

การวิเคราะห์กำลังและประสิทธิภาพเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ร่วมกับเตาเผาชีวมวลแก๊สซิไฟเออร์

POWER AND EFFICIENCY ANALYSIS OF THE BIOMASS POWERED-STIRLING

ENGINE AND GASIFIER SYSTEM



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2562

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การวิเคราะห์กำลังและประสิทธิภาพเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ร่วมกับเตาเผาชีวมวลแก๊สซิไฟเออร์

POWER AND EFFICIENCY ANALYSIS OF THE BIOMASS POWERED-STIRLING

ENGINE AND GASIFIER SYSTEM



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2562

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

POWER AND EFFICIENCY ANALYSIS OF THE BIOMASS POWERED-STIRLING
ENGINE AND GASIFIER SYSTEM



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

2019

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การวิเคราะห์ระบบผลิตไฟฟ้าด้วยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับเตาเผาชีวมวลแก๊สซิไฟเออร์

นายทศพร ลาตรีนทร์ 59010527

นายธนภัทร ประสงค์ดี 59010583

นายธัชพล รอดรักบุญ 59010634

ผศ.ดร.สุตาภัทร แคว้นเขาเม็ง อาจารย์ที่ปรึกษา

ปีการศึกษา 2562

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นการวิเคราะห์กำลังและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับเตาเผาชีวมวลแก๊สซิไฟเออร์ โดยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นแบบแอลฟา 4 กระบอกสูบ ซึ่งจะทำการวิเคราะห์กำลังป้อนของเครื่องยนต์และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์จากวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ วัฏจักรสเตอร์ลิงอะเดียเบติกและการวิเคราะห์ของซมิตต์ วิเคราะห์กำลังเพลลาของเครื่องยนต์โดยใช้วิธีเชิงประจักษ์และการวิเคราะห์ของซมิตต์ร่วมกับการประมาณการสูญเสียในเครื่องยนต์ วิเคราะห์ประสิทธิภาพการเผาไหม้และประมาณการสูญเสียที่เกิดจากการเผาไหม้ วิเคราะห์การไหลของพลังงานในระบบ และทดสอบเครื่องยนต์เบื้องต้นโดยให้ทำหน้าที่เป็นตัวสูบความร้อน สุดท้ายคือวิเคราะห์ปัญหาที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบรวมถึงแนวทางในการแก้ไข

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต่อ|อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

POWER AND EFFICIENCY ANALYSIS OF THE BIOMASS POWERED-STIRLING ENGINE AND
GASIFIER SYSTEM

Totsaporn Lattareen 59010527

Thanapat Prasongdee 59010583

Thatchapol Rodrakbun 59010634

Assoc.Prof. Dr.Sutapat Kwankaomeng Advisor

Year 2019

ABSTRACT

The objective of this thesis is to analyze the power and efficiency of the Stirling engine together with the biomass gasification system. The Stirling engine is the alpha type with 4-cylinders, which will analyze the indication power and thermal efficiency of the engine from the ideal Stirling cycle, adiabatic Stirling cycle, and Schmidt analysis. Analyze the shaft power of the engine by using the empirical method and Schmidt analysis together with the estimation of engine losses. Analyze the combustion efficiency and estimate the losses from combustion. Analyze energy flow in the system and test the preliminary engine by acting as a heat pump. Finally, analyze the problems in the prototype Stirling engine, including solutions.

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงได้ด้วยดี ก็เพราะความช่วยเหลือเอาใจใส่ ให้คำแนะนำในด้านต่าง ๆ ตลอดจนให้ความเห็นและความรู้ในการแก้ปัญหาต่าง ๆ อย่างดีเสมอมาจาก ผศ.ดร.สุตาภัทร แคว้นขำเม็ง อาจารย์ที่ปรึกษาในการทำโครงการ จนกระทั่งวิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จด้วยดี

ขอขอบคุณอาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังทุกท่าน ที่ได้ให้ความรู้ คำแนะนำ ความช่วยเหลือในเรื่องต่าง ๆ พร้อมทั้งดูแลนักศึกษาในภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลได้เป็นอย่างดี

ขอขอบคุณ ผศ.บรรเทิง ศิลป์สกุลสุข อาจารย์ประจำภาควิชาวิทยาศาสตร์เคมี คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยสยาม ที่ได้ให้ความรู้ คำแนะนำ และแลกเปลี่ยนความคิดเห็นเกี่ยวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง และเตาเผา

ขอขอบคุณ ดร.สมมาส แก้วล้วน อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ที่ได้ให้ความรู้ คำแนะนำ และแลกเปลี่ยนความคิดเห็นเกี่ยวกับแก๊สซิฟายเออร์และเตาเผา

ขอขอบคุณพี่ๆจากช่างประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่เอื้อเฟื้อให้ยืมเครื่องมือช่างและอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่ใช้ในโครงการนี้

ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเกษตร คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ได้เอื้อเฟื้อสถานที่ โดยให้ใช้ห้องปฏิบัติการของภาควิชา รวมถึงอุปกรณ์ช่างในการทำโครงการนี้

ขอขอบคุณพี่พงษ์รินทร์ สว่างวงศ์ และพี่อมร ชาวอบทม ลูกศิษย์เก่าภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ได้ให้ความรู้ คำแนะนำ หลักการเกี่ยวกับระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง รวมถึงช่วยเหลือในการปฏิบัติการด้านช่างในการถอดและใส่ส่วนประกอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

สุดท้ายนี้ต้องขอขอบพระคุณบุคคลที่สำคัญที่สุดที่ทำให้ข้าพเจ้ามีวันนี้ ก็คือ บิดา มารดาอันเป็นที่เคารพยิ่ง ซึ่งได้เลี้ยงดูผู้เขียนมาเป็นอย่างดี พร้อมทั้งให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มที่ และยังให้กำลังใจ เอาใจใส่เสมอมา ในทุก ๆ ด้านอันหาที่เปรียบมิได้ ข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสุดประมาณ และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

นายทศพร ลาดรีนทร์

นายธนภัทร ประสงค์ดี

นายรัชพล รอดรักบุญ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่โดยไม่ขออนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และตัด|||อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VIII
สารบัญรูป.....	X
รายการสัญลักษณ์.....	XIV
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา.....	2
1.3 ขอบสมมติฐาน.....	2
1.4 ขอบตกลงเบื้องต้น.....	2
1.5 ขอบเขตงานวิจัย.....	2
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
1.7 ขั้นตอนของการศึกษา.....	4
บทที่ 2 ระบบการให้ความร้อน.....	5
2.1 พลังงานหมุนเวียน.....	5
2.1.1 ชีวมวล.....	5
2.2 การนำชีวมวลไปให้ความร้อนโดยวิธีต่าง ๆ.....	6
2.2.1 การเปรียบเทียบเทคโนโลยีการเผาไหม้ตรงกับแก๊สซิฟิเคชัน.....	7
2.2.2 กระบวนการแก๊สซิฟิเคชัน.....	7
2.2.2.1 โชนอบแห้ง.....	7
2.2.2.2 โชนการกลั่นสลาย หรือ โชนไพโรไลซิส.....	8
2.2.2.3 โชนการเผาไหม้.....	9
2.2.2.4 โชนรีดักชัน.....	9
2.3 ชนิดของเตาแก๊สซิฟายเออร์.....	11

	หน้า
2.3.1 เตาแบบก๊าซไหลขึ้น.....	11
2.3.2 เตาแบบก๊าซไหลลง.....	12
2.5 การออกแบบระบบเตาแก๊สซีฟายเออร์โดยสังเขป.....	14
2.6 ห้องเผาไหม้.....	14
2.6.1 อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง.....	15
2.6.2 เปอร์เซ็นต์อากาศทางทฤษฎี.....	15
2.6.3 เปอร์เซ็นต์อากาศเกินพอ.....	15
บทที่ 3 เครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	16
3.1 เครื่องยนต์ความร้อน.....	18
3.2 ส่วนประกอบหลักของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	19
3.2.1 แหล่งความร้อน.....	19
3.2.2 ฮีตเตอร์.....	19
3.2.3 รีเจนเนอเรเตอร์.....	20
3.2.4 คูลเลอร์.....	22
3.2.5 แหล่งระบายความร้อน.....	22
3.2.6 ตัวปิดผนึก.....	22
3.2.7 ส่วนประกอบหลักในกลไกการส่งกำลังของเครื่องยนต์.....	22
3.3 ประเภทของกลไกในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	23
3.3.1 กลไกแบบตัววี.....	23
3.3.2 กลไกแบบรอมบิก.....	23
3.3.3 กลไกโรสส์ยอร์ด.....	24
3.3.4 กลไกวอบเบิลเพลต.....	25
3.3.5 กลไกสวอชเพลต.....	25
3.4 ประเภทของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	26
3.5 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบแอลฟาหลายกระบอกสูบ.....	27
3.6 การวิเคราะห์วัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์ขณะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานและการ ประมาณกำลังของเครื่องยนต์.....	29

	หน้า
3.6.1 วัฏจักรคาร์โนต์.....	29
3.6.2 วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ.....	31
3.6.3 วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอะเดียเบติก.....	35
3.6.4 การวิเคราะห์การเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก.....	40
3.6.4.1 วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก.....	41
3.6.4.2 วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอะเดียเบติกที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก.....	42
3.7 กำลังของเครื่องยนต์.....	43
3.7.1 กำลังบ่งชี้.....	43
3.7.2 กำลังเพลลา.....	43
3.7.3 กำลังเสียดทาน.....	43
3.7.4 การหาค่ากำลังเครื่องยนต์โดยใช้สมการเชิงประจักษ์.....	43
บทที่ 4 วิธีดำเนินการวิจัย.....	45
4.1 ศึกษาส่วนประกอบของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับเตาเผาชีวมวลแก๊สซิไฟเออร์.....	45
4.2 การประเมินกลไกการสูญเสียที่เกิดขึ้นในระบบผลิตไฟฟ้าด้วยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับเตาเผาชีวมวลแก๊สซิไฟเออร์เบื้องต้น.....	51
4.2.1 วิเคราะห์การสูญเสียที่เกิดขึ้นในแก๊สซิไฟเออร์.....	52
4.2.2 วิเคราะห์การสูญเสียที่เกิดขึ้นในห้องเผาไหม้.....	52
4.2.3 วิเคราะห์การสูญเสียที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	52
บทที่ 5 ผลการวิจัย.....	54
5.1 การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติและอะเดียเบติก.....	54
5.2 การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก.....	57
5.3 การวิเคราะห์แก๊สซิไฟเออร์.....	60
5.4 การวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ.....	64

	หน้า
บทที่ 6 บทสรุปและข้อเสนอแนะ.....	69
6.1 บทสรุป.....	69
6.2 ข้อเสนอแนะ.....	70
 บรรณานุกรม.....	 72
 ภาคผนวก.....	 75
ภาคผนวก ก.....	75
ภาคผนวก ข.....	79
ภาคผนวก ค.....	84
ภาคผนวก ง.....	87
ภาคผนวก จ.....	93
ภาคผนวก ฉ.....	112
ภาคผนวก ช.....	116
ภาคผนวก ซ.....	130



สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
ค-1 แสดงอัตราการใช้ของสารทำงานในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ต่างๆ.....	86
จ-1 ค่าของตัวแปรและขนาดของชิ้นส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	94
จ-2 แสดงปริมาตรของฮีตเตอร์และคูลเลอร์แต่ละส่วน (1 ระบายออกสู่อากาศ).....	100
จ-3 แสดงขนาดของฮีตเตอร์และคูลเลอร์แต่ละส่วน.....	100
จ-4 แสดงค่า MU ของฮีตเตอร์และคูลเลอร์แต่ละส่วน.....	101
จ-5 แสดงค่า V_{avg} ของฮีตเตอร์และคูลเลอร์แต่ละส่วน.....	101
จ-6 บอกค่า ρ_m , RE และ F ของฮีตเตอร์และคูลเลอร์แต่ละส่วน.....	102
จ-7 แสดงค่าการสูญเสียความดันทั้งหมดของฮีตเตอร์และคูลเลอร์แต่ละส่วน.....	102
จ-8 แสดงค่าการสูญเสียเนื่องจากแรงต้านลมในฮีตเตอร์ คูลเลอร์ และรีเจนเนอเรเตอร์ (ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 600 รอบ/นาที).....	103
จ-9 แสดงค่าการสูญเสียการนำความร้อนของวงแหวนแก๊สระหว่างระบายออกสู่อากาศและลูกสูบ ผนังระบายออกสู่อากาศและผนังลูกสูบ (คุณ 4 เพื่อให้เป็นการสูญเสียทั้งเครื่องยนต์).....	107
ฉ-1 แสดงงานบ่งชี้ที่ได้ต่อหนึ่งรอบวัฏจักร (1 ระบายออกสู่อากาศ) ประสิทธิภาพเชิงความร้อน.....	115
ช-1 การสูญเสียความร้อนของห้องเผาไหม้และประสิทธิภาพของห้องเผาไหม้.....	121
ช-2 ค่า Calorific value ของก๊าซต่างๆ.....	124
ช-1 ผลการทดลองไนโตรเจน ความดัน 10 บาร์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 150 rpm.....	133
ช-2 ผลการทดลองไนโตรเจน ความดัน 10 บาร์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 200 rpm.....	134
ช-3 ผลการทดลองไนโตรเจน ความดัน 10 บาร์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 250 rpm.....	135
ช-4 ผลการทดลองไนโตรเจน ความดัน 10 บาร์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 300 rpm.....	136
ช-5 ผลการทดลองฮีเลียม ความดัน 10 บาร์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 150 rpm.....	137
ช-6 ผลการทดลองฮีเลียม ความดัน 10 บาร์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 200 rpm.....	138
ช-7 ผลการทดลองฮีเลียม ความดัน 10 บาร์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 250 rpm.....	140
ช-8 ผลการทดลองฮีเลียม ความดัน 10 บาร์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 300 rpm.....	141
ช-9 ผลการทดลองร้อยละปริมาณไอเสียโดยปริมาตร.....	145
ช-10 ผลการทดลองร้อยละปริมาณไอเสียโดยปริมาตร.....	145
ช-11 การหา COP ที่ความดัน 10 bars สารทำงานเป็นฮีเลียม.....	147
ช-12 การหา COP ที่ความดัน 10 bars สารทำงานเป็นไนโตรเจน.....	148

ตารางที่	หน้า
ช-13 ค่าหน้าเลขบอกจำนวนโมลเป็นร้อยละของสาร.....	150
ช-14 ค่าส่วนสารตั้งต้น.....	150
ช-15 ค่าส่วนผลิตภัณฑ์.....	151



สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 ผลผลิตจากเตาเผาแก๊สซิฟายเออร์.....	7
2.2 ขอบเขตของการอบแห้งภายในแก๊สซิฟายเออร์.....	8
2.3 ขอบเขตของการกลั่นสลายภายในแก๊สซิฟายเออร์.....	8
2.4 ขอบเขตของการเผาไหม้ภายในแก๊สซิฟายเออร์.....	9
2.5 ขอบเขตของการรีดักชันภายในแก๊สซิฟายเออร์.....	10
2.6 ขอบเขตการทำงานของเตาแบบก๊าซไหลขึ้น.....	12
2.7 ขอบเขตการทำงานของเตาแบบก๊าซไหลลง.....	13
3.1 Nano Cannon Stirling engine – By Kontax Engineering.....	17
3.2 แผนภาพเครื่องยนต์ความร้อน.....	18
3.3 ส่วนประกอบหลักของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบแอลฟา.....	19
3.4 Metal mesh.....	20
3.5 รีเจนเนอเรเตอร์แบบ Metal foam.....	20
3.6 (a) กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง P-v (b) ความสัมพันธ์ระหว่าง T-s ในวัฏจักรสเตอร์ลิง.....	21
3.7 กลไกแบบตัววี.....	23
3.8 กลไกแบบรอมบิก.....	24
3.9 กลไกโรสส์ยอร์ก.....	24
3.10 กลไกวออบเบิลเพลต.....	25
3.11 กลไกสวอชเพลต.....	25
3.12 แผนภาพเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (a) เครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบแอลฟา (b) เครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบเบต้า (c) เครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบแกรมมา.....	27
3.13 แสดงมุมเฟสของเพลตข้อเหวี่ยงและตำแหน่งของลูกสูบในแต่ละกระบอกสูบ.....	28
3.14 แสดงการดำเนินไปของวัฏจักรคาร์โนต์.....	30
3.15 แสดงการถ่ายเทความร้อนและการเคลื่อนที่ของลูกสูบในแต่ละกระบวนการณ์ในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ.....	31
3.16 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ รีเจนเนอเรเตอร์มีประสิทธิภาพ 100%.....	33

รูปที่	หน้า
3.17 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ รีเจนเนอเรเตอร์ไม่ได้มีประสิทธิภาพ 100%.....	33
3.18 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรในวัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอะเดียเบติก รีเจนเนอเรเตอร์ไม่ได้มีประสิทธิภาพ 100%.....	37
3.19 ตัวแปรในการวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนแบบฮาร์มอนิก.....	40
3.20 แสดงแผนภาพการกระจายของอุณหภูมิในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ.....	41
3.21 แสดงแผนภาพการกระจายตัวของอุณหภูมิในวัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอะเดียเบติก เพื่อเป็นพื้นฐานในการวิเคราะห์เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก.....	42
4.1 ระบบส่งกำลังด้วยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับเตาเผาชีวมวลแก๊สซิไฟเออร์.....	46
4.2 ลักษณะการติดตั้งเครื่องยนต์สเตอร์ลิงและเบิร์นเนอร์.....	46
4.3 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ (TL6R).....	47
4.4 ข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ (TL6R).....	48
4.5 ฮีตเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ (TL6R).....	49
4.6 ภาพฮีตเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ (TL6R) เพื่อแสดงให้เห็นถึงตำแหน่ง ของรีเจนเนอเรเตอร์.....	49
4.7 ภาพคูเลอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ (TL6R).....	50
4.8 กลไกโรสส์ยอร์กในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ (TL6R).....	50
4.9 ทิศทางการไหลของของไหลทำงานขณะลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นและลง.....	51
5.1 งานบ่งชี้ที่ได้ต่อหนึ่งรอบวัฏจักรที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ.....	54
5.2 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ.....	54
5.3 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ในวัฏจักรสเตอร์ลิงอะเดียเบติก.....	55
5.4 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ในจักรสเตอร์ลิงอะเดียเบติก.....	55
5.5 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ในจักรสเตอร์ลิงอุดมคติของอากาศ และแก๊สฮีเลียมโดยใช้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์เป็น 80%.....	56
5.6 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ในจักรสเตอร์ลิงอะเดียเบติกของอากาศ และแก๊สฮีเลียมโดยใช้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์เป็น 80%.....	56
5.7 แสดงการไหลพลังงานในการเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติที่ลูกสูบ เคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก.....	57

รูปที่	หน้า
5.8 แสดงประสิทธิภาพทั้งหมดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงตามวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก.....	58
5.9 แสดงอัตราการถ่ายโอนความร้อนและกำลังเพลลาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงตามวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก.....	58
5.10 เปรียบเทียบกำลังสุทธิที่ได้จากขมิดต์ เบลล์และเวสต์.....	59
5.11 เปรียบเทียบประสิทธิภาพสุทธิของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ได้จากขมิดต์ เบลล์และเวสต์.....	59
5.12 อัตราการไหลเชิงมวลของ wood pellet และอากาศเข้าแก๊สซิฟายเออร์ในแต่ละประสิทธิภาพของแก๊สซิฟายเออร์.....	60
5.13 พลังงานความร้อนที่เข้าแก๊สซิฟายเออร์ในแต่ละประสิทธิภาพของแก๊สซิฟายเออร์.....	61
5.14 พลังงานความร้อนที่เข้าแก๊สซิฟายเออร์และพลังงานความร้อนที่เข้าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในแต่ละความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยมีประสิทธิภาพแก๊สซิฟายเออร์คงที่ที่ 0.7.....	62
5.15 อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศเข้าแก๊สซิฟายเออร์ในแต่ละความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยมีประสิทธิภาพแก๊สซิฟายเออร์คงที่ที่ 0.7.....	62
5.16 อัตราการไหลเชิงมวลของ wood pellet เข้าแก๊สซิฟายเออร์ในแต่ละความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยมีประสิทธิภาพแก๊สซิฟายเออร์คงที่ที่ 0.7.....	63
5.17 อัตราการไหลเชิงปริมาตรของแก๊สผลิตภัณฑ์ออกจากแก๊สซิฟายเออร์ในแต่ละความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยมีประสิทธิภาพแก๊สซิฟายเออร์คงที่ที่ 0.7.....	63
5.18 แสดงถึงพลังงานความร้อนในแต่ละส่วนของอุปกรณ์ต่างๆ.....	64
5.19 อุณหภูมิฮีตเตอร์ ที่เวลาต่างๆ ในแต่ละความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเมื่อใช้สารทำงานเป็นฮีเลียม ความดัน 10 บาร์.....	65
5.20 อุณหภูมิฮีตเตอร์ ที่เวลาต่างๆ ในแต่ละความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเมื่อใช้สารทำงานเป็นไนโตรเจน ความดัน 10 บาร์.....	65
5.21 กำลังของมอเตอร์ ที่ความเร็วรอบต่างๆ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ความดัน 10 บาร์.....	66
5.22 อัตราการถ่ายเทความร้อน ที่ความเร็วรอบต่างๆ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ความดัน 10 บาร์.....	67
5.23 COP ของสเตอร์ลิงฮีทปั๊ม ที่ความเร็วรอบต่างๆ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ความดัน 10 บาร์.....	67
ก-1 แสดงตัวแปรในการวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก.....	76
ก-2 ค่าต่าง ๆ ในสามเหลี่ยมมุมฉากที่สมมติขึ้นซึ่งมี A เป็นมุมประกอบ.....	77

รูปที่	หน้า
ข-1 แผนภาพแสดงการวิเคราะห์หลักไครออสัยอร์ค.....	80
ข-2 แผนภาพแสดงการวิเคราะห์หลักไครออสัยอร์คเมื่อมีระยะกระจัดมากที่สุด.....	82
ข-3 แผนภาพแสดงการวิเคราะห์หลักไครออสัยอร์คเมื่อมีระยะกระจัดน้อยสุด.....	83
ค-1 แสดงปริมาณในระบบเทียบกับมุมข้อเหวี่ยง (สำหรับ 1 กระบอกสูบ).....	85
ค-2 แสดงความดันเฉลี่ยเทียบกับปริมาณในระบบ (สำหรับ 1 กระบอกสูบ).....	85
ง-1 แสดงแผนภาพการกระจายของอุณหภูมิในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ.....	87
จ-1 แสดงปริมาตรส่วนต่างๆ ในฮีตเตอร์.....	100
จ-2 แสดงค่าผลการทดลองการสูญเสียจากแรงเสียดทานเชิงกลและสมการในการประมาณค่า.....	104
จ-3 การสูญเสียจากการให้ความร้อนซ้ำ (ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 600 rpm) ที่ค่าประสิทธิภาพของรีเจนเนอเรเตอร์ต่างๆ.....	105
จ-4 ปัจจัยที่ทำให้เกิด Shuttle Conduction.....	105
ช-1 สัดส่วนโดยมวลของธาตุต่างๆใน wood pellet.....	122
ช-2 สัดส่วนโดยมวลของผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากแก๊สซิฟายเออร์ชนิดต่างๆ.....	123
ช-3 ระบบการทำงานระหว่างแก๊สซิฟายเออร์และเบิร์นเนอร์.....	125
ช-1 แสดงฉนวนบริเวณฮีตเตอร์.....	131
ช-2 แสดงการติดตั้งล้อตุนกำลัง เพลลา สายพานและมอเตอร์.....	131
ช-3 แสดงจุดที่ติดตั้งเทอร์โมคัปเปอรบนฮีตเตอร์.....	132
ช-4 แสดงแผนภาพการทดลองหาประสิทธิภาพการเผาไหม้ใน Combustion chamber.....	143
ช-5 แสดงแผนภาพการทดลองหาประสิทธิภาพการเผาไหม้ใน Combustion chamber.....	143
ช-6 แสดงการติดตั้งเทอร์โมคัปเปอรและน้ำหล่อเย็น.....	144
ช-7 แสดงการวัดไอเสียด้วยเครื่องวัดไอเสีย.....	144

รายการสัญลักษณ์

Q_{in}	ความร้อนที่เข้าสู่ระบบเครื่องยนต์ความร้อน (w)
Q_{out}	ความร้อนที่ออกจากระบบเครื่องยนต์ความร้อน (w)
W	งานที่ได้จากเครื่องยนต์ความร้อน (w)
Q_H	ความร้อนที่ได้จากแหล่งความร้อน (w)
Q_C	ความร้อนที่ออกสู่แหล่งระบายความร้อน (w)
T_H	อุณหภูมิของแหล่งความร้อน (K)
T_C, T_k หรือ T_L	อุณหภูมิของแหล่งระบายความร้อน (K)
T_r	อุณหภูมิเฉลี่ยในรีเจนเนอเรเตอร์ (K)
T	อุณหภูมิ (K)
p	ความดัน (Pa หรือ kPa หรือ MPa)
m หรือ M	มวลของสารทำงาน (kg หรือ g)
V	ปริมาตร (m^3)
τ	อัตราส่วนระหว่างอุณหภูมิสูงกับอุณหภูมิต่ำ ($\tau = \frac{T_H}{T_L}$)
γ	อัตราส่วนการอัดตัวเชิงปริมาตร ($\gamma = \frac{V_{max}}{V_{min}}$)
ε	ประสิทธิภาพของรีเจนเนอเรเตอร์
V_e	ปริมาตรในกระบอกสูบร้อน (m^3)
V_{swe}	ปริมาตรกวาดของกระบอกสูบร้อน (m^3)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และตีxiv ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

V_{cle}	ปริมาตรคงที่ของกระบอกลูกสูบร้อน (m^3)
V_c	ปริมาตรในกระบอกลูกสูบเย็น (m^3)
V_{swc}	ปริมาตรกวาดของกระบอกลูกสูบเย็น (m^3)
V_{clc}	ปริมาตรคงที่ของกระบอกลูกสูบเย็น (m^3)
V_h	ปริมาตรของฮีตเตอร์ (m^3)
V_k	ปริมาตรของकुलเลอร์ (m^3)
V_r	ปริมาตรของรีเจนเนอเรเตอร์ (m^3)
X	อัตราส่วนระหว่างปริมาตรในรีเจนเนอเรเตอร์และปริมาตรในกระบอกลูกสูบร้อน ($X = \frac{V_r}{V_e}$)
θ	มุมข้อเหวี่ยง (องศา)
α	มุมเฟสระหว่างลูกสูบในกระบอกลูกสูบร้อนและเย็น (องศา)
$\kappa = \frac{V_{swc}}{V_{swe}}$	อัตราส่วนของปริมาตรในกระบอกลูกสูบร้อนและกระบอกลูกสูบเย็น
b_1	ความสูงของฐานยอร์ค (m หรือ cm)
b_2	ความยาวครึ่งหนึ่งของฐานยอร์ค (m หรือ cm)
$yoke$	ความยาวยอร์ค (m หรือ cm)
ϕ	มุมระหว่างฐานยอร์คกับแนวระดับ (องศา)
x	ระยะเคลื่อนที่ของลูกสูบ (m หรือ cm)
y_e	ระยะเคลื่อนที่ของลูกสูบในกระบอกลูกสูบร้อน (m หรือ cm)
y_c	ระยะเคลื่อนที่ของลูกสูบในกระบอกลูกสูบเย็น (m หรือ cm)
r	รัศมีข้อเหวี่ยง (m หรือ cm)

η_{th} ประสิทธิภาพเชิงความร้อน
 เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

T_e	อุณหภูมิภายในกระบอกสูบร้อน (K)
T_c	อุณหภูมิภายในกระบอกสูบเย็น (K)
P_i	กำลังบ่งชี้ (w)
W_i	งานบ่งชี้ (w)
T	แรงบิด ($N.m$)
P_f	กำลังเสียดทาน (w)
P_b หรือ NP	กำลังเพลลาหรือกำลังสุทธิของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (w)
p_{mean}	ความดันเฉลี่ยในระบบ (Pa หรือ kPa หรือ MPa)
P_B	กำลังจากการประมาณของเบลล์ (w)
β_E	Beale number ซึ่งเท่ากับ 0.15
n	ความเร็วรอบเครื่องยนต์ (รอบ/วินาที)
F	West Number มีค่าเท่ากับ 0.35
V_{avg}	ความเร็วเฉลี่ยของของไหลทำงาน (m/s)
$Stroke$ หรือ SD	ระยะชักของกระบอกสูบ (m หรือ cm)
V_{flow}	อัตราการไหลเฉลี่ยของของไหลทำงาน (m^3/s)
T	คาบเวลาที่เครื่องยนต์เครื่องยนต์ทำงานหนึ่งรอบ (s)
L	ความสูงหรือความยาว (m หรือ cm)
η	พื้นที่หน้าตัด (m^2 หรือ cm^2)
ρ	ความหนาแน่น (g/cm^3 หรือ kg/m^3)
ρ_m	ความหนาแน่นเฉลี่ยของสารทำงาน (g/cm^3 หรือ kg/m^3)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

C_v	ค่าความจุความร้อนจำเพาะเมื่อปริมาตรคงที่ ($kJ/kg.K$)
C_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะเมื่อความดันคงที่ ($kJ/kg.K$)
MU	ค่าความหนืดของของไหลทำงาน ($g/cm.s$)
GCI	ค่าคงที่การแปลง มีค่าเป็น 10^7 ($g/MPa.s^2.cm$)
AC	ประสิทธิภาพของพื้นที่การไหลอิสระในตะแกรง (cm^2)
RH	รัศมีไฮดรอลิก (cm)
ρ_m	ความหนาแน่นเฉลี่ยของสารทำงาน (g/cm^3 หรือ kg/m^3)
RE	Reynolds number
$DEL P$	ความดันที่สูญเสีย (MPa)
AHT	พื้นที่หน้าตัดการถ่ายโอนความร้อน (cm^2)
S	ความยาวเส้นรอบพื้นที่หน้าตัด (cm)
N	ความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ($cycles/s$)
D	เส้นผ่านศูนย์กลาง (cm)
WP	กำลังที่สูญเสียจากแรงต้านลม (w)
MFL	การสูญเสียจากแรงเสียดทานของกลไก (w)
G	มวลความเร็วการไหลบนพื้นที่การไหล ($g/cm^2.s$)
QHR	การสูญเสียจากการให้ความร้อนซ้ำในรีเจนเนอเรเตอร์ (w)
THM	อุณหภูมิของโลหะด้านแหล่งความร้อน (K)
TCM	อุณหภูมิของโลหะด้านแหล่งระบายความร้อน (K)
P_{MAX}	ความดันสูงสุดในวัฏจักร (MPa)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ ^{xvii} ไปถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

PMIN ความดันต่ำสุดในวัฏจักร (*MPa*)

R_u Universal gas constant (*kJ/kmol.K*)

R gas constant (*kJ/kg.K*)

Z1 Compressibility factor (มีค่าเท่ากับ 1 ยกเว้นที่อุณหภูมิน้อยกว่า 70 K)

QSH การสูญเสียความร้อนที่เกิดจาก Shuttle Conduction (*w*)

ZK ค่าคงที่ปรับค่า (สำหรับความดันในวัฏจักรสูงมีค่าเท่ากับ $\frac{\pi}{8}$)

KG Gas thermal conductivity (*w/cm.K*)

DCY เส้นผ่าศูนย์กลางของกระบอกสูบ (*cm*)

GR ความหนา gap ของดีสเพลสเซอร์ (*cm*)

LD ความยาวของดีสเพลสเซอร์ (*cm*)

K1 Thermal conductivity ของลูกสูบหรือดีสเพลสเซอร์ (*w/cm.K*)

K2 Thermal conductivity ของกระบอกสูบ (*w/cm.K*)

TD1 Thermal diffusivity ของลูกสูบหรือดีสเพลสเซอร์ (*cm²/s*)

TD2 Thermal diffusivity ของกระบอกสูบ (*cm²/s*)

LT1 Temperature wave length in displacer wall (*cm*)

LT2 Temperature wave length in cylinder wall (*cm*)

ω ความถี่เชิงมุมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (*rad/s*)

QC การสูญเสียจากการถ่ายโอนความร้อนจากการนำความร้อน (*w*)

KMX Thermal conductivity ของตะแกรง (*w/cm.K*)

KM Thermal conductivity ของโลหะ (*w/cm.K*)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ ^{xviii} ไปถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

<i>FF</i>	ค่าความพรุนของรีเจนเนอเรเตอร์
<i>FA</i>	Area factor for radiant heat transfer
<i>FE</i>	Emissivity factor for radiant heat transfer
<i>FN</i>	Radiation Shield factor
<i>DID</i>	เส้นผ่านศูนย์กลางด้านในของดิสเพลซเซอร์ (<i>cm</i>)
<i>SIG</i>	Stafan-Boltzman constant มีค่าเท่ากับ 5.67×10^{-12} ($w/cm^2.K^4$)
<i>NRS</i>	จำนวนของ Radiation Shield
<i>WHS</i>	Effectiveness flow rate of gas though regenerator (g/s)
<i>FCT</i>	fraction of cycle time for gas flow into hot space
<i>MMX</i>	มวลของตะแกรงทั้งหมด (g)
<i>C3</i>	The geometry constant
<i>LMX</i>	ครึ่งหนึ่งของเส้นผ่าศูนย์กลางลวด (cm)
<i>CPM</i>	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของโลหะ ($KJ/Kg.K$)
<i>DELTX</i>	ค่าอุณหภูมิที่ลดลงจากการสลับของอุณหภูมิ (K)
<i>QPU</i>	การสูญเสียปัม (w)
<i>QTS</i>	การสูญเสียจากการสลับของอุณหภูมิ (w)
ρ_{wire}	ความหนาแน่นของลวดที่ใช้ทำตะแกรง (g/cm^3)
<i>QITS</i>	การสูญเสียจากการสลับของอุณหภูมิภายใน (w)
<i>QS</i>	การสูญเสียจาก gas and shuttle conduction (w)
<i>QR</i>	การสูญเสียจาก Radiation shield (w)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และตัด **xix** ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

QN ความร้อนสุทธิที่ใส่ให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิง (w)

BP กำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (w)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และตัด xx อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ประชากรมนุษย์มีปริมาณเพิ่มขึ้นอยู่ตลอดเวลา อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าจึงเพิ่มขึ้นด้วย ในประเทศไทยมีการผลิตไฟฟ้าจากเชื้อเพลิงฟอสซิลเป็นจำนวนมาก (ข้อมูลจากการไฟฟ้าฝ่ายผลิตประเทศไทย ระบุว่ามีการใช้เชื้อเพลิงฟอสซิลประมาณร้อยละ 84 ในการผลิตไฟฟ้า) การตั้งโรงไฟฟ้าฟอสซิลจะเกิดความขัดแย้งกับชุมชน เนื่องจากการผลิตไฟฟ้าจากเชื้อเพลิงฟอสซิลจะทำให้เกิดมลพิษต่าง ๆ ได้แก่ อนุภาคจุลสาร แก๊สจำพวกออกไซด์ของซัลเฟอร์ แก๊สจำพวกออกไซด์ของไนโตรเจน ทำให้เกิดปัญหาสิ่งแวดล้อม เพื่อที่จะลดการใช้เชื้อเพลิงจากฟอสซิล การใช้พลังงานทางเลือกจึงได้รับความสนใจ

ประเทศไทยตั้งอยู่บริเวณใกล้เส้นศูนย์สูตร ทำให้มีภูมิอากาศแบบเขตร้อนชื้น พลังงานจากแสงอาทิตย์จึงถูกนำมาใช้เป็นพลังงานทดแทนมากที่สุดในการผลิตไฟฟ้าโดยใช้โซลาร์เซลล์ เนื่องจากเป็นพลังงานที่ไม่มีวันหมด เป็นแหล่งพลังงานสะอาด แต่ปฏิเสธไม่ได้ว่าการใช้พลังงานจากแสงอาทิตย์ก็มีข้อจำกัด คือ ความเข้มข้นของพลังงานขาเข้าต่ำ ปริมาณไฟฟ้าแปรผันตามสภาพอากาศและแสง ดังนั้น การผลิตไฟฟ้าจากพลังงานชีวมวลโดยใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจึงมีข้อได้เปรียบกว่าบางประการ ได้แก่ ความเข้มข้นของพลังงานขาเข้าสูง สามารถผลิตไฟฟ้าได้ตลอดเวลา แปรผันกับสภาพอากาศเพียงเล็กน้อยเท่านั้น อีกทั้งมีข้อดีอื่น ๆ อีกคือ มีการปล่อยมลพิษที่ต่ำเมื่อเทียบกับการใช้เชื้อเพลิงฟอสซิล

เนื่องจากในประเทศเดนมาร์กมีระบบต้นแบบที่ใช้ผลิตไฟฟ้าจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแล้ว ปรินูญานินพนธ์นี้จึงร่วมกับอาจารย์ทำการสร้าง และวิเคราะห์กำลังและประสิทธิภาพที่ได้จากระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับระบบแก๊สซิไฟเออร์ โดยมีระบบจากประเทศเดนมาร์กเป็นต้นแบบ ซึ่งระบบประกอบด้วย 3 ส่วน 1.เครื่องยนต์สเตอร์ลิง แบบแอลฟา 4 กระบอกสูบ ทำงานด้วยกลไก Ross-Yoke และมีของไหลทำงานเป็นก๊าซฮีเลียมและก๊าซไนโตรเจน 2.ห้องเผาไหม้ 3.เตาเผาแก๊สซิไฟเออร์แบบเปลวไฟไหลขึ้นซึ่งใช้เชื้อเพลิงเป็นชีวมวลอัดเม็ด เพื่อการต่อยอดพัฒนาระบบให้มีประสิทธิภาพและเสถียรภาพสูงจนสามารถนำไปใช้จริงได้อย่างแพร่หลาย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.2 วัตถุประสงค์งานวิจัย

วิเคราะห์กำลังและประสิทธิภาพของระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับระบบแก๊สซีไฟเออร์ โดยใช้การวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน และวิธีเชิงประจักษ์ รวมถึงทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ เพื่อนำผลการวิเคราะห์ไปปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบต่อไป

1.3 ข้อสมมติฐาน

การประมาณกำลังและประสิทธิภาพเครื่องยนต์จะแบ่งออกเป็นสองส่วน ได้แก่ การประเมินกำลังบ่งชี้และการประเมินกำลังสุทธิหรือกำลังเพลลาที่ได้จากเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ในการประมาณกำลังบ่งชี้ใช้การวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ วัฏจักรสเตอร์ลิงอะเดียเบติก และการวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์โมนิกหรือการวิเคราะห์ของซมิตต์ ส่วนการหากำลังสุทธิหรือกำลังเพลลาใช้วิธีการของเบลล์ วิธีการของเวสต์และการวิเคราะห์ของซมิตต์ร่วมกับการประมาณการสูญเสียในเครื่องยนต์ โดยกำลังของเครื่องยนต์แปรผันตรงกับความเร็วยนต์ของเครื่องยนต์ และประสิทธิภาพสุทธิของเครื่องยนต์แปรผันตรงกับความเร็วยนต์ของเครื่องยนต์

1.4 ข้อตกลงเบื้องต้น

1. กำลังของเครื่องยนต์เพลลาขาออกเป็นไปตามวิธีการของเวสต์
2. กำลังบ่งชี้จริงเป็นไปตามค่าที่ได้จากการวิเคราะห์ของซมิตต์ ซึ่งไม่มีการสูญเสียความร้อน
3. อัตราการถ่ายโอนความร้อนของฮีตเตอร์และคูลเลอร์เป็นไปตามการวิเคราะห์ของซมิตต์
4. เครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบแอลฟาสี่กระบอกลูกสูบมีกำลังเพลลาเป็น 4 เท่าของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบแอลฟาสองกระบอกลูกสูบ

1.5 ขอบเขตงานวิจัย

1. วิเคราะห์กำลังและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ห้องเผาไหม้ และระบบแก๊สซีไฟเออร์ รวมทั้งวิเคราะห์ประสิทธิภาพรวมของระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. วิเคราะห์การสูญเสียที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ห้องเผาไหม้ และระบบแก๊สซีไฟเออร์
3. ใช้ฮีเลียมและไนโตรเจนเป็นแก๊สทำงาน
4. ใช้เชื้อเพลิงชีวมวลอัดเม็ดเป็นเชื้อเพลิงเริ่มต้นของระบบ (เผาไหม้ในแก๊สซีไฟเออร์)

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

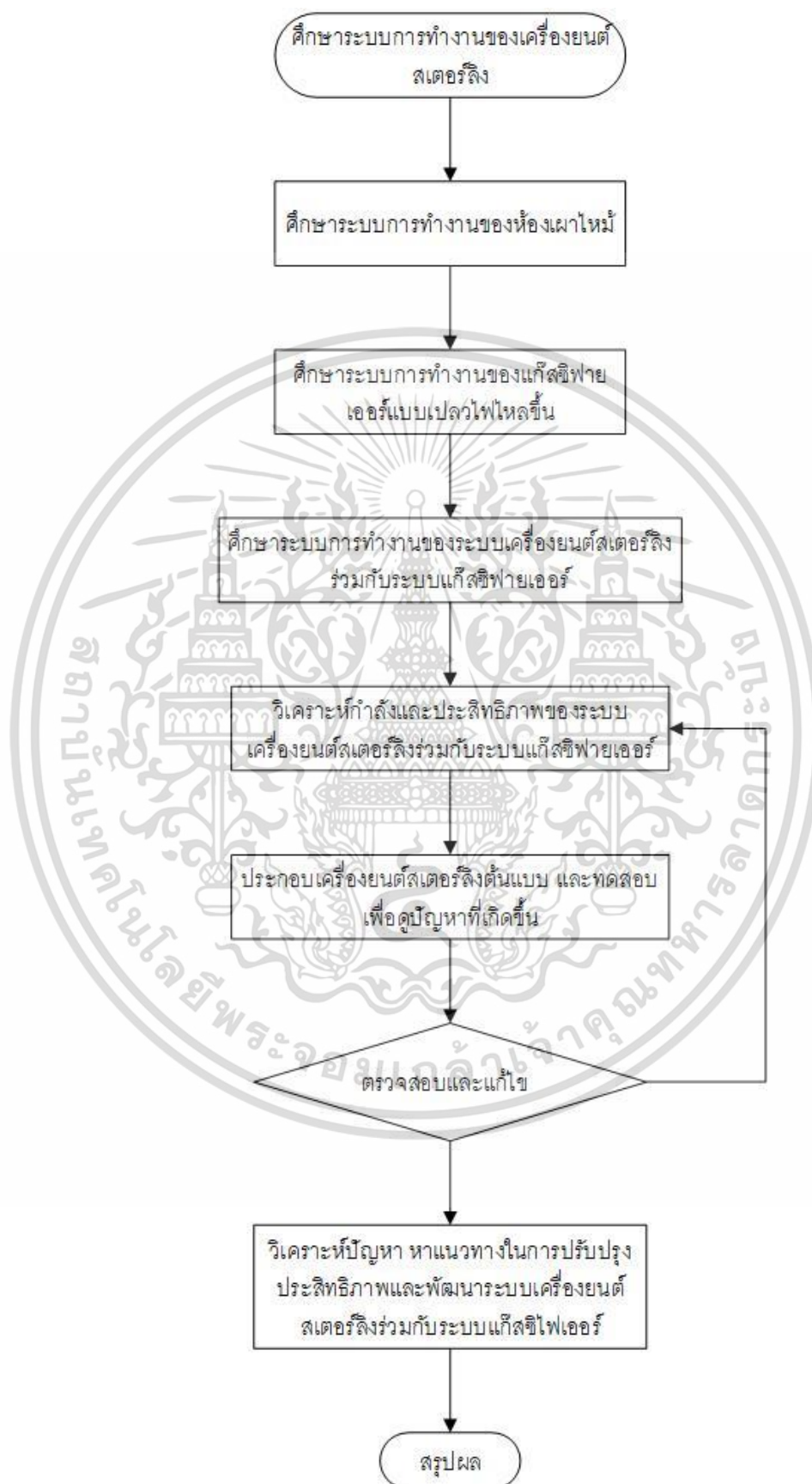
1. นำผลจากการวิเคราะห์กำลังและประสิทธิภาพของระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับระบบแก๊สซีไฟเออร์ ไปเพิ่มประสิทธิภาพของระบบให้มากขึ้น
2. เป็นการลดการนำเข้าเชื้อเพลิงฟอสซิลซึ่งเป็นเชื้อเพลิงที่ใช้แล้วหมดไป รวมไปถึงการส่งเสริมการใช้เชื้อเพลิงจากชีวมวล

1.7 ขั้นตอนของการศึกษา

1. ศึกษาระบบการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
2. ศึกษาระบบการทำงานของห้องเผาไหม้
3. ศึกษาระบบการทำงานของแก๊สซีไฟเออร์แบบเปลวไฟไหลขึ้น
4. ศึกษาระบบการทำงานของระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับระบบแก๊สซีไฟเออร์
5. วิเคราะห์กำลังและประสิทธิภาพของระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับระบบแก๊สซีไฟเออร์
6. ประกอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ และทดสอบเพื่อดูปัญหาที่เกิดขึ้น
7. ตรวจสอบและแก้ไข
8. วิเคราะห์ปัญหา หาแนวทางในการปรับปรุงประสิทธิภาพและพัฒนาระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ร่วมกับระบบแก๊สซีไฟเออร์
9. สรุปผล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Flow chart ของการดำเนินงาน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

ระบบการให้ความร้อน

2.1 พลังงานหมุนเวียน

พลังงานนับว่าเป็นปัจจัยที่สำคัญในการพัฒนาประเทศในทุก ๆ ด้าน ไม่ว่าจะเป็นการผลิตในงานอุตสาหกรรมต่าง ๆ การขนส่ง การผลิตไฟฟ้า และงานบริการอื่น ๆ อีกหลายประเภท โดยแหล่งที่มาของพลังงานของโลกส่วนใหญ่มาจากเชื้อเพลิงฟอสซิลคิดเป็น 80% โดยประมาณซึ่งเป็นพลังงานที่ใช้แล้วหมดไป ไม่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่อีกครั้งได้ ส่วนที่เหลืออีกประมาณ 20% เป็นพลังงานหมุนเวียน โดยพลังงานหมุนเวียนเป็น พลังงานที่มีอยู่หรือเกิดซ้ำ ในสิ่งแวดล้อม ใช้ได้อย่างไม่มีวันหมด เป็นพลังงานที่ได้จากแหล่งต่าง ๆ ในธรรมชาติ เช่น แสงอาทิตย์ ลม น้ำ ความร้อนใต้พิภพ และ ชีวมวล พลังงานหมุนเวียนเป็นพลังงานที่สะอาด ไม่มีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม และเป็นพลังงานที่หาง่ายมีอยู่ทั่วไปในท้องถิ่น พลังงานหมุนเวียนมีข้อดีคือช่วยลดมลพิษเนื่องจากการผลิตไฟฟ้าจากเชื้อเพลิง ช่วยลดการนำเข้าน้ำมันจากต่างประเทศ ลดปริมาณก๊าซเรือนกระจกซึ่งทำให้เกิดภาวะโลกร้อน ส่งเสริมให้ชุมชนหรือเอกชนสามารถผลิตพลังงานเอง เช่น การผลิตไฟฟ้าจากพลังงานชีวมวล เป็นต้น

2.1.1 ชีวมวล

ชีวมวลเป็นเชื้อเพลิงที่ใช้สารอินทรีย์ที่ได้จากพืชและสัตว์หรือ กระบวนการทางชีวภาพที่เกิดขึ้นตามธรรมชาติ เชื้อเพลิงชีวมวลเป็นพลังงานที่มาจากแหล่งที่ไม่มีวันหมดไป เพราะวงจรการผลิตชีวมวลส่วนใหญ่คือวงจรของพืชที่มีระยะเวลาสั้น ซึ่งต่างจากน้ำมันหรือถ่านหินที่เป็นพลังงานที่ใช้แล้วหมดไปต้องอาศัยการทับถมกันเป็นเวลาหลายล้านปี ชีวมวลประกอบด้วยธาตุหลักๆคือ คาร์บอน ไฮโดรเจน ออกซิเจน รวมทั้งมีปริมาณของไนโตรเจนและธาตุอื่น ๆ อีกเล็กน้อยในรูปแบบของคาร์โบไฮเดรตหรือเซลลูโลส ชีวมวลจำแนกเป็น 3 ประเภทคือ

1. ชีวมวลแบบไม้ เช่น ผลผลิตจากป่า ไร่ นา สวน ต้นไม้ โดยจะเป็นพวกไม้ ใบไม้ กิ่งไม้ เมล็ด เปลือก เป็นต้น หรือ เศษวัสดุเหลือทิ้งจากการเกษตร โดยจะเป็นพวกเศษไม้ แกลบ กากอ้อย ชัง ข้าวโพด เป็นต้น
2. ชีวมวลแบบไม่ใช่ไม้ เช่น เศษวัสดุและของเสียจากกระบวนการในโรงงานอุตสาหกรรม โดยจะเป็นพวกขี้เลื่อย sawdust กากอาหาร เป็นต้น
3. ของเสียจากสัตว์ เช่น มูลสัตว์ เป็นต้น

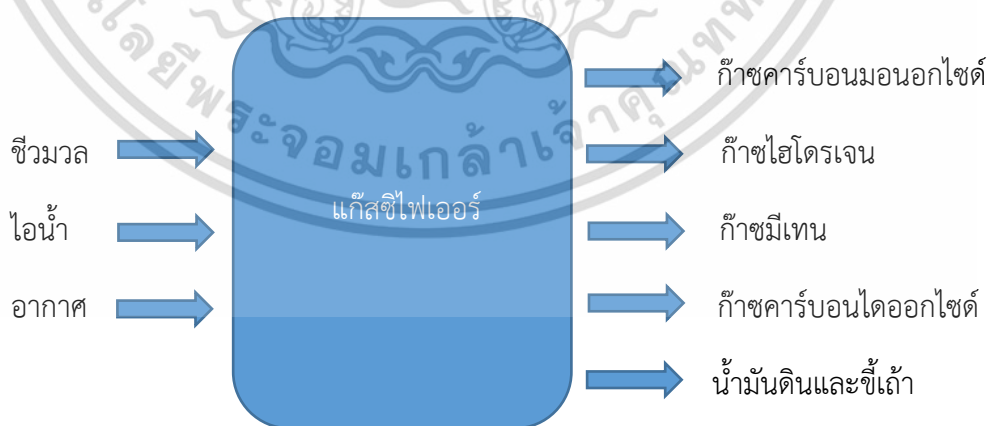
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เชื้อเพลิงชีวมวลมีความสำคัญโดยเชื้อเพลิงชีวมวลสามารถผลิตได้ภายในประเทศจากเกษตรกรรมทั้งทางตรงและทางอ้อม ทำให้เกษตรกรมีรายได้เพิ่มขึ้นจากการจำหน่ายชีวมวลส่งผู้ใช้นอกจากนั้นยังช่วยลดการนำเข้าพลังงานจากต่างประเทศได้อีกด้วย และมีข้อดีต่อสิ่งแวดล้อมที่สำคัญคือ การใช้ชีวมวลในการผลิตความร้อนหรือไฟฟ้าจะไม่เพิ่มปริมาณสุทธิของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ในชั้นบรรยากาศโลก ในกรณีที่เรามีการผลิตชีวมวลขึ้นมาเพื่อทดแทนชีวมวลที่ได้ใช้ไป เพราะก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์จะถูกหมุนเวียนมาใช้ในชีวมวลที่ผลิตใหม่เท่ากับปริมาณก๊าซที่ถูกผลิตจากการเผาไหม้ชีวมวลนั้น ๆ อีกทั้งชีวมวลยังมีปริมาณกำมะถันต่ำกว่าเชื้อเพลิงฟอสซิลอีกด้วย

2.2 การนำชีวมวลไปให้ความร้อนโดยวิธีต่าง ๆ

การเผาไหม้ตรง เมื่อเชื้อเพลิงทำปฏิกิริยากับออกซิเจนเพื่อให้ความร้อน จะเรียกว่า ปฏิกิริยาการเผาไหม้ ปฏิกิริยาการเผาไหม้จะเป็นปฏิกิริยาแบบคายความร้อนเสมอ นั่นก็คือจะมีความร้อนเกี่ยวข้องในปฏิกิริยานี้ โดยทั่วไปปฏิกิริยาการเผาไหม้จะประกอบด้วยสามสิ่งที่เป็น คือ เชื้อเพลิง (ไฮโดรคาร์บอน) ออกซิเจนและการจุดติดเชื้อเพลิง

แก๊สซิฟิเคชัน เป็นการแปลงสภาพชีวมวลของแข็งโดยปฏิกิริยาออกซิเดชันบางส่วนที่อุณหภูมิสูงด้วยอากาศ ออกซิเจน หรือน้ำ ในช่วง 800-1800 องศาเซลเซียส ทำให้เกิดการแตกตัวมาเป็นก๊าซเชื้อเพลิงที่มีค่าความร้อนค่อนข้างต่ำถึงปานกลางประมาณ 3-10 MJ/m³ ก๊าซเชื้อเพลิงที่ได้สามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้หลากหลาย ผลผลิตจากกระบวนการเป็นดังแสดงในรูปที่ 2.1



รูปที่ 2.1 ผลผลิตจากเตาเผาแก๊สซิฟายเออร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.1 การเปรียบเทียบเทคโนโลยีการเผาไหม้ตรงกับแก๊สซิฟิเคชัน

ระบบการเผาไหม้ตรง

1. ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าประมาณ 20-30 %
2. ต้องมีวิศวกรควบคุมระบบ
3. ราคาการลงทุนสูง
4. เหมาะสำหรับโรงไฟฟ้าและโรงงานอุตสาหกรรมขนาดใหญ่

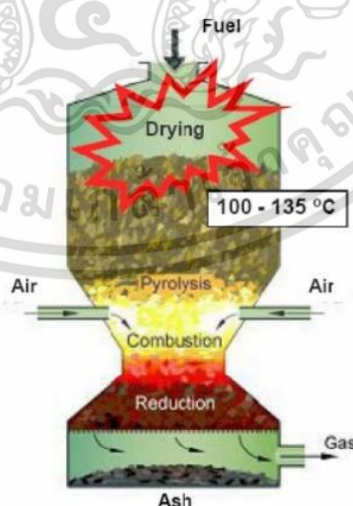
ระบบแก๊สซิฟิเคชัน

1. ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าประมาณ 15-17 %
2. ราคาลงทุนไม่สูง
3. การควบคุมและบำรุงรักษาทำได้ง่าย
4. เหมาะสำหรับโรงไฟฟ้าขนาดเล็ก เช่น โรงไฟฟ้าระดับชุมชน

2.2.2 กระบวนการแก๊สซิฟิเคชัน

โดยเตาปฏิกรณ์ของกระบวนการเรียกว่า แก๊สซิไฟเออร์ ซึ่งมีหลากหลายลักษณะรูปแบบ กระบวนการภายในตัวเตาปฏิกรณ์จะแตกต่างกันไปขึ้นอยู่กับเทคนิคการปฏิบัติการ ดังนั้นในเตาปฏิกรณ์สำหรับการผลิตก๊าซเชื้อเพลิงจะเกิดกระบวนการทางเคมีและกายภาพที่แตกต่างกันออกไปในแต่ละโซน ได้แก่

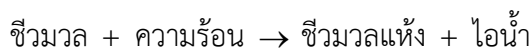
2.2.2.1 โซนอบแห้ง



รูปที่ 2.2 ขอบเขตของการอบแห้งภายในแก๊สซิไฟเออร์ [1]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เป็นขั้นตอนแรกของการผลิตก๊าซเชื้อเพลิงชีวมวล อุณหภูมิในโซนนี้จะอยู่ระหว่าง 100-135 องศาเซลเซียสความชื้นของชีวมวลจะถูกระเหยออกไปเป็นส่วนใหญ่ แต่ความร้อนในเตามีอุณหภูมิไม่สูงพอที่จะทำให้เกิดการสลายตัวของสารระเหย



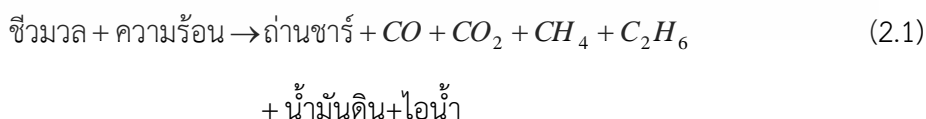
2.2.2.2 โชนการกลั่นสลาย หรือ โชนไพโรไลซิส



รูปที่ 2.3 ขอบเขตของการกลั่นสลายภายในแก๊สซิไฟเออร์ [1]

เป็นขั้นตอนต่อจากขั้นตอนอบแห้ง ในโซนนี้โครงสร้างของเชื้อเพลิงจะถูกสลายโดยความร้อนจากโซนรีดักชันทำให้ได้ผลิตภัณฑ์ที่เป็นอินทรีย์สาร โดยส่วนใหญ่เป็นของเหลวเช่น น้ำมันดิน สารระเหยอื่น ๆ และก๊าซเชื้อเพลิงชีวมวลบางส่วนจะเกิดขึ้นในปฏิกิริยานี้ โดยอุณหภูมิในโซนนี้จะอยู่ระหว่าง 450-600 องศาเซลเซียส

ปฏิกิริยาไพโรไลซิส

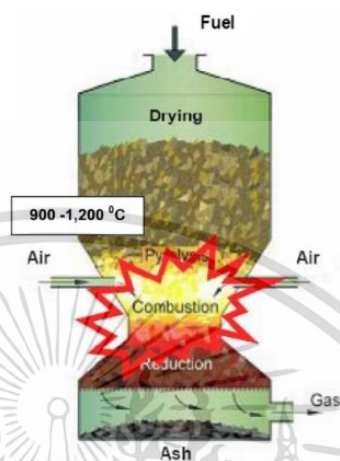


ส่วนที่เป็นสถานะก๊าซและไอน้ำจะไหลออกจากแก๊สซิไฟเออร์ไป ถ่านชาร์จะมีมวลประมาณ 15% ของชีวมวลตั้งต้นจะเข้าสู่โซนออกซิเดชันและโซนรีดักชันต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.2.3 โชนการเผาไหม้

หรือเรียกอีกอย่างว่าโชนออกซิเดชัน อากาศจะถูกส่งเข้ามาในโชนนี้ เมื่ออากาศและเชื้อเพลิงสัมผัสกัน จะก่อให้เกิดปฏิกิริยาทางเคมีระหว่างออกซิเจนในอากาศกับคาร์บอนและไฮโดรเจนซึ่งอยู่ในเชื้อเพลิง และทำให้เกิดปฏิกิริยาอื่น ๆ ดังนี้



รูปที่ 2.4 ขอบเขตของการเผาไหม้ภายในแก๊สซิไฟเออร์ [1]

ปฏิกิริยาเผาไหม้

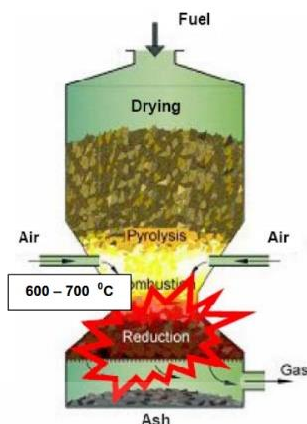


โดยทั้งหมดเป็นปฏิกิริยาคายความร้อน ความร้อนสูงที่เกิดขึ้นจะถูกนำไปใช้ในปฏิกิริยาดูดความร้อนในบริเวณอื่นภายในเตาปฏิกรณ์ อุณหภูมิในบริเวณการเผาไหม้มีค่าระหว่าง 900-1200 องศาเซลเซียส ก๊าซร้อนที่ผ่านจากกระบวนการเผาไหม้จะไหลผ่านมายังชั้นเชื้อเพลิงถัดไป

2.2.2.4 โชนรีดักชัน

โชนถัดมาจะเกิดปฏิกิริยารีดักชัน อุณหภูมิในช่วงที่เกิดการรีดักชันจะมีค่าระหว่าง 600-700 องศาเซลเซียส ในโชนนี้ก๊าซบางส่วนจากการเผาไหม้จะไหลเข้าทำปฏิกิริยากับถ่านร้อนที่กำลังลุกไหม้ อยู่ก่อให้เกิดปฏิกิริยาแปลงสภาพของแข็งเป็นก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์และไฮโดรเจนได้ ปฏิกิริยาในสมการที่ 2.1.5 และ 2.1.6 เป็นปฏิกิริยาดูดความร้อนเกิดขึ้นที่อุณหภูมิสูง 700 องศาเซลเซียส (บางที่อาจสูงถึง 900 องศาเซลเซียส) ก๊าซที่ได้เป็นก๊าซที่เผาไหม้คือ คาร์บอนมอนอกไซด์และไฮโดรเจนซึ่งจะต้องผลิตให้ได้มากที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

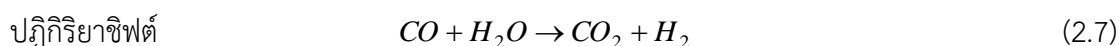


รูปที่ 2.5 ขอบเขตของการรีดักชันภายในแก๊สซิไฟเออร์ [1]



ในบริเวณการเกิดรีดักชันนี้จะเกิดปฏิกิริยาขึ้นได้ดีเพียงใดขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ ความเร็วระหว่างที่ก๊าซสัมผัสกับเชื้อเพลิงแข็ง และพื้นที่สัมผัส ดังนั้นขนาดและปริมาณของเชื้อเพลิงแข็งที่ป้อนเข้าไปยังเตาเผาจึงมีผลต่อการผลิตก๊าซ เชื้อเพลิงขนาดใหญ่จะมีอัตราส่วนของพื้นที่ผิวต่อปริมาตรต่ำ ยากต่อการจุดเผาภายในและจะทำให้เกิดปริมาณของช่องว่างระหว่างเชื้อเพลิงด้วยกันมาก เป็นผลทำให้มีออกซิเจนไหลผ่านเข้ามาในระบบมากทำให้ปฏิกิริยาเคมีที่เกิดขึ้นก็จะน้อย และมีประสิทธิภาพในการผลิตก๊าซชีววมวลต่ำ แต่ถ้าขนาดของเชื้อเพลิงมีขนาดเล็กจะทำให้เกิดการสูญเสียความดันภายในเตามาก ต้องใช้พัดลมขนาดใหญ่ทำให้สิ้นเปลืองพลังงานมากยิ่งขึ้น ขนาดของเชื้อเพลิงแข็งที่เหมาะสมควรอยู่ในช่วง 20-100 มิลลิเมตร ถ้าอุณหภูมิในบริเวณนี้สูงกว่า 900 องศาเซลเซียส แล้ว ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์กว่า 90% จะถูกเปลี่ยนเป็นก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ และถ้าอุณหภูมิสูงกว่า 1100 องศาเซลเซียส จะทำให้ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ทั้งหมดจะถูกเปลี่ยนเป็นก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์

เมื่อก๊าซร้อนจากการเผาไหม้ไหลเคลื่อนที่เข้าสู่บริเวณการเกิดรีดักชัน ปฏิกิริยาที่ 2.1.5 และ 2.1.6 ซึ่งเป็นปฏิกิริยาดูดความร้อนจะทำให้อุณหภูมิก๊าซร้อนลดลงมาอยู่ที่ประมาณ 500-600 องศาเซลเซียส ไอน้ำกับคาร์บอนจะทำปฏิกิริยากันก่อให้เกิดก๊าซไฮโดรเจนแล้วคาร์บอนมอนอกไซด์ตั้งปฏิกิริยาในสมการที่ 2.1.6 ปฏิกิริยานี้มีความสำคัญเพราะจะทำให้สัดส่วนของไฮโดรเจนในก๊าซเชื้อเพลิงมีค่ามากขึ้น

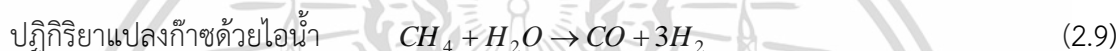


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ้าในกระบวนการมีไอน้ำที่มากเกินไป อาจจะทำปฏิกิริยากับก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์ ทำให้เกินก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์และก๊าซไฮโดรเจน ดังปฏิกิริยาในสมการที่ 2.1.7 ส่งผลให้ค่าความร้อนของก๊าซชีววมวลที่ได้มีค่าลดลง ดังนั้นเชื้อเพลิงที่ใช้จะต้องมีค่าความชื้นไม่มากจนเกินไป โดยแก้ไขได้โดยการใส่เชื้อเพลิงอัดแท่ง ในบางสภาวะหากมีความต้องการผลิตไฮโดรเจนเพิ่มเติม เราจะส่งเสริมให้เกิดปฏิกิริยานี้ด้วยการเพิ่มไอน้ำร้อนเข้าไปผสม ปฏิกิริยานี้เป็นปฏิกิริยาคายความร้อน



ในกระบวนการ ก๊าซไฮโดรเจนบางส่วนอาจจะทำปฏิกิริยากับคาร์บอน ทำให้เกิดก๊าซมีเทนขึ้นได้เล็กน้อยดังปฏิกิริยาในสมการที่ 2.1.8 ซึ่งเป็นปฏิกิริยาคายความร้อน



การเพิ่มน้ำร้อนเข้าไปในเตาปฏิกิริยาอาจนำไปสู่การทำปฏิกิริยากับมีเทนให้แปลงเป็นเชื้อเพลิงได้ มีคาร์บอนมอนอกไซด์และไฮโดรเจนเพิ่มขึ้น ปฏิกิริยานี้เป็นปฏิกิริยาดูดความร้อน

2.3 ชนิดของเตาแก๊สซิฟิเออร์

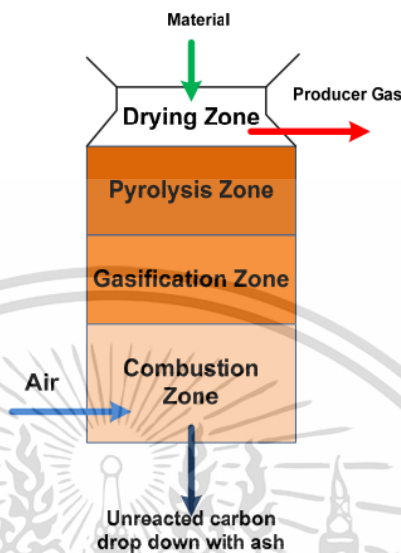
ระบบการผลิตก๊าซเชื้อเพลิงชีววมวลที่นิยมใช้กันในปัจจุบันมีอยู่ 2 แบบ คือ

2.3.1 เตาแบบก๊าซไหลขึ้น (updraft gasifier)

เชื้อเพลิงจะถูกป้อนเข้าทางส่วนบนของเตา และอากาศจะถูกส่งผ่านตะแกรงเข้ามาด้านล่าง บริเวณเหนือตะแกรงจะเป็นบริเวณการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง เกิดปฏิกิริยาขึ้นได้ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์และน้ำ ก๊าซร้อนที่ผ่านจากบริเวณการเผาไหม้จะมีอุณหภูมิสูงและถูกส่งไปยังบริเวณปฏิกิริยารีดักชันซึ่งเป็นบริเวณที่มีปริมาณของคาร์บอนมากเพียงพอที่จะทำให้เกิดปฏิกิริยากับก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์และน้ำ ได้เป็นก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์และไฮโดรเจน หลังจากนั้นก๊าซที่ได้จะไหลเข้าสู่บริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าในชั้นของชีววมวล และแตกตัวในช่วงอุณหภูมิ 200-500 องศาเซลเซียส หลังจากนั้นก๊าซก็จะไหลเข้าสู่ชั้นของชีววมวลใหม่ที่เพิ่งป้อน ก๊าซยังคงมีอุณหภูมิสูงอยู่จึงระเหยความชื้นที่อยู่ในชีววมวลเหล่านั้นออก ทำให้ก๊าซที่ออกจากเตาชีววมวลมีอุณหภูมิต่ำลง

เตาประเภทนี้มีรูปแบบที่ไม่ยุ่งยากซับซ้อน มีการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงมาก และก๊าซชีววมวลที่ได้มีอุณหภูมิไม่สูงมากนัก แต่ก็มีข้อจำกัดคือ ก๊าซที่ผลิตได้จะมีผลิตภัณฑ์ประเภตน้ำมันและน้ำมันดินเกิดขึ้นเป็นจำนวนมากจากบริเวณที่เกิดปฏิกิริยาไพโรไลซิสและกลั่นตัวเมื่ออยู่ในบริเวณที่มีอุณหภูมิ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ต่ำกว่า ดังนั้นเตาประเภทนี้จึงเหมาะกับการนำไปใช้กับหม้อไอน้ำหรือการอบแห้งวัสดุทางเกษตร ซึ่งก๊าซที่ได้จะผสมกับอากาศสำหรับการเผาไหม้โดยตรงในห้องเผาไหม้เพื่อให้ความร้อนในกระบวนการที่ใช้ความร้อนต่อไป



รูปที่ 2.6 ขอบเขตการทำงานของเตาแบบก๊าซไหลขึ้น [1]

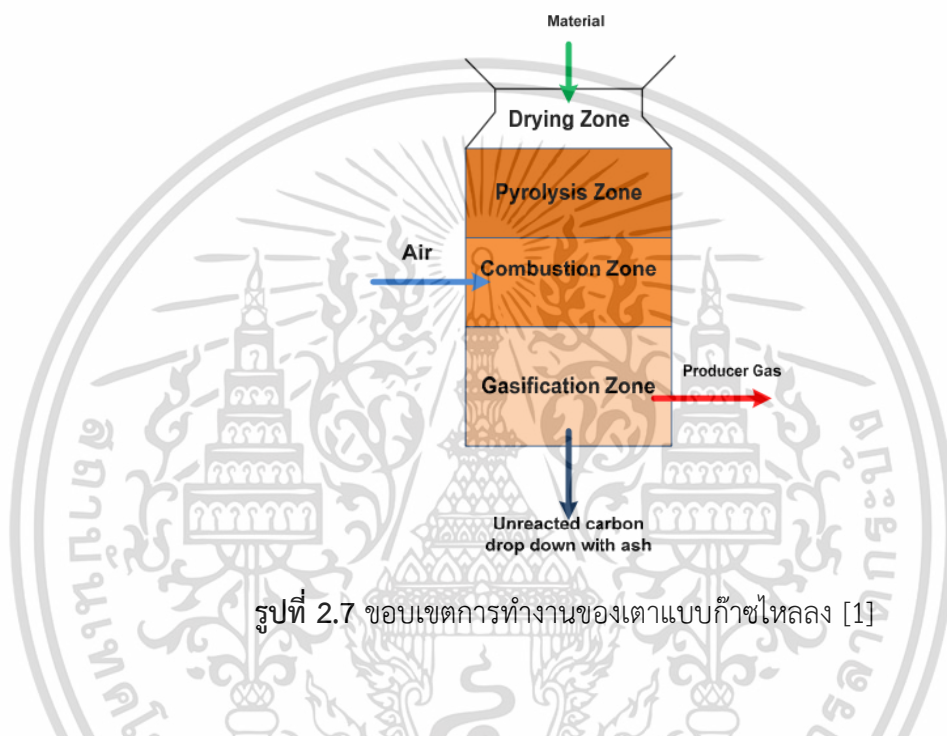
เตาปฏิกรณ์ประเภทนี้เหมาะสำหรับชีวมวลหลายชนิด ง่ายต่อการเตรียมเชื้อเพลิง มีประสิทธิภาพสูง เพราะได้อุณหภูมิก๊าซออกต่ำ ติดตั้งง่ายและสะดวก แต่มีข้อเสียคือปริมาณน้ำมันดินออกมามาก เพราะน้ำมันดินที่ผลิตได้ในบริเวณที่ทำปฏิกิริยาไพโรไลซิสไม่ได้ผ่านบริเวณปฏิกิริยาการเผาไหม้ก่อนออก จึงเกิดการสลายตัวทางความร้อนของน้ำมันดินน้อย การกำจัดน้ำมันดินที่ควบแน่นออกมาเป็นปัญหาใหญ่ของแก๊สซิไฟเออร์ประเภทนี้ การปรับการออกแบบบางอย่างสามารถลดปริมาณน้ำมันดินลงได้ เช่น การดึงก๊าซที่ผลิตได้ออกที่เหนือบริเวณรีดักชัน อีกวิธีที่นิยมใช้คือ การเติมไอน้ำร้อนผสมเข้ากับอากาศเพื่อส่งเสริมให้เกิดปฏิกิริยาน้ำแปลงก๊าซและจะได้ก๊าซเชื้อเพลิงที่มีคุณภาพดีขึ้น ซึ่งการออกแบบมักจะรวมการสร้างไอน้ำไว้ในตัวเตาด้วย เพื่อใช้ในการแก้ปัญหานี้เฉพาะ

2.3.2 เตาแบบก๊าซไหลลง (downdraft gasifier)

เตาประเภทนี้ออกแบบขึ้นมาเพื่อขจัดน้ำมันดินที่มีอยู่ภายในเชื้อเพลิงแข็งโดยเฉพาะ อากาศจะถูกดูดผ่านจากด้านบนลงสู่ด้านล่างของเตาผ่านกลุ่มของหัวฉีดที่เรียกว่า tuyers บริเวณหัวฉีดจะเป็นบริเวณการเผาไหม้ ก๊าซที่ได้จากบริเวณนี้จะเกิดรีดักชันในขณะที่ไหลลงสู่ด้านล่างและผ่านชั้นของคาร์บอนซึ่งอยู่เหนือตะแกรง ขณะเดียวกันในชั้นของชีวมวลที่อยู่ทางด้านบนของบริเวณการเผาไหม้จะมีปริมาณออกซิเจนน้อยมาก ทำให้เกิดการสลายตัวทางความร้อน และไอของน้ำมันดินที่เกิดขึ้นจะไหลผ่านชั้นของคาร์บอนที่ร้อนทำให้น้ำมันดินเกิดการแตกตัวเป็นก๊าซ ซึ่งการแตกตัวนี้จะเกิดที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุณหภูมิในช่วงระหว่าง 800-1000 องศาเซลเซียส ถ้าอุณหภูมิสูงกว่า 1000 องศาเซลเซียส ปฏิกริยาดูดความร้อนจะทำให้ก๊าซที่ได้มีอุณหภูมิต่ำลง แต่ถ้าอุณหภูมิต่ำกว่าช่วงอุณหภูมิดังกล่าว ปฏิกริยาคายความร้อนจะทำให้ก๊าซที่ได้มีอุณหภูมิสูงขึ้นก๊าซที่ผ่านบริเวณการเผาไหม้จะมีส่วนประกอบของน้ำมันดินและน้ำมันที่มีปริมาตรลดลงเหลือน้อยกว่า 10% ของน้ำมันดินและน้ำมันที่ได้จากเตาแบบก๊าซไหลขึ้น และก๊าซที่ได้จะมีความสะอาดมากกว่า ทำให้ใช้การกรองน้อยลง เตาแบบก๊าซไหลขึ้นและไหลลงจะมีความเร็วของอากาศไหลผ่านต่ำและถ้ำจะอยู่บริเวณตะแกรง ดังนั้นจึงมีปริมาณถ้ำถ่านติดออกมากับก๊าซเชื้อเพลิงน้อยมาก



รูปที่ 2.7 ขอบเขตการทำงานของเตาแบบก๊าซไหลลง [1]

เตาปฏิกรณ์ประเภทนี้ไม่เหมาะสำหรับเชื้อเพลิงที่มีเศษถ้ำมาก เพราะสแลกหรือเศษถ้ำหลอมที่เกิดขึ้นจากบริเวณออกซิเดชันจะไหลลงด้านล่าง เย็นตัวลง และแข็งตัวเป็นก้อนอย่างรวดเร็วและจะกีดขวางการไหลของก๊าซและเชื้อเพลิง หากจำเป็นต้องใช้กับเชื้อเพลิงที่มีเศษถ้ำมาก จะต้องทำงานที่อุณหภูมิต่ำกว่าจุดหลอมตัวของเศษถ้ำและใช้ตะแกรงที่หมุนหรือขยับได้ ในเตาปฏิกรณ์แบบนี้ไม่จำเป็นต้องมีการฉีดไอน้ำเข้าไป เพราะปริมาณความชื้นในเชื้อเพลิงและอากาศมีเพียงพอต่อการเกิดปฏิกิริยาอยู่แล้ว

2.4 การคำนวณประสิทธิภาพของระบบเตาแก๊สซีฟิเออร์

$$\eta_{gasifier} = \frac{LHV_{gas} \times \dot{V}_{gas}}{LHV_{wood\ pellet} \times \dot{m}_{wood\ pellet}} \times 100 \quad (2.10)$$

เมื่อ $\eta_{gasifier}$ คือประสิทธิภาพของแก๊สซีฟิเออร์ [%]

\dot{V}_{gas} คืออัตราการไหลเชิงปริมาตรของก๊าซผลิตภัณฑ์ [m^3/s]

$\dot{m}_{wood\ pellet}$ คืออัตราการไหลเชิงปริมาตรของ wood pellet [kg/s]

LHV_{gas} คือ Low heating value ของแก๊ส [kJ/m^3]

$LHV_{wood\ pellet}$ คือ Low heating value ของ wood pellet [kJ/kg]

2.6 ห้องเผาไหม้ (Combustion Chamber)

ห้องเผาไหม้ในระบบการให้ความร้อนนี้ จะทำหน้าที่เผาไหม้แก๊สเชื้อเพลิงซึ่งเป็นผลิตภัณฑ์จากระบบเตาแก๊สซีฟิเออร์หรือก๊าซปิโตรเลียมเหลว (LPG) เพื่อนำความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้นี้ไปให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต่อไป ในการทดสอบเครื่องยนต์เบื้องต้นจะเริ่มทดสอบจากก๊าซปิโตรเลียมเหลว (LPG) เนื่องจากให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงสุด และตัวแปรที่มีผลต่อการเตรียมเชื้อเพลิงก่อนเข้าห้องเผาไหม้ มีน้อยมาก คุณภาพเชื้อเพลิงสม่ำเสมอ ให้มลพิษและเขม่าจากการเผาไหม้น้อย โดยอุปกรณ์หลักของห้องเผาไหม้คือ เครื่องพ่นไฟ (Burner) ซึ่งใช้ประเภทเครื่องพ่นไฟแบบแก๊ส (Gas Burner) ในเครื่องพ่นไฟจะมีระบบป้องกันการรั่วของแก๊สก่อนเข้าห้องเผาไหม้ (Double Solenoid Valve) โดยสมการเกี่ยวกับการเผาไหม้จะเหมือนหัวข้อ 2.2.2.3 (โซนการเผาไหม้) แต่จะมีสมการที่เกี่ยวข้องเพิ่มเติมดังนี้

2.6.1 อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิง (Air-fuel ratio)

คืออัตราส่วนระหว่างมวลของอากาศต่อมวลของเชื้อเพลิง โดยแบ่งเป็นอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี และอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงจริง

$$(A/F)_t = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} \quad (2.11)$$

2.6.2 เปอร์เซ็นต์อากาศทางทฤษฎี (Percent Theoretical air)

คือปริมาณที่บอกให้ทราบว่า ปริมาณอากาศที่ใช้จริงในการเผาไหม้คิดเป็นกี่เปอร์เซ็นต์ของปริมาณอากาศทางทฤษฎี โดยปริมาณอากาศทางทฤษฎีคือปริมาณอากาศน้อยที่สุดที่ต้องใช้เพื่อให้เกิดการเผาไหม้สมบูรณ์

$$\%Theoretical.air = \frac{(A/F)_{actual}}{(A/F)_t} \times 100 \quad (2.12)$$

2.6.3 เปอร์เซ็นต์อากาศเกินพอ (Percent Excess air)

คือปริมาณที่บอกให้ทราบว่า ปริมาณอากาศส่วนเกินคิดเป็นกี่เปอร์เซ็นต์ของปริมาณอากาศทางทฤษฎี โดยปริมาณอากาศส่วนเกินคือปริมาณอากาศที่ป้อนเกินกว่าปริมาณอากาศทางทฤษฎี เนื่องจากในการเผาไหม้จริงปริมาณอากาศทางทฤษฎีอาจไม่เพียงพอจะทำให้เกิดการเผาไหม้สมบูรณ์

$$\%Excess.air = \frac{(A/F)_{actual} - (A/F)_t}{(A/F)_t} \times 100 \quad (2.13)$$

บทที่ 3

เครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิง (Stirling engine) คือเครื่องยนต์ความร้อน (Heat engine) ซึ่งดำเนินเป็นวัฏจักรโดยอาศัย หลักการการอัดและขยายตัวของอากาศหรือก๊าซภายในกระบอกสูบ ซึ่งก๊าซนี้อาจถูกเรียกว่าของไหลทำงาน (Working fluid) ที่อุณหภูมิแตกต่างกัน พลังงานความร้อนสุทธิถูกเปลี่ยนไปเป็นพลังงานกล บางทีเครื่องยนต์สเตอร์ลิงก็ถูกเรียกว่า “เครื่องยนต์อากาศร้อน (Hot air engine)” เครื่องยนต์สเตอร์ลิงนี้ดำเนินไปแบบ “Close-cycle regenerative heat engine” คำว่า “Close-cycle” ในทางเทอร์โมไดนามิกมีนัยว่าของไหลทำงานที่อยู่ในระบบนั้นจะวนเวียนเป็นวัฏจักรในระบบอย่างถาวร ส่วนคำว่า “Regenerative” หมายความว่ามีการแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) และตัวกักเก็บความร้อน (Thermal store) อยู่ภายในเครื่องยนต์ซึ่งก็คือรีเจนเนอเรเตอร์นั่นเอง ซึ่งรีเจนเนอเรเตอร์นี้เองที่ทำให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้นแตกต่างจากเครื่องยนต์อากาศร้อนวัฏจักรปิดอื่น ๆ

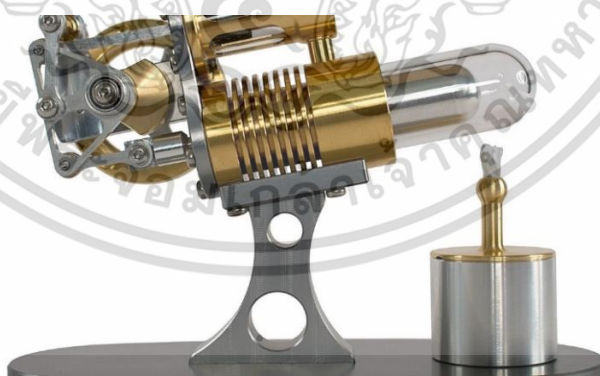
เครื่องยนต์สเตอร์ลิงถือเป็นเครื่องยนต์สันดาปภายนอก เพราะความร้อนที่ทำให้เกิดผลต่างของอุณหภูมิได้มาจากการเผาไหม้ภายนอกและใช้ฮีตเตอร์ถ่ายโอนความร้อนมายังภายในเครื่องยนต์ หรืออาจใช้แหล่งความร้อนอื่น เช่น พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ เป็นต้น นอกจากประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่สูงกว่าเครื่องยนต์ไอน้ำ (Steam engine) แล้วข้อได้เปรียบอีกอย่างของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์สันดาปภายในจำพวกที่เป็นวัฏจักรออตโต (Otto cycle) หรือวัฏจักรดีเซล (Diesel cycle) คือสามารถใช้แหล่งพลังงานที่เป็นพลังงานทางเลือกหรือพลังงานทดแทนได้ ในปัจจุบันเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้รับความสนใจในการเอาไปทำเป็น “The Core Component of Micro Combined Heat and Power (CHP)” ซึ่งก็คือเครื่องยนต์ที่สามารถผลิตได้ทั้งความร้อนและกำลัง อีกทั้งก่อให้เกิดมลพิษต่ำ เนื่องจากเป็นการสันดาปภายนอกไม่ได้เผาไหม้ที่ความดันสูง (จึงหะอัดและจึงหะระเบิดในเครื่องยนต์สันดาปภายใน ทำให้ความดันและอุณหภูมิสูงมาก) อุณหภูมิเผาไหม้ประมาณ 700 องศาเซลเซียสเท่านั้น ทำให้แก๊สพิษจำพวกออกไซด์ของไนโตรเจน ซึ่งเกิดจากการเผาไหม้ที่อุณหภูมิสูง มีจำนวนน้อยกว่าในเครื่องยนต์สันดาปภายใน และสามารถควบคุมให้เกิดการเผาไหม้สมบูรณ์ได้ง่าย จึงทำให้เกิดก๊าซคาร์บอนมอนอกไซด์น้อย อีกทั้งยังไม่มีสารที่เป็นมลพิษอีกหลายๆ อย่างที่เกิดจากการสันดาปภายใน เช่น สารจำพวกอัลดีไฮด์ ซัลเฟอร์ไดออกไซด์ ผงคาร์บอน สารประกอบตะกั่ว สารจำพวกฟีนอลส์ เป็นต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อย่างไรก็ตามเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีอัตราส่วนกำลังต่อน้ำหนักที่ต่ำ (Low power-to-weight ratio) ด้วยเหตุนี้ จึงไม่เหมาะที่จะนำไปเป็นเครื่องยนต์สำหรับใช้ในรถยนต์ แต่เหมาะที่จะเป็นเครื่องยนต์ที่ติดตั้งไว้นิ่งอยู่กับที่ (Static installation)

โรเบิร์ต สเตอร์ลิง เป็นชาวอังกฤษที่มีเชื้อสายสกอตแลนด์ โดยมีอาชีพเป็นนักบวชแต่มีงานอดิเรกเป็นนักประดิษฐ์ ซึ่งแรงบัลดาลใจในการผลิตเครื่องยนต์สเตอร์ลิงคือ ต้องการผลิตเครื่องยนต์ที่มีประสิทธิภาพและมีความปลอดภัยมากกว่าเครื่องจักรไอน้ำในสมัยนั้นที่มักจะมีระเบิดทำให้มีผู้เสียชีวิต และเขาได้สร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสำเร็จในปี ค.ศ. 1816 ใช้อากาศเป็นของไหลทำงาน (Working fluid) เป็นที่รู้จักกันในชื่อของเครื่องยนต์อากาศร้อน ซึ่งแพร่หลายในโรงงานอุตสาหกรรมขนาดเล็กและตามครัวเรือน มีพัดลมและเครื่องสูบน้ำที่ขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์สเตอร์ลิง จนกระทั่งต้นศตวรรษที่ 19 ได้ถูกแทนที่ด้วยเครื่องยนต์สันดาปภายในและความก้าวหน้าของเทคโนโลยีด้านไฟฟ้า

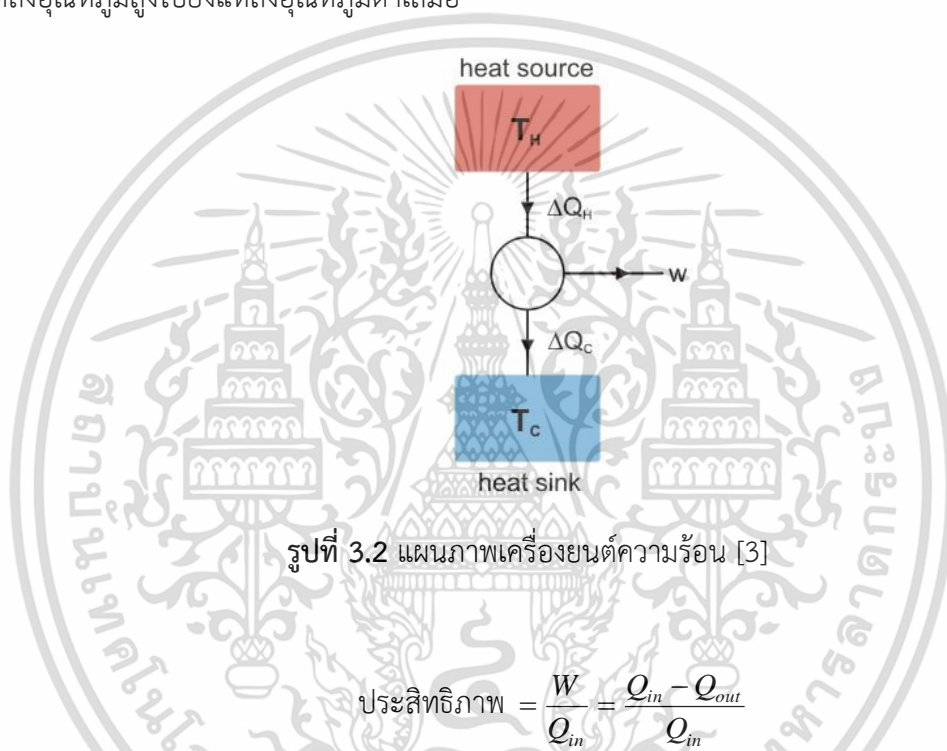
ปัจจุบันไม่ได้มีการผลิตเครื่องยนต์สเตอร์ลิงใช้โดยทั่วไป แต่ยังคงมีการวิจัยและพัฒนาเนื่องจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีประสิทธิภาพสูง ทำงานได้เงียบและมลพิษน้อย อาทิ ปรับปรุงประสิทธิภาพให้สูงขึ้น ผลิตจากอัลลอยด์ทนความร้อนสูง พัฒนากลไกขับเคลื่อนใช้คอมพิวเตอร์ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ใช้ฮีเลียมเป็นของไหลทำงานเนื่องจากมีอัตราการอัดและขยายตัวสูงเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ ส่วนประเด็นสำคัญอีกอย่างคือการปรับปรุงวิธีการปิดผนึก (Seal) ของไหลทำงานที่อยู่ในเครื่องยนต์ให้รั่วน้อยที่สุด ซึ่งจะมีผลต่อความถี่ในการบำรุงรักษาและการซ่อมแซมเครื่องยนต์สเตอร์ลิง



รูปที่ 3.1 Nano Cannon Stirling engine – By Kontax Engineering [2]

3.1 เครื่องยนต์ความร้อน (Heat engine)

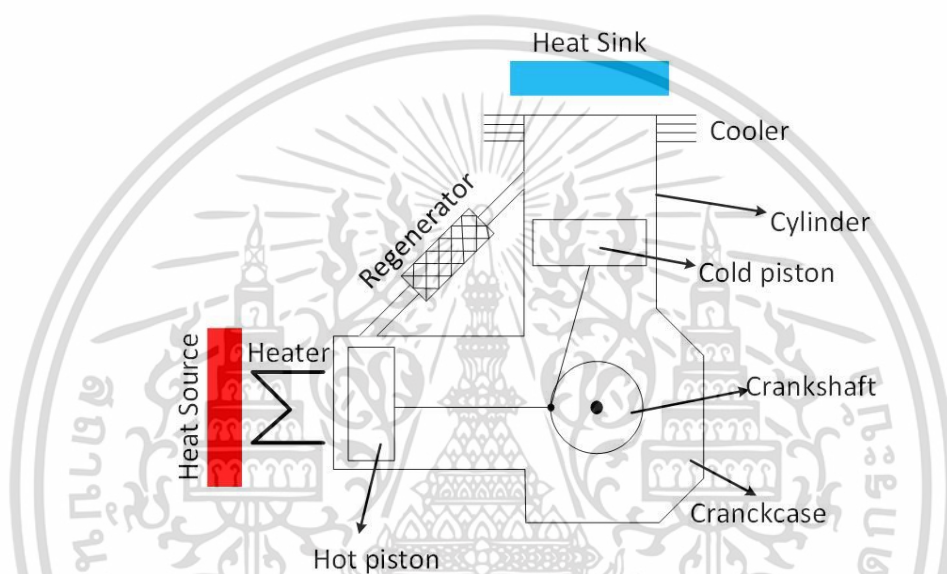
เครื่องยนต์ความร้อน (Heat Engine) เป็นเครื่องยนต์ที่ใช้เปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานกล โดยอาศัยความแตกต่างทางอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิสูง (Heat source) และแหล่งระบายความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำ (Heat sink) ความร้อนจะถูกถ่ายโอนจากแหล่งความร้อนไปยังแหล่งระบายความร้อน และความร้อนบางส่วนจะถูกเปลี่ยนไปเป็นงาน ในอดีตเครื่องยนต์ความร้อนเป็นที่นิยมใช้ในงานต่าง ๆ เป็นอย่างมาก ทั้งนี้เพราะพลังงานความร้อน เป็นพลังงานที่สร้างได้ง่าย และเราสามารถควบคุมทิศทางการถ่ายโอนความร้อนได้ เนื่องจากความร้อนจะถ่ายโอนจากแหล่งอุณหภูมิสูงไปยังแหล่งอุณหภูมิต่ำเสมอ



วัฏจักรคาร์โนต์ คือ วัฏจักรที่เป็นอุดมคติในทางเทอร์โมไดนามิก ซึ่งเป็นค่าประสิทธิภาพที่สูงที่สุดสำหรับวัฏจักรเครื่องยนต์ความร้อนเครื่องยนต์ ถึงแม้อุปกรณ์ต่าง ๆ ในวัฏจักรจะมีประสิทธิภาพ 100% (แต่วัฏจักรคาร์โนต์ยังคงมีประสิทธิภพน้อยกว่า 100%) ระบบที่อยู่ภายใต้วัฏจักรคาร์โนต์นั้น จะถูกเรียกว่า เครื่องยนต์ความร้อนคาร์โนต์ (Carnot heat engine) หรือบางทีก็ถูกเรียกว่า “เครื่องยนต์สมบูรณ์แบบ (Perfect engine)” ซึ่งเป็นเพียงทฤษฎีเท่านั้นในทางปฏิบัติไม่สามารถทำได้ อย่างไรก็ตามมีเครื่องยนต์ความร้อนคาร์โนต์ขนาดเล็กที่ถูกออกแบบและเดินเครื่องได้ซึ่งรายละเอียดของวัฏจักรคาร์โนต์จะถูกกล่าวอย่างละเอียดในภายหลัง (หัวข้อ 3.6.1)

3.2 ส่วนประกอบหลักของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นหนึ่งในเครื่องยนต์ความร้อนวัฏจักรปิด (Closed cycle heat engine) ซึ่งต้องถ่ายโอนความร้อนจากแหล่งความร้อน (Heat source) ไปยังของไหลทำงานโดยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและในที่สุดก็ไปยังแหล่งระบายความร้อน (Heat sink) ดังนั้นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้องมีแหล่งความร้อนและแหล่งระบายความร้อนอย่างละหนึ่งแหล่งเป็นอย่างน้อย และต้องมีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วย



รูปที่ 3.3 ส่วนประกอบหลักของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบแอลฟา (Alpha type Stirling engine)

3.2.1 แหล่งความร้อน (Heat source)

แหล่งความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาจากภายนอก ซึ่งหากได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิง จะถูกเรียกว่าเครื่องยนต์สันดาปภายนอก ความเสียหายที่เครื่องยนต์สันดาปชนิดนี้ได้รับน้อยเมื่อเทียบเครื่องยนต์สันดาปภายในที่มีจังหวะระเบิดภายในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ซึ่งมีความดันสูงและมีการกระแทกเกิดขึ้น นอกจากนี้ยังสามารถใช้แหล่งความร้อนอื่นได้ เช่น พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานนิวเคลียร์ ความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ขยะ พลังงานจากเชื้อเพลิงชีวภาพ เป็นต้น

3.2.2 ฮีตเตอร์ (Heater) หรือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้านร้อน

ทำหน้าที่รับความร้อนจากแหล่งความร้อนไปสู่เครื่องยนต์สเตอร์ลิง ซึ่งหากเป็นเครื่องยนต์ขนาดเล็ก (กำลังของเครื่องยนต์น้อย) ฮีตเตอร์จะเป็นเพียงพื้นผิวเปลือยเปล่าที่สามารถนำความร้อนได้ (ทำจากวัสดุนำความร้อน) แต่ในเครื่องยนต์ที่มีกำลังสูงจำเป็นต้องมีพื้นที่ผิวมากขึ้นเนื่องจากจำเป็นต้องถ่ายโอนความร้อนด้วยอัตราที่สูงขึ้น ซึ่งการเพิ่มพื้นที่ผิวของการถ่ายโอนความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์อื่นใดโดยไม่ได้รับอนุญาตจากเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ให้มากขึ้นอาจทำได้โดยติดครีبد้านใน (Internal fin) หรือครีبد้านนอก (External fin) หรือ อาจจะเป็นท่อเล็ก ๆ หลาย ๆ ท่อ (Multiple small bores tubes)

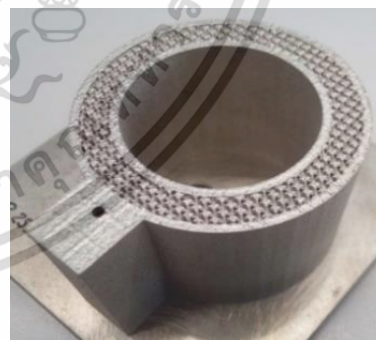
การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้องออกแบบให้สมดุลระหว่างอัตราการถ่ายโอนความร้อนที่สูงกับการสูญเสียกำลังเนื่องจากความหนืดต่ำ (Low viscous pumping losses) และปริมาตรคงที่ของเครื่องยนต์ที่น้อย (กล่าวคือหากออกแบบให้อัตราอัตราการถ่ายโอนความร้อนเพิ่มขึ้น การสูญเสียกำลังเนื่องจากความหนืดและปริมาตรคงที่ก็จะเพิ่มตามไปด้วย) เครื่องยนต์ที่มีกำลังสูงและทำงานที่ความดันสูงต้องการเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ด้านร้อนที่ทำด้วยอัลลอยซึ่งทนต่ออุณหภูมิสูงและทนต่อการคืบได้ดี

3.2.3 รีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator)

รีเจนเนอเรเตอร์นี้ถูกเรียกอีกอย่างหนึ่งว่า “Regenerative heat exchanger” ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง รีเจนเนอเรเตอร์คือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายในเครื่องยนต์ (Internal heat exchanger) และตัวกักเก็บความร้อนชั่วคราว (Temporary heat store) ซึ่งจะอยู่ระหว่างบริเวณที่ร้อนและที่เย็นที่ของไหลทำงานไหลผ่าน ซึ่งไหลทิศทางเดียว ความร้อนในของไหลทำงานก็ถูกถ่ายโอนในทิศทางเดียวกับทิศการเคลื่อนที่ของของไหลทำงาน รีเจนเนอเรเตอร์อย่างง่ายนั้นคือโลหะที่ทำเป็นแบบตาข่าย (Metal mesh) หรือแบบโฟม (Metal foam) หน้าที่ของรีเจนเนอเรเตอร์คือรักษาความร้อนภายในระบบโดยจะถ่ายโอนความร้อนจากของไหลทำงานในส่วหนึ่งของวัฏจักรไปยังอีกส่วหนึ่งของวัฏจักร



รูปที่ 3.4 Metal mesh [4]

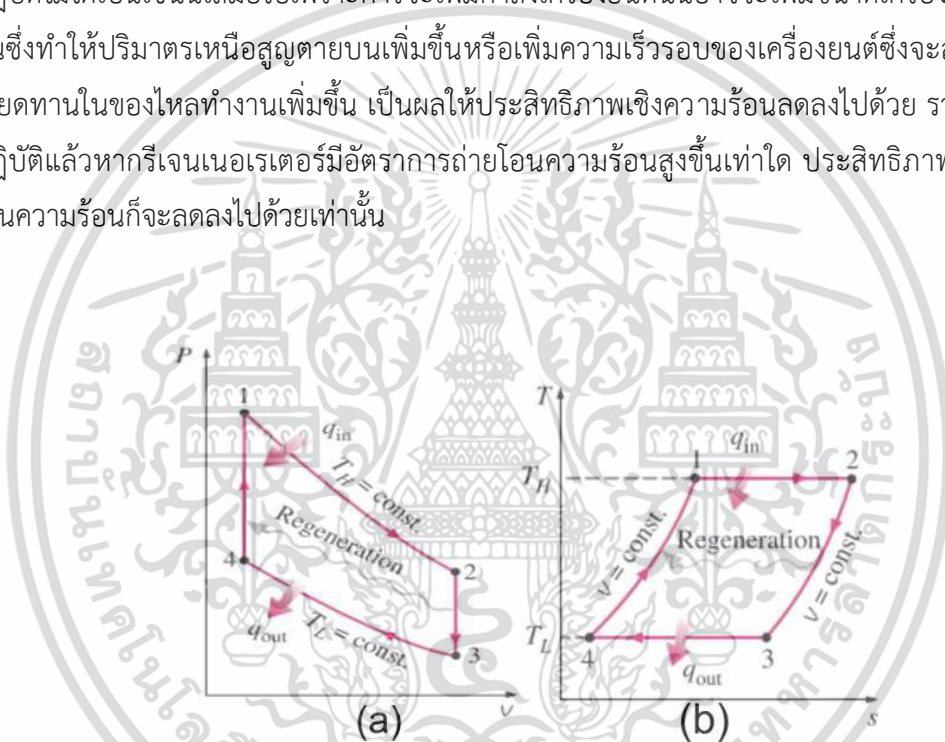


รูปที่ 3.5 รีเจนเนอเรเตอร์แบบ Metal foam [5]

จากรูปที่ 2.14 รีเจนเนอเรเตอร์ทำให้เกิดการถ่ายโอนความร้อนจากของไหลทำงานในวัฏจักร ช่วง 2-3 ไปยังช่วง 4-1 ทำให้ความร้อน q_{out} ออกจากระบบที่แหล่งระบายความร้อน (Heat sink) ลดลง อีกทั้งยังทำให้อุณหภูมิสูงสุดในวัฏจักรเพิ่มขึ้นและอุณหภูมิต่ำสุดในวัฏจักรลดลงด้วย ดังนั้นประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรจึงใกล้เคียงกับวัฏจักรคาร์โนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลของการใส่รีเจนเนอเรเตอร์เข้าไปในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนี้มี 2 ประการ ประการแรกคือเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนให้กับเครื่องยนต์โดยการใช้ความร้อนหมุนเวียนในระบบ (ถ่ายโอนความร้อนจากของไหลทำงานในวัฏจักรช่วง 2-3 ไปยังช่วง 4-1 ทำให้ความร้อดยังคงหมุนเวียนในระบบบางส่วน) ประการที่สองซึ่งเป็นผลพลอยได้จากประการแรกนั่นก็คือ กำลังของเครื่องยนต์สูงขึ้นซึ่งเป็นผลมาจากประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่เพิ่มขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ปลายด้านร้อนและด้านเย็น (รีเจนเนอเรเตอร์ช่วยทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนในวัฏจักรมีประสิทธิภาพมากขึ้นจากผลต่างของอุณหภูมิสูงสุดกับอุณหภูมิต่ำสุดที่มากขึ้นนั่นเอง) โดยทั่วไปแล้วนี่คือสิ่งที่จำกัดปริมาณความร้อนที่จะใส่เข้าไปในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (รวมถึงกำลังของเครื่องยนต์ด้วย) แต่ในทางปฏิบัติไม่ได้เป็นเช่นนี้เสมอไปเพราะการจะเพิ่มกำลังเครื่องยนต์นั้นอาจจะเพิ่มขนาดเครื่องยนต์ให้ใหญ่ขึ้นซึ่งทำให้ปริมาตรเหนือสูญตายบนเพิ่มขึ้นหรือเพิ่มความเร็วรอบของเครื่องยนต์ซึ่งจะส่งผลให้แรงเสียดทานในของไหลทำงานเพิ่มขึ้น เป็นผลให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลงไปด้วย รวมทั้งในทางปฏิบัติแล้วหากรีเจนเนอเรเตอร์มีอัตราการถ่ายโอนความร้อนสูงขึ้นเท่าใด ประสิทธิภาพในการถ่ายโอนความร้อนก็จะลดลงไปด้วยเท่านั้น



รูปที่ 3.6 (a) แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง P-v (b) ความสัมพันธ์ระหว่าง T-s ในวัฏจักรสเตอร์ลิง (Stirling cycle) [6]

ความท้าทายในการออกแบบรีเจนเนอเรเตอร์สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนี้คือการออกแบบให้มีความสามารถในการถ่ายโอนความร้อนที่เพียงพอ (ถ่ายโอนความร้อนได้ดี ประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะสูง) โดยไม่ทำให้ปริมาตรคงที่ (Dead volume) และความเสียดทานของของไหลทำงานมีมากเกินไป ธรรมชาติของความขัดแย้งในการออกแบบที่ได้กล่าวไปแล้วนั้นเป็นหนึ่งในหลายๆปัจจัยที่ทำให้การเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีข้อจำกัด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รีเจนเนอเรเตอร์เป็นส่วนประกอบสำคัญที่ถูกคิดค้นโดยโรเบิร์ต สเตอร์ลิง ที่ทำให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแตกต่างจากเครื่องยนต์อากาศยานระบบปิดอื่น ๆ บริเวณผิวของดิสเพลเซอร์ (Displacer) หรือบริเวณใกล้ผนังกระบอกสูบสามารถทำหน้าที่เป็นรีเจนเนอเรเตอร์ขนาดเล็กได้ด้วยตัวมันเอง หรือในทำนองเดียวกันบริเวณทางเชื่อมระหว่างกระบอกสูบร้อนและเย็นของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบแอลฟา (Alpha type Stirling engine) ก็ทำหน้าที่เป็นรีเจนเนอเรเตอร์ขนาดเล็กเช่นเดียวกัน

3.2.4 คูลเลอร์ (Cooler) หรือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้านเย็น

ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีกำลังต่ำ อาจใช้แค่ผิวเรียบ ๆ ของวัสดุที่นำความร้อนในการถ่ายโอนความร้อน แต่หาเครื่องยนต์กำลังสูงต้องใช้คูลเลอร์ที่ใช้ระบบน้ำเพื่อการถ่ายโอนความร้อนที่เพียงพอ

3.2.5 แหล่งระบายความร้อน (Heat sink)

สิ่งแวดล้อมคือหนึ่งในแหล่งระบายความร้อน ซึ่งอุณหภูมิของแหล่งระบายความร้อนจะเท่ากับอุณหภูมิต่อ ๆ บริเวณที่เครื่องยนต์ตั้งอยู่ หากเป็นระบบที่จะผลิตทั้งกำลังและความร้อน จะใช้น้ำเป็นแหล่งระบายความร้อนที่รับความร้อนจากระบบไปใช้ประโยชน์ต่อ

3.2.6 ตัวปิดผนึก (Seal)

ทำหน้าที่ปิดผนึกไม่ให้ของไหลทำงานรั่วออกจากกระบอกสูบ นี่เองที่ทำให้เป็นระบบปิด ซึ่งการปิดผนึกนี้เองที่เป็นหนึ่งในปัญหาหลักในการสร้างและพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

3.2.7 ส่วนประกอบหลักในกลไกการส่งกำลังของเครื่องยนต์

(1) ลูกสูบ (Piston) ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบเบต้า (Beta type Stirling engine) และเครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบแกรมมา (Gamma type Stirling engine) จะมีลูกสูบ 2 แบบ คือ ลูกสูบกำลัง (Power piston) ทำหน้าที่เป็นตัวผลิตกำลังออกมา และดิสเพลเซอร์ (Displacer) หน้าที่คือทำให้แก๊สทำงาน (Working gas) หรือบางที่อาจเรียกว่า ของไหลทำงาน (Working fluid) เคลื่อนที่ไปมาระหว่างส่วนร้อน (Hot space) และส่วนเย็น (Cold space) ขึ้นกับการออกแบบว่าจะมีการปิดผนึก (Seal) ระหว่างดิสเพลเซอร์กับผนังของกระบอกสูบหรือไม่ อาจทำให้หลวมเพื่อให้แก๊สทำงานไหลผ่านแต่หากเป็นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบแอลฟาจะมีลูกสูบ 2 ลูกที่มีลักษณะเหมือนกันอยู่ในกระบอกสูบร้อนหนึ่งลูก (ผลิตกำลังออกมา) ส่วนอีกอันอยู่ในกระบอกสูบเย็น (ทำให้ของไหลทำงานสามารถเคลื่อนที่ไปมาเป็นวัฏจักรได้)

(2) เพลาข้อเหวี่ยง (Crankshaft) ทำหน้าที่หมุนส่งกำลังให้ระบบภายนอก ถูกขับให้หมุนโดยการเคลื่อนที่ขึ้นลงของลูกสูบ และส่งแรงสู่เพลาข้อเหวี่ยงผ่านทางก้านสูบ เพลาข้อเหวี่ยงส่วนมากทำมาจากเหล็กกล้า แต่บางทีก็สามารถทำจากเหล็กหล่อได้

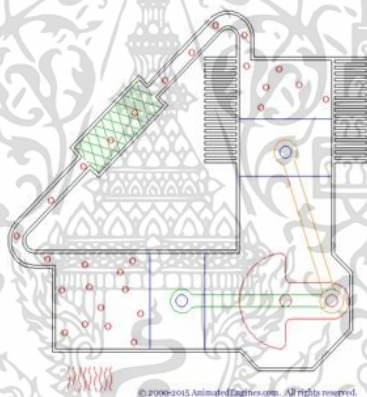
(3) กระบอกสูบ (Cylinder) ทำหน้าที่บังคับให้ลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้น-ลง เป็นเส้นตรง

(4) ห้องข้อเหวี่ยง (Crankcase) ส่วนของเรือนเครื่องยนต์ที่หุ้มเพลาข้อเหวี่ยง

3.3 ประเภทของกลไกในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

3.3.1 กลไกแบบตัววี (V-engine)

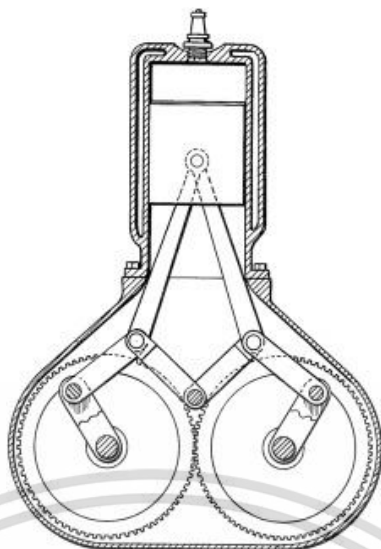
ใช้ในเครื่องยนต์ชนิดแอลฟา โดยกระบอกสูบจะทำมุมกันเป็นรูปตัววี การให้ความร้อนและการระบายความร้อนจะเกิดขึ้นที่บริเวณท่อที่เชื่อมกันระหว่างส่วนร้อนและส่วนเย็น



รูปที่ 3.7 กลไกแบบตัววี [11]

3.3.2 กลไกแบบรอมบิก (Rhombic drive)

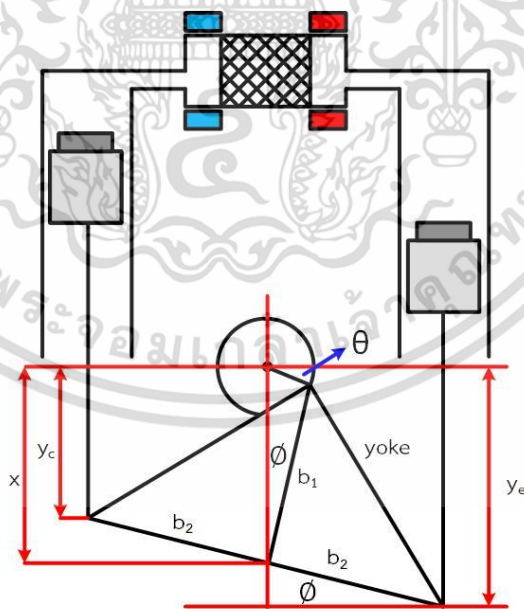
ใช้ในเครื่องยนต์ชนิดเบต้า โดยใช้เฟืองสองชุดควบคุมการเคลื่อนที่ของก้านลูกสูบที่อยู่ตรงกลาง มีข้อดีคือแรงที่กระทำจากลูกสูบจะลงที่กึ่งกลางเครื่องยนต์และแรงเสียดทานจากด้านข้างน้อย



รูปที่ 3.8 กลไกแบบรอมบิก [11]

3.3.3 กลไกรอสส์ยอร์ค (Ross Yoke mechanism)

ใช้ในเครื่องยนต์ที่มีสองลูกสูบ โดยมีชิ้นส่วนยอร์ค (Yoke linkage) ต่อกับก้านลูกสูบทั้งสองก้านและมีก้านร็อคเกอร์คอยประกอบการเคลื่อนที่ของกลไก มีข้อดีคือสามารถออกแบบให้กระบอกสูบขนานกันได้ซึ่งจะช่วยลดขนาดของเครื่องยนต์และแรงเสียดทานด้านข้างจากลูกสูบ

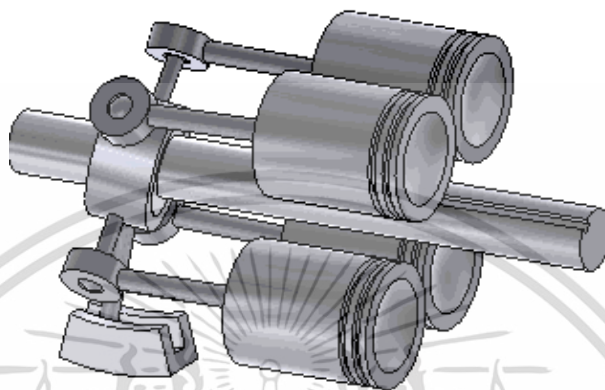


รูปที่ 3.9 กลไกรอสส์ยอร์ค

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3.4 กลไกวobbleเพลต (Wobble plate)

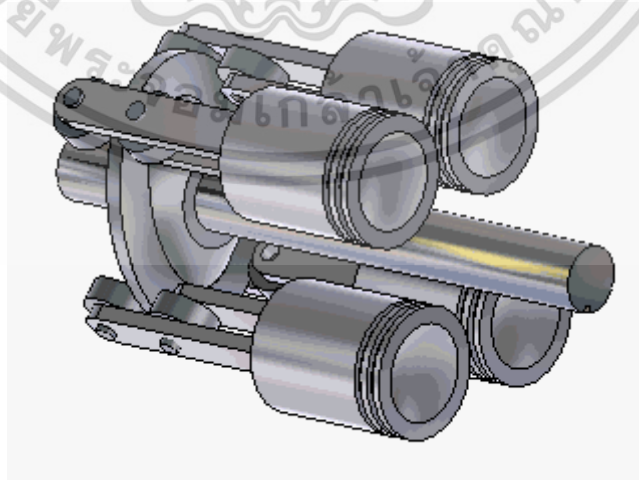
ใช้กับเครื่องยนต์แบบส่งกำลังสองทิศทาง โดยลูกสูบและเพลาส่งกำลังจะตั้งขนานกัน มีข้อต่อแบบลูกบอลเชื่อมต่อก้านสูบกับเพลาลูกสูบและมีข้อเหวี่ยงแบบตัว Z ช่วยประคองการเคลื่อนที่ของกลไก มีข้อดีคือมีอิสระในการเคลื่อนที่สูง



รูปที่ 3.10 กลไกวobbleเพลต [11]

3.3.5 กลไกสวอชเพลต (Swash plate)

ใช้กับเครื่องยนต์แบบส่งกำลังสองทิศทาง โดยการทำงานของกลไกจะเหมือนกลไกวobbleเพลต แต่จะอาศัยงานหมุนตรงกลางควบคุมเฟสการเคลื่อนที่ทำให้ลูกสูบเคลื่อนที่ได้โดยไม่มีการแกว่งของก้านสูบ ก้านสูบจะต่อกับงานนี้ด้วยแบริ่ง มีข้อดีคือแบริ่งจะช่วยประคองการเคลื่อนที่และรับแรงเสียดทานด้านข้างของลูกสูบ



รูปที่ 3.11 กลไกสวอชเพลต [11]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4 ประเภทของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบ่งได้เป็น 3 ประเภทใหญ่ ๆ ตามลักษณะการเคลื่อนที่ของแก๊สทำงาน (Working gas) ระหว่างส่วนที่ร้อนและส่วนที่เย็น

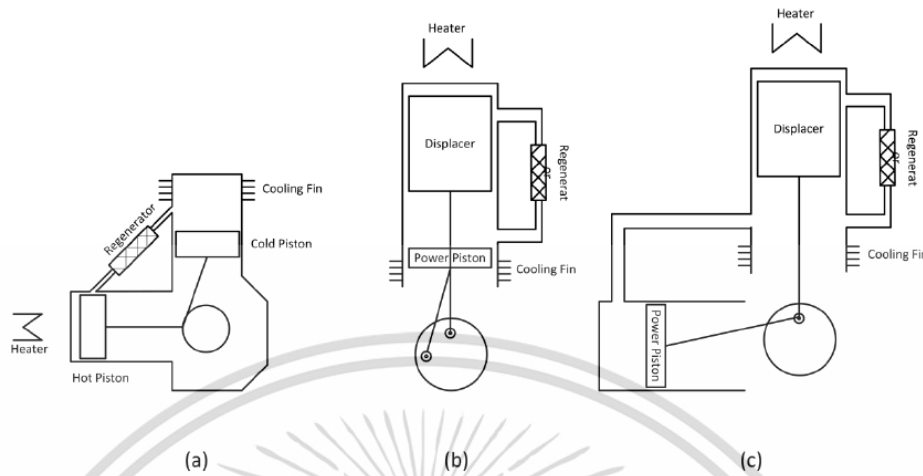
1. เครื่องยนต์สเตอร์ลิงประเภทแอลฟา (Alpha type Stirling engine) ประกอบด้วย ลูกสูบสองลูก ลูกหนึ่งอยู่ในกระบอกสูบร้อน (Hot cylinder) หรือส่วนร้อน (Hot space) และอีกตัวหนึ่งอยู่ในกระบอกสูบเย็น (Cold cylinder) แก๊สทำงานเคลื่อนที่ไปมาระหว่างกระบอกสูบทั้งสอง ฝั่งกระบอกสูบร้อนมีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้านร้อน (Heater) และฝั่งกระบอกสูบเย็นมีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้านเย็น (Cooler) เครื่องยนต์ประเภทนี้มีอัตราส่วนกำลังต่อต่อปริมาตรเครื่องยนต์ที่สูง แต่ก็มีปัญหาทางเทคนิคที่บดบังคือลูกสูบในกระบอกสูบร้อนมีอุณหภูมิสูงและความทนทานของตัวปิดผนึก (Seal) ระหว่างลูกสูบและผนังของกระบอกสูบ ซึ่งโดยปกติแล้วที่หัวของลูกสูบจะมีฉนวนความร้อนขนาดใหญ่ที่กั้นตัวปิดผนึกกับส่วนร้อน (ในกระบอกสูบร้อน) จึงทำให้เครื่องยนต์มีปริมาตรคงที่เพิ่มขึ้น (Dead space) ลูกสูบทั้งสองเชื่อมกันด้วยเพลาคอเหวี่ยง มุมของคอเหวี่ยง (Crank angle) เป็นอีกปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ซึ่งจากการทดลองมุมที่ดีที่สุดมักจะเป็นมุม 90 องศาและมีรีเจนเนอเรเตอร์คั่นกลางท่อที่เชื่อมระหว่างกระบอกสูบทั้งสอง

2. เครื่องยนต์สเตอร์ลิงประเภทเบต้า (Beta type Stirling engine) ประกอบด้วย กระบอกสูบเพียงกระบอกเดียว ปลายกระบอกด้านหนึ่งร้อน ปลายกระบอกอีกด้านเย็น ภายในประกอบด้วยลูกสูบทำงาน (Power piston) และดิสเพลซเซอร์ (Displacer) ซึ่งระหว่างดิสเพลซเซอร์กับกระบอกสูบจะมีช่องว่างเล็กน้อยและไม่ได้ให้กำลังจากการขยายตัวของแก๊สทำงาน แต่ทำให้แก๊สทำงานเคลื่อนที่ไปมาระหว่างด้านร้อนและด้านเย็นของกระบอกสูบ ลูกสูบทำงานและดิสเพลซเซอร์มีเฟสการเคลื่อนที่ต่างกัน 90 องศา ซึ่งลูกสูบและดิสเพลซเซอร์เชื่อมต่อกันด้วยเพลาคอเหวี่ยง เมื่อแก๊สทำงานเคลื่อนที่ไปด้านร้อนของกระบอกสูบ แก๊สทำงานจะขยายตัวและไปผลักลูกสูบกำลัง เมื่อแก๊สทำงานเคลื่อนที่ไปด้านเย็นของกระบอกสูบ แก๊สทำงานจะอัดตัว โมเมนตัมเชิงกลจะไปสะสมอยู่ในล้อตุ่นกำลัง (Flywheel) และไปผลักให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ไปในทิศทางที่แก๊สทำงานอัด เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้านี้จะไม่มีปัญหาในเรื่องตัวปิดผนึกในด้านร้อนของกระบอกสูบ เพราะดิสเพลซเซอร์ไม่จำเป็นต้องใส่ตัวปิดผนึก และตัวปิดผนึกในลูกสูบกำลังก็อยู่ด้านที่กระบอกสูบเย็น

3. เครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดแกรมมา (Gamma type Stirling engine) ประกอบด้วย กระบอกสูบสองกระบอก ลูกสูบกำลังจะถูกแยกออกไปใส่อีกกระบอกสำหรับผลิตกำลัง ส่วนอีกกระบอกสูบบรรจุดิสเพลซเซอร์ซึ่งปลายกระบอกด้านหนึ่งร้อนและปลายกระบอกอีกด้านเย็น ด้านเย็นนี้เองที่เชื่อมอยู่กับกระบอกสูบที่บรรจุลูกสูบกำลัง แต่ลูกสูบทั้งสองยังคงเชื่อมล้อตุ่นกำลัง (Flywheel) เดียวกัน แก๊สในกระบอกสูบทั้งสองไหลไปมาหากันได้อย่างอิสระเสมือนอยู่ในกระบอกสูบเดียวกันซึ่งการจัดองค์ประกอบแบบนี้จะส่งผลให้อัตราส่วนความดันต่ำ เพราะมีปริมาตรเพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(จากการเชื่อมต่อไปกระบอกที่สอง) การต่อลักษณะนี้มักจะนำไปใช้ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงหลายกระบอกสูบ การเคลื่อนที่ของลูกสูบทำงานและดิสเพลซเซอร์มีเฟสต่างกัน 90 องศา



รูปที่ 3.12 แสดงแผนภาพเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (a) เครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบแอลฟา (b) เครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบเบต้า (c) เครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบแกมมา [7]

3.5 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบแอลฟาหลายกระบอกสูบ (Multi-cylinders alpha Stirling engine)

กระบอกสูบทั้งหมดในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบแอลฟาหลายกระบอกสูบเชื่อมต่อกันแบบอนุกรม โดยมีรีเจนเนอเรเตอร์คั่นกลางระหว่างแต่ละกระบอกสูบ ลูกสูบในแต่ละกระบอกสูบจะทำหน้าที่เป็นทั้งลูกสูบกำลัง และดิสเพลซเซอร์ (เทียบเคียงกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบเบต้า) ในเวลาเดียวกัน หากจำนวนกระบอกสูบมีทั้งหมดจำนวนสี่กระบอกสูบมุมของเพลลาข้อเหวี่ยงที่เชื่อมกับลูกสูบในแต่ละกระบอกสูบจะมีค่าต่างกัน 90 องศา การอธิบายต่อจากนี้มุมอ้างอิง 0 องศาอยู่ที่ทิศทางแกน $+x$ และมุมทิศทวนเข็มนาฬิกามีค่ามุมเป็นบวก

ณ ที่นี้จะขอยกกรณีที่มีมุมของเพลลาข้อเหวี่ยงของลูกสูบในกระบอกสูบ ก เป็น 0 องศา (มุมของเพลลาข้อเหวี่ยงในกระบอกสูบ ข เป็น 90 องศา มุมของเพลลาข้อเหวี่ยงในกระบอกสูบ ค เป็น 180 องศา และมุมของเพลลาข้อเหวี่ยงในกระบอกสูบ ง เป็น 270 องศา) มาอธิบายเท่านั้น หากเป็นกรณีมุมอื่น ๆ ก็สามารถอธิบายในทำนองเดียวกัน ซึ่งวิเคราะห์ได้เป็นไปดังนี้

3.6 การวิเคราะห์วัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์ขณะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานและการประมาณกำลังของเครื่องยนต์

วัฏจักรคาร์โนต์เป็นวัฏจักรพื้นฐานในการศึกษาเครื่องยนต์ความร้อน จากนั้นวิเคราะห์และนำแบบจำลองต่าง ๆ ของวัฏจักรสเตอร์ลิงมาใช้ในการวิเคราะห์การทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ซึ่งจะเริ่มจากแบบจำลองวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติแบบไอโซเทอร์มอลซึ่งเป็นพื้นฐานของการวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิง และเพิ่มความซับซ้อนเข้าไปในวัฏจักร เพื่อให้ใกล้เคียงกับการทำงานในเครื่องยนต์จริงมากที่สุด และวิเคราะห์หากำลังของเครื่องยนต์ในแต่ละแบบจำลอง อีกทั้งใช้สมการเชิงประจักษ์อื่น ๆ เพื่อหากำลังของเครื่องยนต์ เช่น สมการของเวสต์ สมการของเบลล์ เป็นต้น

3.6.1 วัฏจักรคาร์โนต์ (Carnot cycle)

ในการทำงานของเครื่องยนต์ความร้อนจะให้งานออกมาช่วงหนึ่งของวัฏจักร และมีการใส่งานเข้าไปช่วงหนึ่งของวัฏจักร ผลต่างของงานที่ออกมาและงานที่ใส่เข้าไปคืองานสุทธิของระบบ ซึ่งการที่จะมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงขึ้นไปนั้นต้องมีงานที่ให้ออกมามากที่สุด และงานที่ป้อนเข้าป็นน้อยที่สุด กรณีนี้จะเกิดขึ้นได้เมื่อกำดำเนินไปของวัฏจักรเป็นกระบวนการแบบผันกลับได้เท่านั้น

กระบวนการแบบผันกลับได้ในวัฏจักรไม่มีทางเกิดขึ้นได้จริงเพราะไม่สามารถกำจัด Irreversibility ได้ อย่างไรก็ตามวัฏจักรแบบนี้จะให้ค่าจำกัดสูงสุดของประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักร ซึ่งเครื่องยนต์ความร้อนและเครื่องทำความเย็นที่มีวัฏจักรดำเนินไปแบบผันกลับได้สามารถใช้เป็นต้นแบบในการเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ความร้อนและเครื่องทำความเย็นจริงได้

วัฏจักรแบบผันกลับได้ที่รู้จักกันดีที่สุดคือ วัฏจักรคาร์โนต์ มีการนำเสนอครั้งแรกในปี ค.ศ. 1824 โดย นิโคลา เลอนาร์ต ซาดิ คาร์โนต์ วิศวกรชาวฝรั่งเศส เครื่องยนต์ความร้อนที่ทำงานตามวัฏจักรคาร์โนต์จะถูกเรียกว่า เครื่องยนต์ความร้อนคาร์โนต์ (Carnot heat engine) ซึ่งการดำเนินไปของวัฏจักรคาร์โนต์มีดังนี้

กระบวนการ 1-2 การขยายตัวของแก๊สแบบอุณหภูมิคงที่ผันกลับได้ (Reversible isothermal expansion) แก๊สในระบบมีอุณหภูมิเท่ากับ T_1 ระบบได้รับความร้อนเท่ากับ Q_H จากแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิ T_1 เช่นกัน แก๊สเกิดการขยายตัวแบบอุณหภูมิคงที่

กระบวนการ 2-3 การขยายตัวของแก๊สแบบอะเดียเบติกผันกลับได้ (Reversible adiabatic expansion) แก๊สไม่มีการรับความร้อนเข้ามาเพิ่มเติม แก๊สเกิดการขยายตัวและอุณหภูมิลดลงจาก T_1 ไปเป็น T_2 สมมติว่าลูกสูบไม่มีแรงเสียดทานและกระบวนการเป็นแบบ Quasi-equilibrium

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กระบวนการ 3-4 การอัดตัวของแก๊สแบบอุณหภูมิคงที่ผันกลับได้ (Reversible isothermal compression) แก๊สในระบบมีอุณหภูมิเท่ากับ T_2 ระบบสูญเสียความร้อนเท่ากับ Q_H ไปยังแหล่งระบายความร้อนที่มีอุณหภูมิ T_2 เช่นกัน แก๊สเกิดการอัดตัวแบบอุณหภูมิคงที่

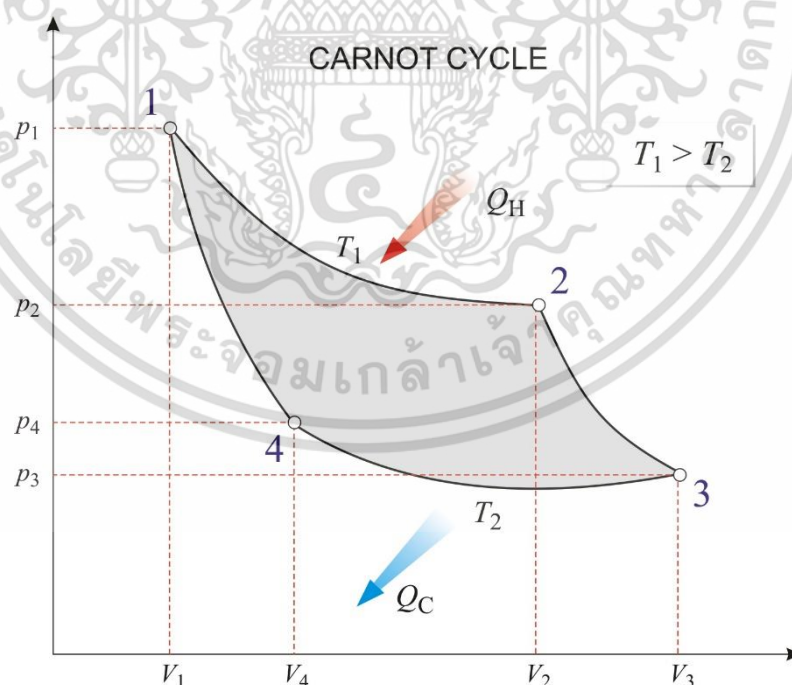
กระบวนการ 4-1 การอัดตัวของแก๊สแบบอะเดียเบติกผันกลับได้ (Reversible adiabatic compression) แก๊สไม่มีการสูญเสียความร้อนเพิ่มเติม แก๊สเกิดการอัดตัวและอุณหภูมิเพิ่มขึ้นจาก T_2 ไปเป็น T_1 สมมติว่าลูกสูบไม่มีแรงเสียดทานและกระบวนการเป็นแบบ Quasi-equilibrium

เมื่อสิ้นสุดวัฏจักรเราก็จะได้กำลังสุทธิออกมาเป็น

$$W_{net.out} = Q_H - Q_C \quad (3.2)$$

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรคาร์โนต์มีค่าเท่ากับ

$$\eta_{th} = \frac{Q_H - Q_C}{Q_H} = 1 - \frac{Q_C}{Q_H} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (3.3)$$



- | | |
|-----------------------------|----------------------------|
| 1-2: isothermal expansion | 2-3: adiabatic expansion |
| 3-4: isothermal compression | 4-1: adiabatic compression |

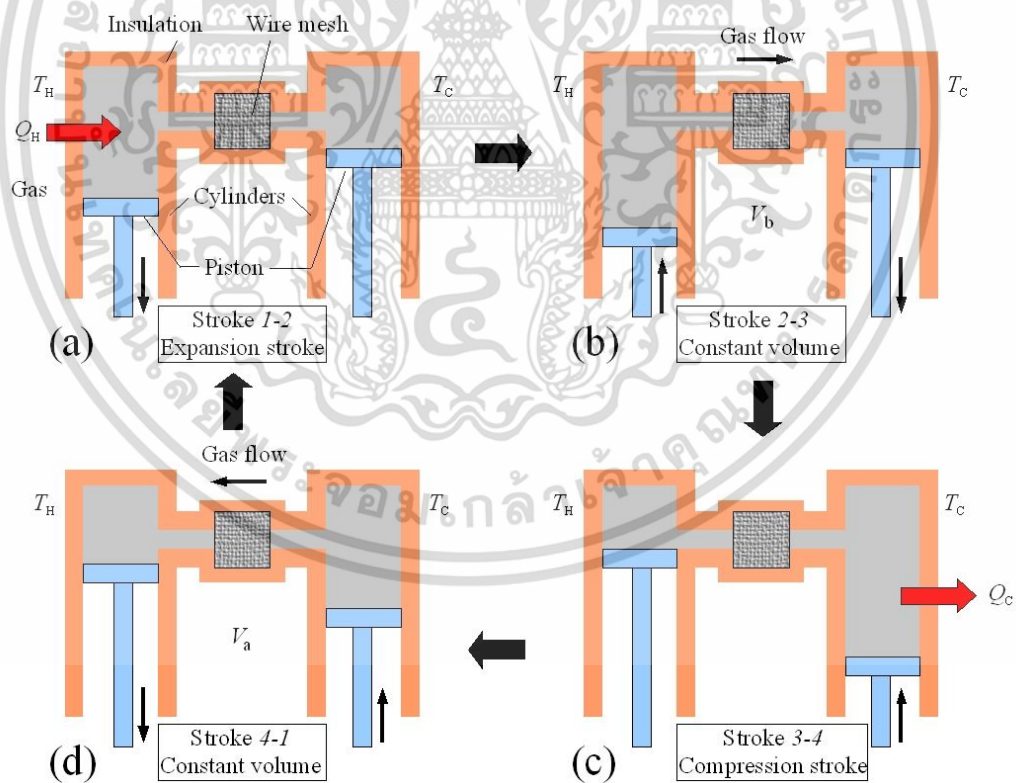
รูปที่ 3.14 แสดงการดำเนินไปของวัฏจักรคาร์โนต์ [8]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.6.2 วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ (Ideal Stirling cycle)

การใช้แบบจำลองวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติวิเคราะห์การทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นการวิเคราะห์ที่ง่ายที่สุด จะขอกกล่าวถึงสมมติฐานในการวิเคราะห์ที่เหมือนกันในทุก ๆ การวิเคราะห์วัฏจักรไว้ ณ ตรงนี้ส่วนสมมติฐานที่ต่างกันจะยกไปกล่าวในแต่ละหัวข้อของการวิเคราะห์อีกทีหนึ่ง ซึ่งสมมติฐานที่เหมือนกันในทุกการวิเคราะห์ ประกอบด้วย

1. กระบวนการที่ดำเนินไปในวัฏจักรเป็นแบบผันกลับได้
2. ของไหลทำงานเป็นแก๊สในอุดมคติ
3. พิจารณาแก๊สทำงานที่อยู่ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นก้อนมวลกลุ่มเดียว
4. ความดันและอุณหภูมิของแก๊สทำงานในระบบเท่ากันทุกตำแหน่งที่เวลาเดียวกัน
5. ระบบอยู่ในสภาวะคงตัว ไม่มีการรั่วไหลของของไหลทำงาน
6. อุปกรณ์การแลกเปลี่ยนความร้อนในระบบมีประสิทธิภาพเชิงความร้อน 100%
7. แหล่งความร้อนและแหล่งระบายความร้อนมีอุณหภูมิคงที่
8. การอัดตัวและการขยายตัวของแก๊สทำงานในระบบเป็นแบบ Quasi-equilibrium



รูปที่ 3.15 แสดงการถ่ายเทความร้อนและการเคลื่อนที่ของลูกสูบในแต่ละกระบวนการในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ [9]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมมติฐานเพิ่มเติมสำหรับแบบจำลองวัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ คือ แก๊สทำงานในระบบขยายตัวอย่างช้า ระบบนี้ให้งานออกมาทำให้แก๊สทำงานมีแนวโน้มที่อุณหภูมิลดลง แต่เนื่องด้วยอุณหภูมิลดลงเพียงเล็กน้อยเท่านั้น ทำให้ความร้อนที่ถูกถ่ายโอนจากแหล่งความร้อนไปยังแก๊สทำงานนั้นสามารถเพิ่มอุณหภูมิของแก๊สทำงานให้เท่าเดิมได้ การอัดตัวของแก๊สทำงานในระบบก็มีสมมติฐานในทำนองเดียวกัน ด้วยสมมติฐานดังกล่าวจึงสามารถพิจารณาได้ว่า กระบวนการอัดตัวและขยายตัวของแก๊สทำงานของวัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติเป็นแบบอุณหภูมิคงที่

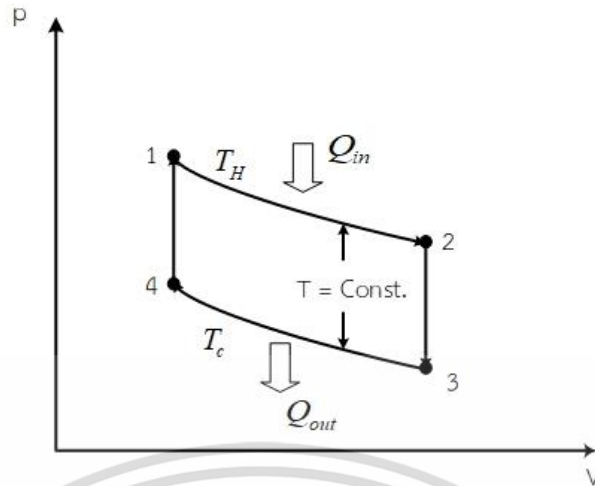
ด้วยสมมติฐานข้างต้นทั้งหมดจะสามารถอธิบายการดำเนินไปของวัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติได้ ดังนี้

กระบวนการ 1-2 เป็นกระบวนการการขยายตัวแบบอุณหภูมิคงที่ที่ T_H ลูกสูบในกระบอกสูบร้อนเกิดการขยายตัว ส่วนลูกสูบในกระบอกสูบเย็นไม่มีการเคลื่อนที่ ซึ่งโดยปกติเมื่อแก๊สทำงานเกิดการขยายตัวอุณหภูมิของแก๊สทำงานจะลดลงและเพื่อรักษาให้อุณหภูมิของแก๊สทำงานในระบบคงที่ ระบบจึงต้องได้รับความร้อนจากแหล่งความร้อน ความดันของแก๊สทำงานในระบบลดลงเนื่องกระบวนการการขยายตัว

กระบวนการ 2-3 ปริมาตรของแก๊สทำงานในระบบคงที่ อุณหภูมิของแก๊สทำงานในระบบลดลงจาก T_H ไปเป็น T_C ลูกสูบในกระบอกสูบร้อนเกิดการอัดตัว ส่วนลูกสูบในกระบอกสูบเย็นเกิดการขยายตัว ดังนั้น ปริมาตรของแก๊สทำงานในระบบจึงคงที่ จะเห็นว่าในกระบวนการนี้แก๊สทำงานในกระบอกสูบร้อนเคลื่อนที่ไปยังกระบอกสูบเย็น ซึ่งระหว่างทางต้องผ่านรีเจนเนอเรเตอร์ ความร้อนบางส่วนจึงถูกระบบถ่ายโอนไปยังรีเจนเนอเรเตอร์ทำให้อุณหภูมิและความดันของแก๊สทำงานในระบบลดลง

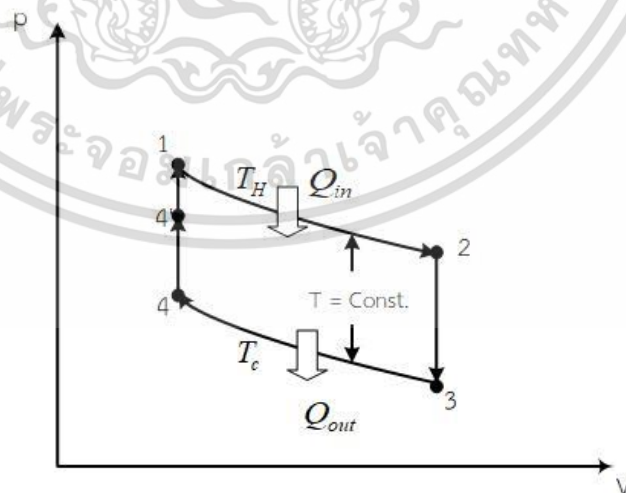
กระบวนการ 3-4 เป็นกระบวนการการอัดตัวแบบอุณหภูมิคงที่ที่ T_C ลูกสูบในกระบอกสูบเย็นเกิดการอัดตัว ส่วนลูกสูบในกระบอกสูบร้อนไม่มีการเคลื่อนที่ ซึ่งโดยปกติเมื่อแก๊สทำงานเกิดการอัดตัวอุณหภูมิของแก๊สทำงานจะเพิ่มขึ้นและเพื่อรักษาให้อุณหภูมิของแก๊สทำงานในระบบคงที่ระบบจึงต้องถ่ายโอนความร้อนไปยังแหล่งระบายความร้อน ความดันของแก๊สทำงานในระบบเพิ่มขึ้นเนื่องจากการอัดตัวของแก๊สทำงาน

กระบวนการ 4-1 ปริมาตรของแก๊สทำงานในระบบคงที่ อุณหภูมิของแก๊สทำงานในระบบเพิ่มขึ้นจาก T_C ไปเป็น T_H ลูกสูบในกระบอกสูบร้อนเกิดการขยายตัว ส่วนลูกสูบในกระบอกสูบเย็นเกิดการอัดตัว ดังนั้น ปริมาตรของแก๊สทำงานในระบบจึงคงที่ จะเห็นว่าในกระบวนการนี้แก๊สทำงานในกระบอกสูบเย็นจะเคลื่อนที่ไปยังกระบอกสูบร้อน ซึ่งระหว่างทางต้องผ่านรีเจนเนอเรเตอร์ ความร้อนที่ถูกกักเก็บไว้ในรีเจนเนอเรเตอร์จะถูกถ่ายโอนไปยังแก๊สทำงาน ทำให้อุณหภูมิและความดันของแก๊สทำงานในระบบเพิ่มขึ้น



รูปที่ 3.16 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ รีเจนเนอเรเตอร์มีประสิทธิภาพ 100%

ข้อสังเกตจากการดำเนินไปของวัฏจักรนี้คือ ปริมาณความร้อนที่รีเจนเนอเรเตอร์ได้รับในกระบวนการ 2-3 ของระบบจะเท่ากับปริมาณความร้อนที่รีเจนเนอเรเตอร์ถ่ายโอนไปยังกระบวนการ 4-1 ของระบบก็ต่อเมื่อประสิทธิภาพของรีเจนเนอเรเตอร์มีค่า 100% แต่ในความเป็นจริงไม่ได้เป็นเช่นนั้น แต่ในทางปฏิบัติไม่ได้เป็นเช่นนั้น ความร้อนที่กระบวนการ 4-1 ได้รับจากรีเจนเนอเรเตอร์น้อยกว่านั้น กระบวนการที่แท้จริงจึงเป็นกระบวนการ 4-4' ส่วนกระบวนการ 4'-1 เป็นกระบวนการที่แก๊สทำงานได้รับความร้อนจากแหล่งความร้อนจึงทำให้อุณหภูมิและความดันของแก๊สทำงานเพิ่มขึ้นเพื่อชดเชยความไม่สมบูรณ์ของรีเจนเนอเรเตอร์ จึงทำให้กระบวนการดำเนินไปโดยปริมาตรคงที่



รูปที่ 3.17 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ รีเจนเนอเรเตอร์ไม่ได้มีประสิทธิภาพ 100%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อพิจารณาพื้นที่ใต้กราฟ งานสุทธิที่ได้จากวัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติสามารถหาได้ ดังนี้

$$W_{total} = W_{1-2} + W_{3-4} \quad (3.4)$$

$$W_{total} = \int_1^2 p dV + \int_3^4 p dV \quad (3.5)$$

จากคุณสมบัติของแก๊สในอุดมคติ $pV = mRT$ จะได้ $p = \frac{mRT}{V}$

กระบวนการขยายตัวและอัดตัวของแก๊สเกิดขึ้นที่อุณหภูมิคงที่ ดังนั้น $T_1 = T_2 = T_H$, $T_3 = T_4 = T_L$ จะได้

$$W_{total} = mRT_1 \int_1^2 \frac{dV}{V} + mRT_3 \int_3^4 \frac{dV}{V} \quad (3.6)$$

$$W_{total} = mRT_H \ln \frac{V_2}{V_1} + mRT_L \ln \frac{V_4}{V_3} \quad (3.7)$$

กระบวนการถ่ายโอนความร้อนระหว่างแก๊สในระบบกับรีเจนเนอเรเตอร์ดำเนินไปโดยปริมาตรคงที่ ดังนั้น

$$V_1 = V_4 = V_{min}, \quad V_2 = V_3 = V_{max}$$

กำหนดอัตราส่วนอุณหภูมิเป็น

$$\tau = \frac{T_H}{T_L}$$

กำหนดอัตราส่วนการอัดตัวเชิงปริมาตรเป็น

$$\gamma = \frac{V_{max}}{V_{min}}$$

จะได้

$$W_{total} = mRT_H \ln \frac{V_{max}}{V_{min}} + mRT_L \ln \frac{V_{min}}{V_{max}} \quad (3.8)$$

$$W_{total} = mRT_H \ln \gamma - mRT_L \ln \gamma \quad (3.9)$$

$$W_{total} = mR(\ln \gamma)(T_H - T_L) \quad (3.10)$$

$$W_{total} = mRT_H (\ln \gamma) \left(1 - \frac{1}{\tau}\right) \quad (3.11)$$

ความร้อนที่ใส่ให้ระบบคือความร้อนที่แก๊สทำงานในระบบที่ได้รับจากแหล่งความร้อน (กระบวนการ 1-2 และ 4'-1)

$$Q_{in} = Q_{1-2} + Q_{4'-1} \quad (3.12)$$

กระบวนการ 1-2 เป็นกระบวนการขยายตัวของแก๊สแบบอุณหภูมิคงที่

$$Q_{1-2} = mRT_H \ln \gamma \quad (3.13)$$

กระบวนการ 4'-1 เป็นการรับความร้อนแบบปริมาตรคงที่

$$Q_{4'-1} = mC_v(T_1 - T_4) = mC_v(T_H - T_L) \quad (3.14)$$

ดังนั้น ปริมาณความร้อนที่ระบบได้รับจึงเป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Q_{in} = mRT_H \ln \gamma + mC_v(T_H - T_4) \quad (3.15)$$

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ความร้อนหาได้จาก $\eta_{th} = \frac{W_{total}}{Q_{in}}$

ดังนั้น ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติจะเท่ากับ

$$\eta_{th} = \frac{mRT_H \left(\ln \gamma \right) \left(1 - \frac{1}{\tau} \right)}{mRT_H \ln \gamma + mC_v(T_H - T_4)} \quad (3.16)$$

$$\eta_{th} = \frac{R(\ln \gamma) \left(1 - \frac{1}{\tau} \right)}{R \ln \gamma + C_v \frac{(T_H - T_4)}{T_H}} \quad (3.17)$$

ประสิทธิภาพของรีเจนเนอเรเตอร์ถูกกำหนดโดย $\varepsilon = \frac{T_4' - T_4}{T_1 - T_4} = \frac{T_4' - T_L}{T_H - T_L}$

เมื่อทำการจัดรูป จะได้ว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติคือ

$$\eta_{th} = \frac{R(\ln \gamma) \left(1 - \frac{1}{\tau} \right)}{R \ln \gamma + C_v \left(1 - \frac{1}{\tau} \right) (1 - \varepsilon)} \quad (3.18)$$

3.6.3 วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอะเดียเบติก (Adiabatic Stirling cycle) หรือวัฏจักรสเตอร์ลิงเทียม (Pseudo Stirling cycle)

ในหัวข้อก่อนหน้าได้พิจารณาวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติให้การอัดตัวและการขยายตัวของแก๊สทำงานเป็นกระบวนการแบบอุณหภูมิคงที่ แต่ในความเป็นจริงฮีตเตอร์และคูลเลอร์ไม่สามารถถ่ายโอนความร้อนไปได้ทั่วทั้งระบบ อีกทั้งผนังของกระบอกสูบไม่ได้ออกแบบมาเพื่อเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (ไม่สามารถกระจายความร้อนหรือดูดความร้อนจากระบบทั้งหมดได้) ในเชิงปฏิบัติการอัดตัวและการขยายตัวของแก๊สทำงานจึงมีแนวโน้มที่จะเป็นกระบวนการแบบอะเดียเบติกมากกว่าแบบไอโซเทอร์มอล ซึ่งวัฏจักรนี้ถูกเรียกว่า วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอะเดียเบติกหรือวัฏจักรสเตอร์ลิงเทียม

สมมติฐานเพิ่มเติมของวัฏจักรนี้คือ กระบวนการขยายตัวและอัดตัวของแก๊สทำงานเป็นแบบอะเดียเบติก (ไม่มีการถ่ายโอนความร้อนเกิดขึ้น) กระบวนการถ่ายโอนความร้อนทั้งหมดของวัฏจักรเกิดขึ้นที่ปริมาตรคงที่ (เวลาในการดำเนินไปของกระบวนการถ่ายโอนความร้อนทั้งหมดสั้นมากสามารถประมาณให้ปริมาตรของแก๊สทำงานคงที่ได้) คงที่ และรีเจนเนอเรเตอร์ประสิทธิภาพไม่เกิน 100%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อสังเกตของวัฏจักรนี้คือ กระบวนการที่ดำเนินไปในวัฏจักรเป็นแบบผันกลับได้ และกระบวนการขยายตัวและการอัดตัวของแก๊สทำงานเป็นแบบอะเดียเบติก ดังนั้นจะได้ว่ากระบวนการขยายตัวและอัดตัวของแก๊สทำงานในระบบเป็นแบบอะเดียเบติกผันกลับได้ หรือเรียกอีกอย่างว่าเป็นกระบวนการขยายตัวและอัดตัวของแก๊สแบบไอเซนโทรปิก (กระบวนการที่ดำเนินไปโดยเอนโทรปีมีค่าคงที่)

ด้วยสมมติฐานทั้งหมดข้างต้นจะสามารถอธิบายการดำเนินไปของวัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอะเดียเบติกได้ ดังนี้

กระบวนการ 1-2” กระบวนการขยายตัวของแก๊สทำงานแบบไอเซนโทรปิก อุณหภูมิและความดันของแก๊สทำงานในระบบลดลง

กระบวนการ 2”-2 ระบบได้รับความร้อนจากแหล่งความร้อน ทำให้อุณหภูมิและความดันของแก๊สทำงานสูงขึ้น ที่ปริมาตรคงที่

กระบวนการ 2-2’ ระบบถ่ายโอนความร้อนไปยังรีเจเนอเรเตอร์ ทำให้อุณหภูมิและความดันของแก๊สทำงานในระบบลดลง ซึ่งกระบวนการนี้เกิดขึ้นที่ปริมาตรคงที่

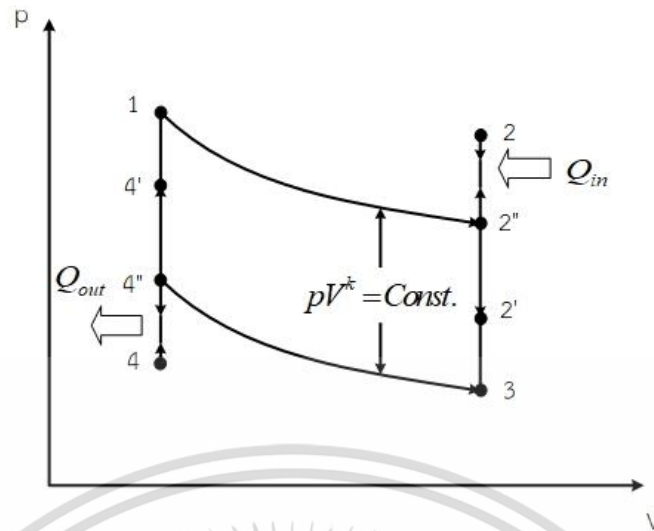
กระบวนการ 2’-3 ระบบคายความร้อนไปยังแหล่งระบายความร้อน ทำให้อุณหภูมิและความดันของแก๊สทำงานในระบบลดลง ซึ่งกระบวนการนี้เกิดขึ้นที่ปริมาตรคงที่

กระบวนการ 3-4” กระบวนการอัดตัวของแก๊สทำงานแบบไอเซนโทรปิก อุณหภูมิและความดันของแก๊สทำงานในระบบเพิ่มขึ้น

กระบวนการ 4”-4 ระบบคายความร้อนไปยังแหล่งระบายความร้อน ทำให้อุณหภูมิและความดันของแก๊สทำงานในระบบลดลง ซึ่งกระบวนการนี้เกิดขึ้นที่ปริมาตรคงที่

กระบวนการ 4-4’ ระบบได้รับความร้อนจากรีเจเนอเรเตอร์ ทำให้อุณหภูมิและความดันของแก๊สทำงานในระบบเพิ่มขึ้น ซึ่งกระบวนการนี้เกิดขึ้นที่ปริมาตรคงที่

กระบวนการ 4’-1 ระบบได้รับความร้อนจากแหล่งความร้อน ทำให้อุณหภูมิและความดันของแก๊สทำงานสูงขึ้น ที่ปริมาตรคงที่



รูปที่ 3.18 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรในวัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอะเดียเบติก รีเจนเนอเรเตอร์ไม่ได้มีประสิทธิภาพ 100%

เมื่อพิจารณาพื้นที่ใต้กราฟ งานสุทธิที่ได้จากวัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติต่อหนึ่งรอบวัฏจักร คือ

$$W_{total} = W_{1-2''} + W_{3-4''} \quad (3.19)$$

$$W_{total} = \int_1^{2''} p dV + \int_3^{4''} p dV \quad (3.20)$$

กระบวนการ 1-2'' เป็นกระบวนการการขยายตัวแบบอะเดียเบติกผันกลับได้ $pV^k = C = const$.

ดังนั้น

$$W_{1-2''} = \int_1^{2''} \frac{C}{V^k} dV = \frac{CV^{1-k}}{1-k} \Big|_1^{2''} \quad (3.21)$$

$$W_{1-2''} = \frac{p_2'' V_2'' - p_1 V_1}{1-k} = \frac{mR(T_2'' - T_1)}{1-k} \quad (3.22)$$

จากคุณสมบัติของกระบวนการแบบอะเดียเบติกผันกลับได้ $\frac{T_2''}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2''}\right)^{k-1}$

กำหนดอัตราส่วนอุณหภูมิเป็น

$$\tau_1 = \frac{T_1}{T_3}$$

กำหนดอัตราส่วนการอัดตัวเชิงปริมาตรเป็น

$$\gamma = \frac{V_{max}}{V_{min}}$$

จะได้

$$\frac{T_2''}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2''}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_{min}}{V_{max}}\right)^{k-1} = \left(\frac{1}{\gamma}\right)^{k-1} = \gamma^{1-k} \quad (3.23)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่าจากสมการ (2.22) ลงในสมการ (2.21) ได้งานในกระบวนการ 1-2" เป็น

$$W_{1-2''} = \frac{mRT_1(\gamma^{1-k} - 1)}{1-k} \quad (3.24)$$

กระบวนการ 3-4" เป็นกระบวนการการอัดตัวแบบอะเดียเบติกผันกลับได้ $pV^k = C = const$ ในทำนองเดียวกันกับกระบวนการ 1-2" จะได้

$$W_{3-4''} = \frac{p_4 V_4'' - p_3 V_3}{1-k} = \frac{mR(T_4'' - T_3)}{1-k} \quad (3.25)$$

$$W_{3-4''} = \frac{mRT_3(\gamma^{1-k} - 1)}{1-k} \quad (3.26)$$

ดังนั้น งานสุทธิของวัฏจักรจึงเป็น

$$W_{total} = \frac{mRT_1(\gamma^{k-1} - 1)}{1-k} + \frac{mRT_3(\gamma^{1-k} - 1)}{1-k} \quad (3.27)$$

$$W_{total} = \frac{mRT_1}{1-k} \left((\gamma^{k-1} - 1) + \frac{(\gamma^{1-k} - 1)}{\tau_1} \right) \quad (3.28)$$

ความร้อนที่ใส่ให้ระบบคือความร้อนที่แก๊สในระบบได้รับจากแหล่งความร้อน (กระบวนการ 2"-2 และ 4'-1) ซึ่งการดำเนินไปของกระบวนการเป็นแบบปริมาตรคงที่

ดังนั้น $Q_{in} = Q_{2'-2} + Q_{4'-1} \quad (3.29)$

กระบวนการ 2"-2 $Q_{2'-2} = mC_v(T_2 - T_2'') \quad (3.30)$

จะได้ $Q_{2'-2} = mC_v T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - \frac{T_2''}{T_1} \right) \quad (3.31)$

จากคุณสมบัติของกระบวนการแบบอะเดียเบติกผันกลับได้ $\frac{T_2''}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2''} \right)^{k-1}$

และสมมติฐานที่ว่าคูเลอร์และฮีตเตอร์มีประสิทธิภาพ 100% จะได้ $T_1 = T_2 = T_H$, $T_3 = T_4 = T_L$

ดังนั้น $\tau_1 = \tau$ จะได้เป็น $Q_{2'-2} = mC_v T_H (1 - \gamma^{1-k}) \quad (3.32)$

กระบวนการ 4'-1 $Q_{4'-1} = mC_v (T_1 - T_4') \quad (3.33)$

ประสิทธิภาพของรีเจนเนอเรเตอร์ถูกกำหนดโดย $\varepsilon = \frac{T_4' - T_4}{T_1 - T_4}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กำหนดอัตราส่วนอุณหภูมิเป็น

$$\frac{T_1}{T_4} = \frac{T_H}{T_L} = \tau$$

จะได้

$$Q_{4-1} = mC_v T_H \left(1 - \frac{1}{\tau}\right) (1 - \varepsilon) \quad (3.34)$$

$$Q_{in} = mC_v T_H (1 - \gamma^{1-k}) + mC_v T_H \left(1 - \frac{1}{\tau}\right) (1 - \varepsilon) \quad (3.35)$$

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องยนต์ความร้อนหาได้จาก $\eta_{th} = \frac{W_{total}}{Q_{in}}$ จะได้

$$\eta_{th} = \frac{\frac{mRT_H}{1-k} \left((\gamma^{1-k} - 1) + \frac{(\gamma^{k-1} - 1)}{\tau} \right)}{mC_v T_H (1 - \gamma^{1-k}) + mC_v T_H \left(1 - \frac{1}{\tau}\right) (1 - \varepsilon)} \quad (3.36)$$

เมื่อทำการจัดรูป จะได้ว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอะเดียเบติก คือ

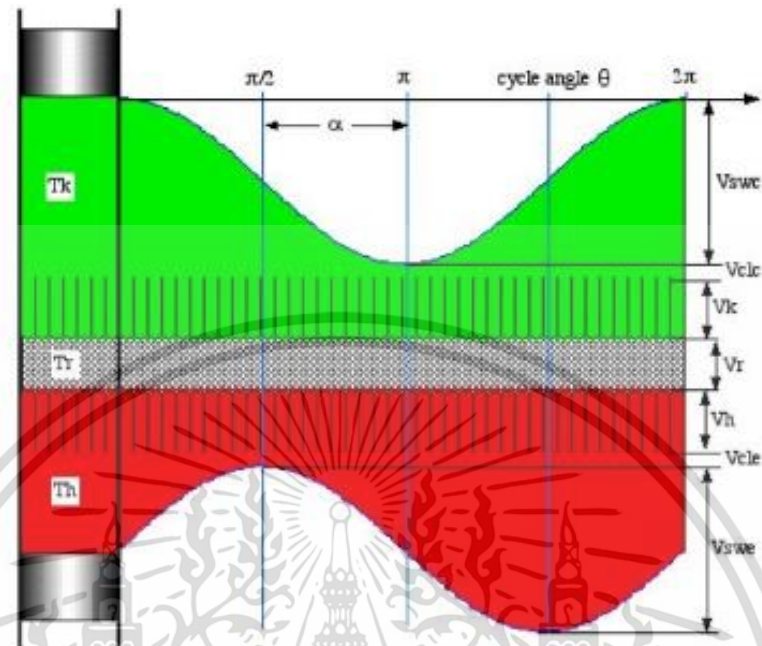
$$\eta_{th} = \frac{\frac{R}{1-k} \left((\gamma^{1-k} - 1) + \frac{(\gamma^{k-1} - 1)}{\tau} \right)}{C_v (1 - \gamma^{1-k}) + C_v \left(1 - \frac{1}{\tau}\right) (1 - \varepsilon)} \quad (3.37)$$

$$\eta_{th} = \frac{\frac{R}{1-k} \left((\gamma^{1-k} - 1) + \frac{(\gamma^{k-1} - 1)}{\tau} \right)}{C_v \left((1 - \gamma^{1-k}) + \left(1 - \frac{1}{\tau}\right) (1 - \varepsilon) \right)} \quad (3.38)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.6.4 การวิเคราะห์การเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก (Harmonic motion analysis)

วิเคราะห์ปริมาณในกระบอกสูบเมื่อลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก



รูปที่ 3.19 แสดงตัวแปรในการวิเคราะห์วงจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนแบบฮาร์มอนิก [10]

เมื่อพิจารณาการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิกในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเราจะสังเกตได้ว่า หากสมมติให้ปริมาตรคงที่ในกระบอกสูบร้อนและกระบอกสูบเย็นมีค่าเป็นศูนย์ ในกระบอกสูบหนึ่ง ที่มุมของเพลาช้อเหวี่ยง 0 องศา ปริมาตรในกระบอกสูบจะมีปริมาตรสูงสุด ที่มุมของเพลาช้อเหวี่ยง 90, 270 องศา ปริมาตรในกระบอกสูบจะมีปริมาตรเป็นครึ่งหนึ่งของปริมาตรสูงสุด ที่มุมของเพลาช้อเหวี่ยง 180 องศา ปริมาตรในกระบอกสูบจะเป็นศูนย์ และอีกปริมาตรในอีกกระบอกสูบหนึ่งก็มีพฤติกรรมในทำนองเดียวกันกับกระบอกสูบแรกเพียงแต่มุมเฟสแตกต่างกันซึ่งรายละเอียดในการวิเคราะห์การเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิกจะขอยกไปกล่าวในภาคผนวก ข

ฟังก์ชันของปริมาตรในกระบอกสูบร้อน

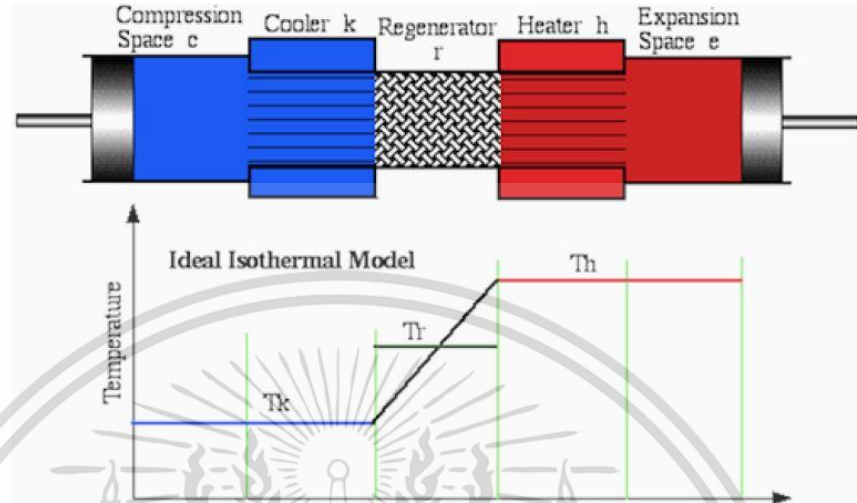
$$V_e = \frac{V_{swe}}{2} (1 + \cos(\theta + \alpha)) + V_{cle} \quad (3.39)$$

ฟังก์ชันของปริมาตรในกระบอกสูบเย็น

$$V_c = \frac{\kappa V}{2} (1 + \cos \theta) + V_{cle} \quad (3.40)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.6.4.1 วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก (Isothermal harmonic motion Stirling cycle) หรือการวิเคราะห์ของสมิตต์ (Smidt analysis)



รูปที่ 3.20 แสดงแผนภาพการกระจายของอุณหภูมิในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ [10]

อย่างไรก็ตามในการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงของจริงนั้นมีความแตกต่างกับทั้งวัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติและวัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอะเดียเบติกเนื่องจากในเครื่องยนต์ลูกสูบในแต่ละกระบอกสูบจะเคลื่อนที่กลับไปกลับมา ซึ่งการเคลื่อนที่กลับไปกลับมานี้คล้ายกับการเคลื่อนที่ที่เรียกว่า การเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก และหากรวมสมมติฐานของวัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอุดมคติที่รีเจนเนอเรเตอร์มีประสิทธิภาพ 100% กับสมมติฐานเพิ่มเติมที่ว่าลูกสูบในแต่ละกระบอกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก การวิเคราะห์นี้ถูกเรียกว่า วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก หรืออาจเรียกอีกอย่างว่า การวิเคราะห์ของสมิตต์ (Schmidt analysis) ในที่นี้พิจารณาปริมาตรในกระบอกสูบเหมือนมีกระบอกสูบเดียว ดังนั้น จะขอเรียกปริมาตรในกระบอกสูบร้อนว่าปริมาตรส่วนขยายตัวและเรียกปริมาตรในกระบอกสูบเย็นว่าปริมาตรส่วนอัดตัว โดยการวิเคราะห์จะมีการแบ่งปริมาตรออกเป็น 5 ส่วน ประกอบด้วย c k r h e ซึ่งรายละเอียดในการวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิกจะขอยกไปกล่าวในภาคผนวก ค

ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้จากการวิเคราะห์ของวัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก มีดังนี้

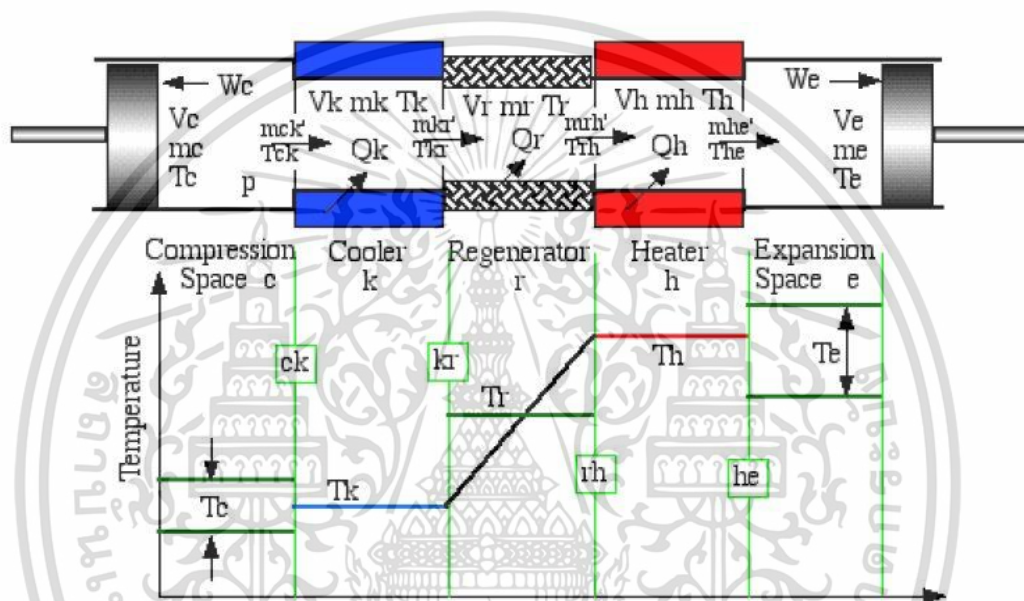
$$W_c = \frac{\pi V_{swc} p_{mean} \sin \beta (\sqrt{1-b^2} - 1)}{b} \quad (3.41)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$W_e = \frac{\pi V_{swe} p_{mean} \sin(\beta - \alpha) (\sqrt{1 - b^2} - 1)}{b} \quad (3.42)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{V_{swc}}{V_{swe}} \left(\frac{\tan \beta}{\sin \alpha - \tan \beta \cos \alpha} \right) \quad (3.43)$$

3.6.4.2 วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอะเดียเบติกที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก (ideal adiabatic harmonic motion Stirling cycle)



รูปที่ 3.21 แสดงแผนภาพการกระจายตัวของอุณหภูมิในวัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอะเดียเบติกเพื่อเป็นพื้นฐานในการวิเคราะห์เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก [10]

การวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอะเดียเบติกที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิกจะมีสมมติฐานเช่นเดียวกันกับการวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอะเดียเบติกทุกประการ เพียงแต่มีสมมติฐานเพิ่มเติมคือ ลูกสูบในกระบอกสูบมีการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก ซึ่งมีแนวทางในการวิเคราะห์ดังนี้

ซึ่งการวิเคราะห์จะมีการแบ่งปริมาตรออกเป็น 5 ส่วน ประกอบด้วย c k r h e และมีจุดเชื่อม (interface) คือ ck, kr, rh, he เมื่อพิจารณาให้มีสมมติฐานคือ การอัดตัวและขยายตัวเป็นแบบอะเดียเบติก T_c และ T_e จึงมีค่าไม่คงที่ ในที่นี้พิจารณาปริมาตรในกระบอกสูบเหมือนมีกระบอกสูบเดียว ดังนั้น จะขอเรียกปริมาตรในกระบอกสูบร้อนว่าปริมาตรส่วนขยายตัวและเรียกปริมาตรในกระบอกสูบเย็นว่าปริมาตรส่วนอัดตัว วิทยานิพนธ์เล่มนี้ไม่ได้มีการวิเคราะห์ด้วยวัฏจักรนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.7 กำลังของเครื่องยนต์

ในหัวข้อการวิเคราะห์วัฏจักรขณะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานทางเทอร์โมไดนามิกส์และการประมาณกำลังของเครื่องยนต์เป็นการวิเคราะห์งานบ่งชี้เท่านั้น ไม่ใช่กำลังขาออกจริง ๆ ที่เราได้จากเครื่องยนต์ ซึ่งจะขออธิบายรายละเอียดต่าง ๆ ดังนี้

3.7.1 กำลังบ่งชี้

งานบ่งชี้ (indicated work) คืองานที่ได้จากการดำเนินไปเป็นวัฏจักรของแก๊สทำงานในระบบส่งไปยังลูกสูบให้เกิดการเคลื่อนที่ ซึ่งงานบ่งชี้สุทธิต่อหนึ่งรอบของวัฏจักร (indicated work per cycle, $W_i [J/cycle]$) สามารถหาได้จากพื้นที่ใต้กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรรวมในกระบอกสูบทั้งสอง (สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบแอลฟาแบบสองกระบอกสูบ) งานบ่งชี้สุทธิต่อหนึ่งรอบของวัฏจักรนี้สามารถนำไปคำนวณหากำลังบ่งชี้สุทธิ (indicated power, $P_i [W]$) ของเครื่องยนต์ได้ ซึ่งนิยามของกำลังคืองานต่อหนึ่งหน่วยเวลา ดังนั้น กำลังบ่งชี้สุทธิกับ งานบ่งชี้สุทธิต่อหนึ่งรอบมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$P_i = nW_i \quad (3.44)$$

3.7.2 กำลังเพลลา

งานเพลลา (break work) คืองานที่ได้จากเพลลาข้อเหวี่ยง ซึ่งถูกหักล้างด้วยแรงเสียดทานจากกลไกแล้ว ซึ่งไม่สามารถหาออกมาโดยตรงได้ ต้องวัดเป็นค่าแรงบิด (torque, $\tau [N \cdot m]$) ออกมาและต้องรู้ความเร็วรอบด้วยเพื่อนำไปหาค่ากำลังเพลลา (break power, $P_b [W]$)

3.7.3 กำลังเสียดทาน

กำลังเสียดทาน (friction power, P_f) เป็นกำลังที่เอาชนะแรงเสียดทานในกลไกการส่งกำลังและความหนืดของแก๊สทำงานเพื่อที่จะทำให้เครื่องยนต์ขับเคลื่อนได้ซึ่ง

$$P_i = P_b + P_f \quad (3.45)$$

3.7.4 การหากำลังเครื่องยนต์โดยใช้สมการเชิงประจักษ์

การหำลังบ่งชี้ที่ได้หาไปในหัวข้อก่อนหน้านี้เป็นการหำลังจากวัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์ การหาอีกวิธีคือหามาจากการวิเคราะห์จากการทดลอง (Empirical formula) โดยตรง ซึ่งจะกล่าวต่อไปนี้เป็นผลจากการวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจำนวนมากที่มีความต่างแตกต่างของเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุณหภูมิแหล่งความร้อนและแหล่งระบายความร้อนสูง เพื่อเป็นแนวทางในการประมาณกำลังเพลลาขาออก

(1) การหาลำกำลังของเครื่องยนต์โดยใช้วิธีการของเบลล์

วิลเลียม เบลล์ ได้เสนอสมการการประมาณกำลังเพลลาที่ได้จากเครื่องยนต์ ทดสอบในช่วงอุณหภูมิแหล่งความร้อนประมาณ 650°C และอุณหภูมิแหล่งระบายความร้อนประมาณ 50 °C ได้ว่า

$$P_B = \beta_E \times V_{sw} \times n \times p_{mean} \quad (3.46)$$

ซึ่งค่าของ β_E เรียกว่า Beale number ซึ่งเท่ากับ 0.15

(2) การหาลำกำลังของเครื่องยนต์โดยใช้วิธีการของเวสต์

เป็นสมการเชิงประจักษ์เพื่อประมาณกำลังเพลลาขาออกเช่นเดียวกับของเบลล์ แต่มีข้อดีคือไม่จำกัดช่วงของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนและแหล่งระบายความร้อนซึ่งมีสมการ ดังนี้

$$P_B = F \times p_{mean} \times V_{sw} \times n \times \frac{T_H - T_L}{T_H + T_L} \quad (3.47)$$

โดย F คือ West Number มีค่าเท่ากับ 150-5 เมื่อเครื่องยนต์ให้กำลังเพลลาขาออกน้อยกว่า 0.355 kW และเท่ากับ 5 เมื่อเครื่องยนต์ให้กำลังเพลลาขาออก 0.25kW

บทที่ 4

วิธีดำเนินการวิจัย

การวิเคราะห์กำลังและประสิทธิภาพของระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับเตาเผาชีวมวลแก๊สซิไฟเออร์ รวมถึงการหาสภาวะที่ทำให้ระบบทำงานได้มีประสิทธิภาพที่สุด มีขั้นตอน ดังนี้

- 1) ศึกษาส่วนประกอบ แนวคิดการจัดวางตำแหน่งและการออกแบบระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับเตาเผาชีวมวลแก๊สซิไฟเออร์
- 2) การประเมินกลไกการสูญเสียที่เกิดขึ้นในระบบผลิตไฟฟ้าด้วยร่วมกับเตาเผาชีวมวลแก๊สซิไฟเออร์เบื้องต้น
 - 4.2.1 วิเคราะห์การสูญเสียที่เกิดขึ้นในแก๊สซิไฟเออร์
 - 4.2.2 วิเคราะห์การสูญเสียที่เกิดขึ้นใน Combustion chamber
 - 4.2.3 วิเคราะห์การสูญเสียที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
- 3) ตรวจสอบและแก้ไขปัญหาที่เกิดขึ้นในระบบผลิตไฟฟ้าด้วยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับแก๊สซิไฟเออร์
- 4) ออกแบบการทดลอง ทดลองเครื่องยนต์เบื้องต้นและอภิปรายผล
- 5) แนวทางในการปรับปรุงและพัฒนาระบบผลิตไฟฟ้าด้วยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับแก๊สซิไฟเออร์

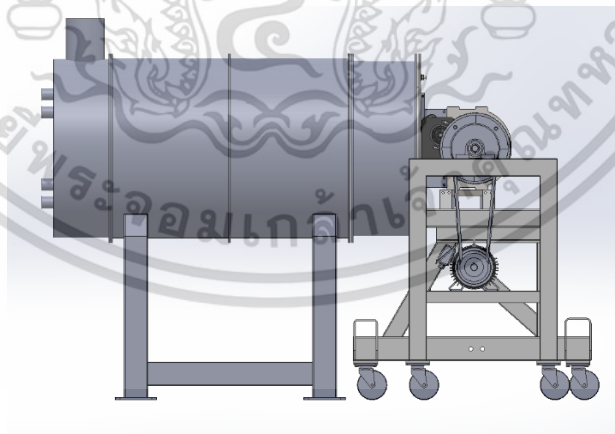
4.1 ศึกษาส่วนประกอบของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับเตาเผาชีวมวลแก๊สซิไฟเออร์

หน้าที่และรายละเอียดของส่วนประกอบแต่ละส่วนได้อธิบายอย่างละเอียดในบทที่ 2 แล้ว ในส่วนนี้จะอธิบายเพียงว่าเหตุใดจึงออกแบบและจัดวางส่วนประกอบเช่นนี้ และจะเน้นหนักไปเฉพาะเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเท่านั้น

ดังที่เคยกล่าวไปแล้วระบบผลิตนี้ประกอบด้วย 3 ส่วนประกอบหลัก ได้แก่ แก๊สซีไฟเออร์ Combustion Chamber และเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยเชื้อเพลิงแข็งถูกเปลี่ยนเป็นเชื้อเพลิงเหลวในแก๊สซีไฟเออร์ จากนั้นเชื้อเพลิงเหลวถูกส่งไปเผาไหม้ต่อใน Combustion Chamber ความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ส่งเข้าสู่เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อผลิตกำลังออกมา



รูปที่ 4.1 ระบบส่งกำลังด้วยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับเตาเผาชีวมวลแก๊สซีไฟเออร์

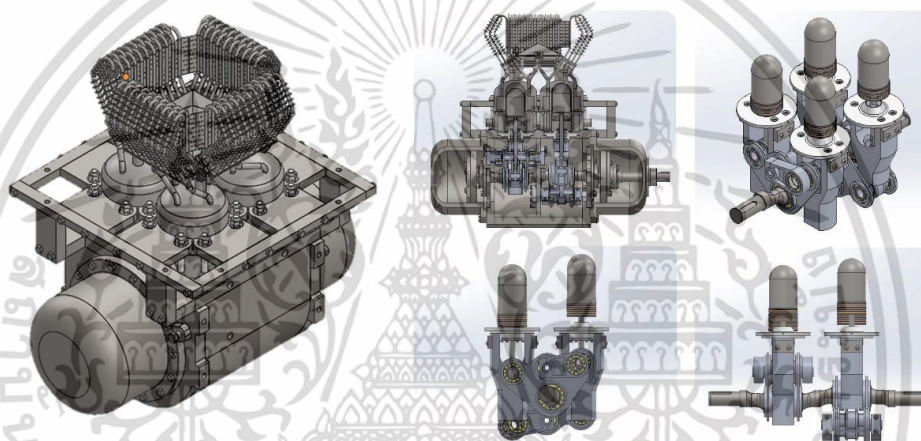


รูปที่ 4.2 ลักษณะการติดตั้งเครื่องยนต์สเตอร์ลิงและเบิร์นเนอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ระบบผลิตไฟฟ้าที่มีวัตถุประสงค์ที่จะผลิตไฟฟ้าเพื่อใช้ในครัวเรือนหรือฟาร์มขนาดเล็ก การออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบจึงออกแบบเพื่อสามารถผลิตกำลังสูง เครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบแอลฟาหลายกระบอกสูบจึงเป็นตัวเลือกที่ดีสำหรับวัตถุประสงค์นี้ อีกทั้งยังมีข้อดีคืออัตราส่วนกำลังขาออกต่อน้ำหนักเครื่องยนต์และต้นทุนในการผลิตต่ำกว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบอื่น (ที่ให้กำลังสามารถผลิตกำลังได้เท่ากัน)

STIRLING ENGINE : TL6R

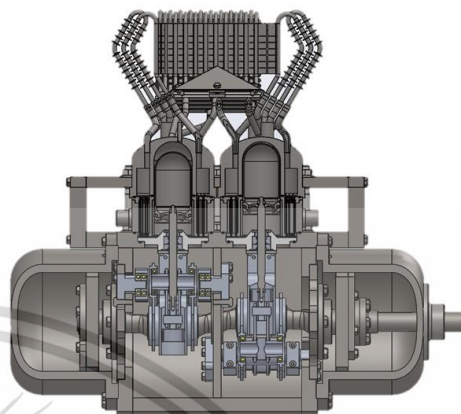


รูปที่ 4.3 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ (TL6R)

โดยทั่วไปแล้วเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะมีฮีตเตอร์อยู่ส่วนด้านบนของกระบอกสูบ และมีคูเลออร์อยู่ด้านล่างของกระบอกสูบ ซึ่งการออกแบบเครื่องยนต์นี้ก็ทำในลักษณะเดียวกัน และใช้จำนวนกระบอกสูบจำนวนสี่ชุด การจัดวางกระบอกสูบจัดวางเรียงในลักษณะเป็นสี่เหลี่ยมจัตุรัส (สาเหตุที่ไม่จัดวางเรียงในแนวเส้นเส้นตรงเพราะต้องเชื่อมต่อกับกระบอกสูบสุดท้ายกับกระบอกสูบแรก ซึ่งจะทำให้สูญเสียกำลังเนื่องจากแรงเสียดทานจากของไหล) และมีข้อมูลทางเทคนิค ดังรูปที่ 4.4

Technical characteristics of E/G

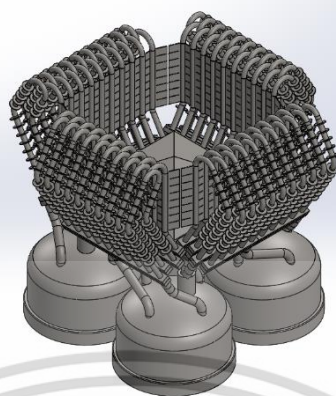
Parameter	Value/characteristics
No. of cylinder	4
Mechanism	Ross Yoke
Bore	6.0 cm.
Stroke	3.4 cm.
Swept volume	384 cm ³
Dead volume cooling	51 cm ³
Dead volume heater	217 cm ³
Cooling area	4,073 cm ²
Heater area	9,556 cm ²



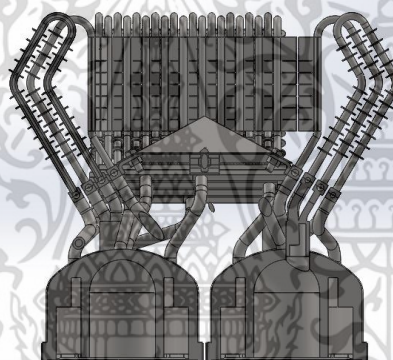
รูปที่ 4.4 ข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ (TL6R)

ในส่วนของฮีตเตอร์นั้นด้านล่างจะเป็นที่อยู่ของรีเจเนอเรเตอร์ซึ่งออกแบบให้เป็นชิ้นส่วนเดียวกัน (นำไปประกอบเข้ากับตัวกระบอกสูบ) นั่นก็เพื่อที่จะทำให้ระยะทางของไหลทำงานเคลื่อนที่น้อยที่สุดซึ่งจะทำให้การสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานของไหลน้อยที่สุด พื้นที่ว่างวงแหวนในรูปที่ 4.7 ก็คือตำแหน่งของรีเจเนอเรเตอร์นั่นเอง

ฮีตเตอร์จะมีครีบบางวงแหวนติดตั้งไว้เพื่อเพิ่มพื้นที่ในการถ่ายโอนความร้อน ซึ่งแต่ละครีบนั้นจะมีระยะห่างกันพอสมควรเพื่อไม่ให้เขม่าจากการเผาไหม้มาอุดกั้นระหว่างครีบ ซึ่งนอกจากจะทำให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Heat convection coefficient) ลดลงแล้วยังทำให้เกิดชั้นเขม่าซึ่งทำให้ความต้านทานเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นอัตราการถ่ายโอนความร้อนจึงลดลง

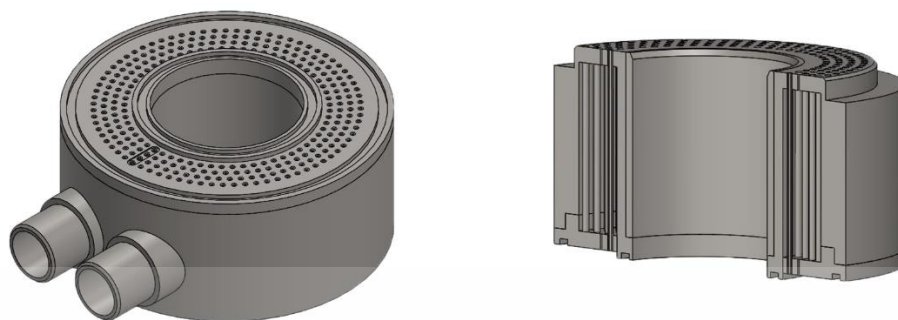


รูปที่ 4.5 ฮีตเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ (TL6R)



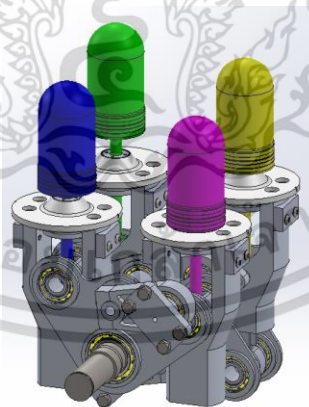
รูปที่ 4.6 ภาพฮีตเตอร์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ (TL6R) เพื่อแสดงให้เห็นถึงตำแหน่งของรีเจเนอเรเตอร์

ผิวนอกของตัวกระบอกสุบจะเป็นที่อยู่ของคูลเลอร์ด้วย โดยของไหลทำงานจะไหลในท่อขนาดเล็กจำนวนมาก เพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายโอนความร้อน และน้ำไหลในเซลล์ ซึ่งส่วนบนของคูลเลอร์จะติดกับด้านล่างของรีเจเนอเรเตอร์และส่วนล่างของคูลเลอร์จะติดกับฝาสุบ และท่อนี้เชื่อมกับส่วนด้านล่างของกระบอกสุบ (ส่วนเย็น)



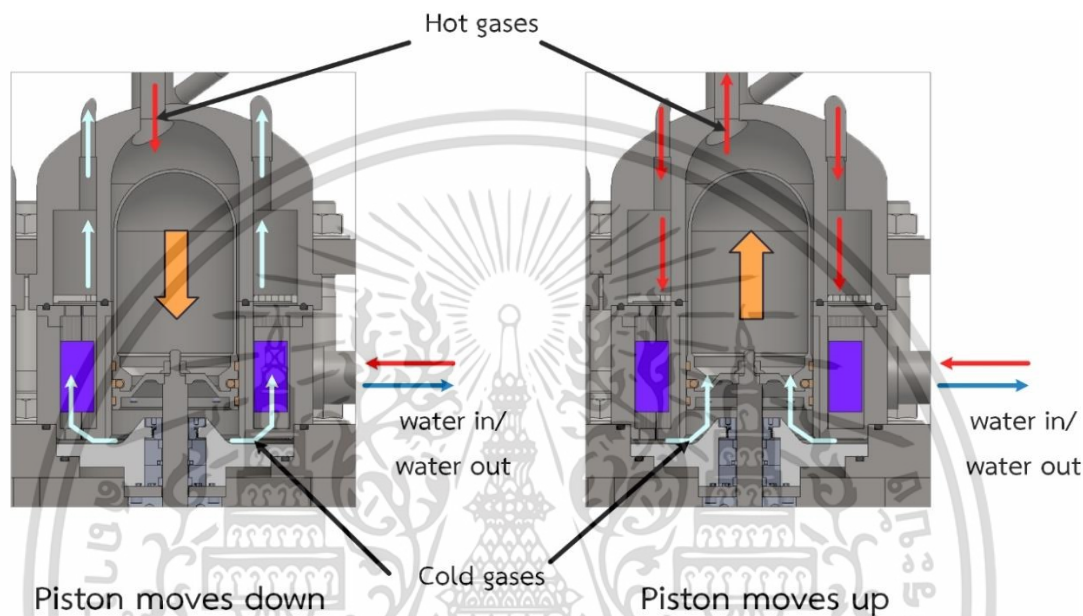
รูปที่ 4.7 ภาพคุณลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ (TL6R)

การใช้กลไกโรตอรีในการส่งกำลังเนื่องจากเหมาะกับการใช้ส่งกำลังที่มีหลายลูกสูบ เพราะวาล์วกลไกโรตอรีชุดหนึ่งชุดสามารถขับลูกสูบได้สองลูก โดยลูกสูบทั้งสองมีเฟสในการเคลื่อนที่ต่างกัน 90 องศา ซึ่งทำการใช้กลไกโรตอรีเพียง 2 ชุดเพื่อส่งกำลังให้ลูกสูบสี่ลูก (หากใช้กลไกสเตอร์ลิงเครื่องจำเป็นต้องใช้กลไกจำนวน 4 ชุด) โดยเชื่อมกลไกโรตอรีทั้งสองด้วยเพลลาข้อเหวี่ยงทำให้กลไกทั้งสองมีเฟสการเคลื่อนที่ต่างกัน 180 องศา ทำให้ได้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงรูปแบบแอลฟาสี่กระบอกสูบ ซึ่งลูกสูบสี่ลูกมีเฟสการเคลื่อนที่ 90 องศา ดังรูปที่ 4.8 อีกทั้งยังมีข้อดีคือสามารถออกแบบให้ลูกสูบขนานกันได้ ซึ่งจะทำให้ลดขนาดของเครื่องยนต์และลดแรงเสียดทานด้านข้างจากลูกสูบ



รูปที่ 4.8 กลไกโรตอรีในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ (TL6R)

เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ลง ซึ่งเกิดจากแก๊สร้อนจะไหลเข้าสู่กระบอกสูบ แก๊สเย็นไหลผ่านคูลเลอร์ และความอุณหภูมิและความดันเพิ่มขึ้นเมื่อผ่านรีเจนเนอเรเตอร์ เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้น ซึ่งเกิดจากแก๊สร้อนจะไหลเข้าสู่ รีเจนเนอเรเตอร์อุณหภูมิและความดันของแก๊สร้อนจึงลดลงและเมื่อผ่านคูลเลอร์จึงกลายเป็นแก๊สเย็น และเข้าสู่ด้านล่างของกระบอกสูบดันให้ลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้น



รูปที่ 4.9 ทิศทางการไหลของของไหลทำงานขณะลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นและลง

4.2 การประเมินกลไกการสูญเสียที่เกิดขึ้นในระบบผลิตไฟฟ้าด้วยเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับเตาเผาชีวมวลแก๊สซิไฟเออร์เบื้องต้น

การสูญเสียพลังงานไปในโลกแห่งความจริงนั้นถือเป็นเรื่องธรรมดาที่กว่าได้ ซึ่งจะให้คำนวณหาหรือทดลองค่าของการสูญเสียออกมาเป็นตัวเลขนั้นเป็นไปได้ยาก ในวิทยานิพนธ์เล่มนี้ไม่ได้หาค่าการสูญเสียแต่ละประเภทออกมาเนื่องจากข้อจำกัดด้านเครื่องยนต์ (ไม่สามารถถอดชิ้นส่วนบางอย่างออกแล้วทดลองหากำลังที่เสียไปจากแรงเสียดทานในกรณีนั้นๆ ได้) จะอธิบายลักษณะของการสูญเสียพลังงานพอสังเขปเท่านั้น

4.2.1 วิเคราะห์การสูญเสียที่เกิดขึ้นในแก๊สซีไฟเออร์

การเปลี่ยนเชื้อเพลิงในรูปของของแข็งให้กลายเป็นเชื้อเพลิงในรูปของของแก๊ส (มีเทน) ที่เกิดในแก๊สซีไฟเออร์ ย่อมมีการสูญเสียพลังงานทั้งจากปฏิกิริยาของการเผาไหม้ การดูดพลังงาน การคายพลังงานจากปฏิกิริยาเคมี และการสูญเสียความร้อนออกจากเตาเนื่องจากผนังเตาไม่สามารถเป็นฉนวนที่ความถ่ายโอนออกไม่ได้ได้

4.2.2 วิเคราะห์การสูญเสียที่เกิดขึ้นในห้องเผาไหม้ (Combustion chamber)

การสูญเสียเกิดขึ้นในลักษณะคล้ายๆ กันกับที่คิดในแก๊สซีไฟเออร์คือ มีการสูญเสียพลังงานทั้งจากปฏิกิริยาของการเผาไหม้และการสูญเสียความร้อนออกผ่านทางผนังเตา

4.2.3 วิเคราะห์การสูญเสียที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

(1) การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานของของไหล (Fluid Friction Loss)

-การสูญเสียในตะแกรงหรือตาข่าย (Screen) ในรีเจนเนอเรเตอร์

-การสูญเสียในฮีตเตอร์และคูลเลอร์-ท้อ

(2) การสูญเสียจากแรงเสียดทานเชิงกล (Mechanical Friction Loss) สามารถหาได้โดยวัดกำลังเมื่อเครื่องยนต์กำลังทำงานที่ความดันเฉลี่ยออกแบบ และซีลกับแบริงอยู่ที่อุณหภูมิออกแบบ

(3) การสูญเสียจากการให้ความร้อนซ้ำ (Reheat Loss) เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนระหว่างแก๊สทำงานกับรีเจนเนอเรเตอร์ไม่สมบูรณ์ จึงต้องมีการให้ความร้อนเพิ่มที่ฝั่งฮีตเตอร์ เพื่อให้อุณหภูมิคงที่

(4) การสูญเสียจาก Shuttle Conduction เกิดเมื่อลูกสูบไล่อากาศเคลื่อนที่ไปยังจุดที่อุณหภูมิเปลี่ยนแปลง

(5) การสูญเสียจากการนำความร้อนของแก๊สและของแข็ง (Gas and Solid Conduction) การสูญเสียความร้อนนี้เกิดจากเครื่องยนต์ขณะร้อนไม่ขึ้นกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ความร้อนจะถ่ายโอนความร้อนไปตลอดแก๊สและของแข็งแต่ละชิ้นส่วนระหว่างส่วนร้อนและส่วนเย็นโดยการนำความร้อนหรือการแผ่รังสี

(6) การสูญเสียจากปั๊ม (Pumping Loss) คิดการสูญเสียจากปั๊มของบริเวณวงแหวนของแก๊สระหว่างกระบอกและลูกสูบ บริเวณนี้จะทำหน้าที่เป็นซีลของด้านเย็น เมื่อความดันในเครื่องยนต์เพิ่มและลดจะทำให้แก๊สในบริเวณนี้เกิดการไหล ทำให้แก๊สไหลไปด้านเย็นจึงทำให้สูญเสียความร้อน

(7) การสูญเสียระหว่างสลับอุณหภูมิ (Temperature Swing Loss) เมื่อแก๊สร้อนและแก๊สไหลผ่านรีเจนเนอเรเตอร์แล้วแก๊สร้อนไหลผ่านอีกรอบจะทำให้อุณหภูมิของรีเจนเนอเรเตอร์ลดลงกว่าที่แก๊สร้อนไหลผ่านรอบแรก จึงทำให้เกิดการสูญเสียความร้อน

ส่วนขั้นตอนการวิจัย 3 จะขอยกไปกล่าวในบทที่ 5 การทดลองและอภิปรายผล และขั้นตอนการวิจัย 4 และ 5 จะขอยกไปกล่าวในบทที่ 6 สรุปและข้อเสนอแนะ

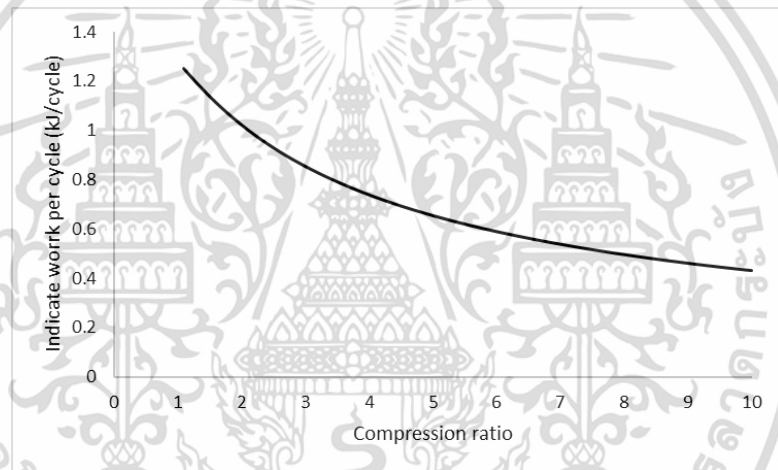


บทที่ 5

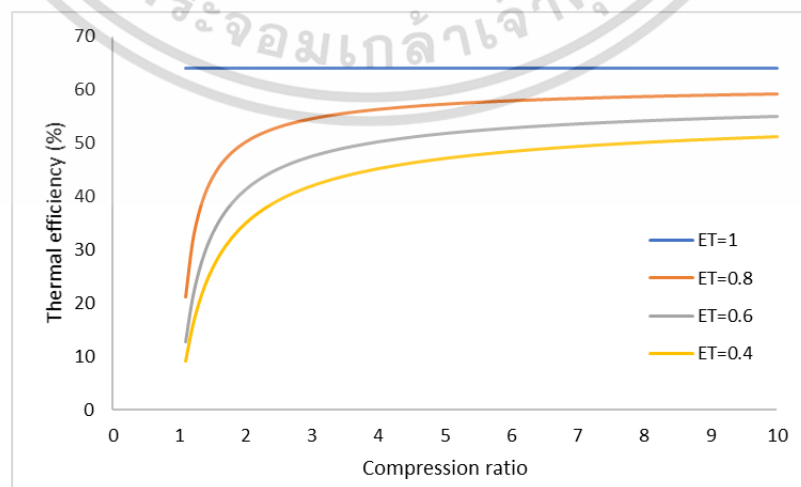
ผลการวิจัย

5.1 การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติและอะเดียเบติก

เมื่อใช้สมการในภาคผนวก ฉ ในการวิเคราะห์งานบ่งชี้ที่ได้ต่อหนึ่งรอบวัฏจักรและประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติและวัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอะเดียเบติก เพื่อวิเคราะห์หาอัตราส่วนการอัดที่เหมาะสมในการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

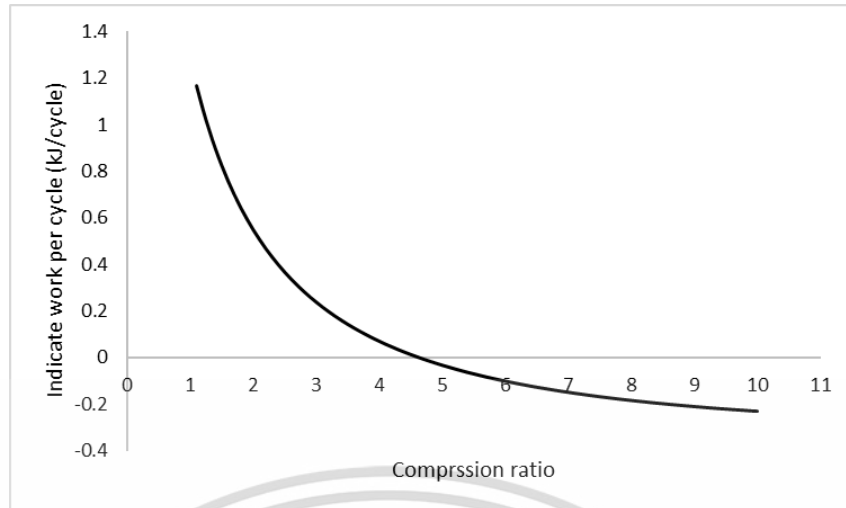


รูปที่ 5.1 งานบ่งชี้ที่ได้ต่อหนึ่งรอบวัฏจักรที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ

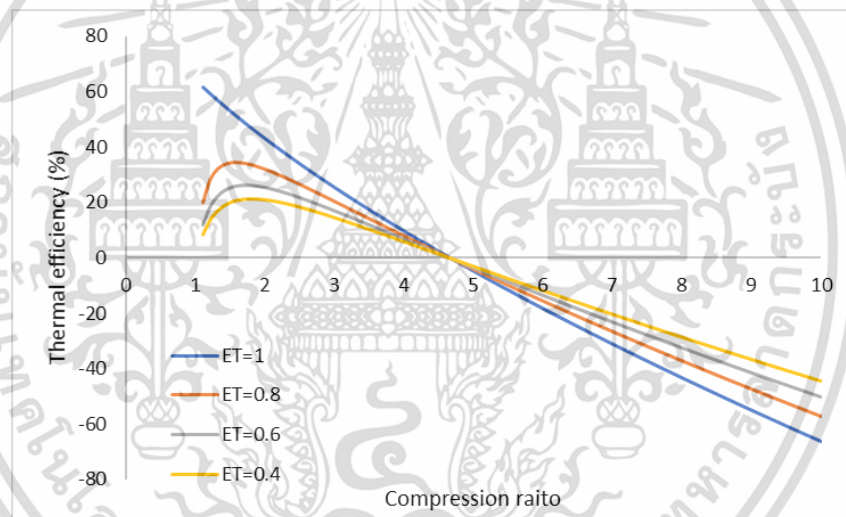


รูปที่ 5.2 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่มีการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.3 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ในวัฏจักรสเตอร์ลิงอะเดียเบติก

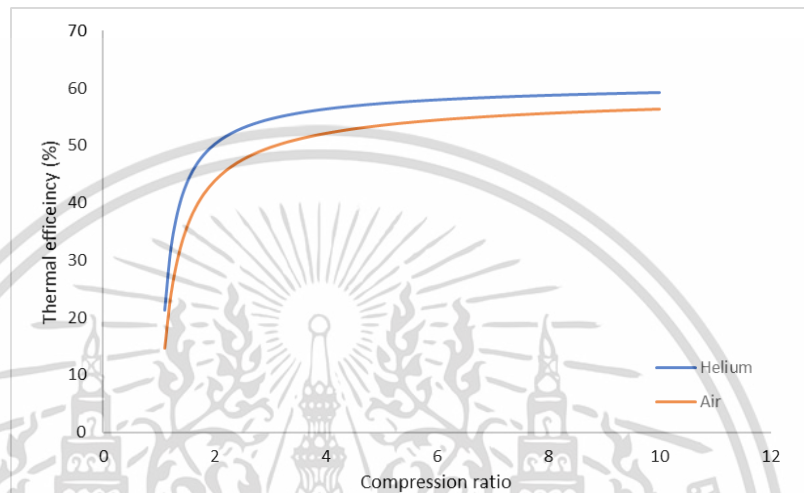


รูปที่ 5.4 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ในจักรสเตอร์ลิงอะเดียเบติก

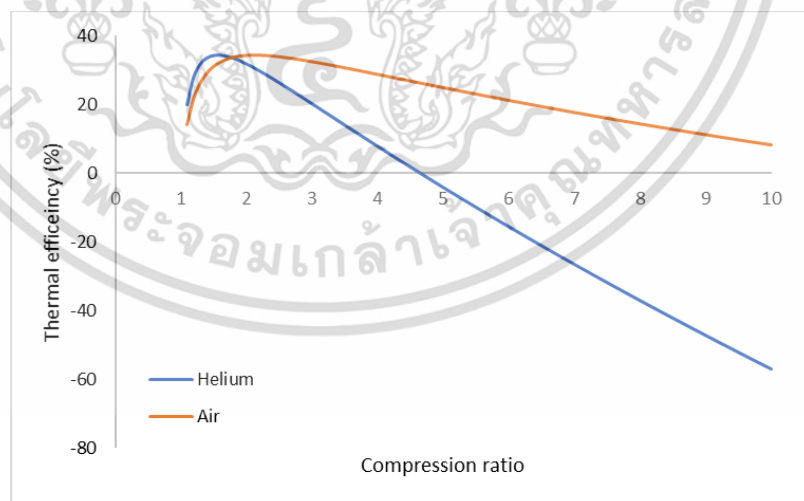
วัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติหากอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นจะทำให้งานบ่งชี้ต่อรอบและประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้น แต่อัตราการเพิ่มนั้นจะลดลงเรื่อยๆ วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอะเดียเบติกหากอัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นจะทำให้งานบ่งชี้ต่อรอบลดลงเรื่อยๆ สำหรับประสิทธิภาพเชิงความร้อน ในช่วงแรกที่เพิ่มอัตราส่วนการอัดประสิทธิภาพเชิงความร้อนจะเพิ่มขึ้นถึงจุดหนึ่งจากนั้นก็ลดลงเรื่อยๆ

วัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติและวัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอะเดียเบติกเป็นวัฏจักรที่การเคลื่อนที่ในวัฏจักรไม่ได้เป็นแบบฮาร์มอนิกที่ใกล้เคียงความเป็นจริงสามารถนำมาวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิง เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ได้พอสังเขปเท่านั้น ซึ่งแบบอะเดียเบติกมีความใกล้เคียงความเป็นจริงมากกว่า จากรูปที่ 5.4 อัตราส่วนการอัดที่ให้ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดอยู่ที่อัตราส่วนการอัดประมาณ 1.6-1.7 (เครื่องยนต์ต้นแบบมีอัตราส่วนการอัด 1.531) ซึ่งสามารถปรับปรุงเครื่องยนต์ให้มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นโดยการเพิ่มอัตราส่วนการอัด



รูปที่ 5.5 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ในจักรสเตอร์ลิงอุดมคติของอากาศและแก๊สฮีเลียมโดยใช้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์เป็น 80%

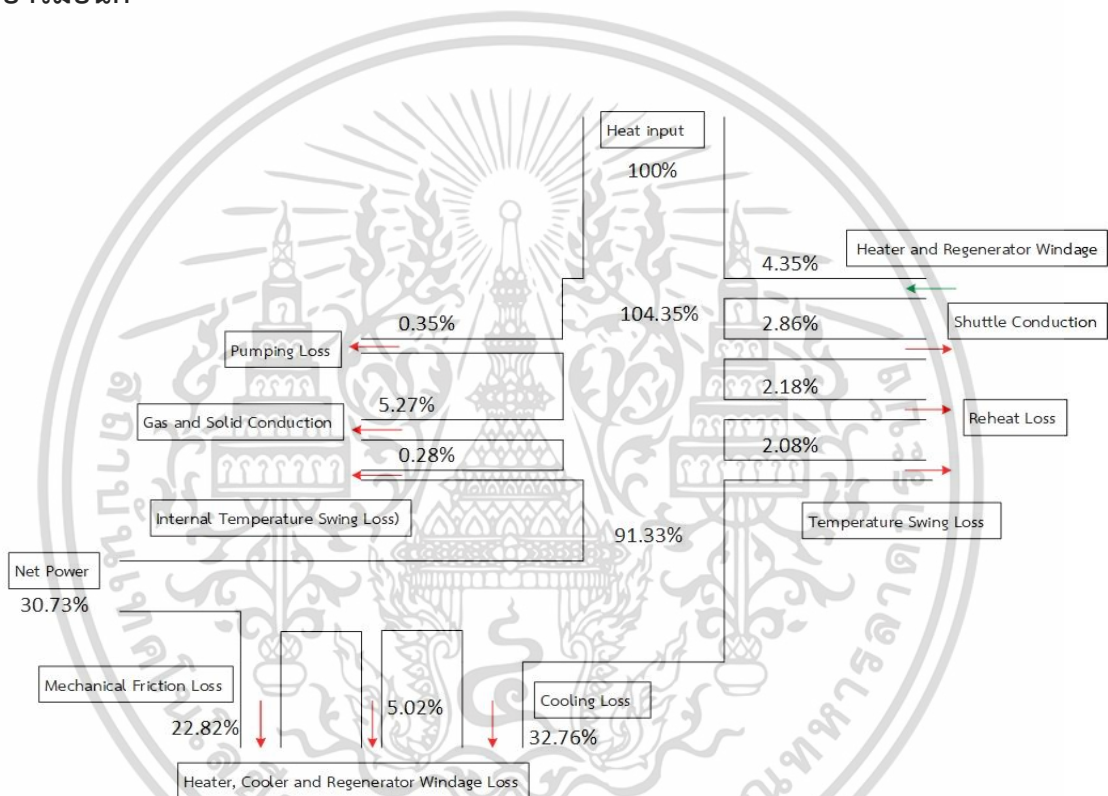


รูปที่ 5.6 ประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่อัตราส่วนการอัดต่างๆ ในจักรสเตอร์ลิงอะเดียเบติกของอากาศและแก๊สฮีเลียมโดยใช้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนของรีเจนเนอเรเตอร์เป็น 80%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 5.5 แสดงให้เห็นว่าเมื่อใช้สารทำงานเป็นฮีเลียมให้ค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนมากกว่าเมื่อใช้อากาศเป็นสารทำงานอย่างเห็นได้ชัด ส่วนรูปที่ 5.6 ฮีเลียมให้ผลดีกว่าอากาศในช่วงอัตราส่วนการอัดต่ำๆ คือในช่วงอัตราส่วนการอัดประมาณ 1.1-1.8 เท่านั้น (เครื่องยนต์ต้นแบบมีอัตราส่วนการอัด 1.531)

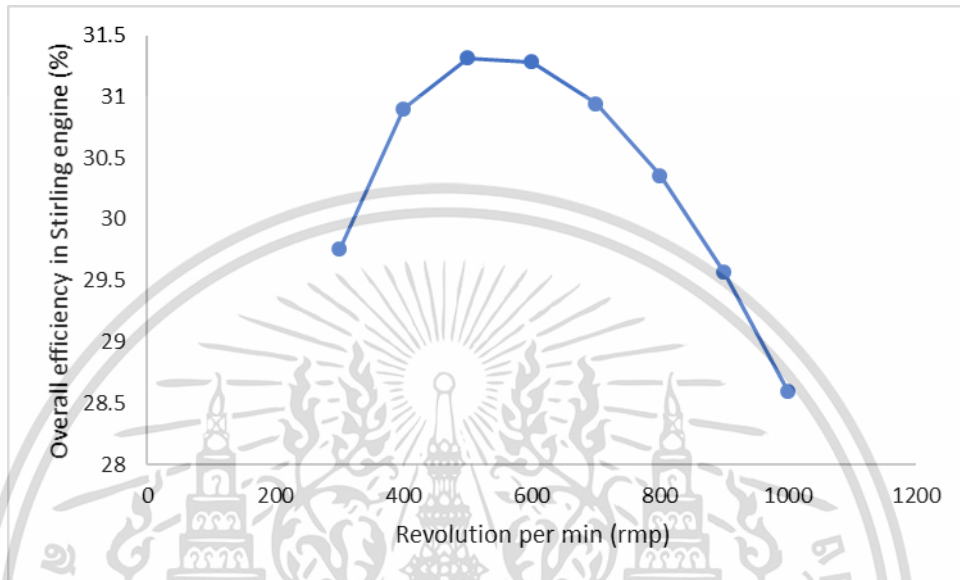
5.2 การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติที่ถูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก



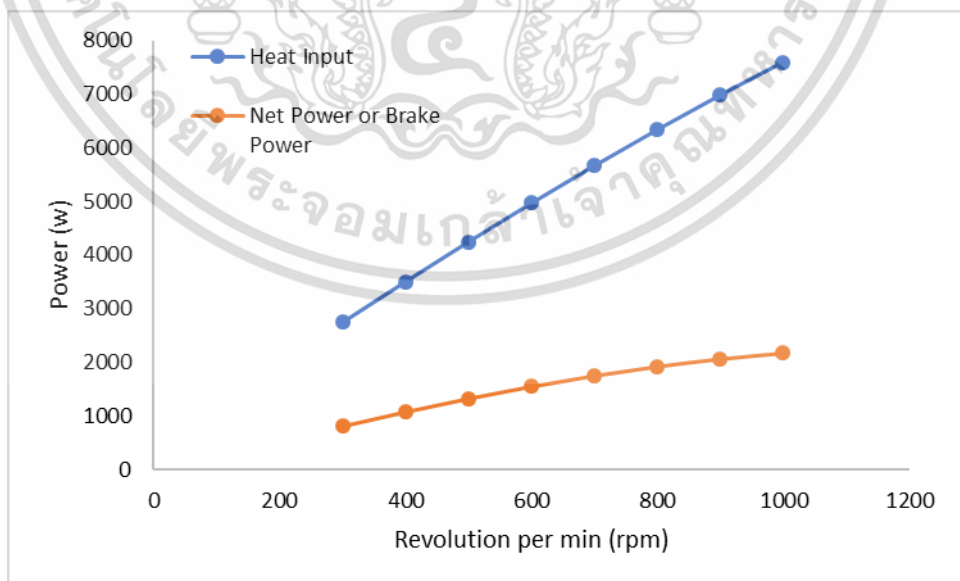
รูปที่ 5.7 แสดงการไหลพลังงานในการเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติที่ถูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก

จากรูปที่ 5.7 เป็นการวิเคราะห์ที่เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีความเร็วรอบ 600 รอบต่อนาที และใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน ความร้อนที่ต้องใส่เข้าไปในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง 4966.6 w และกำลังเพลาค่าได้จากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็น 1526.1 w

แต่ในความเป็นจริงสามารถเพิ่มหรือลดความร้อนที่ต้องใส่เข้าไปในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้ ซึ่งเมื่อความร้อนที่เข้าสู่เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเปลี่ยนไปจะทำให้ความเร็วรอบของเครื่องยนต์เปลี่ยนไปด้วย ซึ่งการเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบก็มีผลต่อประสิทธิภาพทั้งหมดในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ดังนี้



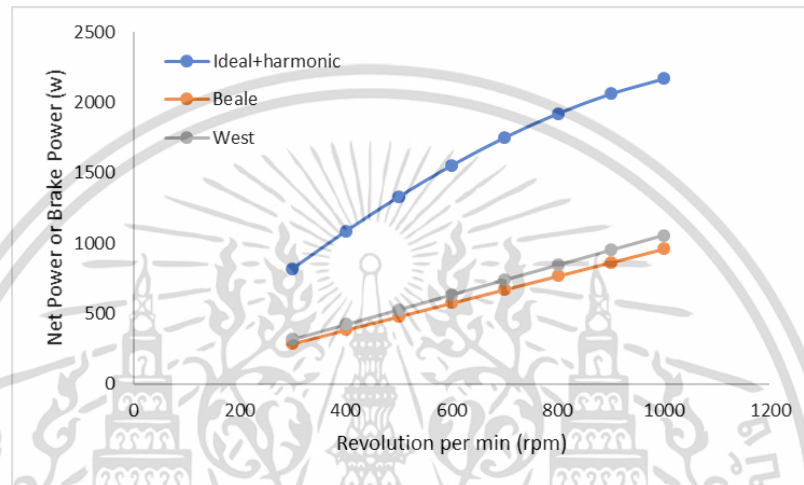
รูปที่ 5.8 แสดงประสิทธิภาพทั้งหมดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงตามวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก



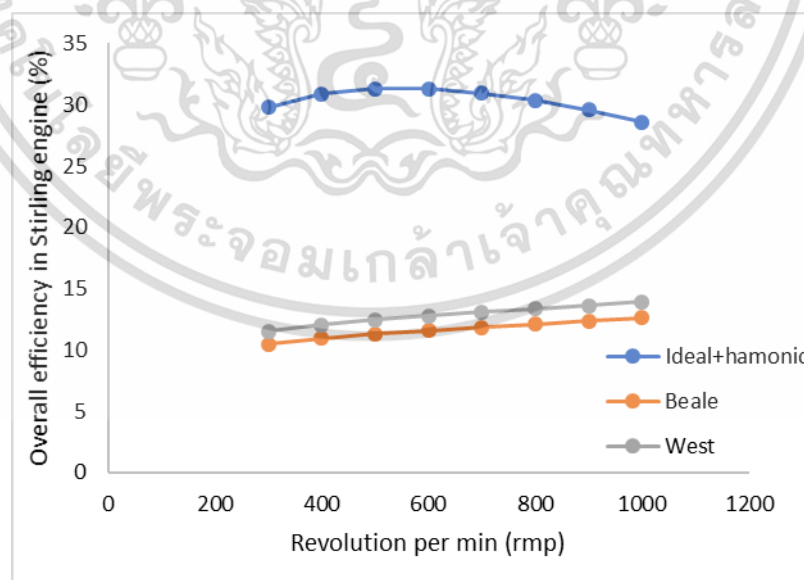
รูปที่ 5.9 แสดงอัตราการถ่ายโอนความร้อนและกำลังเพลลาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงตามวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 5.8 และ 5.9 จะเห็นว่าเมื่ออัตราการถ่ายโอนความร้อน กำลังเพลลาของเครื่องยนต์ที่ได้ก็จะเพิ่มขึ้น แต่ประสิทธิภาพทั้งหมดในเครื่องยนต์จะเพิ่มขึ้นในช่วงความเร็วรอบต่ำๆ และมีประสิทธิภาพสูงสุดอยู่ในช่วงประมาณ 500-600 รอบต่อนาที จากนั้นหากเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์ประสิทธิภาพจะลดลง ดังนั้นหากต้องการกำลังเพลลาที่เพิ่มขึ้นต้องแลกมาด้วยประสิทธิภาพทั้งหมดที่ลดลง



รูปที่ 5.10 เปรียบเทียบกำลังสุทธิที่ได้จากชนิดต์ เบลล์และเวสต์



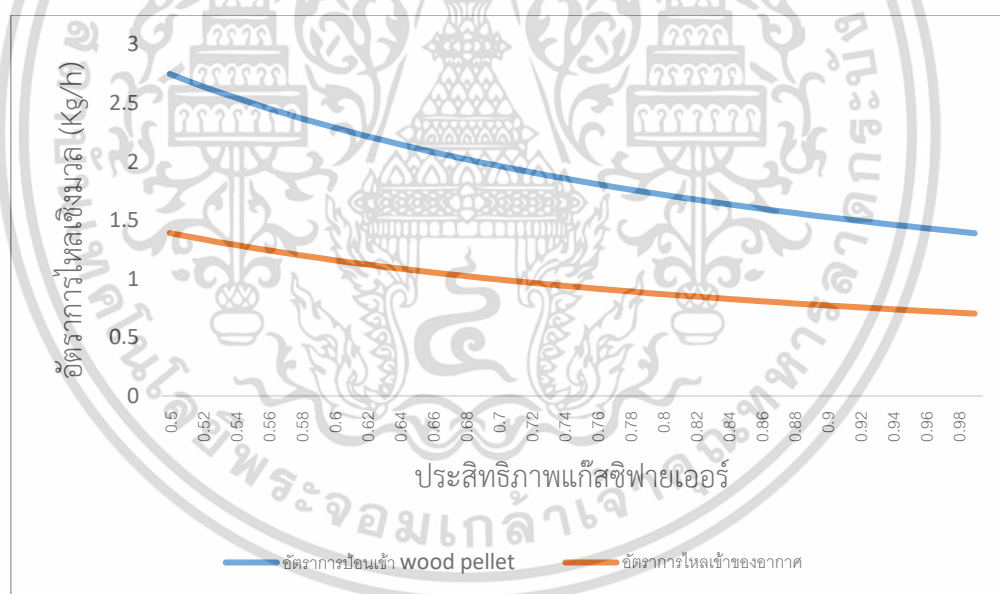
รูปที่ 5.11 เปรียบเทียบประสิทธิภาพสุทธิของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ได้จากชนิดต์ เบลล์และเวสต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กำลังสุทธิที่ได้จากวิธีการของซมิตต์มากกว่ากำลังสุทธิที่ได้จากการประมาณโดยใช้สมการเชิงประจักษ์ของเบลล์และเวสต์เพราะวิธีการของซมิตต์เป็นการประมาณเบื้องต้นเท่านั้น ไม่ได้คิดผลของการรั่วของแก๊สทำงานซึ่งเป็นมักเป็นปัญหาที่เกิดในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง กำลังที่ได้จากสมการของเบลล์และเวสต์เทียบกับความเร็รรอบเครื่องยนต์มีลักษณะเป็นเส้นตรง แต่ที่ได้จากวิธีการของซมิตต์มีลักษณะเป็นเส้นโค้งเว้าลงเนื่องจากกำลังที่สูญเสียจากความเสียดทานของแก๊สทำงานไม่ได้เป็นฟังก์ชันเส้นตรงกับความเร็รรอบ การประมาณด้วยวิธีการของเวสต์ให้ผลการประมาณที่ดีกว่าวิธีของเบลล์เนื่องจากวิธีของเวสต์คิดผลของอุณหภูมิด้านร้อนและด้านเย็นด้วย และหากสามารถทำให้เครื่องยนต์ปราศจากการรั่วได้กำลังสุทธิที่ได้ก็จะมีค่าใกล้เคียงกับการประมาณกำลังสุทธิด้วยวิธีของซมิตต์

5.3 การวิเคราะห์แก๊สซีไฟเออร์

เมื่อใช้สมการในภาคผนวก ข ในการวิเคราะห์หาอัตราการป้อน wood pellet และอัตราการไหลของอากาศเข้าแก๊สซีไฟเออร์ โดยการกำหนดช่วงของประสิทธิภาพของแก๊สซีไฟเออร์

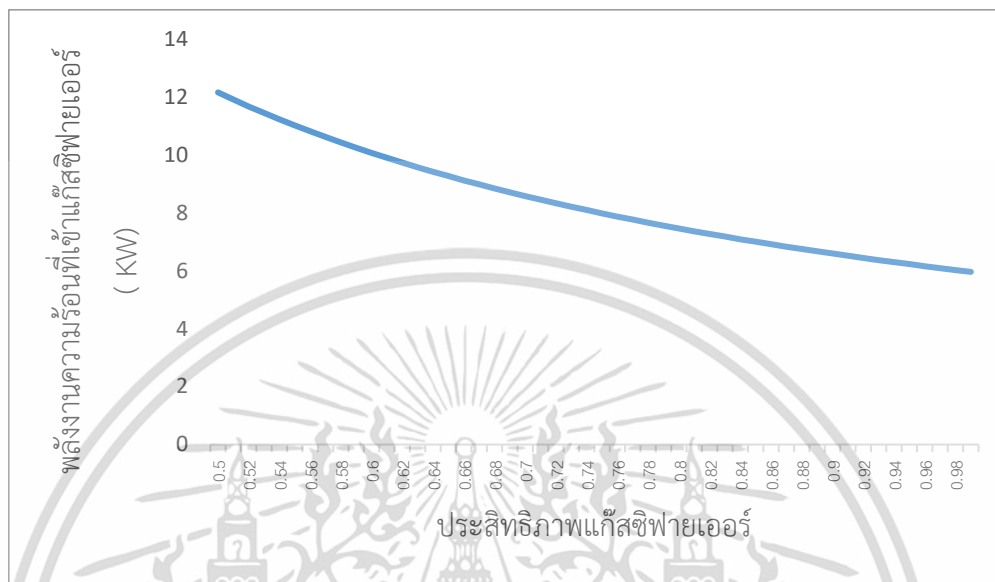


รูปที่ 5.12 แสดงอัตราการไหลเชิงมวลของ wood pellet และอากาศเข้าแก๊สซีไฟเออร์ในแต่ละประสิทธิภาพของแก๊สซีไฟเออร์

พบว่าเมื่ออัตราการป้อน wood pellet และอัตราการไหลของอากาศเข้าแก๊สซีไฟเออร์มีค่าน้อยลงจะมีผลให้ประสิทธิภาพของแก๊สซีไฟเออร์มีค่าที่มากขึ้น ดังรูปที่ 5.12 และยังรวมไปถึง

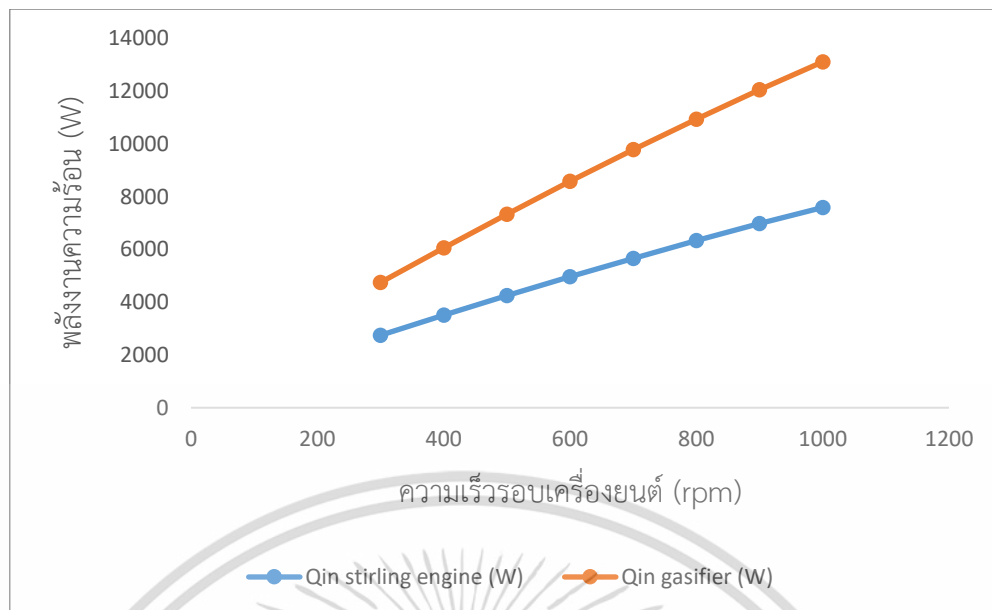
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พลังงานความร้อนที่เข้าแก๊สซีฟายเออร์ที่มากขึ้นก็มีผลให้ประสิทธิภาพของแก๊สซีฟายเออร์มีค่าที่มากขึ้นเช่นกันดังรูปที่ 5.13



รูปที่ 5.13 แสดงถึงพลังงานความร้อนที่เข้าแก๊สซีฟายเออร์ในแต่ละประสิทธิภาพของแก๊สซีฟายเออร์

เนื่องจากถ้าความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีค่าที่มากขึ้น พลังงานความร้อนที่เข้าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงก็จะเพิ่มขึ้น ดังรูปที่ 5.9 ดังนั้นจากสมการในภาคผนวก ข ทำให้ทราบว่าเมื่อพลังงานความร้อนที่เข้าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพิ่มขึ้น ก็จะมีผลให้พลังงานความร้อนที่เข้าแก๊สซีฟายเออร์ ก็จะมีค่ามากขึ้นดังรูปที่ 5.14 ซึ่งก็จะมีผลให้ อัตราการป้อน wood pellet, อัตราการไหลอากาศเข้าสเตอร์ลิง และอัตราการไหลออกของแก๊ส ก็จะมีค่ามากขึ้นเช่นกัน ณ ที่ประสิทธิภาพแก๊สซีฟายเออร์คงที่ ดังรูปที่ 5.15 – 5.17

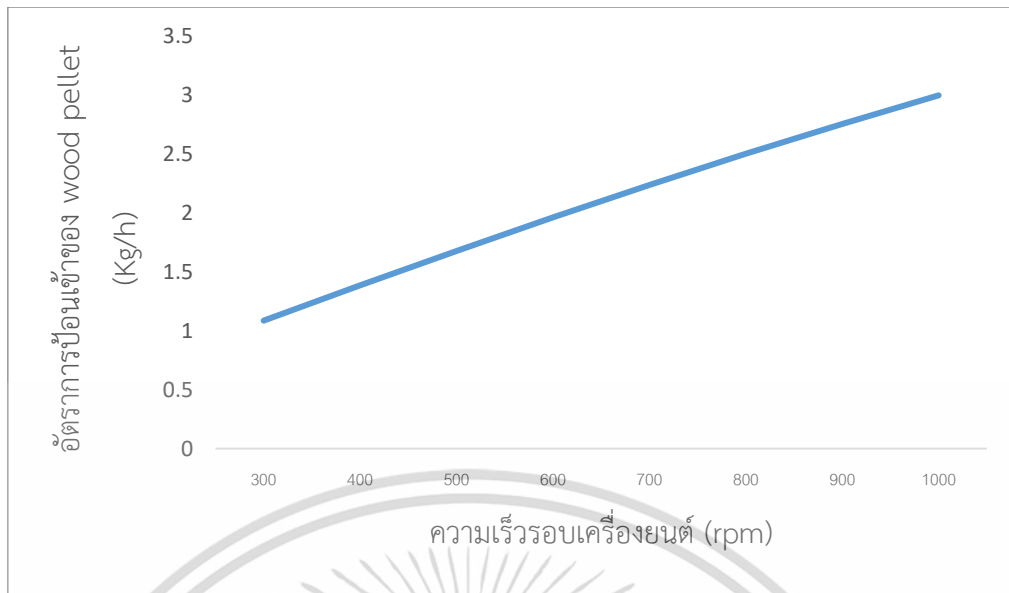


รูปที่ 5.14 พลังงานความร้อนที่เข้าแก๊สซิฟายเออร์และพลังงานความร้อนที่เข้าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในแต่ละความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยมีประสิทธิภาพแก๊สซิฟายเออร์คงที่ที่ 0.7

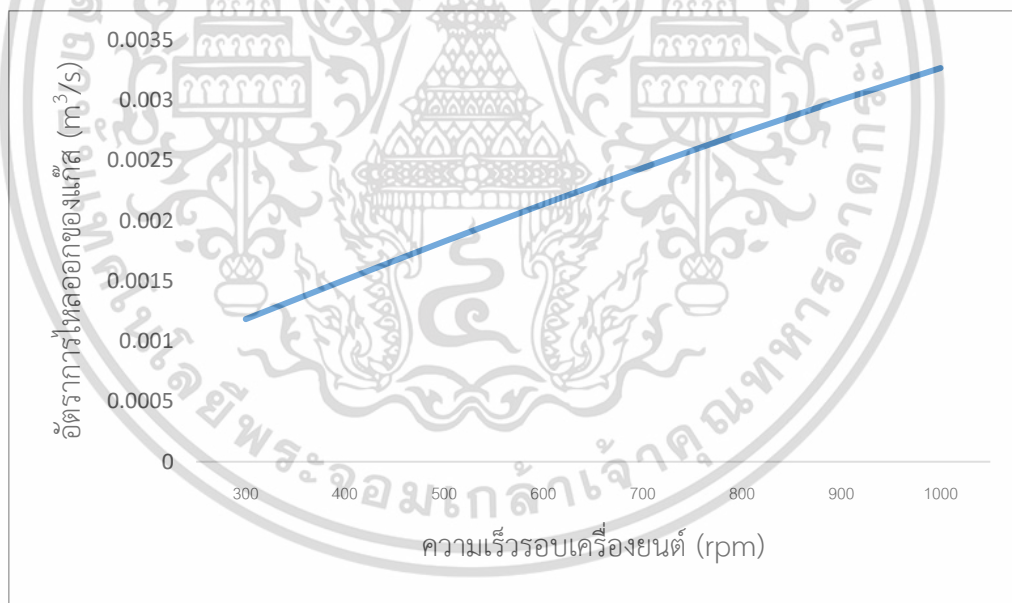


รูปที่ 5.15 อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศเข้าแก๊สซิฟายเออร์ในแต่ละความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยมีประสิทธิภาพแก๊สซิฟายเออร์คงที่ที่ 0.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



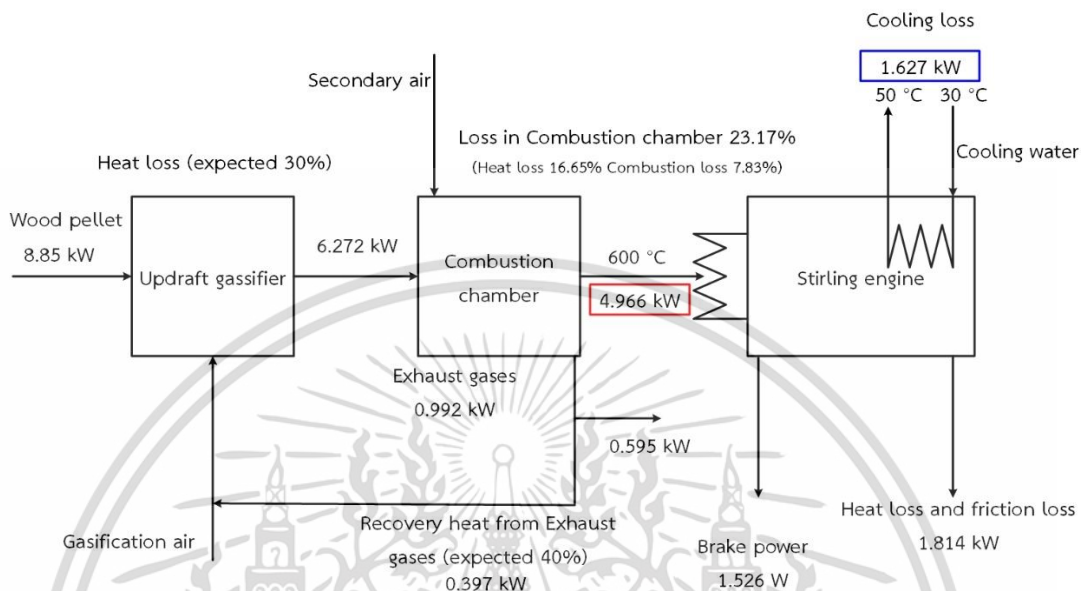
รูปที่ 5.16 อัตราการไหลเชิงมวลของ wood pellet เข้าแก๊สซิฟายเออร์ในแต่ละความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยมีประสิทธิภาพแก๊สซิฟายเออร์คงที่ที่ 0.7



รูปที่ 5.17 อัตราการไหลเชิงปริมาตรของแก๊สผลิตภัณฑ์ออกจากแก๊สซิฟายเออร์ในแต่ละความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยมีประสิทธิภาพแก๊สซิฟายเออร์คงที่ที่ 0.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการในภาคผนวก ข เมื่อกำหนดให้ประสิทธิภาพแก๊สซิฟายเออร์มีค่าที่ 0.7 และ ความเร็วรอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ 600 rpm ก็จะได้พลังงานความร้อนในแต่ละส่วนต่างๆของ อุปกรณ์ดังนี้

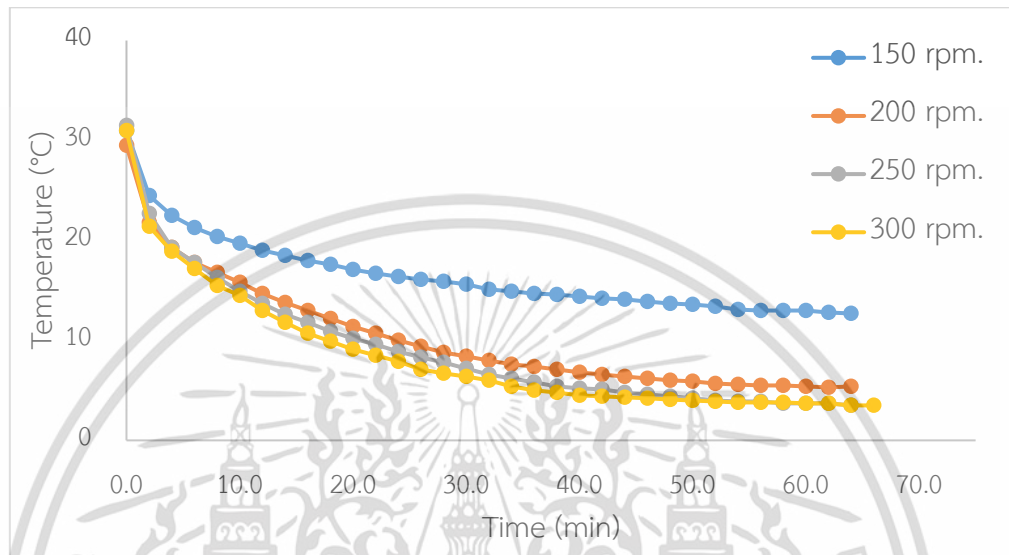


รูปที่ 5.18 แสดงถึงพลังงานความร้อนในแต่ละส่วนของอุปกรณ์ต่างๆ

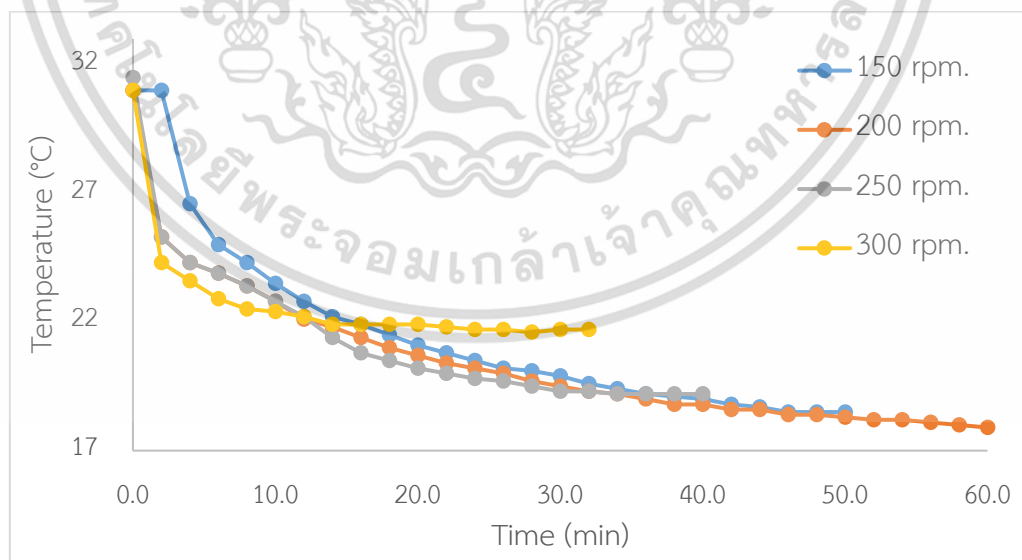
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.4 การวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP)

เมื่อใช้สมการในภาคผนวก ข ในการวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ กำลังของมอเตอร์ และอัตราการถ่ายเทความร้อน รวมถึงแสดงค่าอุณหภูมิฮีทเตอร์ที่ความเร็วรอบต่างๆ



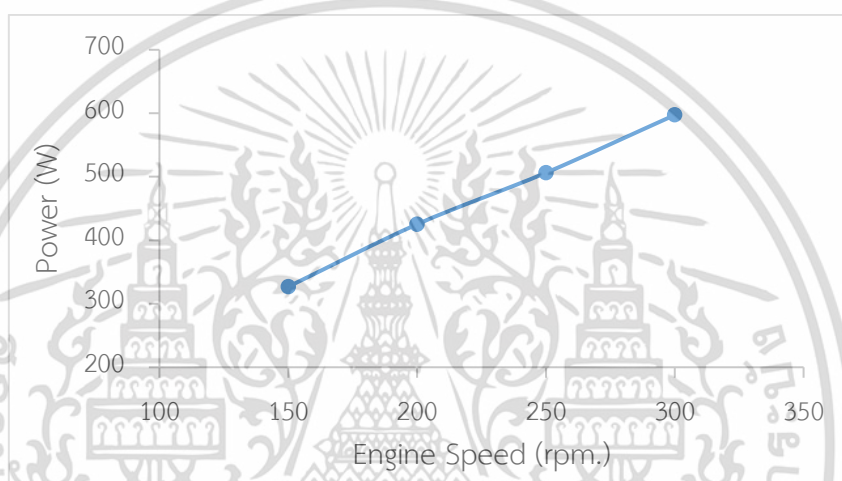
รูปที่ 5.19 อุณหภูมิฮีทเตอร์ ที่เวลาต่างๆ ในแต่ละความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เมื่อใช้สารทำงานเป็นฮีเลียม ความดัน 10 บาร์



รูปที่ 5.20 อุณหภูมิฮีทเตอร์ ที่เวลาต่างๆ ในแต่ละความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เมื่อใช้สารทำงานเป็นไนโตรเจน ความดัน 10 บาร์

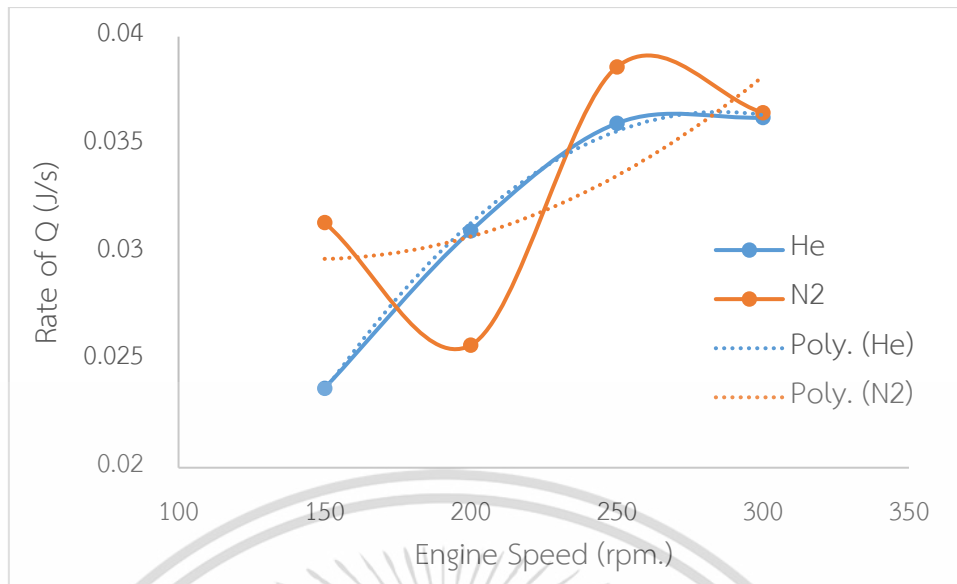
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 5.19 และ 5.20 จะเห็นว่าเมื่อเวลาเพิ่มขึ้น อุณหภูมิฮีทเตอร์จะลดลง โดยอัตราการลดของอุณหภูมิในช่วงแรกจะสูง ซึ่งจะน้อยลงเมื่อเวลาผ่านไปจนคงที่ ในรูปที่ 5.19 สารทำงานเป็นฮีเลียม นั้น ถ้าความเร็วรอบยิ่งมาก อุณหภูมิก็ยิ่งลดมากด้วย โดยที่ความเร็วรอบ 300 rpm. จะทำอุณหภูมิได้ต่ำสุด 3.5°C แต่ในรูปที่ 5.20 สารทำงานเป็นไนโตรเจนนั้นมีค่าความจุความร้อนต่ำ และเวลาในการถ่ายโอนความร้อนต่อรอบการทำงานของเครื่องยนต์น้อยเกินไป ดังนั้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ทำให้ถ่ายโอนความร้อนได้ไม่ทัน อุณหภูมิจึงสูงขึ้น โดยที่ความเร็วรอบ 200 rpm. จะทำอุณหภูมิได้ต่ำสุด 17.9°C

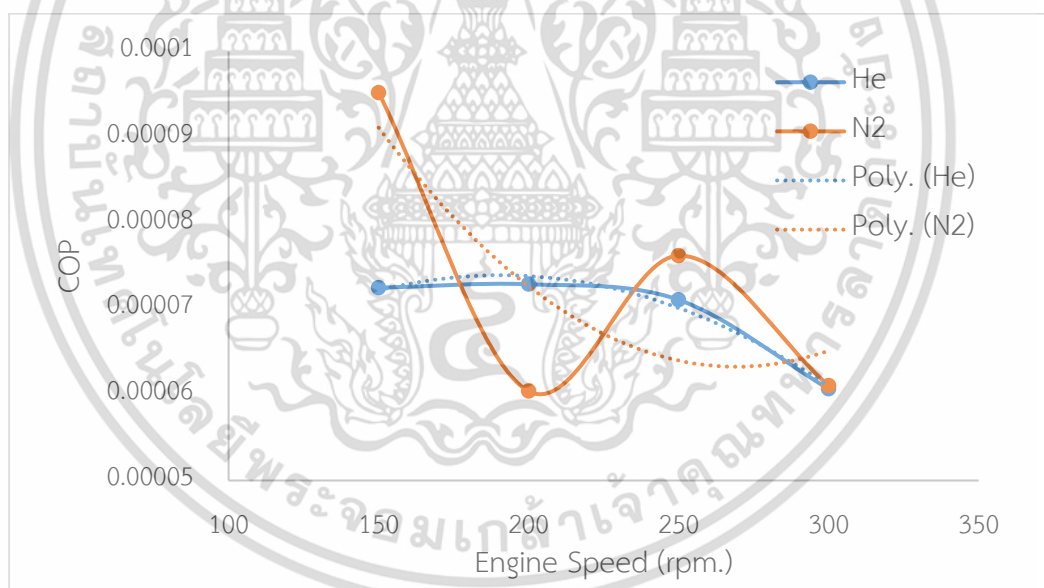


รูปที่ 5.21 กำลังของมอเตอร์ ที่ความเร็วรอบต่างๆ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ความดัน 10 บาร์

จากรูปที่ 5.21 จะเห็นว่าถ้าต้องการความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมากๆ ก็ยังต้องใช้กำลังของมอเตอร์มาก กำลังของมอเตอร์นั้นจะเท่ากันไม่ว่าจะใช้สารทำงานเป็นฮีเลียมหรือไนโตรเจนก็ตาม



รูปที่ 5.22 อัตราการถ่ายเทความร้อน ที่ความเร็วรอบต่างๆ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ความดัน 10 บาร์



รูปที่ 5.23 COP ของสเตอร์ลิงฮีทปั๊ม ที่ความเร็วรอบต่างๆ ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ความดัน 10 บาร์

จากรูปที่ 5.22 และ 5.23 จะเห็นว่ายิ่งความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาก อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมากขึ้นด้วย แต่แม้ว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้น แต่กำลังที่มอเตอร์ต้องการเพิ่มขึ้นสูงกว่า ดังนั้นถ้าความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพิ่มขึ้น ค่าเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) จะลดลง ในสารทำงานไนโตรเจนนั้นมีค่าความจุความร้อนต่ำ ดังนั้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น บางครั้งจะแลกเปลี่ยนความร้อนไม่ทัน ทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความกว้าง และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) แค่งด้วย



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

บทสรุปและข้อเสนอแนะ

6.1 บทสรุป

วิทยานิพนธ์เล่มนี้พยายามประมาณประสิทธิภาพและกำลังของระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงร่วมกับเตาเผาแก๊สซิฟิเคชัน รวมถึงทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ TR6L เบื้องต้น เพื่อที่จะนำผลของการวิเคราะห์ไปเป็นแนวทางในการพัฒนาและปรับปรุงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต่อไป อีกทั้งประมาณหาประสิทธิภาพของ Combustion chamber และประสิทธิภาพสุทธิของระบบ

การประมาณกำลังและประสิทธิภาพเครื่องยนต์จะแบ่งออกเป็นสองส่วน ได้แก่ การประเมินกำลังบ่งชี้และการประเมินกำลังสุทธิหรือกำลังเพลลาที่ได้จากเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ในการประมาณกำลังบ่งชี้ใช้การวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ วัฏจักรสเตอร์ลิงอะเดียเบติก และการวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิกหรือการวิเคราะห์ของซมิตต์ ส่วนการหาลำดับกำลังสุทธิหรือกำลังเพลลาใช้วิธีการของเบลล์ วิธีการของเวสต์และการวิเคราะห์ของซมิตต์ร่วมกับการประมาณการสูญเสียในเครื่องยนต์

สำหรับการประเมินกำลังบ่งชี้โดยใช้การวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงอะเดียเบติกซึ่งประเมินกำลังบ่งชี้ได้ดีกว่าวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติพบว่าอัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ที่ 1.6-1.7 ให้ค่ากำลังบ่งชี้และประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูงที่สุด

ในส่วนของการประเมินกำลังสุทธินั้นสมการเชิงประจักษ์จากวิธีการของเบลล์และวิธีการของเวสต์ได้มาจากการทดลอง ซึ่งกำลังของเครื่องยนต์แปรผันตรงกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์และมีค่าที่ต่ำกว่าการประเมินโดยใช้การวิเคราะห์ของซมิตต์ร่วมกับการประมาณการสูญเสียในเครื่องยนต์ซึ่งเป็นวิธีหลักที่ใช้ในวิทยานิพนธ์เล่มนี้ ซึ่งไม่ได้คิดผลของการรบกวนของทอร์ชเตอร์และผลของการรั่วของแก๊สทำงานและเมื่อพล็อตกราฟระหว่างกำลังสุทธิกับความเร็วรอบเครื่องยนต์มีลักษณะเป็นฟังก์ชันเพิ่มลักษณะเว้าลงอันเนื่องมาจากการเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วของความเสียดทานของแก๊สทำงานเมื่อความเร็วรอบเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพสุทธิของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงตามวิธีการของเบลล์และเวสต์แปรผันตรงกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้น แต่เมื่อใช้การวิเคราะห์ของซมิตต์ร่วมกับการประมาณการสูญเสียในเครื่องยนต์กราฟระหว่างกำลังสุทธิกับความเร็วรอบเครื่องยนต์มีลักษณะเป็นเส้นโค้งเว้าลงและให้ค่าประสิทธิภาพสูงสุดอยู่ที่ความเร็วรอบประมาณ 550-600 รอบต่อนาที

จากการประมาณการสูญเสียในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเบื้องต้นนั้น การสูญเสียความร้อนและแรงเสียดทานของแก๊สทำงานประมาณ 15% การสูญเสียจากแรงเสียดทานของกลไกประมาณ 23% เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และการสูญเสียจากการหล่อเย็น 33% ซึ่งสามารถปรับปรุงและลดการสูญเสียจากการสูญเสียความร้อนและการสูญเสียจากกลไกได้ ซึ่ง ณ ที่นี้สามารถวิเคราะห์ได้เพียงบางส่วนเท่านั้นคือ การเพิ่มน้ำหนักตะแกรงในรีเจนเนอเรเตอร์โดยลดค่าความพรุน และเลือกใช้วัสดุที่มีความหนาแน่นและความจุความร้อนสูง ซึ่งวิธีนี้จะทำให้ลดการสูญเสียจากการสลับความร้อนลดลง แต่ก็ทำให้การสูญเสียกำลังจากความเสียดทานของแก๊สในรีเจนเนอเรเตอร์เพิ่มขึ้น แต่การสลับของความร้อนมีผลต่อการสูญเสียมากกว่า อีกทั้งยังต้องไปศึกษาผลของความพรุนที่จะส่งผลต่อประสิทธิภาพของรีเจนเนอเรเตอร์ด้วย ส่วนการสูญเสียอื่นๆ ขึ้นอยู่กับขนาดของชิ้นส่วนเครื่องยนต์อาจจะต้องใช้การ Simulation โดยใช้คอมพิวเตอร์จึงจะสามารถหาขนาดและส่วนเครื่องยนต์ที่เหมาะสมเพื่อสามารถลดการสูญเสียในเครื่องยนต์ได้

6.2 ข้อเสนอแนะ

6.2.1 การออกแบบกลไกขับเคลื่อนควรให้อัตราส่วนของเส้นผ่านศูนย์กลางต่อระยะชักที่สูง เพื่อให้ความเร็วการเคลื่อนที่ของแก๊สทำงานต่ำ เพื่อลดการสูญเสียจากแก๊สทำงานตามแนวทิศของเครื่องยนต์ต้นแบบนี้แต่นั่นก็จะทำให้ปริมาตรกวาดของเครื่องยนต์ต่ำ และอัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์ต่ำเกินไป เครื่องยนต์นี้ควรปรับปรุงให้อัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้นเป็น 1.6-1.7 เพื่อให้เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูงขึ้น

6.2.2 วิทยานิพนธ์นี้ได้แสดงถึงประสิทธิภาพทั้งหมดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเครื่องต้นแบบทำงานที่ความดัน อุณหภูมิฮีตเตอร์และอุณหภูมิคูลเลอร์เพียงค่าเดียวเท่านั้นที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ต่างๆ ซึ่งพารามิเตอร์ทั้งสามนี้ล้วนส่งผลต่อกำลังสุทธิและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทั้งสิ้น ดังนั้นจึงควรวิเคราะห์เมื่อค่าความดันเฉลี่ย อุณหภูมิฮีตเตอร์และอุณหภูมิกูลเลอร์ที่เปลี่ยนแปลงไป

6.2.3 จากการศึกษาการสูญเสียต่างๆ ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงพบว่าความพรุนและประสิทธิภาพของรีเจนเนอเรเตอร์ล้วนส่งผลต่อการสูญเสียทั้งสิ้น ซึ่งในวิทยานิพนธ์เล่มนี้เพียงแค่ประมาณค่าประสิทธิภาพรีเจนเนอเรเตอร์เองเท่านั้น ควรจะศึกษาหาความสัมพันธ์ระหว่างความพรุนกับประสิทธิภาพของรีเจนเนอเรเตอร์ด้วย

6.2.4 ประสิทธิภาพการเผาไหม้ประมาณมาจากประสิทธิภาพการเผาไหม้ของ LPG ซึ่งได้ทำการทดลองเพียงรอบเดียว และอุณหภูมิเดียวเท่านั้น ซึ่งอาจมีข้อผิดพลาดหลายอย่างในกระบวนการวิเคราะห์นี้ ในทำนองเดียวกันประสิทธิภาพของแก๊สซีไฟเออร์เป็นแค่การประมาณเอง ควรวิเคราะห์และประมาณประสิทธิภาพโดยใช้วิธีทางเทอร์โมไดนามิกส์ร่วมกับการทดลอง

6.2.5 ปัญหาหลักที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบคือการรั่วของแก๊สทำงานด้วยอัตราสูงจากเครื่องยนต์ ทั้งการรั่วระหว่างก้านสูบกับฝาสูบลงสู่ห้องข้อเหวี่ยง และการรั่วจากห้องข้อเหวี่ยงออกสู่นอกเครื่องยนต์

-การรั่วจากห้องข้อเหวี่ยงออกสู่นอกเครื่องยนต์เกิดจากการแตกร้าวของเนื้อวัสดุสามารถแก้ไขเบื้องต้นได้โดยใช้ลวดเงินเชื่อมประสานระหว่างรอยร้าว และบริเวณระหว่างเพลาส่งกำลังกับห้องข้อเหวี่ยง ดังนั้นจึงจำเป็นต้องติดตั้งซีลในส่วนนี้

-การรั่วจากห้องข้อเหวี่ยงออกสู่นอกเครื่องยนต์ ซึ่งแม้ว่าจะใช้ mechanical seal แล้วยังเกิดการรั่วของเครื่องยนต์อีก จึงควรทำการวิจัยเพิ่มเติมในส่วนของการรั่วในส่วนนี้อย่างละเอียดรวมทั้งทดลองเปลี่ยนวัสดุลักษณะในการติดตั้งซีล

อีกทางเลือกคือออกแบบให้ระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นระบบแบบ Hermetically seal นั่นคือการนำชิ้นส่วนทุกชิ้น เช่น ล้อตุนกำลัง ชุดไดนาโม เพลาส่งกำลังไปไว้ในกล่องที่ซีลเข้ากับตัวเครื่องยนต์ แต่จะทำให้เครื่องยนต์มีขนาดใหญ่และต้นทุนเพิ่มขึ้น

บรรณานุกรม

บทที่ 2

[1] เยาวฉัตร อัจฉังกุล (2553). ความรู้เบื้องต้นเกี่ยวกับเทคโนโลยีการผลิตก๊าซเชื้อเพลิงชีวมวล (Biomass Gasification), การอบรมความรู้เรื่องการผลิตก๊าซชีวภาพและเทคโนโลยี Gasifier, กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน

บทที่ 3

[1] Kontax Engineering Ltd, URL: <https://www.kickstarter.com>, access on 02/09/2019

[2] The Open Door Web Site, URL: <https://www.saburchill.com>, access on 03/01/2020

[3] patelpranay97, Technology and Change in the Built Environment, URL: <https://a3511.wordpress.com>, access on 20/10/2019.

[4] Baiman Chen, Abdalla A. Yousif and Paul H. Riley (2012), Development and Assessment of Thermoacoustic Generators Operating by Waste Heat from Cooking Stove 2012, paper present in The University of Nottingham, Nottingham, UK

[5] Yunus A. Cengel, Michael A. Boles. Thermodynamics An Engineering Approach Eighth Edition in SI Units, ISBN10 9814595292

[6] Vikram Garaniya, Researchgate, <https://www.researchgate.net>, access on 02/09/2019

[7] CHEMISTRY GLOSSARY, <https://glossary.periodni.com>, access on 03/09/2019

[8] Hiroko Nakahara (2012). University of British Columbia, URL: <https://people.ok.ubc.ca>, access on 31/10/2019.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

[9] Israel Urieli, Ohio University (2010), URL: <https://www.ohio.edu>, access on 9/10/2019.

ภาคผนวก ก

[1] Israel Urieli, Ohio University (2010), URL: <https://www.ohio.edu>, access on 9/10/2019. **อันเดียวกับ 9**

[2] จิตกร ศรีสายชล (2549). รายงานวิจัยเรื่องการออกแบบและสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิง, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, หน้า 10 – 17 และ หน้า 28.

ภาคผนวก ง

[3] Metalmeshfilter, URL: <https://www.metalmeshfilter.com>, access on 9/01/2020

[4] Yunus A. Cengel, Afshin J. Ghajar, Heat and Mass Transfer Fundamentals & Applications Fifth Edition in Units, ISBN10 9814595276

[5] Leo B., Vuilleumier Cycle Cryogenic Refrigerators System Technology Report No. AFFDL-TR-71-85, September, 1971

[6] Nuclear Power, URL: <https://www.nuclear-power.net>, access on 9/01/2020

[7] The Engineering ToolBox, URL: <https://www.engineeringtoolbox.com>, access on 9/01/2020

[8] Leo B. Designer's Handbook for Spaceborne Two-Stage Vuilleumier Cryogenic Refrigerators, Air Force Flight Dynamics Laboratory, Report No. AFFDL-TR-70-54, June, 1970

[9] M.J. Collie (1979), STIRLING ENGINE DESIGN AND FEASIBILITY FOR AUTOMOTIVE USE 1979

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข

[1] ปฤษฎางค์ สารพร,ภัทรพงษ์ คงได้,วิชัย ศิวะโกศิษฐ์ และชินธันย์ อารีประเสริฐ (2559). การศึกษาผลของการใช้เชื้อเพลิงควบคู่ระหว่างถ่านอัดแท่งและเชื้อเพลิงชีวมวลอัดเม็ดสำหรับเตาชีวมวลชนิดไหลขึ้น, การประชุมทางวิชาการของมหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ ครั้งที่ 54, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ จังหวัดกรุงเทพมหานคร

[2] Alternative Feedstocks and Conversion Processes for the Production of Liquid and Gaseous Biofuels, URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780128168561000130>, access on 26/41/2020



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

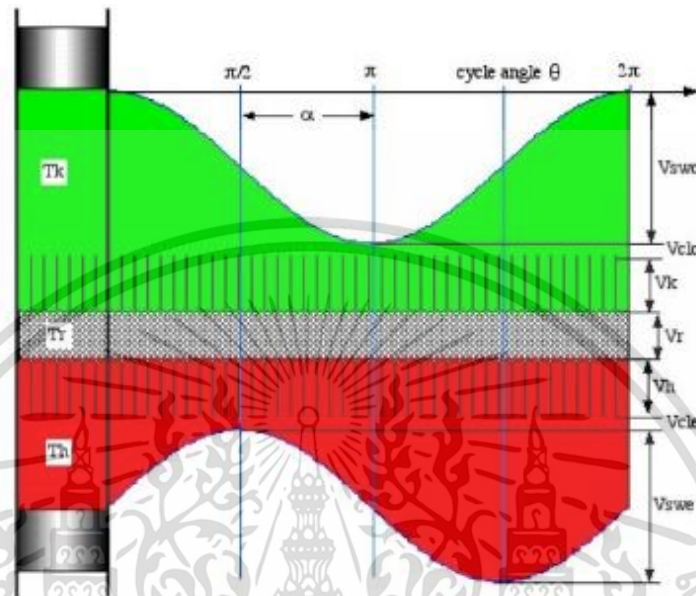


ภาคผนวก ก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงด้วยการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก (Harmonic motion analysis)

วิเคราะห์ปริมาตรในกระบอกสูบเมื่อลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก



รูปที่ ก-1 แสดงตัวแปรในการวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก [10]

ฟังก์ชันของปริมาตรในกระบอกสูบร้อน

$$V_e = \frac{V_{swe}}{2} (1 + \cos(\theta + \alpha)) + V_{cle} \quad (\text{ก-1})$$

ฟังก์ชันของปริมาตรในกระบอกสูบเย็น

$$V_c = \frac{V_{swc}}{2} (1 + \cos \theta) + V_{clc} \quad (\text{ก-2})$$

อัตราส่วนของปริมาตรในกระบอกสูบร้อนและกระบอกสูบเย็น $\kappa = \frac{V_{swc}}{V_{swe}}$

$$V_c = \frac{\kappa V_{swe}}{2} (1 + \cos \theta) + V_{clc} \quad (\text{ก-3})$$

ปริมาตรรวมทั้งหมดของแก๊สในเครื่องสเตอร์ลิง

$$V_{total} = V_e + V_c + V_r + V_h + V_k \quad (\text{ก-4})$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราส่วนระหว่างปริมาตรในรีเจนเนอเรเตอร์และปริมาตรในกระบอกสูบร้อน $X = \frac{V_r}{V_e}$

$$V_{total} = \frac{V_{swe}}{2} (1 + \cos(\theta + \alpha)) + V_{cle} + \frac{\kappa V_{swe}}{2} (1 + \cos \theta) + V_{clc} + XV_{swe} + V_h + V_k \quad (ก-5)$$

$$\text{หาอัตราส่วนการอัด } \gamma = \frac{V_{total, \max}}{V_{total, \min}}$$

เพื่อในการหาค่า $V_{total, \max}$, $V_{total, \min}$ เราจึงจะทำการจัดรูป V_{total} ใหม่เพื่อให้หาค่าสูงสุดต่ำสุดได้ง่ายขึ้น

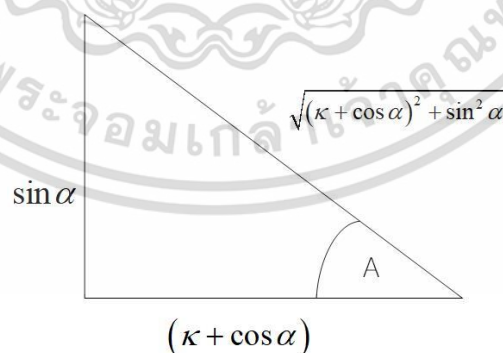
$$V_{total} = \frac{V_{swe}}{2} [1 + \cos(\theta + \alpha) + \kappa + \kappa \cos \theta] + V_{cle} + V_{clc} + XV_{swe} + V_h + V_k \quad (ก-6)$$

$$V_{total} = \frac{V_{swe}}{2} (1 + \kappa + \cos \theta \cos \alpha - \sin \theta \sin \alpha + \kappa \cos \theta) + V_{cle} + V_{clc} + XV_{swe} + V_h + V_k \quad (ก-7)$$

$$V_{total} = \frac{V_{swe}}{2} (1 + \kappa + \cos \theta \cos \alpha + \kappa \cos \theta - \sin \theta \sin \alpha) + V_{cle} + V_{clc} + XV_{swe} + V_h + V_k \quad (ก-8)$$

$$V_{total} = \frac{V_{swe}}{2} [1 + \kappa + \cos \theta (\kappa + \cos \alpha) - \sin \theta \sin \alpha] + V_{cle} + V_{clc} + XV_{swe} \quad (ก-9)$$

สมมติสามเหลี่ยมที่มีมุม A และมีด้านประกอบมุมดังนี้ เพื่อช่วยในการแก้สมการ



รูปที่ ก-2 ค่าต่าง ๆ ในสามเหลี่ยมมุมฉากที่สมมติขึ้นซึ่งมี A เป็นมุมประกอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$V_{total} = \frac{V_{swe}}{2} \left[1 + \kappa + \sqrt{(\kappa + \cos \alpha)^2 + \sin^2 \alpha} \left(\frac{\cos \theta (\kappa + \cos \alpha)}{\sqrt{(\kappa + \cos \alpha)^2 + \sin^2 \alpha}} - \frac{\sin \theta \sin \alpha}{\sqrt{(\kappa + \cos \alpha)^2 + \sin^2 \alpha}} \right) \right] + V_{cle} + V_{clc} + XV_{swe} + V_h + V_k \quad (ก-10)$$

$$V_{total} = \frac{V_{swe}}{2} \left[1 + \kappa + \sqrt{(\kappa + \cos \alpha)^2 + \sin^2 \alpha} [\cos(\theta + A)] \right] + V_{cle} + V_{clc} + XV_{swe} + V_h + V_k \quad (ก-11)$$

จากสมบัติทางกายภาพของฟังก์ชัน sinusoidal จะเห็นว่ามีความมากที่สุดที่ 1 และมีค่าต่ำสุดที่ -1 ดังนั้น อัตราส่วนการอัดเชิงปริมาตรจึงเป็น

$$\gamma = \frac{\frac{V_{swe}}{2} \left[1 + \kappa + \sqrt{(\kappa + \cos \alpha)^2 + \sin^2 \alpha} \right] + V_{cle} + V_{clc} + XV_{swe} + V_h + V_k}{\frac{V_{swe}}{2} \left[1 + \kappa - \sqrt{(\kappa + \cos \alpha)^2 + \sin^2 \alpha} \right] + V_{cle} + V_{clc} + XV_{swe} + V_h + V_k} \quad (ก-12)$$

การเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิกของลูกสูบเป็นเพียงการสมมติรูปแบบการเคลื่อนที่เท่านั้น ในความเป็นจริงการใช้กลไกในการขับเคลื่อนเครื่องยนต์ให้ผลลัพธ์การเคลื่อนที่ที่ต่างออกไปจากการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก ซึ่งจากนี้จะทำการวิเคราะห์รูปแบบการเคลื่อนที่โดยใช้กลไกโรตัสเซอร์คในการขับเคลื่อนเครื่องยนต์

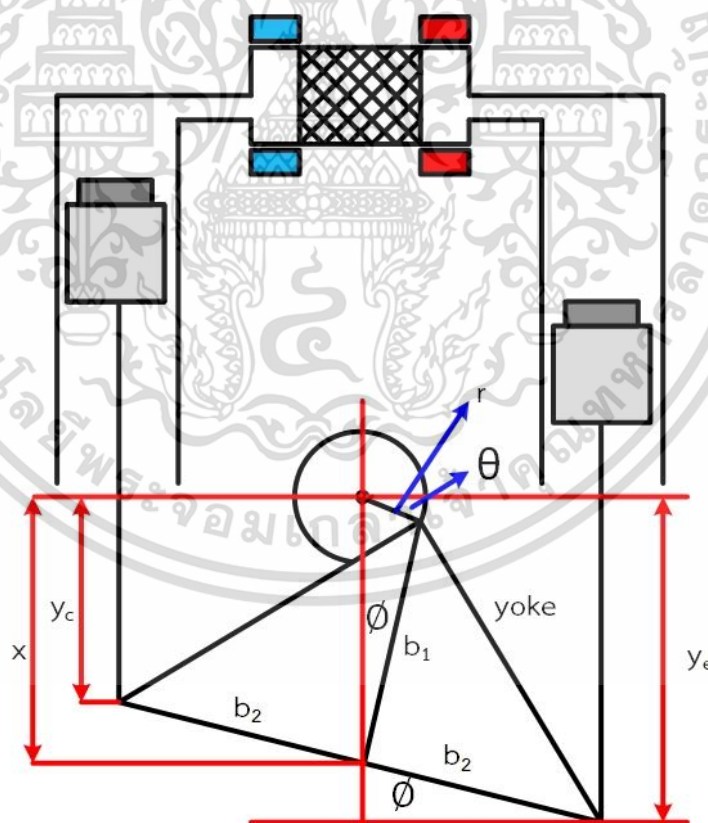


ภาคผนวก ข

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การวิเคราะห์ปริมาตรในกระบอบลูกสูบเมื่อลูกสูบถูกขับด้วยกลไกโรสส์ยอร์ค (Volume analysis with Ross Yoke mechanism)

กลไกโรสส์ยอร์คถูกคิดค้นขึ้นโดย แอนดี รอสส์ มีลักษณะเฉพาะคือแท่งส่งกำลัง (connecting rod) ทั้งสองมีการเคลื่อนในทิศแนวตั้งอย่างเดียวไม่มีการเคลื่อนที่ด้านข้าง (Virtually no side movement) และจะไม่มีแรงกระทำด้านข้างของลูกสูบ จากรูปที่แสดงด้านล่างมุมข้อเหวี่ยงในทิศตามเข็มนาฬิกามีค่าเป็นบวก จุดอ้างอิง (มุมข้อเหวี่ยงเท่ากับศูนย์) เมื่อแขนข้อเหวี่ยงอยู่ตำแหน่งตามแนวนอน ดังรูป y_c, y_e เป็นระยะกระจัดของลูกสูบของกระบวนการอัดตัวและขยายตัว และ x คือระยะการกระจัดจากพิน (yoke pin) ไปยังจุดกึ่งกลางของฐานของยอร์ค (yoke base) สมมติฐานของการวิเคราะห์นี้คือ การเคลื่อนที่ของแท่งส่งกำลังทั้งสองไม่มีการเคลื่อนที่ในแนวด้านข้าง ซึ่งในทำนองเดียวกันการกระจัดจากพินไปยังจุดกึ่งกลางของฐานของโยคก็ไม่มีเคลื่อนที่ในแนวด้านข้างเช่นกัน



รูปที่ ข-1 แผนภาพแสดงการวิเคราะห์กลไกโรสส์ยอร์ค

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วิเคราะห์การเคลื่อนที่ของกลไกโรตอร์

การกระจัดจากพินไปยังจุดกึ่งกลางของฐานของยอร์ค

$$x = r \sin \theta + b_1 \cos \phi \quad (\text{ข-1})$$

$$y_{oke} = \sqrt{b_1^2 + b_2^2} \quad (\text{ข-2})$$

$$b_1 \sin \phi = r \cos \theta \quad (\text{ข-3})$$

$$b_1 \cos \phi = \sqrt{b_1^2 - r^2 \cos^2 \theta} \quad (\text{ข-4})$$

กำหนดให้ $b = \sqrt{b_1^2 - r^2 \cos^2 \theta}$ (ข-5)

ดังนั้น

$$x = r \sin \theta + b \quad (\text{ข-6})$$

ระยะกระจัดของลูกสูบด้านขยายตัวจึงเป็น

$$y_e = x + b_2 \sin \phi = x + r \left(\frac{b_2}{b_1} \right) \cos \theta \quad (\text{ข-7})$$

$$y_e(\theta) = r \left(\sin \theta + \left(\frac{b_2}{b_1} \right) \cos \theta \right) + b \quad (\text{ข-8})$$

ในทำนองเดียวกัน

$$y_e(\theta) = r \left(\sin \theta - \left(\frac{b_2}{b_1} \right) \cos \theta \right) + b \quad (\text{ข-9})$$

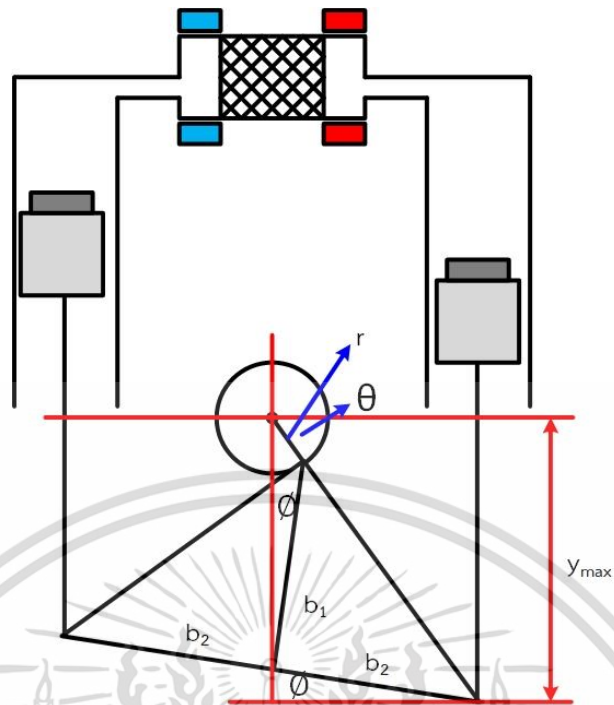
วิเคราะห์เมื่อลูกสูบมีระยะกระจัดสูงสุด

$$y_{\max} = \sqrt{(y_{oke} + r)^2 - b_2^2} \quad (\text{ข-10})$$

$$\theta_{\max, e} = \sin^{-1} \left(\frac{y_{\max}}{y_{oke} + r} \right) \quad (\text{ข-11})$$

$$\theta_{\max, c} = \pi - \theta_{\max, e} \quad (\text{ข-12})$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ข-2 แผนภาพแสดงการวิเคราะห์กลไกโรตอร์คเมื่อมีระยะกระจัดมากที่สุด

วิเคราะห์เมื่อลูกสูบมีระยะกระจัดน้อยที่สุด

$$y_{\min} = \sqrt{(\text{yoke} - r)^2 - b_2^2} \quad (\text{ข-13})$$

$$\theta_{\min,e} = \sin^{-1} \left(\frac{y_{\min}}{\text{yoke} + r} \right) \quad (\text{ข-14})$$

$$\theta_{\min,e} = 3\pi - \theta_{\min,e} \quad (\text{ข-15})$$

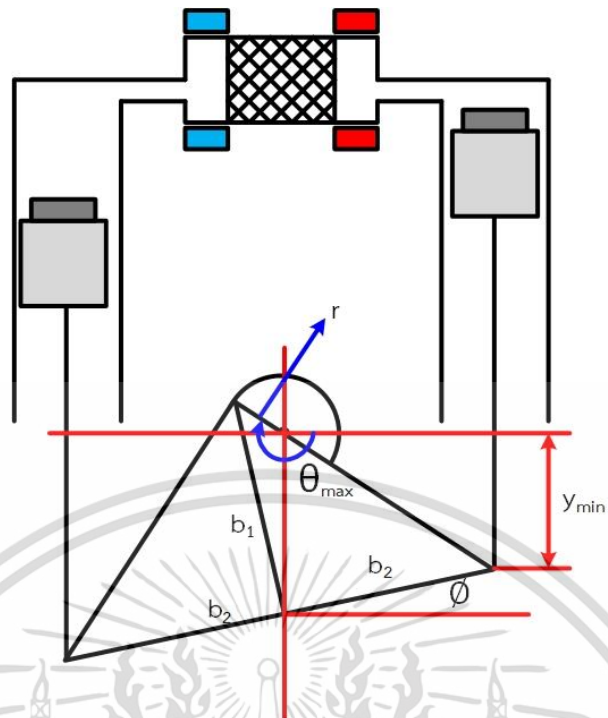
เมื่อพิจารณาปริมาตรในกระบอกสูบ จะได้

$$V_e = V_{cle} + A_c (y_e - y_{\min}) \quad (\text{ข-16})$$

$$V_c = V_{clc} + A_c (y_c - y_{\min}) \quad (\text{ข-17})$$

$$V_{total} = V_e + V_c \quad (\text{ข-18})$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ข-3 แผนภาพแสดงการวิเคราะห์หลักโครงสร้างสอยอร์คเมื่อมีระยะการจัดน้อยสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

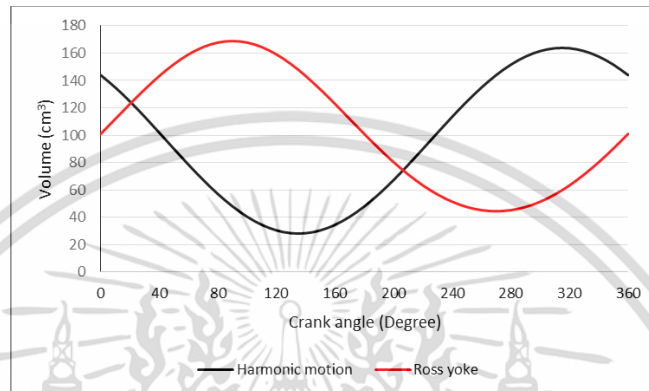


ภาคผนวก ค

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงเบื้องต้น

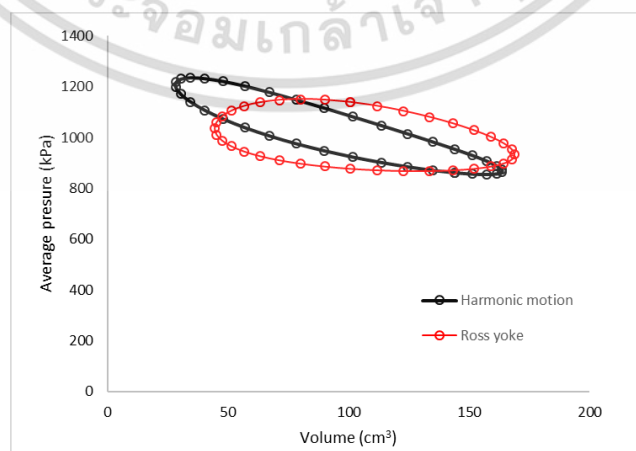
ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ TL6R กลไกที่ใช้ในการขับเคลื่อนคือกลไกโรสยอร์คแต่วิทยานิพนธ์เล่มนี้จึงใช้การวิเคราะห์ที่สมมติว่าลูกสูบในกระบอกสูบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก ซึ่งของปริมาตรในกระบอกสูบของกลไกโรสยอร์คและของการวิเคราะห์แบบฮาร์มอนิกเป็นไปดังนี้ (ใช้สมการในภาคผนวก ก และ ข ในการวิเคราะห์)



รูปที่ ค-1 แสดงปริมาตรในระบบเทียบกับมุมข้อเหวี่ยง (สำหรับ 1 กระบอกสูบ)

ความดันเฉลี่ยในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงหาได้จากสมการ

$$p = \frac{MR}{\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h}} \quad (\text{ค-1})$$



รูปที่ ค-2 แสดงความดันเฉลี่ยเทียบกับปริมาตรในระบบ (สำหรับ 1 กระบอกสูบ)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการไหลของของไหลทำงานโดยเฉลี่ย

ใช้อัตราการไหลของแก๊สในกระบอกสูบซึ่งเกิดจากแรงผลักของลูกสูบเป็นตัวอ้างอิงเพื่อประมาณเป็นค่าเฉลี่ย (คำนวณที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 600 rpm)

$$V_{avg} = \frac{2Stroke}{T} \quad (ค-2)$$

$$V_{avg} = \frac{2 * 0.034}{60 / 600} = 40.80 \text{ m/s}, A = 0.002829 \text{ m}^2$$

$$V_{flow} = V_{avg} A = 0.115406 \text{ m}^3 / \text{s} \text{ (ต่อ กระบอกสูบ 1)}$$

ตารางที่ ค-1 แสดงอัตราการไหลของสารทำงานในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ต่างๆ

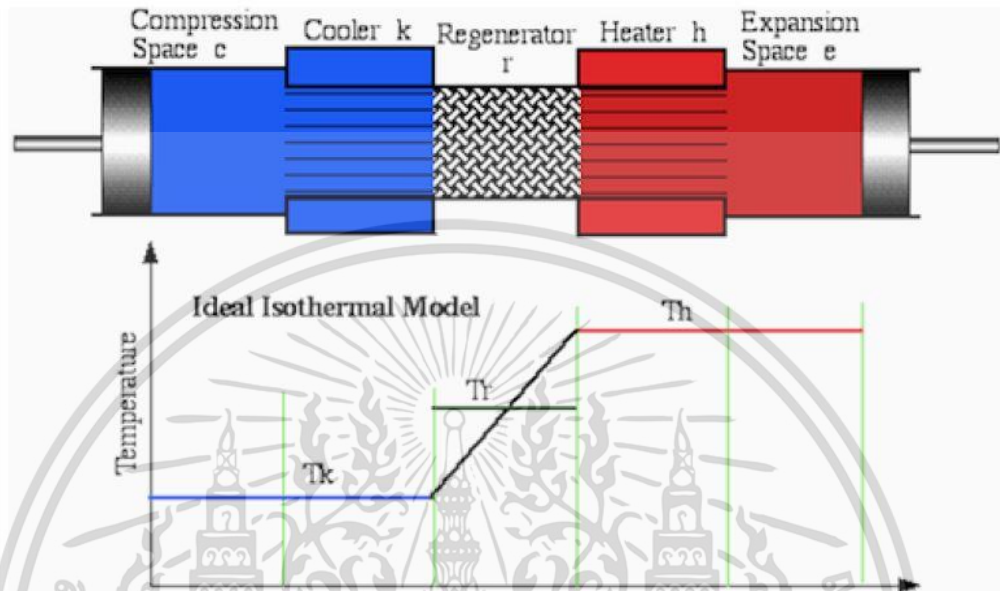
ความเร็วรอบเครื่องยนต์ (รอบ/นาที)	ความเร็วรอบเครื่องยนต์ (รอบ/วินาที)	อัตราเร็วของสารทำงาน (เมตร/วินาที)	อัตราการไหลของสารทำงาน (ลบ.ม./วินาที)
300	5	0.34	0.00096186
400	6.667	0.4533	0.00128248
500	8.333	0.5667	0.0016031
600	10	0.68	0.00192372
700	11.667	0.7933	0.00224434
800	13.333	0.9067	0.00256496
900	15	1.02	0.00288558
1000	16.667	1.133	0.0032062

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก (isothermal harmonic motion Stirling cycle) หรือการวิเคราะห์ของสมิตต์ (Smidt analysis)



รูปที่ ง-1 แสดงแผนภาพการกระจายของอุณหภูมิในวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ [1]

ตามเอกสาร [10] สามารถวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก ได้ดังนี้

พิจารณามวลของแก๊สทั้งหมดในระบบ

$$M = m_c + m_k + m_r + m_e \quad (\text{ง-1})$$

โดยที่ $T_c = T_k$ และ $T_e = T_h$

สมมติฐานที่ตั้งไว้คือแก๊สทำงานในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นแก๊สในอุดมคติ จะได้ $m = \frac{pV}{RT}$

ดังนั้น มวลของแก๊สในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจึงเป็น

$$M = \frac{p}{R} \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right) \quad (\text{ง-2})$$

T_r คืออุณหภูมิเฉลี่ยในรีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator mean effective temperature)

โดยอุณหภูมิในรีเจนเนอเรเตอร์ต้องกระจายตัวแบบฟังก์ชันเส้นตรง ในความเป็นจริงการกระจายตัวเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของอุณหภูมิในรีเจนเนอเรเตอร์นั้นเกือบจะเป็นฟังก์ชันเส้นตรง และในที่นี้จะพิจารณาโดยใช้สมมติฐานที่ว่าป็นรีเจนเนอเรเตอร์ในอุดมคติ อุณหภูมิในรีเจนเนอเรเตอร์จึงเป็นฟังก์ชันเส้นตรงระหว่างอุณหภูมิของแก๊สในกระบอกสูบร้อนและในกระบอกสูบเย็น ดังนั้น จึงสามารถวิเคราะห์หาค่า T_r ได้ ดังนี้

$$T(x) = \frac{(T_h - T_k)}{L_r} x + T_k \quad (จ-3)$$

วิเคราะห์มวลของแก๊สในรีเจนเนอเรเตอร์จะได้

$$m_r = \int_0^{V_r} \rho dV_r \quad (จ-4)$$

จากสมบัติของแก๊สในอุดมคติและปริมาตรในรีเจนเนอเรเตอร์มีพื้นที่หน้าตัด A_r ความยาว L_r จะได้

$$p = \rho RT, \quad dV_r = A_r dx, \quad V_r = A_r L_r$$

มวลของแก๊สในรีเจนเนอเรเตอร์จึงเป็น

$$m_r = \frac{p}{R} \int_0^{L_r} \frac{A_r}{T(x)} dx \quad (จ-5)$$

$$m_r = \frac{p V_r}{R} \int_0^{L_r} \frac{A_r}{\frac{(T_h - T_k)}{L_r} x + T_k} \times \frac{1}{L_r} dx \quad (จ-6)$$

$$m_r = \frac{p V_r (T_h - T_k)}{R \ln \left(\frac{T_h}{T_k} \right)} \quad (จ-7)$$

หากเทียบสมการกับสมการของกฎของแก๊สในอุดมคติ จะได้ว่า

$$T_r = \frac{(T_h - T_k)}{\ln \left(\frac{T_h}{T_k} \right)} \quad (จ-8)$$

เมื่อแทน T_r ลงในสมการ (จ-2) จึงเป็น

$$M = \frac{p}{R} \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln \left(\frac{T_h}{T_k} \right)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right) \quad (จ-9)$$

$$p = \frac{MR}{\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln \left(\frac{T_h}{T_k} \right)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h}} \quad (จ-10)$$

งานสุทธิในวัฏจักร คือ

$$W_{total} = W_e + W_c = \int p dV_e + \int p dV_c = \int p \left(\frac{dV_e}{d\theta} + \frac{dV_c}{d\theta} \right) d\theta \quad (จ-11)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การหาผลเฉลี่ยแม่นยำตรงจำเป็นต้องจัดรูปให้อัตราการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรภายใน
กระบอกสูบเป็นฟังก์ชันกับมุมของเพลลาข้อเหวี่ยง
แทนสมการ (ง-1) ,(ง-2) ในสมการ (ง-10) และจัดรูป จะได้

$$p = \frac{MR}{\left[s + \left(\frac{V_{swe} \cos \alpha}{2T_h} + \frac{V_{sec}}{2T_k} \right) \cos \theta - \left(\frac{V_{swe} \sin \alpha}{2T_h} \right) \sin \theta \right]} \quad (ง-12)$$

โดยที่
$$s = \left(\frac{V_{swc}}{2T_k} + \frac{V_{clc}}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln \left(\frac{T_h}{T_k} \right)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_{swe}}{2T_h} + \frac{V_{cle}}{T_h} \right)$$

และหากใช้คุณสมบัติโคไซน์ของมุมผลบวกในเรื่งฟังก์ชันตรีโกณมิติซึ่ง

$$c \sin \beta = \frac{V_{swe} \sin \alpha}{2T_h}$$

$$c \cos \beta = \frac{V_{swe} \sin \alpha}{2T_h} + \frac{V_{swc}}{2T_k}$$

$$c = \left[\left(\frac{V_{swe}}{T_h} \right)^2 + 2 \frac{V_{swe}}{T_h} \frac{V_{swc}}{T_k} + \left(\frac{V_{swc}}{T_k} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

แทนตัวแปรข้างต้นลงในสมการ (ง-12) เพื่อให้อยู่ในรูปที่ง่าย

$$p = \frac{MR}{s(1 + b \cos \phi)} \quad (ง-13)$$

โดยที่ $\phi = \theta + \beta$, $b = \frac{c}{s}$

จากสมบัติทางกายภาพของฟังก์ชัน sinusoidal จะพบว่าค่าของ $\cos \phi$ มีค่าสูงสุดที่ 1 และมีค่าต่ำสุดที่ -1 ดังนั้น

$$p_{\max} = \frac{MR}{s(1-b)} \quad (ง-14)$$

$$p_{\min} = \frac{MR}{s(1+b)} \quad (ง-15)$$

เนื่องจากฟังก์ชัน sinusoidal จะมีค่ากลับมาเป็นรูปเดิมซ้ำเป็นคาบ ซึ่งความกว้างของคาบคือ 2π ดังนั้นจึงสามารถหาค่าเฉลี่ยของ p ได้โดยพิจารณาเพียงโดเมนในช่วง $[0, 2\pi]$ ดังนั้นจึงนิยาม

$$p_{\text{mean}} = \int_0^{2\pi} p d\phi \quad (ง-16)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$p_{mean} = \frac{MR}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{1}{(1+b\cos\phi)} d\phi \tag{ง-17}$$

$$p_{mean} = \frac{MR}{s\sqrt{1-b^2}} \tag{ง-18}$$

งานของแก๊สในวัฏจักรโดยการวิเคราะห์ของขมิตต์หาได้จาก

$$W_{total} = W_e + W_c = \oint p dV_e + \oint p dV_c = \oint p \left(\frac{dV_e}{d\theta} + \frac{dV_c}{d\theta} \right) d\theta \tag{ง-19}$$

$$W_c = \oint p dV_c = \int_0^{2\pi} p \frac{dV_c}{d\theta} d\theta \tag{ง-20}$$

$$W_e = \oint p dV_e = \int_0^{2\pi} p \frac{dV_e}{d\theta} d\theta \tag{ง-21}$$

นำฟังก์ชันของปริมาตรในสมการ (ง-1), (ง-2) มาหาอนุพันธ์จะได้เป็น

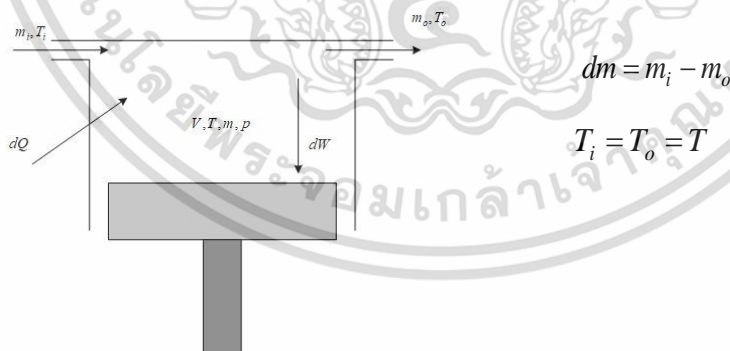
$$\frac{dV_c}{d\theta} = -\frac{1}{2} V_{swc} \sin \theta \tag{ง-22}$$

$$\frac{dV_e}{d\theta} = -\frac{1}{2} V_{swc} \sin(\theta + \alpha) \tag{ง-23}$$

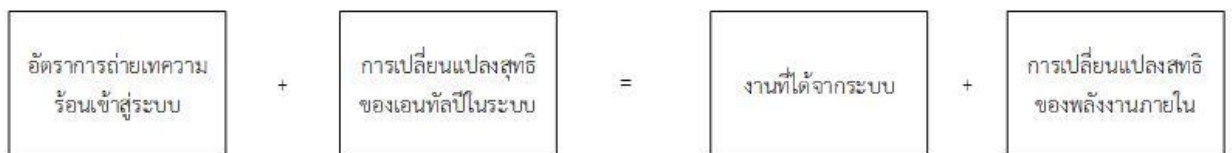
เมื่อแก๊สมีการตามเอกสาร [10] จะได้งานจากส่วนร้อนและส่วนเย็น ดังนี้

$$W_c = \frac{\pi V_{swc} p_{mean} \sin \beta (\sqrt{1-b^2} - 1)}{b} \tag{ง-24}$$

$$W_e = \frac{\pi V_{swc} p_{mean} \sin(\beta - \alpha) (\sqrt{1-b^2} - 1)}{b} \tag{ง-25}$$



พิจารณาความสัมพันธ์ของงานที่เกิดขึ้นกับปริมาณความร้อนที่เกิดการถ่ายโอนในวัฏจักร [2]



เมื่อดุลสมการพลังงานได้เป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$dQ + (c_p T_i m_i - c_p T_o m_o) = dW + c_v d(mT) \quad (ง-26)$$

$$dQ = dW + (c_v - c_p) T dm \quad (ง-27)$$

$$dQ = dW - RT dm \quad (ง-28)$$

ปริพันธ์ตลอดวัฏจักรทั้งสองข้างของสมการเพื่อหาปริมาณความร้อน

$$\oint dQ = \oint dW - \oint RT dm \quad (ง-29)$$

เนื่องจากระบบที่พิจารณานี้เป็นระบบปิด มวลของแก๊สในระบบจึงมีค่าคงที่และปริมาณ ดังนั้น

$\oint RT dm = 0$ จะเห็นว่า $Q = W$ ซึ่งก็คือ

$$Q_e = W_e, Q_c = W_c$$

ภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอันได้แก่ ฮีตเตอร์ คูลเลอร์ และรีเจนเนอเรเตอร์ มีปริมาตรคงที่ จึงทำให้งานที่เกิดมีค่าเป็นศูนย์ ระบบไม่มีการสูญเสียความร้อน ส่งผลให้

$$Q_h = Q_e, Q_k = Q_c$$

$Q_r \neq 0$ (มีการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ แต่หากพิจารณาทั้งรับและให้ความร้อนสุทธิจะเท่ากับศูนย์)

ดังนั้น ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรจึงเป็น

$$\eta_{th} = \frac{Q_e + Q_c}{Q_e} = 1 + \frac{Q_c}{Q_e} = 1 + \frac{W_c}{W_e} \quad (ง-30)$$

แทนค่า W_c, W_e จากสมการ (ง-24), (ง-25) ลงในสมการ (ง-31) จะได้

$$\eta_{th} = 1 + \frac{V_{swc}}{V_{swe} \sin(\beta - \alpha)} \quad (ง-31)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{V_{swc}}{V_{swe}} \left(\frac{\tan \beta}{\sin \alpha - \tan \beta \cos \alpha} \right) \quad (ง-32)$$

เมื่อแทนค่าหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้จากสมการ (ง-32) จะมีค่าเข้าใกล้ค่าประสิทธิภาพของวัฏจักรคาร์โนต์



ภาคผนวก จ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ จ-1 ค่าของตัวแปรและขนาดของชิ้นส่วนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

สัญลักษณ์	ความหมายและแหล่งที่มาของค่า	ค่าตัวแปร/ ขนาด	หน่วย
T_H	อุณหภูมิของแหล่งความร้อน	873.15	K
T_C	อุณหภูมิของแหล่งระบายความร้อน	313.15	K
T_r	อุณหภูมิเฉลี่ยของรีเจนเนอเรเตอร์ (คิดจาก LMTD)	546.115	K
V_H	ปริมาตรคงที่ของฮีตเตอร์ (1 กระบอกสูบ)	54.308	cm^3
V_k	ปริมาตรคงที่ของคูลเลอร์ (1 กระบอกสูบ)	160.29	cm^3
V_R	ปริมาตรคงที่ของรีเจนเนอเรเตอร์ (1 กระบอกสูบ)	50.914	cm^3
ε	ประสิทธิภาพของรีเจนเนอเรเตอร์	80	%
$eff.$	ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง		%
C_v	ค่าความจุความร้อนจำเพาะเมื่อปริมาตรคงที่ของฮีเลียม	3.1156	$kJ / kg.K$
C_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะเมื่อความดันคงที่ของฮีเลียม	5.1926	$kJ / kg.K$
P_{mean}	ค่าความเฉลี่ยของแก๊สในเครื่องยนต์	1	MPa
MU	ค่าความหนืดของของไหลทำงาน	สมการ จ-10	$g / cm.s$
F	ค่าปัจจัยความเสียดทาน	ขึ้นกับตำแหน่ง	
L	ความยาวของชั้นตระแกรงในรีเจนเนอเรเตอร์	4	cm
GCI	ค่าคงที่การแปลง	10^7	$g / MPa.s^2.cm$
AC	ประสิทธิภาพของพื้นที่การไหลอิสระในตะแกรง	%พื้นที่รู/จน.ชั้น	cm^2
RH	รัศมีไฮดรอลิก	$AC(L) / AHT$	cm
ρ_m	ความหนาแน่นเฉลี่ยของสารทำงาน	P / RT	g / cm^3
V_{sw}	ปริมาตรกวาด	96	cm^3
RE	Reynolds number	ขึ้นกับตำแหน่ง	
V_{flow}	อัตราการไหลเฉลี่ยของสารทำงาน	0.001924	m^3 / s
V_{avg}	อัตราเร็วเฉลี่ยของสารทำงาน	ขึ้นกับตำแหน่ง	m / s
$DELP$	ความดันที่สูญเสีย	ขึ้นกับตำแหน่ง	MPa
AHT	พื้นที่หน้าตัดการถ่ายโอนความร้อน	ขึ้นกับตำแหน่ง	cm^2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สัญลักษณ์	ความหมายและแหล่งที่มาของค่า	ค่าตัวแปร/ ขนาด	หน่วย
<i>S</i>	ความยาวเส้นรอบพื้นที่หน้าตัด	ขึ้นกับตำแหน่ง	<i>cm</i>
<i>N</i>	ความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง	10	<i>cycles / s</i>
<i>D</i>	เส้นผ่านศูนย์กลาง	ขึ้นกับตำแหน่ง	<i>cm</i>
<i>WP</i>	กำลังที่สูญเสียจากแรงต้านลม	ขึ้นกับตำแหน่ง	<i>w</i>
<i>MFL</i>	การสูญเสียจากแรงเสียดทานของกลไก	สมการ จ-15	<i>w</i>
<i>G</i>	มวลความเร็วการไหลบนพื้นที่การไหล	$\rho_m V_{avg} / AHT$	$g / cm^2 \cdot s$
<i>QHR</i>	การสูญเสียจากการให้ความร้อนซ้ำในรีเจนเนอเรเตอร์		<i>w</i>
<i>THM</i>	อุณหภูมิของโลหะด้านแหล่งความร้อน	873.15	<i>K</i>
<i>TCM</i>	อุณหภูมิของโลหะด้านแหล่งระบายความร้อน	313.15	<i>K</i>
<i>PMAX</i>	ความดันสูงสุดในวัฏจักร	1.204	<i>MPa</i>
<i>PMIN</i>	ความดันต่ำสุดในวัฏจักร	0.8680	<i>MPa</i>
<i>R_u</i>	Universal gas constant ของฮีเลียม	8.3076	<i>kJ / kmol.K</i>
<i>R</i>	gas constant ของฮีเลียม	2.0764	<i>kJ / kg.K</i>
<i>Z1</i>	Compressibility factor (มีค่าเท่ากับ 1 ยกเว้นที่อุณหภูมิน้อยกว่า 70 K)	1	
<i>QSH</i>	การสูญเสียความร้อนที่เกิดจาก Shuttle Conduction		<i>w</i>
<i>ZK</i>	ค่าคงที่ปรับค่าสำหรับความดันในวัฏจักรสูงมีค่าเท่ากับ $\frac{\pi}{8}$ ($\frac{\pi}{8}$	
<i>SD</i>	สโตรกของลูกสูบ	3.4	<i>cm</i>
<i>KG</i>	Gas thermal conductivity	0.151	<i>w / cm.K</i>
<i>DCY</i>	เส้นผ่าศูนย์กลางของกระบอกสูบ	5.5	<i>cm</i>
<i>GR</i>	ความหนา gap ของดิสเพลสเซอร์	0.1	<i>cm</i>
<i>LD</i>	ความยาวของดิสเพลสเซอร์	ประมาณตาม ชนิดการสูญเสีย	<i>cm</i>
<i>YK</i>	ค่าแฟร็กเตอร์	สมการ จ-18	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สัญลักษณ์	ความหมายและแหล่งที่มาของค่า	ค่าตัวแปร/ ขนาด	หน่วย
<i>K1</i>	Thermal conductivity ของลูกสูบหรือดิสเพลสเซอร์	14.4	<i>w/cm.K</i>
<i>K2</i>	Thermal conductivity ของกระบอกสูบ	14.4	<i>w/cm.K</i>
<i>TD1</i>	Thermal diffusivity ของลูกสูบหรือดิสเพลสเซอร์	0.042	<i>cm³/s</i>
<i>LB</i>	ค่าแฟร็กเตอร์	สมการ จ-19	
<i>TD2</i>	Thermal diffusivity ของกระบอกสูบ	0.042	<i>cm³/s</i>
<i>LT1</i>	Temperature wave length in displacer wall	จากสมการ จ-21	<i>cm</i>
<i>LT2</i>	Temperature wave length in cylinder wall	จากสมการ จ-21	<i>cm</i>
<i>ω</i>	ความถี่เชิงมุมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง	$2\pi NU$	<i>rad/s</i>
<i>QC</i>	การสูญเสียจากการถ่ายโอนความร้อนจากการนำความร้อน		<i>w</i>
<i>KMX</i>	Thermal conductivity ของตะแกรง	สมการ จ	<i>w/cm.K</i>
<i>KM</i>	Thermal conductivity ของโลหะ	ขึ้นกับชนิดโลหะ	<i>w/cm.K</i>
<i>FF</i>	ค่าความพรุนของรีเจนเนอเรเตอร์	0.6	
<i>FA</i>	Area factor for radiant heat transfer	สมการ จ	
<i>FE</i>	Emissivity factor for radiant heat transfer	สมมติเป็น 0.85	
<i>FN</i>	Radiation Shield factor	สมมติเป็น 1	
<i>DID</i>	เส้นผ่านศูนย์กลางด้านในของดิสเพลสเซอร์	5.75	<i>cm</i>
<i>SIG</i>	Stafan-Boltzman constant	5.67×10^{-12}	<i>w/cm².K⁴</i>
<i>NRS</i>	จำนวนของ Radiation Shield	0	
<i>WHS</i>	Effectiveness flow rate of gas though regenerator	สมการ จ	<i>g/s</i>
<i>FCT</i>	fraction of cycle time for gas flow into hot space	สมมติให้เท่ากับ 1	
<i>MMX</i>	มวลของตะแกรงทั้งหมด	512.708	<i>g</i>
<i>C3</i>	The geometry constant	0.32	<i>cm</i>
<i>LMX</i>	ครึ่งหนึ่งของเส้นผ่าศูนย์กลางลวด	0.08	<i>cm</i>

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ไม่ควรเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตจากผู้อนุมัติ

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สัญลักษณ์	ความหมายและแหล่งที่มาของค่า	ค่าตัวแปร/ ขนาด	หน่วย
<i>CPM</i>	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของโลหะ	ขึ้นกับชนิด โลหะ	<i>KJ / Kg.K</i>
<i>DELTX</i>	ค่าอุณหภูมิที่ลดลงจากการสลับของอุณหภูมิ	สมการ จ-28	<i>K</i>
<i>QPU</i>	การสูญเสียป้อน		<i>w</i>
<i>QTS</i>	การสูญเสียจากการสลับของอุณหภูมิ		<i>w</i>
ρ_{wire}	ความหนาแน่นของลวดที่ใช้ทำตะแกรง	7.85	<i>g / cm³</i>
<i>QITS</i>	การสูญเสียจากการสลับของอุณหภูมิภายใน		<i>w</i>
<i>QS</i>	การสูญเสียจาก gas and shuttle conduction		<i>w</i>
<i>QR</i>	การสูญเสียจาก Radiation shield		<i>w</i>
<i>QN</i>	ความร้อนสุทธิที่ใส่ให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิง		<i>w</i>
<i>BP</i>	กำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง		<i>w</i>
<i>NP</i>	กำลังสุทธิของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง		<i>w</i>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การวิเคราะห์การสูญเสียในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

1. การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานของของไหล (Fluid Friction Loss)

การคำนวณกำลังเบื้องต้นจะไม่คิดแรงเสียดทานของของไหล อย่างไรก็ตามแรงเสียดทานของของไหลก็มีผลต่อการคำนวณกำลัง

แรงเสียดทานของของไหลในเครื่องยนต์สามารถประมาณได้จากความสัมพันธ์ของการไหลของของไหลผ่านสิ่งที่มีรูพรุนและการไหลในท่อ โดยการประมาณที่ดัดนั้นต้อง 1. มีการไหลคงตัวในทิศทางใดทิศทางหนึ่ง 2. หยุดการไหลสักพักหนึ่ง 3. จากนั้นเปิดการไหลกลับในอีกทิศทางหนึ่ง 4. หยุดการไหลเพื่อให้ครบรอบการทำงาน

การไหลของมวลด้านเย็นจะมากกว่าการไหลของมวลด้านร้อนเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นของแก๊ส การไหลของมวลเฉลี่ยและเวลาที่แก๊สไหลในวัฏจักรจะใช้คำนวณแรงเสียดทานการไหลในฮีตเตอร์ แรงเสียดทานการไหลในคูลเลอร์ และการถ่ายโอนความร้อน

1.1 การสูญเสียความดันในตะแกรงหรือตาข่าย (Screen) ในรีเจนเนอเรเตอร์

Key และ London [19] ได้ให้สูตรการสูญเสียความดันของตะแกรงหรือตาข่ายในรีเจนเนอเรเตอร์ซึ่งพิจารณาไม่คิดความเร่งของการไหล (Flow acceleration) เนื่องจากมีค่าต่ำมาก ($\rho_{g,in} \approx \rho_{g,out}$) ดังนี้

$$DEL P = \frac{F(G)^2 L}{2(GCI)(RH)\rho_m} \quad (จ-1)$$

(1) หาค่า ρ_m

ทำการประมาณและคำนวณค่าตัวแปรต่างๆ เพื่อมาแทนในสมการ (จ-1) เพื่อหาค่าความหนาแน่นเฉลี่ยของแก๊สจึงต้องหาค่าอุณหภูมิโดยประมาณในรีเจนเนอเรเตอร์ได้จาก

$$T_R = \frac{T_h - T_k}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)} \quad (จ-2)$$

ได้ค่า $T_R = 546.115 \text{ K}$

$$\rho_m = \frac{p_{mean}}{RT} \quad (จ-3)$$

เมื่อแทน p_{mean} ในหน่วย kPa ได้ค่า $\rho_m = 0.8816 \text{ kg/m}^3$ หรือ $8.816 \times 10^{-4} \text{ g/cm}^3$
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(2) หาค่า G

มวลความเร็วการไหลบนพื้นที่การไหล (G) หาได้จาก

$$G = \frac{V_m \rho_m}{AC} \quad (\text{จ-4})$$

ซึ่งค่า AC ประมาณโดยใช้ $AHT \times (\% \text{พื้นที่ช่องว่าง/จำนวนชั้นตะแกรง})$ ซึ่งเปอร์เซ็นต์ของพื้นที่ช่องว่างหาได้จากเอกสาร [13] ซึ่งเลือกใช้ตะแกรงที่มีช่องว่างขนาด 2x2 มม. % พื้นที่ช่องว่าง = 76.4%, เส้นผ่าศูนย์กลางลวดที่ใช้ทำตะแกรง 1.6 มม.) จำนวนชั้นตะแกรงหาได้จาก ความสูงของรีเจนเนอเรเตอร์เส้นผ่าศูนย์กลาง/ลวดที่ใช้ทำตะแกรง ได้จำนวนชั้นตะแกรง 25 ชั้น และ $AHT = 40.055 \text{ cm}^2$ จึงคำนวณหาค่า AC ได้ 1.224 cm^2

ได้ค่า $G = 1.386 \text{ g/cm}^2 \cdot \text{s}$ (คิดที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ นาที่/รอบ 600)

(3) หาค่า RH ได้ดังนี้

$$RH = \frac{AHT}{S} \quad (\text{จ-5})$$

ได้ค่า $RH = 0.75 \text{ g/cm}^2 \cdot \text{s}$

(4) หาค่า F ซึ่งค่า F ได้มาจาก Reynolds Number [19] ซึ่งสามารถประมาณได้ ดังนี้

$$\text{สำหรับ } Re < 60; \quad \log F = 1.73 - 0.93 \log(Re) \quad (\text{จ-6})$$

$$\text{สำหรับ } 60 < Re < 1000; \quad \log F = 0.714 - 0.365 \log(Re) \quad (\text{จ-7})$$

$$\text{สำหรับ } Re > 1000; \quad \log F = 0.015 - 0.125 \log(Re) \quad (\text{จ-8})$$

โดยที่ $Re = \frac{4(RH)G}{MU}$ (จ-9) และค่า MU สามารถประมาณได้จากสมการในเอกสาร

[19] ได้

สำหรับแก๊สฮีเลียม

$$MU = 196.4 \times 10^{-6} + 0.464 \times 10^{-6} (T_r - 293) - 0.093 \times 10^{-6} P_{mean} \quad (\text{จ-9})$$

ซึ่งได้ค่า $MU = 3.135 \times 10^{-4} \text{ g/cm.s}$ และ $Re = 2161.101$ ดังนั้นหา F จากสมการ (จ-8) ได้ค่า $F = 0.3964$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นำค่าที่ได้ในข้อ (1) ถึง (4) ไปแทนค่าในสมการ (จ-1) จะได้ $DEL P = 0.001412 MPa$ (สำหรับ กระบอกสูบ 1) และ $DEL P = 0.00565 MPa$

1.2 การสูญเสียความดันในฮีตเตอร์และคูลเลอร์-ท่อ

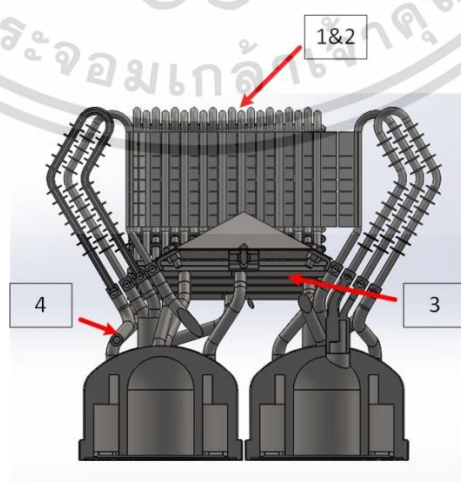
การสูญเสียความดันในฮีตเตอร์และคูลเลอร์มักจะน้อยมากเมื่อเทียบกับรีเจนเนอเรเตอร์ ฮีตเตอร์และคูลเลอร์มักจะใช้ท่อกลมเส้นผ่าศูนย์กลางขนาดเล็ก

ตารางที่ จ-2 แสดงปริมาตรของฮีตเตอร์และคูลเลอร์แต่ละส่วน (1 กระบอกสูบ)

ตำแหน่ง	จำนวน	ปริมาตร (ต่อ ท่อ 1) (cm^3)	รวม (cm^3)
Heater 1&2	20	1.358	108.617
Heater3	4	4.526	72.411
Heater4	4	2.263	36.206
Cooler	270	3.3771	4073.14

ตารางที่ จ-3 แสดงขนาดของฮีตเตอร์และคูลเลอร์แต่ละส่วน

ตำแหน่ง	ความยาวแต่ละท่อ (L) (cm)	เส้นผ่านศูนย์กลาง (D) (cm)
Heater 1&2	30	0.24
Heater3	16	0.6
Heater4	8	0.6
Cooler	6	0.2



รูปที่ จ-1 แสดงปริมาตรส่วนต่างๆ ในฮีตเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การสูญเสียความดันคูลเลอร์และฮีตเตอร์สามารถหาได้ดังนี้

$$DEL P = F \left(\frac{L}{D} \right) MU \left(\frac{V_{avg}^2}{2} \right) \quad (Pa) \quad (จ-11)$$

(1) หาค่า MU จากสมการ (จ-10) และแปลงหน่วยเป็น $kg/m.s$ ได้ดังนี้

ตารางที่ จ-4 แสดงค่า MU ของฮีตเตอร์และคูลเลอร์แต่ละส่วน

ตำแหน่ง	MU ($kg/m.s$)
Heater 1&2	4.653×10^{-5}
Heater3	4.653×10^{-5}
Heater4	4.653×10^{-5}
Cooler	2.055×10^{-5}

(2) หาค่า V_{avg} จาก V_m / AHT (คิดที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ นาที่/รอบ 600)

ตารางที่ จ-5 แสดงค่า V_{avg} ของฮีตเตอร์และคูลเลอร์แต่ละส่วน

ตำแหน่ง	V_{avg} (m/s)
Heater 1&2	21.262
Heater3	17.009
Heater4	17.009
Cooler	2.268

(2) หาค่า F ซึ่งตามเอกสาร [14] ซึ่งสมมติว่าการไหลในท่อต่างๆ เป็นการไหลแบบปั่นป่วน แม้ว่าค่า Reynolds Number จะน้อยก็ตามเนื่องจากเป็นการไหลในเครื่องยนต์ มีสมการในการหา ดังนี้

$$F = (0.79 \ln(RE) - 1.64)^{-2} \quad (จ-12)$$

ซึ่ง RE หาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$RE = \frac{\rho_m V_{avg} D}{MU} \quad (จ-13)$$

ซึ่งค่า ρ_m หาได้จากสมการ (จ-3) จะได้ค่าต่างๆ ดังตารางต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ จ-6 บอกค่า ρ_m , RE และ F ของฮีตเตอร์และคูลเลอร์แต่ละส่วน

ตำแหน่ง	ρ_m (kg/m^3)	RE	F
Heater 1&2	0.551	604.72	0.0855
Heater3	0.551	1209.44	0.0635
Heater4	0.551	1209.44	0.0635
Cooler	1.538	339.406	0.1139

นำค่าต่างๆ ที่ได้จากข้อ (1) ถึง (4) แทนลงในสมการ (จ-11) และคูณจำนวนท่อของแต่ละส่วนจะได้ค่าการสูญเสียความดันทั้งหมดดังนี้

ตารางที่ จ-7 แสดงค่าการสูญเสียความดันทั้งหมดของฮีตเตอร์และคูลเลอร์แต่ละส่วน

ตำแหน่ง	$DEL P$ (Pa)	$DEL P$ (MPa)
Heater 1&2	1332.239	0.1066
Heater3	135.149	2.1624×10^{-3}
Heater4	67.574	1.0813×10^{-3}
Cooler	13.507	1.4588×10^{-2}

สังเกตว่าการสูญเสียความดันในฮีตเตอร์มีค่าสูงมากเนื่องจากท่อมี่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็ก ท่อมี่จำนวนมากและมีขนาดยาว จึงทำให้มีการสูญเสียความดันสูงมาก และในมินี้ไม่ได้คิดผลการสูญเสียความดันเนื่องจากการงอของท่อในส่วนของฮีตเตอร์

1.3 การสูญเสียเนื่องจากแรงต้านลมในฮีตเตอร์ คูลเลอร์ และรีเจนเนอเรเตอร์ (Heater, Cooler and Regenerator Windage Loss)

เนื่องจากแก๊สไหลผ่านส่วนนี้สองครั้งต่อหนึ่งวัฏจักร การสูญเสียเนื่องจากแรงต้านลมในฮีตเตอร์และคูลเลอร์สามารถประมาณได้จาก

$$WP = (DEL P)(VHL)2(NU) \quad (จ-14)$$

ได้ค่าการสูญเสียเนื่องจากแรงต้านลมในฮีตเตอร์ คูลเลอร์ และรีเจนเนอเรเตอร์ (คูณ 4 เพื่อให้เป็นการสูญเสียทั้งเครื่องยนต์) ดังนี้

ตารางที่ จ-8 แสดงค่าการสูญเสียเนื่องจากแรงต้านลมในฮีตเตอร์ คูลเลอร์ และรีเจนเนอเรเตอร์ (ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 600 รอบ/นาที)

ตำแหน่ง	กำลังจากการสูญเสีย (w)
Heater 1&2	204.632
Heater3	4.152
Heater4	2.076
Heater ทั้งหมด (WPH)	210.860
Cooler (WPC)	28.010
Regenerator (WPR)	10.847
รวม (WP)	249.715

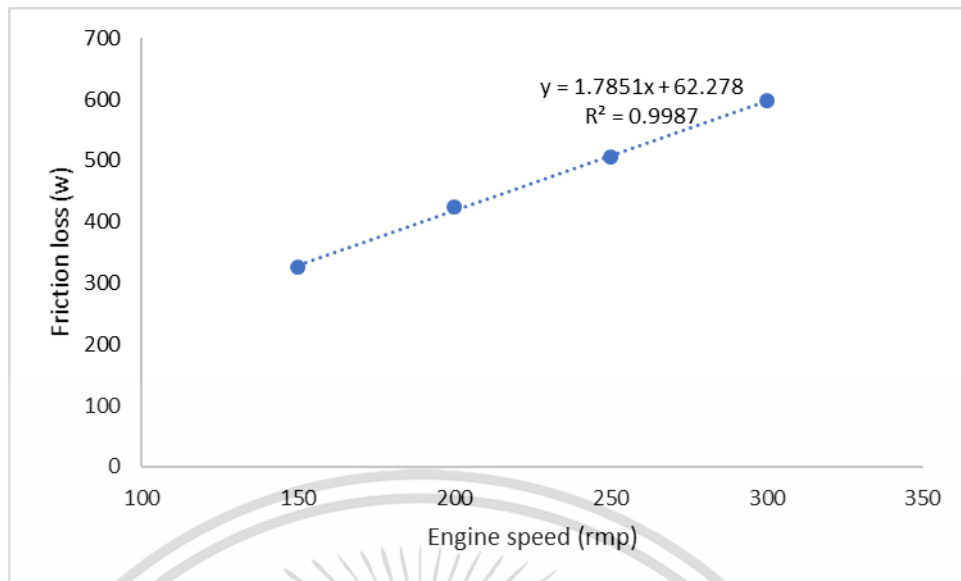
ค่าการสูญเสียเนื่องจากแรงต้านลมในฮีตเตอร์สูงมากเพราะเป็นท่อขนาดเล็กๆ หลายท่อและท่อยาว ในที่นี้เป็นการคิดแบบคร่าวๆ จึงไม่ได้คิดการสูญเสียกำลังอันเนื่องมาจากการงอของท่อในฮีตเตอร์

2. การสูญเสียจากแรงเสียดทานเชิงกล (Mechanical Friction Loss)

แรงเสียดทานเชิงกลส่วนใหญ่เกิดจากซีลและแบร็งซึ่งเป็นสิ่งที่วัดยาก อย่างไรก็ตามสามารถหาแรงเสียดทานเชิงกลได้จากผลต่างระหว่างกำลังเบรกและกำลังบ่งชี้ โดยวัดกำลังเมื่อเครื่องยนต์กำลังทำงานที่ความดันเฉลี่ยออกแบบ และซีลกับแบร็งอยู่ที่อุณหภูมิออกแบบ เนื่องจากเครื่องยนต์ต้นแบบที่ใช้ทดลองมีปัญหาทางเทคนิคทำให้ไม่สามารถวัดค่าการสูญเสียจากแรงเสียดทานเชิงกล ดังนั้นจึงใช้วิธีการประมาณนอกช่วง (ด้วยวิธี Regression) โดยค่าผลการทดลองใช้ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 150, 200, 250, 300 รอบนาที แม้การประมาณนอกช่วงนั้นจะให้ค่าการประมาณที่ไม่/ค่อยแม่นยำแต่ก็พอจะสามารถประมาณค่าพอสังเขปได้ ดังนี้

$$MFL = 1.7851(RPM) + 62.278 \quad (\text{จ-15})$$

ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ นาที ได้ค่า/รอบ 600การสูญเสียจากแรงเสียดทานเชิงกลเท่ากับ 1133.338 w



รูปที่ จ-2 แสดงค่าผลการทดลองการสูญเสียจากแรงเสียดทานเชิงกลและสมการในการประมาณค่า

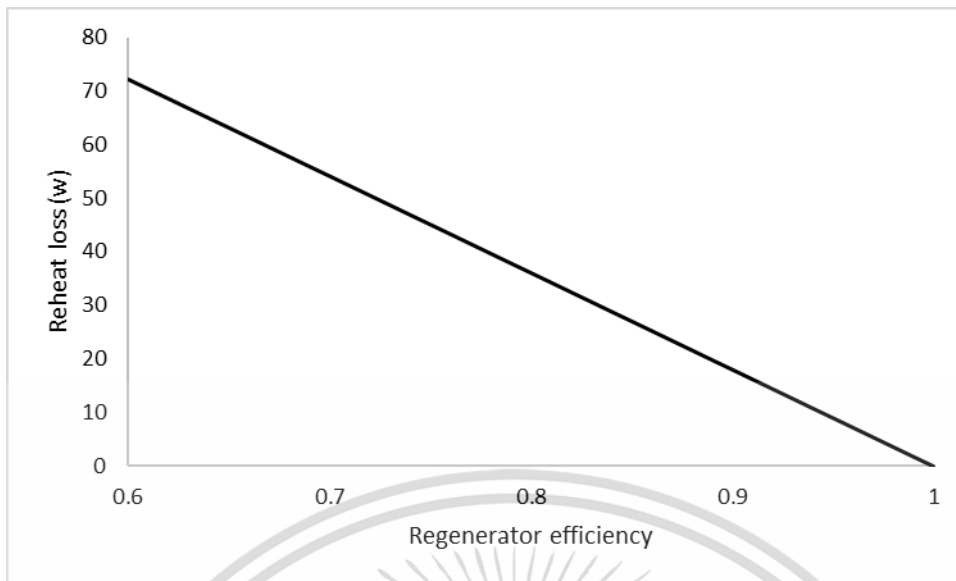
3. การสูญเสียจากการให้ความร้อนซ้ำ (Reheat Loss)

เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนระหว่างแก๊สทำงานกับรีเจนเนอเรเตอร์ไม่สมบูรณ์ในขณะที่ถ่ายโอนความร้อนจากของไหลทำงาน (ด้านร้อน) ไปสู่รีเจนเนอเรเตอร์และการถ่ายโอนความร้อนจากรีเจนเนอเรเตอร์ไปสู่ของไหลทำงาน (ด้านเย็น) ดังนั้นแก๊สจึงต้องได้รับความร้อนซ้ำในแต่ละวัฏจักรเพื่อให้สามารถคงอุณหภูมิไว้ได้ ดังนั้นจึงต้องมีการให้ความร้อนเพิ่มที่ฝั่งฮีตเตอร์ ซึ่งสมการการประมาณการสูญเสียจากการให้ความร้อนซ้ำในรีเจนเนอเรเตอร์ของ B.Leo ตามเอกสาร [15] ดังนี้

$$QHR = (1 - ET)C_p (THM - TCM) \frac{(P_{MAX} - P_{MIN})V_{sw}(NU)}{2R(TCM)(Z1)} \quad (จ-16)$$

ใช้ค่าประมาณประสิทธิภาพของรีเจนเนอเรเตอร์เป็น ค่าความดันสูงสุดและต่ำสุดประมาณได้จากการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก ซึ่งวิเคราะห์ที่ในภาคผนวก ก และค่าความจุความร้อนจำเพาะของฮีเลียมได้จากเอกสาร [14] ประมาณค่าที่อุณหภูมิ 300 K ส่วนอุณหภูมิของโลหะประมาณให้เท่ากับอุณหภูมิประมาณของฮีตเตอร์ รีเจนเนอเรเตอร์หรือคูลเลอร์ตามตำแหน่งต่างๆ ได้ค่าการสูญเสียจากการให้ความร้อนซ้ำในรีเจนเนอเรเตอร์ 144.164 w (ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 600 รอบ/นาที)

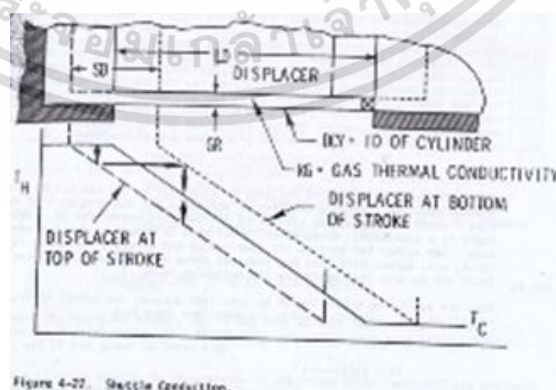
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ จ-3 การสูญเสียจากการให้ความร้อนซ้ำ (ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 600 rpm) ที่ค่าประสิทธิภาพ ของรีเจนเนอเรเตอร์ต่างๆ

4. การสูญเสียจาก Shuttle Conduction

เกิดเมื่อลูกสูบไล่อากาศเคลื่อนที่ไปยังจุดที่อุณหภูมิเปลี่ยน ลูกสูบไล่อากาศจะรับความร้อนที่จุดสิ้นสุดกระบอกสูบด้านร้อน และถ่ายเทความร้อนออกที่จุดสิ้นสุดกระบอกสูบด้านเย็น โดยส่วนใหญ่ อุณหภูมิของลูกสูบไล่อากาศและผนังกระบอกสูบจะไม่เปลี่ยนแปลงระหว่างกระบวนการ Shuttle Conduction ขึ้นอยู่กับความหนาของช่องว่างระหว่างลูกสูบไล่อากาศกับผนังกระบอกสูบ, ความลาดชันของอุณหภูมิ (Temperature Gradient), ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของแก๊ส และ Displacer stroke



รูปที่ จ-4 ปัจจัยที่ทำให้เกิด Shuttle Conduction [19]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$QSH = \frac{(YK)(ZK)(SD)^2(KG)(THM - TCM)(DCY)}{(GR)(LD)} \quad (\text{จ-17})$$

ค่า Gas thermal conductivity (KG) ของฮีเลียมได้จากเอกสาร [16] ประมาณค่าที่อุณหภูมิ 300°C และค่าความยาวของดิสเพลสเซอร์ (LD) ใช้ประมาณเป็นค่าที่ความยาวสูงสุด และค่า YK หาได้จาก

$$YK = \frac{1 + LB}{1 + (LB)^2} \quad (\text{จ-18})$$

$$LB = 1 + \frac{1}{2\pi} \frac{KG}{GR} \left(\frac{LT1}{K1} + \frac{LT2}{K2} \right) \quad (\text{จ-19})$$

โดยที่ $LT = 2\pi \sqrt{\frac{2TD}{\omega}}$ (จ-20)

ค่า Thermal conductivity ของลูกสูบหรือดิสเพลสเซอร์ใช้ค่าตามเอกสาร [17] ใช้ที่ค่าอุณหภูมิ 20°C เพื่อประมาณและวัสดุเป็นเหล็กกล้าไร้สนิมชนิด $LT1 = LT2 = 0.2297$ ได้ค่า 304 $LB = 1.00012$ และ $YK = 0.999941$ เมื่อแทนค่าต่างๆ ลงในสมการ (จ-17) ได้ค่าการสูญเสียจาก Shuttle Conduction ได้ 142.451 W (คูณ เพื่อให้เป็นการสูญเสียทั้งเครื่องยนต์ 4)

5. การสูญเสียจากการนำความร้อนของแก๊สและของแข็ง (Gas and Solid Conduction)

การสูญเสียความร้อนนี้เกิดจากเครื่องยนต์ขณะร้อนไม่ขึ้นกับความเร็วยรอบของเครื่องยนต์ ความร้อนจะถ่ายโอนความร้อนไปตลอดแก๊สและของแข็งแต่ละชิ้นส่วนระหว่างส่วนร้อนและส่วนเย็น โดยการนำความร้อนหรือการแผ่รังสี ซึ่งในหัวข้อที่ 3 การสูญเสียจากการให้ความร้อนซ้ำในรีเจเนอเรเตอร์ ไม่ได้คิดการนำความร้อนในทิศตามยาว

การประมาณการสูญเสียความร้อน

5.1 Steady, one dimensional Conduction, Constant area, Variable thermal conductivity

(1) วงแหวนแก๊สระหว่างกระบอกสูบและลูกสูบ หาค่าการสูญเสียจากการนำความร้อนได้ดังนี้

$$QC = \frac{KG(AHT)(THM - TCM)}{LD} \quad (\text{จ-21})$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยค่า LD ใช้ค่าความยาวตรงบริเวณที่พื้นที่หน้าตัดเท่ากัน (คิดเพื่อเผื่อให้มีการสูญเสียสูงที่สุด) พื้นที่หน้าตัดนำความร้อนคือพื้นที่บริเวณวงแหวนระหว่างลูกสูบและกระบอกสูบ KG ประมาณโดยใช้อุณหภูมิ 300°C

(2) ผนังกระบอกสูบและผนังลูกสูบ หาค่าการสูญเสียจากการนำความร้อนได้ ดังนี้

$$QC = \frac{KM(AHT)(THM - TCM)}{LD} \quad (\text{จ-22})$$

LD โดยค่าใช้ค่าความยาวตรงบริเวณที่พื้นที่หน้าตัดเท่ากัน (สำหรับลูกสูบ) และค่า

$$KM = K1 = K2$$

เมื่อแทนค่าต่างๆ ลงในสมการ (จ-21) และ (จ-22) จะได้ค่าการสูญเสียดังนี้

ตารางที่ จ-9 แสดงค่าการสูญเสียการนำความร้อนของวงแหวนแก๊สระหว่างกระบอกสูบและลูกสูบ ผนังกระบอกสูบและผนังลูกสูบ (คูณ 4 เพื่อให้เป็นการสูญเสียทั้งเครื่องยนต์)

ตำแหน่ง	กำลังจากการสูญเสีย (w)
วงแหวนแก๊สระหว่างกระบอกสูบและลูกสูบ	0.8904
ผนังกระบอกสูบ	5.644
ผนังลูกสูบ	1.282

5.2 Steady, one dimensional conduction through a composite material (wire screen)

(1) รีเจนเนอเรเตอร์ หาค่าการสูญเสียจากการนำความร้อนได้ ดังนี้

$$QC = \frac{KMX(AHT)(THM - TCM)}{LD} \quad (\text{จ-23})$$

โดยที่

$$KMX = KG \left(\frac{\left(\frac{1 + (KM / KG)}{1 - (KM / KG)} \right) - FF}{\left(\frac{1 + (KM / KG)}{1 - (KM / KG)} \right) + FF} \right) \quad (\text{จ-24})$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่า KM หาได้จากเอกสาร [17] ประมาณโดยใช้ค่าอุณหภูมิที่ 20°C และวัสดุที่ทำลวดของ ตะแกรงในรีเจนเนอเรเตอร์เป็นเหล็กผสมคาร์บอน 0.5% ค่าความพรุนของรีเจนเนอเรเตอร์ใน เครื่องยนต์ต้นแบบนี้เป็น 0.6 เมื่อนำค่าต่างๆ ไปแทนลงในสมการ (จ-23) ได้ค่ากำลังจากการสูญเสีย จากการนำความร้อนในรีเจนเนอเรเตอร์ (คูณ 4 เพื่อให้เป็นการสูญเสียทั้งเครื่องยนต์) 152.308 w

เมื่อค่าการสูญเสียจากการนำความร้อนทั้งหมดมารวมกันจะได้ 159.234w

5.3 Radiation along a cylinder with a radiation shields.

ผนังกระบอกสูบ สามารถหาการสูญเสียจากการแผ่รังสีได้ดังนี้

$$QR = (FA)(FE)(FN)(\pi/4)(DID^2)(SIG)((THM)^4 - (TCM)^4) \quad (\text{จ-25})$$

ใช้การประมาณค่า emissivity factor เป็น 0.8 ($FE \approx 0.8$) สมมติค่า Radiation Shield factor ประมาณค่าเป็น 1 ($FN \approx 1$) และค่า FA หาค่าได้จากเอกสาร [18] สำหรับกรณีแผ่นจาน คู่ขนานโดยไม่มีการนำความร้อนแต่ reradiating walls his curve is correlated เป็นไปตามสมการ

$$FA = 0.5 + 0.2 \ln\left(\frac{DID}{LD}\right) \quad (\text{จ-26})$$

ค่าความยาวของลูกสูบใช้ความยาวของบริเวณที่มีพื้นที่หน้าตัดเท่ากัน (ให้ค่า LD ต่ำที่สุด เพื่อคิดในการประมาณให้มีการสูญเสียกำลังมากที่สุด) ได้ค่า $FA = 0.3805$ และการสูญเสียที่เกิด จากการแผ่รังสีเป็น (4 กระบอกสูบ) 102.482 w

รวมการสูญเสียสูญเสียที่เกิดจากการนำความร้อนและการแผ่รังสีเป็น 261.716w สังเกตว่า การสูญเสียทั้งสองนี้ไม่ได้ขึ้นกับความเร็วยรอบของเครื่องยนต์เลย

6. การสูญเสียจากปั๊ม (Pumping Loss)

คิดการสูญเสียจากปั๊มของบริเวณวงแหวนของแก๊สระหว่างกระบอกและลูกสูบ บริเวณนี้จะ ทำหน้าที่เป็นซีลของด้านเย็น เมื่อความดันในเครื่องยนต์เพิ่มและลดจะทำให้แก๊สในบริเวณนี้เกิดการ ไหลทำให้แก๊สไหลไปด้านเย็นจึงทำให้สูญเสียความร้อน เมื่อแก๊สไหลกลับมาจึงต้องเพิ่มความร้อนเข้าไปให้แก๊สทำงานนี้เพื่อให้มีอุณหภูมิเท่าเดิม สามารถประมาณการสูญเสียจากปั๊มโดยใช้สมการของ Leo ตามเอกสาร [19]

$$QPU = \frac{2(DCY\pi)^{0.6}(LD)(P_{MAX} - P_{MIN})^{1.6}(NU)^{1.6}(C_p)^{1.6}(THM - TCM)(GR)^{2.6}}{1.5(ZI)(R)^{1.6}(KG)^{0.6}((THM + TCM)/2)^{1.6}}$$

(จ-27)

ค่าความยาวของลูกสูบใช้ความยาว 10.45 cm และเมื่อคิดที่ความเร็วรอบ นาที่ ได้ค่าการ/รอบ 600 สูญเสียปั๊มเป็น 17.594w (4 กระบอกสูบ)

7. การสูญเสียระหว่างสลับอุณหภูมิ (Temperature Swing Loss)

ในหัวข้อการสูญเสียจากการให้ความร้อนซ้ำไม่ได้คิดผลจากการเปลี่ยนอุณหภูมิของตะแกรงในรีเจนเนอเรเตอร์แต่ละรอบ ซึ่งการที่แก๊สร้อนไหลผ่านรีเจนเนอเรเตอร์ (1) จะทำให้รีเจนเนอเรเตอร์มีอุณหภูมิต่ำหนึ่ง เมื่อแก๊สเย็นไหลผ่าน (2) อุณหภูมิก็จะลดลง และเมื่อแก๊สร้อนไหลผ่านอีกรอบ (3) อุณหภูมิในรีเจนเนอเรเตอร์จะต่ำกว่าอุณหภูมิที่แก๊สร้อนไหลผ่านรอบแรก (1) การลดลงของอุณหภูมินี้เองที่ทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนจากการสลับอุณหภูมิจึงต้องใส่ความร้อนเพิ่มโดยฮีตเตอร์ เพราะรีเจนเนอเรเตอร์มีความจุความร้อนจำกัด ซึ่งอุณหภูมิที่ลดลงเป็นไปดังนี้

$$DELTMX = \frac{WHS(C_v)FCT(THM - TCM)}{NU(MMX)(CPM)} \quad (จ-28)$$

ค่าความจุความร้อนจำเพาะของตะแกรงใช้ค่าจากเอกสาร [7] สมมติเหล็กกล้าคือวัสดุในการทำตะแกรง สมมติค่า Fraction of cycle time สำหรับแก๊สเข้าสู่ส่วนร้อนเป็น $1(FCT \approx 1)$

(1) หาค่า WHS ดังนี้ ตามเอกสาร [19] ประมาณค่าดังนี้

$$WHS = VHL(3NU)\rho_m \quad (จ-29)$$

ซึ่งค่า WHS ใช้ประมาณเป็นเสมือนอัตราการไหลของมวลแก๊สนั่นเอง เมื่อแทนค่าแล้วจะได้เท่ากับ 2.539g/s (ความเร็วรอบเครื่องยนต์ นาที่/รอบ 600)

(2) หาค่า MMX

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบในใช้รีเจนเนอเรเตอร์ที่มีความพรุน 0.6 (ความพรุน = (ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ - ปริมาตรตะแกรง)/ ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์) ดังนั้นเมื่อคำนวณแล้วจะได้ปริมาตรตะแกรงเป็น 64.114 cm³ (1 กระบอกสูบ) ใช้ค่าความหนาแน่นของเหล็กกล้า (7.85 g/ cm³) ตามเอกสาร [17] ได้น้ำหนักของตะแกรงในรีเจนเนอเรเตอร์เป็น 503.297 g

เมื่อแทนค่าในข้อ (1) และ (2) ลงในสมการ (จ-28) จะได้อุณหภูมิที่ลดลงจากการสลับของอุณหภูมิเป็น 1.956 K และตามเอกสาร [19] Crouthamel และ Shelpuk ได้ประมาณการสูญเสียจากการสลับของอุณหภูมิเป็นดังนี้

$$QTS = (FCT)(WHS)(C_p)(DELTMX) \quad (จ-30)$$

การสูญเสียระหว่างสลับอุณหภูมิเท่ากับ 103.163w (4 ระบายอกสูบ)

8. การสูญเสียระหว่างสลับอุณหภูมิภายใน (Internal Temperature Swing Loss)

ในรีเจนเนอเรเตอร์บางชนิดจะมีค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนต่ำ (เช่น แบบแห้งแก้ว) ดังนั้นแก๊สทั้งหมดจะเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิไม่เท่ากัน แก๊สที่อยู่ด้านในจะอุณหภูมิเปลี่ยนน้อยกว่าแก๊สที่อยู่ด้านนอก สิ่งนี้เองที่เป็นเหตุให้เกิดการสูญเสียจากการสลับของอุณหภูมิเพิ่มขึ้น Crouthamel และ Shelpuk ได้ประมาณการสูญเสียที่เพิ่มขึ้น ดังนี้

$$QITS = QTS \left[C3 \left(\frac{(\rho_m)(CPM)}{KM} \right) \frac{(LMX)^2 NU}{FCT} \right] \quad (จ-31)$$

ตามเอกสาร [19] ได้ประมาณค่า $C3 = 0.32$ เมื่อแทนค่าต่างๆ ลงในสมการ (จ-31) ได้ค่าการสูญเสียระหว่างสลับอุณหภูมิภายในเท่ากับ 13.821w (4 ระบายอกสูบ)

9. ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

(1) กำลังสุทธิที่ได้จากเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

$$NP = BP - WP - MFL \quad (จ-32)$$

(2) ความร้อนสุทธิที่ต้องได้รับจากแหล่งความร้อน

$$QN = BHI + QRH + QSH + QS + QPU + QTS + QITS - WPH - \frac{WPR}{2} \quad (จ-33)$$

เมื่อใช้สมการ (จ-32) และ (จ-33) ในการวิเคราะห์กำลังสุทธิที่ได้จากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงและความร้อนสุทธิที่ต้องได้รับจากแหล่งความร้อน (4 ระบายอกสูบ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 600 รอบ/นาที) ได้ค่า

$$NP = 1553.8 \text{ w}$$

$$QN = 4966.6 \text{ w}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คิดประสิทธิภาพได้จากกำลังสุทธิที่ได้จากเครื่องยนต์สเตอร์ลิง 1553.8 ได้ประสิทธิภาพเท่ากับ 31.28% ซึ่งจากการคำนวณเบื้องต้นนี้ถือว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สูงกว่าเครื่องยนต์สันดาปภายในทั่วไป แต่ในที่นี้เป็นความคิดในเชิงอุดมคติเบื้องต้นเท่านั้น ซึ่งในความเป็นจริงอาจจะมีการรั่วของสารทำงานซึ่งการรั่วนี้มักจะเป็นปัญหาในการผลิตเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เนื่องจากการซีลแก๊สฮีเลียมซึ่งเป็นสารทำงาน จนทำให้ประสิทธิภาพเครื่องยนต์สเตอร์ลิงลดลงหรืออาจจนถึงขั้นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงไม่สามารถทำงานได้ ส่วนถ้าหากใช้วิธีการประมาณกำลังด้วยวิธีเชิงประจักษ์ของเบลล์และของเวสต์ได้กำลังเป็น 576, 634.44 และประสิทธิภาพสุทธิเป็น 11.60%, 12.77% ตามลำดับ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วิเคราะห์กำลังในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

1. การวิเคราะห์กำลังบ่งชี้และประสิทธิภาพเชิงความร้อนในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

โดยจะทำการเปรียบเทียบกำลังบ่งชี้และประสิทธิภาพเชิงความร้อนโดยใช้แบบจำลองของวัฏจักรต่างๆ มาวิเคราะห์และเปรียบเทียบกัน ซึ่งจะวิเคราะห์ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ต่างๆ ประสิทธิภาพของรีเจนเนอเรเตอร์เป็น 80% (คิด 4 กระบอกสูบ และไม่คำนึงถึงการสูญเสียความร้อนที่เกิดขึ้นในเครื่องยนต์)

1.1 การวิเคราะห์ที่ใช้วัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ

จากสมการ (3.11) $W_{total} = mRT_H (\ln \gamma) \left(1 - \frac{1}{\tau}\right)$ การประมาณค่ามวลในระบบเป็นไปด้วยความยากลำบากเพราะทราบแค่ความดันเฉลี่ยในวัฏจักร อีกทั้งอุณหภูมิในวัฏจักรไม่ได้คงที่ตลอดวัฏจักร ดังนั้นจึงกำหนดตัวแปรไร้หน่วย เพื่อช่วยในการหาคำตอบ

$$W_n = \frac{P_{mean}}{P_1} \quad (ฉ-1)$$

โดยที่

$$P_{mean} = \frac{W_{total}}{V_{max} - V_{min}} \quad (ฉ-2)$$

เมื่อแทนสมการ (ฉ-2) ลงในสมการ (ฉ-1) และแทนค่า W_{total} ตามสมการ (3.11) และจัดรูปจะได้สมการใหม่ ดังนี้ ($\gamma = 1.531$, $\tau = 2.788$)

$$W_n = \frac{\gamma(\tau - 1) \ln(\gamma)}{\gamma - 1} \quad (ฉ-3)$$

จากกฎของแก๊สในอุดมคติ $p_{max} = \frac{mRT_H}{V_{min}}$, $p_{min} = \frac{mRT_L}{V_{max}}$ และประมาณค่าความดันเฉลี่ย

ในวัฏจักรเป็น $P_{mean} = \frac{P_{max} + P_{min}}{2}$ เมื่อจัดรูปสมการจะได้

$$P_{mean} = \frac{p_{min}(\tau\gamma + 1)}{2} \quad (ฉ-4)$$

เมื่อคำนวณจะได้ค่า $p_{min} = 3449.745 \text{ kPa}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนสมการ (ฉ-2) และ (ฉ-2) ลงในสมการ (ฉ-1) จะได้

$$W_n = \frac{\gamma(\tau-1)\ln(\gamma)}{\gamma-1} = \frac{W_{total}}{p_1(V_{max} - V_{min})} \quad (ฉ-5)$$

ปริมาณสูงสุดและต่ำสุดในเครื่องยนต์ใช้ค่าในการวิเคราะห์แบบฮาร์โมนิกในการประมาณจะได้
ค่า $V_{min} = 188.404 \text{ cm}^3$, $V_{max} = 324.168 \text{ cm}^3$ และได้ค่างานต่อหนึ่งรอบของวัฏจักร ดังนี้

$$W_{total} = 1131.611 \text{ J / cycle (1 กระจบอกสูบ)}$$

1.2 การวิเคราะห์โดยใช้วัฏจักรสเตอร์ลิงอะเดียเบติก

ในทำนองเดียวกันกับหัวข้อก่อนหน้านี้ เมื่อแทนสมการ (ฉ-2) ลงในสมการ (ฉ-1) และแทนค่า
 W_{total} ตามสมการ (3.28) และจัดรูปจะได้สมการใหม่ ดังนี้ ($\gamma = 1.531$, $\tau = 2.788$, $k = 1.667$)

$$W_n = \frac{\gamma\tau}{(1-k)(\gamma-1)} \left[\frac{(\gamma^{k-1} - 1)}{\tau} + (\gamma^{1-k} - 1) \right] \quad (ฉ-6)$$

ในทำนองเดียวกันกับ (ฉ-5) จะได้

$$W_n = \frac{\gamma\tau}{(1-k)(\gamma-1)} \left[\frac{(\gamma^{k-1} - 1)}{\tau} + (\gamma^{1-k} - 1) \right] = \frac{W_{total}}{p_1(V_{max} - V_{min})} \quad (ฉ-7)$$

ได้ค่างานต่อหนึ่งรอบของวัฏจักร ดังนี้

$$W_{total} = 804.018 \text{ J / cycle (1 กระจบอกสูบ)}$$

1.3 การวิเคราะห์โดยใช้วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์โมนิก

ใช้สมการในภาคผนวก ง ((ง-24) และ (ง-25)) ในการวิเคราะห์หาค่างานต่อหนึ่งรอบวัฏจักร สมการการคำนวณค่อนข้างซับซ้อนจึงใช้คอมพิวเตอร์ในการคำนวณได้ค่างานต่อหนึ่งรอบวัฏจักร
ดังนี้

$$W_{total} = 72.730 \text{ J / cycle (1 กระจบอกสูบ)}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อวิเคราะห์หาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติ วัฏจักรสเตอร์ลิงอะเดียเบติก และวัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอุดมคติที่ลูกสูบเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก โดยใช้สมการ (3.18), (3.38) และ (ง-32) ตามลำดับ ซึ่งจะสังเกตได้ว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (ไม่คิดการสูญเสียจากการให้ความร้อน) ความเร็วรอบของเครื่องยนต์เลย

ตารางที่ ฉ-1 แสดงงานบ่งชี้ที่ได้ต่อหนึ่งรอบวัฏจักร (1 กระบอกสูบ) ประสิทธิภาพเชิงความร้อน

วัฏจักรสเตอร์ลิงที่ใช้วิเคราะห์	งานบ่งชี้ที่ได้ต่อหนึ่งรอบวัฏจักร (1 กระบอกสูบ) (J/cycle)	ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (%)
อุดมคติ	1131.611	44.188
อะเดียเบติก	804.018	31.584
อุดมคติเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก	72.730	64.136
อุดมคติเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก (คิดการสูญเสียจากการให้ความร้อน)	72.730	58.575

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ข

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ช-1 วิเคราะห์ประสิทธิภาพของห้องเผาไหม้

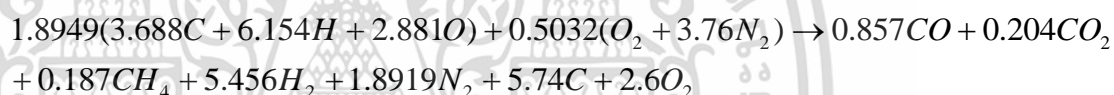
วิธีทางอ้อม (Indirect Method)

โดยหาประสิทธิภาพได้จากผลต่างระหว่างพลังงานขาเข้ากับการสูญเสียต่างๆ วิธีนี้มีข้อได้เปรียบกว่าวิธีทางตรง (Direct Method) คือจะมีความคลาดเคลื่อนน้อยกว่า (สมมติห้องเผาไหม้มีประสิทธิภาพ 90% จากวิธีทางตรงถ้าคลาดเคลื่อน 1% จะทำให้ประสิทธิภาพมีค่า = 90 ± 0.9 แต่ในวิธีทางอ้อมถ้าคลาดเคลื่อนเท่ากัน จะมีประสิทธิภาพ = $100 - (10 \pm 0.1) = 90 \pm 0.1$ เท่านั้น)

1. พารามิเตอร์ต่างๆที่ใช้หาการสูญเสียของห้องเผาไหม้

1.1 ปริมาณอากาศตามทฤษฎีที่ต้องใช้สำหรับการเผาไหม้สมบูรณ์

จากสมการเผาไหม้ของแก๊สซีไฟเออร์



แปลงผลิตภัณฑ์เป็นสัดส่วนโดยมวลจะได้

$$CO = 13.1\%, CO_2 = 4.913\%, CH_4 = 1.638\%, H_2 = 6.416\%, \\ N_2 = 28.929\%, O_2 = 45.413\%$$

เฉพาะสัดส่วนโดยมวลของแต่ละธาตุ

$$C = 8.1852\%, H_2 = 6.4159\%, O_2 = 56.4697\%, S \text{ มีปริมาณน้อยมาก จึง} \\ \text{ประมาณ } S \approx 0\%$$

คำนวณหาปริมาณอากาศตามทฤษฎีที่ต้องใช้สำหรับการเผาไหม้สมบูรณ์

$$\text{Theoretical air} = \frac{(11.6 \times C) + \left\{ 34.8 \times \left(H_2 - \frac{O_2}{8} \right) \right\} + (4.35 \times S)}{100} \quad (\text{ช-1})$$

จะได้ $Theoretical\ air = 0.7258\text{ kg} / \text{kg.of}\ .fuel$

1.2 ปริมาณอากาศเกินพอที่จ่าย (EA)

เปอร์เซ็นต์คาร์บอนไดออกไซด์ทางทฤษฎีคือ

$$(\%CO_2)_t = \frac{Moles.of.C}{Moles.of.N_2 + Moles.of.C} \quad (\text{ช-2})$$

โดยจำนวนโมลของ N_2 และ C คือ

$$\begin{aligned} Moles.of.N_2 &= \frac{Wt.of.N_2.in.theoretical.air}{Mol.Wt.of.N_2} + \frac{Wt.of.N_2.in.fuel}{Mol.wt.of.N_2} \quad (\text{ช-3}) \\ &= \frac{0.7258 \times (28.9288/100)}{28} + \frac{28.9288/100}{28} = 0.03029 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Moles.of.C &= \frac{Wt.of.C.in.fuel}{Mol.Wt.of.C} \quad (\text{ช-4}) \\ &= \frac{8.1852/100}{12} = 0.006821 \end{aligned}$$

ดังนั้นจะได้

$$(\%CO_2)_t = 18.3798\%$$

ปริมาณอากาศเกินพอที่จ่าย เมื่อ $(\%CO_2)_a = 4.9127\%$ คือ

$$EA = \frac{7900 \times [(\%CO_2)_t - (\%CO_2)_a]}{(\%CO_2)_a \times [100 - (\%CO_2)_t]} \quad (\text{ช-5})$$

จะได้ $EA = 265.3301\%$

1.3 มวลจริงของอากาศที่จ่ายต่อกิโลกรัมของเชื้อเพลิง (Actual mass of air supplied per kg of fuel)

$$AAS = \left(1 + \frac{EA}{100}\right) \times \text{theoretical air} \quad (\text{ช-6})$$

จะได้ $AAS = 2.6515 \text{ kg / kg.of .fuel}$

1.4 มวลของแก๊สเผาไหม้ (m)

$$\begin{aligned} m = & \text{Mass of } CO_2 + \text{Mass of } N_2 \text{ content in the fuel} \\ & + \text{Mass of } N_2 \text{ in the combustion air supplied} \\ & + \text{Mass of } O_2 \text{ in flue gas} \end{aligned} \quad (\text{ช-7})$$

$$= \frac{(8.1852/100) \times 44}{12} + 0.2893 + \frac{2.6515 \times 77}{100} + \frac{(2.6515 - 0.7258) \times 23}{100}$$

$$m = 3.0739 \text{ kg / kg.of .fuel}$$

2. การสูญเสียความร้อนของห้องเผาไหม้

โดยการสูญเสียทั้งหมดของห้องเผาไหม้จะแบ่งเป็น

2.1 การสูญเสียความร้อนจากแก๊สเผาไหม้แห้ง (L_1)

เป็นส่วนที่เกิดการสูญเสียความร้อนมากที่สุด สามารถคำนวณได้จาก

$$L_1 = \frac{m C_{p,air} (T_f - T_a)}{GCV_{fuel}} \times 100 \quad (\text{ช-8})$$

เมื่อ GCV_{fuel} = ค่าความร้อนของเชื้อเพลิงขั้นต้น (Gross calorific value of the fuel) = หาได้จาก GCV_{H_2} , GCV_{CH_4} , GCV_{CO} เทียบกันตามสัดส่วนโดยมวล ได้ 11,284.0235 kCal/kg

$$C_{p,air} = \text{ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ} = 1.005 \text{ kJ/kgK}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 การสูญเสียความร้อนจากความชื้นในอากาศ (L_2)

ความชื้นหรือไอน้ำในอากาศที่รับความร้อนมาแล้วจะมีส่วนที่หลุดไปกับไอเสีย จึงถือเป็นการสูญเสียความร้อนด้วย โดยสามารถหาการสูญเสียความร้อนต่อมวลของเชื้อเพลิงได้จาก

$$L_2 = \frac{AAS \times \text{humidity.factor} \times C_{p,\text{steam}}(T_f - T_a)}{GCV_{\text{fuel}}} \times 100 \quad (\text{ช-9})$$

เมื่อ AAS = มวลจริงของอากาศที่จ่ายต่อกิโลกรัมของเชื้อเพลิง (Actual mass of air supplied per kg of fuel)

$$C_{p,\text{steam}} = \text{ค่าความจุความร้อนจำเพาะของไอน้ำ} = 0.45 \text{ kJ/kgK}$$

2.3 การสูญเสียความร้อนจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ (L_3)

การเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ทำให้พลังงานเคมีในเชื้อเพลิงเปลี่ยนไปเป็นความร้อนได้ไม่หมด จึงถือเป็นการสูญเสียความร้อน ผลิตภัณฑ์ที่ได้จากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์เช่น CO , H_2 และสารประกอบไฮโดรคาร์บอนต่างๆ แต่มีเพียงคาร์บอนมอนอกไซด์ที่มีผลมาก และสามารถหาการสูญเสียความร้อนจากคาร์บอนมอนอกไซด์ได้จาก

$$L_3 = \frac{\%CO \times C}{\%CO + (\%CO_2)_a} \times \frac{5744}{GCV_{\text{fuel}}} \times 100 \quad (\text{ช-10})$$

2.4 การสูญเสียความร้อนจากการพาความร้อนและการแผ่รังสี (L_4)

สามารถหาได้หากทราบอุณหภูมิผิวของห้องเผาไหม้

$$L_4 = 0.548 \times \left[\left(\frac{T_s}{55.55} \right)^4 - \left(\frac{T_a}{55.55} \right)^4 \right] + \left[1.957 \times (T_s - T_a)^{1.25} \times \sqrt{\frac{196.85V_m + 68.9}{68.9}} \right] \quad (\text{ช-11})$$

เมื่อ $V_m =$ ความเร็วลม = 0.1m/s

เมื่อได้การสูญเสียความร้อนทั้งหมดของห้องเผาไหม้แล้ว จะสามารถหาประสิทธิภาพของห้องเผาไหม้โดยวิธีทางอ้อมได้จาก

$$\eta = 100 - (L_1 + L_2 + L_3 + L_4) \quad (\text{ช-12})$$

เมื่อแทนค่าต่างๆทั้งหมดแล้วจะได้

ตารางที่ ช-1 การสูญเสียความร้อนของห้องเผาไหม้และประสิทธิภาพของห้องเผาไหม้

การสูญเสียความร้อนของห้องเผาไหม้	%
การสูญเสียความร้อนจากแก๊สเผาไหม้แห้ง (L_1)	14.2091
การสูญเสียความร้อนจากความชื้นในอากาศ (L_2)	0.3484
การสูญเสียความร้อนจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ (L_3)	2.0144
การสูญเสียความร้อนจากการพาความร้อนและการแผ่รังสี (L_4)	0.0784
ประสิทธิภาพของห้องเผาไหม้ (η)	83.3497

ช-2 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพของแก๊สซิฟายเออร์

1. การหาปริมาณของสารตั้งต้นและผลิตภัณฑ์ที่ใช้ในแก๊สซิฟายเออร์แบบไหลขึ้น

Description	Wood pellet	Charcoal	Mix fuel*
Proximate analysis (as received basis, wt. %)			
moisture	8.8	6.6	7.7
fixed carbon	11.2	52.8	32
volatile matter	76.8	29.2	53
ash	3.2	11.3	7.3
Ultimate analysis (dry basis, wt. %)			
carbon	44.3	58.4	51.4
hydrogen	6.2	3.6	4.9
nitrogen	0.2	0.4	0.3
oxygen	46.1	26.3	36.1
Heating value (dry basis, MJ/kg)			
higher heating Value	17.9	23.4	20.7

รูปที่ ช-1 แสดงถึงสัดส่วนโดยมวลของธาตุต่างๆใน wood pellet [1]

เมื่อทำการแปลงค่าเป็นหน่วยโมล จะได้สมการเคมีของ wood pellet ได้ว่า

$$3.688C + 6.154H + 2.881O + 0.0143N$$

ด้วยโมลของไนโตรเจนมีน้อยมากเมื่อเทียบกับโมลของธาตุอื่นๆจึงทำการตัดทิ้งไป ได้ว่า

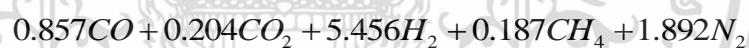
$$3.688C + 6.154H + 2.881O$$

ด้วยกระบวนการภายในแก๊สซิฟายเออร์ มีหลายกระบวนการซึ่ง เป็นการยากที่จะสามารถรู้ว่าในแต่ละกระบวนการย่อยๆมีการเกิดกิเปอร์เซ็นต์เมื่อเทียบกับกระบวนการอื่นๆ จึงเป็นการง่ายกว่าที่จะทำการคิดกระบวนการแบบโดยรวม โดยใช้กระบวนการเผาไหม้เป็นหลัก โดยอ้างอิงผลิตภัณฑ์ที่ได้มาจากรูปที่ ช-2

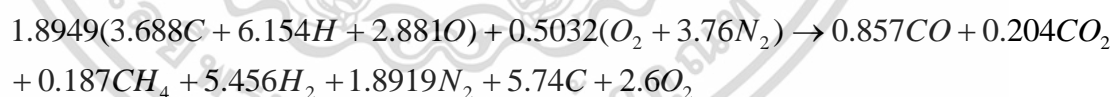
Gasifier Type	Fluidized Bed		
	Updraft	Downdraft	
Biomass type	n/a	n/a	n/a
Gasifying agent	Air	Air	Oxygen
N ₂ (%)	50.0	53.0	3.0
CO (%)	14.0	24	48
CO ₂ (%)	20	9	15
H ₂ (%)	9	11	32
CH ₄ (%)	7	3	2
H ₂ S (%)	n/a	n/a	n/a
Tars (g/m ³)	< 10	< 10	1
NH ₃ (%)	n/a	n/a	n/a
H ₂ O (%)	n/a	n/a	n/a
Dust	High	Low	Low
C ₂ H ₆ , C ₂ H ₄ , and C ₂ H ₂	n/a	n/a	n/a
H ₂ /CO	0.64	0.46	0.67

รูปที่ ข-2 แสดงถึงสัดส่วนโดยมวลของผลิตภัณฑ์ที่เกิดจากแก๊สซิฟายเออร์ชนิดต่างๆ [2]

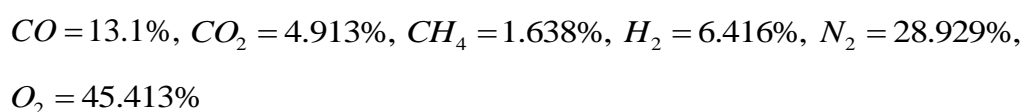
จากสัดส่วนดังกล่าว ทำให้ทราบว่าผลิตภัณฑ์ที่ได้จากแก๊สซิฟายเออร์แบบไหลขึ้น เมื่อแปลงเป็นจำนวนโมลแล้วจะได้ว่า



ซึ่งจากผลิตภัณฑ์ดังกล่าว นำมาคำนวณต่อในสมการเผาไหม้ เพื่อหาจำนวนอากาศและจำนวน wood pellet ที่ใช้ในการเผาไหม้ เพื่อให้ได้จำนวนผลิตภัณฑ์ข้างต้น จะได้ว่า



โดยทำให้ได้ผลิตภัณฑ์เพิ่มเติมมานั้นคือ ออกซิเจนที่หลงเหลืออยู่ กับ คาร์บอนซึ่งเป็นถ่านชาร์ที่ได้จากการเผาไหม้ชีวมวลซึ่งจะตกลงสู่กันแก๊สซิฟายเออร์ไปพร้อมกับซีเถ้า เป็นสิ่งที่ไม่ได้นำไปใช้เพิ่มเติมต่อ โดยจะมีแค่สารในรูปของก๊าซเท่านั้นที่นำไปใช้ต่อในเบิร์นเนอร์ ซึ่งเมื่อแปลงเป็นสัดส่วนโดยมวลจะได้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. การหาค่าปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้น

โดยค่าปริมาณความร้อนต่ำของแก๊สจะสามารถคำนวณได้โดย

$$LHV_{gas} = \sum(\% \text{ of component} \times \text{Calorific value of component})$$

(ช-13)

ตารางที่ ช-2 แสดงถึงค่า Calorific value ของก๊าซต่างๆ

Component	Calorific value(KJ / m^3)
N_2	-
O_2	-
CO_2	-
H_2	10788
CO	12622
CH_4	35814

โดยถ้าใช้สัดส่วนโดยมวลของผลิตภัณฑ์ที่เป็นแก๊สจะได้กับค่า Calorific value ในสมการ ช-13 จะได้

$$LHV_{gas} = 2932.53 \text{ KJ} / m^3$$

ส่วนค่าปริมาณความร้อนต่ำของ wood pellet สามารถคำนวณได้โดยใช้

$$HHV_{wood \text{ pellet}} = 0.3491C + 1.1783H - 0.0151N - 0.1034O - 0.0211Ash \quad (\text{ช-14})$$

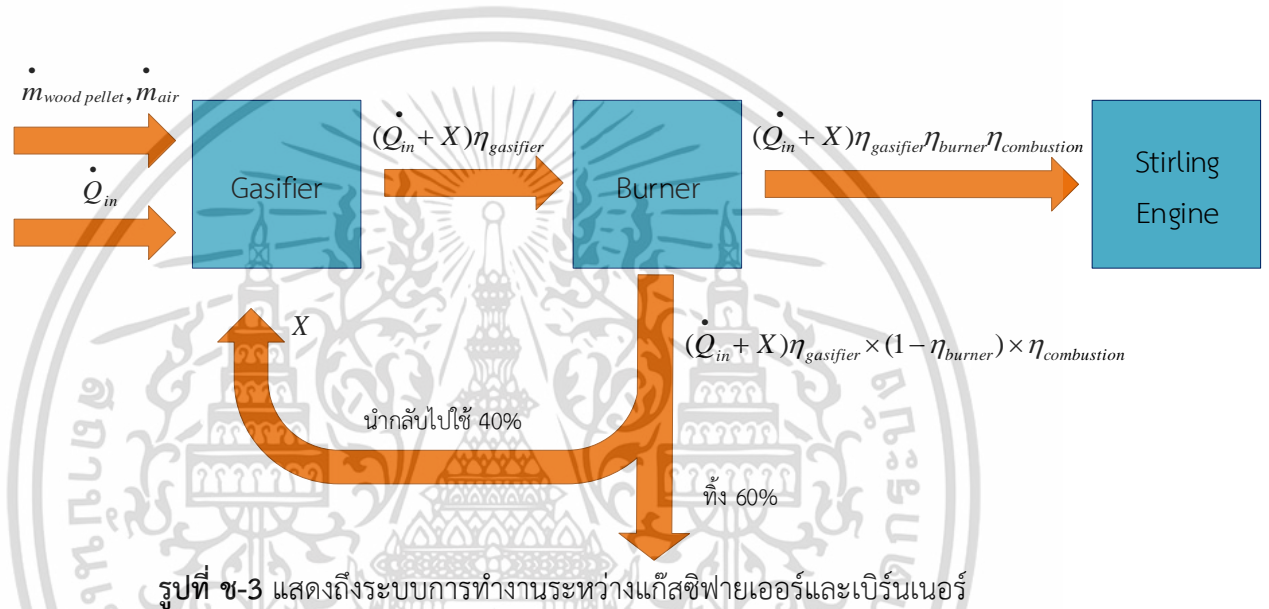
$$LHV_{wood \text{ pellet}} = HHV_{wood \text{ pellet}} + 20300H + 2260Moisture \quad (\text{ช-15})$$

โดยเริ่มจากใช้สมการ ช-14 คำนวณหาค่าปริมาณความร้อนสูงของ wood pellet ก่อนโดยใช้สัดส่วนโดยมวลจากรูปที่ ช-1 จะได้

$$HHV_{wood\ pellet} = 17.93\ MJ / Kg$$

จากนั้นนำค่าปริมาณความร้อนสูงไปคำนวณหาปริมาณความร้อนต่ำต่อในสมการ ช-15 โดยใช้สัดส่วนโดยมวลจากรูปที่ ช-1 มาคำนวณเช่นกัน จะได้

$$LHV_{wood\ pellet} = 16.43\ MJ / Kg$$



จากรูปที่ ช-3 ทำการสร้างสมการความสัมพันธ์ได้

$$X = (\dot{Q}_{in} + X)\eta_{gasifier} \times (1 - \eta_{burner}) \times \eta_{combustion} \quad (ช-16)$$

และ

$$\dot{Q}_{in\ stirling} = (\dot{Q}_{in} + X)\eta_{gasifier}\eta_{burner}\eta_{combustion} \quad (ช-17)$$

จากสมการ ช-16 ด้วยเหตุที่ $X\eta_{gasifier}$ มีค่าน้อยมากจึงทำการตัดทิ้งไป จะได้ว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$X = \dot{Q}_{in} \eta_{gasifier} \times (1 - \eta_{burner}) \times \eta_{combustion} \quad (\text{ช-18})$$

โดยประสิทธิภาพของเบิร์นเนอร์ได้มาจากสมการ ช-05 และ ประสิทธิภาพการเผาไหม้มาจาก ช-07 และพลังงานความร้อนที่เข้าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาจากภาคผนวก จ โดยเลือกความเร็วรอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ 600 รอบต่อนาที

ด้วยเหตุนี้ทำให้สมการ ช-17 และ ช-18 มีตัวแปรที่ไม่ทราบค่าอีก 3 ตัวแปร ทำให้ต้องทำการสมมติค่าประสิทธิภาพของแก๊สซิฟายเออร์เพื่อมาแก้สมการหาอีก 2 ตัวแปรที่เหลือจะได้

กำหนดให้ประสิทธิภาพของแก๊สซิฟายเออร์เท่ากับ 0.7 จากนั้นทำการแก้สมการระหว่าง ช-17 และ ช-18 จะได้

$$X = 0.380 \text{ KW}, \dot{Q}_{in} = 8.580 \text{ KW}$$

จากนั้นหลังจากกระบวนการในแก๊สซิฟายเออร์จะได้

$$\dot{Q}_{out \text{ gasifier}} = (\dot{Q}_{in} + X) \eta_{gasifier} \quad (\text{ช-19})$$

$$\dot{Q}_{out \text{ gasifier}} = 6.272 \text{ KW}$$

โดยที่ไม่ว่าประสิทธิภาพแก๊สซิฟายเออร์จะเป็นเท่าไร พลังงานขาออกของแก๊สซิฟายเออร์จะคงที่เสมอ

3. การหาค่าอัตราการไหลออกของแก๊สผลิตภัณฑ์

$$\dot{V}_{gas} = \frac{\dot{Q}_{out \text{ gasifier}}}{LHV_{gas}} \quad (\text{ช-20})$$

โดยเมื่อแทนค่าต่างๆจะได้

$$\dot{V}_{gas} = 0.002139 \text{ m}^3 / \text{s}$$

4. การหาค่าอัตราการป้อนเข้าของ wood pellet

$$\dot{m}_{wood\ pellet} = \frac{\dot{Q}}{LHV_{wood\ pellet} \times \eta_{gasifier}} \quad (\text{ช-21})$$

โดยเมื่อแทนค่าต่างๆจะได้

$$\dot{m}_{wood\ pellet} = 1.963 \text{ Kg / h}$$

5. การหาค่าประสิทธิภาพของแก๊สซิฟายเออร์

$$\eta_{gasifier} = \frac{LHV_{gas} \times \dot{V}_{gas}}{LHV_{wood\ pellet} \times \dot{m}_{wood\ pellet}} \quad (\text{ช-22})$$

โดยจากสูตรหาประสิทธิภาพแก๊สซิฟายเออร์พบว่าประสิทธิภาพแก๊สซิฟายเออร์แปรผกผันกับอัตราการป้อนเข้าของ wood pellet ดังสมการ ช-22 โดยตัวแปรที่เหลือทั้งค่าความร้อนต่างๆ รวมถึงอัตราการไหลออกของแก๊สผลิตภัณฑ์เป็นค่าคงที่ ทำให้ไม่มีผลกับค่าประสิทธิภาพของแก๊สซิฟายเออร์

ด้วยการที่แก๊สสมการสองตัวแปรของ สมการ ช-17 และ ช-18 เพื่อหาค่าพลังงานความร้อนที่นำกลับไปใช้ใหม่ในแก๊สซิฟายเออร์กับพลังงานความร้อนที่เข้าแก๊สซิฟายเออร์นั้น มีพลังงานความร้อนที่เข้าเครื่องยนต์สโตลิงเป็นตัวแปรตัวนิ่งด้วย ซึ่งถ้าพลังงานความร้อนที่เข้าเครื่องยนต์มีมากขึ้น แสดงว่าพลังงานความร้อนที่ออกจากแก๊สซิฟายเออร์ต้องมากขึ้นเช่นกัน จึงมีผลให้อัตราการป้อนเข้าของ wood pellet และอัตราการไหลออกของแก๊ส จากแก๊สซิฟายเออร์ก็ต้องมากขึ้นด้วยเช่นกัน เมื่อกำหนดให้ประสิทธิภาพของแก๊สซิฟายเออร์คงที่

6. การหาค่าอัตราการไหลของอากาศเข้าแก๊สซิฟายเออร์

โดยเริ่มจากการหาปริมาณของอากาศทางทฤษฎี หรือหมายถึง ปริมาณของอากาศที่ใช้พอดี ใน การเผาไหม้แบบสมบูรณ์ จะได้ว่า

$$air_{th} = 0.1153C + 0.3434\left(H - \frac{O}{8}\right) + 0.0434S \quad (\text{ช-23})$$

คำนวณสูตร ช-23 ด้วยสัดส่วนโดยมวลของ wood pellet จากรูปที่ 1 จะได้ว่า

$$air_{th} = 1.905 \text{ Kg / Kg of dry fuel}$$

จากนั้นทำการคำนวณหา อัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิงและอากาศ โดยจะได้ว่า

$$\phi = \frac{m_{fuel} / m_{air}}{(m_{fuel} / m_{air})_{stoich}} \quad (\text{ช-24})$$

จากสมการ ช-24 ที่ (m_{fuel} / m_{air}) จะต้องทำการหามวลของเชื้อเพลิงและมวลของอากาศ โดยจะเป็น การใช้โมลที่เท่ากันคือ 1 และใช้สัดส่วนโดยมวลของ wood pellet จากรูปที่ 1 จะได้ว่า

$$m_{fuel} = m_{wood\ pellet} = n_{wood\ pellet} \times M_{wood\ pellet} = 96.59 \text{ Kg}$$

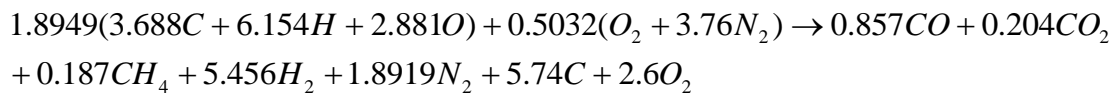
และทำการหามวลของอากาศในทางทฤษฎีโดยกำหนดให้ในอากาศมี ออกซิเจน 23% และไนโตรเจน 77%

$$m_{air} = n_{air} \times M_{air} = 137.33 \text{ Kg}$$

จะได้ว่า

$$(m_{fuel} / m_{air}) = 96.59 \div 137.33 = 0.703377$$

จากนั้นทำการหา $(m_{fuel} / m_{air})_{stoich}$ ที่ได้จากการเผาไหม้จริง โดยใช้จำนวนโมลจากการเผาไหม้จริง มา จากสมการเคมีการเผาไหม้ในแก๊สซิฟายเออร์ จะได้ว่า



ทำให้

$$m_{fuel} = m_{wood\ pellet} = n_{wood\ pellet} \times M_{wood\ pellet} = 183.035\ Kg$$

และ

$$m_{air} = n_{air} \times M_{air} = 69.103\ Kg$$

จะได้ว่า

$$(m_{fuel} / m_{air}) = 183.035 \div 69.103 = 2.6487$$

สุดท้ายเมื่อแทนค่าต่างๆลงในสมการ ช-24 จะได้ว่า

$$\phi = 0.26556$$

ปริมาณของอากาศที่ต้องการในแก๊สซิฟายเออร์ที่ได้จากสมการ ช-23 นำมาคูณกับค่าอัตราส่วนสมมูลของเชื้อเพลิงและอากาศ จะได้ว่า

$$air_{gasifier} = air_{th} \times \phi = 0.505932\ Kg / Kg\ of\ dry\ fuel$$

ทำการหาอัตราการไหลเชิงมวลเข้าของอากาศเข้าแก๊สซิฟายเออร์

$$\dot{m}_{air} = air_{th} \times \phi \times \dot{m}_{wood\ pellet}$$

ด้วยเหตุที่อัตราการป้อนเข้า wood pellet มีหลายค่าเพราะขึ้นอยู่กับค่าของประสิทธิภาพของแก๊สซิฟายเออร์จากสมการ ช-21 ทำให้อัตราการไหลเข้าของอากาศแปรผันตรงกับค่าอัตราการป้อนเข้า wood pellet



ภาคผนวก ซ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

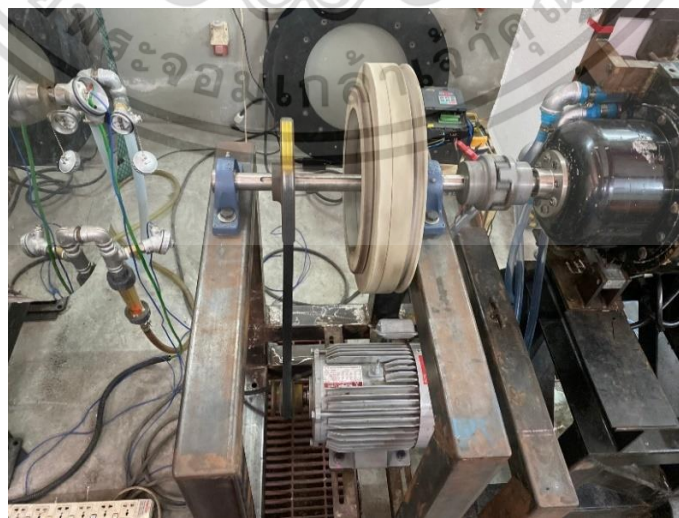
ช-1 การทดลองหาค่า COP และการสูญเสียจากกลไกของเครื่องยนต์

วัตถุประสงค์

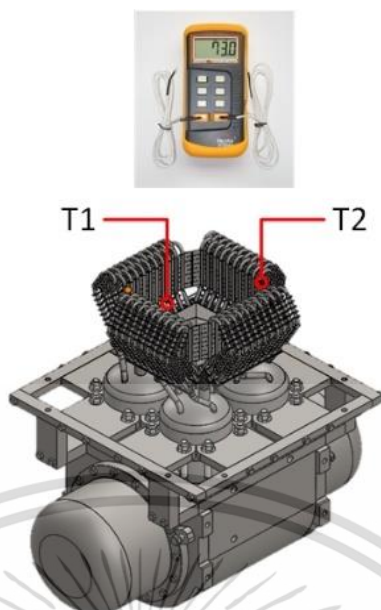
การทดลองนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อหาการหาค่า COP ของเครื่องยนต์เมื่อทำงานเป็นสภาวะความร้อนและการสูญเสียจากความเสียดทานของกลไกขณะที่เครื่องยนต์เคลื่อนที่ เช่น ลูกสูบ เพลา ตลับ ลูกปืน โดยมีสมมติฐานว่าที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงจะเสียดำล้างจากกลไกและให้ค่า COP สูงกว่าความเร็วรอบเครื่องยนต์ต่ำ และแก๊สฮีเลียมให้ค่า COP ที่สูงกว่าแก๊สไนโตรเจน



รูปที่ ช-1 แสดงฉนวนบริเวณฮีตเตอร์



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับการใช้ในเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ยูได้เห็นใบเซอร์โชนด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ซ-3 แสดงจุดที่ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิ้ลบนฮีตเตอร์

วิธีการทดลอง

1. ติดตั้งระบบดังรูปที่ ซ-1 และ ซ-2 ซึ่งใช้แผ่นโฟมมาติดตั้งเป็นฉนวนความร้อน ใช้ปั๊มสุบน้ำเข้าด้านคูลเลอร์ และต่อมอเตอร์เข้ากับอินเวอร์เตอร์เพื่อควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์
2. ใช้เทอร์โมคัปเปิ้ลใหม่ติดตั้งบริเวณโคนและปลายของฮีตเตอร์และต่อกับเครื่องวัดอุณหภูมิแบบดิจิตอล
3. สังเกตควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์จากอินเวอร์เตอร์ คำนวณการทดลองให้ได้ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 150 rpm จากนั้นเริ่มจับเวลา และบันทึกค่าอุณหภูมิจากเทอร์โมคัปเปิ้ลทั้งสองจุด รวมถึงวัดค่ากระแสและความต่างศักย์ขาเข้ามอเตอร์ด้วยมัลติมิเตอร์ทุกๆ 2 นาทีจนกว่าอุณหภูมิที่อ่านได้จากเทอร์โมคัปเปิ้ลจะนิ่ง
4. ทดลองซ้ำตามข้อ 3 โดยเปลี่ยนความเร็วรอบเครื่องยนต์ 200, 250, 300 rpm

ผลการทดลอง

ตารางที่ ซ-1 ผลการทดลองไนโตรเจน ความดัน 10 บาร์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 150 rpm

Time (min)	Heater Temp (°C)		Engine speed	Inverter		
	T1	T2	rpm	Hz	I (A)	V (V)
0.0	31	31	150	13.4	3.58	110.9
2.0	26.6	28.7	150	13.4	3.58	110.9
4.0	25	27.3	150	13.4	3.58	110.9
6.0	24.3	26.5	150	13.4	3.58	110.9
8.0	23.5	25.8	150	13.4	3.58	110.9
10.0	22.8	25.4	150	13.4	3.58	110.9
12.0	22.2	24.8	150	13.4	3.58	110.9
14.0	21.9	24.3	150	13.4	3.58	110.9
16.0	21.5	24	150	13.4	3.58	110.9
18.0	21.1	23.7	150	13.4	3.58	110.9
20.0	20.8	23.5	150	13.4	3.58	110.9
22.0	20.5	22.9	150	13.4	3.58	110.9
24.0	20.2	22.5	150	13.4	3.58	110.9
26.0	20.1	22.4	150	13.4	3.58	110.9
28.0	19.9	22.2	150	13.4	3.58	110.9
30.0	19.6	22	150	13.4	3.58	110.9
32.0	19.4	21.8	150	13.4	3.58	110.9
34.0	19.2	21.6	150	13.4	3.58	110.9
36.0	19.1	21.2	150	13.4	3.58	110.9
38.0	19	21	150	13.4	3.58	110.9
40.0	18.8	20.9	150	13.4	3.58	110.9
42.0	18.7	20.8	150	13.4	3.58	110.9
44.0	18.5	20.8	150	13.4	3.58	110.9
46.0	18.5	20.7	150	13.4	3.58	110.9
48.0	18.5	20.8	150	13.4	3.58	110.9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ซ-2 ผลการทดลองไนโตรเจน ความดัน 10 บาร์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 200 rpm

Time (min)	Heater Temp (°C)		Engine speed rpm	Inverter		
	T1	T2		Hz	I (A)	V (V)
0.0	31	31	200	17.75	3.57	143.5
2.0	25.3	27.6	200	17.75	3.57	143.5
4.0	24.3	26.4	200	17.75	3.57	143.5
6.0	23.9	25.9	200	17.75	3.57	143.3
8.0	23.4	25.6	200	17.75	3.57	143.5
10.0	22.8	25.1	200	17.75	3.57	143.5
12.0	22.1	24.1	200	17.75	3.57	143.5
14.0	21.8	23.8	200	17.75	3.57	143.5
16.0	21.4	23.6	200	17.75	3.57	143.5
18.0	21	23.1	200	17.75	3.57	143.5
20.0	20.7	22.7	200	17.75	3.57	143.5
22.0	20.4	22.3	200	17.75	3.57	143.5
24.0	20.2	21.9	200	17.75	3.57	143.5
26.0	20	21.7	200	17.75	3.57	143.5
28.0	19.7	21.5	200	17.75	3.57	143.5
30.0	19.5	21.4	200	17.75	3.57	143.5
32.0	19.3	21.1	200	17.75	3.57	143.5
34.0	19.2	21	200	17.75	3.57	143.5
36.0	19	20.9	200	17.75	3.57	143.5
38.0	18.8	20.7	200	17.75	3.57	143.5
40.0	18.8	20.6	200	17.75	3.57	143.5
42.0	18.6	20.5	200	17.75	3.57	143.5
44.0	18.6	20.5	200	17.75	3.57	143.5
46.0	18.4	20.4	200	17.75	3.57	143.5
48.0	18.4	20.2	200	17.75	3.57	143.5
50.0	18.3	20.2	200	17.75	3.57	143.5
52.0	18.2	20.1	200	17.75	3.57	143.5
54.0	18.2	20.1	200	17.75	3.57	143.5
56.0	18.1	19.9	200	17.75	3.57	143.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับงานเพื่อการศึกษานี้ ไม่อนุญาตให้ทำซ้ำโดยไม่ขออนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Time (min)	Heater Temp (°C)		Engine speed	Inverter		
	T1	T2	rpm	Hz	I (A)	V (V)
58.0	18	19.9	200	17.75	3.57	143.5
60.0	17.9	19.8	200	17.75	3.57	143.5
62.0	17.9	19.8	200	17.75	3.57	143.5
64.0	17.9	19.8	200	17.75	3.57	143.3

ตารางที่ ซ-3 ผลการทดลองไนโตรเจน ความดัน 10 บาร์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 250 rpm

Time (min)	Heater Temp (°C)		Engine speed	Inverter		
	T1	T2	rpm	Hz	I (A)	V (V)
0.0	31.5	31.5	250	22.11	3.47	175.8
2.0	25.3	27.6	250	22.11	3.47	175.8
4.0	24.3	26.4	250	22.11	3.47	175.8
6.0	23.9	25.3	250	22.11	3.47	175.8
8.0	23.4	24.5	250	22.11	3.47	175.8
10.0	22.8	24.1	250	22.11	3.47	175.8
12.0	22.2	23.9	250	22.11	3.47	175.8
14.0	21.4	23.1	250	22.11	3.47	175.8
16.0	20.8	22.4	250	22.11	3.47	175.8
18.0	20.5	22.1	250	22.11	3.47	175.8
20.0	20.2	21.9	250	22.11	3.47	175.8
22.0	20	21.6	250	22.11	3.47	175.8
24.0	19.8	21.4	250	22.11	3.47	175.8
26.0	19.7	21.2	250	22.11	3.47	175.8
28.0	19.5	21.1	250	22.11	3.47	175.8
30.0	19.3	21	250	22.11	3.47	175.8
32.0	19.3	21	250	22.11	3.47	175.8
34.0	19.2	20.9	250	22.11	3.47	175.8
36.0	19.2	20.9	250	22.11	3.47	175.8
38.0	19.2	20.9	250	22.11	3.47	175.8
40.0	19.2	20.8	250	22.11	3.47	175.8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานี้ ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์อื่นใด

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ซ-4 ผลการทดลองไนโตรเจน ความดัน 10 บาร์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 300 rpm

Time (min)	Heater Temp (°C)		Engine speed rpm	Inverter		
	T1	T2		Hz	I (A)	V (V)
0.0	31	31	300	26.5	3.46	208
2.0	24.3	25.6	300	26.5	3.46	208
4.0	23.6	24.9	300	26.5	3.46	208
6.0	22.9	24.4	300	26.5	3.46	208
8.0	22.5	24	300	26.5	3.46	208
10.0	22.4	23.8	300	26.5	3.46	208
12.0	22.2	23.7	300	26.5	3.46	208
14.0	21.9	23.5	300	26.5	3.46	208
16.0	21.9	23.5	300	26.5	3.46	208
18.0	21.9	23.4	300	26.5	3.46	208
20.0	21.9	23.4	300	26.5	3.46	208
22.0	21.8	23.2	300	26.5	3.46	208
24.0	21.7	23.1	300	26.5	3.46	208
26.0	21.7	23.2	300	26.5	3.46	208
28.0	21.6	23.2	300	26.5	3.46	208
30.0	21.7	23.1	300	26.5	3.46	208
32.0	21.7	23.2	300	26.5	3.46	208

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ซ-5 ผลการทดลองฮีเลียม ความดัน 10 บาร์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 150 rpm

Time (min)	Heater Temp (°C)		Engine speed	Inverter		
	T1	T2	rpm	Hz	I (A)	V (V)
0.0	31	31	150	13.33	3.58	110.9
2.0	24.5	28.1	150	13.33	3.58	110.9
4.0	22.5	26.4	150	13.33	3.58	110.9
6.0	21.3	25.1	150	13.33	3.58	110.9
8.0	20.4	24.3	150	13.33	3.58	110.9
10.0	19.7	23.6	150	13.33	3.58	110.9
12.0	19	22.7	150	13.33	3.58	110.9
14.0	18.5	22.2	150	13.33	3.58	110.9
16.0	18	21.6	150	13.33	3.58	110.9
18.0	17.6	21	150	13.33	3.58	110.9
20.0	17.1	20.6	150	13.33	3.58	110.9
22.0	16.7	20.2	150	13.33	3.58	110.9
24.0	16.4	19.7	150	13.33	3.58	110.9
26.0	16.1	19.3	150	13.33	3.58	110.9
28.0	15.9	19.1	150	13.33	3.58	110.9
30.0	15.6	18.7	150	13.33	3.58	110.9
32.0	15.1	18.3	150	13.33	3.58	110.9
34.0	14.9	18.3	150	13.33	3.58	110.9
36.0	14.7	18.1	150	13.33	3.58	110.9
38.0	14.6	17.8	150	13.33	3.58	110.9
40.0	14.4	17.7	150	13.33	3.58	110.9
42.0	14.2	17.4	150	13.33	3.58	110.9
44.0	14.1	17.2	150	13.33	3.58	110.9
46.0	13.9	17	150	13.33	3.58	110.9
48.0	13.7	16.9	150	13.33	3.58	110.9
50.0	13.6	16.8	150	13.33	3.58	110.9
52.0	13.4	16.7	150	13.33	3.58	110.9
54.0	13.1	16.5	150	13.33	3.58	110.9
56.0	13	16.5	150	13.33	3.58	110.9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับงานวิจัยและการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Time (min)	Heater Temp (°C)		Engine speed	Inverter		
	T1	T2	rpm	Hz	I (A)	V (V)
58.0	13.0	16.4	150	13.33	3.58	110.9
60.0	13.0	16.4	150	13.33	3.58	110.9
62.0	12.8	16.2	150	13.33	3.58	110.9
64.0	12.7	16.1	150	13.33	3.58	110.9
66.0	12.5	15.9	150	13.33	3.58	110.9
68.0	12.4	15.9	150	13.33	3.58	110.9
70.0	12.5	15.9	150	13.33	3.58	110.9

ตารางที่ ซ-6 ผลการทดลองฮีเลียม ความดัน 10 บาร์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 200 rpm

Time (min)	Heater Temp (°C)		Engine speed	Inverter		
	T1	T2	rpm	Hz	I (A)	V (V)
0.0	29.5	29.5	200	17.7	3.57	143.5
2.0	21.8	25.3	200	17.7	3.57	143.5
4.0	19.3	23.2	200	17.7	3.57	143.5
6.0	17.8	21.4	200	17.7	3.57	143.3
8.0	16.8	20.4	200	17.7	3.57	143.5
10.0	15.8	19.2	200	17.7	3.57	143.5
12.0	14.7	18.2	200	17.7	3.57	143.5
14.0	13.8	17.2	200	17.7	3.57	143.5
16.0	13	16.3	200	17.7	3.57	143.5
18.0	12.2	15.4	200	17.7	3.57	143.5
20.0	11.4	14.4	200	17.7	3.57	143.5
22.0	10.7	13.9	200	17.7	3.57	143.5
24.0	10	13.2	200	17.7	3.57	143.5
26.0	9.4	12.9	200	17.7	3.57	143.5
28.0	8.8	12.3	200	17.7	3.57	143.5
30.0	8.4	11.9	200	17.7	3.57	143.5
32.0	8	11.5	200	17.7	3.57	143.5
34.0	7.6	11.2	200	17.7	3.57	143.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

time (min)	Heater Temp (°C)		Engine speed	Inverter		
	T1	T2	rpm	Hz	I (A)	V (V)
36.0	7.4	11	200	17.7	3.57	143.5
38.0	7.1	10.7	200	17.7	3.57	143.5
40.0	6.8	10.3	200	17.7	3.57	143.5
42.0	6.6	10.1	200	17.7	3.57	143.5
44.0	6.4	9.9	200	17.7	3.57	143.5
46.0	6.2	9.7	200	17.7	3.57	143.5
48.0	6	9.5	200	17.7	3.57	143.5
50.0	5.9	9.3	200	17.7	3.57	143.5
52.0	5.7	9.2	200	17.7	3.57	143.5
54.0	5.6	9	200	17.7	3.57	143.5
56.0	5.5	9	200	17.7	3.57	143.5
58.0	5.5	8.9	200	17.7	3.57	143.5
60.0	5.4	8.9	200	17.7	3.57	143.5
62.0	5.3	8.7	200	17.7	3.57	143.5
64.0	5.4	8.8	200	17.7	3.57	143.5
66.0	5.3	8.8	200	17.7	3.57	143.5
68.0	5.2	8.6	200	17.7	3.57	143.5
70.0	5.2	8.7	200	17.7	3.57	143.5
72.0	5.2	8.7	200	17.7	3.57	143.5
74.0	5.3	8.7	200	17.7	3.57	143.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ซ-7 ผลการทดลองฮีเลียม ความดัน 10 บาร์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 250 rpm

Time (min)	Heater Temp (°C)		Engine speed	Inverter		
	T1	T2	rpm	Hz	I (A)	V (V)
0.0	31.5	31.5	250	22.1	3.47	175.8
2.0	22.7	27.1	250	22.1	3.47	175.8
4.0	19.3	22.9	250	22.1	3.47	175.8
6.0	17.8	21.3	250	22.1	3.47	175.8
8.0	16.3	19.7	250	22.1	3.47	175.8
10.0	14.9	18.3	250	22.1	3.47	175.8
12.0	13.7	17	250	22.1	3.47	175.8
14.0	12.6	15.8	250	22.1	3.47	175.8
16.0	11.8	14.8	250	22.1	3.47	175.8
18.0	10.9	14	250	22.1	3.47	175.8
20.0	10.2	13.3	250	22.1	3.47	175.8
22.0	9.6	12.6	250	22.1	3.47	175.8
24.0	8.9	11.9	250	22.1	3.47	175.8
26.0	8.3	11.5	250	22.1	3.47	175.8
28.0	7.8	11	250	22.1	3.47	175.8
30.0	7.2	10.7	250	22.1	3.47	175.8
32.0	6.6	10.1	250	22.1	3.47	175.8
34.0	6.2	9.7	250	22.1	3.47	175.8
36.0	5.8	9.3	250	22.1	3.47	175.8
38.0	5.4	8.9	250	22.1	3.47	175.8
40.0	5.2	8.7	250	22.1	3.47	175.8
42.0	5.1	8.5	250	22.1	3.47	175.8
44.0	4.8	8.2	250	22.1	3.47	175.8
46.0	4.6	7.9	250	22.1	3.47	175.8
48.0	4.4	7.8	250	22.1	3.47	175.8
50.0	4.2	7.5	250	22.1	3.47	175.8
52.0	4	7.4	250	22.1	3.47	175.8
54.0	3.9	7.2	250	22.1	3.47	175.8
56.0	3.9	7.1	250	22.1	3.47	175.8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่ควรนำข้อมูลไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Time (min)	Heater Temp (°C)		Engine speed rpm	Inverter		
	T1	T2		Hz	I (A)	V (V)
58.0	3.7	6.9	250	22.1	3.47	175.8
60.0	3.7	6.8	250	22.1	3.47	175.8
62.0	3.7	6.9	250	22.1	3.47	175.8
64.0	3.5	6.7	250	22.1	3.47	175.8
66.0	3.4	6.6	250	22.1	3.47	175.8
68.0	3.3	6.5	250	22.1	3.47	175.8
70.0	3.4	6.6	250	22.1	3.47	175.8

ตารางที่ ซ-8 ผลการทดลองฮีเลียม ความดัน 10 บาร์ ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 300 rpm

Time (min)	Heater Temp (°C)		Engine speed rpm	Inverter		
	T1	T2		Hz	I (A)	V (V)
0.0	31	31	300	26.3	3.46	208
2.0	21.4	26.3	300	26.3	3.46	208
4.0	18.9	22.7	300	26.3	3.46	208
6.0	17.2	20.7	300	26.3	3.46	208
8.0	15.5	18.8	300	26.3	3.46	208
10.0	14.5	17.6	300	26.3	3.46	208
12.0	13	16.2	300	26.3	3.46	208
14.0	11.8	15.6	300	26.3	3.46	208
16.0	10.7	13.7	300	26.3	3.46	208
18.0	9.9	12.9	300	26.3	3.46	208
20.0	9.1	12.2	300	26.3	3.46	208
22.0	8.5	11.6	300	26.3	3.46	208
24.0	7.9	11	300	26.3	3.46	208
26.0	7.1	10.4	300	26.3	3.46	208
28.0	6.7	10	300	26.3	3.46	208
30.0	6.4	9.7	300	26.3	3.46	208
32.0	6	9.5	300	26.3	3.46	208
34.0	5.4	8.8	300	26.3	3.46	208

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Time (min)	Heater Temp (°C)		Engine speed	Inverter		
	T1	T2	rpm	Hz	I (A)	V (V)
36.0	5	8.4	300	26.3	3.46	208
38.0	4.8	8.1	300	26.3	3.46	208
40.0	4.5	7.9	300	26.3	3.46	208
42.0	4.4	7.8	300	26.3	3.46	208
44.0	4.3	7.5	300	26.3	3.46	208
46.0	4.2	7.4	300	26.3	3.46	208
48.0	4.1	7.3	300	26.3	3.46	208
50.0	4	7.2	300	26.3	3.46	208
52.0	3.9	7.1	300	26.3	3.46	208
54.0	3.8	7.0	300	26.3	3.46	208
56.0	3.8	7.0	300	26.3	3.46	208
58.0	3.8	6.9	300	26.3	3.46	208
60.0	3.7	6.8	300	26.3	3.46	208
62.0	3.7	6.8	300	26.3	3.46	208
64.0	3.5	6.8	300	26.3	3.46	208
66.0	3.5	6.8	300	26.3	3.46	208
68.0	3.5	6.8	300	26.3	3.46	208

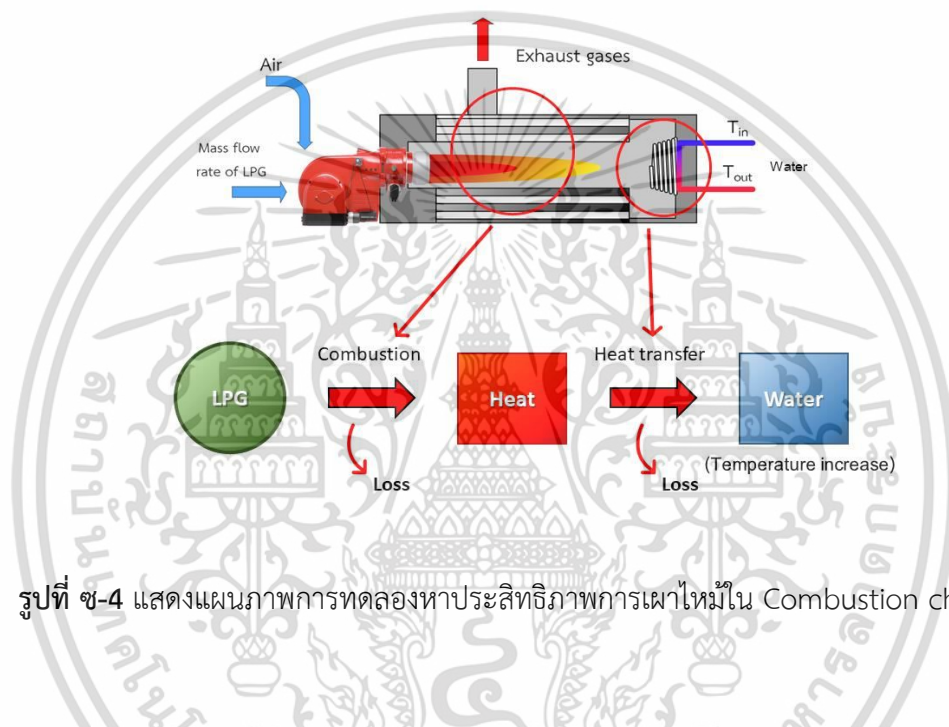
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฉ-2 การทดลองหาประสิทธิภาพการเผาไหม้ใน Combustion chamber

วัตถุประสงค์

การทดลองนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อหาการหาประสิทธิภาพการเผาไหม้ใน Combustion chamber ของ LPG เพื่อประมาณประสิทธิภาพการเผาไหม้ที่ได้เป็นประสิทธิภาพการเผาไหม้ของซินแก๊สที่ได้จากเตาเผาแก๊สซีฟิเออร์ สมมติฐานคือประสิทธิภาพการเผาไหม้ของ LPG มากกว่า 80%

Burner and Heater



รูปที่ ๔-4 แสดงแผนภาพการทดลองหาประสิทธิภาพการเผาไหม้ใน Combustion chamber



รูปที่ ๕-5 แสดงแผนภาพการทดลองหาประสิทธิภาพการเผาไหม้ใน Combustion chamber เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการเรียนการสอนเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นประโยชน์ของเอกสารนี้ กรุณาแจ้งให้เจ้าของลิขสิทธิ์ทราบ ไม่อย่างนั้นจะถือว่าผิดกฎหมาย และต้องแจ้งถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ซ-6 แสดงการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลและน้ำหล่อเย็น



รูปที่ ซ-7 แสดงการวัดไอเสียด้วยเครื่องวัดไอเสีย

วิธีการทดลอง

1. ติดตั้งระบบตามรูป ติดตั้งคูเลอร์ต่อน้ำหล่อเย็น ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลบริเวณทางออกไปเสีย ฮีตเตอร์ และท่อเข้าและออกของน้ำหล่อเย็น
2. ตั้งค่าอุณหภูมิใส่ไมโครคอนโทรลเลอร์ซึ่งเมื่อถึงอุณหภูมิที่กำหนดเบิร์นเนอร์จะทำงานที่ Low state

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. เปิดวาล์ว LPG และจุดเบิร์นเนอร์ หากเมื่อถึงอุณหภูมิที่ตั้งไว้แล้วอุณหภูมิยังคงเพิ่มขึ้น ต้องค่อยๆ ลดอัตราการไหลของ LPG จากวาล์วซึ่งเป็นแบบควบคุมด้วยมือ จนกว่าอุณหภูมิกงที่และไม่เพิ่มจากที่ตั้งไว้
4. วัดปริมาณไอเสียด้วยเครื่องวัดไอเสียและวัดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเมื่ออุณหภูมิกงที่

ผลการทดลอง

ตารางที่ ข-9 ผลการทดลองร้อยละปริมาณไอเสียโดยปริมาตร

อัตราการไหลของ LPG 3.3588 kg/hr

อุณหภูมิฮีตเตอร์ (°C)	อุณหภูมิไอเสีย (°C)	%CO	%O ₂	ppm CO	ppm NO
600	148.7	8.05	8.70	33.00	29.00
600	148.8	8.08	8.70	34.00	30.00
602	149.0	8.10	8.70	34.00	31.00
605	149.1	8.10	8.70	34.00	32.00
607	149.3	8.09	8.70	34.00	32.00
604	149.5	8.08	8.70	34.00	33.00
605	149.7	8.07	8.70	34.00	33.00
603	149.8	8.08	8.70	34.00	34.00
605	149.9	8.07	8.70	34.00	34.00
603	150.1	8.07	8.70	34.00	34.00
603	150.3	8.06	8.70	34.00	34.00
603	150.4	8.06	8.70	34.00	35.00
602	149.55	8.07	8.70	34.00	35.00

ตารางที่ ข-10 ผลการทดลองร้อยละปริมาณไอเสียโดยปริมาตร

อัตราการไหลของน้ำ 20 ลิตรต่อนาที

อุณหภูมิไอเสีย (°C)	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)
148.7	34.9	39.0
148.8	34.9	39.1
149.0	34.9	39.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุณหภูมิไอเสีย (°C)	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	อุณหภูมิน้ำออก (°C)
149.1	34.9	39.1
149.3	34.9	39.1
149.5	34.9	39.1
149.7	34.9	39.1
149.8	34.9	39.2
149.9	34.9	39.2
150.1	34.9	39.2
150.3	34.9	39.2
150.4	34.9	39.2
149.55	34.9	39.2

ซ-3 การหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP)

เป็นค่าที่บ่งบอกถึงประสิทธิภาพในการทำความเย็นของฮีทปั๊ม (Heat Pump) ซึ่งการคำนวณหาค่า COP ของฮีทปั๊มสามารถทำได้โดยการเปรียบเทียบค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ปล่อยออกมาจากเครื่องสเตอร์ลิงฮีทปั๊ม (\dot{Q}) กับค่ากำลังของมอเตอร์ที่ใช้ในการขับเคลื่อนเครื่องสเตอร์ลิงฮีทปั๊ม (P)

$$COP = \frac{\dot{Q}}{P} \quad (\text{ซ-1})$$

โดยหาอัตราการถ่ายเทความร้อน (\dot{Q}) ได้จาก

$$\dot{Q} = \frac{Q}{t} \quad (\text{ซ-2})$$

$$Q = mc_p \Delta T \quad (\text{ซ-3})$$

$$m = \frac{PV}{RT} \quad (\text{ซ-4})$$

เมื่อ R ของ $N_2 = 0.2968 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

C_p ของ $N_2 = 1.039 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$R \text{ ของ } He = 2.0769 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot K$$

$$C_p \text{ ของ } He = 5.1926 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot K$$

ค่ากำลังของมอเตอร์(3เฟส) ที่ใช้ในการขับเคลื่อนเครื่องสเตอร์ลิงฮีทปั๊ม (P) หาได้จาก

$$P = 1.732 \times I \times V \times PF \times eff \quad (\text{ซ-5})$$

เมื่อ PF คือ Power factor = 0.8

eff คือประสิทธิภาพของมอเตอร์ = 0.83

ซึ่งจะได้ค่าดังตารางต่อไปนี้

ตารางที่ ซ-11 การหา COP ที่ความดัน 10 bars สารทำงานเป็นฮีเลียม

He 10bars	Engine speed				Unit
	150 rpm.	200 rpm.	250 rpm.	300 rpm.	
Mass heater	0.00103	0.00103	0.00103	0.00103	kg
Heat capacity	5.19260	5.19260	5.19260	5.19260	J/kgK
T _{before}	31.00000	29.50000	31.50000	31.00000	°C
T _{after}	12.50000	5.30000	3.40000	3.50000	°C
Time	4200.00000	4200.00000	4200.00000	4080.00000	sec
I	3.58000	3.57000	3.47000	3.46000	A
V	110.00000	143.50000	175.80000	208.00000	Volt
Eff	0.83000	0.83000	0.83000	0.83000	
W	326.85400	425.20485	506.32158	597.33440	W
Q	99.15184	129.70133	150.60361	147.38787	J
rate of Q	0.02361	0.03088	0.03586	0.03612	J/sec
COP	0.0000722	0.0000726	0.0000708	0.0000605	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ซ-12 การหา COP ที่ความดัน 10 bars สารทำงานเป็นไนโตรเจน

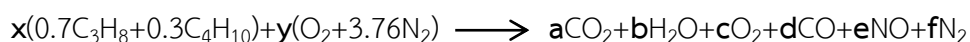
N ₂ 10bars	Engine speed				Unit
	150 rpm.	200 rpm.	250 rpm.	300 rpm.	
Mass heater	0.00722	0.00722	0.00722	0.00722	kg
Heat capacity	1.03900	1.03900	1.03900	1.03900	J/kgK
T _{before}	31.00000	31.00000	31.50000	31.00000	°C
T _{after}	18.50000	17.90000	19.20000	21.70000	°C
Time	3000.00000	3840.00000	2400.00000	1920.00000	sec
I	3.58000	3.57000	3.47000	3.46000	A
V	110.90000	143.50000	175.80000	208.00000	Volt
Eff	0.83000	0.83000	0.83000	0.83000	
W	329.52826	425.20485	506.32158	597.33440	W
Q	93.80402	98.30661	92.30315	69.79019	J
rate of Q	0.03127	0.02560	0.03846	0.03635	J/sec
COP	0.0000949	0.0000602	0.0000760	0.0000609	

อีกนัยหนึ่ง ค่า COP คือ ค่าที่บ่งบอกถึงความสัมพันธ์ระหว่างพลังงานที่ใช้ในการดูดความร้อนของเครื่องสเตอร์ลิงฮีทปั๊มกับพลังงานที่ใช้ในการขับเครื่องสเตอร์ลิงฮีทปั๊ม เช่นถ้าเครื่องสเตอร์ลิงฮีทปั๊มที่ใช้ในการทำควมเย็นนั้นมีค่า COP = 2 แล้วนั้น จะหมายถึง พลังงานที่ใช้ในการขับเครื่องสเตอร์ลิงฮีทปั๊มทุก kW จะมีสมรรถนะในการทำควมเย็นได้ 2 kW

โดยกำลังมอเตอร์ที่ได้จากการทดลองที่ความเร็วรอบต่างๆ จะนำไปประมาณเป็นการสูญเสียจากกลไกของเครื่องยนต์ในภาคผนวก จ

ซ-4 ประสิทธิภาพการเผาไหม้ของห้องเผาไหม้(Combustion Chamber) เมื่อใช้เชื้อเพลิงเป็น LPG

กำหนด LPG เป็น Propane (C₃H₈) 70%, Butane (C₄H₁₀) 30% จะได้สมการ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หมายเหตุ ค่า a, c, d, e คือค่าที่ได้จากการทดลอง โดยที่สมมติให้สารทั้งหมดในด้านผลิตภัณฑ์เป็น 100% แล้วใส่ค่าหน้าเลขบอกจำนวนโมล (a, b, c, d, e, f) เป็นร้อยละของสารด้านผลิตภัณฑ์ได้เลย

ดุลสมการโดยจำนวนโมลของอะตอมแต่ละชนิดของสารตั้งต้นและผลิตภัณฑ์จะต้องเท่ากัน

$$C : 3.2x = a+d$$

$$H : 8.6x = 2b$$

$$O : 2y = 2a+b+2c+d+e$$

$$N : f = 3.76y$$

จากผลการทดลอง a =8%, c =8.7%, d =0.001992%, e =0.003277%

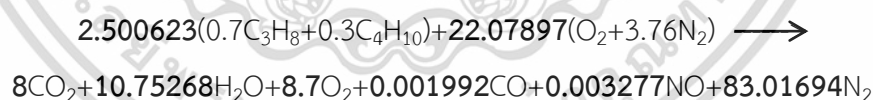
$$x = \frac{a+d}{3.2} = 2.500623\%$$

$$b = \frac{8.6x}{2} = 10.75268\%$$

$$y = \frac{2a+b+2c+d+e}{2} = 22.07897\%$$

$$f = 3.76y = 83.01694\%$$

ดังนั้น จะได้ว่า



ในการทำงานเดียวกัน ถ้าผลการทดลองได้ a=5.5875%, c=12.5083%, d=0.0017%, e=0.002467% และแปลงเป็นโมลเทียบกับเชื้อเพลิง จะคำนวณค่าได้ดังตาราง ซ-13

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ซ-13 ค่าหน้าเลขบอกจำนวนโมลเป็นร้อยละของสสาร

Symbol	(%)
a	5.5875
b	7.5105
c	12.5083
d	0.0017
e	0.002467
f	82.1679
x	1.7466
y	21.8532

สามารถหาค่า ΔQ ได้จากสมการ ซ-6

$$\sum_R (nMh_f) + \Delta Q = \sum_P (nMh_f) + \Delta W_{sf} \quad (\text{ซ-6})$$

เมื่อ h_f คือเอนทัลปีของการเกิด (Enthalpy of formation)

ΔW_{sf} คืองานงานสุทธิทำโดยระบบ ในที่นี้ = 0

จะได้ค่าดังตาราง ซ-14 และ ซ-15

ตารางที่ ซ-14 ค่าส่วนสารตั้งต้น (Reactant) T=298K

Name	M	n	h_f (Btu/lb)	nMh_f
C3H8	44.097	1.2226	-1013.1	-54620.9
C4H10	58.124	0.5240	-933.7	-28437
O2	32	21.8532	0	0
N2	28.016	82.1679	0	0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ซ-15 ค่าส่วนผลิตภัณฑ์ (Product) T=373.43K

Name	M	n	h_f (Btu/lb)	nMh_f
CO ₂	44.011	5.5875	-3817.7112	-938819
H ₂ O	18.016	7.5105	-5713.6644	-773110
O ₂	32	12.5083	30.098	12047.23
CO	28.011	0.0017	-1663.8044	-79.2282
NO	30.008	0.002467	-1298.8	-96.1368
N ₂	28.016	82.1679	39.0461	89884.72

เมื่อแทนค่าต่างๆจะได้ $\Delta Q = -1,527,114.321 \text{ Btu/lb}$ หรือ $-42,189.5288 \text{ kJ/kg}$

หา LHV_{LPG} จาก LHV ของ Propane (C_3H_8) และ Butane (C_4H_{10}) ตามสัดส่วนโมลจะได้

$$LHV_{LPG} = 45,774.85 \text{ kJ/kg}$$

ประสิทธิภาพการเผาไหม้หาได้จาก

$$\eta = \left| \frac{\Delta Q}{LHV_{LPG}} \right|$$

จะได้ $\eta = 0.9217$ หรือ 92.17%

(ซ-7)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้