลวดไฟฟ้า
มุมต่างปริมาตร	120	ปริมาตรตายคูลเลอร์	16.5 cc
ความเร็วรอบเครื่องยนต์	630 rpm	รูปแบบคูลเลอร์	Slot/ น้ำหล่อเย็น
เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ × ระยะชัก	74 × 37 mm	ปริมาตรตายรีเจเนอเรเตอร์	47 cc
ปริมาตรด้านอัดตัว : ปริมาตรด้านขยายตัว	1:1	ความพรุนของรีเจเนอเรเตอร์	75%
อัตราส่วนการอัด	1.61	รูปแบบเครื่องยนต์	เบตา
ปริมาตรตายฮีตเตอร์	20 cc		

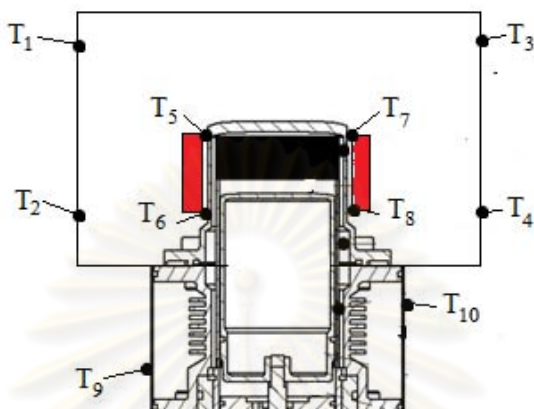


รูปที่ 3-1 ภาพตัดขวางของเครื่องยนต์ [14]

3.1.2 วิธีการและผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์

การทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ สเตอร์ลิงแบบผลต่าง อุณหภูมิปานกลางขนาดพิกัด 100 W กระทำโดยใช้ขดลวดความร้อนเป็นแหล่งให้พลังงานความร้อนแก่เครื่องยนต์แทนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์ เพื่อความสะดวก และแม่นยำ ในการทดสอบ การวัดอุณหภูมิ ใช้การติดตั้ง

thermo couple ไว้ในตำแหน่งต่างๆ ดังรูปที่ 3-2 นอกจากนี้กำลังขาออกคำนวณจากค่าแรงบิดที่วัดได้จากการให้ภาระแก่เครื่องยนต์ด้วยแผ่นเบรคแบบจาน โดยมีเงื่อนไขในการทดสอบดังตารางที่ 3-2

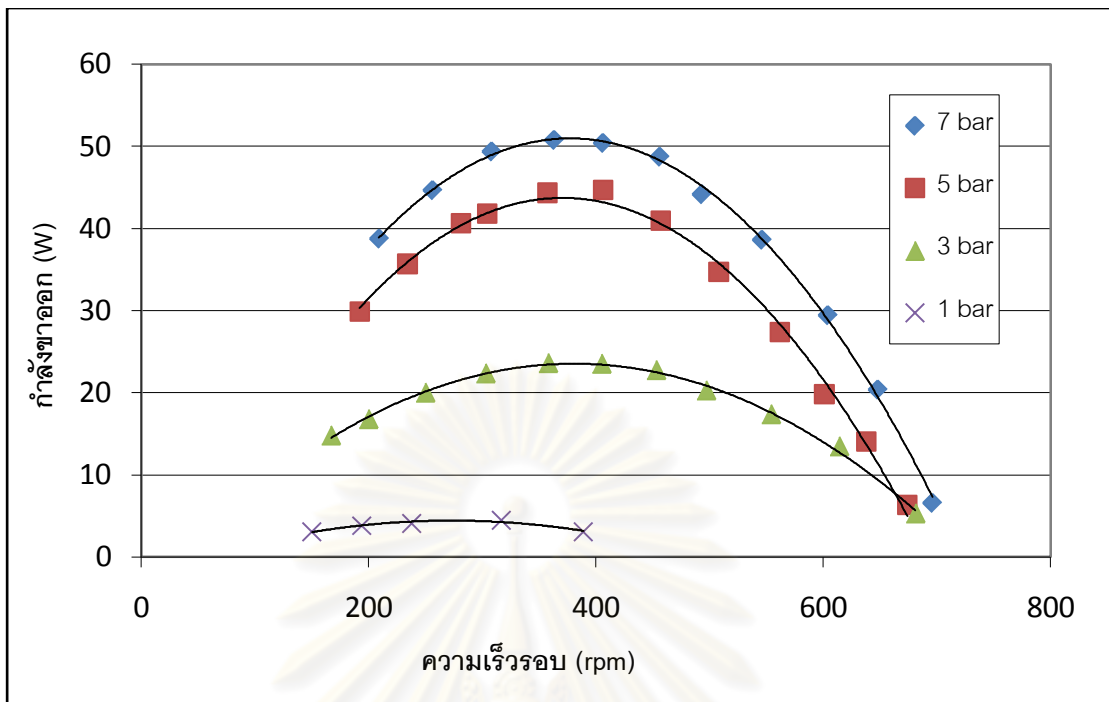


รูปที่ 3-2 ตำแหน่งการติดตั้ง thermo couple [13]

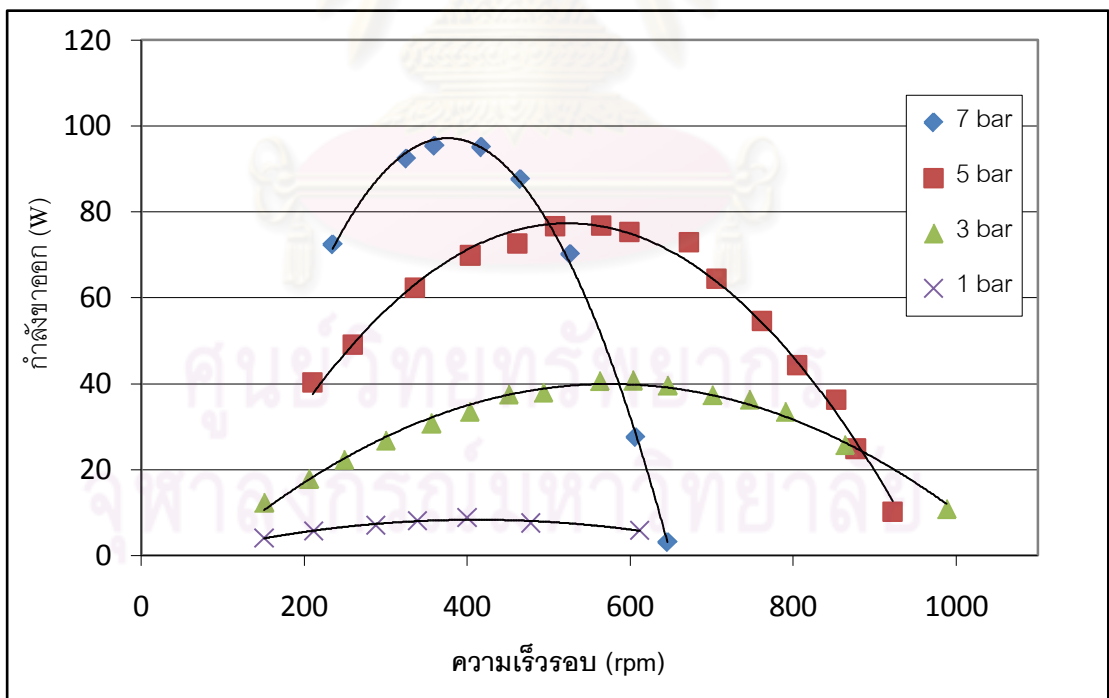
ตารางที่ 3-2 เงื่อนไขในการทดสอบ

อุณหภูมิที่ผิวขดลวดความร้อน(°C)	350,400,450,500
ระดับความดันของเครื่องยนต์(bar)	1,3,5,7
อุณหภูมิขาออกน้ำหล่อเย็น(°C)	33.6

ผลการวัดสมรรถนะเครื่องยนต์ ดังรูปที่ 3-3 และ 3-4 แสดงให้เห็นว่า ที่ระดับ ความดัน 7 bar และอุณหภูมิผิวขดลวดความร้อน 400 °C เครื่องยนต์ให้ กำลังขาออกสูงสุด 50.74 W ที่ความเร็วรอบ 363 rpm สำหรับที่ระดับความดัน 7 bar และอุณหภูมิผิวขดลวดความร้อน 500 °C เครื่องยนต์ให้ กำลังขาออกสูงสุด 95 W ที่ความเร็วรอบ 360 rpm ผลการวัดสมรรถนะเครื่องยนต์ข้างต้นแสดงให้เห็นว่า เครื่องยนต์ที่ ชนะ ศรีคำ สร้างขึ้นสามารถทำงานได้ แต่กำลังขาออกสูงสุดที่ได้จากการทดสอบที่อุณหภูมิ 400 °C ต่ำกว่าพิกัดที่ออกแบบไว้ ซึ่งเป็นผลเนื่องจากการสูญเสียต่างๆของเครื่องยนต์ ดังนั้น การประเมินกลไกการสูญเสียที่เกิดขึ้นของเครื่องยนต์จึงเป็นสิ่งจำเป็นในการประเมินการสูญเสียหลักที่เกิดขึ้นของเครื่องยนต์ เพื่อที่จะนำผลการประเมินที่ได้ไปใช้เป็นแนวทางในการปรับปรุง เพื่อเพิ่มสมรรถนะเครื่องยนต์ต่อไป



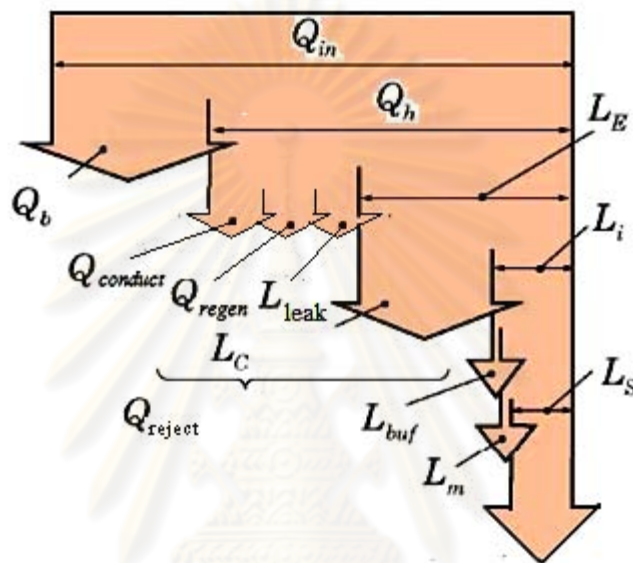
รูปที่ 3-3 กำลังขาออกเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวของขดลวดความร้อนคงที่ 400 °C ที่ระดับความดันต่างๆ



รูปที่ 3-4 กำลังขาออกเทียบกับความเร็วรอบที่อุณหภูมิผิวของขดลวดความร้อนคงที่ 500 °C ที่ระดับความดันต่างๆ

3.2 การเลือกแนวทางการประเมินการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่าง อุณหภูมิปานกลาง

การศึกษากลไกการสูญเสีย ของเครื่องยนต์ สเตอร์ลิง ในบทที่ 2 แสดงให้เห็น ถึงวิธีการ ประเมินการสูญเสียในแต่ละส่วนและ ภาพรวมของ กลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์ ซึ่งสามารถ แสดงเป็นแผนภาพ sankey ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ดังรูปที่ 3-5



รูปที่ 3-5 แผนภาพ sankey ของเครื่องยนต์

จากการวิเคราะห์แผนภาพ sankey ของเครื่องยนต์ข้างต้น ทำให้ได้แนวทางการประเมินกลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในงานวิจัยนี้ 4 แนวทาง แนวทางที่ 1 คือ การประเมินกลไกการสูญเสียโดยใช้ค่ากำลังบ่งชี้ที่ได้จากการวัด [1,12,13,15-18] ซึ่งเป็นแนวทางที่สมบูรณ์ที่สุดในการประเมินกลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์ เนื่องจาก ค่ากำลังและการสูญเสียต่างๆของเครื่องยนต์ที่นำมาใช้ในการประเมินการสูญเสียเป็นค่าที่มาจากการวัดเกือบทั้งหมด ยกเว้น ค่าการสูญเสียอื่นๆ (Q_{other}) ,การสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) และความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์จริง (Q_h) ดังนั้นแนวทางดังกล่าวจึงทำให้แผนภาพ sankey ของเครื่องยนต์มีความสมบูรณ์และถูกต้องมากที่สุด แนวทางที่ 2 เป็นการประเมินกลไกการสูญเสียจากการประเมินค่ากำลังบ่งชี้โดยใช้การวิเคราะห์แบบ adiabatic ที่มีการสูญเสียจากแรงเสียดทานการไหลร่วมด้วย [19,20] แนวทางที่ 3 เป็นการประเมินการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) จากการวัดโดยตรงหรือใช้โปรแกรม finite element จากนั้นนำมาใช้ในการประเมินค่ากำลังบ่งชี้ ในขณะที่แนวทางที่ 4 เป็นการประเมินกลไกการสูญเสียแบบย้อนกลับเพื่อนำไปหาการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์

(Q_b) [1,7,10] สำหรับแนวทางที่ 2 ถึง 4 จะเป็นแนวทางการประเมินสูญเสียในกรณีที่ไม่สามารถวัดกำลังบ่งชี้เพื่อใช้ในการประเมินการสูญเสียได้ ซึ่งแนวทางดังกล่าวจะไม่สามารถประเมินค่าความร้อนผ่านผนังลงมาที่น้ำหล่อเย็น ($Q_{conduct}$), การสูญเสียภายใน regenerator (Q_{regen}), การสูญเสียเนื่องจากการรั่วของก๊าซทำงานผ่าน ลูกสูบกำลัง (L_{leak}), expansion power (L_E), compression power (L_C) ได้ ก่อนการเลือกแนวทางที่ดีที่สุดได้อธิบายแนวทางการประเมินการสูญเสียในแต่ละแนวทางข้างต้น ดังนี้

แนวทางที่ 1 คือ การประเมินกลไกการสูญเสียโดยใช้ค่ากำลังบ่งชี้ที่ได้จากการวัด การประเมินการสูญเสียด้วยแนวทาง นี้ใช้การวัดกำลังขาออก (L_S), การสูญเสียทางกล (L_m), การสูญเสียเนื่องจาก ความดันภายใน ปริมาตรห้องเครื่อง (L_{buf}), ความร้อนที่ออกจากเครื่องยนต์ (Q_{reject}), expansion power (L_E), compression power (L_C), กำลังบ่งชี้ (L_i) และความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์ (Q_{in}) เพื่อที่จะนำมาใช้คำนวณการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b), ความที่ให้แก่เครื่องยนต์จริง (Q_h) และการสูญเสียอื่นๆ (Q_{other}) ซึ่งเป็นผลรวมของ การสูญเสียจากการนำความร้อนผ่านผนังลงมาที่น้ำหล่อเย็น ($Q_{conduct}$), การสูญเสียภายใน regenerator (Q_{regen}) และการสูญเสียเนื่องจากการรั่วของก๊าซทำงานผ่าน ลูกสูบกำลัง (L_{leak}) ค่ากำลังและสูญเสียที่ได้จากการวัดข้างต้นจะนำไปใส่ในแผนภาพ sankey ในรูปที่ 3-5 เพื่อนำไปประเมินความที่ให้แก่เครื่องยนต์จริง(Q_h) จากสมการ

$$Q_h = L_i + Q_{reject} \quad (3.1)$$

ค่าความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์จริง (Q_h) ที่ได้จะนำมาใช้ คำนวณการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) จากสมการ

$$Q_b = Q_{in} - Q_h \quad (3.2)$$

สำหรับการสูญเสียการสูญเสียอื่นๆ (Q_{other}) สามารถคำนวณได้จากสมการ

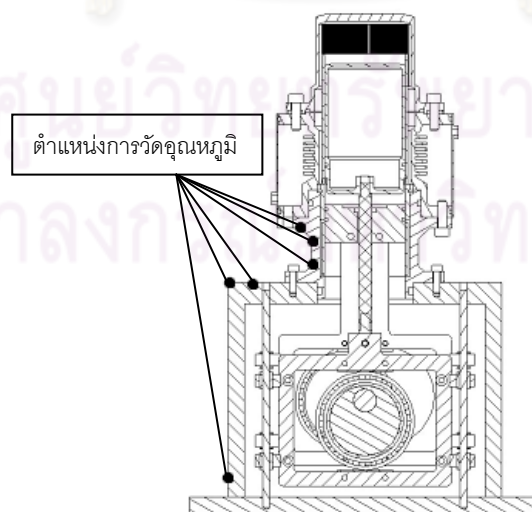
$$Q_{other} = Q_{reject} - L_C \quad (3.3)$$

แนวทางที่ 2 คือ การประเมินกลไกการสูญเสียจาก การประเมินค่ากำลังบ่งชี้โดยใช้การวิเคราะห์แบบ adiabatic ที่มีการสูญเสียจากแรงเสียดทานการไหลร่วมด้วย การประเมินการสูญเสียด้วย แนวทาง นี้จะมีการวัดกำลังขาออก (L_S), การสูญเสียทางกล (L_m), การสูญเสียเนื่องจากความดันภายในปริมาตรห้องเครื่อง (L_{buf}), ความร้อนที่ออกจากเครื่องยนต์ (Q_{reject}) และความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์ (Q_{in}) แต่ค่ากำลังบ่งชี้ (L_i) จะใช้การคำนวณด้วยวิธีเชิงตัวเลข

โดยการวิเคราะห์แบบ adiabatic ซึ่งมีการประเมินการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลร่วมด้วย ค่ากำลังและสูญเสีย ที่ได้จากการประเมิน และการวัดข้างต้น จะนำไปใส่ภายในแผนภาพ sankey ในรูปที่ 3-5 เพื่อนำไปประเมินการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) จากสมการ

$$Q_b = Q_{in} - (L_i + Q_{reject}) \quad (3.4)$$

แนวทางที่ 3 คือ การประเมินการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) จากการวัดโดยตรงหรือใช้โปรแกรม finite element จากนั้นนำมาใช้ในการประเมินค่ากำลังบ่งชี้ การประเมินการสูญเสียด้วยแนวทางนี้ จะมีการวัดกำลังขาออก (L_s), การสูญเสียทางกล (L_m), การสูญเสียเนื่องจากความดันภายใน ปริมาตรห้องเครื่อง (L_{buf}), ความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์ (Q_{reject}), การสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) และความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์ (Q_{in}) โดยที่การประเมินการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) จะแยกการประเมินออกเป็น 2 ส่วนด้วยกันคือ การสูญเสียจากการนำความร้อนผ่านฉนวน ($Q_{insulate}$) และการสูญเสียจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างของเครื่องยนต์ ($Q_{engine\ structure}$) ค่ากำลังและสูญเสีย ที่ได้จากการวัดข้างต้นจะนำไปใส่ภายในแผนภาพ sankey ในรูปที่ 3-5 สำหรับการสูญเสียจากการนำความร้อนผ่านฉนวน ($Q_{insulate}$) สามารถประเมินได้จากการวัดอุณหภูมิผิวในและผิวนอกของฉนวน แล้วนำมาคำนวณหาการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านฉนวนหรือใช้โปรแกรม finite element ในการสร้างแบบจำลองขึ้นมาเพื่อประเมินการสูญเสียดังกล่าว สำหรับการสูญเสียจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างของเครื่องยนต์ ($Q_{engine\ structure}$) สามารถประเมินได้จากการวัดอุณหภูมิของผนังด้านนอกเครื่องยนต์แสดงดังรูปที่ 3-6



รูปที่ 3-6 ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิ

จากนั้นนำอุณหภูมิที่ได้มาคำนวณหาการสูญเสียจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างของเครื่องยนต์ ($Q_{engine\ structure}$) จากสมการพาความร้อน ผลการประเมินการประเมินการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) จะนำไปใส่ภายในแผนภาพ sankey เพื่อคำนวณหาค่ากำลังป้อนที่จากสมการที่ 3.4

แนวทางที่ 4 การประเมินย้อนกลับเพื่อนำไปหาการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) การประเมินการสูญเสียด้วยวิธีนี้เป็นการวัดกำลังขาออก (L_s), การสูญเสียทางกล (L_m), การสูญเสียเนื่องจาก ความดันภายใน ปริมาตรห้องเครื่อง (L_{buf}), ความร้อนที่ออกจากเครื่องยนต์ (Q_{reject}) และความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์ (Q_{in}) ค่ากำลังและสูญเสีย ที่ได้จากการประเมิน และการวัดข้างต้นจะนำไปใส่ภายในแผนภาพ sankey ในรูปที่ 3-5 เพื่อนำไปประเมินค่ากำลังป้อนของเครื่องยนต์จากสมการ

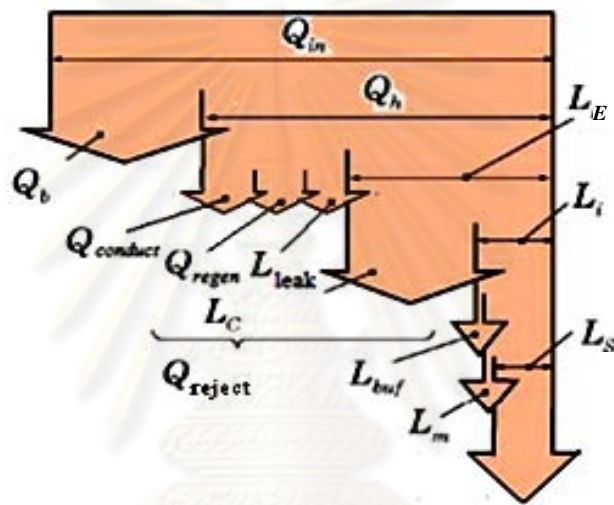
$$L_i = L_m + L_{buf} + L_s \quad (3.5)$$

ค่ากำลังป้อนที่ได้จากการคำนวณด้วยสมการข้างต้นจะนำมาใช้ ประเมิน ค่าความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์จริง (Q_h) จากสมการที่ 3.1 ค่าความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์จริง (Q_h) ที่ได้จะนำมาใช้ คำนวณการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) จากสมการที่ 3.2

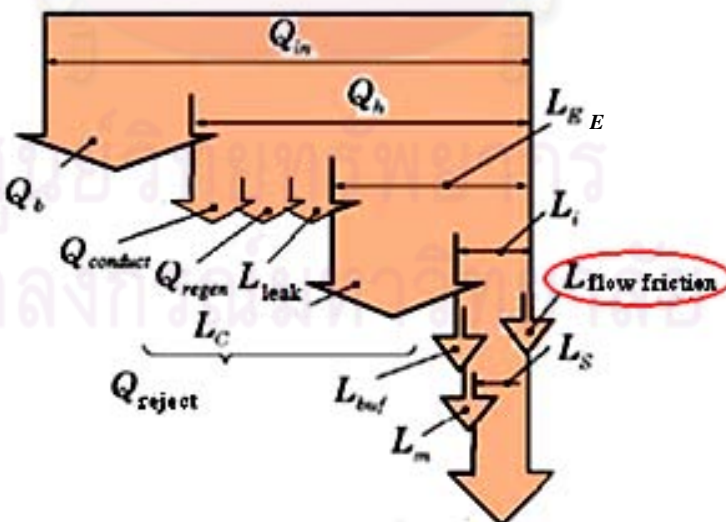
3.2.1 ข้อจำกัดในแต่ละแนวทางการประเมินการสูญเสีย

จากที่กล่าวมาข้างต้น แสดงให้เห็นว่า แนวทางการประเมินการสูญเสียมี 4 แนวทาง แต่จากการศึกษาพบว่า แนวทาง ที่ 1, 2 และ 3 มีข้อจำกัดในการใช้ประเมินการสูญเสีย สำหรับแนวทางที่ 1 การประเมินกลไกการสูญเสียโดยใช้ค่ากำลังป้อนที่ได้จากการวัด มีข้อจำกัดคือ ไม่สามารถวัดค่ากำลังป้อนของเครื่องยนต์ ซึ่งเป็นส่วนประกอบส่วนประกอบหลักในแนวทางการประเมินการสูญเสียนี้ได้ เนื่องจากโครงสร้างเครื่องยนต์ไม่เหมาะสมต่อการติดตั้ง pressure transducer ทำให้การประเมินกลไกการสูญเสียโดยใช้ค่ากำลังป้อนที่ได้จากการวัดไม่สามารถทำได้ ซึ่งวิธีการและขั้นตอนในการวัดค่ากำลังป้อนที่สามารถดูได้จากภาคผนวก ค. สำหรับแนวทางที่ 2 การประเมินกลไกการสูญเสียจากการประเมินค่ากำลังป้อนที่ใช้การวิเคราะห์แบบ adiabatic ที่มีการสูญเสียจากแรงเสียดทานการไหลร่วมด้วยมีข้อจำกัด คือ ค่ากำลังป้อนที่ได้จากการวิเคราะห์แบบ adiabatic เป็นการคำนวณ expansion power และ compression power แล้วนำมาหักลบกัน เพื่อคำนวณค่ากำลังป้อนที่ไม่มีผลของการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล ซึ่งการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหล จะถูกประเมินแยกจาก การประเมินค่ากำลังป้อนข้างต้น แสดงดังรูปที่ 3-7 ก. แต่ในความเป็นจริงการวัดค่ากำลังป้อนจะวัดจากการเปลี่ยนแปลงความดัน

และปริมาตรภายใน expansion space และ compression space ซึ่งมีผลของการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลเข้ามาเกี่ยวข้องอยู่แล้ว แสดงในรูปที่ 3-7 ข. จากรูปจะเห็นได้ว่าการประเมิน expansion power และ compression power ของการประเมินแบบ adiabatic และการวัดมีความแตกต่างกัน สำหรับการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ในงานวิจัยนี้ ความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์ (Q_{reject}) ซึ่งมี compression power อยู่เป็นค่าที่ได้จากการวัด ดังนั้น compression power นี้เปรียบเสมือนเป็น compression power ที่ได้จากการวัด ถึงแม้ว่าจะไม่สามารถประเมินค่าได้ ดังนั้นการใช้การประเมินแบบ adiabatic ซึ่งมีการประเมินการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลร่วมด้วยจึงไม่สามารถทำได้



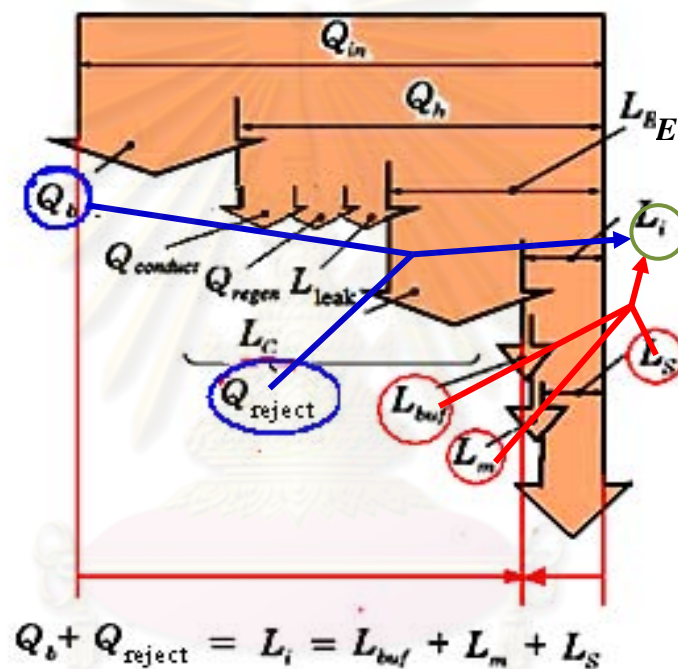
ก.



ข.

รูปที่ 3-7 การประเมินการสูญเสียด้วยแนวทางที่ 2

สำหรับแนวทางที่ 3 การประเมินการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) จากการวัดโดยตรงหรือใช้โปรแกรม finite element เพื่อที่จะนำมาใช้ในการประเมินค่ากำลังบังชี้ (L_i) มีข้อจำกัด คือ ค่ากำลังบังชี้ที่ได้จากผลรวมของค่า Q_b และ Q_{reject} อาจมีค่าไม่เท่ากับค่ากำลังบังชี้ที่ได้จากผลรวมของค่า L_m, L_{buf} และ L_s แสดงรูปที่ 3-8 นอกจากนี้ การนำผลรวมของค่า Q_b และ Q_h รวมเข้าด้วยกัน ค่าที่ได้คือ ค่าความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์ (Q_{in}) ซึ่งค่าความร้อนจากขดลวดความร้อน ที่ได้จากผลรวมดังกล่าวข้างต้น อาจมีค่าไม่เท่ากับค่าความร้อนจากขดลวดความร้อน ที่ได้จากการวัด ซึ่งแสดงให้เห็นว่า แนวทางการประเมินนี้ไม่สามารถทำให้ค่าการสูญเสียต่างๆภายในแผนภาพ sankey มีความสอดคล้องกันได้



รูปที่ 3-8 การประเมินการสูญเสียด้วยแนวทางที่ 3

จากข้อจำกัด ของแนวทาง การประเมินการสูญเสียทั้ง 3 แนวทาง ข้างต้น ทำให้ผู้วิจัยเลือกใช้แนวทางที่ 4 การประเมินย้อนกลับเพื่อนำไปหาการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) ในการประเมินการสูญเสียของเครื่องยนต์ ซึ่งค่อนข้างมีความถูกต้องมากกว่าวิธีที่ 2 และ 3 เพราะการประเมินด้วยแนวทางที่ 4 เป็นการประเมินการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) ด้วยการวัดความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์ (Q_{reject}), การสูญเสียทางกล (L_m), การสูญเสียเนื่องจากความดันภายใน ปริมาตรห้องเครื่อง (L_{buf}) และกำลังขาออก (L_s) ทำให้แนวทางการประเมินดังกล่าวมีความถูกต้องค่อนข้างสูง

3.3 วิธีการประเมินการสูญเสียแบบย้อนกลับและการประเมินการสูญเสียหลัก

การประเมินย้อนกลับเพื่อนำไปหาการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) มีวิธีการในการประเมินกลไกการสูญเสีย ดังนี้ คือ การทดสอบการสูญเสียทางกล (L_m) ซึ่งทดสอบที่ระดับความดัน 1 bar สามารถทำได้โดย ถอดฝาสูบออก เพื่อตัดผลกระทบจากแรงต้านเนื่องจากความดันที่ด้านบน displacer piston และเปิดฝาปริมาตรห้องเครื่อง เพื่อตัดผลกระทบจากการสูญเสียเนื่องจากความดันภายใน ปริมาตรห้องเครื่อง จากนั้นใช้มอเตอร์หมุนเครื่องยนต์ เพื่อวัดแรงบิดที่ได้ แล้วนำมาใช้คำนวณหาการสูญเสียทางกลจากสมการ

$$L_m = 2\pi(n_s/60)T \quad (3.6)$$

สำหรับการสูญเสียเนื่องจากความดันภายในปริมาตรห้องเครื่อง (L_{buf}) สามารถทดสอบโดยใช้วิธีเดียวกันกับการสูญเสียทางกล แต่ปิดฝาปริมาตรห้องเครื่องแทน เพื่อที่จะนำผลที่ได้มาคำนวณหาการสูญเสียเนื่องจากความดันภายในปริมาตรห้องเครื่องจากสมการ

$$L_{buf} = L_{motor @ closed crankcase} - L_{motor @ open crankcase} \quad (3.7)$$

หลังจากที่ได้การสูญเสียที่เกิดขึ้นในส่วนล่าง(การสูญเสียทางกลและการสูญเสียเนื่องจากความดันภายในปริมาตรห้องเครื่อง) และกำลังขาออกแล้ว ค่ากำลังบ่งชี้ที่คิดผลของการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลร่วมด้วยสามารถประเมินได้จากสมการ [8]

$$L_i = L_e - L_c - L_{flow friction} = L_s + L_m + L_{buf} \quad (3.8)$$

ในส่วนของการประเมินค่าความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์จริง (Q_h) สามารถประเมินได้จากสมการ

$$Q_h = Q_{reject} + L_i \quad (3.9)$$

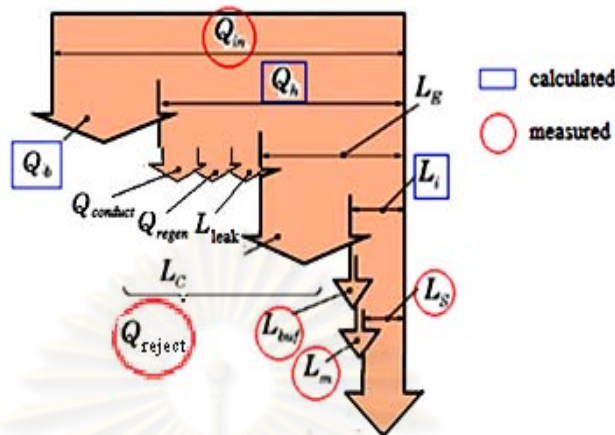
ซึ่งค่ากำลังบ่งชี้เป็นค่าที่ได้จากการประเมินด้วย สมการ 3.8 และความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์ (Q_{reject}) เป็นค่าที่ได้จากการวัดอัตราการไหลของน้ำที่ไหลย้อนเย็น, อุณหภูมิน้ำขาเข้า และอุณหภูมิน้ำขาออกเพื่อนำมาใช้คำนวณจากสมการ

$$Q_{reject} = \dot{m}_{water} c_p (T_{water, out} - T_{water, in}) \quad (3.10)$$

เพื่อที่จะนำความร้อนที่เข้าสู่เครื่องยนต์จริงมาประเมินการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์จากสมการ

$$Q_b = Q_{in} - Q_h \quad (3.11)$$

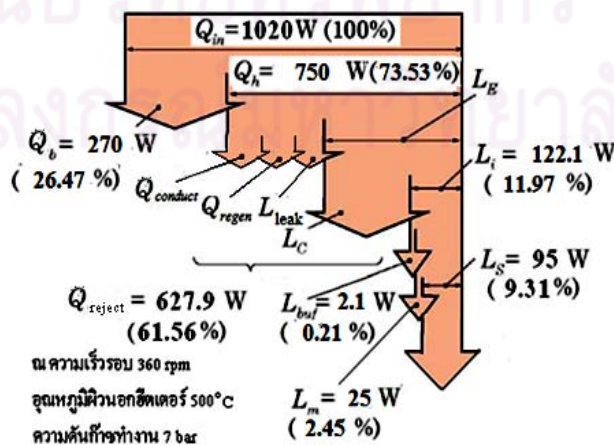
การสูญเสียที่วัดและประเมินได้จากวิธีดังกล่าวข้างต้นนี้แสดงดังรูปที่ 3-9 ผลลัพธ์ที่ได้จะนำไปใช้เพื่อระบุการสูญเสียหลักของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต่อไป



รูปที่ 3-9 การประเมินการสูญเสียแบบย้อนกลับ

3.3.1 ผลการประเมินการสูญเสีย

การประเมินการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ใช้ผลที่ได้จาก การทดสอบ สมรรถนะเครื่องยนต์ที่ ระดับความดัน 7 bar ,อุณหภูมิที่ผิวนอกฮีตเตอร์ ที่ 500 °C และอุณหภูมิน้ำขาออก จาก cooler ที่ 33.6 °C ซึ่งเป็นเงื่อนไขการทดสอบที่ให้กำลังขาออกสูงสุด โดยประเมินการสูญเสียที่ตำแหน่งกำลังขาออกสูงสุด เนื่องจากตำแหน่งดังกล่าวเป็นตำแหน่งที่มีต้นทุนในการประเมินการสูญเสียมากที่สุด นอกจากนี้ที่ตำแหน่งดังกล่าว ประสิทธิภาพทางความร้อนยังมีค่าใกล้เคียงกับ ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงสุด ซึ่งทำให้เห็นถึงการสูญเสียหลักที่จำกัดประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์ ผลการประเมินการสูญเสียของเครื่องยนต์ที่กำลังขาออกสูงสุด ซึ่งมีค่า 95 W แสดงดังรูปที่ 3-10



รูปที่ 3-10 ผลการประเมินการสูญเสียที่เกิดขึ้นของเครื่องยนต์ที่กำลังขาออกสูงสุด

จากรูปแสดงให้เห็นว่าการสูญเสียทางกลมีค่า 25 W, การสูญเสียเนื่องจากความดันภายในปริมาตรห้องเครื่องมีค่า 2.1 W, ความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์มีค่า 627.9 W และการสูญเสียภายนอกเครื่องยนต์มีค่า 270 W สำหรับการสูญเสียภายนอกเครื่องยนต์เป็นค่าที่ได้จากการประเมินประกอบไปด้วยการสูญเสีย 2 รูปแบบ คือ การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านฉนวน ($Q_{insulate}$) และการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างของเครื่องยนต์ ($Q_{engine\ structure}$) ซึ่งผลการวัดการสูญเสีย เนื่องจากการนำความร้อนผ่านฉนวน ($Q_{insulate}$) พบว่ามีค่า 82.36 W ดังนั้นการสูญเสีย เนื่องจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างเครื่องยนต์สามารถประเมินได้จากการนำค่าการสูญเสีย เนื่องจากการนำความร้อนผ่านฉนวน มาหักลบกับการสูญเสียภายนอกเครื่องยนต์พบว่ามีค่า 187.64 W แต่ค่าการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างเครื่องยนต์ เป็นค่าที่ได้จากการประเมิน ซึ่งไม่ทราบว่ามีความถูกต้องมากน้อยเพียงใด จึงนำผลการประเมินที่ได้มาเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการวัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ของเครื่องยนต์ดังรูปที่ 3-6 แล้วนำมาคำนวณค่าประมาณของการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างเครื่องยนต์ โดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (h) 25 W/m²K จากสมการ

$$Q_{engine\ structure} = hA_{buffer\ wall} (T_{engine\ structure} - T_{surround}) \quad (3.12)$$

เมื่อ $A_{buffer\ wall}$ คือ พื้นที่ผนังด้านนอกของปริมาตรห้องเครื่อง, $T_{engine\ structure}$ คือ อุณหภูมิของผนังด้านนอกของปริมาตรห้องเครื่อง และ $T_{surround}$ คือ อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ผลการคำนวณพบว่า การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างเครื่องยนต์ มีค่าอยู่ในระดับประมาณ 150 W แสดงให้เห็นว่า ค่าการสูญเสียภายนอกเครื่องยนต์ที่ได้จากวิธีการประเมินการสูญเสียแบบย้อนกลับสอดคล้องกับผลที่ได้จากการประเมินด้วยการวัดค่า การสูญเสีย เนื่องจากการนำความร้อนผ่านฉนวนและการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างของเครื่องยนต์

3.3.2 การสูญเสียหลักของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

จากรูปที่ 3-10 แสดงให้เห็นว่า การสูญเสียหลักของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมี 2 รูปแบบ คือ การสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) และความร้อน ที่ระบายออกจากเครื่องยนต์ (Q_{reject}) สำหรับการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) จะประกอบไปด้วยการสูญเสียจากการนำความร้อนผ่านฉนวน ($Q_{insulate}$) และการสูญเสีย เนื่องจากการนำความร้อนผ่านโครงสร้างของเครื่องยนต์ ($Q_{engine\ structure}$) สำหรับความร้อน ที่ระบายออกจากเครื่องยนต์ (Q_{reject}) จะประกอบไปด้วย การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านผนังลงมาที่น้ำหล่อเย็น

($Q_{conduct}$), การสูญเสียภายใน regenerator (Q_{regen}), การสูญเสียเนื่องจากการรั่วของ สารทำงานผ่านลูกสูบกำลัง (L_{leak}) และ compression power (L_c)

การประเมินการสูญเสียหลักข้างต้น แสดงให้เห็นถึงแนวทางในการปรับปรุงเครื่องยนต์ เพื่อเพิ่มสมรรถนะของเครื่องยนต์ให้สูงขึ้น ดังนั้น คือ สำหรับ การสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) การศึกษานี้จะไม่ปรับปรุงเครื่องยนต์เพื่อลดการสูญเสียดังกล่าว เนื่องจาก การสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) เป็นการสูญเสียที่ไม่มีผลต่อวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์ ในส่วนของ ความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์ (Q_{reject}) จะมีการปรับปรุงใน 2 ส่วนคือ ส่วนที่ 1 การปรับปรุงโดยการ เลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุด เพื่อลดการสูญเสียภายใน regenerator (Q_{regen}) ซึ่ง Tanaka.M [20] ได้กล่าวว่า การใช้ลักษณะจำเพาะที่เหมาะสมของ regenerator มีผลต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์อย่างมาก ซึ่ง เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่ยังไม่ได้เลือกใช้ regenerator ที่เหมาะสมที่สุด ดังนั้นการเลือกใช้ regenerator ให้เหมาะสมที่สุดจึงเป็นสิ่งที่น่าให้ความสนใจเพื่อลดการสูญเสียดังกล่าว ส่วนที่ 2 การปรับปรุงโดยการเปลี่ยนวัสดุที่ใช้ผลิตแหวนลูกสูบลูกสูบกำลัง เพื่อลด การสูญเสียเนื่องจากการรั่วของก๊าซทำงานผ่านลูกสูบกำลัง (L_{leak}) สำหรับการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านผนังลงมาที่น้ำหล่อเย็น ($Q_{conduct}$) จะไม่มีการปรับปรุงการสูญเสียดังกล่าว เนื่องจากการปรับปรุงเครื่องยนต์ จำเป็นต้องมีการลดความหนาของผนังในส่วนต่างๆของเครื่องยนต์ลง เพื่อลดการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนผ่านผนังลงมาที่น้ำหล่อเย็น แต่การลดความหนาของผนังเครื่องยนต์ จำเป็นต้องลดระดับความดันที่ใช้งานลงเพื่อความปลอดภัยในการใช้งาน ทำให้กำลังขาออกของเครื่องยนต์มีค่าลดลง จึงไม่ทำการปรับปรุงเพื่อลดการสูญเสียดังกล่าว

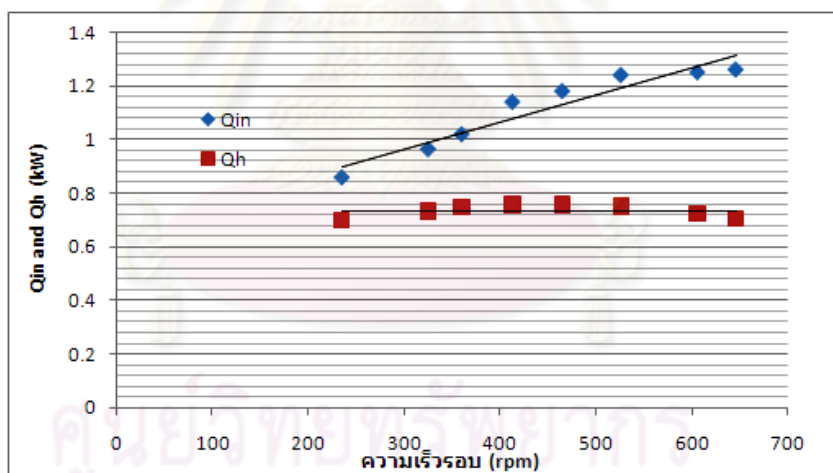
3.4 การเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลาง กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงและต่ำ

นักวิจัยหลายคนศึกษา กลไก การสูญเสียของเครื่องยนต์ สเตอร์ลิงที่มีอยู่ เพื่อใช้ เป็นแนวทางปรับปรุง เครื่องยนต์ ให้มีสมรรถนะที่ดีขึ้น แต่ การศึกษา การสูญเสีย ดังกล่าวเป็น เพียง การศึกษากลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในแต่ละผลต่างอุณหภูมิของเครื่องยนต์ที่มีอยู่เท่านั้น จนกระทั่ง Iwamoto, S. [11] ได้ศึกษาความแตกต่างกันของกลไก การสูญเสียของ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงผลต่างอุณหภูมิสูง (HDSE) และต่ำ (LDSE) เพื่อประเมินแนวโน้มการสูญเสีย และสมรรถนะของ HDSE และ LDSE ไว้ใช้ในการพัฒนาเครื่องยนต์ในแต่ละผลต่างอุณหภูมิ ผลการ วิจัยพบว่า การสูญเสียของ HDSE และ LDSE มีค่าการสูญเสีย และลักษณะการเปลี่ยนแปลงของการสูญเสียตามความเร็วรอบที่แตกต่างกัน แสดงให้เห็นว่า กลไกการสูญเสียของ

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีผลต่างอุณหภูมิแตกต่างกัน มีค่าการสูญเสียและลักษณะการเปลี่ยนแปลงของการสูญเสียตามความเร็วรอบที่แตกต่างกัน ซึ่ง Iwamoto, S. ไม่ได้เปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลาง (MDSE) ไว้ ดังนั้น จึงนำผลการประเมินการสูญเสียของ MDSE ที่มีอยู่มาเปรียบเทียบกับผลการประเมินการสูญเสียของ HDSE และ LDSE ที่ได้จากงานวิจัยของ Iwamoto, S. [10] ว่าค่าการสูญเสียของ MDSE มีความเหมือนกันหรือแตกต่างกันกับ HDSE และ LDSE อย่างไร

3.4.1 วิธีการเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงและต่ำ

การเปรียบเทียบการสูญเสียของ MDSE กับ HDSE และ LDSE จะใช้ตัวแปรไร้มิติของการสูญเสียและความเร็วรอบในการเปรียบเทียบ โดยที่การสูญเสียทางกล, ความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์ และค่ากำลังป้อนจะใช้ความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์จริง (Q_h) ที่เปลี่ยนแปลงตามความเร็วรอบแสดงดังรูปที่ 3-11 เป็นตัวหาร สำหรับความเร็วรอบจะทำให้เป็นตัวแปรไร้มิติโดยใช้ความเร็วรอบที่กำลังขาออกสูงสุดเป็นตัวหาร คือ 360 rpm

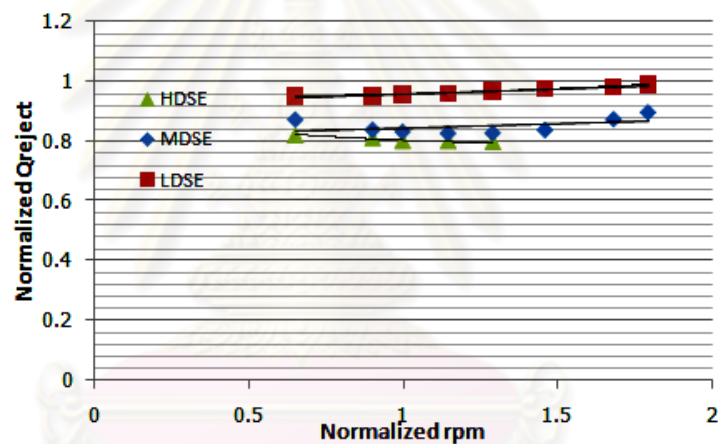


รูปที่ 3-11 ความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์และความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์จริงเทียบกับความเร็วรอบ

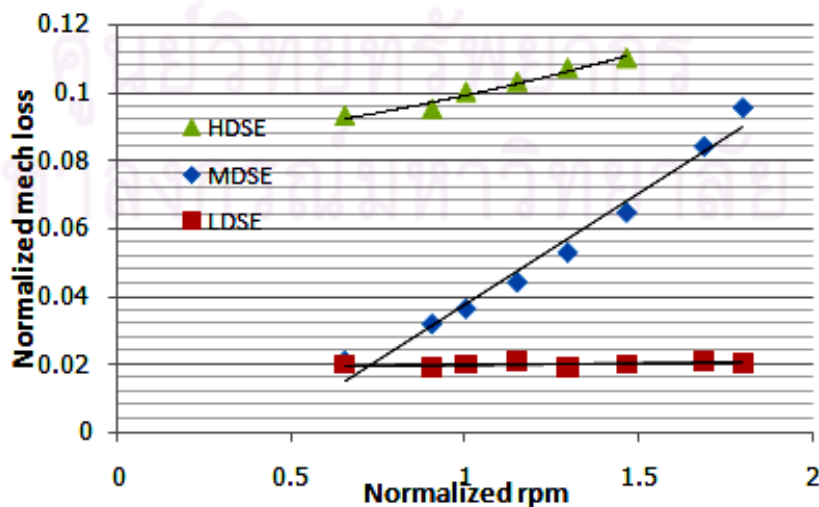
3.4.2 ผลการเปรียบเทียบการสูญเสีย

ผลการเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงและอุณหภูมิต่ำพบว่า ความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์แบบไร้มิติของ MDSE มีค่าใกล้เคียงกับ HDSE และมีลักษณะการเปลี่ยนแปลงตามความเร็วรอบแบบไร้มิติเหมือนกับ LDSE คือ ความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์แบบไร้มิติมีค่าเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 3-12 ซึ่งแสดงให้เห็นว่าเมื่อความเร็วรอบ

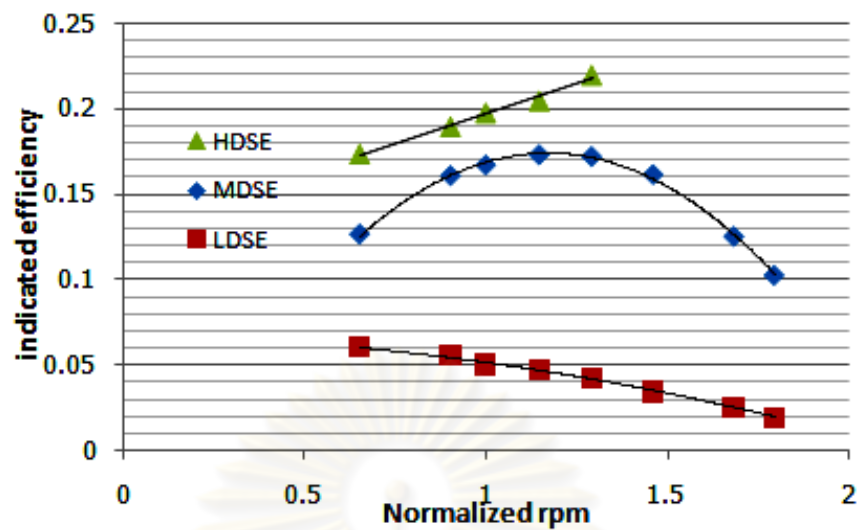
เพิ่มขึ้น MDSE นำความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์จริง (Q_h) มาใช้ได้น้อยลง สำหรับการสูญเสียทางกลแบบโร้มิติของ MDSE มีลักษณะการเปลี่ยนแปลงตามความเร็วรอบแบบ โร้มิติแบบเดียวกันกับ HDSE คือ การสูญเสียทางกลแบบโร้มิติมีค่าเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบอย่างเป็นเส้นตรงแสดงดังรูปที่ 3-13 ซึ่งมีผลทำให้การสูญเสียทางกลของ HDSE และ MDSE มีค่ามากกว่าการสูญเสียทางกลของ LDSE อย่างมากที่ความเร็วรอบสูง สำหรับผลการเปรียบเทียบ ประสิทธิภาพ บ่งชี้แสดงดังรูปที่ 3-14 จากรูปแสดงเห็นได้ว่า ค่าประสิทธิภาพบ่งชี้ของ MDSE จะอยู่กึ่งกลางระหว่าง HDSE และ LDSE ซึ่งสอดคล้องกับประสิทธิภาพทางทฤษฎี (Carnot efficiency) ที่ได้จากการประเมินด้วยสัดส่วนของอุณหภูมิการทำงาน นอกจากนี้ ค่าประสิทธิภาพบ่งชี้ของ MDSE ยังมีค่าใกล้เคียงกับค่าประสิทธิภาพบ่งชี้ของ HDSE อีกด้วย แสดงให้เห็นว่า MDSE ซึ่งใช้วัสดุที่มีราคาถูกลงและหาได้ง่ายในท้องตลาด มีความคุ้มค่าในการผลิตและใช้งาน เนื่องจาก MDSE ใช้ต้นทุนในการผลิตที่ต่ำกว่า HDSE มากแต่มีประสิทธิภาพการทำงานใกล้เคียงกัน



รูปที่ 3-12 ความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์แบบโร้มิติเปรียบเทียบกับความเร็วรอบ



รูปที่ 3-13 การสูญเสียทางกลแบบโร้มิติเทียบกับความเร็วรอบแบบโร้มิติ



รูปที่ 3-14 ประสิทธิภาพ indicated แบบไร้มิติเปรียบเทียบกับความเร็วรอบ

ผลของการเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ระดับผลต่างอุณหภูมิต่างๆกัน ช่างต้น แสดงให้เห็นถึงข้อจำกัดในวิธีการเปรียบเทียบของ Iwamoto, S. คือ วิธีการเปรียบเทียบดังกล่าวไม่ได้คำนึงถึงผลของระดับความดันที่แตกต่างกันในแต่ละเครื่องยนต์ที่ใช้ในการเปรียบเทียบ ซึ่งจะกล่าวถึงข้อจำกัดดังกล่าวและแนวทางการปรับปรุงวิธีการเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์ที่มีผลต่างอุณหภูมิแตกต่างกันโดยละเอียดในหัวข้อถัดไป

3.5 แนวการปรับปรุงวิธีการเปรียบเทียบการสูญเสียโดยใช้แนวคิดของ Prieto J.L

3.5.1 ปัญหาที่พบสำหรับวิธีการของ Iwamoto, S.

ผลของการเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ระดับผลต่างอุณหภูมิต่างๆ ด้วยวิธีการของ Iwamoto, S. แสดงให้เห็นถึงข้อจำกัดใน วิธีการเปรียบเทียบดังกล่าว คือ วิธีการของ Iwamoto, S. ไม่ได้คำนึงถึงผลของระดับความดันภายในเครื่องยนต์แต่ละผลต่างอุณหภูมิที่นำมาใช้ในการเปรียบเทียบการสูญเสีย ซึ่งสามารถเห็นได้จากค่าการสูญเสียทางกลแบบไร้มิติของแต่ละเครื่องยนต์ที่ใช้เปรียบเทียบ จากผลการเปรียบเทียบพบว่าการสูญเสียทางกลแบบไร้มิติของ MDSE จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้นเหมือนกับ HDSE แต่จะมีค่าตัวเลขการสูญเสียทางกลแบบไร้มิติใกล้เคียงกับ LDSE ซึ่งเป็นผลมาจากค่าการสูญเสียทางกลของ MDSE และ LDSE ถูกประเมินที่ระดับความดัน 1 bar ในขณะที่ค่าการสูญเสียทางกลของ HDSE ถูกประเมินที่ระดับความดัน 8 bar จากสมการ

$$L_m = L_i - L_s \quad (3.13)$$

ทำให้ค่าตัวเลขการสูญเสียทางกลของ MDSE และ LDSE มีค่าใกล้เคียงกัน สำหรับสมการข้างต้น ได้ละทิ้งผลของการสูญเสีย เนื่องจาก ความดันภายใน ปริมาตรห้องเครื่อง เนื่องจากการสูญเสียดังกล่าวมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์ นอกจากนี้ Hirata, K. [21] ยังแสดงให้เห็นถึงการเพิ่มขึ้นของการสูญเสียทางกลเมื่อระดับความดันของเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้น ดังนั้นวิธีการเปรียบเทียบตามแนวคิดของ Iwamoto จึงมีข้อจำกัดในเรื่องของระดับความดันของแต่ละเครื่องยนต์ที่นำมาเปรียบเทียบควรมีค่าเท่ากัน จากปัญหาดังกล่าวข้างต้นทำให้เล็งเห็นถึงแนวทางการทำให้กำลังและการสูญเสียเป็นตัวแปรไร้มิติของ Prieto, J.L. [22] ที่ได้ตัดผลของระดับความดันภายในเครื่องยนต์ที่แตกต่างกันออกไป เพื่อใช้ในการเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีผลต่างอุณหภูมิแตกต่างกัน

3.5.2 วิธีการแปรค่ากำลังและการสูญเสียเป็นตัวแปรไร้มิติ

Prieto, J.L. ได้เสนอวิธีการแปรค่ากำลังและการสูญเสียเป็นตัวแปรไร้มิติโดยคำนวณจากสมการ

$$L^* = \frac{L}{P_m V_E (n_s/60)} \quad (3.14)$$

และ

$$M = \frac{(n_s/60) V_{sw}^{(1/3)}}{\sqrt{RT_c}} \quad (3.15)$$

เมื่อ L^* คือ ค่ากำลังและการสูญเสียแบบไร้มิติ , L คือ ค่ากำลังและการสูญเสีย , M คือ Mach number, P_m คือ ความดันของสารทำงานของเครื่องยนต์ (Pa), V_E คือ ปริมาตรด้านขยายตัว (cm^3) และ n_s คือ ความเร็วรอบ (rpm) R คือ ค่าคงที่ของก๊าซ และ T_c คือ อุณหภูมิฝั่งเย็น ($^{\circ}\text{K}$) ซึ่ง Prieto J.L นำเสนอรูปแบบสมการเพื่อทำนายค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากสมการ

$$\zeta_{pred} = \zeta_{o,numr} - \Phi_{numr} M_{numr} \quad (3.16)$$

เมื่อ ζ_{pred} คือ ค่าทำนายกำลังบ่งชี้แบบไร้มิติ , $\zeta_{o,numr}$ คือ ค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal, Φ_{numr} คือ ค่าคงที่การสูญเสียจากการคำนวณด้วยวิธีเชิงตัวเลข และ M_{numr} คือ Mach number จากการคำนวณด้วยวิธีเชิงตัวเลข สมการที่ใช้ ทำนายค่ากำลังบ่งชี้ข้างต้นถูกใช้ในการทำนายค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มี โครงสร้างเครื่องยนต์, สารทำงาน, ผลต่างของอุณหภูมิ และระดับความดันที่แตกต่างกัน ซึ่งผลการทำนายที่ได้นั้นสอดคล้องกับผลที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์

ในงานวิจัยของ Prieto, J.L. [24] ค่า $\zeta_{o,numr}$ และ Φ_{numr} เป็นค่าได้จากการคำนวณด้วยแบบจำลองเฉพาะที่ถูกพัฒนาขึ้น แต่ผลการทำนาย ค่า ζ_{pred} ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีลักษณะโครงสร้างและเงื่อนไขในการทำงานที่แตกต่างกัน แสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ของค่ากำลังบ่งชี้สูงสุดแบบไร้มิติจริงที่ได้จากการทำนาย ($\zeta_{max,pred}$) กับ ค่า $\zeta_{o,numr}$ และความสัมพันธ์ของ Mach number ที่ค่ากำลังบ่งชี้สูงสุดที่ได้จากการทำนาย ($M_{max@pred}$) กับ $\zeta_{o,numr}$ และ Φ_{numr} ดังสมการความสัมพันธ์

$$\zeta_{max,pred} = \frac{\zeta_{o,numr}}{2} \quad (3.17)$$

และ

$$M_{max@pred} = \frac{\zeta_{o,numr}}{2\Phi_{numr}} \quad (3.18)$$

นอกจากนี้ Prieto, J.L. ยังแสดงให้เห็นถึง ค่ากำลังบ่งชี้สูงสุดแบบไร้มิติจริง ที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ ($\zeta_{max,expr}$), Φ_{numr} และ Mach number ที่ค่ากำลังบ่งชี้สูงสุดที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ ($M_{max,expr}$) ของเครื่องยนต์ที่มีลักษณะโครงสร้างและเงื่อนไขในการทำงานที่แตกต่างกัน แสดงดังตารางที่ 3-3

ตารางที่ 3-3 ค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติ, ค่ากำลังบ่งชี้สูงสุดแบบไร้มิติจริง, โครงสร้างและเงื่อนไขการทำงานของเครื่องยนต์แต่ละชนิด [23]

	GPU3	Parafin candle	Ecoboy	P-40
ชนิด	เบต้า	แกมม่า	แกมม่า	แอลฟา
สารทำงาน	ฮีเลียม	อากาศ	ไนโตรเจน	ฮีเลียม
อุณหภูมิผนังร้อน (°C)	704	160	430	750
ปริมาตรกวาด (cm ³)	120.8	13.8	81.4	95X4
$\zeta_{max,expr}$	0.156	0.066	0.057	0.092
$\zeta_{o,numr}$	0.314	0.131	0.114	0.183
$M_{max,expr}$	0.0034	0.0007	0.0044	0.0037

ค่า $\zeta_{max,expr}$ และ $\zeta_{o,numr}$ ในตารางข้างต้น แสดงให้เห็นถึงความสอดคล้องกันกับความสัมพันธ์ในสมการที่ 3.17 และ 3.18 โดยที่ HDSE คือ GPU-3 และ P-40, MDSE คือ Ecoboy และ LDSE คือ Parafin candle เนื่องจาก $\zeta_{max,expr}$ และ $\zeta_{max,pred}$ มีค่าใกล้เคียงกัน

แต่การนำสมการและความสัมพันธ์ดังกล่าวข้างต้นมาใช้เปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์ที่มีผลต่างอุณหภูมิแตกต่างกันไม่สามารถทำได้โดยตรง เนื่องจากข้อมูลที่จะนำมาใช้เปรียบเทียบเป็นข้อมูลที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ไม่ใช่ข้อมูลที่ได้จากการทำนาย จึงไม่สามารถใช้ $\zeta_{o,numr}$ ได้ นอกจากนี้ไม่สามารถหาค่า Φ_{numr} ซึ่งใช้วิธีเชิงตัวเลขในการคำนวณได้ ดังนั้นค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติ และค่าคงที่การสูญเสียของค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติ สำหรับใช้เปรียบเทียบการสูญเสียจะคำนวณได้จากสมการ

$$\zeta_{o,estm} = 2 \zeta_{max,expr} \quad (3.19)$$

และ

$$\Phi_{estm} = \frac{\zeta_{o,estm}}{2M_{max,expr}} \quad (3.20)$$

เมื่อ $\zeta_{o,estm}$ คือ ค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติ ที่ได้จากการประเมิน, Φ_{estm} คือค่าคงที่การสูญเสียของค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติที่ได้จากการประเมิน

จากที่กล่าวมาข้างต้น แสดงให้เห็นว่าวิธีการทำให้เป็นตัวแปรไร้มิติและสมการดังกล่าวข้างต้นสามารถนำมาใช้ในการเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงและต่ำได้ นอกจากนี้เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของค่า $\zeta_{o,numr}$ ที่ได้จากรีเชิงตัวเลขจะใช้ข้อมูลที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์มาคำนวณค่า $\zeta_{o,estm}$ มาเปรียบเทียบว่ามีความใกล้เคียงกันมากน้อย เพียงใด อีกด้วย

3.6 การเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิแตกต่างกัน

การเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงและต่ำโดยใช้แนวคิดของ Prieto, J.L. [24] จะทำโดยใช้ค่าการสูญเสียของค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติที่ได้จากการประเมิน ($\Phi_{estm} M_{expr}$) เทียบกับ Mach number ที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ (M_{expr}) หารด้วย Mach number ที่ค่ากำลังบ่งชี้สูงสุดที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ ($M_{max,expr}$) ในการเปรียบเทียบการสูญเสีย สำหรับค่า $\Phi_{estm} M_{expr}$ เป็นค่าที่ได้จากผลคูณของค่าคงที่การสูญเสีย ซึ่งคำนวณจากสมการ 3.20 กับ ค่า Mach number ซึ่งคำนวณจากสมการ 3.15 ด้วยความเร็วรอบที่ได้จากผลการทดสอบ แต่ก่อนที่จะเปรียบเทียบ การสูญเสียข้างต้น ผู้วิจัยจะทดสอบวิธีการประเมินการ

สูญเสียว่าเป็นวิธีที่เหมาะสมสำหรับการเปรียบเทียบการสูญเสียหรือไม่ โดยการนำค่า $\zeta_{o,estm}$ ที่ได้จากการคำนวณด้วยสมการ 3.17 หารด้วยค่า $\Phi_{estm} M_{expr}$ จากนั้นทำการเปรียบเทียบค่า $\Phi_{estm} M_{expr} / \zeta_{o,estm}$ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีผลต่างอุณหภูมิต่างกันเทียบกับ $M_{expr} / M_{max,expr}$ ซึ่งผลการเปรียบเทียบค่า $\Phi_{estm} M_{expr} / \zeta_{o,estm}$ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีผลต่างอุณหภูมิต่างกันควรจะมีค่าใกล้เคียงกัน เนื่องจาก การนำ $\zeta_{o,estm}$ มาหาค่า $\Phi_{estm} M_{expr}$ เป็นการตัดผลของโครงสร้างเครื่องยนต์และผลต่างอุณหภูมิต่างกันออกไป

3.6.1 วิธีการเปรียบเทียบการสูญเสีย

วิธีการเปรียบเทียบ การสูญเสีย จะทำโดยนำค่ากำลังบ่งชี้สูงสุดและความเร็วรอบที่ค่ากำลังบ่งชี้สูงสุดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิต่างกันสูง , กลางและต่ำมาทำให้เป็นตัวแปรไร้มิติด้วยสมการที่ 3.14 และ 3.15 ผลที่ได้จะเป็นค่า $\zeta_{max,expr}$ และ $M_{max,expr}$ เพื่อที่จะนำผลที่ได้มาหาค่า $\zeta_{o,estm}$ และ Φ_{estm} จากสมการที่ 3.19 และ 3.20 แต่การคำนวณค่า $\Phi_{estm} M_{expr}$ จากค่า Mach number ที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ (M_{expr}) ไม่สามารถทำได้ เนื่องจาก M_{expr} จะทำให้ $\Phi_{estm} M_{expr}$ เปรียบเสมือนเป็นค่าที่ได้จากการทำนาย ดังนั้นค่า $\Phi_{estm} M_{expr}$ จะคำนวณได้จากสมการ

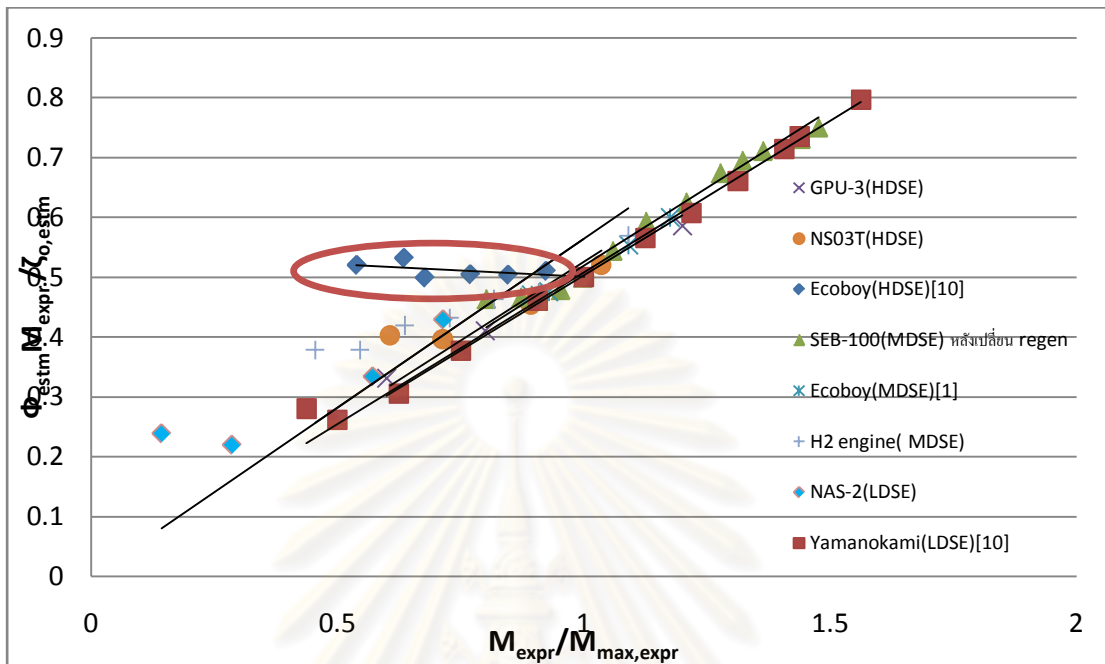
$$\Phi_{estm} M_{expr} = \zeta_{o,estm} - \zeta_{expr} \quad (3.21)$$

เมื่อ ζ_{expr} คือ ค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติ ที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ ในส่วนของความเร็วรอบที่จุดต่างๆ ของการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์จะถูกทำให้เป็นค่า

3.6.2. ผลการเปรียบเทียบการสูญเสีย

ผลการเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิต่างกันกลางกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิต่างกันสูงและต่ำ แสดงดังรูปที่ 3-15 จากรูปแสดงให้เห็นว่า ค่าสัดส่วนของค่าการสูญเสียของกำลังบ่งชี้แบบไร้มิติที่ได้จากการประเมินกับค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมินเทียบกับกำลังบ่งชี้ในอุดมคติ ($\Phi_{estm} M_{expr} / \zeta_{o,estm}$) ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิต่างกันกลางและเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิต่างกันสูงและต่ำมีค่าไม่แตกต่างกัน แสดงให้เห็นว่า วิธีการเปรียบเทียบ การสูญเสียข้างต้น เป็นวิธีการที่เหมาะสมที่จะใช้ในการเปรียบเทียบ เนื่องจากการนำค่า $\zeta_{o,estm}$ หาค่า $\Phi_{estm} M_{expr}$ และการนำค่า $M_{max,expr}$ หาค่า M_{expr} เป็นการตัดผล ของโครงสร้างเครื่องยนต์ ,ผลต่างอุณหภูมิต่างกันและสาร

ทำงานที่แตกต่างกันออกไป ทำให้ค่า $\Phi_{estm} M_{expr} / \zeta_{o,estm}$ เทียบกับ $M_{expr} / M_{max,expr}$ ของเครื่องยนต์ที่มีลักษณะแตกต่างกันมีค่าเท่ากัน

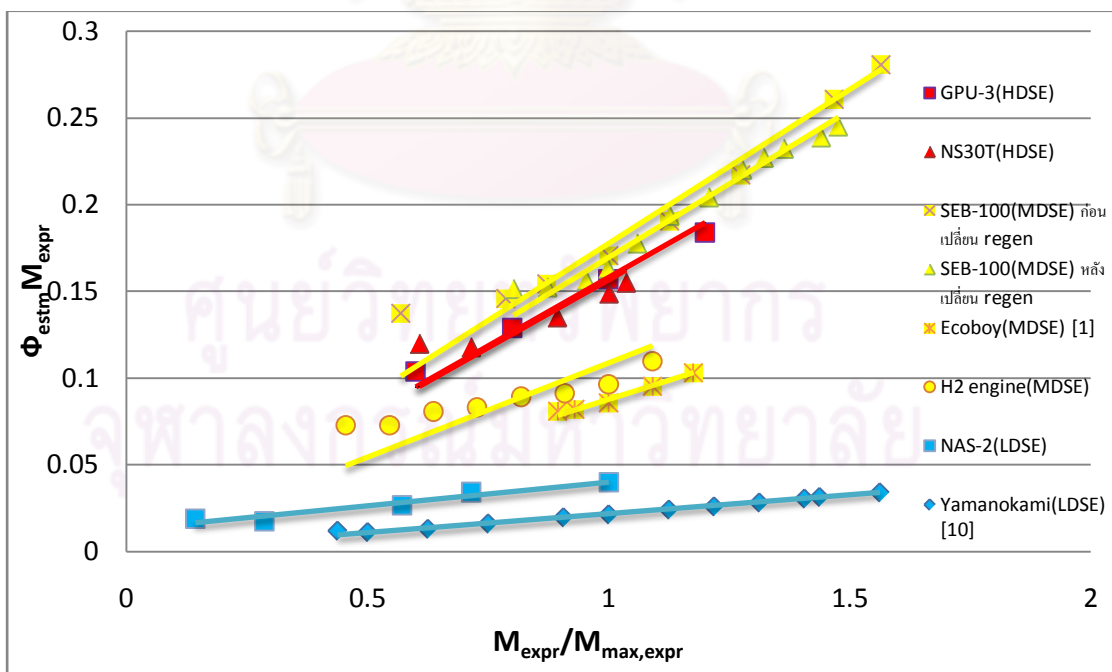


รูปที่ 3-15 ผลการเปรียบเทียบการสูญเสียแบบไร้มิติเทียบกับค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงและต่ำ

ผลการเปรียบเทียบข้างต้น พบว่า ค่า $\Phi_{estm} M_{expr} / \zeta_{o,estm}$ ของเครื่องยนต์ผลต่างอุณหภูมิสูงที่ได้จากงานวิจัยของ Iwamoto, S. ซึ่งแสดงด้วยวงกลมสีแดงในรูปที่ 3.15 จะแตกต่างจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลาง, กลางและต่ำ เนื่องจากค่ากำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงที่ได้จากงานวิจัยของ Iwamoto, S. [10] มีเพียงส่วนหนึ่งของค่ากำลังบ่งชี้ที่ระดับความเร็วรอบต่างๆ ของเครื่องยนต์ซึ่งยังไม่ใช่ค่ากำลังบ่งชี้สูงสุด ทำให้การนำ ค่ากำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงที่ได้จากงานวิจัยของ Iwamoto, S. [11] มาใช้ในการเปรียบเทียบ ค่า $\Phi_{estm} M_{expr} / \zeta_{o,estm}$ ไม่สามารถทำได้ ดังนั้นการนำผลการทดสอบของเครื่องยนต์ต่างๆมาใช้ในการเปรียบเทียบจึงจำเป็นต้องทราบค่ากำลังบ่งชี้สูงสุดของเครื่องยนต์และความเร็วรอบที่กำลังบ่งชี้สูงสุดเพื่อให้สามารถนำผลที่ได้มาใช้นำเสนอได้อย่างถูกต้อง

ผลการเปรียบเทียบ ค่าการสูญเสียของค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติ ที่ได้จากการประเมิน ($\Phi_{estm} M_{expr}$) ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูง ซึ่งแสดงเป็นเส้นสีแดง, ผลต่าง

อุณหภูมิปานกลางซึ่งแสดงเป็นเส้นสีเหลือง และผลต่างอุณหภูมิต่ำซึ่งแสดงเป็นเส้นสีฟ้า แสดงดังรูปที่ 3-16 จากรูปแสดงให้เห็นว่า ค่า $\Phi_{estm} M_{expr}$ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางที่มีอยู่ มีค่าใกล้เคียงกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูง [8,22] ซึ่งถ้ามองในด้านผลต่างอุณหภูมิเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลาง ที่มีอยู่ควรมีค่า $\Phi_{estm} M_{expr}$ ใกล้เคียงกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงผลต่างอุณหภูมิปานกลาง [1,2] ที่มีผลต่างอุณหภูมิใกล้เคียงกัน ซึ่งเมื่อพิจารณาค่าอัตราส่วนของปริมาตรตายทั้งหมดเทียบกับปริมาตรกวาดด้านขยายตัว (V_{dead} / V_{sw}) ของแต่ละเครื่องยนต์พบว่า อัตราส่วนดังกล่าวของเครื่องยนต์อื่นๆที่นำมาเปรียบเทียบ [1,2,8,10,22] จะมีค่ามากกว่า 1 ในขณะที่เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่มีค่า 0.633 ทั้งนี้เพราะ ขณะ ศรีคำ ออกแบบเครื่องยนต์ขึ้นต้นให้อัตราส่วนดังกล่าวมีค่า 1.345 แต่เครื่องยนต์ที่สร้างขึ้นไม่สามารถทำงานได้ ขณะ ศรีคำ จึงตั้งสมมติฐานว่าอาจเป็นผลจากปริมาตรตายของเครื่องยนต์มากเกินไปจึงลดอัตราส่วนดังกล่าวลง แต่ ขณะ ศรีคำ ไม่ได้คำนึงถึงผลของการปรับปรุงครีปของ heater และ cooler ให้สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น ดังนั้นการลดอัตราส่วนดังกล่าวอาจทำให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่มีพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงานไม่เพียงพอทำให้ไม่สามารถนำความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์ไปใช้ในการผลิตกำลังได้อย่างเต็มที่ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่จึงมีการสูญเสียเกิดขึ้นภายในเครื่องยนต์มากกว่าเครื่องยนต์อื่นๆที่ระดับผลต่างอุณหภูมิเดียวกัน



รูปที่ 3-16 การเปลี่ยนแปลงของค่าการสูญเสียของค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติ ($\Phi_{estm} M_{expr}$) เทียบกับ ค่า $M_{expr} / M_{max,expr}$

3.7 การเปรียบเทียบค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมินกับค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal

ค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติในงานวิจัยของ Prieto, J.L. เป็นค่าที่ได้จากการคำนวณด้วยวิธีเชิงตัวเลขโดยใช้การวิเคราะห์แบบ Isothermal แต่งานวิจัยดังกล่าวยังไม่ได้เปรียบเทียบกับค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติ ที่ได้จากการประเมินด้วยผลการทดสอบเพื่อเปรียบเทียบความถูกต้อง จากเหตุผลดังกล่าวข้างต้นจึงเปรียบเทียบค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมิน ($\zeta_{o,estm}$) กับค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal ($\zeta_{o,numr}$) เพื่อเปรียบเทียบผลที่ได้จากการคำนวณด้วยวิธีเชิงตัวเลขว่ามีความใกล้เคียงกับผลที่ได้จากการประเมินด้วยผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์มากน้อยเพียงใด

3.7.1 วิธีการเปรียบเทียบค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมินกับค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal

วิธีการเปรียบเทียบค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมิน ($\zeta_{o,estm}$) กับค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal ($\zeta_{o,numr}$) กระทำโดยนำค่ากำลังบ่งชี้สูงสุดซึ่งได้จากวิธีการประเมินย้อนกลับเพื่อนำไปหาการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางที่มีอยู่มาทำให้เป็นตัวแปรไร้มิติด้วยสมการที่ 3.14 ผลที่ได้จะเป็นค่า $\zeta_{max,expr}$ เพื่อที่จะนำผลที่ได้มาคำนวณค่า $\zeta_{o,estm}$ จากสมการที่ 3.19 สำหรับการคำนวณค่า $\zeta_{o,numr}$ จะทำโดยใช้โปรแกรมของ Urieli.I [25] ในการคำนวณค่ากำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์ โดยใช้การวิเคราะห์แบบ Isothermal ซึ่งเป็นการวิเคราะห์แบบเดียวกันกับที่ใช้ในการคำนวณค่า $\zeta_{o,numr}$ ของ Prieto, J.L. เพื่อที่จะนำค่ากำลังบ่งชี้มาทำให้เป็นตัวแปรไร้มิติด้วยสมการ 3.14 ค่า $\zeta_{o,numr}$ ที่ได้จากการวิจัยดังกล่าวข้างต้น จะนำมาเปรียบเทียบกับ ค่า $\zeta_{o,estm}$ ว่ามีความใกล้เคียงกันมากน้อยเพียงใด โดยทำการเปรียบเทียบที่ 2 ระดับความดันด้วยกัน คือ 5 และ 7 bar สำหรับสาเหตุที่ไม่สามารถเปรียบเทียบที่ระดับความดัน 1 และ 3 bar เนื่องจากที่ระดับความดัน 1 และ 3 bar พบว่าผลการประเมินค่ากำลังบ่งชี้ที่ระดับความดันดังกล่าวไม่สามารถหาค่ากำลังบ่งชี้สูงสุดได้ ทำให้ไม่สามารถนำค่ามาเปรียบเทียบได้เหมือนดังกล่าวในหัวข้อ

3.6.2

3.7.2 ผลการเปรียบเทียบค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมินกับค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal

ผลการเปรียบเทียบค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมิน ($\zeta_{o,estm}$) กับค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal ($\zeta_{o,numr}$) ที่ระดับความดัน 5 และ 7 bar แสดงดังตารางที่ 3-4 จากตารางแสดงให้เห็นว่า ค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมิน ($\zeta_{o,estm}$) กับค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal ($\zeta_{o,numr}$) มีค่าใกล้เคียงกัน ดังนั้น วิธีการคำนวณ ค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal ($\zeta_{o,numr}$) จึงเป็นวิธีการที่มีความถูกต้องค่อนข้างสูง เนื่องจาก ค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal มีค่าใกล้เคียงกับผลที่ได้จากการ ค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมินด้วยผลการทดสอบ

ตารางที่ 3-4 ผลการเปรียบเทียบค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมิน ($\zeta_{o,estm}$) กับค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal ($\zeta_{o,numr}$)

	ความดัน 5 bar	ความดัน 7 bar
$\zeta_{o,estm}$	0.325	0.326
$\zeta_{o,numr}$	0.377	0.377

บทที่ 4

วิธีการปรับปรุงเครื่องยนต์

ผลการประเมินการสูญเสียหลัก ของเครื่องยนต์ในบทที่ 3 แสดงให้เห็นว่า การสูญเสียหลักของเครื่องยนต์คือ ความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์ และการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ แต่การสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ไม่มีผลต่อวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์โดยตรงจึงไม่มีการปรับปรุงเครื่องยนต์เพื่อลดการสูญเสียดังกล่าว สำหรับความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์ซึ่งประกอบไปด้วย การสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อน, การสูญเสียภายใน regenerator และการสูญเสียเนื่องจากการรั่วของก๊าซทำงานที่ลูกสูบกำลัง จะ ปรับปรุงเพียงการสูญเสียภายใน regenerator และการสูญเสียเนื่องจากการรั่วของก๊าซทำงานที่ลูกสูบกำลังเท่านั้น เนื่องจากการปรับปรุงเครื่องยนต์ เพื่อลดการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนจำเป็นต้องมีการปรับปรุงโครงสร้างของเครื่องยนต์ โดยการลดความหนาของผนังในส่วนต่างๆของเครื่องยนต์ แต่การลดความหนาของผนังเครื่องยนต์ จำเป็น ต้องลดระดับความดันที่ใช้งาน ลงเพื่อความปลอดภัยในการใช้งาน ซึ่งกลับยังผลให้กำลังขาออกของเครื่องยนต์ลดลง จากเหตุผลข้างต้น ทำให้ผู้วิจัยไม่ปรับปรุงเครื่องยนต์เพื่อลดการสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อน

การสูญเสียภายใน regenerator เป็นปัจจัยสำคัญที่ทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์ลดลง เนื่องจากการสูญเสียภายใน regenerator ทำให้ผลต่างอุณหภูมิของสารทำงานระหว่าง heater และ cooler ลดลง นอกจากนี้การสูญเสียภายใน regenerator ยังทำให้ค่าความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์และความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์มีค่าเพิ่มขึ้น [20] การลดการสูญเสียภายใน regenerator สามารถทำได้โดย การเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุด ผล การศึกษา [20,25,26] พบว่า ขนาดของตาข่าย และ ค่าความพรุน ของ regenerator เป็นตัวแปรสำคัญในการเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่สุด แต่ยังมีตัวแปรสำคัญอีกตัวหนึ่งคือ ปริมาตรตายสำหรับใส่ regenerator เนื่องจาก ปริมาตรตายของเครื่องยนต์มีผลต่อค่า compression ratio ของเครื่องยนต์ ซึ่งมีผลต่อค่ากำลังบ่งชี้ที่ได้ และมีผลต่อปริมาตรของ regenerator ที่สามารถใส่ไว้ในปริมาตรตายขนาดนั้นๆอีกด้วย ดังนั้นการลดการสูญเสียภายใน regenerator ในงานวิจัยนี้จะใช้การทดสอบหาลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุด จากลักษณะจำเพาะ 3 ชนิด คือ ค่าความพรุน, ขนาดตาข่าย และปริมาตรตาย โดยใช้วิธีการเลือกลักษณะจำเพาะที่เหมาะสมที่สุดของ Taguchi [27] ซึ่งจะกล่าวถึงวิธีการดังกล่าวอย่างละเอียดในหัวข้อถัดไป นอกจากนี้ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อเลือกลักษณะเฉพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุดแล้ว จะนำมาใช้ในการคำนวณ ค่ากำลังบ่งชี้

แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมิน ($Z_{o,estm}$) และค่าการสูญเสียของค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติที่ได้จากการประเมิน ($\Phi_{estm} M_{expr}$) เทียบกับ Mach number ที่ค่ากำลังบ่งชี้สูงที่สุดที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ ($M_{max,expr}$) ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงก่อนและหลังเลือก regenerator ให้เหมาะสมที่สุด เพื่อใช้วิเคราะห์สาเหตุของสมรรถนะที่เปลี่ยนแปลงไปจากเดิม

ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เบื้องต้นในบทที่ 3 แสดงให้เห็นว่า กำลังขาออกสูงสุดของเครื่องยนต์ลดลงทุกครั้งที่ทำการทดสอบ ณ เงื่อนไขในการทดสอบเดียวกัน ซึ่งอาจเป็นผลจากการสึกหรอของแหวนลูกสูบกำลังทำให้เกิดการรั่วของสารทำงานจาก compression space มายังปริมาตรห้องเครื่อง การลดการสูญเสียเนื่องจากการรั่วของสารทำงานที่ลูกสูบกำลัง สามารถทำได้โดยเปลี่ยนวัสดุที่ใช้ทำแหวนลูกสูบกำลัง เนื่องจาก แหวนลูกสูบกำลังที่ผลิตจาก Teflon มีการสึกหรอสูง ดังนั้นการลดการสูญเสียดังกล่าวจึงมุ่งเน้นไปในส่วนของการหาวัสดุที่จะนำมาใช้แทน Teflon เพื่อลดการสึกหรอดังกล่าว

การปรับปรุงเครื่องยนต์ข้างต้นน่าจะทำให้สมรรถนะของเครื่องยนต์สูงขึ้นในระดับหนึ่ง อีกวิธีหนึ่งที่สามารถเพิ่มสมรรถนะเครื่องยนต์ได้ คือ การเปลี่ยนชนิดของสารทำงานที่ใช้ในเครื่องยนต์ [1,15,17,26] งานวิจัยของ Koichi Hirata [1] ได้ทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์โดยใช้ไนโตรเจน และ ฮีเลียม เป็นสารทำงาน ผลการทดสอบพบว่า เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานมีสมรรถนะสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้ไนโตรเจนเป็นสารทำงาน 32% นอกจากนี้ Eldesouki Eid [26] ได้ทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์โดยเปลี่ยนสารทำงานด้วยกันทั้งหมด 4 ชนิดคือ อากาศ , ไนโตรเจน, ฮีเลียม และไฮโดรเจน ผลการทดสอบแสดงให้เห็นว่า ไฮโดรเจนสามารถผลิตกำลังขาออกได้สูงสุด รองลงมาคือ ฮีเลียม อากาศ และไนโตรเจนตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบกำลังขาออกของแต่ละสารทำงานแล้วพบว่า ไฮโดรเจนและฮีเลียมสามารถให้กำลังขาออกสูงสุดได้มากกว่า อากาศ และ ไนโตรเจน ถึง 20 เท่า และ 10 เท่าตามลำดับ ผลการวิจัยดังกล่าวข้างต้นแสดงให้เห็นว่าการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องยนต์ให้สูงขึ้นสามารถทำได้ โดยการเปลี่ยนสารทำงาน เนื่องจากเครื่องยนต์ที่มีอยู่ใช้อากาศเป็นสารทำงาน ซึ่งเป็นสารทำงานที่มีประสิทธิภาพต่ำที่สุด สำหรับใช้ภายในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ดังนั้นการปรับปรุงเครื่องยนต์เพิ่มเติมหลังจากเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุดและเปลี่ยนแหวนลูกสูบกำลังแล้ว จะเปลี่ยนสารทำงานของเครื่องยนต์ ซึ่งจะกล่าวโดยละเอียดต่อไป

4.1 วิธีการเลือก regenerator ให้เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีของ Taguchi

regenerator เป็นส่วนสำคัญที่ทำให้ค่ากำลังปั๊มที่มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจาก regenerator เปรียบเสมือนเป็นตัวรับความร้อนจากสารทำงาน ในช่วงที่สารทำงานไหลจาก heater ไปยัง cooler เพื่อลดอุณหภูมิของสารทำงานก่อนที่สารทำงานจะไหลผ่าน cooler ไปยัง compression space ทำให้ compression power มีค่าลดลง และเป็นตัวคายความร้อนให้สารทำงาน ในช่วงที่สารทำงานไหลจาก cooler ไปยัง heater เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของสารทำงานก่อนที่สารทำงานจะไหลจาก heater ไปยัง expansion space ทำให้ expansion power มีค่าเพิ่มขึ้น จากที่กล่าวมาข้างต้นจะเห็นได้ว่า regenerator เป็นส่วนสำคัญที่ทำให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถใช้ความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้น ถึงแม้ว่าการใช้ regenerator จะมีข้อดีดังที่กล่าวข้างต้น แต่ regenerator ก็มีข้อเสียเช่นกันคือ ทำให้เกิดการสูญเสีย เนื่องจาก ความดันภายในเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องยนต์มากขึ้น ดังนั้นการเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุดจึงเป็นสิ่งจำเป็น ซึ่งในงานวิจัยนี้ regenerator ที่ใช้ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่ยังไม่ได้ผ่านการเลือก ลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุด ดังนั้นการเลือก regenerator ให้เหมาะสมที่สุด จะทำโดยใช้วิธีการทำให้เหมาะสมที่สุดของ taguchi ซึ่งเป็นวิธีที่ช่วยลดเวลาและค่าใช้จ่ายที่ใช้ในการจัดชุดทดสอบ

วิธีการ เลือกลักษณะจำเพาะให้เหมาะสมที่สุดของ Taguchi เป็นวิธีที่ใช้แพร่หลายในงานอุตสาหกรรมเพื่อใช้ในการทำให้ตัวแปรต่างๆ มีลักษณะจำเพาะเหมาะสม ที่สุด โดยใช้จำนวนการทดสอบน้อยที่สุด วิธีการทำให้เหมาะสมที่สุดของ Taguchi จะใช้ตาราง orthogonal arrays ช่วยจัดความสัมพันธ์ของลักษณะจำเพาะของตัวแปรแต่ละตัวที่ควรเปลี่ยนไปในแต่ละการทดสอบ ให้เหมาะสม ซึ่งถือว่าเป็นข้อดี เนื่องจากช่วยลดจำนวนการทดสอบและเวลาที่ต้อง ใช้ทดสอบไปได้มาก เมื่อเทียบกับการทำให้เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีดั้งเดิม ยกตัวอย่างเช่น การทดสอบหนึ่งมีตัวแปรสำคัญ 4 ตัวแปร โดยแต่ละตัวแปรจะมีลักษณะจำเพาะ 3 ระดับ ถ้าต้องการหาลักษณะจำเพาะของตัวแปรซึ่งให้ output สูงสุด จะต้องทำการทดสอบทั้งหมด 3^4 การทดสอบเพื่อให้ได้ลักษณะจำเพาะของแต่ละตัวแปรที่เหมาะสมที่สุด แต่วิธีการ เลือกลักษณะจำเพาะให้ เหมาะสมที่สุดของ taguchi นั้นจะช่วยลดจำนวนการทดสอบข้างต้นลง โดยการเปิดตาราง array selector ซึ่ง taguchi ได้ทำการทดสอบหาความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปร , ลักษณะจำเพาะของตัวแปร และ จำนวนการทดสอบที่จำเป็นใช้ในการทำให้เหมาะสมที่สุด ซึ่งในกรณีข้างต้นเมื่อเปิดตาราง array selector แล้วจะพบว่า ได้ตาราง Orthogonal array L9 แสดงดังตารางที่ 4-1

ตารางที่ 4-1 ตาราง Orthogonal array L9

การทดสอบ ที่	ตัวแปร 1 (P1)	ตัวแปร 2 (P2)	ตัวแปร 3 (P3)	ตัวแปร 4 (P4)
1	L1	L1	L1	L1
2	L1	L2	L2	L2
3	L1	L3	L3	L3
4	L2	L1	L2	3
5	L2	L2	3	L1
6	L2	L3	L1	L2
7	L3	L1	L3	L2
8	L3	L2	L1	L3
9	L3	L3	L2	L1

เมื่อ ค่า L1,L2 และ L3 ในตารางข้างต้น หมายถึงระดับลักษณะจำเพาะของตัวแปรที่ทดสอบ หลังจากได้จำนวนการทดสอบและความสัมพันธ์ของลักษณะจำเพาะของตัวแปรแล้ว ผลการทดสอบที่ได้จะนำไปหาลักษณะจำเพาะที่เหมาะสมที่สุดของตัวแปร แต่ละตัว จากสมการ ideal function ที่ใช้วิธีการ least square ในการหาค่า β ที่ให้ค่า output สูงสุด [27] โดยมีวิธีการ ดังนี้คือ เขียนความสัมพันธ์ระหว่าง input(m) และ output(y) ให้อยู่ในรูปสมการ

$$y_{ij} = \beta x_i \quad (4.1)$$

โดยที่ y คือ output ของสมการ ideal function, β คือ ค่าคงที่ของสมการ ideal function และ x คือ input ของสมการ ideal function $i = 1, \dots, k$ เมื่อ $k =$ จำนวนข้อมูล และ $j = 1, \dots, r_o$ เมื่อ $r_o =$ จำนวนการทดสอบซ้ำ จากนั้นวิเคราะห์สมการ ideal function ข้างต้นด้วยวิธีการ least square ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการผลรวมยกกำลัง 2 ได้ดังสมการ

$$SS_v = \sum_i \sum_j (y_{i,j} - \beta x_i)^2 \quad (4.2)$$

ซึ่งค่า β ที่มีค่ามากที่สุดสามารถหาได้จากการหาอนุพันธ์ของสมการผลรวมยกกำลัง 2 แสดงดังสมการ

$$dSS_v/d\beta = -2 \sum_i \sum_j x_i (y_{i,j} - \beta x_i) = 0 \quad (4.3)$$

สมการอนุพันธ์ผลรวมยกกำลัง 2 ข้างต้นสามารถเขียนสมการในรูปของ β ได้ดังสมการ

$$\beta = (\sum_i \sum_j x_i y_{i,j}) / r_o \sum_i x_i^2 \quad (4.4)$$

นำค่า β ที่ได้มาหาค่าเฉลี่ย และเปรียบเทียบกันในแต่ละลักษณะจำเพาะของตัวแปรโดยมีวิธีการเปรียบเทียบแสดงดังตารางที่ 4-2

ตารางที่ 4-2 วิธีการเปรียบเทียบลักษณะจำเพาะของตัวแปร

C/F			control factor setting									
P 1	P 2	P 3	β	P1,L1	P1,L2	P1,L3	P2,L1	P2,L2	P2,L3	P3,L1	P3,L2	P3,L3
L 1	L 1	L 1	B ₁	B ₁	0	0	B ₁	0	0	B ₁	0	0
L 1	L 2	L 2	B ₂	B ₂	0	0	0	B ₂	0	0	B ₂	0
L 1	L 3	L 3	B ₃	B ₃	0	0	0	0	B ₃	0	0	B ₃
L 2	L 1	L 2	B ₄	0	B ₄	0	B ₄	0	0	0	B ₄	0
L 2	L 2	L 3	B ₅	0	B ₅	0	0	B ₅	0	0	0	B ₅
L 2	L 3	L 1	B ₆	0	B ₆	0	0	0	B ₆	B ₆	0	0
L 3	L 1	L 3	B ₇	0	0	B ₇	B ₇	0	0	0	0	B ₇
L 3	L 2	L 1	B ₈	0	0	B ₈	0	B ₈	0	B ₈	0	0
L 3	L 3	L 2	B ₉	0	0	B ₉	0	0	B ₉	0	B ₉	0
avg			B _{P1,L1}	B _{P1,L2}	B _{P1,L3}	B _{P2,L1}	B _{P2,L2}	B _{P2,L3}	B _{P3,L1}	B _{P3,L2}	B _{P3,L3}	

ลักษณะจำเพาะของตัวแปรที่มีค่าเฉลี่ยของ β มากที่สุดจะเป็นลักษณะจำเพาะที่เหมาะสมที่สุดในการใช้ regenerator นอกจากนี้ตัวแปรที่มีผลต่อการทดสอบมากที่สุดสามารถหาได้จาก ค่าผลต่างสูงสุดและต่ำสุดของ S/N ratio ซึ่งค่า S/N ratio สามารถคำนวณได้จากสมการ [28]

$$SN_i = 10 \log \frac{\bar{y}_i^2}{s_i^2} \quad (4.5)$$

เมื่อ $\bar{y}_i^2 = \frac{1}{N_i} \sum_{u=1}^{N_i} y_{i,u}$, $s_i^2 = \frac{1}{N_i-1} \sum_{u=1}^{N_i} (y_{i,u} - \bar{y}_i)^2$, i คือ การทดสอบที่เท่าไร , u คือ จำนวนนับครั้งแรก และ N_i คือ ครั้งที่ทำการทดสอบซ้ำ

4.1.1 วิธีการทดสอบ

การเลือก regenerator ให้เหมาะสมที่สุดในงานวิจัยนี้จะใช้ตัวแปรด้วยกันทั้งหมด 3 ชนิด และ มีการแบ่งลักษณะจำเพาะของตัวแปรเป็น 3 ระดับ แสดงดังตารางที่ 4-3

ตารางที่ 4-3 ตารางลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่ใช้ในการทดสอบ

ลักษณะจำเพาะ	1	2	3
ตัวแปร			
ขนาดตาข่าย	40(D= 0.213 mm)	80(D= 0.152 mm)	120(D= 0.091 mm)
ปริมาตรตายของ regenerator, V_o (cm ³)	17.902	39.147	55.238
ค่าความพรุน, \emptyset	0.7	0.8	0.9

จำนวนชนิดของตัวแปรและระดับของลักษณะจำเพาะในตารางข้างต้น จะถูกนำไปใช้ในการเลือก orthogonal array จากตาราง array selector ซึ่งได้ผลเป็นตาราง orthogonal array L9 ที่ใช้ในการทดสอบแสดงดังตารางที่ 4-4

ตารางที่ 4-4 ตาราง orthogonal array สำหรับใช้ในการทดสอบ

จำนวนการทดสอบ	ขนาดตาข่าย	V_o (cm ³)	\emptyset	V_{regen}^* (cm ³)
1	40(D= 0.213 mm)	17.901	0.7	(5.371)
2	40(D= 0.213 mm)	39.147	0.8	(7.829)
3	40(D= 0.213 mm)	55.238	0.9	(5.524๗)
4	80(D= 0.152 mm)	17.901	0.8	(3.581)
5	80(D= 0.152 mm)	39.147	0.9	(3.915)
6	80(D= 0.152 mm)	55.238	0.7	(16.572)
7	120(D= 0.091 mm)	17.9017	0.9	(1.790)
8	120(D= 0.091 mm)	39.1474	0.7	(11.744)
9	120(D= 0.091 mm)	55.238	0.8	(11.047)

* ค่าปริมาตรวัสดุ regenerator (V_{regen}) ที่ได้จากการคำนวณด้วยสมการ 4.6 ซึ่งจะนำไปใช้คำนวณน้ำหนักของ regenerator ต่อไป

โดยที่ค่าปริมาตรวัสดุ regenerator (V_{regen}) ที่ลักษณะจำเพาะของ ค่าความพรุน (\emptyset) และ ปริมาตรตายของ regenerator (V_o) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$V_{regen} = V_o - \emptyset V_o \quad (4.6)$$

เมื่อ V_0 คือ ปริมาตรตาย ของ regenerator, V_{regen} คือ ปริมาตร วัสดุ regenerator และ ϕ คือ ค่า ความพรุน จากนั้น ค่าปริมาตรวัสดุ regenerator (V_{regen}) จะใช้ในการคำนวณน้ำหนัก ของ regenerator (m_{regen}) จากสมการ

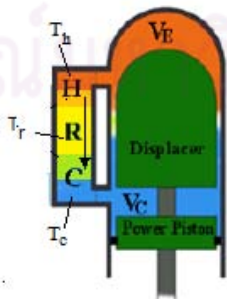
$$m_{regen} = \rho_{regen} V_{regen} \quad (4.7)$$

เมื่อ ρ_{regen} คือ ความหนาแน่นของ สแตนเลส 304 ซึ่งมีค่า 8.03 g/cm^3 น้ำหนัก ของ regenerator (m_{regen}) ที่ได้จากการคำนวณด้วยสมการข้างต้น จะนำไปใช้ในการชั่งน้ำหนักของ ตาข่ายสแตนเลสที่ใช้ทำ regenerator เพื่อให้ได้ค่าความพรุนที่สอดคล้องกับปริมาตรตายนั้นๆ ซึ่ง ผลการคำนวณปริมาตรและน้ำหนักของ regenerator แสดงดังตารางที่ 4-5

ตารางที่ 4-5 ผลการคำนวณปริมาตรและน้ำหนักของ regenerator

V_0 (cm ³)	V_{regen} (cm ³)			m_{regen} (g)		
	$\phi=0.7$	$\phi=0.8$	$\phi=0.9$	$\phi=0.7$	$\phi=0.8$	$\phi=0.90$
17.902	5.371	3.581	1.790	43.125	28.750	14.375
39.147	11.744	7.829	3.915	94.306	62.871	31.435
55.238	16.572	11.047	5.524	133.070	88.714	44.356

สมการ ideal function ที่จะใช้ในการเปรียบเทียบลักษณะเฉพาะแต่ละแบบของตัวแปร นั้น ideal function ที่เหมาะสมควรจะเป็นความสัมพันธ์ระหว่าง input และ output ที่ได้รับ ผลกระทบของการเปลี่ยนขนาดตาข่าย regenerator, ค่าความพรุน และ ปริมาตรตาย เพียง เท่านั้น ดังนั้น ideal function ที่ควรจะเป็นคือ ผลต่างระหว่างอุณหภูมิอากาศที่ heater (T_h) และ อุณหภูมิอากาศที่ cooler (T_c) กับอุณหภูมิของ regenerator (T_r) ซึ่งอุณหภูมิแต่ละตำแหน่งแสดง ดังรูปที่ 4-1



รูปที่ 4-1 ตำแหน่งอุณหภูมิภายใน Heater, cooler และ regenerator

และมีความสัมพันธ์ดังสมการ

$$T_r - T_c = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_h} (T_h - T_r) \quad (4.8)$$

เมื่อ T_h คือ อุณหภูมิอากาศด้าน heater, T_r คือ อุณหภูมิ regenerator, T_c คือ อุณหภูมิอากาศด้าน cooler, \dot{m}_h คือ อัตราการไหลของอากาศด้าน heater และ \dot{m}_c คือ อัตราการไหลของอากาศด้าน cooler แต่ในความเป็นจริงการวัดค่าอุณหภูมิ regenerator นั้นกระทำได้ยาก ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะใช้สมการ ideal function เป็นความสัมพันธ์ระหว่างกำลังขาออกที่ได้จากเครื่องยนต์กับกำลังไฟฟ้าที่ให้แก่ขดลวดความร้อนแสดงดังสมการ

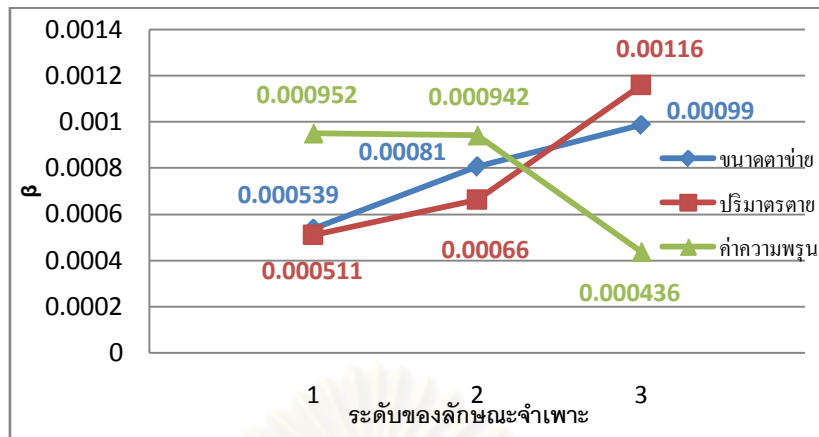
$$I_{rms} V(P.F.) = 2\pi \left(\frac{n_s}{60}\right) T \quad (4.9)$$

เมื่อ I_{rms} คือ กระแส rms, V คือ แรงดันไฟฟ้า, $P.F.$ คือ power factor, n_s คือ ความเร็วรอบ และ T คือ แรงบิด สมการ ideal function ข้างต้นสามารถเขียนให้อยู่ในรูปสำหรับการหาค่า β ได้ดังสมการ

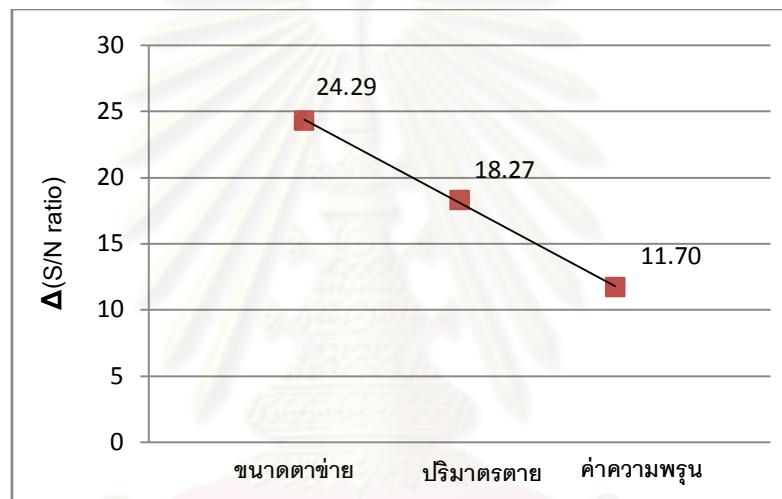
$$\beta = \left(\sum_i \sum_j T_i (I_{rms} V(P.F.))_{i,j} \right) / r_o \sum_i (I_{rms} V(P.F.))_i^2 \quad (4.10)$$

4.1.2 ผลการทดสอบ

ผลการทดสอบพบว่า ค่า β ในแต่ละลักษณะจำเพาะของตัวแปร แสดงดังรูปที่ 4-2 ซึ่งลักษณะจำเพาะที่มีค่า β มากที่สุด ของแต่ละตัวแปรจะเป็นลักษณะจำเพาะที่เหมาะสมที่สุด สำหรับค่า β ที่ได้จากการคำนวณในแต่ละระดับของขนาดตาข่าย คือ 0.000987, สำหรับปริมาตรตาย ค่า β มากที่สุด คือ 0.001159 สำหรับค่าความพรุน ค่า β มากที่สุด คือ 0.000952 ซึ่งค่า β มากที่สุดในแต่ละตัวแปรดังกล่าว แสดงให้เห็นว่า ลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุดของเครื่องยนต์ คือ ตาข่ายขนาด 120, ปริมาตรตายของ regenerator ขนาด 55 cm³ และ ค่าความพรุน 0.7 นอกจากนี้ยังพบว่า ผลการคำนวณค่าผลต่างของ S/N ratio โดยตัวแปรที่มี ค่าผลต่างของ S/N ratio มากที่สุดจะเป็นตัวแปรที่มีผลต่อกำลังขาออกมากที่สุด แสดงดังรูปที่ 4-3 จากรูปแสดงให้ว่าขนาดตาข่ายมีผลต่อกำลังขาออกมากที่สุด



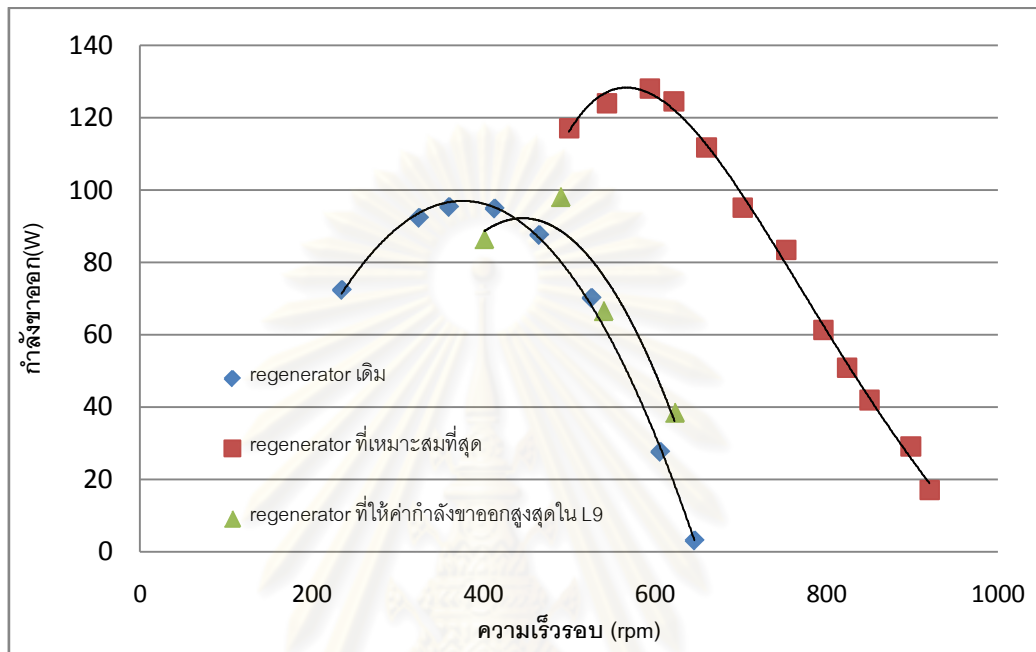
รูปที่ 4-2 ค่า β ในแต่ละระดับของตัวแปร



รูปที่ 4-3 ค่า $\Delta(S/N \text{ ratio})$ ของแต่ละตัวแปร

ผลการทดสอบกำลังขาออกที่ลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุด คือ ตาข่ายขนาด 120, ปริมาตรตายของ regenerator ขนาด 55 cm³ และ ความพรุน 0.7 แต่ในการทดสอบจริงพบว่า สามารถใส่ regenerator ได้ความพรุนเพียง 0.75 เท่านั้น เนื่องจากตาข่ายขนาด 120 มีน้ำหนักเบาจึงจำเป็นต้องใส่จำนวนแผ่นของ wire mesh มาก เพื่อให้ได้น้ำหนักสำหรับที่ใช้ในการทดสอบ จากเหตุผลดังกล่าว ทำให้ในทางปฏิบัติไม่สามารถใส่ regenerator เข้าไปในช่องใส่ regenerator เพื่อให้ความพรุนมีค่า 0.7 ได้ เนื่องจาก regenerator มีความหนาต่อหนึ่งแผ่นมากเกินไป จากปัญหาดังกล่าว การทดสอบจริงจะใช้ความพรุนที่ 0.75 ซึ่งผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์แสดงดังรูปที่ 4-4 จากรูปแสดงให้เห็นว่ากำลังขาออกสูงสุดที่ลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุดมีค่า 128 W ที่ความเร็วรอบ 603 rpm ในขณะที่กำลังขาออกที่ลักษณะจำเพาะของ regenerator เดิม มีค่า 95 W ที่ความเร็วรอบ 360 rpm และลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่ได้ให้กำลังขาออกสูงสุดในตาราง orthogonal array L9 มีค่า 98 W ที่

ความเร็วรอบ 490 rpm แสดงให้เห็นว่าการใช้ regenerator ที่เลือกให้เหมาะสมที่สุดทำให้ลักษณะจำเพาะของเครื่องยนต์เปลี่ยนแปลงไปโดยมีความเร็วรอบเพิ่มขึ้น และทำให้กำลังขาออกสูงสุดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น 35% และประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นจาก 9.4 % เป็น 10.5 %



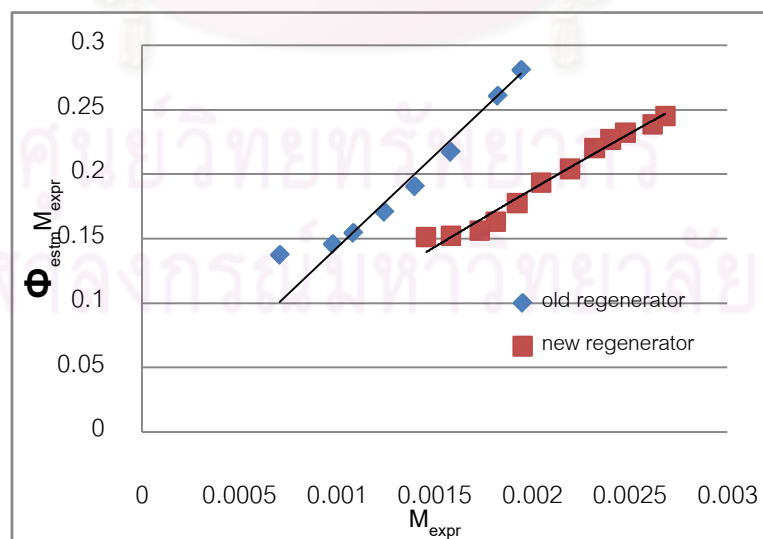
รูปที่ 4-4 กำลังขาออกที่ลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุด

ผลการประเมินค่า β และ $\Delta S/N$ ratio ข้างต้นแสดงให้เห็นว่า ขนาดตาข่าย และปริมาตรตายมีค่าเพิ่มขึ้นค่า β จะเพิ่มขึ้น แต่ค่า β จะลดลงเมื่อค่าความพรุนเพิ่มขึ้น และค่า $\Delta S/N$ ratio แสดงให้เห็นว่าตัวแปรที่มีผลต่อกำลังขาออกมากที่สุด เรียงลำดับจากมากที่สุดไป ยังน้อยที่สุดคือ ขนาดตาข่าย , ปริมาตรตายและค่าความพรุน ตามลำดับ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการเพิ่ม ขนาดตาข่าย , ปริมาตรตาย และการลดความพรุนลงจากที่ใช้ในการเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุดน่าจะทำให้ค่ากำลังขาออกเพิ่มขึ้น แต่ค่า $\Delta S/N$ ratio แสดงให้เห็นว่าขนาดตาข่ายมีผลต่อค่ากำลังขาออกมากที่สุด เมื่อเทียบกับการเพิ่มปริมาตรตายและลดค่าความพรุน ดังนั้น จึงทดสอบสมรรถนะเพิ่มเติมโดยการเพิ่มขนาดตาข่ายจากขนาด 120 เป็นขนาด 150 เพื่อวัดกำลังขาออกว่ามีค่ามากกว่าที่ได้จากการเลือก regenerator เหมาะสมที่สุดหรือไม่ ในส่วนของค่า ปริมาตรและค่าความพรุนใช้ที่ลักษณะจำเพาะเดียวกันกับที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุด ผลการทดสอบพบว่ากำลังขาออกสูงสุด wire mesh ขนาด 150, ปริมาตรตายของ regenerator ขนาด 55 cm³ และ ค่าความพรุน 0.75 มีค่า 40 W ซึ่งมีค่าน้อยกว่าค่ากำลังขาออกสูงสุดที่ได้จากลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่

เหมาะสมที่สุดถึง 220% แสดงให้เห็นว่าผลการเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่ได้จากการเลือก ลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีการของ Taguchi เป็นลักษณะจำเพาะที่เหมาะสมที่สุดแล้ว

การเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีการของ Taguchi ข้างต้นแสดงให้เห็นถึง ระดับที่เหมาะสมในแต่ละลักษณะจำเพาะ และตัวแปรที่มีผลต่อกำลังขาออกมากที่สุด แต่วิธีการดังกล่าวไม่สามารถบอกได้ถึงสาเหตุของการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะเครื่องยนต์ จากที่กล่าวมาข้างต้นทำให้สังเกตเห็นถึงการนำค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมิน ($\zeta_{o,estm}$) และ ค่าการสูญเสียของค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติ ที่ได้จากการประเมิน ($\Phi_{estm} M_{expr}$) มาใช้ในการเปรียบเทียบ ระหว่างก่อนและหลังเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุด เพื่อหาสาเหตุของสมรรถนะที่เพิ่มขึ้นของเครื่องยนต์

ผลการเปรียบเทียบค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมิน ($\zeta_{o,estm}$) ก่อนและหลังเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุดพบว่า ค่า $\zeta_{o,estm}$ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงก่อนและหลังการเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุดมีค่า 0.333 และ 0.326 ซึ่งมีค่าค่อนข้างคงที่ สำหรับผลการเปรียบเทียบ ค่าการสูญเสียของค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติที่ได้จากการประเมิน ($\Phi_{estm} M_{expr}$) เทียบกับ Mach number ที่ค่ากำลังบ่งชี้สูงที่สุดที่ได้จากผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ ($M_{max,expr}$) ก่อนและหลังเลือก regenerator ให้เหมาะสมที่สุด แสดงดังรูปที่ 4-5



รูปที่ 4-5 ผลการเปรียบเทียบค่า $\Phi_{estm} M_{expr}$ เทียบกับ $M_{max,expr}$ ก่อนและหลังเลือก regenerator ให้เหมาะสมที่สุด

จากรูปแสดงให้เห็นว่าค่าความชื้นของ $\Phi_{estm} M_{expr}$ เทียบกับ $M_{max, expr}$ ของเครื่องยนต์หลังเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุดมีค่าลดลง ซึ่งแสดงให้เห็นว่า ค่ากำลังป้อนของเครื่องยนต์เมื่อเลือก regenerator ให้เหมาะสมที่สุดมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าคงที่การสูญเสียภายในวัฏจักรการทำงานมีค่าลดลง 34%

4.2 การเปลี่ยนแหวนลูกสูบกำลัง

แหวนลูกสูบเป็นส่วนสำคัญที่ช่วยป้องกันการรั่วของสารทำงานผ่านช่องว่างระหว่างลูกสูบและกระบอกสูบ ซึ่ง แหวนลูกสูบ ของเครื่องยนต์สันดาปภายในยังทำหน้าที่เป็นตัวกวาดน้ำมันเครื่องเพื่อช่วยลดอุณหภูมิภายในห้องเครื่องยนต์ เนื่องจากการเสียดสีของผนังกระบอกสูบและลูกสูบอีกด้วย วัสดุที่ใช้ทำแหวนลูกสูบของเครื่องยนต์สันดาปภายในโดยส่วนใหญ่จะเป็น cast iron และ steel เนื่องจากวัสดุดังกล่าวมีอัตราการสึกหรอต่ำ ทำให้มีระยะเวลาการใช้งานที่ยาวนาน แต่วัสดุดังกล่าวมีแรงเสียดทานสูง ดังนั้นการใช้งานจำเป็นต้องใช้สารหล่อลื่นเพื่อลดแรงเสียดทานที่เกิดขึ้น เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์ที่ไม่มีระบบหล่อลื่นของเครื่องยนต์ ทำให้การใช้ cast iron และ steel ในการผลิตแหวนลูกสูบเป็นสิ่งที่ไม่เหมาะสม ในอดีตแหวนลูกสูบสำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงใช้วัสดุที่หลากหลายในการผลิต เช่น graphite, Teflon, molybdenum sulphide และอื่นๆ เพื่อหาวัสดุที่มีแรงเสียดทานต่ำและมีการสึกหรอต่ำ จนกระทั่งในปี 1962 ได้มีการนำเสนอวัสดุชนิดหนึ่งเรียกว่า Rulon ซึ่งเป็นวัสดุที่สร้างขึ้นจาก Teflon ผสมกับ glass fibre ซึ่งผลการทดสอบคุณสมบัติของวัสดุพบว่า Rulon มีการสึกหรอที่ต่ำกว่า Teflon แต่มีคุณสมบัติด้านแรงเสียดทานใกล้เคียงกัน ดังนั้นจึงนำวัสดุดังกล่าวมาใช้เป็นวัสดุในการทำแหวนลูกสูบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแทนวัสดุอื่นๆ

ผลการทดสอบเพื่อเปรียบเทียบคุณสมบัติทางด้านแรงเสียดทานและการสึกหรอของ Teflon กับ Rulon LD ซึ่งเป็น Rulon ชนิดหนึ่งของบริษัทผู้ผลิต Dixon Corporation, USA และ Beldam Crossley Ltd, England โดยการทดสอบค่า dynamic coefficient of friction และ PV factor ผลการทดสอบวัสดุทั้ง 2 ชนิดแสดงดังตารางที่ 4.6 เมื่อ PV factor คือ อัตราการสึกหรอของผิวที่เคลื่อนที่แบบสัมผัสกัน ซึ่งจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อมีแรงกดให้หน้าสัมผัสกันมากขึ้นและความเร็วสัมผัสของพื้นผิวทั้ง 2 เพิ่มขึ้น

ตารางที่ 4-6 ผลการทดสอบแรงเสียดทานและการสึกหรอของ virgin PTFE และ Rulon LD ซึ่งทดสอบบน steel [13]

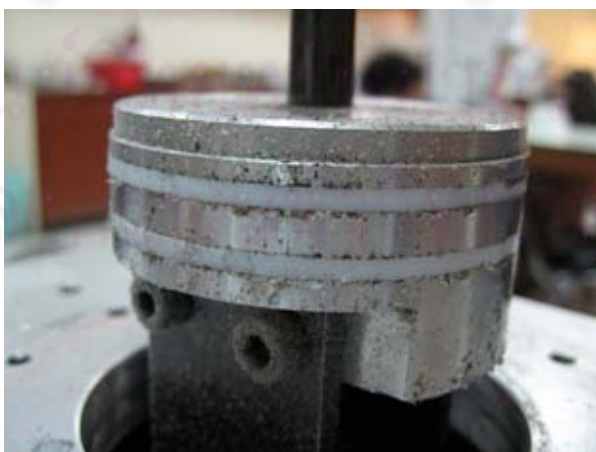
Material	Dynamic coefficient of friction	PV values ^a for continuous dry running
Teflon	0.09-0.21	<1,000
Rulon LD	0.12-0.19	15,000-20,000

^aเมื่อเกิดการสึกหรอของวัสดุไป 0.13 mm ภายในเวลา 1000 ชั่วโมง

จากตารางข้างต้นแสดงให้เห็นว่าค่า Dynamic coefficient of friction ของ Rulon LD มีค่าใกล้เคียงกันกับ Teflon แสดงให้เห็นว่า Rulon LD ยังคงสามารถรักษาคุณสมบัติทางด้านแรงเสียดทานให้เหมือนกับ Teflon ซึ่งถือว่ามีแรงเสียดทานต่ำได้อยู่ สำหรับทางด้านการสึกหรอพบว่าค่า PV ของ Rulon LD มีค่ามากกว่าค่า PV Teflon ถึง 15 -20 เท่า แสดงให้เห็นว่า Rulon LD มีอัตราการสึกหรอน้อยกว่า Teflon มาก

4.2.1 การเปลี่ยนวัสดุของแหวนลูกสูบกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางที่มีอยู่ใช้แหวนลูกสูบกำลังที่ทำจาก Teflon เนื่องจากเป็นวัสดุที่มีแรงเสียดทานต่ำ และสามารถหาได้ง่ายตามท้องตลาด แต่จากการทดสอบสมรรถนะพบว่า กำลังขาออกสูงสุดของเครื่องยนต์จะมีค่าลดลงทุกๆครั้งที่ทำการทดสอบโดยใช้เงื่อนไขในการทดสอบเดียวกัน ซึ่งมีระยะเวลาในการใช้งานเฉลี่ย 10 ชั่วโมง แหวนลูกสูบกำลังที่ใช้งานไป 10 ชั่วโมงแสดงดังรูปที่ 4-6



รูปที่ 4-6 ภาพแหวนลูกสูบกำลังที่ใช้งานไป 10 ชั่วโมง (Teflon)

จากรูปแสดงให้เห็นว่า แหวนลูกสูบกำลังมีการสึกหรอของเกิดขึ้นเนื่องจาก Teflon ซึ่งเป็นวัสดุที่ใช้ผลิตแหวนลูกสูบกำลังติดอยู่ตามลูกสูบกำลังและกลไกการขับเคลื่อนของเครื่องยนต์ ดังนั้นเพื่อลดการสึกหรอดังกล่าวจึง เปลี่ยนวัสดุของแหวนลูกสูบกำลังจาก Teflon ไปเป็น Rulon ชนิดของ Rulon ที่เหมาะสมในการผลิตแหวนลูกสูบกำลังจะมีด้วยกัน 2 ชนิด คือ Rulon AR และ Rulon LR ผลการเปรียบเทียบคุณสมบัติ Rulon ทั้ง 2 ชนิด พบว่าคุณสมบัติ Rulon ทั้ง 2 ชนิดมีความใกล้เคียงกัน แต่ Rulon AR จะสามารถป้องกันการรั่วได้ดีกว่า ในขณะที่ Rulon LR มีการสึกหรอต่ำกว่า [29] ดังนั้นการผลิตแหวนลูกสูบกำลังจะเลือกใช้ Rulon LR เนื่องจากเป็นวัสดุที่สามารถหาได้ และยังสามารถตอบสนองต่อความต้องการดังกล่าวข้างต้น ซึ่งคุณสมบัติของ Rulon LR แสดงไว้ดังตารางที่ 4-7

ตารางที่ 4-7 คุณสมบัติของ Rulon LR

Property	Rulon LR
Density (lb/in ³), (g/cm ³)	0.082, 2.27
Tensile Strength (psi)	1,500
Tensile Elongation at Yield (%)	150
Thermal Conductivity(BTU-in/ft ² -hr-°F) (x 10 ⁻⁴ cal/cm-sec-°C)	2.30, 7.92
dynamic coefficient of friction	0.15-0.25
Maximum PV Rating (psi x ft/min)	10,000
Minimum Operating Temp (°F / °C)	450 / 240

จากตารางแสดงให้เห็นว่า Rulon LR มีค่า PV มากกว่า Teflon 10 เท่า แสดงให้เห็นว่า Rulon LR ควรให้อัตราการสึกหรอน้อยกว่า และมีค่า dynamic coefficient of friction ใกล้เคียงกับ Teflon ทำให้ Rulon LR เป็นวัสดุที่เหมาะสมสำหรับการใช้ในการทำแหวนลูกสูบ กำลัง แหวนลูกสูบกำลังที่ผลิตจากวัสดุ Rulon LR แสดงดังรูปที่ 4-7



รูปที่ 4-7 แหวนลูกสูบกำลังที่ทำจาก LR

การเปลี่ยนวัสดุดังกล่าวข้างต้นน่าจะทำให้สามารถลดอัตราการสึกหรอของแหวนลูกสูบกำลังได้ในระดับหนึ่ง นอกจากนี้เพื่อปรับปรุงแหวนลูกสูบให้สามารถป้องกันการรั่วของก๊าซทำงานได้ดีขึ้นจะทำการเปลี่ยนรูปแบบของรอยตัดเดิมแสดงดังรูปที่ 4-8 ไปเป็นรูปแบบที่สามารถลดการรั่วของก๊าซทำงานได้ดีขึ้น โดยจะทำการศึกษารูปแบบรอยตัดของแหวนลูกสูบที่เหมาะสมต่อไป



รูปที่ 4-8 รูปแบบรอยตัดของแหวนลูกสูบเดิม

การออกแบบ รอยตัดแหวน เพื่อลดการรั่วของก๊าซทำงาน โดยเปลี่ยนรูปแบบรอยตัดของแหวนลูกสูบจากการตัดแบบ Butt cut แสดงดังรูปที่ 4-9 ก. มาเป็นแบบ step cut แสดงดังรูปที่ 4-8 ข. ซึ่งมีประสิทธิภาพในการป้องกันการรั่วได้ดีกว่าแบบ Butt cut ถึงแม้ว่าจะมีวิธีการตัดแบบอื่นที่สามารถป้องกันการรั่วได้ดีกว่านี้เช่น แบบ Quad cut แสดงดังรูปที่ 4-9 ค.[29] แต่ถ้ามองในแง่ของการผลิตนั้นจะพบว่าแบบ step cut จะผลิตได้ง่ายกว่า ดังนั้นจึงเลือกใช้รอยตัดแบบ step cut ในการทำรอยตัดแหวนลูกสูบกำลัง ซึ่งภาพรอยตัดแหวนลูกสูบกำลังที่ผลิตจาก Rulon LR แสดงดังรูปที่ 4-10



ก. Butt cut

ข. Step cut



ค. Quad cut

รูปที่ 4-9 รูปแบบรอยตัดแบบต่างๆ



รูปที่ 4-10 รอยตัดของแหวนลูกสูบกำลังที่ผลิตจาก Rulon LR

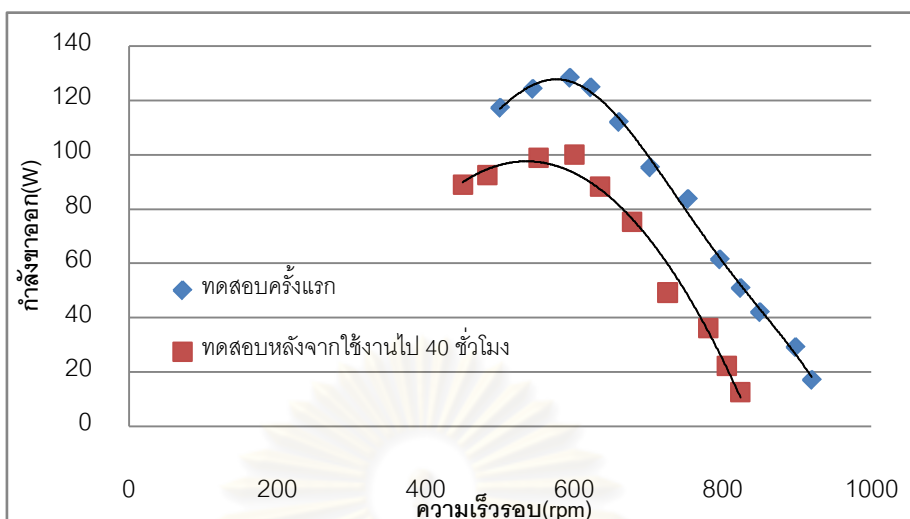
4.2.2 วิธีการทดสอบและผลการทดสอบ

แหวนลูกสูบกำลังที่ผลิตด้วย วัสดุ Rulon ข้างต้นจะถูกนำมาใช้ในการทดสอบสมรรถนะ เครื่องยนต์ของอากาศ และ ฮีเลียม ซึ่งกินเวลานานกว่า 40 ชั่วโมง แล้วทำการ ทดสอบ สมรรถนะ เครื่องยนต์ของอากาศอีกครั้งหนึ่ง เพื่อเปรียบเทียบกำลังขาออกสูงสุดที่ได้ว่ามีค่าลดลงหรือไม่

ภาพของแหวนลูกสูบกำลังที่ผลิตจาก Teflon หลังจากใช้งานไป 40 ชั่วโมง แสดงดังรูปที่ 4-11 จากรูปแสดงให้เห็นว่า ลูกสูบกำลังและกลไกการขับเคลื่อนมีเศษแหวนลูกสูบที่ทำจาก Rulon LR น้อย แต่ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ดังรูปที่ 4-12 แสดงให้เห็นว่า กำลังขาออกสูงสุดของ เครื่องยนต์มีค่าลดลงจาก 128 W เหลือเพียง 99 W คิดเป็น 28 % ของกำลังขาออกสูงสุดที่ได้เมื่อ เริ่มใช้แหวนลูกสูบที่ทำจาก Rulon LR แสดงให้เห็นว่าแหวนลูกสูบมีระยะเวลาการใช้งานที่ยาวนานขึ้น แต่ยังไม่เพียงพอต่อการนำไปใช้ทำงานได้จริง



รูปที่ 4-11 ภาพของแหวนลูกสูบกำลังเมื่อใช้งานไป 40 ชั่วโมง



รูปที่ 4-12 ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้แหวนลูกสูบ

4.3 การเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียม

จากผลการทดสอบสมรรถนะหลักจากปรับปรุงเครื่องยนต์ แสดงให้เห็นว่า กำลังขาออกของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น 35 % การเพิ่มสมรรถนะของเครื่องยนต์ให้สูงขึ้นสามารถทำได้ โดยการเปลี่ยนชนิดสารทำงานจากอากาศไปเป็นฮีเลียมหรือไฮโดรเจน

การหาสาเหตุของสมรรถนะเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้นเมื่อเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศไปเป็นฮีเลียมหรือไฮโดรเจนสามารถทำได้ โดยการพิจารณาค่า Stanton number (St) ที่ average Reynold number และ average Reynold number (Re) ภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งได้จากการวิเคราะห์แบบ simple [24] ดังตารางที่ 4-8 แสดงให้เห็นว่า ฮีเลียมและไฮโดรเจนมีค่า Stanton number สูงกว่าอากาศ ซึ่งมีผลทำให้ ฮีเลียมและไฮโดรเจนสามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าอากาศเมื่อเทียบกับค่าความจุความร้อนของในแต่ละสารทำงาน นอกจากนี้ไฮโดรเจนและฮีเลียมยังมีค่า Reynold number น้อยกว่าอากาศ ซึ่งมีผลทำให้การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลลดลง [17]

ตารางที่ 4-8 ค่า Stanton number และค่า Average Reynold number

ชนิดของสารทำงาน	Stanton number (600-1800 rpm)	Average Reynold number (600-1800 rpm)
อากาศ	0.094-0.064	108.3-325.5
ไฮโดรเจน	0.215-0.139	15.7-47.2
ฮีเลียม	0.225-0.145	14-42.1

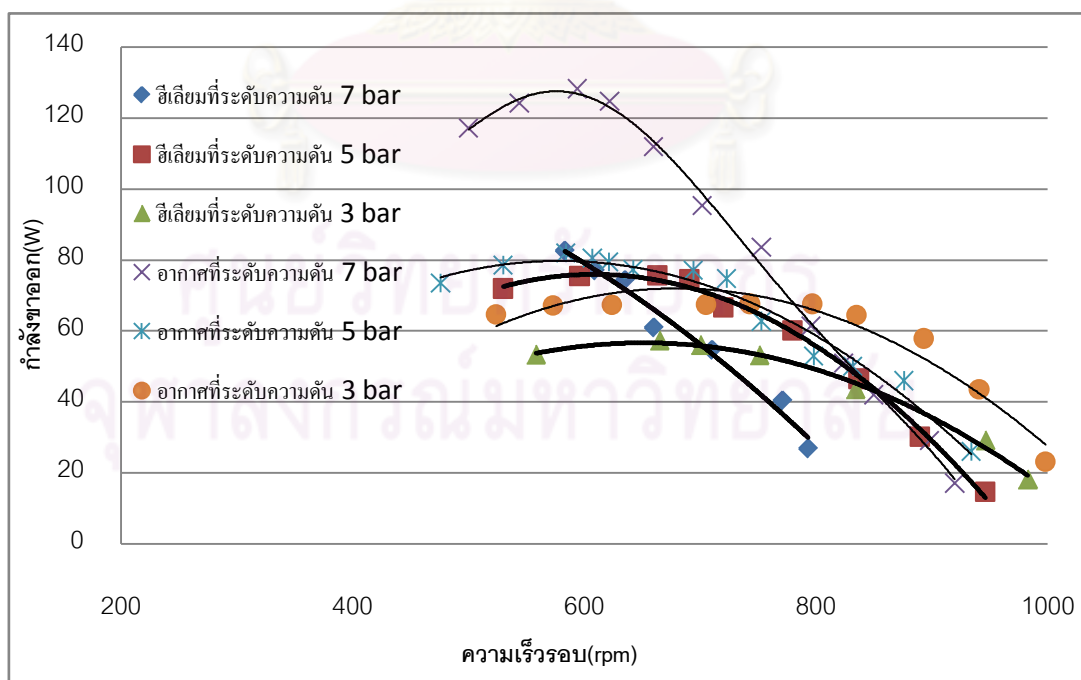
จากที่กล่าวมาข้างต้นแสดงให้เห็นว่า การใช้ไฮโดรเจนและฮีเลียมเป็นสารทำงานควรให้สมรรถนะเครื่องยนต์ที่มากกว่าอากาศ แต่การใช้ไฮโดรเจนเป็นสารทำงานจำเป็นต้องมีระบบตรวจจับความหนาแน่นของก๊าซ และระบบระบายอากาศที่ดี เนื่องจากไฮโดรเจนเป็นก๊าซที่สามารถติดไฟได้ , เปลวไฟไม่มีสีและไม่มีกลิ่น ดังนั้นเพื่อความปลอดภัยในการศึกษาจะใช้ฮีเลียมทดสอบแทน เนื่องจากเป็นก๊าซเฉื่อยและให้สมรรถนะใกล้เคียงกับไฮโดรเจนมากที่สุด

4.3.1เงื่อนไขในการทดสอบ

การทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์หลังจากเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียมจะทดสอบที่อุณหภูมิผิวขดลวดความร้อน 500 °C และระดับความดันของเครื่องยนต์ 3, 5 และ 7 bar ตามลำดับ

4.3.2ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ผล

ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่เมื่อเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียมแสดงดังรูปที่ 4-13 จากรูปแสดงให้เห็นว่า กำลังขาออกสูงสุดที่ความดัน 7 bar มีค่า 82 W ที่ความเร็วรอบ 583 rpm กำลังขาออกสูงสุดที่ความดัน 5 bar มีค่า 75 W ที่ความเร็วรอบ 596 rpm และกำลังขาออกสูงสุดที่ความดัน 3 bar มีค่า 57 W ที่ความเร็วรอบ 665 rpm



รูปที่ 4-13 ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์

ผลการทดสอบ ข้างต้นแสดงให้เห็นว่า กำลังขาออกมีค่าลดลงเมื่อเทียบกับกำลังขาออกเมื่อใช้อากาศเป็นสารทำงาน ซึ่งขัดแย้งกับงานวิจัยต่างๆ [1,15,16 และ 26] ที่สมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานจะมีค่ามากกว่าอากาศ การหาสาเหตุที่ทำให้สมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานมีค่าน้อยกว่า การใช้อากาศเป็นสารทำงาน ได้ตั้งข้อสังเกตจากผลงานวิจัยของ Eldesouki.E [26] ซึ่งแสดงให้เห็นว่า ความเร็วรอบที่กำลังขาออกสูงสุดเมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานจะมากกว่าความเร็วรอบเมื่อใช้อากาศเป็นสารทำงานประมาณ 3 เท่า เพื่อวิเคราะห์ความแตกต่างของสมรรถนะที่ความเร็วต่างกันเมื่อใช้อากาศและฮีเลียมเป็นสารทำงาน การศึกษานี้ได้ทำการวิเคราะห์ด้วยแบบจำลองแบบ simple ซึ่งเป็นการคำนวณกำลังขาออกด้วยวิธี adiabatic แล้วนำกำลังสูญเสียเนื่องจากความดันตกคร่อมและความไม่สมบูรณ์แบบในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาคำนวณกำลังขาออกด้วย การคำนวณกำลังขาออกของเครื่องยนต์เมื่อใช้อากาศและฮีเลียม จะคำนวณที่ความเร็วรอบ 2 ความเร็วรอบด้วยกัน คือ ความเร็วรอบ 600 rpm ซึ่งเป็นความเร็วรอบที่เครื่องยนต์ที่มีอยู่ให้กำลังขาออกสูงสุดเมื่อใช้อากาศเป็นสารทำงาน และ ที่ความเร็วรอบสูงขึ้น 3 เท่าคือ ความเร็วรอบ 1800 rpm ผลการคำนวณค่ากำลังขาออกด้วยวิธี simple ที่เงื่อนไขเดียวกันกับการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ (ดูผลการคำนวณทั้งหมดได้จาก ภาคผนวก ข .) พบว่าที่ความเร็วรอบ 600 rpm กำลังขาออกของเครื่องยนต์เมื่อใช้อากาศและฮีเลียมเป็นสารทำงาน มีค่า 340 และ 322 W ตามลำดับ แสดงให้เห็นว่า ค่ากำลังขาออกของเครื่องยนต์เมื่อใช้อากาศเป็นสารทำงานมีค่ามากกว่าค่ากำลังขาออกของเครื่องยนต์เมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดสอบที่ได้ แต่ที่ความเร็วรอบ 1800 rpm กำลังขาออกของเครื่องยนต์เมื่อใช้อากาศและฮีเลียมเป็นสารทำงานมีค่า 665 และ 813 W ตามลำดับ แสดงให้เห็นว่ากำลังขาออกของเครื่องยนต์เมื่อใช้อากาศเป็นสารทำงานมีค่าน้อยกว่ากำลังขาออกของเครื่องยนต์เมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน เนื่องจากที่ความเร็วรอบสูงการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลของอากาศมีค่ามากกว่าฮีเลียมถึง 3 เท่า ในขณะที่กำลังขาออกซึ่งได้จากการคำนวณ ด้วยการวิเคราะห์แบบ simple ก่อนหักลบการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลมีค่าใกล้เคียงกัน จากเหตุผลดังกล่าวข้างต้นทำให้สมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานจะดีกว่าอากาศที่ความเร็วรอบสูง ในขณะที่ความเร็วรอบต่ำอากาศจะให้สมรรถนะเครื่องยนต์ที่ดีกว่าฮีเลียม

ผลการวิเคราะห์ข้างต้นสอดคล้องกับผลการวิจัยของ Koichi harita [1] ที่ทำการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์โดยใช้สารทำงาน 2 ชนิดคือ ฮีเลียมและไนโตรเจน ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์พบว่า กำลังขาออกและกำลังขาออกของเครื่องยนต์เมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานจะเริ่มมีค่ามากกว่ากำลังขาออกและกำลังขาออกของเครื่องยนต์เมื่อใช้ไนโตรเจนเป็นสารทำงานที่ความเร็ว

รอบมากกว่า 1200 rpm แต่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่มีความรอบเร็วสูงสุดอยู่ที่ 1000 rpm ทำให้ไม่เหมาะสมต่อการใช้อีเลียมเป็นสารทำงาน



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 5

บทสรุปและข้อเสนอแนะ

5.1 บทสรุป

วิทยานิพนธ์นี้มุ่งเน้นในการศึกษากลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่าง อุณหภูมิปานกลางที่มีอยู่ เพื่อใช้ในการประเมินการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ผลการประเมินการสูญเสียที่ได้ ถูกนำไปใช้ในการระบุการสูญเสียหลักของเครื่องยนต์ ซึ่งนำไปใช้เป็นแนวทางในการปรับปรุงเครื่องยนต์ให้มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น นอกจากการปรับปรุงเครื่องยนต์แล้วยังได้นำผลการประเมินการสูญเสียมาใช้เปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงผลต่าง อุณหภูมิสูง, กลางและต่ำ เพื่อศึกษากลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์ในแต่ละผลต่างอุณหภูมิกด้วย

การศึกษากลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางที่มีอยู่ เริ่มด้วย ทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เบื้องต้นเพื่อประเมินระดับความสามารถการทำงานของเครื่องยนต์ก่อน ผลการวัดสมรรถนะเครื่องยนต์ แสดงให้เห็นว่า ที่ระดับ ความดัน 7 bar และ อุณหภูมิผิวนอกขดลวดความร้อนที่ 400 °C เครื่องยนต์ให้กำลังขาออกสูงสุด 50.74 W ที่ความเร็วรอบ 363 rpm สำหรับที่อุณหภูมิผิวนอกของ ขดลวดความร้อน ที่ 500 °C เครื่องยนต์ให้ กำลังขาออกสูงสุด 95 W ที่ความเร็วรอบ 360 rpm ผลการวัดสมรรถนะเครื่องยนต์ข้างต้นแสดงให้เห็นว่า เครื่องยนต์ สามารถทำงานได้และมีขีดความสามารถเพียงพอต่อการศึกษาค้นคว้าการสูญเสีย

แนวทาง การประเมินการสูญเสีย ในงานวิจัยนี้ มี 4 แนวทาง คือ แนวทางที่ 1 การประเมินกลไกการสูญเสียโดยใช้ค่ากำลังบ่งชี้ที่ได้จากการวัด แนวทางที่ 2 การประเมินกลไกการสูญเสียจากการประเมินค่ากำลังบ่งชี้โดยใช้การวิเคราะห์แบบ adiabatic ที่มีการประเมินการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลร่วมด้วย เพื่อนำไปประเมินการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) แนวทางที่ 3 การประเมินการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) จากการวัดโดยตรงหรือใช้โปรแกรม finite element จากนั้นนำมาใช้ในการประเมินค่ากำลังบ่งชี้ แนวทางที่ 4 การประเมินกลไกการสูญเสียแบบ การประเมินย้อนกลับเพื่อนำไปหาการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) แต่จากการศึกษาพบว่า แนวทางที่ 1-3 ไม่เหมาะสมสำหรับใช้ในการประเมินการสูญเสีย ดังนั้นจึงเลือกใช้แนวทางที่ 4 การประเมินย้อนกลับเพื่อนำไปหาการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) ในการประเมินการสูญเสียของเครื่องยนต์

ผลการประเมินการสูญเสียของเครื่องยนต์ สเตอริงด้วยวิธีการประเมินย้อนกลับ แสดงให้เห็นว่า การสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) และความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์ (Q_{reject}) เป็นการสูญเสียหลักของเครื่องยนต์ แต่การสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ (Q_b) เป็นการสูญเสียทางความร้อนซึ่งไม่เกี่ยวกับวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์แต่อย่างใดจึงไม่ได้ทำการปรับปรุงเพิ่มเติม ผลการประเมินการสูญเสียหลักข้างต้น แสดงให้เห็นถึงแนวทางในการปรับปรุงเครื่องยนต์หลังจากการทดสอบเบื้องต้นเพื่อเพิ่มสมรรถนะของเครื่องยนต์ให้สูงขึ้น ซึ่งประกอบไปด้วย การเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุด และการเปลี่ยนวัสดุแหวนลูกสูบกำลัง

นอกจากนี้ งานวิจัยของ Iwamoto, S. [10] แสดงให้เห็นว่า กลไกการสูญเสียของเครื่องยนต์ สเตอริงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงและต่ำมีความแตกต่างกัน ดังนั้นจึงนำผลการประเมินการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอริงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลาง (MDSE) ที่มีอยู่มาเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอริงแบบผลต่างอุณหภูมิสูง (HDSE) และต่ำ (LDSE) ที่ได้จากงานวิจัยของ Iwamoto, S. โดยใช้การเปรียบเทียบตามแนวคิดของ Iwamoto, S. [10] ผลการเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอริงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางกับเครื่องยนต์สเตอริงแบบผลต่างอุณหภูมิสูงและอุณหภูมิต่ำพบว่า ความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์แบบไร้มิติของ MDSE มีลักษณะการเปลี่ยนแปลงตามความเร็วรอบ แบบไร้มิติเหมือนกับ LDSE คือ ความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์แบบไร้มิติมีค่าเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น ซึ่งแสดงให้เห็นว่า MDSE นำความร้อนที่ให้แก่เครื่องยนต์จริง (Q_h) มาใช้ได้อย่างลดลง เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น สำหรับการสูญเสียทางกลแบบไร้มิติของ MDSE มีลักษณะการเปลี่ยนแปลงตามความเร็วรอบแบบไร้มิติแบบเดียวกับ HDSE คือ การสูญเสียทางกลแบบไร้มิติมีค่าเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบอย่างเป็นเส้นตรง ซึ่งทำให้การสูญเสียทางกลของ HDSE และ MDSE มีค่ามากกว่าการสูญเสียทางกลของ LDSE อย่างมากที่ความเร็วรอบสูงๆ สำหรับผลการเปรียบเทียบประสิทธิภาพบ่งชี้ พบว่า ค่าประสิทธิภาพ บ่งชี้ของ MDSE จะอยู่กึ่งกลางระหว่าง HDSE และ LDSE ซึ่งสอดคล้องกับประสิทธิภาพทางทฤษฎี (Carnot efficiency) ที่ได้จากการประเมินด้วยสัดส่วนของอุณหภูมิ สารทำงาน นอกจากนี้ ค่าประสิทธิภาพบ่งชี้ของ MDSE ยังมีค่าใกล้เคียงกับค่าประสิทธิภาพบ่งชี้ของ HDSE อีกด้วย แสดงให้เห็นว่า MDSE ซึ่งใช้วัสดุที่มีราคาถูกและหาได้ง่ายในท้องตลาด มีความคุ้มค่าในการผลิตและใช้งาน เนื่องจาก MDSE ใช้ต้นทุนในการผลิตที่ต่ำกว่า HDSE มากแต่มีประสิทธิภาพการทำงานใกล้เคียงกัน

ปานกลางที่มีอยู่ มีค่าใกล้เคียงกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิสูง[8,22] ซึ่งถ้ามองในด้านผลต่างอุณหภูมิเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลาง ที่มีอยู่ควรมีค่า $\Phi_{estm} M_{expr}$ ใกล้เคียงกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง Ecoboy ของ Hirata, K. [7] ที่มีผลต่างอุณหภูมิใกล้เคียงกัน ซึ่งเป็นผลจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่อาจมีพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงานไม่เพียงพอ ทำให้มีการสูญเสียเกิดขึ้นภายในเครื่องยนต์มากกว่าเครื่องยนต์อื่นๆที่ระดับผลต่างอุณหภูมิเดียวกัน

แนวคิดของ Prieto, J.L. ที่ใช้ในการเปรียบเทียบการสูญเสียข้างต้น ยังแสดงให้เห็นถึงการนำค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal ($\zeta_{o,numr}$) ไปใช้ในการทำนายค่ากำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์ในการออกแบบเครื่องยนต์ใหม่ได้ ดังนั้นจึงทำการเปรียบเทียบ ค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมิน ($\zeta_{o,estm}$) กับค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal ($\zeta_{o,numr}$) เพื่อสอบเทียบความถูกต้องของ ค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติ ที่ได้จากการการคำนวณแบบ isothermal ในการนำไปใช้ทำนายค่ากำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์ที่ออกแบบใหม่ ผลการเปรียบเทียบแสดงให้เห็นว่า ค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมิน ($\zeta_{o,estm}$) กับค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal ($\zeta_{o,numr}$) มีค่าใกล้เคียงกัน ดังนั้น วิธีการคำนวณ ค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal ($\zeta_{o,numr}$) จึงเป็นวิธีการที่มีความถูกต้องค่อนข้างสูง เนื่องจากค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal มีค่าใกล้เคียงกับผลที่ได้จากการค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมิน ด้วยผลการทดสอบ ดังนั้นค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติจากการคำนวณแบบ isothermal ($\zeta_{o,numr}$) สามารถใช้ทำนายค่ากำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์ในการออกแบบเครื่องยนต์ใหม่ได้

หลังจากเปรียบเทียบการสูญเสียของเครื่องยนต์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีผลต่างอุณหภูมิแตกต่างกันแล้ว จึงทำการปรับปรุงเครื่องยนต์ตามแนวทางที่ได้จากการประเมินการสูญเสียหลักของเครื่องยนต์

การปรับปรุงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่ประกอบด้วย การเลือกลักษณะจำเพาะ regenerator ให้เหมาะสมที่สุด , การเปลี่ยนวัสดุแหวนลูกสูบกำลัง วิธีการปรับปรุงและผลการทดสอบในส่วนแรก คือ การเลือกลักษณะจำเพาะ ของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีการของ Taguchi กระทำโดยการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ เมื่อ เปลี่ยนระดับของลักษณะจำเพาะตามตาราง orthogonal array L9 ด้วยกัน 3 ชนิดคือ ความพรุน , ขนาดตาข่าย และปริมาตรตาย ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ที่ได้ถูกนำไปใช้คำนวณค่า β และ $\Delta S/N$ ratio เพื่อเลือก

ลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุดและลักษณะจำเพาะที่มีผลต่อกำลังขาออกมากที่สุด โดยที่ค่า β มากที่สุดจะเป็นลักษณะจำเพาะที่เหมาะสมที่สุดและค่า $\Delta S/N$ ratio มากที่สุดจะเป็น ลักษณะจำเพาะที่มีผลต่อกำลังขาออกมากที่สุด ผลการประเมิน พบว่า ลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุด คือ ขนาดตาข่าย 120, ปริมาตรตาย ขนาด 55 cm^3 และ ค่าความพรุน 0.75 ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ที่ลักษณะจำเพาะดังกล่าวได้กำลังขาออกสูงสุด 128 W ซึ่งมีค่ามากกว่าลักษณะจำเพาะของ regenerator เดิม 35% นอกจากนี้ผลการประเมินค่า β และ $\Delta S/N$ ratio ยังแสดงให้เห็นว่า แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มขนาดตาข่าย มีผลต่อกำลังขาออกมากที่สุด เมื่อเทียบกับการเพิ่มปริมาตรตายและลดค่าความพรุน ดังนั้น จึงทดสอบสมรรถนะเพิ่มเติมโดยการเพิ่มขนาดตาข่ายจากขนาด 120 เป็นขนาด 150 เพื่อยืนยันว่าลักษณะจำเพาะที่ได้จากวิธีการเลือกลักษณะจำเพาะของ Taguchi เป็นลักษณะจำเพาะที่เหมาะสมที่สุด ผลการทดสอบพบว่ากำลังขาออกสูงสุด มีค่าน้อยกว่าค่ากำลังขาออกสูงสุดที่ได้จากลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุดถึง 220% แสดงให้เห็นว่าผลการเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ด้วยวิธีการของ Taguchi เป็นลักษณะจำเพาะที่เหมาะสมที่สุด นอกจากนี้ยังแสดงให้เห็นว่า วิธีการเลือกลักษณะจำเพาะของ Taguchi เป็นอีกวิธีหนึ่งที่สามารถนำมาใช้ในการเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุดได้

ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อเลือกลักษณะจำเพาะ regenerator ที่เหมาะสมที่สุดข้างต้นถูกนำมาใช้ในการเปรียบเทียบค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติในอุดมคติที่ได้จากการประเมิน ($Z_{o,estm}$) และค่าการสูญเสียของค่ากำลังบ่งชี้แบบไร้มิติ ที่ได้จากการประเมิน ($\Phi_{estm} M_{expr}$) เทียบกับ Mach number ที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ (M_{expr}) ของก่อนและหลังเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุด เพื่อหาสาเหตุของสมรรถนะเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้นหลังเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุด ผลการเปรียบเทียบ พบว่า ค่า $Z_{o,estm}$ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงก่อนและหลังการเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุดมีค่า 0.333 และ 0.326 ซึ่งมีค่าค่อนข้างคงที่ ในขณะที่ ค่า $\Phi_{estm} M_{expr}$ เทียบกับ $M_{max,expr}$ ก่อนและหลังเลือก regenerator ให้เหมาะสมที่สุด แสดงให้เห็นว่าค่าความชันของ $\Phi_{estm} M_{expr}$ เทียบกับ $M_{max,expr}$ ของเครื่องยนต์หลังเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุดมีค่าลดลง ซึ่งแสดงให้เห็นว่า ค่ากำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์เมื่อเลือก regenerator ให้เหมาะสมที่สุดมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากการสูญเสียภายในวัฏจักรการทำงานมีค่าลดลง

การปรับปรุงเครื่องยนต์ส่วนที่ 2 คือ การเปลี่ยนวัสดุแหวนลูกสูบกำลังจาก Teflon ไปเป็น Rulon เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่ใช้ Teflon เป็นวัสดุในการผลิตแหวนลูกสูบกำลัง เนื่องจาก

Teflon เป็นวัสดุที่มีแรงเสียดทานต่ำ และสามารถหาได้ง่ายตามท้องตลาด แต่จากการทดสอบสมรรถนะพบว่า กำลังขาออกสูงสุดของเครื่องยนต์จะมีค่าลดลงทุกครั้งที่ทำทดสอบ โดยใช้เงื่อนไขในการทดสอบเดียวกัน ซึ่งมีระยะเวลาในการทำงานเฉลี่ย 10 ชั่วโมง ดังนั้นเพื่อลดการสึกหรอดังกล่าวจึง เปลี่ยนวัสดุของแหวนลูกสูบกำลังจาก Teflon มาเป็น Rulon LR นอกจากนี้เพื่อปรับปรุงแหวนลูกสูบให้สามารถป้องกันการรั่วของ สารทำงานได้ดีขึ้นจึงได้ทำการเปลี่ยนรูปแบบของรอยตัดของแหวนลูกสูบจากแบบ butt cut ไปเป็นแบบ step cut ซึ่งน่าจะสามารถลดการรั่วของสารทำงานได้ดีขึ้น แหวนลูกสูบกำลังที่ผลิตด้วยวิธีการดังกล่าวข้างต้นถูกใช้งานในการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้อากาศและฮีเลียมเป็นสารทำงานซึ่งกินเวลา นานกว่า 40 ชั่วโมง เมื่อเปรียบเทียบผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้อากาศเป็นสารทำงานก่อนและหลังจากใช้แหวนลูกสูบกำลังนานกว่า 40 ชั่วโมง พบว่า กำลังขาออกสูงสุดของเครื่องยนต์มีค่าลดลงจาก 128 W เหลือเพียง 99 W คิดเป็น 28 % ของกำลังขาออกสูงสุดที่ได้เมื่อเริ่มใช้แหวนลูกสูบที่ทำจาก Rulon LR แสดงให้เห็นว่าแหวนลูกสูบมีระยะเวลาการใช้งานที่ยาวนานขึ้น แต่ยังไม่เพียงพอต่อการนำไปใช้งานได้จริง

ผลการทดสอบสมรรถนะ หลังจากปรับปรุงเครื่องยนต์ แสดงให้เห็นว่า กำลังขาออกของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น 35 % การเพิ่มสมรรถนะของเครื่องยนต์ให้สูงขึ้น อีกสามารถทำได้ โดยการเปลี่ยนชนิดสารทำงานจากอากาศไปเป็นฮีเลียมหรือไฮโดรเจน แต่การใช้ไฮโดรเจนเป็นสารทำงานจำเป็นต้องมีระบบตรวจจับความหนาแน่นของก๊าซ และระบบระบายอากาศที่ดี เนื่องจากไฮโดรเจนเป็นก๊าซที่สามารถติดไฟได้, เปลวไฟไม่มีสีและไม่มีกลิ่น ดังนั้นเพื่อความปลอดภัย จึงใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานแทน โดยทำการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่อุณหภูมิผิวขดลวดความร้อน 500 °C และมีระดับความดันที่ 3, 5 และ 7 bar ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่เมื่อเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียม แสดงให้เห็นว่า กำลังขาออกสูงสุดที่ความดัน 7 bar มีค่า 82 W ที่ความเร็วรอบ 583 rpm กำลังขาออกสูงสุดที่ความดัน 5 bar มีค่า 75 W ที่ความเร็วรอบ 596 rpm และกำลังขาออกสูงสุดที่ความดัน 3 bar มีค่า 57 W ที่ความเร็วรอบ 665 rpm ผลการทดสอบข้างต้นแสดงให้เห็นว่า กำลังขาออกมีค่าลดลงเมื่อเทียบกับกำลังขาออกเมื่อใช้อากาศเป็นสารทำงาน ซึ่งขัดแย้งกับงานวิจัยต่างๆ [1,16,17และ 28] ที่สมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานจะมีค่ามากกว่าอากาศ ดังนั้นเพื่อหาสาเหตุที่ทำให้สมรรถนะของเครื่องยนต์ เมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานมีค่าน้อยกว่า การใช้อากาศเป็นสารทำงาน จึงลองใช้โปรแกรมของ Urelli [24] ในการคำนวณกำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์โดยใช้การวิเคราะห์แบบ simple เมื่อใช้อากาศและฮีเลียมเป็นสารทำงาน ผลการคำนวณกำลังบ่งชี้ด้วยวิธีการวิเคราะห์แบบ simple แสดงให้เห็นว่า คุณสมบัติทางด้านอุณหภูมิมศาสตร์ ที่ได้จากการ

วิเคราะห์แบบ adiabatic เพียงอย่างเดียว ของสารทำงานทั้งสองชนิดในการผลิตกำลังที่มีค่าใกล้เคียงกัน แต่คุณสมบัติกลศาสตร์การไหลของฮีเลียมจะดีกว่าอากาศมากที่ความเร็วรอบสูงๆ ทำให้กำลังขาออกของเครื่องยนต์ที่ใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความเร็วรอบสูง ซึ่งค่ากล่าวข้างต้นสอดคล้องกับผลการวิจัยของ Harita.K [1] ที่ทำการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์โดยใช้สารทำงาน 2 ชนิดคือ ฮีเลียมและไนโตรเจน ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์พบว่า กำลังบ่งชี้และกำลังขาออกของเครื่องยนต์เมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานจะเริ่มมีค่ามากกว่ากำลังบ่งชี้และกำลังขาออกของเครื่องยนต์เมื่อใช้ในโตรเจนเป็นสารทำงานที่ความเร็วรอบมากกว่า 1200 rpm แต่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่มีความรอบเร็วสูงสุดอยู่ที่ 1000 rpm ทำให้ไม่เหมาะสมต่อการใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน

5.2 ข้อเสนอแนะ

ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่ เมื่อเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียม แสดงให้เห็นว่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่ไม่เหมาะสมสำหรับใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่ อาจมีค่าความเฉื่อยทางกลมากเกินไป ทำให้ไม่สามารถทำงานได้ตามความเร็วรอบที่เหมาะสมสำหรับการใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน ดังนั้นจึงควรปรับปรุงขนาดล้อช่วยแรงให้มีขนาดเล็กลงเพื่อให้ค่าความเฉื่อยทางกลของเครื่องยนต์มีค่าลดลง

งานวิจัยนี้ไม่ได้วัด indicated power โดยตรง และ ยังไม่สามารถวัดอุณหภูมิของสารทำงานภายในเครื่องยนต์ได้ ซึ่งปัญหาหลักเกิดจากการเลือกรูปแบบเครื่องยนต์แบบเบต้าทำให้โครงสร้างของเครื่องยนต์ทางด้าน cooler และ compression space ไม่เหมาะสม ต่อการติดตั้ง pressure transducer ดังนั้นจึงควรที่จะออกแบบโครงสร้างฝั่ง cooler ใหม่ เพื่อให้สามารถติดตั้ง Pressure transducer และ Thermo couple ได้ โดยการต่อท่อสำหรับใช้ติดตั้ง Pressure transducer และ thermocouple ในระหว่างการผลิตเพื่อใช้ในการติดตั้ง

ผลการเปรียบเทียบค่า $\zeta_{o,estm}$ และ $\Phi_{estm} M_{expr}$ ก่อนและหลังเลือก regenerator แสดงให้เห็นถึงแนวทางการพัฒนาเครื่องยนต์คือ การขยายเครื่องยนต์ เพื่อให้ได้กำลังบ่งชี้เพิ่มขึ้น ซึ่งวิธีการทำนายค่ากำลังบ่งชี้ของ Prieto สามารถใช้เป็นแนวทางการออกแบบเพื่อขยายขนาดเครื่องยนต์ โดยยังคง dynamic simirality ของเครื่องไว้ได้ ทำให้ระหว่างการออกแบบสามารถทำนายกำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์และความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ออกแบบให้

มาได้

รายการอ้างอิง

- [1] Hirata, H., et al. Performance evaluation for 100 w Proceedings of 8th International Stirling Engine Conference (1997): 19-28.
- [2] Takahashi, S., et al. Hydrogen internal combustion stirling engine. JSME International Journal, Series B Vol.46 No.4 (2003): 633-642.
- [3] Tlili, I., Timoumi, Y., and Nasrallah, s. Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application. Journal of Renewable Energy 33 (2008): 1911-1921.
- [4] Solar Navigator. Stirling engine[Online]. Available from:
http://www.solarnavigator.net/stirling_engine.htm [2009, May 15]
- [5] Animated Engines. Single cylinder Stirling engine[Online]. Available from:
<http://www.animatedengines.com/stirling.shtml> [2009, May 15]
- [6] Artin der massian. Stirling engine for low temperature solar-thermal-electric power generation, Doctoral dissertation, Department of Electrical engineering and computer sciences University of California, 2007.
- [7] Hirata, H. Mechanical loss reduction of a 100 w class stirling engine Proceedings of 11th International Stirling Engine Conference (Nov 2004): 338-343.
- [8] Kagawa, N. . An experimental study of a 3-kw Stirling engine SEJ of Propulsion and Power 18 (June 2002): 92-100.
- [9] Otaka, T., et al. Experimental study on a Stirling cycle machine of 100w design capacity International Conference on Power Engineering (2007): 23-27. Hangzhou, China, 2007.
- [10] Iwamoto, S., et al. Comparison of low and high temperature differential Stirling engine Proceedings of 10th International Stirling Engine Conference (2001): 29-38.
- [11] Wikipedia. Stirling cycle[Online]. Available from:
http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Stirling_Cycle.png [2009, November 10]

- [12] Heywood, D. Investigation of Stirling-type Heat-pump and Refrigerator Systems Using Air as the Refrigerant, Doctoral dissertation, Department of Mechanical engineering University of Canterbury, 2004.
- [13] Hargreaves, C.M. THE PHILIPS STIRLING ENGINE. New York:Elsevier Science Publishers, 1991.
- [14] ชนะ ศรีคำ และ อังคีร์ ศรีภคกร, การออกแบบและสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางสำหรับการใช้งานร่วมกับพลังงานแสงอาทิตย์, วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบริหารธุรกิจ สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2552.
- [15] Martini,R. STIRLING ENGINE DESIGN MANUAL,. Washington: Joint Center for Graduate Study, 1978. (Mimeographed),
- [16] Thieme,L.G. High-Power Baseline and Motoring Test Results for the GPU-3 Stirling Engine, 1981. Washington: Joint Center for Graduate Study, 1981. (Mimeographed),
- [17] Parlak, N., et al. Thermodynamic analysis of a gamma type Stirling engine in non-Ideal adiabatic conditions. Journal of Renewable Energy 34 (2009): 266-273.
- [18] Berchowiz, D.M. Development and Performace of a 3 kW Air Charged Free-Piston Stirling Engine with Linear Alternator 22nd Intersociety Energy Conversion Engineering Conference 22 (1987): 1835-1840.
- [19] Scollo, L., et al. Design and construction of a Stirling engine prototype. International Journal of Hydrogen Energy 33 (2008): 3506-3510.
- [20] Tanaka, M., et al. Flow ns Heat Transfer Characteristics of the Stirling Engine Regenerator. JSME International Journal 33 (1990): 283-289.
- [21] Hirata, H., et al. Test Results Of Applicative 100 W Stirling Engine. Proceedings of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference 2 (1996): 1259-1264.
- [22] Prieto, J.L., et al. Preliminary Design Of The Kinematic Stirling Engine Using Dynamic Similarity And Quasi-Static Simulation. Proceedings of Institution of Mechanical Engineers 211 (1997): 229-238.

- [23] Prieto, J.L., et al. A new equation representing the performance of kinematic Stirling engine. Proceedings of Institution of Mechanical Engineers 214 (2000): 449-464.
- [24] Urieli, I. Stirling Cycle Engine Analysis,. Bristol: Adam Hilger Ltd, 1984.
(Mimeographed),
- [25] Parlak, N., et al. Effectiveness Enhancement of a Thermal Regenerator in An Oscillating flow. Applied Thermal Engineering 18 (1998): 653-660.
- [26] Eid, E. Performance of a beta-configuration heat engine having a regenerative displacer. Journal of Renewable Energy 34 (2009): 2404-2413.
- [27] Sripakagorn, P. Frequency and Phase Response of a Reasonantly-Coupled Alpha Stirling Cooler, Master's Thesis Mechanical engineering Oregon State University, 1997.
- [28] Fraley, S., et al. Design of experiments via taguchi methods: orthogonal arrays[Online]. Available from: http://controls.engin.umich.edu/wiki/index.php/Design_of_experiments_via_taguchi_methods:_orthogonal_arrays#column-one [2010, June 21]
- [29] Saint-Gobain. Rulon Meterial Piston Ring[Online]. Available from: <http://www.seals.saint-gobain.com/detailimg.aspx?id=236526> [2010, May19]



ภาคผนวก

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ก

อุปกรณ์การวัด

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ก1. การวัดอุณหภูมิและความเร็วรอบ

การเก็บผลของอุณหภูมิสามารถตรวจวัดและเก็บบันทึกค่าโดยการเชื่อมต่อสัญญาณแรงดันไฟฟ้าจาก Thermocouple ชนิด K เข้าสู่อุปกรณ์ตรวจวัดอัตโนมัติ (Data Acquisition, DAQ) ได้โดยตรง ซึ่งได้ใช้อุปกรณ์รุ่น NI 9205 เชื่อมต่อกับแท่นร่วมอุปกรณ์รุ่น NI cDAQ-9172 จาก National Instruments ดังแสดงในรูปที่ ก-1 เพื่อการวัดผลและบันทึกค่าอุณหภูมิเข้าสู่คอมพิวเตอร์



รูปที่ ก-1 อุปกรณ์ตรวจวัดอัตโนมัติ (Data Acquisition, DAQ)

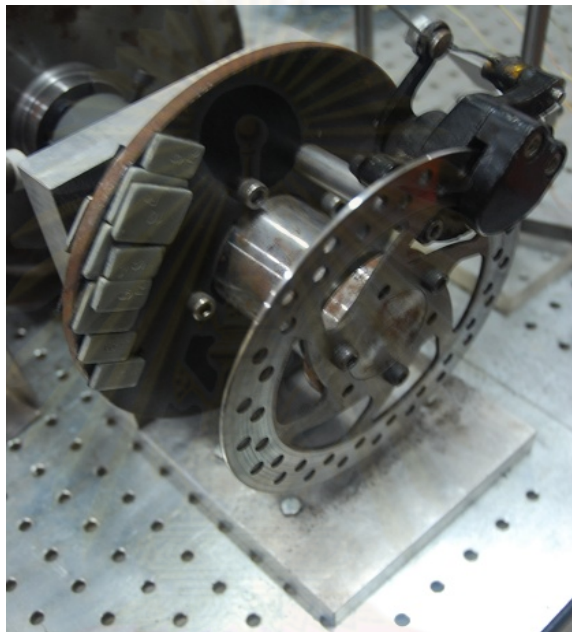
ส่วนการวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ใช้ Inductive sensor ยี่ห้อ Efector 100 รุ่น IG5841 ดังแสดงในรูปที่ ก-2 เป็นตัวส่งสัญญาณรูปคลื่นเข้าสู่อุปกรณ์ตรวจวัดอัตโนมัติ การแปลงผลออกมาเป็นความเร็วรอบของเครื่องยนต์สามารถทำได้ด้วยรหัสโปรแกรม LabVIEW ซึ่งได้ถูกพัฒนาขึ้นเพื่อการเชื่อมต่อและบันทึกสัญญาณจากระบบตรวจวัดอัตโนมัติที่ได้ติดตั้งขึ้น



รูปที่ ก-2 อุปกรณ์ตรวจวัดความเร็วรอบเครื่องยนต์ ยี่ห้อ Efector 100 รุ่น IG58

ก2. อุปกรณ์การวัดแรงบิดเครื่องยนต์

แรงบิดของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบใดๆ สามารถวัดผลได้จากการสร้างภาระให้กับจานเบรกด้วยการปรับระดับความตึงของสายเบรกดังแสดงในรูปที่ ก-3 เรือนล้อของจานเบรกสามารถเคลื่อนตัวในทิศทางการหมุนด้วยการติดตั้งเข้ากับลูกปืนตลับ และมีการติดตั้งแขนแรงเข้าที่เรือนล้อของจานเบรก แรงบิดที่ได้จากเครื่องยนต์วัดผลได้ด้วยการนำตาชั่งน้ำหนักวัดน้ำหนักที่กระทำกับปลายแขนแรง ดังแสดงในรูปที่ ก-4



รูปที่ ก-3 จานเบรก



รูปที่ ก-4 การติดตั้งเครื่องมือวัดแรงบิด

ก3. อุปกรณ์วัดกำลังไฟฟ้าและควบคุมกำลังไฟฟ้า

อุปกรณ์การวัดอีกชิ้นหนึ่งที่มีส่วนสำคัญในการวัดผลของกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในการทดสอบ คือ อุปกรณ์วัดกำลังไฟฟ้าแบบดิจิตอล ยี่ห้อ YOKOGAWA รุ่น WT1030 ดังแสดงในรูปที่ ก-5 อุปกรณ์ดังกล่าวสามารถวัดกำลังไฟฟ้าตามความต้องการพลังงานของขดลวดความร้อน กำลังไฟฟ้าสามารถควบคุมได้โดย SCR หรือที่เรียกว่า Triac circuit เพื่อให้ได้ความร้อนคงที่เมื่อทดสอบ ดังแสดงในรูปที่ ก-6



รูปที่ ก-5 เครื่องวัดกำลังไฟฟ้ายี่ห้อ YOKOGAWA รุ่น WT1030



รูปที่ ก-6 อุปกรณ์ควบคุมกำลังไฟฟ้า

ก4. ถังลมและอุปกรณ์ควบคุมแรงดัน

การจ่ายสารทำงานให้กับระบบเพื่อให้สามารถทำงานอยู่ในสภาวะความดันต่างๆ ตามที่ต้องการทดสอบ สำหรับการใช้อากาศเป็นสารทำงานจะใช้อุปกรณ์ควบคุมแรงดัน (Pressure regulator) เพื่อให้การจ่ายแรงดันสม่ำเสมอตลอดช่วงการทดสอบโดยถูกติดตั้งมาพร้อมกับถังลมยี่ห้อ PUMA รุ่น XM-2525 ขนาดถังกักเก็บความดัน 25 ลิตร ความดันสูงสุดของถังลมที่ระดับ 8 บาร์ อัตราการไหลอยู่ที่ระดับ 250 ลิตรต่อนาที ดังแสดงในรูปที่ ก-7



รูปที่ ก-7 ถังลมพร้อมกับอุปกรณ์ควบคุมแรงดันยี่ห้อ PUMA

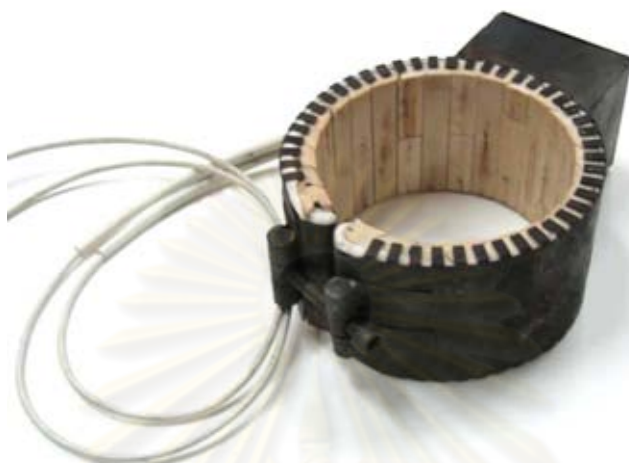
การใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานจะใช้อุปกรณ์ควบคุมแรงดัน (Pressure regulator) ยี่ห้อ MESSER ซึ่งสามารถปรับระดับความดันได้สูงสุด 10 bar สำหรับใช้ลดระดับความดันภายในถังฮีเลียมก่อนนำมาใช้ในการทดสอบ แสดงดังรูปที่ ก-8



รูปที่ ก-8 ถังฮีเลียมกับอุปกรณ์ควบคุมแรงดันยี่ห้อ MESSER

ก5. ขดลวดไฟฟ้า

ในการทดสอบ พลังงานความร้อนได้มาจากขดลวดไฟฟ้า ขนาดกำลังไฟฟ้าอยู่ที่ 4000 W รูปแบบเป็นแบบรัดท่อ ดังแสดงในรูปที่ ก-8



รูปที่ ก-9 ขดลวดไฟฟ้าแบบรัดท่อขนาดกำลังไฟฟ้า 4000 W

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ข

ผลการทดสอบเครื่องยนต์

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ ข-1 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 1 bar (ก่อนเลือก
ลักษณะจำเพาะให้เหมาะสมที่สุด)

ทดสอบครั้งที่	กำลังขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)
1	570	612	0.60	0.09	5.77
2	510	478	1.00	0.15	7.51
3	484	400	1.40	0.21	8.80
4	472	339	1.50	0.23	7.99
5	452	288	1.55	0.23	7.01
6	430	212	1.70	0.26	5.66
7	411	151	1.70	0.26	4.03

ตารางที่ ข-2 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 3 bar (ก่อนเลือก
ลักษณะจำเพาะให้เหมาะสมที่สุด)

ทดสอบครั้งที่	กำลังขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด(N.m)	กำลังขาออก (W)
1	960	988	0.70	0.11	10.86
2	868	863	1.90	0.29	25.76
3	810	790	2.70	0.41	33.51
4	780	746	3.10	0.47	36.33
5	760	701	3.40	0.51	37.44
6	752	646	3.90	0.59	39.57

ทดสอบครั้งที่	กำลังขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด(N.m)	กำลังขาออก (W)
7	730	603	4.30	0.65	40.73
8	680	562	4.60	0.69	40.61
9	640	493	4.90	0.74	37.95
10	600	451	5.30	0.80	37.55
11	575	403	5.30	0.80	33.55
12	560	356	5.50	0.83	30.76
13	530	300	5.70	0.86	26.86
14	500	249	5.70	0.86	22.29
15	465	206	5.50	0.83	17.80
16	428	151	5.20	0.78	12.33

ตารางที่ ข-3 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 5 bar (ก่อนเลือก
ลักษณะจำเพาะให้เหมาะสมที่สุด)

ทดสอบครั้งที่	กำลังขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)
1	1270	922	0.70	0.11	10.14
2	1270	877	1.80	0.27	24.80
3	1265	853	2.70	0.41	36.18
4	1225	805	3.50	0.53	44.26
5	1177	762	4.55	0.68	54.46

ทดสอบครั้งที่	กำลังขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)
6	1126	706	5.80	0.87	64.32
7	1075	672	6.90	1.04	72.83
8	1023	599	8.00	1.20	75.27
9	995	565	8.65	1.30	76.77
10	926	508	9.60	1.44	76.60
11	883	462	10.00	1.50	72.57
12	825	404	11.00	1.65	69.81
13	756	336	11.80	1.77	62.28
14	722	260	12.00	1.80	49.01
15	691	210	12.20	1.83	40.24

ตารางที่ ข-4 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 7 bar (ก่อนเลือก
ลักษณะจำเพาะให้เหมาะสมที่สุด)

ทดสอบครั้งที่	กำลังขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)
1	1260	646	0.30	0.05	3.04
2	1250	606	2.90	0.44	27.61
3	1240	526	8.50	1.28	70.23
4	1180	465	12.00	1.80	87.65
5	1140	417	14.50	2.18	94.98

ทดสอบครั้งที่	กำลังขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)
6	1020	360	16.87	2.53	95.40
7	965	325	18.10	2.72	92.40
8	860	235	19.62	2.94	72.42

ตารางที่ ข-5 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 3 bar (หลังเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุด)

ทดสอบครั้งที่	กำลังขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)
1	1218	998	1.47	0.22	23.07
2	1211	941	2.94	0.44	43.51
3	1093	893	4.12	0.61	57.81
4	1070	835	4.90	0.73	64.36
5	943	797	5.39	0.80	67.57
6	897	743	5.78	0.86	67.57
7	812	705	6.08	0.91	67.38
8	798	624	6.86	1.03	67.33
9	734	573	7.45	1.11	67.13
10	702	524	7.84	1.17	64.62

ตารางที่ ข-6 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 5 bar (หลังเลือก
ลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุด)

ทดสอบครั้งที่	กำลังขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)
1	1239	934	1.76	0.26	25.91
2	1239	876	3.33	0.5	45.91
3	1154	832	3.82	0.57	50.02
4	1117	798	4.21	0.63	52.89
5	1109	753	5.29	0.79	62.68
6	1109	723	6.57	0.98	74.67
7	1109	694	7.06	1.05	77.02
8	1067	642	7.65	1.14	77.19
9	1067	621	8.14	1.22	79.45
10	984	607	8.43	1.26	80.47
11	987	584	8.92	1.33	81.92
12	921	530	9.41	1.41	78.43
13	853	476	9.81	1.47	73.37

ตารางที่ ข-7 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 7 bar (หลังเลือก
ลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุด)

ทดสอบครั้งที่	กำลังขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)
1	1573	920	1.17	0.17	17.01
2	1563	898	2.06	0.30	29.07
3	1563	850	3.13	0.47	41.93
4	1523	824	3.92	0.58	50.81
5	1403	796	4.9	0.73	61.35
6	1372	753	7.06	1.05	83.57
7	1372	702	8.63	1.29	95.23
8	1350	660	10.79	1.61	111.91
9	1270	622	12.75	1.91	124.65
10	1216	594	13.73	2.06	128.19
11	1184	544	14.51	2.17	124.11
12	1065	500	14.91	2.23	117.15

ตารางที่ ข-8 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 7 bar หลังจากใช้แหวน
ลูกสูบกำลังนานกว่า 40 ชม

ทดสอบครั้งที่	กำลังขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)
1	1576	824	1.27	0.19	12.70

ทดสอบครั้งที่	กำลังขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)
2	1538	806	1.66	0.25	22.36
3	1508	781	2.25	0.33	36.11
4	1423	726	2.9	0.44	49.24
5	1387	678	4.31	0.64	75.25
6	1306	635	5.19	0.77	88.1
7	1254	600	6.08	0.91	99.89
8	1132	552	6.47	0.97	98.7
9	1076	483	6.86	1.03	92.32
10	989	450	7.06	1.05	88.79

ตารางที่ ข-9 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 3 bar เมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน

ทดสอบครั้งที่	กำลังขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)
1	1289	983	0.58	0.17	18.18
2	1195	946	0.98	0.29	29.16
3	1102	834	1.66	0.5	43.71
4	1002	751	2.25	0.67	53.25
5	942	700	2.55	0.76	56.11
6	937	665	2.74	0.82	57.4

ตารางที่ ข-10 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 5 bar เมื่อใช้ฮีเลียม เป็นสารทำงาน

ทดสอบครั้งที่	กำลังขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)
1	1565	946	0.49	0.14	14.58
2	1499	890	1.07	0.32	30.18
3	1508	837	1.76	0.52	46.45
4	1317	780	2.45	0.73	60.12
5	1294	720	2.94	0.88	66.59
6	1254	691	3.43	1.03	74.56
7	1157	663	3.62	1.08	75.63
8	1047	596	4.02	1.20	75.33

ตารางที่ ข-11 ผลการทดสอบที่ระดับอุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C ความดัน 7 bar เมื่อใช้ฮีเลียม เป็นสารทำงาน

ทดสอบครั้งที่	กำลังขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)
1	1534	946	1.07	0.32	26.89
2	1461	890	1.66	0.5	40.41
3	1430	837	2.45	0.73	54.72
4	1263	780	2.94	0.88	61.04
5	1263	720	3.72	1.11	74.39

ทดสอบครั้งที่	กำลังขาเข้า (W)	ความเร็วรอบ (rpm)	น้ำหนัก (N)	แรงบิด (N.m)	กำลังขาออก (W)
6	1103	691	4.02	1.20	76.98
7	973	663	4.51	1.35	82.68

ตารางที่ ข-12 ค่า β ที่ได้จากการเลือกลักษณะจำเพาะที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีการของ Taguchi

C/F			control factor setting									
ขนาด ตายาย	ปริมาตร ตาย	ค่าความ พูน	Beta ($\times 10^{-4}$)	1,L1	1,L2	1,L3	2,L1	2,L2	2,L3	3,L1	3,L2	3,L3
40	17	0.7	3.59	3.59	0	0	3.59	0	0	3.59	0	0
40	39	0.8	6.71	6.71	0	0	0	6.71	0	0	6.71	0
40	55	0.9	5.8	5.8	0	0	0	0	5.8	0	0	5.8
80	17	0.8	7.09	0	7.09	0	7.09	0	0	0	7.09	0
80	39	0.9	2.61	0	2.61	0	0	2.61	0	0	0	2.61
80	55	0.7	14.4	0	14.4	0	0	0	14.4	14.4	0	0
120	17	0.9	4.62	0	0	4.62	4.62	0	0	0	0	4.62
120	39	0.7	10.5	0	0	10.5	0	10.5	0	10.5	0	0
120	55	0.8	14.4	0	0	14.4	0	0	14.4	0	14.4	0
ค่าเฉลี่ย			5.38	8	9.8	5.11	6.61	11.59	9.52	9.42	4.36	

ตารางที่ ข.13 ผลการคำนวณที่ได้จากแบบจำลอง simple เมื่อใช้อากาศเป็นสารทำงานที่ความดัน 7 bar อุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C

	ความเร็วรอบ 600 rpm	ความเร็วรอบ 1800rpm
Heat transferred to the cooler (W) [adiabatic]	-462.76	-1411.04
Net heat transferred to the regenerator (W) [adiabatic]	0.01	0.04
Heat transferred to the heater (W) [adiabatic]	825.6	2460.24
Total power output (W) [adiabatic]	363.25	1050.49
Thermal efficiency (%) [adiabatic]	44	42.7
Average Reynolds number:	108.3	325.5
Maximum Reynolds number:	203.5	691.5
Stanton number(Average Re)	0.099	0.064

	ความเร็วรอบ 600 rpm	ความเร็วรอบ 1800rpm
Number of transfer units:	22.5	14.5
Regenerator effectiveness :	0.958	0.936
Regenerator net enthalpy loss(W)	112.3	497.7
Pressure drop available work loss (W)	22.8	385.2
Actual power from simple analysis (W)	340.4	665.3
Actual heat power in from simple analysis (W)	1281.5	3301.6
Actual efficiency from simple analysis(%)	26.6	20.1

ตารางที่ข.14 ผลการคำนวณที่ได้จากแบบจำลอง simple เมื่อใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงานที่ความดัน 7 bar อุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ 500 °C

	ความเร็วรอบ 600 rpm	ความเร็วรอบ 1800rpm
Heat transferred to the cooler (W) [adiabatic]	-545.55	-1661.1
Net heat transferred to the regenerator (W) [adiabatic]	0.03	0.08
Heat transferred to the heater (W) [adiabatic]	879.51	2621.84
Total power output (W) [adiabatic]	334.61	962.74
Thermal efficiency (%) [adiabatic]	44	36.7
Average Reynolds number:	14	42.1
Maximum Reynolds number:	29.1	87.2
Stanton number(Average Re)	0.225	0.145
Number of transfer units:	51.1	32.9
Regenerator effectiveness :	0.981	0.97
Regenerator net enthalpy loss (W)	36.1	162.4

	ความเร็วรอบ 600 rpm	ความเร็วรอบ 1800rpm
Pressure drop available work loss (W)	12.1	149.6
Actual power from simple analysis (W)	322.5	813.2
Actual heat power in from simple analysis (W)	1259.2	3127.8
Actual efficiency from simple analysis(%)	25.6	26



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



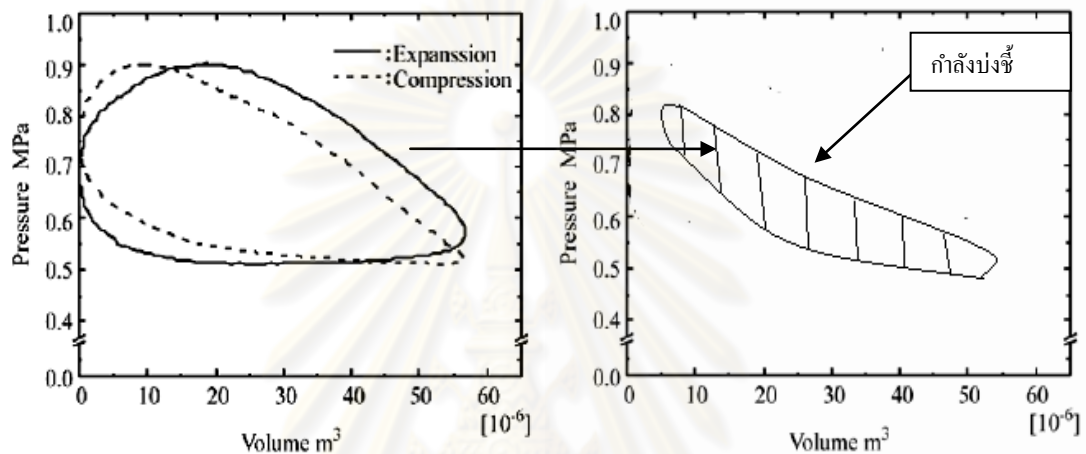
ภาคผนวก ค

การประเมินความเป็นไปได้ในการวัดค่ากำลังบ่งชี้

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ค.1 การประเมินความเป็นไปได้ในการวัดค่ากำลังบ่งชี้

การวัดค่ากำลังบ่งชี้สามารถทำได้โดยการวัดการเปลี่ยนแปลง ความดันและปริมาตรภายใน expansion space และ compression space ในระหว่างองศาการหมุนของเพลลา เพื่อที่จะนำมาใช้คำนวณค่า expansion power และ compression power จากพื้นที่ใต้กราฟ P-V แสดงดังรูปที่ ค-1 ก. จากนั้นนำ expansion power และ compression power ที่ได้มาหักลบกัน เพื่อให้ได้ค่ากำลังบ่งชี้แสดงดังรูปที่ ค-1 ข.

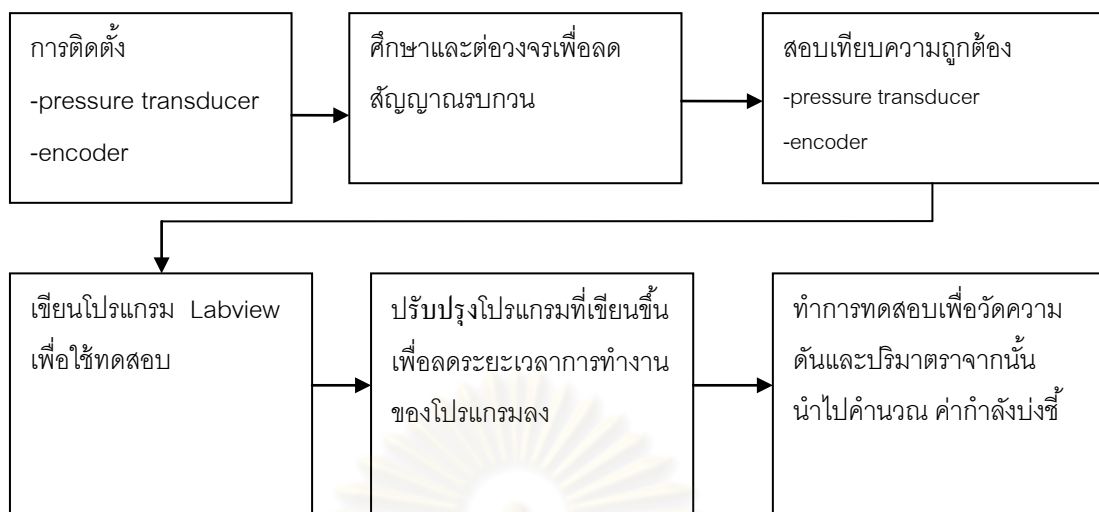


ก แผนภาพ P-V ของ expansion power และ compression power

ข แผนภาพ P-V ของกำลังบ่งชี้

รูปที่ ค-1 วิธีการคำนวณค่ากำลังบ่งชี้

การวัดค่ากำลังบ่งชี้ข้างต้นสามารถเขียนเป็นแผนภาพรวมของวิธีการและขั้นตอน ในการวัดค่ากำลังบ่งชี้ ตั้งแต่การติดตั้งอุปกรณ์จนถึงการทดสอบได้เป็น 6 ขั้นตอน แสดงดังรูปที่ ค-2 คือ ขั้นตอนที่ 1 การติดตั้ง pressure transducer ภายใน expansion space และ compression space และวัดปริมาตรที่เปลี่ยนแปลงของ expansion space และ compression space ขั้นตอนที่ 2 การต่อวงจรเพื่อลดสัญญาณรบกวนที่เกิดขึ้นของ pressure transducer และ encoder ขั้นตอนที่ 3 การสอบเทียบความถูกต้องของเครื่องมือทั้งในส่วนของ pressure transducer และ encoder ขั้นตอนที่ 4 การเขียนโปรแกรมเพื่อใช้ในการวัด ขั้นตอนที่ 5 การปรับปรุงโปรแกรมที่เขียนขึ้นเพื่อลดระยะเวลาในการทำงานของโปรแกรมลง ขั้นตอนที่ 6 การทดสอบเครื่องยนต์เพื่อวัดความดันและปริมาตรไปใช้ในการคำนวณหาค่ากำลังบ่งชี้ จากที่กล่าวมาข้างต้นจะเห็นได้ว่า วิธีการวัดค่ากำลังบ่งชี้มีความซับซ้อนสูง ดังนั้นการประเมินความเป็นไปได้ในการวัดค่ากำลังบ่งชี้ก่อนการดำเนินงานจึงเป็นสิ่งจำเป็น



รูปที่ ค-2 วิธีการและขั้นตอนการวัดค่ากำลังบ่งชี้

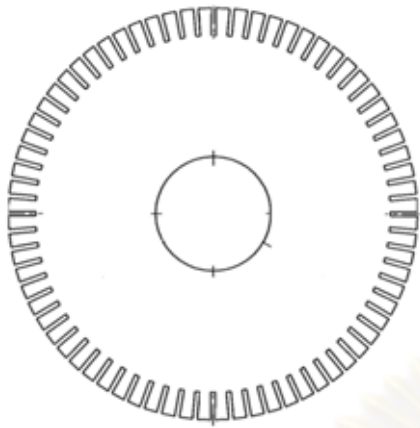
ค.2 ขั้นตอนในการวัดค่ากำลังบ่งชี้

กระบวนการในการวัดค่ากำลังบ่งชี้สามารถแบ่งออกได้เป็น 6 ขั้นตอน ซึ่งแต่ละขั้นตอนอธิบายโดยละเอียดได้ดังนี้

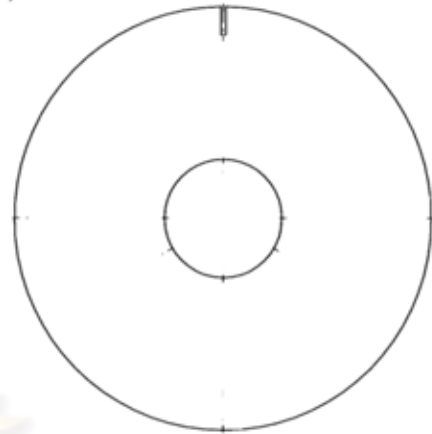
ขั้นตอนที่ 1 การติดตั้ง pressure transducer และ encoder

การติดตั้ง pressure transducer จะต้องติดตั้งไว้ด้วยกัน 2 ตำแหน่งด้วยกันคือภายใน expansion space และ compression space เพื่อวัดความดันภายใน expansion space และ compression space ซึ่งการเก็บค่าความดันที่เปลี่ยนแปลงไปจะต้องสอดคล้องกันกับการเก็บค่าปริมาตรที่เปลี่ยนแปลงไป

การติดตั้ง encoder สามารถทำได้โดยใช้แนวคิดของ David Heywood [17] ซึ่งใช้วงล้อ encoder 2 ตัว ติดตั้งอยู่ที่เพลลาของเครื่องยนต์ดังรูปที่ ค-3 ตัวที่หนึ่งจะเป็นวงล้อ encoder ที่มีซี่ฟันทุกๆ 5 องศาสำหรับเก็บค่าความดันและปริมาตร ค่าปริมาตรจะได้จากความสัมพันธ์ขององศาที่เปลี่ยนแปลงไปของกลไก scotch yoke กับการเคลื่อนที่ขึ้นลงของ ลูกสูบ displacer และ ลูกสูบกำลัง ตัวที่สองจะเป็นวงล้อที่มีซี่ฟันไว้สำหรับตั้งค่าให้เป็น 0 องศาและใช้เก็บค่าความเร็วรอบ



ก. วงล้อ encoder สำหรับเก็บค่า
ความดันและปริมาตร



ข. วงล้อ encoder สำหรับตั้งค่าให้
เป็น 0 องศาและใช้เก็บค่าความเร็วรอบ

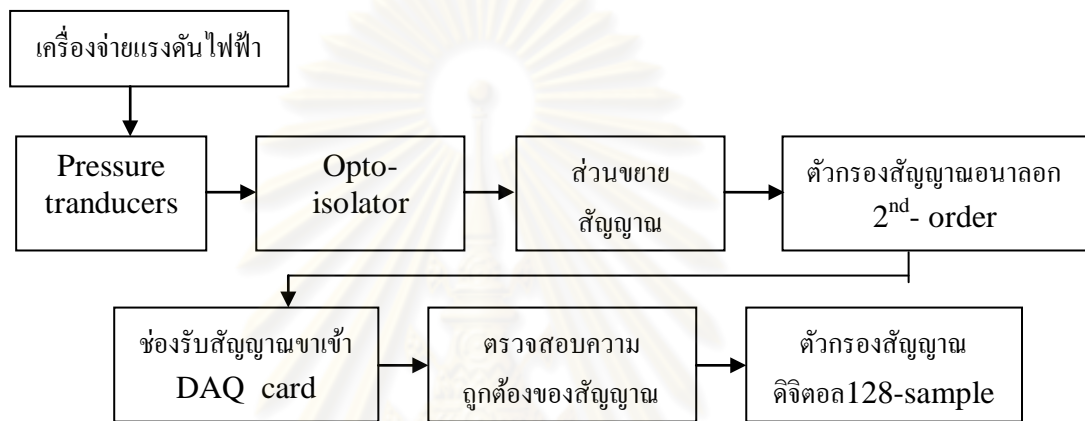
รูปที่ ค-3 วงล้อ encoder

ขั้นตอนที่ 2 การต่อวงจรเพื่อลดสัญญาณรบกวน

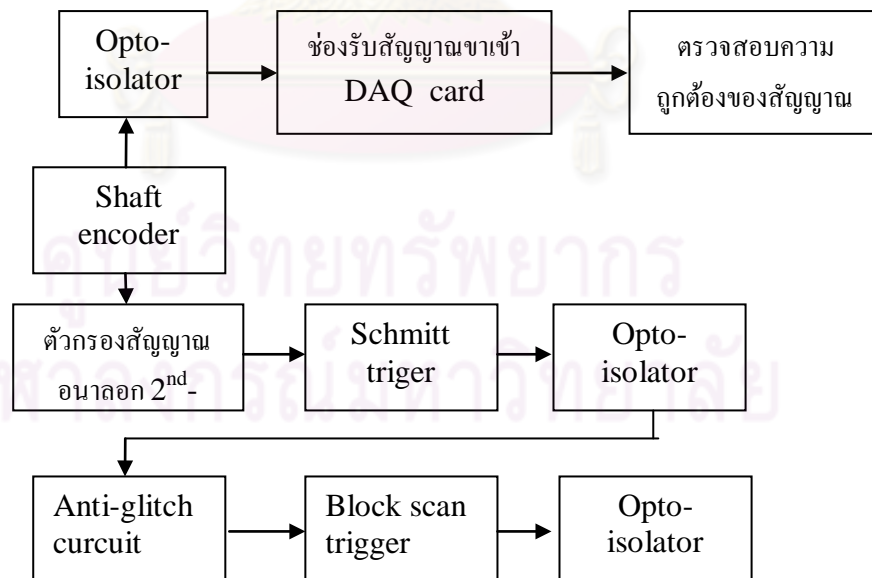
การวัดค่ากำลังบ่งชี้จำเป็นต้องใช้สัญญาณ pressure transducer และ shaft encoder ที่มีความแม่นยำสูง เนื่องจากค่าความดันและปริมาตรจะถูกใช้ในการคำนวณค่า expansion power และ compression power ความผิดพลาดของการวัดที่เกิดจากสัญญาณรบกวนของ pressure transducer และ shaft encoder อาจเกิดขึ้นโดย สัญญาณรบกวนจากคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าของเครื่องใช้ไฟฟ้าภายในห้องที่ทำการทดสอบ ซึ่งสัญญาณรบกวนจากคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้ามีผลทำให้ค่าความดันที่วัดได้และการจับสัญญาณ pulse ของ encoder มีความผิดพลาดเกิดขึ้น นอกจากสัญญาณรบกวนจากคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าแล้ว ยังสัญญาณรบกวนอื่นๆอีกมากมาย ดังนั้นการต่อวงจรเพื่อลดสัญญาณรบกวนจึงเป็นสิ่งจำเป็นเพื่อให้สามารถวัดค่าความดันและปริมาตรได้อย่างถูกต้องที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้

การต่อวงจรลดสัญญาณรบกวนของ pressure transducer และ shaft encoder ตามแนวคิด David Heywood [17] แสดงดังรูปที่ ค-4 และ ค-5 ตามลำดับ การต่อ วงจรลดสัญญาณรบกวนของ pressure transducer จะประกอบไปด้วย การต่อ opto-isolator เพื่อป้องกันสัญญาณรบกวนระหว่างวงจรไฟฟ้า จากนั้นตัวขยายสัญญาณจะ ขยายสัญญาณ ของ pressure transducer สัญญาณที่ถูกขยายแล้วจะผ่านตัวกรองสัญญาณอนาล็อก 2^{nd} เพื่อลด สัญญาณรบกวนจากคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีความถี่สูงและผ่านไปยังตัวกรองสัญญาณดิจิทัล 128-sample

เพื่อลดสัญญาณรบกวนจากคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีความถี่ต่ำ การต่อวงจรลดสัญญาณรบกวนของ shaft encoder จะประกอบไปด้วย การต่อ opto-isolator เพื่อป้องกัน สัญญาณรบกวนระหว่าง วงจรไฟฟ้า จากนั้นสัญญาณที่ได้จะผ่านไปยังตัวกรองสัญญาณอนาล็อก 1st-order เพื่อลด สัญญาณรบกวนจากคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าที่มีความถี่สูงและใช้ Smitt trigger ทำให้สัญญาณอยู่ใน รูปเหลี่ยม สัญญาณรูปเหลี่ยมที่ได้จะผ่านไปยังวงจร anti-glitch เพื่อตัดสัญญาณที่มีความยาว คลื่นต่ำกว่าที่ควรจะเป็นตามความเร็วรอบนั้นๆและใช้ block scan trigger ในการสร้างสัญญาณ pulse 9 สัญญาณจากสัญญาณรูปเหลี่ยม



รูปที่ ค-4 แผนภาพวงจรลดสัญญาณรบกวนของ pressure transducer



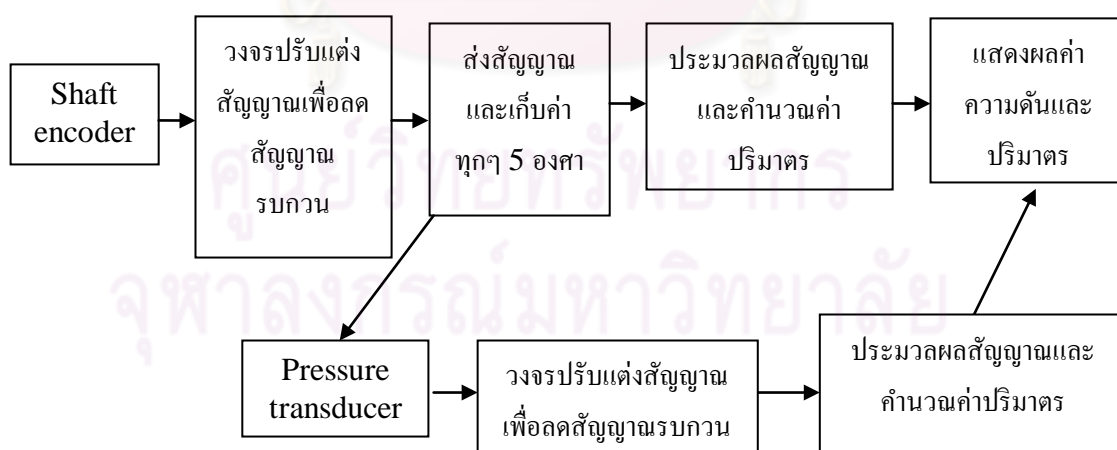
รูปที่ ค-5 แผนภาพวงจรลดสัญญาณรบกวนของ shaft encoder

ขั้นตอนที่ 3 การสอบเทียบความถูกต้อง

การสอบเทียบความถูกต้องของ pressure transducer และ shaft encoder ตามแนวคิดของ david haywood [17] จะใช้ เครื่องวัดแรงดันที่มีความแม่นยำสูงในการสอบเทียบความถูกต้องของ pressure transducer และใช้ hall sensor ในการสอบเทียบความถูกต้องขององศาที่เปลี่ยนแปลงไปกับระดับความสูงของลูกสูบที่เปลี่ยนแปลงไป ผลการสอบเทียบที่ได้จะนำไปใช้ในการเขียนโปรแกรมเพื่อให้อ่านค่าความดันและปริมาตรได้อย่างถูกต้อง

ขั้นตอนที่ 4 และ 5 การเขียนและปรับปรุงโปรแกรม

การเขียนโปรแกรมสำหรับใช้วัดค่ากำลังบ่งชี้จะ เริ่มจากศึกษาวิธีการเขียนโปรแกรมด้วยโปรแกรม Lab view และศึกษาความสัมพันธ์ของการวัดความดันและปริมาตร เพื่อนำมาใช้ในการเขียนโปรแกรม สำหรับการวัดค่ากำลังบ่งชี้ ซึ่งความสัมพันธ์ของการวัดความดันและปริมาตรภายในโปรแกรม แสดงดังรูปที่ ค-6 จากรูปแสดงให้เห็นว่า encoder จะส่งสัญญาณรูปเหลี่ยมทุกๆ 5 องศา มายังวงจรปรับแต่งสัญญาณ จากนั้นสัญญาณรูปเหลี่ยมที่ผ่านการปรับแต่งสัญญาณแล้วจะถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนที่ 1 สัญญาณจะถูกส่งไปยังหน่วยประมวลผลเพื่อ คำนวณปริมาตร ส่วนที่ 2 สัญญาณจะถูกส่งไป ยังส่วนที่ใช้ในการสั่งให้ เก็บค่าแรงดันไฟฟ้าที่ได้จาก pressure transducer เพื่อที่จะนำค่าแรงดันไฟฟ้าที่ได้มาคำนวณเป็นความดันในส่วนประมวลผล ค่าความดันและปริมาตรที่ได้จะถูกส่งไปยังหน่วยแสดงผล เพื่อแสดงเป็นกราฟและ เก็บข้อมูลค่าความดันและปริมาตรในรูปแบบของไฟล์ excel



รูปที่ ค-6 แผนภาพของโปรแกรม

การศึกษากการเขียนโปรแกรมข้างต้นแสดงให้เห็นว่า โปรแกรมที่เขียนขึ้นจำเป็นต้องคำนึงถึงความเร็วในการทำงานต่อ 1 รอบของโปรแกรมเป็นอย่างมาก เนื่องจากผลของการเก็บค่า

ความดันและปริมาตรทุกๆ 5 องศา ทำให้ความถี่ของการเก็บค่าเพิ่มขึ้นจากการวัดความเร็วรอบเพียงอย่างเดียวถึง 72 เท่า เช่น ที่ความเร็วรอบ 1000 rpm คิดเป็นค่าความถี่ได้เท่ากับ 16.67 Hz ระยะเวลาการทำงานของโปรแกรมหดต่อ 1 รอบ เพื่อเก็บค่าความถี่ข้างต้น จะต้องมีความเร็วมากกว่าหรือเท่ากับคาบของความถี่นั้นคือ 0.059 s ถ้ามีการเก็บค่าความดันและปริมาตรด้วย โปรแกรมที่เขียนขึ้นจะต้องมีความเร็วมากกว่าหรือเท่ากับ 0.0008194 s ถึงจะสามารถเก็บค่าความดันและปริมาตรได้ทุกๆ 5 องศา ดังนั้นหลังจากการเขียนโปรแกรมเบื้องต้นเสร็จและตรวจสอบความถูกต้องของการทำงานของโปรแกรมเรียบร้อยแล้ว จะต้องมีการปรับปรุงโปรแกรมอีกครั้งหนึ่งเพื่อลดระยะเวลาในการทำงานของโปรแกรมหดต่อ 1 รอบ เพื่อให้สามารถเก็บค่าความดันและปริมาตรได้อย่างถูกต้อง

ขั้นตอนที่ 6 การคำนวณค่ากำลังบ่งชี้

ค่าความดันและปริมาตร ที่ได้จากการวัดข้างต้นจะนำไปใช้ในการ คำนวณ ค่า expansion power และ compression power ตามแนวคิดของ david haywood [17] จากสมการ

$$L_e, L_c = \pi \left(\frac{n_s}{60}\right) \sum_{N=1}^{N_s} (p_N + p_{N+1})(V_N - V_{N+1}) \quad (ค.1)$$

เมื่อ n_s คือ ความเร็วรอบ และ N_s คือ จำนวนข้อมูล ค่าความดันและปริมาตร ที่เก็บค่าใน 1 รอบ การหมุนของเครื่องยนต์ ($N_s = 72$) ค่า expansion power และ compression power ที่ได้จากการวัดข้างต้นจะถูกหักลบกันเป็นค่ากำลังบ่งชี้

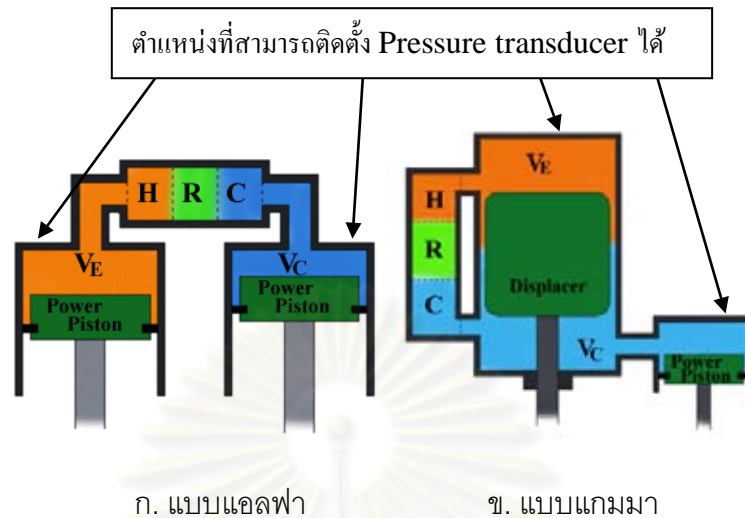
ค.2 ปัญหาที่พบในการประเมินความเป็นไปได้ในการวัดค่ากำลังบ่งชี้

ปัญหาที่พบในการประเมินความเป็นไปได้ในการวัดค่ากำลังบ่งชี้ มีด้วยกัน 3 ส่วน คือ ปัญหาจากการไม่สามารถติดตั้ง pressure transducer ได้, ปัญหาจากความซับซ้อนของการต่อวงจรเพื่อลดสัญญาณรบกวน และปัญหาจาก ระยะเวลาทำงานต่อ 1 รอบของโปรแกรมหด ซึ่งจะอธิบายสาเหตุของปัญหาดังกล่าวข้างต้นโดยละเอียดต่อไป

ค.2.1 ปัญหาจากการไม่สามารถติดตั้ง pressure transducer ได้

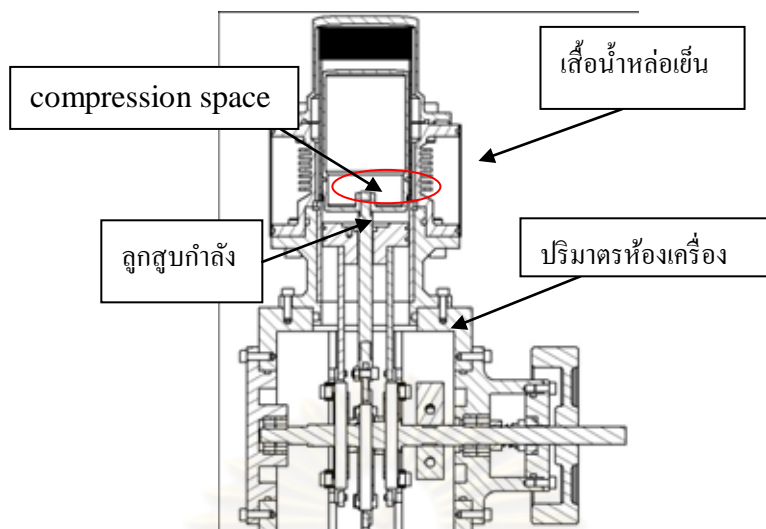
ปัญหาที่เกิดขึ้นในส่วนของการติดตั้งเกิดจากรูปแบบกลไกการขับเคลื่อนไม่เหมาะสม สำหรับการติดตั้ง จากการศึกษางานวิจัยต่างๆ พบว่า การวัดค่ากำลังบ่งชี้จำเป็นต้องติดตั้ง pressure transducer ภายใน expansion space และ compression space ซึ่งเครื่องยนต์ที่ใช้

ในงานวิจัยดังกล่าวจะเป็นเครื่องยนต์ที่มีกลไกการขับเคลื่อนแบบ แอลฟา และแกมมา แสดงดังรูปที่ ค-7ก และ ค-7ข



รูปที่ ค-7 ตำแหน่งที่สามารถทำการติดตั้ง pressure transducer ได้

กลไก 2 รูปแบบนี้ expansion space และ compression space จะไม่ได้อยู่ในกระบอกสูบเดียวกันทำให้สามารถติดตั้ง pressure transducer ได้ง่าย ซึ่งเครื่องยนต์ของ Koichi hirata [1] และ Artin der minassians [6] เป็นแบบแกมมา และเครื่องยนต์ของ David Heywood [17] และ Noburu kagawa [18] เป็นแบบแอลฟา แต่เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่นั้นเป็นแบบ เบต้า แสดงดังรูปที่ ค-8 กลไกการขับเคลื่อนแบบนี้ expansion space และ compression space จะอยู่ในกระบอกสูบเดียวกันทำให้การติดตั้ง pressure transducer ภายใน compression space ไม่สามารถทำได้เนื่องจาก compression space อยู่ติดกับเสื่อน้ำหล่อเย็นทำให้ไม่มีพื้นที่ในการติดตั้ง วิธีหนึ่งที่มีผู้วิจัยคิดขึ้นสำหรับการติดตั้ง pressure transducer ทำโดยการติดตั้งผ่าน buffer space มายัง compression space โดยการเจาะรูที่ลูกสูบกำลังแล้วต่อท่อเพื่อวัดความดัน ซึ่งอาจทำการติดตั้ง pressure ได้ แต่วิธีดังกล่าวทำให้เกิดความผิดพลาดในการวัดสูงมากเนื่องจากการเคลื่อนที่ขึ้นลงของลูกสูบกำลัง ดังนั้นจากข้อจำกัดทางโครงสร้างของเครื่องยนต์ที่มีอยู่ทำให้ไม่สามารถติดตั้ง pressure transducer ได้



รูปที่ ค-8 กลไกแบบเบตาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่

ค.2.2 ปัญหาจากความซับซ้อนของการต่อวงจรเพื่อลดสัญญาณรบกวน

การต่อวงจรลดสัญญาณรบกวนเป็นส่วนสำคัญที่จะทำให้การวัดมีความถูกต้องสูงขึ้น สามารถทำได้ตั้งแต่วงจรอย่างง่ายจนกระทั่งวงจรที่มีความซับซ้อนสูง แต่การวัดความดันและปริมาตรนั้นจำเป็นที่จะต้องต่อวงจรลดสัญญาณรบกวนที่มีความซับซ้อนสูงเพื่อให้ค่าของการวัดดังกล่าวมีความถูกต้องมากที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ นอกจากนี้ David Heywood ยังได้กล่าวอีกว่า ความถูกต้องของค่าปริมาตรมีผลต่อการประเมินค่ากำลังบ่งชี้อย่างมากอีกด้วย ดังนั้นการต่อวงจรลดสัญญาณรบกวนจึงมีจำเป็นต้องมีความซับซ้อนสูง ซึ่งทำให้การต่อวงจรทำได้ยาก

ค.2.3 ปัญหาจากระยะเวลาทำงานต่อ 1 รอบของโปรแกรม

การเก็บค่าความดันและปริมาตรให้ได้ทุกๆ 5 องศา โปรแกรมที่เขียนขึ้นจะต้องมีความเร็วในการทำงานมากกว่าหรือเท่ากับ 0.0008194 s ต่อ 1 รอบการทำงาน แต่โปรแกรมที่ใช้ในการวัดค่ากำลังบ่งชี้ที่มีความซับซ้อนสูงทั้งในส่วนการปรับแต่งสัญญาณ และการรับส่งสัญญาณ pressure transducer และ encoder มีผลทำให้ความเร็วในการทำงานของโปรแกรมลดลง ซึ่งอาจทำให้ไม่สามารถเก็บค่าความดันและปริมาตรได้ตามที่ต้องการ นอกจากความผิดพลาดของการวัดในส่วนของความล่าช้าของโปรแกรมแล้วยังมีความผิดพลาดในส่วนของความสัมพันธ์ของการส่งสัญญาณ shaft encoder เพื่อทำการเก็บค่าความดัน จากเหตุผลดังกล่าวข้างต้นทำให้การเขียนโปรแกรมเพื่อประเมินค่ากำลังบ่งชี้จากการวัดได้อย่างถูกต้องนั้นกระทำยาก ถึงแม้ว่าจะสามารถทำการวัดค่ากำลังบ่งชี้ได้แต่ค่ากำลังบ่งชี้ที่ได้ อาจมีความถูกต้องไม่เพียงพอต่อการนำไปใช้ในการประเมินการสูญเสีย

ค.3 สรุปการประเมินความเป็นไปได้ในการวัดค่ากำลังบ่งชี้

การประเมินความเป็นไปได้ในการวัดค่ากำลังบ่งชี้ข้างต้น แสดงให้เห็นว่า การวัดค่ากำลังบ่งชี้มีข้อจำกัดต่างๆมากมาย ทั้งในส่วนของ การติดตั้ง pressure transducer ภายในเครื่องยนต์ ซึ่งไม่สามารถติดตั้งได้ การต่อวงจรลดสัญญาณรบกวนมีความซับซ้อนสูง เกินไป และ ระยะเวลาในการทำงานของโปรแกรมต่อ 1 รอบมีความเร็วไม่เพียงพอ ต่อการวัดค่าความดันและปริมาตร จากปัญหาดังกล่าวข้างต้น ทำให้ไม่สามารถวัด ค่ากำลังบ่งชี้ ได้ ถึงแม้ว่าการวัดกำลังบ่งชี้ด้วยวิธีการวัดข้างต้นสามารถทำได้ แต่ค่ากำลังบ่งชี้ที่ได้ อาจมีความถูกต้องไม่เพียงพอสำหรับนำไปใช้ในการประเมินการสูญเสีย ดังนั้นการประเมินกลไกการสูญเสียโดยใช้ค่ากำลังบ่งชี้ที่ได้จากการวัด จึงไม่สามารถทำได้



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายกฤษลิน ถมยาบัตร เกิดเมื่อวันที่ 25 มิถุนายน พ.ศ.25 52 ที่กรุงเทพมหานคร สำเร็จปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เมื่อวันที่ 26 มีนาคม 2551 และเข้าศึกษาต่อในหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2551



ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย