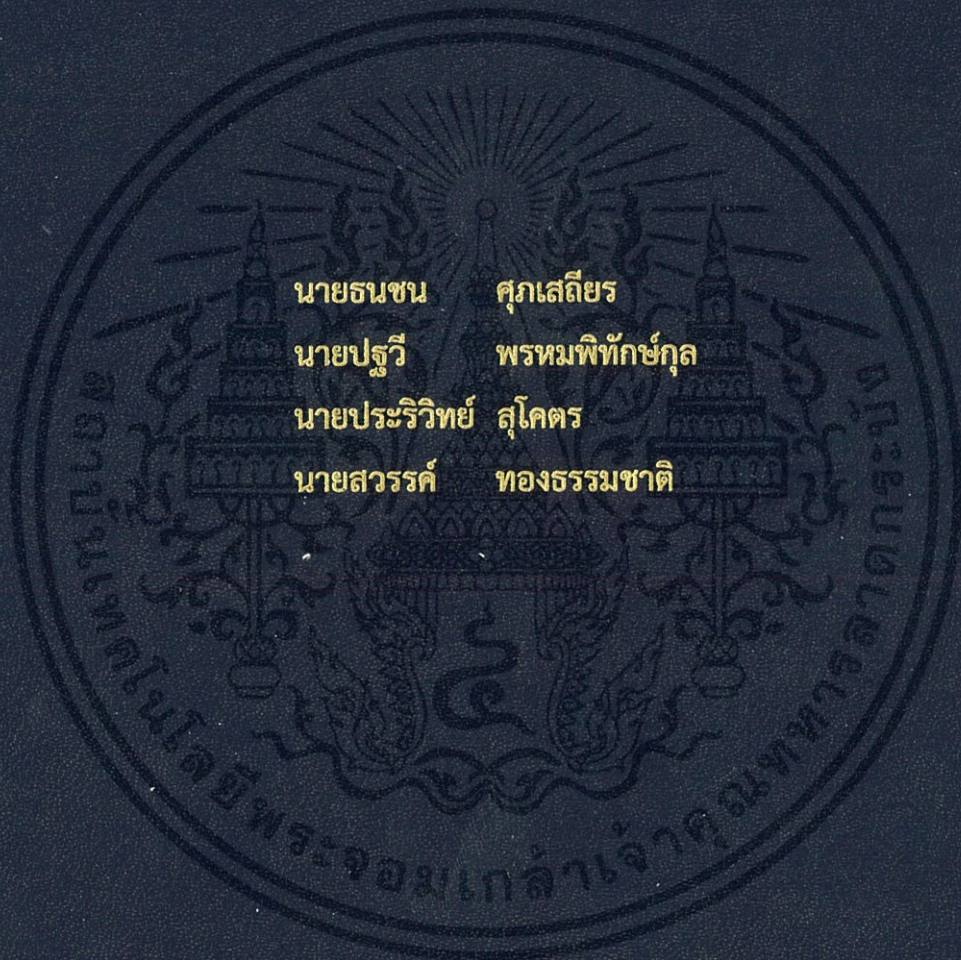


การออกแบบและสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าภายใต้การอัดความดัน  
DESIGN AND MANUFACTURE OF A PRESSURIZED BETA-TYPE  
STIRLING ENGINE



นายธนชน ศุภเสถียร  
นายปฐวี พรหมพิทักษ์กุล  
นายประริวิทย์ สุโคตร  
นายสวรรณ ทองธรรมชาติ

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ปีการศึกษา 2560

การออกแบบและสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าภายใต้การอัดความดัน  
DESIGN AND MANUFACTURE OF A PRESSURIZED BETA-TYPE  
STIRLING ENGINE



นายธนชน ศุภเสถียร  
นายปฐวี พรหมพิทักษ์กุล  
นายประวิทย์ สุโคตร  
นายสวรรค์ ทองธรรมชาติ

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ปีการศึกษา 2560

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

DESIGN AND MANUFACTURE OF A PRESSURIZED BETA-TYPE  
STIRLING ENGINE



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

2017

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2560

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การออกแบบและสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าภายใต้การอัดความดัน

DESIGN AND MANUFACTURE OF A PRESSURIZED BETA-TYPE STIRLING ENGINE

ผู้จัดทำ

1. นาย ธนชน ศุภเสถียร รหัสประจำตัว 57010539
2. นาย ปฐวี พรหมพิทักษ์กุล รหัสประจำตัว 57010726
3. นาย ประริวิทย์ สุโคตร รหัสประจำตัว 57010740
4. นาย สวรรค์ ทองธรรมชาติ รหัสประจำตัว 57011324



(ผศ.ดร. สุตาภัทร แคว้นเขาเม็ง)

อาจารย์ที่ปรึกษา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การออกแบบและสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าภายใต้การอัดความดัน

นายธนชน ศุภเสถียร รหัสประจำตัว 57010539  
 นายปฐวี พรหมพิทักษ์กุล รหัสประจำตัว 57010726  
 นายประวีรวิทย์ สุโคตร รหัสประจำตัว 57010740  
 นายสวรรณค์ ทองธรรมชาติ รหัสประจำตัว 57011324  
 ผศ.ดร. สุตาภัทร แคว้นเขาเม็ง อาจารย์ที่ปรึกษา  
 ปีการศึกษา 2560

## บทคัดย่อ

ปริญญานิพนธ์นี้มีจุดมุ่งหมายเพื่อศึกษาทำความเข้าใจวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ศึกษาการออกแบบและสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้าภายใต้การอัดความดันขับเคลื่อนด้วยกลไกโรคมบิก โดยใช้อากาศเป็นสารทำงานและหล่อเย็นด้วยน้ำ ทำการออกแบบหัวเผาให้สามารถจ่ายความร้อนไปให้อีทเตอร์ที่อุณหภูมิ 650 องศาเซลเซียส คูเลอร์เท่ากับ 65 องศาเซลเซียส เครื่องยนต์ถูกออกแบบให้สามารถรับความดันได้ 15 บาร์ เครื่องยนต์มีกำลัง 150 วัตต์และมีขนาดปริมาตรกวาด 112 ลูกบาศก์เซนติเมตร ทำการทดสอบเครื่องยนต์ในช่วงความดัน 1-5 บาร์โดยใช้แก๊สแอลพีจีเป็นเชื้อเพลิงในการให้พลังงานความร้อน จากการทดลองวัดอุณหภูมิเปลวแก๊สแอลพีจีจากหัวเผา พบว่าเปลวแก๊สมีอุณหภูมิ 650-700 องศาเซลเซียส และอีทเตอร์สามารถรับพลังงานความร้อนได้ถึง 68.08 – 81.29 %

## DESIGN AND MANUFACTURE OF A PRESSURIZED BETA-TYPE STIRLING ENGINE

Thanachon	Supasatian	57010539
Pattawee	Phrompitukkun	57010726
Priawit	Sukhot	57010740
Sawan	Thongthammachat	57011324
Assist.prof.Dr. Sutapat	Kwankaomeng	Advisor
		Year 2560

**ABSTRACT**

This project aims to study thermodynamics cycle of stirling engine, design and build a pressurized beta-type stirling engine drive by rhombic mechanism. Using air as working fluid and cooling engine by water. Burner had been designed for provide heat energy to heater temperature at 650°C. Cooler temperature is 65°C. The engine designed for handle max pressure at 15 bars. Engine power is 150W and swept volume is 112 cc. The engine will operate at pressure range of 1-5 bars with LPG as a heat source. Flame temperature of LPG is 650-700 °C and heater can recieve heat energy around 68.08 – 81.29 %

## กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้เป็นอย่างดีโดยมี ผศ.ดร.สุตาภัทร แคว้นเขาเม็ง เป็นอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ได้ให้คำแนะนำสั่งสอนพร้อมทั้งเสนอแนวทางแก้ปัญหาจนสำเร็จ พร้อมทั้งเป็นผู้ตรวจทานต้นฉบับปริญญาานิพนธ์ ข้าพเจ้ารู้สึกซาบซึ้งในความอนุเคราะห์จากท่านอาจารย์เป็นอย่างสูง และขอกราบขอบพระคุณท่านเป็นอย่างสูงมา ณ โอกาสนี้

ขอขอบพระคุณอาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังทุกท่านที่คอยชี้แนะและให้คำแนะนำ

ขอขอบคุณเจ้าหน้าที่ทุกคนจากสถาบันวิจัยแสงซินโครตรอน (องค์การมหาชน) ที่ให้ความอนุเคราะห์สร้างและประกอบเครื่องยนต์

ขอบคุณรุ่นพี่ในห้องแลปทุกท่านที่อำนวยความสะดวกในการทดสอบเครื่องยนต์ คอยเอื้อเพื่อให้คำแนะนำและเป็นพี่ปรึกษาที่ดีตลอดมา

สุดท้ายนี้ ขอขอบพระคุณบิดามารดาผู้เป็นที่เคารพรักยิ่ง เป็นผู้ให้โอกาสในด้านการเรียน การศึกษา และคอยให้กำลังใจเสมอ ข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

ประโยชน์ทั้งหลายที่มีในปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้จะได้รับเมื่อบุคคลใดที่ได้อ่านจากปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ ผู้จัดทำขอมอบคุณความดีทั้งหลายทั้งปวงให้กับคณะบุคคลที่ได้กล่าวไว้เบื้องต้น

## สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VII
สารบัญรูปภาพ.....	VIII
บทที่ 1 บทนำ .....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของงานวิจัย.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย .....	4
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.....	4
1.4 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย.....	4
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ .....	4
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง .....	6
2.1 ที่มาและความสำคัญของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	6
2.1.1 ประวัติความเป็นมาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง .....	6
2.1.2 หลักการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	7
2.1.3 ลักษณะโครงสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบต่างๆ.....	8
2.2 ทฤษฎีทางเทอร์โมไดนามิกส์ .....	10
2.2.1 กฎของเทอร์โมไดนามิกส์ .....	10
2.2.2 วัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์ .....	11
2.3 การวิเคราะห์ทางทฤษฎีของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	16
2.3.1 สมการของบีลล์.....	16
2.3.2 การวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ.....	17
2.3.3 การวิเคราะห์วัฏจักรชมิตซ์ .....	18
2.4 ทฤษฎีการถ่ายโอนความร้อน .....	20

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.4.1 การนำความร้อน .....	20
2.4.2 การพาความร้อน.....	20
2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	21
บทที่ 3 การคำนวณและการออกแบบ .....	23
3.1 การประมาณกำลังโดยสมการของบีลล์.....	23
3.2 การออกแบบเครื่องยนต์ .....	23
3.3 การวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอุดมคติ.....	24
3.4 การวิเคราะห์วัฏจักรตามสมมติฐานของชมิตต์.....	26
3.5 การคำนวณการถ่ายเทความร้อน.....	29
3.5.1 การวิเคราะห์การถ่ายโอนความร้อนภายนอกฮีตเตอร์.....	30
3.5.2 การวิเคราะห์การถ่ายโอนความร้อนภายในฮีตเตอร์.....	31
3.5.3 การวิเคราะห์การถ่ายโอนความร้อนภายนอกคูลเลอร์.....	33
3.5.4 คำนวณหาความร้อนขาออก .....	34
3.5.5 การออกแบบฟินของคูลเลอร์.....	35
3.5.6 การคำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของฮีตเตอร์.....	36
3.5.7 คำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อไม่มีฟิน .....	37
3.6 การคำนวณหาความสามารถในการรับความดัน.....	40
3.6.1 การคำนวณหาความดันสูงสุดภายในฮีตเตอร์.....	40
3.6.2 การคำนวณหาความดันสูงสุดภายในคูลเลอร์.....	40
3.7 การคำนวณหาขนาดสกรู.....	40
3.7.1 การคำนวณหาขนาดสกรูบนฝาห้องข้อเหวี่ยง .....	40
3.7.2 การคำนวณหาขนาดสกรูระหว่างห้องเครื่องกับคูลเลอร์.....	41
3.7.3 การคำนวณหาขนาดสกรูระหว่างฮีตเตอร์กับคูลเลอร์ .....	42
3.8 การออกแบบล้อช่วยแรง .....	43
3.9 วิเคราะห์ความแข็งแรง .....	47
3.10 วิเคราะห์โปรไฟล์อุณหภูมิ .....	50
บทที่ 4 ส่วนประกอบเครื่องยนต์ .....	51

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1 ฮีทเตอร์.....	51
4.2 कुलเลอร์.....	52
4.3 ดิสเพลสเซอร์และก้านสูบ.....	53
4.4 ลูกสูบกำลังและก้านสูบ.....	53
4.5 ชิ้นส่วนกลไกโรคมบิก.....	54
4.6 ตัวครอบกันน้ำ.....	55
4.7 ล้อช่วยแรง.....	55
4.8 ห้องเครื่อง.....	56
บทที่ 5 การทดลอง.....	57
5.1 การตั้งค่าการทดลอง.....	57
5.2 การทดลองดูการรั่วซึม.....	60
5.2.1 ดูการรั่วซึมของอากาศ.....	60
5.2.2 ดูการรั่วซึมของน้ำหล่อเย็น.....	60
5.3 ผลการทดลอง.....	61
5.3.1 การทดลองครั้งที่ 1.....	61
5.3.2 การทดลองครั้งที่ 2.....	63
5.3.3 การทดลองครั้งที่ 3.....	64
5.3.4 การทดลองครั้งที่ 4.....	64
5.3.5 การทดลองครั้งที่ 5.....	65
บทที่ 6 สรุปผลและข้อเสนอแนะ.....	66
6.1 สรุปผลการทดลองเดินเครื่องยนต์.....	66
6.2 ข้อเสนอแนะ.....	66
เอกสารอ้างอิง.....	68

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 แสดงตารางแสดงแรงบิดเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ข้อมูลจากการเฉลี่ยผลการทดสอบกำลังที่ช่วงแรงดัน 2 ถึง 7 บาร์.....	22
3.1 แสดงข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์.....	23
3.2 การวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอุดมคติ.....	24
3.3 การวิเคราะห์วัฏจักรตามสมมติฐานของชมิตท์.....	26
5.1 แสดงผลการทดลองหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีทเตอร์.....	62



## สารบัญรูปร่างภาพ

รูปที่	หน้า
1.1 แสดงร้อยละของผู้มีงานทำ จำแนกตามอุตสาหกรรม.....	1
1.2 รูปแสดงลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบกลไกโรอมบิก.....	3
2.1 บาทหลวงโรเบิร์ต สเตอร์ลิง.....	6
2.2 ต้นแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงของโรเบิร์ตสเตอร์ลิง.....	7
2.3 แสดงหน้าตาเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	8
2.4 แสดงลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทั้งแบบ Alpha, Beta และ Gamma.....	8
2.5 การทำงานของวัฏจักรคาร์โนต์.....	12
2.6 แผนภาพ P-v ของวัฏจักรคาร์โนต์.....	14
2.7 วัฏจักรเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	15
2.8 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างป้อนความร้อนกับอุณหภูมิตัวนำร้อน.....	16
2.9 แสดงเครื่องยนต์ของ สุตาทภัทร แคว้นเขาเม็ง.....	21
3.1 แผนภูมิแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรรวม.....	25
3.2 แสดงความดันเทียบกับปริมาตรรวมภายในของเครื่องยนต์.....	27
3.3 กราฟแสดงปริมาตรด้านขยายของเครื่องยนต์.....	27
3.4 กราฟแสดงปริมาตรด้านอัดของเครื่องยนต์.....	28
3.5 กราฟแสดงปริมาตรรวมของเครื่องยนต์เทียบกับเวลา.....	28
3.6 กราฟแสดงตำแหน่งของหัวดีสเพรสเซอร์และลูกสูบกำลังในหนึ่งรอบ.....	29
3.7 แผนผังแสดงส่วนประกอบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	29
3.8 แสดงภาพตัดขวางของฮีทเตอร์สำหรับการถ่ายโอนความร้อนจากภายนอก.....	30
3.9 แสดงภาพตัดขวางของฮีทเตอร์สำหรับการถ่ายโอนความร้อนภายใน.....	31
3.10 แสดงภาพตัดขวางของคูลเลอร์สำหรับการถ่ายโอนความร้อนภายนอก.....	33
3.11 แสดงวงจรความต้านทานความร้อนของคูลเลอร์.....	34
3.12 แสดงคูลเลอร์ดีไซน์เก่า.....	35
3.13 แสดงคูลเลอร์ดีไซน์ใหม่.....	35
3.14 แสดงวงจรความต้านทานความร้อนของฮีทเตอร์.....	36
3.15 แสดงลักษณะของฮีทเตอร์ขณะที่ยังไม่มีพิน.....	38
3.16 แสดงขนาดความยาวด้านต่าง ๆ บนรูปทรงพิน.....	39
3.17 แสดงรูปทรงล้อช่วยแรงเบื้องต้น.....	44

## สารบัญญรูปภาพ (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.18 แสดงตัวแปรกำกับแต่ละด้านของรูปทรงสี่เหลี่ยมด้านในล้อมช่วยแรง.....	45
3.19 แสดงตัวแปรกำกับแต่ละด้านของแขนทั้งสี่แขนของล้อมช่วยแรง.....	46
3.20 แสดงตัวแปรกำกับทรงกระบอกกลางของล้อมช่วยแรง.....	46
3.21 แสดงขนาดความยาวส่วนต่าง ๆ ของล้อมช่วยแรงหลังคำนวณ.....	47
3.22 แสดงการจำลองความเค้นที่เกิดขึ้นบนฮีเตอร์ที่ความดัน 15 บาร์.....	48
3.23 แสดงการจำลองการเกิดการกระจัดบนฮีเตอร์ที่ความดัน 15 บาร์.....	48
3.24 แสดงการจำลองความเค้นที่เกิดขึ้นบนคูลเลอร์ที่ความดัน 15 บาร์.....	49
3.25 แสดงการจำลองการเกิดการกระจัดบนคูลเลอร์ที่ความดัน 15 บาร์.....	49
3.26 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิด้านนอกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	50
4.1 ส่วนประกอบทั้งหมดของเครื่องยนต์.....	51
4.2 ฮีเตอร์ด้านบน.....	51
4.3 ฮีเตอร์ด้านล่าง.....	51
4.4 คูลเลอร์ด้านข้าง.....	52
4.5 คูลเลอร์แบบกลับหัว.....	52
4.6 ดิสเพรสเซอร์และก้านสูบ.....	53
4.7 ลูกสูบกำลัง.....	53
4.8 ก้านของลูกสูบกำลัง.....	53
4.9 ดิสเพรสเซอร์คอนเนคเตอร์.....	54
4.10 ลูกสูบกำลังคอนเนคเตอร์.....	54
4.11 ชิ้นส่วนลิงค์หมายเลขหนึ่งด้านซ้าย.....	54
4.12 ชิ้นส่วนลิงค์หมายเลขหนึ่งด้านขวา.....	54
4.13 ชิ้นส่วนลิงค์หมายเลขสองด้านซ้าย.....	54
4.14 ชิ้นส่วนลิงค์หมายเลขสองด้านขวา.....	54
4.15 ตัวครอบกันน้ำด้านบน.....	55
4.16 ตัวครอบกันน้ำด้านล่าง.....	55
4.17 ล้อมช่วยแรงด้านหน้า.....	55
4.18 ล้อมช่วยแรงแบบเอียงข้าง.....	55
4.19 ห้องเครื่องด้านข้าง.....	56

## สารบัญญรูปภาพ (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.20 ห้องเครื่องด้านบน.....	56
5.1 แผนภูมิแสดงการจัดวางอุปกรณ์การทดลอง.....	57
5.2 หัวเผา.....	58
5.3 เครื่องเป่าลม.....	58
5.4 เครื่องทำความเย็นแบบน้ำวน.....	58
5.5 เทอโมคัปเปิลที่ต่อเข้ากับเครื่องวัดอุณหภูมิแบบดิจิตอล.....	58
5.6 เครื่องอัดอากาศ.....	59
5.7 เครื่องชั่งสปริง.....	59
5.8 แสดงการทดสอบการรั่วของอากาศ.....	60
5.9 แสดงการทดสอบการรั่วของน้ำ.....	60
5.10 แสดงการติดตั้งเครื่องยนต์เพื่อทำการทดลอง.....	61
5.11 แสดงการทดสอบการถ่ายเทความร้อนของฮีทเตอร์.....	62
5.12 หัวเผาชนิดใหม่.....	63
5.13 แสดงลูกสูบกำลังที่ถูกถอดแหวนโอริงออกหนึ่งวง.....	64

## รายการสัญลักษณ์ (Nomenclature)

		หน่วย
$A$	พื้นที่	$m^2$
$A_s$	พื้นที่ผิวท่อ	$m^2$
$c_v$	ค่าความร้อนจำเพาะเมื่อปริมาตรคงที่	J/kg.K
$c_p$	ค่าความร้อนจำเพาะเมื่อความดันคงที่	J/kg.K
$D_d$	เส้นผ่านศูนย์กลางของดิสเพลสเซอร์	m
$D_p$	เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง	m
$dT$	ค่าอุณหภูมิที่ต่างกัน	K
$dX$	ระยะทางการนำความร้อน	m
$\Delta E$	พลังงานทั้งหมดที่ให้กับล้อช่วยแรง	J
$f$	ความถี่ของวัฏจักร	$H_z$
$g$	ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก	$m/s^2$
$h$	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน	$W/m^2K$
$I$	ค่าโมเมนต์ความเฉื่อย	$g \cdot cm^2$
$k$	ค่าการนำความร้อนของโลหะ	$W/m.K$
$M_t$	แรงบิดของเครื่องยนต์	Nm
$N$	ความเร็วรอบ	rpm
$Nu$	หาค่าเลขนัมเบอร์	
$P$	กำลังที่เครื่องยนต์สามารถผลิตได้	watt
$Pr$	ค่าพรีนัมเบอร์	
$Re$	ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์	
$p$	ความดัน	bar
$p_{max}$	ความดันสูงสุดของระบบ	Pa
$p_{min}$	ความดันต่ำสุดของระบบ	Pa
$Q$	อัตราการนำความร้อนของโลหะ	watt
$R$	ค่าคงที่ของสารทำงาน	J/g-K
$S$	ระยะชัก	mm
$s$	เอนโทรปี	KJ/kg-K
$t$	ความหนาของกระบอกสูบ	mm
$T$	อุณหภูมิ	$^{\circ}C, K$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

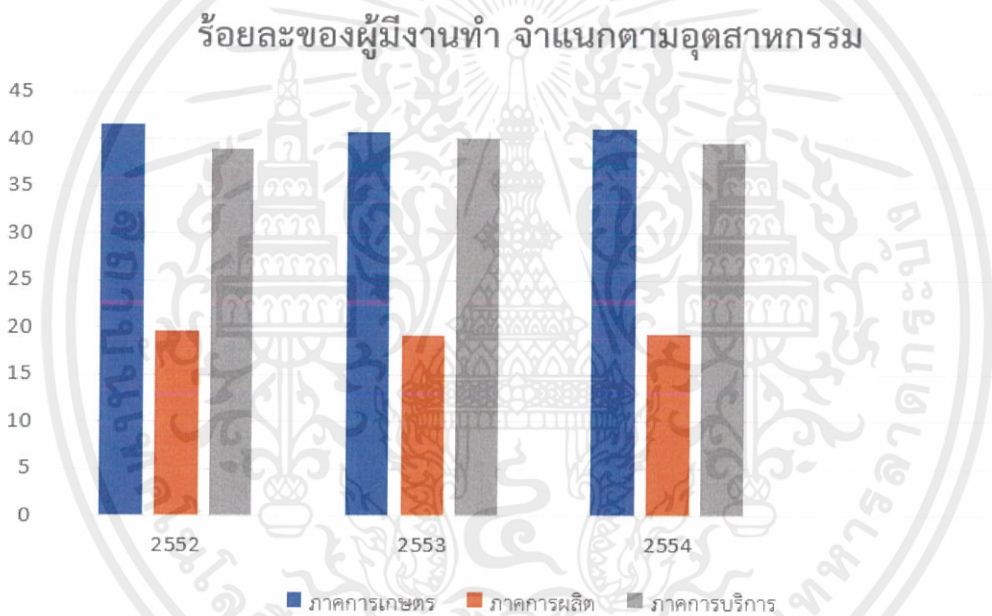
$T_{\max}$	อุณหภูมิสูงสุด	
$T_{\min}$	อุณหภูมิต่ำสุด	
$T_a$	อุณหภูมิของของอากาศ	
$T_s$	อุณหภูมิของผนังกระบอกสูบ	
$T_f$	อุณหภูมิของเชื้อเพลิง	
$\Delta T$	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิผนังกระบอกสูบ	
$V$	ปริมาตร	
$V_0$	ปริมาตรกวาด	$cm^3$
$V_{se}$	ปริมาตรกวาดของดิสเพลสเซอร์	$cm^3$
$V_{sc}$	ปริมาตรกวาดของลูกสูบ	$cm^3$
$V_{\max}$	ปริมาตรสูงสุด	$cm^3$
$V_{\min}$	ปริมาตรต่ำสุด	$cm$
$V_e$	คือ ปริมาตรขณะใดๆของด้านขยาย	$cm$
$V_{de}$	คือ ปริมาตรตายของด้านขยาย	$cm$
$V_c$	คือ ปริมาตรขณะใดๆของด้านอัด	$cm$
$V_{dc}$	คือ ปริมาตรตายของด้านอัด	$cm$
$V_{\text{fuel}}$	ความเร็วของเชื้อเพลิง	m/s
$V_{\text{air}}$	ความเร็วของอากาศภายนอก	m/s
$B$	ค่าคงที่ของบีลล์	
$\epsilon$	ประสิทธิภาพของรีเจนเนอเรเตอร์	
$\tau$	อัตราส่วนของอุณหภูมิ	
$\gamma_v$	อัตราส่วนการอัดเชิงปริมาตร	
$\sigma_u$	ค่าความเค้นสูงสุด	MPa
$\sigma_y$	ค่าความเค้นวิกฤต	MPa
$\mu$	ความหนืดพลวัต	$N/s \cdot m^2$
$\eta_{th}$	ประสิทธิภาพเชิงความร้อน	
$k$	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน	W/m-K
$h$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหล	$W/m^2 \cdot K$

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ที่มาและความสำคัญของงานวิจัย

จากผลสำรวจโครงสร้างทางเศรษฐกิจของประเทศไทยพบว่า มีประชากรส่วนใหญ่มากกว่าร้อยละ 39.6 ของประเทศอยู่ในภาคการเกษตรกรรม ซึ่งแสดงให้เห็นว่าประเทศไทยยังคงเป็นประเทศเกษตรกรรมอยู่ อันส่งผลให้ประเทศไทยมีปริมาณผลผลิตทางด้านเกษตรกรรมอยู่เป็นจำนวนมาก โดยหากที่เหลือจากผลผลิตเหล่านี้สามารถนำไปใช้ประโยชน์อีกต่อหนึ่งได้โดยการนำไปทำเป็นเชื้อเพลิงเพื่อให้ความร้อนในการผลิตกระแสไฟฟ้ากลายเป็นพลังงานหมุนเวียนที่เรียกว่าเชื้อเพลิงชีวภาพ



รูปที่ 1.1 แสดงร้อยละของผู้มีงานทำ จำแนกตามอุตสาหกรรม

หากเราพิจารณาผลผลิตของพืชตัวหลักที่สามารถนำส่วนที่เหลือมาจากการบริโภคหรือการผลิตมาใช้เพื่อทำเป็นเชื้อเพลิงชีวภาพเพื่อเผาให้ความร้อนกับหัวเผาชีวมวลแล้ว จะพบว่า เฉพาะผลผลิตข้าวของปี 2559 นั้นมีมากถึง 31.9 ล้านตัน โดยเราสามารถนำแกลบที่เกิดจากการสีข้าวเปลือกมาใช้เป็นเชื้อเพลิงได้ ขานอ้อยที่เกิดจากการผลิตน้ำตาลทรายก็เช่นกัน ประมาณการบริโภคน้ำตาลภายในประเทศและความต้องการใช้ในภาคอุตสาหกรรมปี 2559 คาดว่ามีอยู่ราว 2.5 ล้านตัน ซึ่งข้าวโพดที่เกิดจากการสีข้าวโพดเพื่อนำเมล็ดออก คิดจากปริมาณข้าวโพดที่ผลิตได้ในปี 2559 มีถึง 4.06 ล้านตัน เชื้อเพลิงจากกาบมะพร้าวและกะลามะพร้าวที่ได้จากการนำมะพร้าวมาปอกเปลือกออกเพื่อนำเนื้อมะพร้าวไปผลิตกะทิและน้ำมันมะพร้าว โดยผลผลิตมะพร้าวปี 2559 มีประมาณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

0.86 ล้านตัน กากปาล์มที่ได้จากการสกัดน้ำมันปาล์มดิบออกจากผลปาล์มสดก็สามารถใช้เป็นเชื้อเพลิงชีวภาพได้เช่นกัน โดยมีผลผลิตในปี 2559 อยู่ที่ 11 ล้านตัน กากมันสำปะหลังซึ่งได้จากการผลิตแป้งมันสำปะหลัง ประมาณจากผลผลิตในปี 2559 อยู่ที่ 31.1 ล้านตัน ซึ่งผลผลิตของพืชแต่ละชนิดที่กล่าวมาข้างต้นนั้นอาจมีแหล่งที่มาแตกต่างกันไม่ว่าจะเป็นหลังจากการผลิตหรือหลังจากการบริโภค หากพิจารณาจากปริมาณที่ผลิตได้ต่อปีโดยหักการส่งออกไปขายต่างประเทศแล้วก็ยังคงมีปริมาณหลายล้านตันในภาพรวมทั้งประเทศซึ่งถือว่าเป็นปริมาณที่มหาศาล

ดังนั้นการนำกากเหลือใช้มาทำเป็นเชื้อเพลิงในการขับเคลื่อนเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้า จึงเป็นทางเลือกที่สามารถเป็นไปได้ในการใช้ประโยชน์จากสิ่งของเหล่านี้ที่มีอยู่มากมายในประเทศ นอกเหนือจากนำไปใช้ทำปุ๋ยชีวภาพหรือเป็นอาหารสัตว์หรือใช้เป็นวัตถุดิบในการผลิตสินค้าอื่น ๆ อีกทั้งยังได้ปริมาณไฟฟ้าเพิ่มขึ้นมาทดแทน ซึ่งเป็นพลังงานสะอาดที่ไม่เป็นพิษกับสิ่งแวดล้อม เนื่องจากปัญหาเรื่องสิ่งแวดล้อมเป็นปัญหาที่ทุกประเทศล้วนเผชิญอยู่ในปัจจุบัน ความตระหนักและความตื่นตัวในการร่วมกันลดมลพิษและรักษาสิ่งแวดล้อมจึงเป็นสิ่งที่หลายรัฐบาลล้วนนำไปปฏิบัติและเป็นส่วนหนึ่งของการดำเนินนโยบาย การผลิตไฟฟ้าจากพลังงานสะอาดนอกจากถ่านหินหรือแก๊สธรรมชาติจึงมีส่วนช่วยในการลดการปล่อยมลพิษ เพราะเทคโนโลยีของหัวเผาชีวมวลในปัจจุบันนั้นมีการพัฒนาขึ้นถึงระดับที่สามารถให้ประสิทธิภาพการสันดาปได้ถึง 97-99 %

ปัจจุบันมีความพยายามและรณรงค์เพื่อเพิ่มสัดส่วนพลังงานหมุนเวียนที่ใช้ภายในประเทศเพื่อสร้างความมั่นคงทางด้านพลังงานและลดการพึ่งพาการนำเข้าพลังงานจากเชื้อเพลิงฟอสซิลที่มีราคาสูง หากพิจารณาเฉพาะพลังงานหมุนเวียนที่ได้จากผลผลิตทางการเกษตรนั้นคิดเป็นร้อยละ 13.83 % ของการจัดหาพลังงานขั้นต้นทั้งหมดในประเทศในปี 2559 ซึ่งถือว่าน้อยเมื่อเทียบกับพลังงานส่วนใหญ่ที่ได้จากการใช้เชื้อเพลิงฟอสซิล

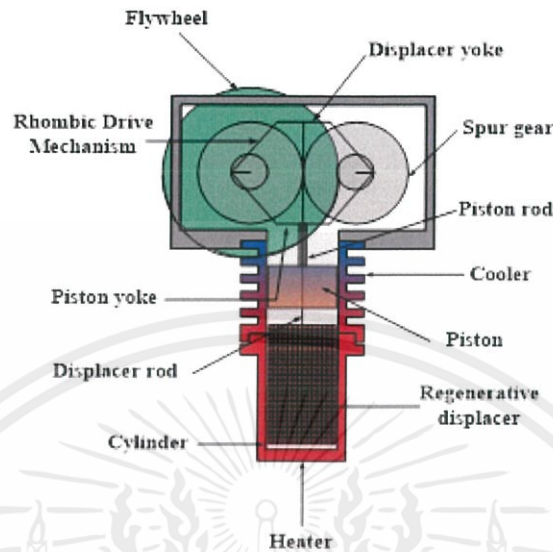
การสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่สามารถทำงานร่วมกับหัวเผาชีวมวลเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้านั้นจึงเป็นการสร้างทางเลือกในการนำผลผลิตเหลือใช้ทางการเกษตรของประเทศมาใช้ให้ประโยชน์ด้วยการผลิตเป็นกระแสไฟฟ้าที่เพิ่มสัดส่วนของพลังงานหมุนเวียนในประเทศ ส่งเสริมเรื่องสิ่งแวดล้อมจากการที่เป็นพลังงานสะอาดและเสริมสร้างความมั่นคงทางด้านพลังงานให้กับประเทศ

เนื่องจากการกลไกการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้นเหมาะสมกับการผลิตกระแสไฟฟ้า โดยทำหน้าที่ให้งานทางกลเพื่อขับเคลื่อนกลไกการหมุนของเจนเนอเรเตอร์อย่างต่อเนื่องและให้กำลังทางทฤษฎีที่สูงกว่าเครื่องยนต์แบบสันดาปภายใน โดยที่สามารถรับเอาความร้อนที่ได้จากหัวเผามาใช้เป็นแหล่งเชื้อเพลิงในการขับเคลื่อน อีกทั้งยังมีข้อดีในเรื่องของความเงียบของเครื่องยนต์และเรื่องความเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม เนื่องจากใช้สารทำงานที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมอย่างอากาศในการดำเนินวัฏจักรอยู่ภายในระบบปิดลดการรั่วไหลของสารทำงาน และลดการใช้ปริมาณเชื้อเพลิงฟอสซิลที่เป็นพลังงานที่ใช้แล้วหมดไป

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์แก๊สร้อน ประกอบด้วยชิ้นส่วนที่มีการเคลื่อนที่ 2 ชิ้น คือ ลูกสูบกำลัง (Power piston) และลูกสูบไล่ (Displacer) และส่วนที่ทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อน 3 ส่วน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คือ ส่วนรับความร้อน (Heater), ส่วนระบายความร้อน (Cooler) และรีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator) ดังรูปที่ 1.2



รูปที่ 1.2 รูปแสดงลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบกลไกโรคมิก

ปัจจุบันประเทศไทยยังไม่ค่อยแพร่หลายด้านองค์ความรู้และเทคโนโลยีที่เกี่ยวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง แต่ก็ยังมีบางงานวิจัยของหลายๆสถาบันให้ความสนใจเกี่ยวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพราะเห็นความสำคัญในการใช้พลังงานทดแทน จึงทำให้เริ่มมีการคิดค้นและพัฒนาเทคโนโลยีเกี่ยวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขยายอย่างกว้างขวางมากขึ้น ถึงแม้จะยังไม่มีการผลิตเครื่องยนต์สเตอร์ลิงออกสู่ตลาด เพราะยังติดขัดปัญหาทางด้านเทคนิคหลายประการ โดยเฉพาะทางด้านประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ยังด้อยกว่าเครื่องยนต์สันดาปภายใน แต่เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีข้อดีอยู่หลายประการที่ยังทำให้เครื่องยนต์ได้รับการพัฒนาและมีผู้คิดค้นมากยิ่งขึ้น คือ

1. เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีกลไกที่ไม่ซับซ้อนสามารถสร้างได้ง่ายกว่าเครื่องยนต์ดีเซล หรือเครื่องยนต์แก๊สโซลีน เพราะไม่ต้องมีระบบวาล์ว ง่าย และหัวฉีด จึงทำให้เครื่องยนต์ง่ายต่อการออกแบบและซ่อมบำรุง
2. การทำงานของเครื่องยนต์มีระดับเสียงที่ต่ำมาก เพราะเครื่องยนต์ไม่มีการจุดระเบิด ทำให้โครงสร้างมีความสั่นสะเทือนน้อยมาก
3. เครื่องยนต์มีการสันดาปอยู่ภายนอก ทำให้ใช้เชื้อเพลิงได้หลายรูปแบบ ไม่ว่าจะเป็นแบบแข็งหรือแบบเหลว และยังใช้กับพลังงานแสงอาทิตย์ได้อีกด้วย จึงไม่จำเป็นต้องใช้เชื้อเพลิงที่มีราคาแพง เช่น น้ำมันดีเซลหรือแก๊สโซลีน
4. การสันดาปอยู่ภายนอกเครื่องยนต์ จึงทำให้สามารถเผาไหม้เชื้อเพลิงได้สมบูรณ์ขึ้น การควบคุมมลพิษจากการเผาไหม้ก็ได้สะดวกขึ้น ในเครื่องยนต์เดียวกัน นอกจากเป็นเครื่องยนต์ต้นกำลังแล้วยังสามารถเป็นฮีตปั๊มหรือตู้เย็นได้ด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1. ศึกษาทำความเข้าใจวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
2. ศึกษาการออกแบบและสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้าขับเคลื่อนด้วยกลไกโรคมบิก ขนาด 112 ซีซี ที่สามารถอัดความดันได้

## 1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1. คำนวณและวิเคราะห์การออกแบบชิ้นส่วนที่จำเป็นในการทำให้รองรับการอัดความดัน โดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูปช่วยในการวิเคราะห์
2. ทดลองเดินเครื่องยนต์เริ่มต้นที่ความดันบรรยากาศจนถึงความดัน 5 บาร์

## 1.4 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

1. วิเคราะห์วัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์  
เลือกรูปแบบวัฏจักรที่เหมาะสมกับการวิเคราะห์และใช้โปรแกรมสำเร็จรูปช่วยในการคำนวณและพลอตกราฟเพื่อแสดงค่าความสัมพันธ์ของตัวแปรต่าง ๆ รวมถึงหาประมาณหางานตลอดทั้งวัฏจักรที่เครื่องยนต์สามารถทำได้
2. ออกแบบส่วนแลกเปลี่ยนความร้อน  
ออกแบบฮีทเตอร์และคูลเลอร์ให้ได้พื้นที่ผิวสำหรับแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าเหมาะสม ความยาวพินที่เหมาะสมโดยไม่ทำให้อุณหภูมิความร้อน เลือกใช้วัสดุที่เหมาะสมกับการทำงาน
3. จำลองการรับแรงดันในชิ้นส่วนเครื่องยนต์และจำลองการเคลื่อนที่ของกลไก  
เพื่อประเมินความเป็นไปได้ในการทนรับแรงดันที่ปรับเพิ่มขึ้นในเครื่องยนต์ของชิ้นส่วนต่าง ๆ ก่อนนำไปขึ้นรูปจริง โดยนำเอาโปรแกรม Solidworks เข้าช่วยในการจำลองเพื่อช่วยในการวิเคราะห์ออกแบบได้ดียิ่งขึ้น รวมทั้งแสดงผลการเคลื่อนที่ของกลไกและลูกสูบ
4. ทดสอบและวัดประสิทธิภาพของเครื่องยนต์  
ทดสอบเดินเครื่องยนต์เพื่อหาสมรรถนะที่ดีที่สุดและคำนวณหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ด้วยเครื่องมือวัดความเร็วรอบ เครื่องมือวัดแรงบิดและเครื่องมือวัดอุณหภูมิ

## 1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. เข้าใจกลไกการทำงานและแนวทางในการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า
2. สร้างความเป็นไปได้ในการนำพลังงานความร้อนที่ได้จากขยะมาทำให้เกิดประโยชน์ เพื่อส่งเสริมและรณรงค์การใช้พลังงานสะอาดหรือพลังงานทางเลือก

3. เพิ่มทางเลือกการสร้างเครื่องผลิตกระแสไฟฟ้าขนาดเล็กสำหรับใช้ในครัวเรือนหรือพื้นที่ห่างไกล
4. ได้เครื่องยนต์ต้นแบบสำหรับใช้เพื่อการวิจัยทางการศึกษาต่อไป



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 2

# ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

### 2.1 ที่มาและความสำคัญของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

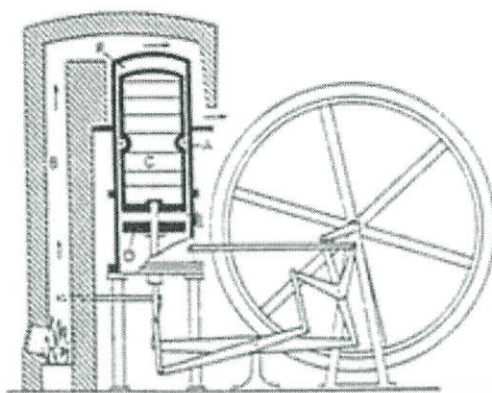
#### 2.1.1 ประวัติความเป็นมาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

บาทหลวงโรเบิร์ต สเตอร์ลิงหรือผู้คิดค้นเครื่องยนต์สเตอร์ลิง บุตรของปีเตอร์ สเตอร์ลิง เกิดเมื่อวันที่ 25 ตุลาคม ค.ศ.1790 ใกล้หมู่บ้านเคิกเซียร์ ในประเทศสกอตแลนด์ เขาเริ่มรู้จักวิศวกรรมศาสตร์เมื่ออายุน้อย ในปี 1756 คุณปู่ของเขาชื่อไมเคิล ได้สร้างเครื่องเกี่ยวข้าวเพื่อใช้ในงานเกษตรกรรม โรเบิร์ตได้ช่วยคุณปู่ดูแลรักษาเครื่องเหล่านี้ ทำให้โรเบิร์ตมีความสนใจใฝ่รู้ในเรื่องเครื่องยนต์ทุกชนิด เขาได้ศึกษาที่มหาวิทยาลัยเอดินบะระและมหาวิทยาลัยกลาสโกว์ สำเร็จการศึกษาเมื่อวันที่ 4 กรกฎาคม 1815 โรเบิร์ตได้บวชเป็นบาทหลวงในคริสตจักรตลอดชีวิตและเสียชีวิตลงในปี 1878

ในช่วงที่โรเบิร์ตเป็นบาทหลวงอยู่นั้น ซึ่งเป็นยุคของการปฏิวัติอุตสาหกรรมของอังกฤษ สภาพการทำงานของแรงงานในเมืองถ่านหินเป็นไปอย่างรวดเร็ว เขาได้เห็นเครื่องจักรไอน้ำแรงดันสูงถูกนำมาใช้สูบน้ำในเมืองถ่านหิน หม้อน้ำของเครื่องจักรนั้นระเบิดบ่อยครั้ง คร่าชีวิตคนงานเมืองไปมากมาย ด้วยความพยายามและแนวคิดที่ต้องการให้คนในเมืองถ่านหินทำงานได้ง่ายและปลอดภัยมากขึ้น โรเบิร์ต สเตอร์ลิงจึงได้พัฒนาเครื่องยนต์ที่ทำงานด้วยแรงดันที่ลดลงและไม่มีไอน้ำที่เป็นอันตราย ถึงแม้ว่าหลักการอุณหพลศาสตร์ยังไม่เป็นที่รู้จักในสมัยนั้นแต่เขารู้สึกว่าก๊าซจะขยายตัวเมื่อได้รับความร้อนและจะหดตัวลงเมื่อได้รับความเย็น



รูปที่ 2.1 บาทหลวงโรเบิร์ต สเตอร์ลิง



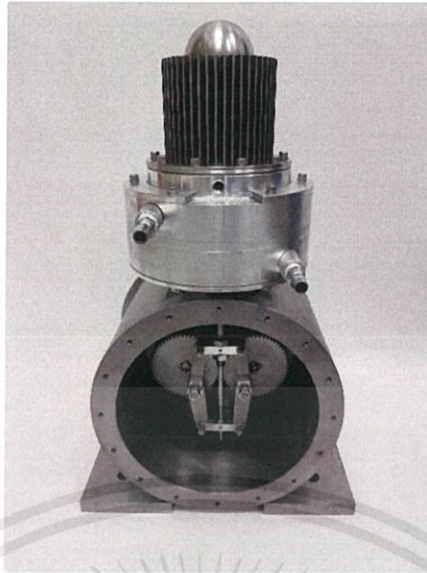
รูปที่ 2.2 ต้นแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงของโรเบิร์ตสเตอร์ลิง

บาทหลวงโรเบิร์ตสเตอร์ลิงเป็นบุคคลแรกที่คิดค้นและสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงและเขาได้จดสิทธิบัตรไว้ในวันที่ 27 กันยายน 1816 แต่ในการคิดค้นของเขาไม่ประสบผลสำเร็จมากนักในด้านกำลังงานที่ได้ออกมา

### 2.1.2 หลักการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

การทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะทำงานในระบบปิด (closed-cycle) โดยสารทำงานคืออากาศร้อนในกระบอกสูบปิดซึ่งสามารถอธิบายการทำงานได้ดังนี้

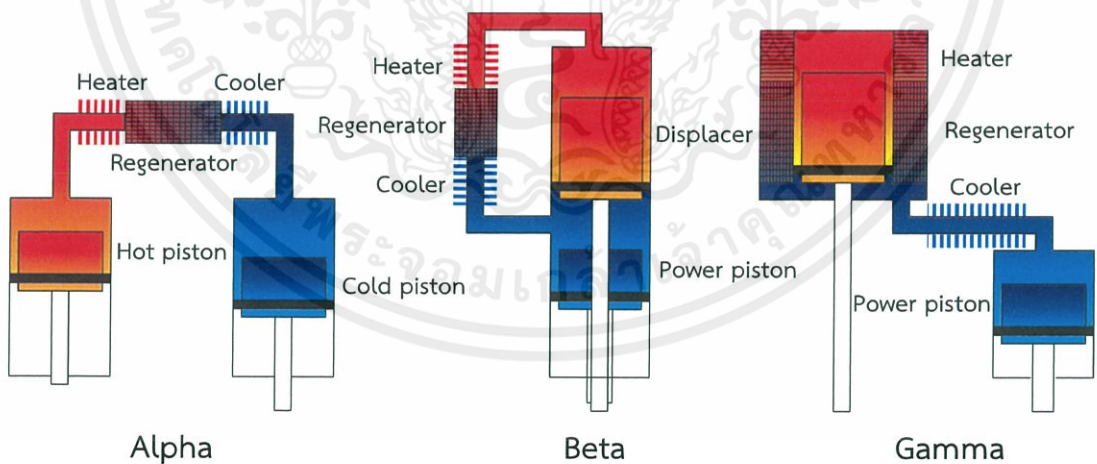
1. ในกระบอกสูบที่มีก๊าซหรืออากาศ เมื่อได้รับความร้อนจะทำให้ก๊าซหรืออากาศเกิดการขยายตัวและความดันภายในก็จะเพิ่มขึ้น ถ้าให้ปลายด้านหนึ่งของกระบอกสูบมีลูกสูบที่เคลื่อนที่ได้โดยมีการรั่วของก๊าซหรืออากาศ ความดันที่มากขึ้นภายในจะผลักลูกสูบให้เคลื่อนที่ออกไปทำให้ปริมาตรกระบอกสูบขยายตัวออกไป
2. เมื่อก๊าซภายในขยายตัวจนมีอุณหภูมิต่ำลงจะไม่สามารถขยายตัวได้อีกความดันก็จะตกลงทำให้มีการหดตัวของปริมาตรก๊าซลงเป็นผลให้ลูกสูบสามารถเคลื่อนที่กลับมายังตำแหน่งเดิมได้ ที่เป็นเช่นนั้นเพราะความดันภายนอกมีค่าสูงกว่าความดันภายในและภายนอกกระบอกสูบเกิดเป็นสุญญากาศขึ้นในช่วงที่ก๊าซขยายตัวดันลูกสูบออกมา
3. ถ้ากระบวนการในข้อที่ 1 เกิดขึ้นอีก แต่เราจะทำการเชื่อมก้านลูกสูบติดกับลูกสูบและเชื่อมต่อก้านสูบไปติดกับล้อช่วยแรง ในการขยายตัวของก๊าซความดันก็จะทำให้เกิดแรงผลักลูกสูบให้เคลื่อนที่เป็นผลให้ล้อช่วยแรงหมุน การเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้นในกระบวนการในข้อที่ 1 นั้นจะส่งผลให้เป็นการเคลื่อนที่ได้
4. เมื่อกระบวนการในข้อที่ 1 ดำเนินมาถึงกระบวนการในข้อที่ 2 ซึ่งก๊าซจะมีอุณหภูมิต่ำลง ความดันก็จะตกลงและมีสุญญากาศเกิดขึ้นด้วยทำให้ลูกสูบเคลื่อนที่กลับได้ซึ่งจะอาศัยแรงที่เกิดจากการหมุนของล้อช่วยแรงช่วยในการเคลื่อนที่กลับ



รูปที่ 2.3 แสดงหน้าตาเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

### 2.1.3 ลักษณะโครงสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบต่างๆ

โดยทั่วไปแล้วเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะมีรูปแบบลักษณะโครงสร้างที่แตกต่างกันสามลักษณะ คือ แอลฟา (Alpha) เบต้า (Beta) และแกมมา (Gamma) แต่ละรูปแบบโครงสร้างจะประกอบไปด้วย ลูกสูบร้อนและลูกสูบเย็นหรือลูกสูบไลต์และลูกสูบกำลัง มีส่วนรับความร้อน (Heater) มีส่วนระบายความร้อน (Cooler) และมีรีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator) มีวัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์ที่เหมือนกันแต่มีคุณสมบัติในการออกแบบทางกลที่แตกต่างกันแสดงไว้ในรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 แสดงลักษณะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทั้งแบบ Alpha, Beta และ Gamma

จากรูปแบบทางกลของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ที่ถูกจำแนกออกเป็นสามแบบ ซึ่งหากพิจารณาจาก ข้อดี และข้อเสียของรูปแบบโครงสร้างเครื่องยนต์ทั้งสามแบบนี้จะสังเกตเห็นได้ถึงความแตกต่างกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้นงานสุทธิต่อวัฏจักรของทั้งสามแบบจึงไม่เท่ากัน กำลังที่ได้จากเครื่องยนต์แต่ละชนิดจึงแตกต่างกันออกไป ซึ่งเครื่องยนต์แบบอัลฟาจะให้กำลังมากที่สุดและเครื่องยนต์แบบเบต้าจะให้กำลังมากกว่าเครื่องยนต์แบบแกมมาตามลำดับ

### 2.1.3.1 ลักษณะโครงสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแอลฟา

รูปแบบโครงสร้างแบบแอลฟา (Gamma) จะไม่ใช้ลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (Displacer) แต่ใช้ลูกสูบสองลูกอยู่ในกระบอกสูบสองกระบอกเรียกว่าลูกสูบร้อนและลูกสูบเย็น ซึ่งลูกสูบร้อนจะอยู่ด้านฮีเตอร์ (Heater) และลูกสูบเย็นจะอยู่ด้านคูลเลอร์ (Cooler) สารทำงานจะไหลผ่านฮีเตอร์ (Heater) รีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator) และคูลเลอร์ (Cooler) ลูกสูบทั้งสองนี้จะเคลื่อนที่อย่างสม่ำเสมอในทิศทางเดียวกันเพื่อทำให้เกิดการให้ความร้อนหรือการระบายความร้อนของสารทำงานที่ปริมาตรคงที่ เมื่อสารทำงานทั้งหมดถูกถ่ายเทเข้าไปในกระบอกสูบใดกระบอกสูบหนึ่งทั้งหมดแล้ว ลูกสูบลูกหนึ่งจะอยู่กับที่ ลูกสูบอีกลูกหนึ่งจะเคลื่อนที่เพื่อทำให้เกิดการขยายตัวหรือการอัดตัวของสารทำงาน งานจากการขยายตัวจะเกิดขึ้นโดยลูกสูบร้อนและงานในการอัดตัวจะกระทำโดยลูกสูบเย็น ข้อดีของโครงสร้างชนิดนี้คือ การที่เครื่องยนต์มีสองกระบอกสูบแยกออกจากกันทำให้การออกแบบและสร้างทำได้ง่ายขึ้น แต่ก็มีข้อเสียคือ ลูกสูบทั้ง 2 ตัวนั้นจำเป็นอย่างยิ่งที่ต้องได้รับการผนึก (Seal) ที่ดี เพื่อป้องกันการรั่วไหลของแก๊สที่อยู่ภายใน

### 2.1.3.2 ลักษณะโครงสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้า

ในรูปแบบโครงสร้างแบบเบต้า (Beta) ลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (Displacer) และลูกสูบกำลัง (Power piston) ติดตั้งร่วมกันอยู่ในกระบอกสูบเดียวกัน ลูกสูบดิสเพลสเซอร์ผลักดันสารทำงานให้เคลื่อนที่ระหว่างด้านร้อนและด้านเย็นของกระบอกสูบผ่านฮีเตอร์ (Heater) รีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator) และคูลเลอร์ ลูกสูบกำลังซึ่งติดตั้งอยู่บริเวณด้านเย็นของกระบอกสูบทำหน้าที่อัดสารทำงานเมื่อสารทำงานอยู่ด้านเย็นและทำให้สารทำงานเกิดการขยายตัวเมื่อสารทำงานอยู่ด้านร้อน เครื่องยนต์ลักษณะนี้เป็นเครื่องยนต์ที่มีการขยายตัวได้มากขึ้นในส่วนร้อนหรือส่วนที่ความดันสูงกว่า ซึ่งก็เป็นข้อดีของเครื่องยนต์เบต้าและกลไกเป็นแบบรอมบิกที่มีความแข็งแรงและลดแรงกระทำด้านข้างของลูกสูบกำลังกับผนังกระบอกสูบ อย่างไรก็ตามกลไกรอมบิกนั้นต้องอาศัยเฟืองหนึ่งคู่เพื่อขับเคลื่อนกลไก จึงทำให้โครงสร้างมีน้ำหนักมากขึ้น รวมทั้งการประกอบติดตั้งต้องการความแม่นยำสูงเพราะเพลลาของลูกสูบไต่และลูกสูบกำลังสวมกันต้องได้ศูนย์กลางร่วมกัน

### 2.1.3.3 ลักษณะโครงสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมา

ในรูปแบบโครงสร้างแบบแกมมา (Gamma) จะใช้กระบอกสูบแยกระหว่างลูกสูบดิสเพลสเซอร์ (Displacer) และลูกสูบกำลัง (Power piston) โดยมีช่องเชื่อมต่อกันระหว่างกระบอกสูบทั้งสอง ลูกสูบดิสเพลสเซอร์ผลักดันสารทำงานให้ถ่ายเทระหว่างด้านร้อนและด้านเย็นของกระบอกสูบดิสเพลส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เซอร์ (Displacer) ผ่านฮีตเตอร์ (Heater) รีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator) และคูลเลอร์ ในรูปแบบโครงสร้างนี้ ลูกสูบกำลังทำหน้าที่ทั้งอัดสารทำงานและรับการขยายตัวของสารทำงาน รูปแบบแกมมาโดยลูกสูบกำลังทำงานสองด้าน ในทางทฤษฎีมีประสิทธิภาพสูงที่เป็นไปได้ และมีลักษณะที่ดีในการอัดเพิ่มความดันด้วยตนเอง อย่างไรก็ตาม ควรออกแบบเครื่องยนต์ให้กระบอกสูบอยู่ในแนวตั้งเพื่อลดแรงเสียดทาน

## 2.2 ทฤษฎีทางเทอร์โมไดนามิกส์

### 2.2.1 กฎของเทอร์โมไดนามิกส์

#### 2.2.1.1 กฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์

กฎข้อที่หนึ่งหรือหลักการของกฎการอนุรักษ์พลังงาน ซึ่งปฏิเสธความเป็นไปได้ของเครื่องยนต์จากการที่กำลังหรืองานสามารถสร้างขึ้นมาได้เรื่อย ๆ โดยปราศจากส่วนเสริมกำลัง กฎข้อที่หนึ่งนั้นต้องการพลังงานในทุกรูปแบบอย่างน้อยที่สุดเพื่อป้อนให้เครื่องยนต์เท่ากับพลังงานที่เครื่องยนต์ถูกดึงออกไป หากเราพิจารณาอากาศและปิโตรเลียมที่ป้อนให้กับเครื่องยนต์แบบ SI อย่างแรกสุดพวกมันจะรวมกันในกระบวนการสันดาปและอากาศร้อนจะขับเครื่องยนต์

จากพลังงานทั้งหมดในเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าไป ประมาณหนึ่งในสามจะเปลี่ยนเป็นงานที่ใช้ประโยชน์ได้จากเครื่องยนต์ อีกส่วนนั้นจะไปอยู่ที่ระบบหล่อเย็นและส่วนที่เหลือจะถูกปล่อยออกมาในรูปของไอเสียซึ่งเป็นพลังงานทางความร้อนที่มีประสิทธิภาพต่ำ ถ้าหยุดการป้อนปิโตรเลียมเข้าไปเครื่องยนต์จะหยุดลง นี่คือการประยุกต์โดยตรงของกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์และเป็นเรื่องทั่วไปที่สามารถพบเจอได้

#### 2.2.1.2 กฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์

หนึ่งในหลักเกณฑ์ของกฎข้อนี้คือมันเป็นไปได้ที่จะสร้างระบบซึ่งทำงานเป็นวัฏจักรโดยดึงความร้อนมาจากอ่างกักเก็บความร้อนและทำงานให้กับสิ่งแวดล้อมในปริมาณที่เท่ากัน กฎข้อที่หนึ่งได้กล่าวไว้ว่างานที่ผลิตได้จะไม่มีทางมีขนาดเกินกว่าความร้อนที่ถูกป้อนให้ ขณะที่กฎข้อที่สองนั้นไปไกลยิ่งกว่านั้น และบอกว่ามันจำเป็นต้องเป็นเช่นนั้นเสมอไป ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง มันคือกฎข้อที่สองที่ปฏิเสธความเป็นไปได้ในการเปลี่ยนพลังงานทั้งหมดของความร้อนที่ป้อนเข้ามาไปเป็นงานที่เกิดประโยชน์ บางส่วนของพลังงานจำเป็นต้องสูญเสียไปในรูปของพลังงานความร้อนที่ถูกปล่อยออกมาจากระบบหล่อเย็น

#### 2.2.1.3 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน

อัตราส่วนของงานที่ผลิตได้ต่อพลังงานที่ป้อนเข้าไปเรียกว่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อน โดยจะสังเกตเห็นว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนไม่มีทางมีค่าเกินร้อยเปอร์เซ็นต์ เนื่องจากขัดกับกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ที่พลังงานที่ผลิตได้ต้องน้อยกว่าพลังงานที่ป้อนเข้าไปเสมอ เพราะมีพลังงานบางส่วนต้องสูญเสียไปกับแหล่งระบายความร้อน

$$\eta = \frac{W_{out}}{Q_{in}} \quad (2.1)$$

## 2.2.2 วัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์

### 2.2.2.1 แผนภูมิ P-V และ T-S

กระบวนการต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นในเครื่องจักรความร้อนที่ธรรมดามันนั้นยังคงมีความซับซ้อน ซึ่งมันเป็นไปได้ที่จะคำนวณอย่างแม่นยำว่าเกิดอะไรขึ้นบ้าง ด้วยเหตุนี้ รูปแบบทางทฤษฎีจึงได้ถูกสมมติขึ้นมาเพื่อทำให้เหตุการณ์ต่าง ๆ นั้นเป็นแบบอุดมคติในขอบเขตที่จำเป็นเพื่อทำให้การวิเคราะห์การทำงานสามารถทำได้

ในกรณีนี้ การทำงานของเครื่องจักรโดยส่วนใหญ่อาจจะถูกจำลองโดยการตั้งสมมติฐานกระบวนการทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่เกิดขึ้นซ้ำอย่างต่อเนื่องกันเรียกว่า “วัฏจักร” โดยปกติแล้ว แต่ละกระบวนการจะถูกสมมติให้เป็นการเปลี่ยนแปลงของฟังก์ชันทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่เกิดขึ้น เช่นเดียวกับการเคลื่อนที่ของของไหลจากสถานะหนึ่งไปยังอีกสถานะหนึ่ง แต่ก็มีหนึ่งในหลาย ๆ ฟังก์ชันของเทอร์โมไดนามิกส์ที่ถูกกำหนดให้มีค่าคงที่ ฟังก์ชันทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่สำคัญ ได้แก่ ความดัน, ปริมาตร, อุณหภูมิ, พลังงานภายใน, เอนทัลปีและเอนโทรปี

หนึ่งวัฏจักรประกอบด้วยกระบวนการต่าง ๆ ที่ดำเนินต่อเนื่องกัน ซึ่งฟังก์ชันทางเทอร์โมไดนามิกส์ถูกกำหนดให้คงที่ขณะที่ตัวอื่นเปลี่ยนแปลง สามารถแสดงเป็นกราฟได้หลากหลายรูปแบบ รูปแบบสองอย่างที่สำคัญซึ่งช่วยในการวิเคราะห์การทำงานของเครื่องยนต์ความร้อนคือ แผนภูมิความสัมพันธ์ระหว่างความดันกับปริมาตร และความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับเอนโทรปี

### 2.2.2.2 วัฏจักรที่ผันกลับได้

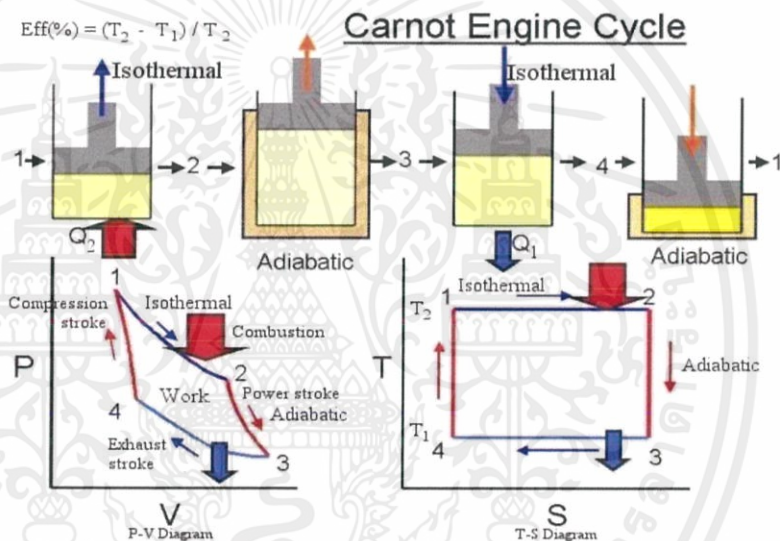
กลจักรความร้อนเป็นอุปกรณ์วัฏจักรโดยของไหลภายในกลจักรความร้อนจะทำงานอยู่ภายในวัฏจักรและจะกลับสู่สภาวะเดิมอีกครั้งเมื่อสิ้นสุดในแต่ละรอบของวัฏจักร และในการทำงานแต่ละรอบของวัฏจักรนั้นจะได้งานออกมาจากส่วนหนึ่งของวัฏจักรโดยมีการใช้งานเข้าไปในอีกส่วนหนึ่งของวัฏจักรผลต่างระหว่างงานทั้งสองนี้จะเป็นค่าปริมาณงานสุทธิที่ได้จาก วัฏจักรซึ่งเป็นผลมาจากความร้อน ดังนั้นจะเห็นได้ว่าค่าประสิทธิภาพในการทำงานของวัฏจักรกลจักรความร้อนจะขึ้นอยู่กับลักษณะการทำงานของแต่ละกระบวนการในวัฏจักรกล่าวคือ ประสิทธิภาพจะสูงขึ้นได้ถ้างานสุทธิที่ได้ออกมาในแต่ละรอบของวัฏจักรนั้นมีค่ามากขึ้น และค่างานสุทธิตะจะมากขึ้นได้นั้น กระบวนการที่ให้งานออกมาจะต้องให้งานออกมามากที่สุดส่วนกระบวนการที่จะต้องงานก็จะป้อนงานเข้าไปน้อยที่สุดซึ่งสิ่งเหล่านี้จะเกิดขึ้นได้ถ้ากระบวนการภายในวัฏจักรเป็นกระบวนการแบบผันกลับได้เท่านั้น ดังนั้นจึงไม่ต้องสงสัยเลยว่าวัฏจักรที่มีประสิทธิภาพในการทำงานที่ดีที่สุดคือวัฏจักรแบบผันกลับได้ ซึ่งหมายถึงวัฏจักรที่ประกอบไปด้วยกระบวนการต่าง ๆ เป็นแบบผันกลับได้นั่นเอง

วัฏจักรที่ผันกลับได้จะไม่สามารถเกิดขึ้นได้จริงเพราะปัจจัยที่เกี่ยวข้องกับแต่ละกระบวนการในวัฏจักรไม่สามารถกำจัดออกได้ แต่อย่างไรก็ตามการที่เราสมมุติว่า ถ้าจะเป็นแบบผันกลับได้จะทำ

ให้ทราบค่าสูงสุดของประสิทธิภาพในการทำงานของวัฏจักรได้ อาทิเช่น การสมมติวัฏจักรกลจักรความร้อนและเครื่องทำความเย็นทำงานในลักษณะผันกลับได้จะทำให้สามารถใช้เป็นแบบจำลองเพื่อเปรียบเทียบกับวัฏจักรกลจักรความร้อนและเครื่องทำความเย็นจริงได้ นอกจากนี้ยังมาใช้เป็นแนวคิดในการพัฒนาหรือแก้ไขวัฏจักรให้มีประสิทธิภาพตามที่ต้องการได้

### 2.2.2.3 วัฏจักรคาร์โนต์

วัฏจักรแบบผันกลับได้ที่รู้จักกันดีคือวัฏจักรคาร์โนต์ ซึ่งถูกเสนอครั้งแรกโดยวิศวกรชาวฝรั่งเศสชื่อ Sadi Carnot ในปี ค.ศ. 1824 วัฏจักรกลจักรความร้อนที่สามารถทำงานในลักษณะวัฏจักรคาร์โนต์จะถูกเรียกว่า “กลจักรความร้อน” วัฏจักรคาร์โนต์ จะประกอบด้วยกระบวนการทางกลับได้ 4 กระบวนการด้วยกัน คือ กระบวนการ ไอโซเทอร์มอล 2 กระบวนการ และกระบวนการแอดิยาเบติก 2 กระบวนการ และอาจจะอยู่ในลักษณะระบบปิดหรือระบบเปิดก็ได้



รูปที่ 2.5 การทำงานของวัฏจักรคาร์โนต์

พิจารณาระบบที่เป็นระบบปิดซึ่งมีแก๊สบรรจุอยู่ภายในอุปกรณ์กระบอกสูบแบบแอดิยาเบติก ดังแสดงในรูปที่ 2.5 ฉนวนที่อยู่ปลายของกระบอกสูบสามารถเอาออกจากกระบอกสูบได้เพื่อให้กระบอกสูบสามารถสัมผัสกับแหล่งสะสมพลังงานเพื่อให้เกิดการถ่ายโอนความร้อนเกิดขึ้น กระบวนการแบบผันกลับได้ทั้ง 4 กระบวนการที่เกิดขึ้นเป็นวัฏจักรคาร์โนต์มีดังนี้ คือ

การขยายตัวในลักษณะไอโซเทอร์มอลแบบผันกลับได้ (reversible isothermal expansion) (กระบวนการ 1-2  $T_H =$  คงที่)

ที่สภาวะเริ่มต้น (สภาวะที่ 1) อุณหภูมิของแก๊ส  $T_H$  และที่ปลายกระบอกสูบจะสัมผัส กับแหล่งพลังงาน Source ที่มีอุณหภูมิ  $T_H$  เช่นกันแก๊สที่อยู่ในกระบอกสูบจะขยายตัวอย่างช้า ๆ ทำให้มี การทำงานจากระบบสู่สิ่งแวดล้อมขณะที่แก๊สขยายตัวอุณหภูมิของแก๊สจะมีแนวโน้มลดลง แต่เนื่องจากปริมาณการลดลงของอุณหภูมิน้อยมากจึงทำให้ความร้อนที่ถ่ายโอนจากแหล่งสะสมพลังงาน

ไปยังแก๊สสามารถเพิ่มอุณหภูมิของแก๊สให้เป็น  $T_H$  ได้ ดังนั้นอุณหภูมิของแก๊สจึงถูกรักษาให้คงที่เท่ากับ  $T_H$  เนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิจากแก๊สและแหล่งสะสมพลังงานไม่มากดังนั้นการถ่ายโอนความร้อนที่เกิดขึ้นจึงเป็นกระบวนการถ่ายโอนความร้อนแบบผันกลับได้

การขยายตัวในลักษณะแอดิเอติกแบบผันกลับได้ (reversible adiabatic expansion) กระบวนการ 2-3 อุณหภูมิลดลงจาก  $T_H$  ไปยัง  $T_L$  ที่สภาวะ 2 แหล่งสะสมพลังงานที่สัมผัสกับปลายกระบอกสูบจะถูกนำออกและถูกแทนที่ด้วยฉนวนเพื่อทำให้ระบบเป็นระบบแอดิเอติก คือไม่มีการถ่ายโอนความร้อนระหว่างระบบและสิ่งแวดล้อมแก๊ส จะขยายตัวอย่างช้า ๆ และต่อเนื่องจึงมีการทำงานให้แก่สิ่งแวดล้อมจนกระทั่งอุณหภูมิของระบบลดลงจาก  $T_H$  ไปเป็น  $T_L$  สภาวะที่ 3 ลูกสูบจะถูกสมมติว่าปราศจากแรงเสียดทานและกระบวนการเกิดขึ้นในลักษณะ quasi - equilibrium ดังนั้นกระบวนการจึงเป็นแบบผันกลับได้และแอดิเอติก

การอัดในลักษณะไอโซเทอร์มอลแบบผันกลับได้ (reversible isothermal compression) (กระบวนการ 3-4,  $T_L = \text{คงที่}$ )

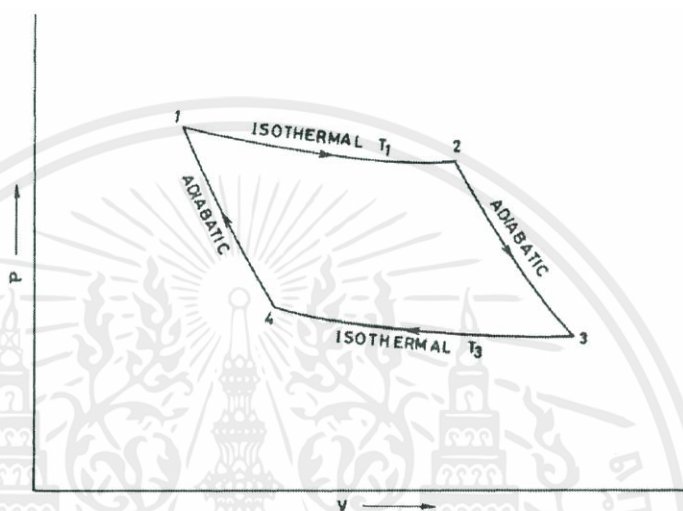
ที่สภาวะที่ 3 ฉนวนที่ปิดอยู่ที่ปลายกระบอกสูบจะถูกเอาออก และให้กระบอกสูบสัมผัสกับแหล่งพลังงานสิ่งที่มีอุณหภูมิ  $T_L$  หลังจากนั้นลูกสูบจะถูกอัดด้วยแรงภายนอกเข้าไปในกระบอกสูบเป็นการทำงานของสิ่งแวดล้อมต่อระบบ ในขณะที่ถูกอัดอุณหภูมิของแก๊สจะมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเพียงเล็กน้อยความร้อนที่เกิดขึ้นนี้จะถูกถ่ายโอนจากแก๊สไปยังแหล่งพลังงานทำให้อุณหภูมิของแก๊สที่เพิ่มขึ้นไม่สูงมากนักนี้ลดลงเป็น  $T_L$  และเนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิของแก๊สและแหล่งพลังงานน้อยมาก จึงอาจกล่าวได้ว่ากระบวนการถ่ายโอนความร้อนนี้เป็นแบบผันกลับได้ ลูกสูบจะเคลื่อนที่จนกระทั่งถึงตำแหน่ง 4 ปริมาณความร้อนที่ถูกปล่อยออกมาจากแก๊สในระหว่างกระบวนการเท่ากับ  $Q_L$

การอัดในลักษณะแอดิเอติกแบบผันกลับได้ (reversible adiabatic compression) (กระบวนการ 4-1 อุณหภูมิเพิ่มขึ้นจาก  $T_L$  ไปเป็น  $T_H$ )

ที่สภาวะ 4 เมื่อแหล่งสะสมพลังงานที่สัมผัสกับปลายกระบอกสูบถูกนำออกและถูกแทนที่ด้วยฉนวน ในขณะที่แก๊สยังคงถูกอัดในลักษณะกระบวนการแบบผันกลับได้ แก๊สจะกลับสู่สภาวะตั้งต้น (สภาวะที่ 1) โดยอุณหภูมิของแก๊สจะสูงขึ้นจาก  $T_L$  ไปเป็น  $T_H$  ซึ่งจะทำให้วัฏจักรทำงานครบวัฏจักรพอดี

แผนภาพ  $P - v$  ของวัฏจักรนี้ถูกแสดงดังในรูปที่ 2.6 เรายังคงจำได้ว่าพื้นที่ภายใต้เส้นโค้งในแผนภาพ  $P - v$  สามารถแทนได้ด้วย Boundary work ของกระบวนการที่ดำเนินในลักษณะ quasi - equilibrium (ผันกลับได้ภายใน) ดังนั้นพื้นที่ใต้เส้นโค้ง 1-2-3 คืองานที่ระบบทำให้กับสิ่งแวดล้อมด้วยการขยายตัวของแก๊สภายในกระบอกสูบส่วนพื้นที่ใต้เส้นโค้ง 3-4-1 คืองานที่ป้อนให้แก่แก๊สภายในกระบอกสูบในระหว่างกระบวนการอัดดังนั้นพื้นที่ที่ล้อมรอบด้วยแนวเส้น 1-2-3-4-1 คือผลต่างระหว่างงานทั้ง 2

ข้อสังเกตคือ ถ้าเราพยายามอัดแก๊สที่อยู่ในสภาวะ 3 ในลักษณะแอดิยาติก แทนที่จะเป็นไอโซเทอร์มอลเพื่อประหยัดพลังงาน  $Q_L$  ที่ต้องปล่อยทิ้งไปยังแหล่งระบายความร้อน การทำงานเช่นนี้คือ พยายามทำให้ระบบย้อนกลับสู่สภาวะ 2 ตามแนว 3-2 ของกระบวนการ สิ่งที่เราจะได้คือสามารถประหยัด  $Q_L$  แต่ไม่สามารถได้รับงานสุทธิออกจากวัฏจักรกลจักรความร้อนนี้ เป็นการแสดงอีกครั้งให้เห็นอย่างชัดเจนว่า วัฏจักรกลศาสตร์ความร้อนมีความจำเป็นที่จะต้องแลกเปลี่ยนความร้อนกับแหล่งสะสมพลังงานอย่างน้อย 2 แหล่งที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันเพื่อให้วัฏจักรดำเนินไปได้และผลิตงานสุทธิออกมาจำนวนหนึ่ง

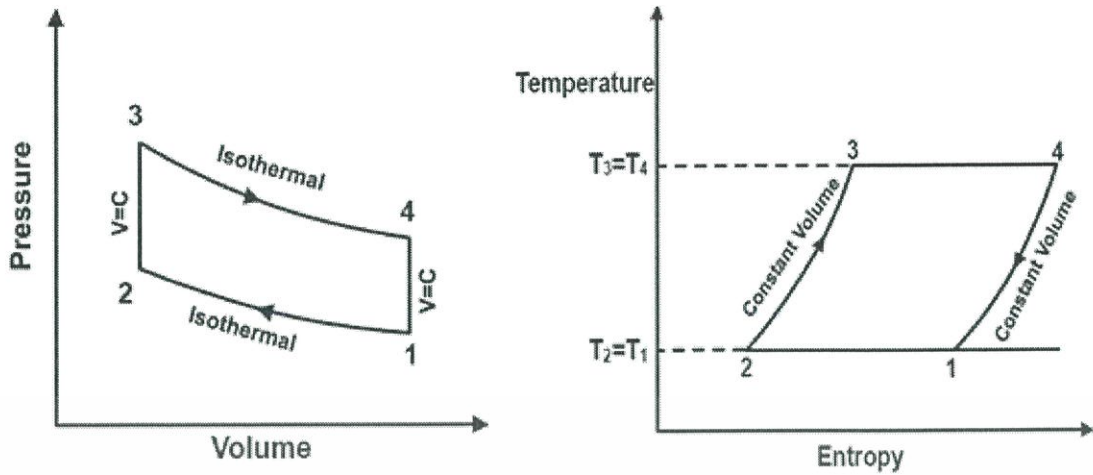


รูปที่ 2.6 แผนภาพ P-v ของวัฏจักรคาร์โนต์

#### 2.2.2.4 วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ

วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติแบบ Isothermal เป็นวัฏจักรที่ง่ายต่อการวิเคราะห์ที่สุด โดยมีความสัมพันธ์ระหว่างความดันและการเปลี่ยนแปลงปริมาตรดังแสดงในรูป 2.7 ซึ่งตั้งข้อสมมติฐานเพื่อการคำนวณดังนี้

1. เป็นกระบวนการย้อนกลับได้
2. สารทำงานคือก๊าซอุดมคติ
3. พิจารณาก๊าซมีมวลเป็นกลุ่มเดี่ยวเคลื่อนที่กลับไปกลับมา
4. ระบบอยู่ในสภาวะคงตัว
5. ไม่มีการรั่วไหลของสารทำงาน



รูปที่ 2.7 วัฏจักรเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานตามวัฏจักรสเตอร์ลิงดังรูปที่ 2.7 ซึ่งประกอบด้วย 4 กระบวนการทางเทอร์โมไดนามิกส์ ดังนี้

กระบวนการ (1-2) กระบวนการอัดพร้อมระบายความร้อนอุณหภูมิคงที่ เมื่อเริ่มรับความร้อนลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ขึ้นไปดันให้สารทำงานไหลผ่านส่วนที่เย็นอุณหภูมิต่ำ คงที่ไปสู่รีเจนเนอเรเตอร์ ในกระบวนการนี้ดิสเพลสเซอร์จะเคลื่อนที่ลงทำให้สารทำงานไหลเข้าไปที่ส่วนรับความร้อนได้ง่าย

กระบวนการ (2-3) กระบวนการรับความร้อนที่ปริมาตรคงที่และเริ่มขยายตัวขณะที่สารทำงานไหลผ่านรีเจนเนอเรเตอร์อุณหภูมิของสารทำงานจะเพิ่มขึ้นจากอุณหภูมิต่ำเป็นอุณหภูมิสูง เนื่องจากความร้อนที่สะสมในรีเจนเนอเรเตอร์และเมื่อสารทำงานไหลเข้าไปในส่วนรับความร้อนของเครื่องยนต์ก็จะมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว สารทำงานมีอุณหภูมิสูงเริ่มจะขยายตัวดันดิสเพลสเซอร์เคลื่อนที่ขณะที่ลูกสูบกำลังอยู่ที่เดิม ทำให้ปริมาตรสารทำงานเย็นลดลงจึงมีความดันเพิ่มขึ้นเพียงพอที่จะทำให้ลูกสูบกำลังเริ่มเคลื่อนที่ลงและขับเคลื่อนล้อช่วยแรงหมุนให้กำลังทางกล

กระบวนการ (3-4) กระบวนการขยายตัวและระบายความร้อนที่อุณหภูมิสูงคงที่ ขณะที่ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ลง เมื่อความดันที่ส่วนร้อนลดลงทำให้ดิสเพลสเซอร์เริ่มจะเคลื่อนที่ขึ้นไปในส่วนร้อนตามจังหวะเพลอาหมุน ทำให้สารทำงานในส่วนร้อนถูกแทนที่จะไหลผ่านรีเจนเนอเรเตอร์และไหลเข้าไปที่ส่วนเย็นมากขึ้นเป็นส่วนใหญ่ ซึ่งสารทำงานจะถูกระบายความร้อนโดยมีน้ำหล่อเย็นไหลวนอยู่รอบกระบอกสูบของลูกสูบกำลัง ทำให้แก๊สเย็นมีอุณหภูมิต่ำ มีมากขึ้น ดันให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ลงสุด

กระบวนการ (4-1) กระบวนการถ่ายเทความร้อนปริมาตรคงที่ ดิสเพลสเซอร์จะเคลื่อนที่ขึ้นไปจนสุดที่ศูนย์ตายบนและแทนที่สารทำงานในส่วนร้อนของเครื่องยนต์ จากนั้นลูกสูบกำลังจะเคลื่อนที่ลงสุดในระหว่างนั้นมีปริมาตรคงที่ ซึ่งสารทำงานที่ถูกระบายความร้อนโดยน้ำหล่อเย็นทำให้สารทำงานเย็นมีอุณหภูมิต่ำ และแก๊สจะหดตัวและมีความดันลดลง จากนั้นด้วยกำลังของล้อช่วยแรงเคลื่อนที่ทำให้ลูกสูบกำลังเริ่มเคลื่อนที่ขึ้น

## 2.3 การวิเคราะห์ทางทฤษฎีของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

### 2.3.1 สมการของบีลล์

วิลเลียม บีลล์ได้ทำการสังเกตไว้เมื่อหลายปีก่อน ถึงกำลังของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทั้งหลายและพยายามประมาณค่าออกมาเป็นสมการที่เรียบง่ายดังนี้

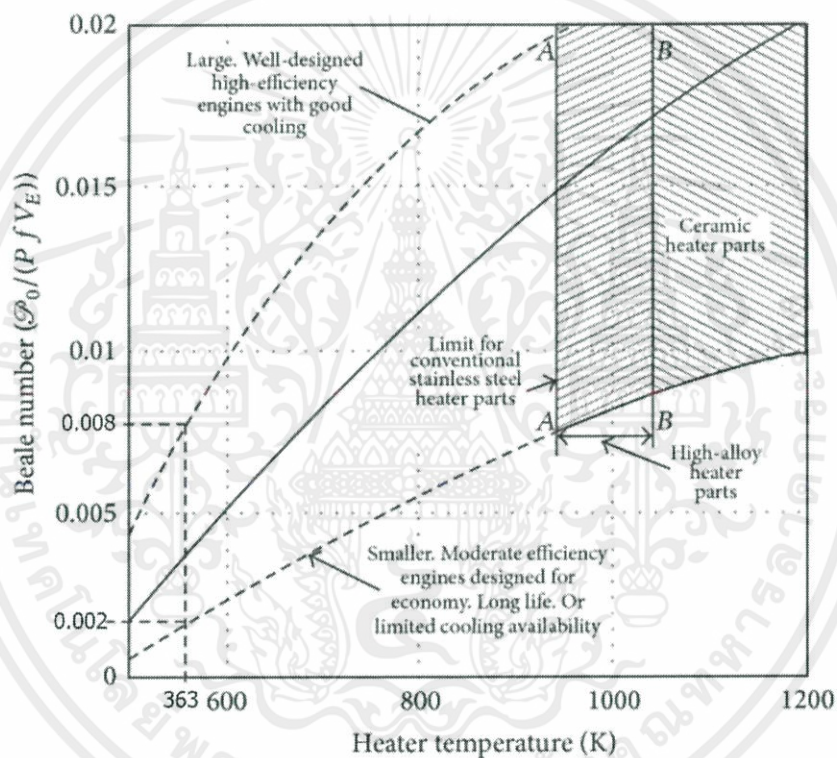
$$P = 0.015p \times f \times V_0 \quad (2.2)$$

เมื่อ  $P$  คือ กำลังของเครื่องยนต์ (วัตต์)

$p$  คือ ความดันเฉลี่ยของวัฏจักร (บาร์)

$f$  คือ ความถี่ของวัฏจักรหรือความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (เฮิร์ตซ์)

$V_0$  คือ การกระจัดของลูกสูบกำลัง (ลูกบาศก์เซนติเมตร)



รูปที่ 2.8 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างบีลล์นัมเบอร์กับอุณหภูมิด้านร้อน

รูปกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างบีลล์นัมเบอร์กับอุณหภูมิด้านร้อน โดยแบ่งกราฟออกเป็นช่วงด้วยเส้นประด้านบนและด้านล่างสำหรับประมาณประสิทธิภาพเครื่องยนต์โดยคร่าวๆ

สมการนี้ถูกคิดโดยบีลล์ซึ่งประมาณมาจากการเก็บค่าจริงจากทุกชนิดและทุกขนาดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงซึ่งข้อมูลนั้นรวมถึงเครื่องยนต์ลูกสูบอิสระด้วยและกลไกทางกลทุกรูปแบบ ในบรรดาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงส่วนใหญ่จะนิยมทำงานที่อุณหภูมิด้านร้อนที่ 650 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิด้านเย็นที่ 65 องศาเซลเซียส

### 2.3.2 การวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ

ในการวิเคราะห์จากทฤษฎีของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้น เราจำเป็นต้องกำหนดข้อจำกัดต่าง ๆ ดังนี้

1. อ่างอิง อุณหภูมิ ความดันและปริมาตร จากสภาวะที่ 1

$$2. \text{ อัตราส่วนอุณหภูมิ } \tau = \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad (2.3)$$

$$3. \text{ อัตราส่วนปริมาตร } r = \frac{V_{max}}{V_{min}} \quad (2.4)$$

สำหรับสารทำงานต่อหนึ่งหน่วยมวล สมมติให้สารทำงานเป็นแก๊สอุดมคติ ดังนั้นจะมีสมการตามกฎของแก๊ส คือ

กระบวนการ 1-2 : การอัดตัวแบบอุณหภูมิคงที่

กระบวนการนี้ความร้อนจากสารทำงานจะถูกปล่อยออกจากวัฏจักรในขณะที่อุณหภูมิต่ำสุด งานของสารทำงานที่ได้จะเท่ากับขนาดของความร้อนที่ถูกปล่อยออกจากวัฏจักรโดยไม่มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในและเอนโทรปี

$$P_2 = \frac{P_1 V_1}{V_2} = P_1 r, \quad T_2 = T_1 = T_{min} \quad (2.5)$$

$$\text{การถ่ายเทความร้อน (Q) = Work done (W) = } P_1 V_1 \ln\left(\frac{1}{r}\right) = RT_1 \ln\left(\frac{1}{r}\right) \quad (2.6)$$

$$\text{การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี (S}_2\text{-S}_1\text{) = } R \ln\left(\frac{1}{r}\right) \quad (2.7)$$

กระบวนการ 2-3 : เป็นกระบวนการถ่ายเทความร้อนให้สารทำงานโดยปริมาตรคงที่

กระบวนการนี้ความร้อนถูกส่งจากรีเจนเนอเรเตอร์มายังสารทำงาน ทำให้อุณหภูมิเพิ่มขึ้นจาก  $T_{min}$  เป็น  $T_{max}$  ไม่เกิดงานในช่วงนี้ เอนโทรปีและพลังงานภายในของสารทำงานมีค่าเพิ่มขึ้น

$$P_3 = \frac{P_2 T_3}{T_2} = \frac{P_2}{\tau}, \quad V_3 = V_2 \quad (2.8)$$

$$\text{การถ่ายเทความร้อน (Q) = } C_v(T_3 - T_2) \quad (2.9)$$

$$\text{งานที่ได้ (W) = } 0 \quad (2.10)$$

$$\text{การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี (S}_3\text{-S}_2\text{) = } C_v \ln\left(\frac{1}{r}\right) \quad (2.11)$$

กระบวนการ 3-4 : การขยายตัวที่อุณหภูมิคงที่

กระบวนการนี้เป็นการให้ความร้อนแก่วัฏจักรจนกระทั่ง  $T_{max}$  ในระหว่างการขยายตัวของสารทำงาน งานที่ได้เท่ากับขนาดของความร้อนที่ให้แก่วัฏจักร สารทำงานที่ไม่มีการเปลี่ยนแปลงของพลังงานภายใน แต่เอนโทรปีมีค่าเพิ่มขึ้น

$$P_4 = \frac{P_3 V_3}{V_4} = P_3 \left( \frac{1}{r} \right), \quad T_4 = T_3 = T_{max} \quad (2.12)$$

$$\text{การถ่ายเทความร้อน } (Q) = \text{Work done } (W) = P_3 V_3 \ln r = RT_3 \ln r \quad (2.13)$$

$$\text{การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี } (S_4 - S_3) = R \ln r \quad (2.14)$$

กระบวนการ 4-1 : เป็นกระบวนการถ่ายเทความร้อนออกจากสารทำงานโดยปริมาตรคงที่

กระบวนการนี้ความร้อนจะถ่ายเทจากสารทำงานสู่รีเจนเนอเรเตอร์อุณหภูมิของสารทำงานอุณหภูมิตดลงจาก  $T_{max}$  เป็น  $T_{min}$  จึงไม่เกิดงาน สารทำงานมีการเพิ่มขึ้นของพลังงานภายในและเอนโทรปี

$$P_1 = \frac{P_4 T_4}{T_1} = P_1 \tau, \quad V_1 = V_4 \quad (2.15)$$

$$\text{การถ่ายเทความร้อน } (Q) = C_v (T_1 - T_4) \quad (2.16)$$

$$\text{งานที่ได้ } (W) = 0$$

$$\text{การเปลี่ยนแปลงเอนโทรปี } (S_1 - S_4) = C_p \ln \tau \quad (2.17)$$

ในกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนที่รีเจนเนอเรเตอร์ ความร้อนที่ถ่ายเทสู่สารทำงานในกระบวนการ 2-3 ได้มาจากกระบวนการ 4-1 โดยสารทำงานและรีเจนเนอเรเตอร์ถือว่าไม่มีการสูญเสียพลังงานความร้อน

$$\text{ความร้อนที่ให้ทั้งหมด } (T_{max}) = RT_3 \ln \tau \quad (2.18)$$

$$\text{ความร้อนที่ปล่อยออกทั้งหมด } (T_{min}) = RT_1 \ln \left( \frac{1}{\tau} \right) \quad (2.19)$$

$$\begin{aligned} \text{ประสิทธิภาพทางความร้อน} &= \frac{(\text{ความร้อนที่ให้ทั้งหมด} - \text{ความร้อนที่ปล่อยออกทั้งหมด})}{\text{ความร้อนที่ให้ทั้งหมด}} \\ &= \text{งานที่ได้} / \text{ความร้อนที่ให้ทั้งหมด} \\ &= \left( \frac{RT_3 \ln \tau - RT_1 \ln(1/\tau)}{RT_3 \ln \tau} \right) \\ &= 1 - \tau \end{aligned} \quad (2.20)$$

### 2.3.3 การวิเคราะห์วัฏจักรชมิตซ์

การวิเคราะห์การทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบคลาสสิกอีกรูปแบบหนึ่งคือ การวิเคราะห์วัฏจักรของชมิตซ์ ทฤษฎีนั้นกำหนดให้การเคลื่อนที่ของลูกสูบเป็นการเคลื่อนที่แบบฮาร์โม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นิก และยังคงสมมติฐานหลักของกระบวนการอัดและขยายตัวที่ทำงานที่อุณหภูมิคงที่และให้ รีเจนเนอเรเตอร์เป็นแบบอุดมคติ ทฤษฎีนี้จะมีความเป็นอุดมคติที่สูงแต่ใกล้เคียงความเป็นจริงมากกว่าวัฏจักรสเตอร์ลิงในอุดมคติ การให้ระดับอันสมเหตุผลของข้อควรระวังในการตีความและการทำนาย ทำให้ทฤษฎีของชนิดนี้เป็นเครื่องมือที่มีประโยชน์อย่างมากในการออกแบบเครื่องยนต์

สมมติฐานในทฤษฎีของชนิดที่มีดังนี้

1. รีเจนเนอเรเตอร์เป็นแบบอุดมคติ
2. ความดันขณะใดๆ มีค่าเท่ากันทั้งระบบ
3. สารทำงานเป็นแก๊สอุดมคติตามสมการของแก๊ส,  $PV=RT$
4. ไม่มีการรั่วไหลของสารทำงานและมวลของสารทำงานมีค่าคงที่
5. การเปลี่ยนแปลงปริมาตรของระบบเป็นกราฟชานน์
6. ไม่มีความแตกต่างของอุณหภูมิในส่วนแลกเปลี่ยนความร้อน
7. อุณหภูมิของกระบอกสูบและลูกสูบคงที่
8. ความเร็วของเครื่องยนต์คงที่
9. ระบบดำเนินไปในสถานะคงตัว (steady state)

สมการหลักที่ใช้ในการวิเคราะห์ด้วยสมมติฐานของชนิดที่มีดังนี้

ปริมาณด้านขยาย

$$V_e = \frac{V_{se}}{2} (1 + \cos(\omega t - \phi) + V_{de}) \quad (2.21)$$

ปริมาณด้านอัด

$$V_c = V_{sc} - \frac{V_{se}}{2} (1 + \cos(\omega t - \phi)) + \frac{V_{sc}}{2} (1 + \cos(\omega t) + V_{dc}) \quad (2.23)$$

ความดันขณะใดๆ

$$P = MR \left( \frac{V_c}{T_c} + \frac{V_{dc}}{T_c} + \frac{V_r \ln(T_r/T_c)}{T_h - T_c} + \frac{V_{de}}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)^{-1} \quad (2.24)$$

เมื่อ  $V_e$  คือ ปริมาตรขณะใดๆของด้านขยาย

$V_{se}$  คือ ปริมาตรกวาดของลูกสูบไล่

$V_{de}$  คือ ปริมาตรตายของด้านขยาย

$V_c$  คือ ปริมาตรขณะใดๆของด้านอัด

$V_{sc}$  คือ ปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลัง

$V_{dc}$  คือ ปริมาตรตายของด้านอัด

$\omega$  คือ ความเร็วเชิงมุมของเครื่องยนต์

$\phi$  คือ ความต่างเฟสของลูกสูบ

- $p$  คือ ความดันขณะใดๆของเครื่องยนต์  
 $M$  คือ มวลอากาศในเครื่องยนต์  
 $R$  คือ ค่าคงที่ของสารทำงาน  
 $T_h$  คือ อุณหภูมิด้านร้อน  
 $T_c$  คือ อุณหภูมิด้านเย็น

## 2.4 ทฤษฎีการถ่ายโอนความร้อน

การทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้นมีหลายชิ้นส่วนที่ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนดังนั้น การออกแบบเครื่องยนต์จึงต้องคำนึงถึงการถ่ายเทความร้อนของชิ้นส่วนดังกล่าว เพื่อให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้ตามที่ได้ออกแบบไว้ โดยทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนที่เกี่ยวข้องมีดังนี้

### 2.4.1 การนำความร้อน

การนำความร้อนคือการถ่ายโอนพลังงานจากอนุภาคของสารที่มีพลังงานสูงไปยังอนุภาคข้างเคียงที่มีพลังงานต่ำกว่า การนำความร้อนสามารถเกิดได้ทั้งในของแข็ง, ของเหลวและแก๊ส ในของเหลวและแก๊ส การนำความร้อนคือการชนกันและการแพร่กระจายของโมเลกุลในระหว่างการเคลื่อนที่แบบสุ่ม ในของแข็งนั้นเป็นส่วนผสมของการสั่นของโมเลกุลและพลังงานจะถูกถ่ายโอนด้วยอิเล็กตรอนอิสระ

อัตราการนำความร้อนผ่านตัวกลางนั้นขึ้นอยู่กับรูปทรงของตัวกลาง ในที่นี้คือความหนาและคุณสมบัติทางวัสดุของตัวกลาง หากเราพิจารณาอัตราการนำความร้อนผ่านกำแพงจะพบว่าอัตราจะเพิ่มขึ้นสองเท่าหากความแตกต่างของอุณหภูมิสองด้านของกำแพงเพิ่มขึ้นเป็นสองเท่า และอัตราจะลดลงครึ่งหนึ่งหากความหนาของกำแพงเพิ่มขึ้นเป็นสองเท่า จึงได้สมการการนำความร้อนออกมาดังนี้

$$\dot{Q} = kA \frac{dT}{dx} \quad (2.25)$$

เมื่อ  $q$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน

$k$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน

$A$  คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อน

$dT$  คือ ค่าอุณหภูมิที่ต่างกัน

$dx$  คือ ระยะทางการนำความร้อน

### 2.4.2 การพาความร้อน

การพาความร้อนคือรูปแบบของการถ่ายโอนพลังงานระหว่างพื้นที่ผิวของแข็งกับของเหลวหรือแก๊สที่เคลื่อนที่ผ่าน มันคือการผสมระหว่างการนำความร้อนและการเคลื่อนที่ของของไหล ของไหลที่ไหลเร็วขึ้นจะยิ่งเพิ่มการพาความร้อนมากยิ่งขึ้น ในทุกจุดของของไหลการถ่ายโอนความร้อนระหว่างพื้นที่ผิวของของแข็งกับของไหลนั้นเป็นการนำความร้อนเพียงอย่างเดียว การมีอยู่ของการเคลื่อนที่

ของของไหลทำให้เกิดการถ่ายโอนความร้อนระหว่างพื้นที่ผิวของของแข็งกับของไหล แต่มันยังคงซับซ้อนที่จะประมาณค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน

แม้ว่าการพาความร้อนจะเต็มไปด้วยความซับซ้อน อัตราการถ่ายโอนความร้อนก็คือการสังเกตความเป็นสัดส่วนกันของความแตกต่างของอุณหภูมิ โดยสามารถเขียนอธิบายได้ง่ายด้วยกฎการเย็นตัวของนิวตันดังนี้

$$\dot{Q} = hAT_w - T_\infty \quad (2.26)$$

เมื่อ  $\dot{Q}$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน

$h$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

$A$  คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อน

$T_w$  คือ อุณหภูมิที่ผิว

$T_\infty$  คือ อุณหภูมิของไหล

## 2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

สุตาภัทร แคว้นเขาเม็ง และคณะ (2011) ได้ศึกษาเกี่ยวกับการทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดเบต้า ขับเคลื่อนด้วยกลไกโรคมบิก โดยนำเสนอผลการทดสอบที่ไม่มีการเพิ่มแรงดันในระบบ เครื่องยนต์สามารถทำงานได้เมื่อเวลาผ่านไปประมาณ 100 วินาที อุณหภูมิของฮีทเตอร์ประมาณ 460 องศาเซลเซียส มีความเร็วรอบเริ่มต้น 312 รอบต่อนาที และสามารถหากำลังของเครื่องยนต์สูงสุดได้ที่ 7.85 วัตต์ ที่ความเร็วรอบ 360 รอบต่อนาที และหาแรงบิดสูงสุดอยู่ที่ 0.245 นิวตันเมตร ที่ความเร็วรอบ 280 รอบต่อนาที ตามลำดับ



รูปที่ 2.9 แสดงเครื่องยนต์ของ สุตาภัทร แคว้นเขาเม็ง

สมพงษ์ กลิ่นหอม (2014) ศึกษาเกี่ยวกับการออกแบบ สร้างและทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ชนิดเบต้ากลไกโรมบิก แบบอัดแรงดันได้ ขนาดเครื่องยนต์ 113 ลูกบาศก์เซนติเมตร เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบมีขนาด 60 มิลลิเมตร ระยะชัก 40 มิลลิเมตร โดยชิ้นส่วนแลกเปลี่ยนความร้อนจะประกอบด้วย ฮีตเตอร์แบบท่อ รีเจนเนอเรเตอร์แบบขดลวดสแตนเลส และคูลเลอร์แบบเปลือก และท่อซึ่งอาศัยน้ำที่อุณหภูมิห้องเป็นสารหล่อเย็น โดยใช้อากาศและไนโตรเจนเป็นสารทำงานเบื้องต้น การทดสอบเครื่องยนต์จะมีการอัดความดันของสารทำงานในเครื่องยนต์ในช่วงความดัน 1-7 บาร์ ใช้แอลพีจีเป็นเชื้อเพลิงให้กับฮีตเตอร์ ซึ่งอัตราการไหลของเชื้อเพลิงที่ 0.5 และ 0.57 กิโลกรัม/ชั่วโมง จากผลการทดสอบเครื่องยนต์เมื่อใช้ไนโตรเจนเป็นสารทำงานที่ความดัน 7 บาร์ อัตราการไหลของแอลพีจีสูงสุดที่ 0.57 กิโลกรัม/ชั่วโมง พบว่า เครื่องยนต์มีแรงบิดสูงสุดที่ 1.8 นิวตันเมตร ด้วยความเร็ว 330 รอบต่อนาที และให้กำลังสูงสุดที่ 102 วัตต์ ที่ความเร็ว 864 รอบต่อนาที

พิทยา ชัยสวัสดิ์ และคณะ (2010) ศึกษาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ใช้อากาศเป็นสารทำงานโดยเป็นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้า การผลิตอาศัยวัสดุและเทคโนโลยีที่มีอยู่ในท้องถิ่นเป็นหลัก ซึ่งเครื่องยนต์มีขนาด 110 ลูกบาศก์เซนติเมตร ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบกำลังเท่ากับ 55.8 มิลลิเมตร ระยะชัก 46.2 มิลลิเมตรและขนาดกระบอกสูบดิสเพลสเซอร์ 53.1 มิลลิเมตรและช่วงชัก 46.2 มิลลิเมตร การทดลองทำโดยการใช้แหล่งพลังงานความร้อนที่เพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้นเรื่อยๆ จนถึงอุณหภูมิทำงานที่สภาวะสมดุลเพื่อวัดหาความเร็วรอบ กำลัง แรงบิดและประสิทธิภาพเชิงความร้อน

ตารางที่ 2.1 แสดงตารางแสดงแรงบิดเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ข้อมูลจากการเฉลี่ยผลการทดสอบหากำลังในช่วงแรงดัน 2 ถึง 7 บาร์

แสดงแรงบิดเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์									
Pressure (bar)	Air			Air			N <sub>2</sub>		
	gas flow 0.5 kg/hr			gas flow 0.57 kg/hr			gas flow 0.57 kg/hr		
	Engine peed (rpm)	Toque (N.m)	จำนวน ที่ทำการ เฉลี่ย	Engine speed (rpm)	Toque (N.m)	จำนวน ที่ทำการ เฉลี่ย	Engine speed (rpm)	Toque (N.m)	จำนวน ที่ทำการ เฉลี่ย
2	288	0.721	4	163.43	1.117	4	-	-	-
3	237.5	1.06	4	268	1.09	4	241.33	1.023	4
4	220.5	1.114	4	265.25	1.356	4	275.75	1.38	4
5	233	1.22	4	269.25	1.415	4	313	1.487	4
6	220.5	1.268	4	-	-	-	249.67	1.641	4
7	290	1.302	4	-	-	-	327.5	1.76	4

## บทที่ 3

### การคำนวณและการออกแบบ

#### 3.1 การประมาณกำลังโดยสมการของบีลล์

เนื่องจากเราได้พัฒนาเครื่องยนต์ต่อยอดจากเครื่องยนต์ต้นแบบที่มีขนาดปริมาตรกวาดของลูกสูบกำลังที่ออกแบบไว้ที่ 112 cc โดยส่วนมากการปรับปรุงกำลังของเครื่องยนต์ให้ดีขึ้นโดยไม่เพิ่มปริมาตรเครื่องยนต์สามารถทำได้โดยการเพิ่มความดันหรือก็คือทำให้เครื่องยนต์สามารถอัดอากาศได้ ดังนั้น จึงได้ทำการออกแบบค่าความดันที่เหมาะสมที่อัดเข้าไปใหม่ โดยกำหนดไว้ว่าให้เครื่องยนต์มีขนาดกำลังประมาณ 150 w

ประมาณบีลล์นัมเบอร์จากกราฟ โดยกำหนดจากจุดตัดระหว่างอุณหภูมิหัวฮีเตอร์ที่กำหนดไว้ 923 K และขีดจำกัดการใช้วัสดุที่เป็นสแตนเลสสตีล โดยให้อยู่บนช่วงเส้นสำหรับเครื่องยนต์ขนาดเล็กที่มีประสิทธิภาพปานกลาง จะได้  $B = 0.008$

$$\text{Power} = B \times p \times f \times V_{se} \quad (3.1)$$

$$150 \text{ W} = 0.008 \times p \times 112 \text{ cc} \times 15 \text{ Hz}$$

$$p = 11.16 \text{ bar}$$

เมื่อ  $P$  คือ กำลังงานที่เครื่องยนต์สามารถผลิตได้ (watt)

$p$  คือ ความดันเฉลี่ยของวัฏจักรมีค่า 11.16 bar

$f$  คือ ความถี่ของวัฏจักร (Hz)

$V_{se}$  คือ ปริมาตรแทนที่ของลูกสูบกำลัง ( $\text{cm}^3$ )

#### 3.2 การออกแบบเครื่องยนต์

ตารางที่ 3.1 แสดงข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์

ลักษณะกลไก	กลไกแบบรอมบิก
แหล่งพลังงานความร้อน	LPG
สารทำงาน	อากาศ
อัตราส่วนการอัด	2.14
ขนาดเครื่องยนต์	112 ลูกบาศก์เซนติเมตร
สารหล่อเย็น	น้ำ
อุณหภูมิด้านร้อน	650 องศาเซลเซียส
อุณหภูมิด้านเย็น	65 องศาเซลเซียส

เราได้ค่าความดันเฉลี่ยอยู่ที่ 11.16 บาร์ แต่ค่าที่ใช้ในการออกแบบเครื่องยนต์คือความดันสูงสุดซึ่งโดยทั่วไปแล้วจะมีค่าเป็น 2 เท่าของค่าความดันต่ำสุด เนื่องจากอัตราส่วนการอัดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้นมักมีค่าไม่เกิน 2.5 ทำให้สามารถประมาณได้ว่า ค่าความดันสูงสุดของวัฏจักรนั้นเท่ากับ  $4/3$  เท่าของความดันเฉลี่ยหรือในที่นี้ก็คือ 15 บาร์

การคำนวณหาความเร็วรอบโดยตรงนั้นไม่สามารถหาได้โดยตรง ในเบื้องต้นนั้นทำได้แค่เพียงประมาณการณจากความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเครื่องอื่น ๆ ที่มีลักษณะเครื่องใกล้เคียงกัน เพื่อความใกล้เคียงจึงได้กำหนดให้ค่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์มีค่าประมาณ 900 รอบเท่ากับเครื่องยนต์ต้นแบบซึ่งมีปริมาตรเท่ากัน เป็นเครื่องยนต์ชนิด under square ที่เน้นรอบ

กลไกการเคลื่อนที่รอมบิกที่เครื่องต้นแบบที่นำมาพัฒนาต่อได้นั้นออกแบบไว้ที่ความต่างเฟสเท่ากับ 62 องศา เนื่องจากตั้งใจออกแบบให้คงปริมาตรภายในเครื่องยนต์ไว้เท่าเดิมจึงสามารถใช้งานกลไกขนาดเดิมร่วมกันได้อย่างไม่มีปัญหา

สำหรับการคำนวณทางทฤษฎีนั้นได้กำหนดให้อุณหภูมิด้านร้อนมีค่าเท่ากับ 650 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิด้านเย็นมีค่าเท่ากับ 65 องศาเซลเซียส ซึ่งโดยปกติแล้วเครื่องยนต์จะถูกสร้างขึ้นในช่วงสถานะดังกล่าว อีกทั้งยังสอดคล้องกับการตั้งสมมติฐานบนการออกแบบเครื่องยนต์ที่ดีของบิลล์อีกด้วย

### 3.3 การวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอุดมคติ

ตารางที่ 3.2 การวิเคราะห์วัฏจักรสเตอร์ลิงแบบอุดมคติ

อุณหภูมิด้านร้อน ( $T_3, T_4$ )	923 K
อุณหภูมิด้านเย็น ( $T_1, T_2$ )	338 K
อุณหภูมิเริ่มต้น ( $T_0$ )	298 K
ความดันเริ่มต้น ( $P_0$ )	200000 Pa
อัตราส่วนอุณหภูมิ ( $\tau$ )	0.366
ปริมาตรสูงสุด ( $V_1, V_4$ )	$210 \text{ cm}^3$
ปริมาตรต่ำสุด ( $V_2, V_3$ )	$98 \text{ cm}^3$
อัตราส่วนการอัด ( $r$ )	2.14
ค่าคงที่ของแก๊ส ( $R$ )	$287 \text{ J/kg.K}$
ความร้อนจำเพาะโดยปริมาตรคงที่ ( $C_v$ )	$718 \text{ J/kg.K}$

#### ช่วงเริ่มต้นวัฏจักร

$$P_1 = (P_0 \times T_1) / T_0 = (200000 \times 338) / 298 = 226,845 \text{ Pa}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ช่วง 1-2 isothermal compression

$$P_2 = (P_1 \times V_1) / V_2 = (226845 \times 210) / 98 = P_1 \times r = 486096 \text{ Pa}$$

$$Q_{1-2} = P_1 \times V_1 \times \ln(1/r) = 226845 \times 210(10^{-6}) \times \ln(1/2.14) = -36.24 \text{ J}$$

ช่วง 2-3 constant volume heat transfer

$$P_3 = (P_2 \times T_3) / T_2 = (486096 \times 923) / 338 = 1327416 \text{ Pa}$$

$$Q_{2-3} = m \times C_v \times (T_3 - T_2) = (1.082 \times 10^{-3}) \times 718 \times (923 - 338) = 454.47 \text{ J}$$

ช่วง 3-4 isothermal expansion

$$P_4 = (P_3 \times V_3) / V_4 = (1327416 \times 98) / 210 = 619460.8 \text{ Pa}$$

$$Q_{3-4} = m \times R \times T_3 \times \ln(r) = (1.082 \times 10^{-3}) \times 287 \times 923 \times \ln(2.14) = 218.06 \text{ J}$$

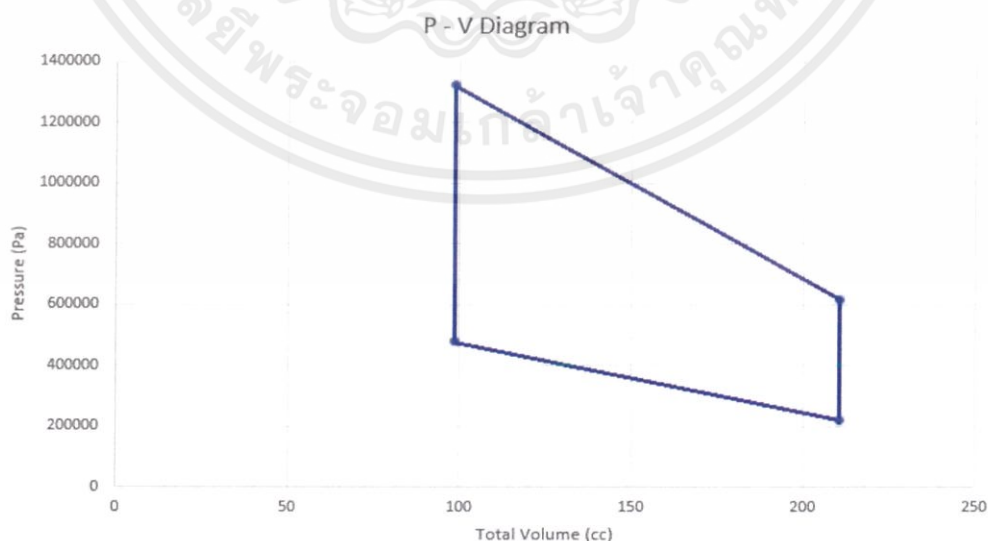
ช่วง 4-1 constant volume heat transfer

$$P_1 = (P_4 \times T_4) / T_1 = (619460.8 \times 923) / 338 = 1691604. \text{ Pa}$$

$$Q_{4-1} = m \times C_v \times (T_1 - T_4) = (1.082 \times 10^{-3}) \times 718 \times (338 - 923) = -454.47 \text{ J}$$

ได้งานลัพธ์ออกมาเท่ากับ

$$Q_{total} = Q_{12} + Q_{34} = -36.24 + 218.06 = 181.82 \text{ J}$$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### รูปภาพที่ 3.1 แผนภูมิแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรรวม

#### คำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อน

$$\text{thermal efficiency} = ((R \times T_3 \times \log(r)) - (R \times T_1 \times \log(r))) / (R \times T_3 \times \log(r))$$

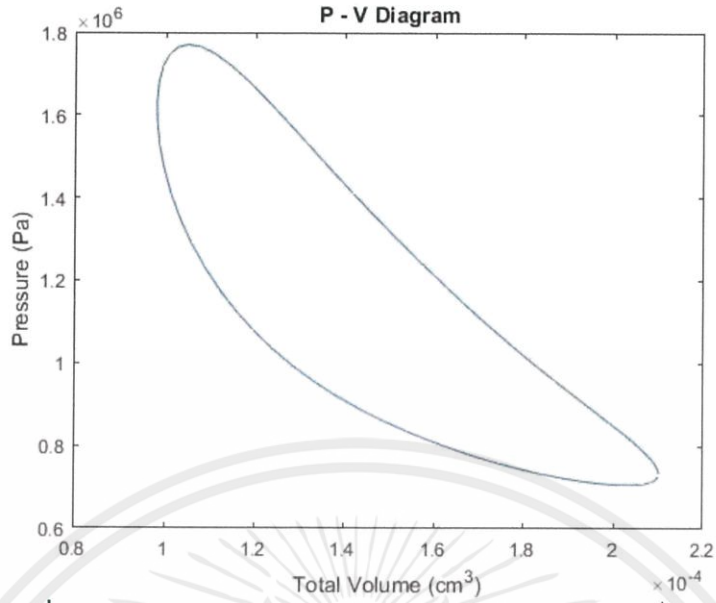
$$\text{thermal efficiency} = 1 - \tau = 1 - 0.336 = 0.664 \text{ หรือ } 66.4\%$$

### 3.4 การวิเคราะห์วัฏจักรตามสมมติฐานของซิมิทท์

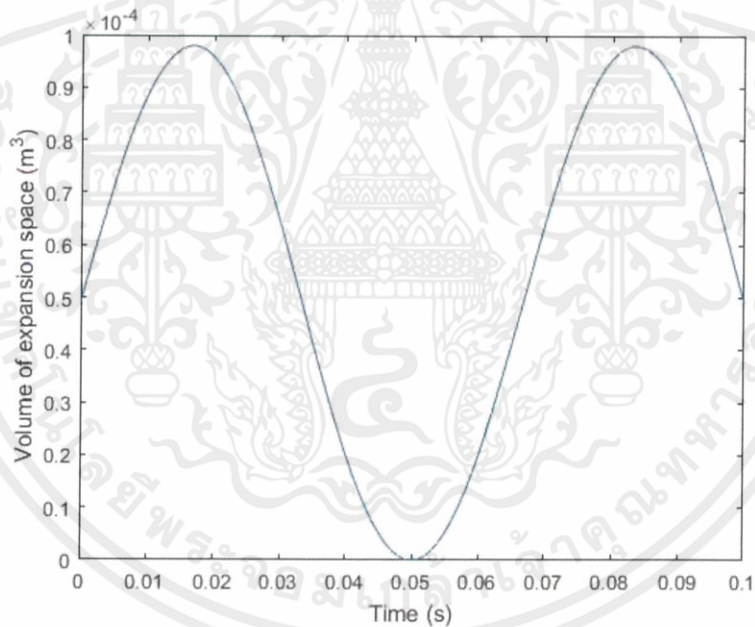
#### ตารางที่ 3.3 การวิเคราะห์วัฏจักรตามสมมติฐานของซิมิทท์

อุณหภูมิของสารทำงานที่ด้านร้อน, $T_h$	650 °C
อุณหภูมิของสารทำงานที่ด้านเย็น, $T_c$	65 °C
ปริมาตรกวาดด้านอัด, $V_{sc}$	112 cc
ปริมาตรกวาดด้านขยาย, $V_{se}$	98 cc
ปริมาตรตายด้านอัด, $V_{dc}$	17 cc
ปริมาตรตายด้านขยาย, $V_{de}$	24.8 cc
ค่าคงที่สารทำงานในเครื่องยนต์(อากาศ), $R$	287 J/Kg-K
ค่าความต่างเฟส	62 degrees

การวิเคราะห์ตามสมมติฐานของซิมิทท์นั้นจำเป็นต้องกำหนดมวลของอากาศภายในเครื่องยนต์สำหรับใช้ในสมการที่ 2.5 ซึ่งเป็นเรื่องยากที่จะทำการวัดมวลอากาศโดยตรง ดังนั้นจึงต้องใช้วิธีการทดลองแทนค่าเข้าไปเรื่อย ๆ (iteration method) เพื่อให้ได้ค่าความดันเฉลี่ยเท่ากับความดันเฉลี่ยที่คำนวณได้จากสมการที่ 3.1 เมื่อทำการทดลองแทนค่าแล้วจะพบว่ามวลที่เหมาะสมมีค่าเท่ากับ 1.551 กรัม สามารถแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตรออกมาเป็น P-V diagram ดังนี้

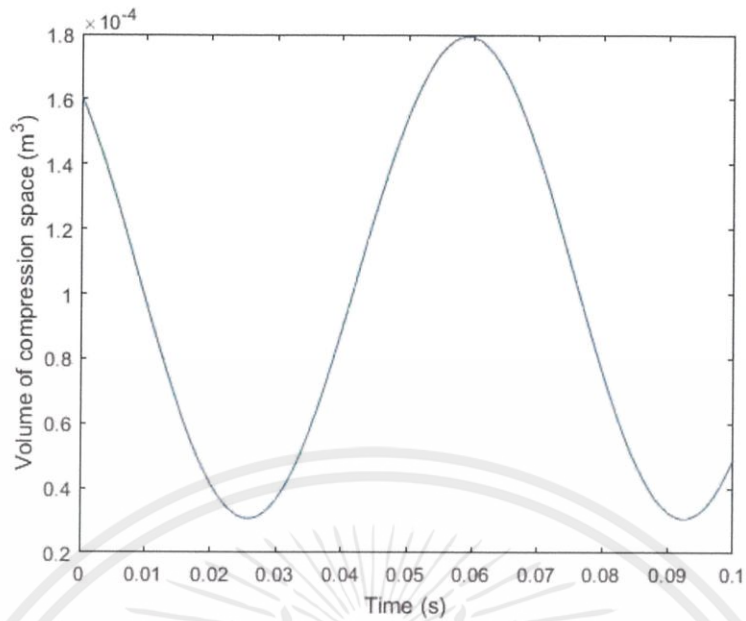


รูปที่ 3.2 แสดงความดันเทียบกับปริมาตรรวมภายในของเครื่องยนต์

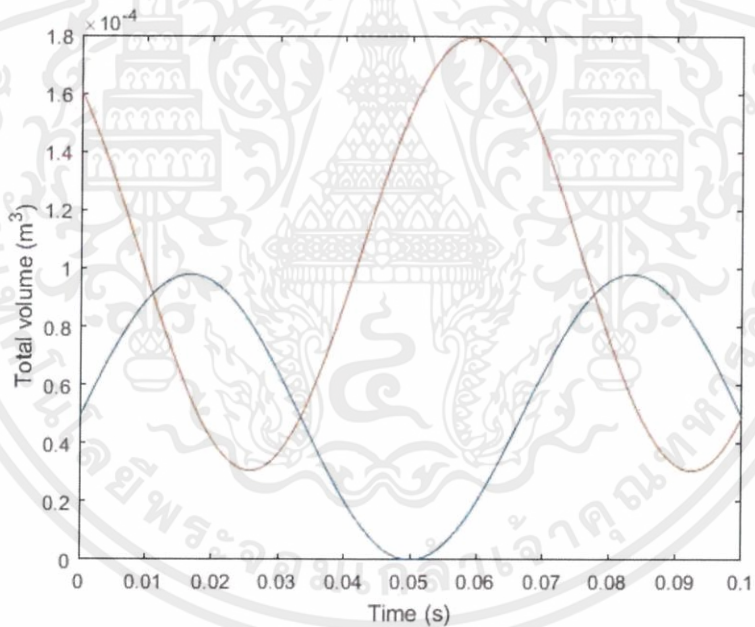


รูปที่ 3.3 กราฟแสดงปริมาตรด้านขยายของเครื่องยนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

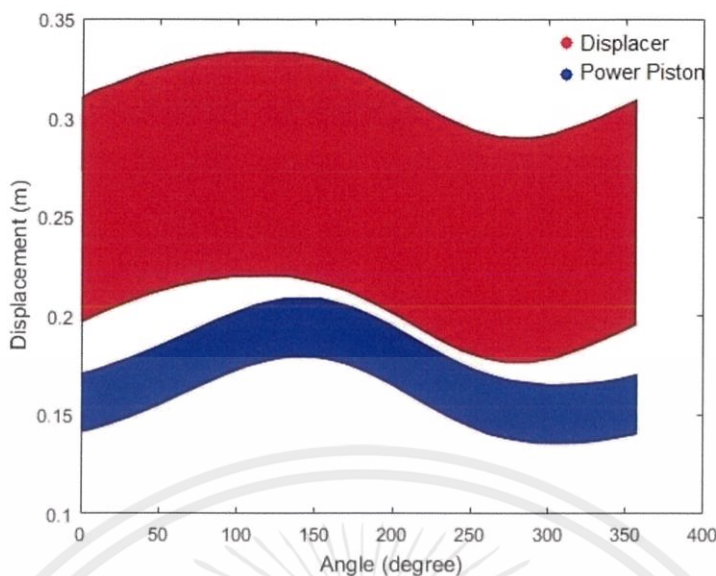


รูปที่ 3.4 กราฟแสดงปริมาตรด้านอัดของเครื่องยนต์



รูปที่ 3.5 กราฟแสดงปริมาตรรวมของเครื่องยนต์เทียบกับเวลา

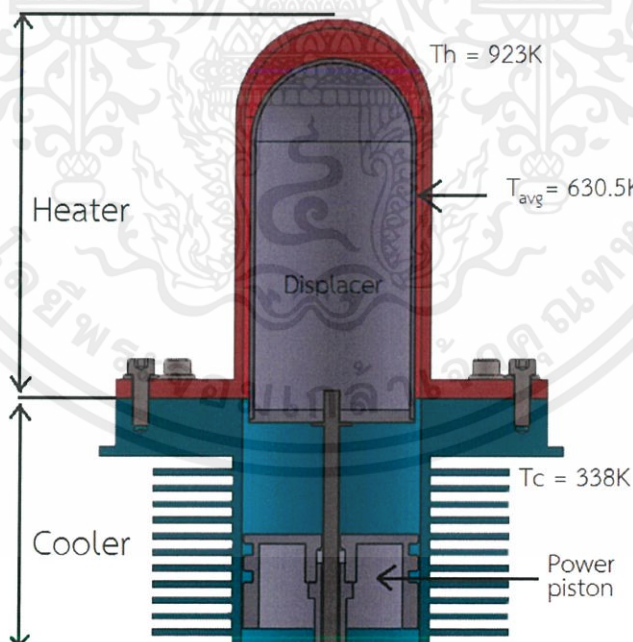
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.6 กราฟแสดงตำแหน่งของหัวดีสเพลสเซอร์และลูกสูบกำลังในหนึ่งรอบ

### 3.5 การคำนวณการถ่ายเทความร้อน

การคำนวณการถ่ายเทความร้อนนี้จะทำการหาปริมาณพื้นที่ที่ดีที่สุดในการรับและถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่อุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุดตามอุดมคติ



รูปที่ 3.7 แผนผังแสดงส่วนประกอบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

Heater คือ อุปกรณ์ที่รับความร้อนเข้าสู่เครื่องยนต์

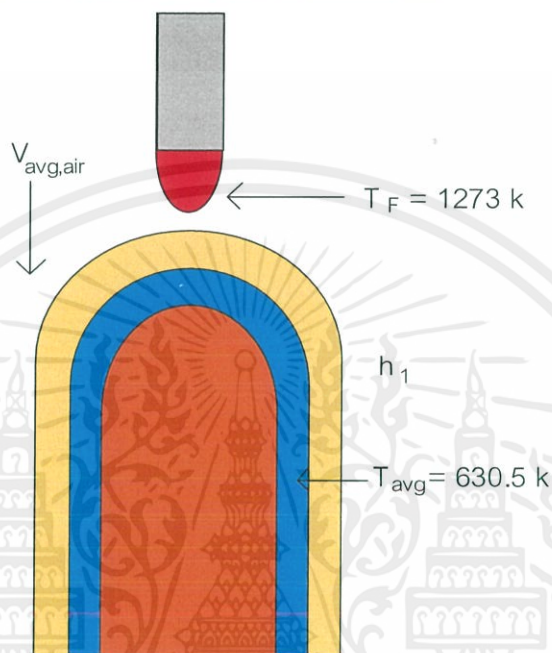
Cooler คือ อุปกรณ์ที่ใช้ถ่ายเทความร้อนออกจากเครื่องยนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Displacer คือ ลูกสูบที่ใช้ผลักดันอากาศด้านร้อน

Power piston คือ ลูกสูบกำลังที่ใช้ส่งกำลังไปยังกลไกโรคมบิก

### 3.5.1 การวิเคราะห์การถ่ายโอนความร้อนภายนอกฮีเตอร์



รูปที่ 3.8 แสดงภาพตัดขวางของฮีเตอร์สำหรับการถ่ายโอนความร้อนจากภายนอก

$T_F$  คือ อุณหภูมิเชื้อเพลิงโดยประมาณ 1273 K

ข้อมูลจากตารางคุณสมบัติอากาศที่อุณหภูมิ 1273 K และความดัน 1 บาร์

$\rho$  = ความหนาแน่น =  $0.2736 \text{ kg/m}^3$

$\mu$  = ความหนืดพลวัต =  $50.7937 \text{ N/s}\cdot\text{m}^2$

$Pr$  = พรีนัมเบอร์ = 0.7457

$k$  = ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน =  $80.7256 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

$D$  = ความยาวเฉพาะ = 0.0598 m

คำนวณความเร็วของเชื้อเพลิงโดยประมาณ

$\dot{m} = 0.57 \text{ kg/hr} = 1.5833 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$

$$\dot{v} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{1.5833 \times 10^{-4}}{0.2736} = 5.7870 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_{\text{fuel}} = \frac{\dot{v}}{A} = \frac{5.7870 \times 10^{-4}}{0.002} = 0.2947 \text{ m/s}$$

หาเรโนลด์ นัมเบอร์

$$\text{Re} = \frac{\rho V_{\text{fuel}} D}{\mu} = \frac{0.2736 \times 0.2947 \times 0.0598}{50.7937} = 9.4937 \times 10^{-5}$$

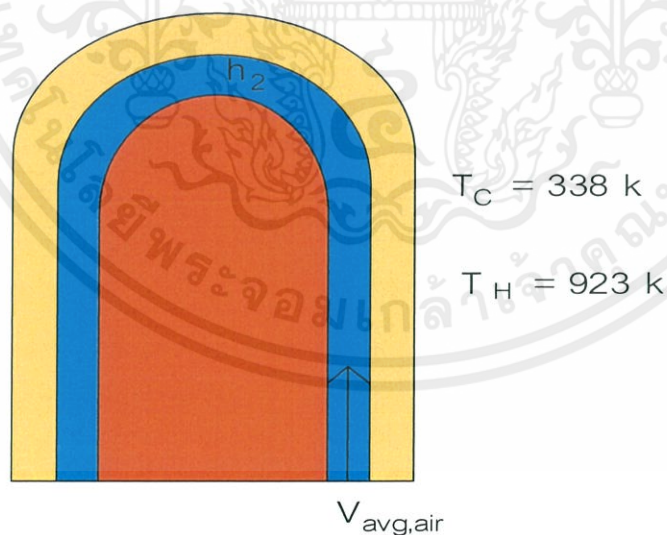
หาค่านัสเซล นัมเบอร์ เมื่อ  $\text{Re} < 2300$

$$\text{Nu} = 0.23 \times \text{Re}^{\frac{1}{3}} = 0.23 \times (9.4937 \times 10^{-5})^{\frac{1}{3}} = 0.0105$$

หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอก ( $h_1$ )

$$h_1 = \frac{\text{Nu} \times k}{D} = \frac{0.0105 \times 80.7256}{0.0598} = 14.1639 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

### 3.5.2 การวิเคราะห์การถ่ายโอนความร้อนภายในฮีตเตอร์



รูปที่ 3.9 แสดงภาพตัดขวางของฮีตเตอร์สำหรับการถ่ายโอนความร้อนภายใน

$T_H$  คือ อุณหภูมิด้านร้อนที่ฮีตเตอร์ 923 K

$T_C$  คือ อุณหภูมิด้านเย็นที่คูเลเลอร์ 338 K

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\text{อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลภายในฮีทเตอร์} = \frac{T_H + T_C}{2} = \frac{923 + 338}{2} = 630.5 \text{ K}$$

ข้อมูลจากตารางคุณสมบัติอากาศที่อุณหภูมิ 630.5 K และความดัน 11.16 บาร์

$$\rho = \text{ความหนาแน่น} = 6.1744 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = \text{ความหนืดพลวัต} = 3.192 \times 10^{-5} \text{ N/s}\cdot\text{m}^2$$

$$\text{Pr} = \text{พริ้นด์นัมเบอร์} = 0.7107$$

$$k = \text{ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน} = 0.04770 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$D = \text{ความยาวเฉพาะ} = D_{\text{out}} - D_{\text{in}} = 0.0558 - 0.0520 = 0.0038 \text{ m}$$

หาความเร็วเฉลี่ยของอากาศภายใน

$$\text{ปริมาตรกวาด} (V_{\text{swept}}) = (112 \times 10^{-6}) \text{ และ ความถี่} (f) = 15 \text{ Hz}$$

$$\text{พื้นที่หน้าตัด} (A_c) = 0.0119 \text{ mm}^2$$

$$\begin{aligned} \dot{V} &= 2 V_{\text{swept}} \times f \\ &= 2 \times 15 \times (112 \times 10^{-6}) \\ &= 0.0034 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

$$V_{\text{avg}} = \frac{\dot{V}}{A_c} = \frac{0.0034}{0.0119} = 0.2815 \text{ m/s}$$

หาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลของอากาศภายในฮีทเตอร์จากคุณสมบัติของอากาศที่อุณหภูมิ 630.5 K เนื่องจากอัดที่ 11.16 บาร์

หาเรโนลด์นัมเบอร์

$$\text{Re} = \frac{\rho V_{\text{avg}} D}{\mu} = \frac{6.1744 \times 0.2815 \times 0.0038}{3.192 \times 10^{-5}} = 206.92$$

หาค่าเลข นัมเบอร์ เมื่อ  $\text{Re} < 2300$

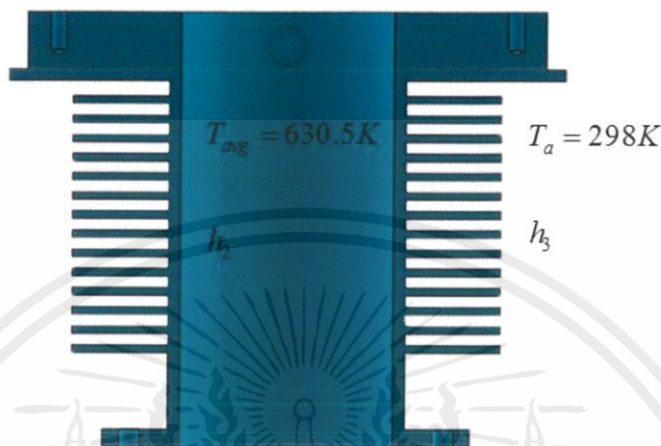
$$\text{Nu} = 0.23 \times \text{Re}^{\frac{1}{3}} = 0.23 \times 206.92^{\frac{1}{3}} = 1.3604$$

หาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายใน ( $h_2$ )

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$h_2 = \frac{Nu \times k}{D} = \frac{1.3604 \times 0.0477}{0.0038} = 17.0766 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

### 3.5.3 การวิเคราะห์การถ่ายโอนความร้อนภายนอกคูลเลอร์



รูปที่ 3.10 แสดงภาพตัดขวางของคูลเลอร์สำหรับการถ่ายโอนความร้อนนอก

จากคุณสมบัติของอากาศที่อุณหภูมิ 298 K ที่ความดันบรรยากาศ

$$\rho = 1.1686 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 1.847 \times 10^{-5} \text{ N/s} \cdot \text{m}^2$$

$$Pr = 0.7141$$

$$k = 0.02605 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$V_{\text{air}} = 4.24 \text{ m/s} ; \text{ ความเร็วของอากาศภายนอกโดยประมาณ}$$

$$D = 0.0038 \text{ m}$$

$$Re = 1019.3$$

$$Nu = 9.4742$$

$$h_3 = 64.9480 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

หาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของอากาศภายนอกกระบอกสูบ ( $h_3$ ) โดยกำหนดให้หล่อเย็น

ด้วยอากาศที่อุณหภูมิห้อง 298 K

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หาเรโนลด์ นัมเบอร์

$$Re = \frac{\rho V_{\text{air}} D}{\mu} = \frac{1.1686 \times 4.24 \times 0.0038}{1.847 \times 10^{-5}}$$

หานัสเซล นัมเบอร์ เมื่อ  $Re < 2300$

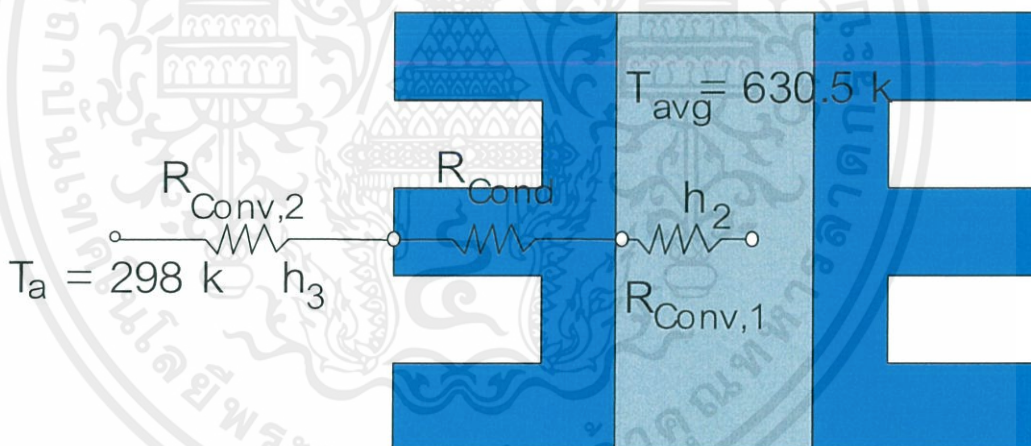
$$Nu = 0.23 \times Re^{\frac{1}{3}}$$

$$= 0.23 \times 1019.3^{\frac{1}{3}} = 9.4742$$

$$h_3 = \frac{Nu \times k}{D} = \frac{9.4742 \times 0.02605}{0.0038} = 64.9480 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

### 3.5.4 คำนวณหาความร้อนขาออก

เนื่องจากการออกแบบคูลเลอร์อันเดิมทำไว้ได้ค่อนข้างดีอยู่แล้วจึงนำค่าพื้นที่ตั้งเดิมมา  
คำนวณหาค่าความร้อนออกสำหรับคูลเลอร์ตัวนั้น โดยพื้นที่คูลเลอร์ =  $A = 150,000 \times 10^{-6} \text{ m}^2$



รูปที่ 3.11 แสดงวงจรความต้านทานความร้อนของคูลเลอร์

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนรวมของคูลเลอร์ ( $h_{t2}$ ) ประยุกต์จากสมการการต้านทานความร้อนจะได้

$$\frac{1}{h_{t2}} = \frac{1}{h_2} + \frac{1}{h_3}$$

$$\frac{1}{h_{t2}} = \frac{h_2 + h_3}{h_2 \times h_3}$$

$$h_{t2} = \frac{h_2 \times h_3}{h_2 + h_3} = \frac{17.0754 \times 64.9480}{17.0754 + 13.5207} = 13.5207 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$\begin{aligned} \text{ความร้อนขาออก } \dot{Q}_{\text{out}} &= h_{t2} \times A \times (T_{\text{avg}} - T_a) = 13.5207 \times 150,000 \times 10^{-6} \times (630.5 - 298) \\ &= 674.34 \text{ w} \end{aligned}$$

จากกฎ conservation of Energy

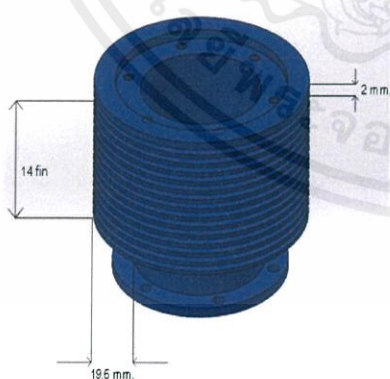
$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{in}} &= \text{Power} + \dot{Q}_{\text{out}} \\ &= 150 + 674.34 = 824.34 \text{ W} \end{aligned}$$

### 3.5.5 การออกแบบฟินของคูลเลอร์

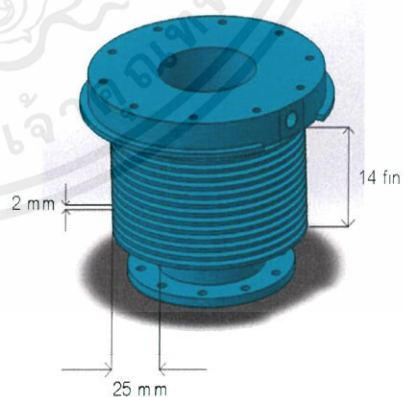
จากคูลเลอร์ต้นแบบมีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน  $150,000 \text{ mm}^2$ . มีจำนวนฟิน 14 ฟิน แต่ละฟินมีระยะห่าง 3 มม. หนา 2 มม. และยาว 19.5 มม.

โดยคูลเลอร์ใหม่นั้นต้องการเจาะรูเพื่อใช้พื้นที่บางส่วนสำหรับอัดความดัน ทำให้พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนบางส่วนหายไป จึงได้ออกแบบความยาวของฟินเพิ่มขึ้นเพื่อชดเชยส่วนที่หายไป โดยที่ความยาวฟินมีค่าไม่เกินความยาวสูงสุดที่เป็นไปได้สำหรับการถ่ายโอนความร้อน

ฟินแต่ละฟินมีความหนาและระยะห่างระหว่างฟินเท่าเดิม แต่ยาวของฟินจะเพิ่มขึ้นจาก 19.5 มม. เป็น 25 มม.

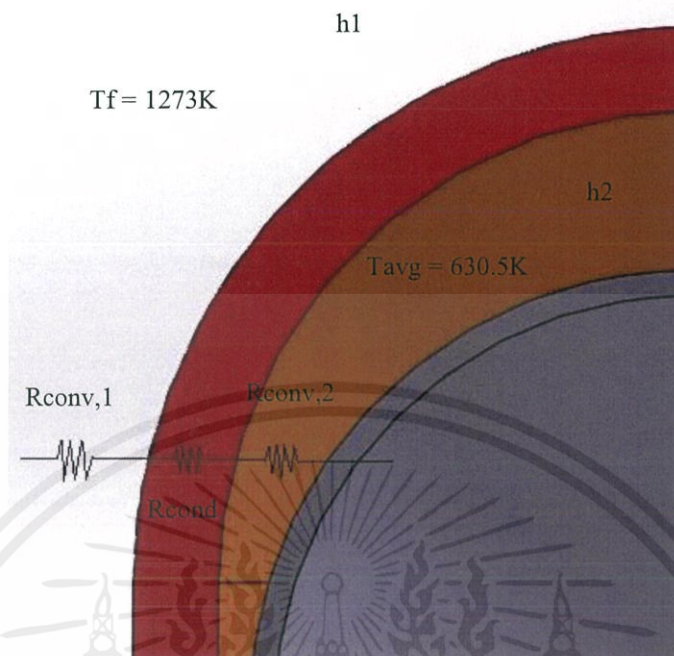


รูปที่ 3.12 แสดงคูลเลอร์ดีไซน์เก่า



รูปที่ 3.13 แสดงคูลเลอร์ดีไซน์ใหม่

### 3.5.6 การคำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของฮีตเตอร์



รูปที่ 3.14 แสดงวงจรความต้านทานความร้อนของฮีตเตอร์

$T_s$  คือ อุณหภูมิของเชื้อเพลิงโดยประมาณ = 1273 K

$T_\infty$  คืออุณหภูมิของอากาศภายในกระบอกสูบ มาจากการคำนวณอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลภายในฮีตเตอร์

$h_1$  คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในฮีตเตอร์ = 14.1639 W/m<sup>2</sup>·K

$h_2$  คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายนอกฮีตเตอร์ = 17.0754 W/m<sup>2</sup>·K

$h_{11}$  คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของฮีตเตอร์ = 7.7420 W/m<sup>2</sup>·K

คำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน

จากกฎ conservation of Energy หาอัตราความร้อนขาเข้า ( $\dot{Q}_{in}$ ) จะได้

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{in} &= \text{Power} + \dot{Q}_{out} \\ &= 150 + 674.34 = 824.34 \text{ W}\end{aligned}$$

$$T_s = 1000 + 273 = 1273 \text{ K}$$

จากการคำนวณหาอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลภายในฮีตเตอร์ จะทำให้ได้

$$T_{\infty} = \frac{T_H + T_C}{2} = \frac{923 + 338}{2} = 630.5 \text{ K}$$

หาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของฮีตเตอร์ ( $h_{t1}$ ) จากการคำนวณการรวมความต้านทานความร้อนของวงจรการถ่ายเทความร้อนของฮีตเตอร์ จะได้

$$\frac{1}{h_{t1}} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}$$

$$\frac{1}{h_{t1}} = \frac{h_1 + h_2}{h_1 \times h_2}$$

$$h_{t1} = \frac{h_1 \times h_2}{h_1 + h_2} = \frac{14.1639 \times 17.0754}{14.1639 + 17.0754} = 7.7420 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$Q_{in} = h_{t1} A \Delta T$$

$$A = \frac{Q_{in}}{h_{t1} \Delta T}$$

$$A = \frac{824.34}{7.7420(1273 - 630.5)} = 0.1657 \text{ m}^2$$

พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของฮีตเตอร์ฟิน สำหรับรับ  $\dot{Q}_{in} = 824.34 \text{ W}$  จะได้  $A = 165,700 \text{ mm}^2$

### 3.5.7 คำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อไม่มีฟิน

$$A = 2\pi r_o L + \frac{4\pi r_o^2}{2} = 2\pi(29.9)(82) + \frac{4\pi(29.9)^2}{2} = 21,022 \text{ mm}^2$$

เห็นได้ว่าเราต้องการพื้นที่ทั้งหมด  $165,700 \text{ mm}^2$  แต่ตอนไม่มีฟินเรามีพื้นที่แค่  $21,022 \text{ mm}^2$  ดังนั้นเราจึงต้องออกแบบความยาวฟินเพื่อให้ได้พื้นที่ตามที่ต้องการ

จากการคำนวณในเรื่องพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของฮีตเตอร์ เราได้พื้นที่ฮีตเตอร์ทั้งหมดเท่ากับ  $165,700 \text{ ตร.มม.}$  การดีไซน์ฟินเพิ่มเข้ามาก็เพื่อที่จะเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นอีก  $144,678 \text{ mm}^2$  ดังนั้นเห็นได้ว่าพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนส่วนใหญ่ของฮีตเตอร์มาจากบริเวณฟิน



รูปที่ 3.15 แสดงลักษณะของฮีทเตอร์ขณะที่ยังไม่มีการพิน

คำนวณหาความยาวพินที่ให้พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนตามที่ต้องการ

กำหนดความหนาพิน 2 มม. และจำนวนพินที่ต้องการ = 46 พิน

เส้นรอบวงของฮีทเตอร์ =  $\pi D = \pi \times 61.8 = 194.15 \text{ mm}$

$N =$  จำนวนพิน

$X +$  ความหนาพิน =  $D_f = X + 2$

$D_f \times N = 194.15 \text{ mm.}$

$(X+2)N = 194.15$

$(X+2)46 = 194.15$

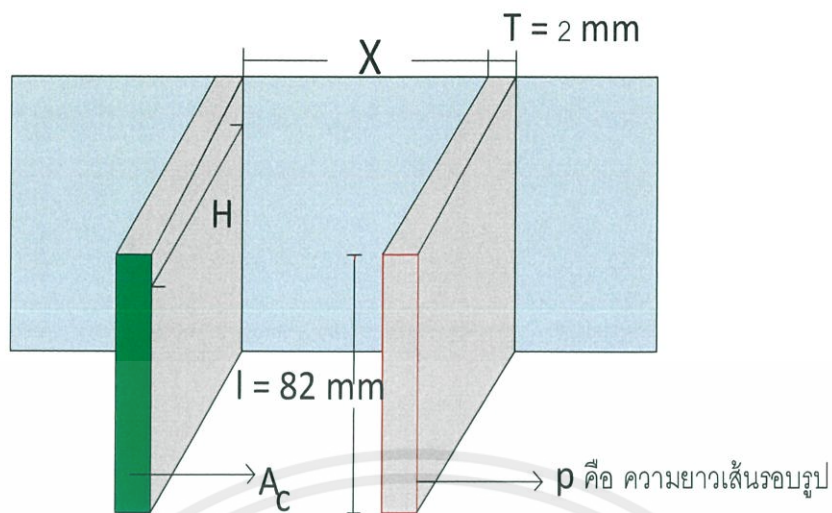
$X = 2.22 \text{ mm.}$

จะได้ช่องว่างระหว่างพิน 2.22 มม. เนื่องจากเป็นขนาดที่ไม่เล็กเกินกว่าที่เครื่องซีเอ็นซีจะขึ้นรูปได้ หลังจากนั้นนำค่าทั้งหมดไปคำนวณความยาวพินที่ให้ขนาดพื้นที่ตามที่ต้องการ  $144,678 \text{ mm}^3$

$165,700 - 21,022 = 46 \times [(2 \times H) + (2 \times 82) + (2.22 \times 82) + (2 \times (H \times 82))]$

$H = 16.86 \text{ mm}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Efficient = 100 %

รูปที่ 3.16 แสดงขนาดความยาวด้านต่าง ๆ บนรูปทรงฟิน

คำนวณหาความยาวฟินที่มากที่สุดที่ยังคงสามารถถ่ายโอนความร้อนได้ (Proper Length)

$$\begin{aligned} P &= (2 \times T) + (2 \times l) \\ &= (2 \times 0.002) + (2 \times 0.082) \\ &= 0.168 \text{ m} \end{aligned}$$

k คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน = 399 W/m•K

$\eta$  = ประสิทธิภาพฟิน

$$\begin{aligned} a &= \frac{hp}{kA_c} = \frac{(17.0754)(0.1680)}{(399)(0.08 \times 0.002)} \\ &= 36.36 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$H = \frac{1}{a\eta} = \frac{1}{(44.93)(1)} = 0.0275 \text{ m.}$$

พบว่าฟินที่ออกแบบไว้ก่อนหน้านี้ที่มีความยาว 16.86 mm. มีค่าไม่เกินค่าสูงสุดที่ 27.5 mm.

ถือว่าเหมาะสม เนื่องจากหากมีความยาวเกินกว่าระยะสูงสุดจะไม่เกิดการถ่ายโอนความร้อนนอกเหนือจากระยะนั้นเป็นต้นไป ทำให้สูญเสียประสิทธิภาพและต้นทุน

### 3.6 การคำนวณหาความสามารถในการรับความดัน

#### 3.6.1 การคำนวณหาความดันสูงสุดภายในฮีทเตอร์

กำหนดให้ใช้วัสดุ AISI 304

คุณสมบัติทางกล ความเค้นสูงสุด ( $\sigma_u$ ) = 505 MPa

ความเค้นวิกฤต ( $\sigma_y$ ) = 215 MPa

$$P_{\max} = \frac{\sigma(r_o^2 - r_i^2)}{r_i^2} \times \frac{1}{\left(1 - \frac{r_o^2}{r_i^2}\right)}$$

$$P_{\max} = \frac{(215 \times 10^6)(0.0309^2 - 0.0279^2)}{0.0279^2} \times \frac{1}{\left(1 - \frac{0.0309^2}{0.0279^2}\right)} = 1.104 \times 10^7 \text{ Pa}$$

ดังนั้น ความดันภายในสูงสุดของฮีทเตอร์ เท่ากับ 110.4 บาร์

#### 3.6.2 การคำนวณหาความดันสูงสุดภายในคูลเลอร์

กำหนดให้ใช้วัสดุ AL 6061 T6

คุณสมบัติทางกล ความเค้นสูงสุด ( $\sigma_u$ ) = 310 MPa

ความเค้นวิกฤต ( $\sigma_y$ ) = 276 MPa

$$P_{\max} = \frac{\sigma(r_o^2 - r_i^2)}{r_i^2} \times \frac{1}{\left(1 - \frac{r_o^2}{r_i^2}\right)}$$

$$P_{\max} = \frac{(276 \times 10^6)(0.031^2 - 0.028^2)}{0.028^2} \times \frac{1}{\left(1 - \frac{0.031^2}{0.028^2}\right)} = 1.407 \times 10^7 \text{ Pa}$$

ดังนั้น ความดันภายในสูงสุดของคูลเลอร์ เท่ากับ 140.7 บาร์

### 3.7 การคำนวณหาขนาดสกรู

#### 3.7.1 การคำนวณหาขนาดสกรูบนฝาห้องข้อเหวี่ยง

ในการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงครั้งนี้จะต้องมีการออกแบบให้สามารถรองรับแรงดันที่ 15 บาร์ หรือ  $15 \times 10^5$  ปาสคาล ดังนั้นในการออกแบบครั้งนี้ต้องคำนึงถึงจุดต่อต่าง ๆ โดยเฉพาะบริเวณหน้าแปลนที่ใช้สกรู เป็นตัวเชื่อมต่อทั้งหมด ในการเลือกใช้สกรูที่ฝาปิดห้องเครื่องเบื้องต้นนั้นได้ทำการออกแบบตามสมการ

$$F = P \times A$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

F = แรงที่กระทำบนสกรู (นิวตัน)

A = พื้นที่ของหน้าแปลน (ตารางเมตร)

P = แรงดันในระบบ (นิวตันต่อตารางเมตร)

พื้นที่ที่ถูกกระทบจากแรงดันหาได้จากสมการ

$$\begin{aligned} A &= \left[ \left( \frac{\pi}{4} d^2 \right)_{\text{OUT}} - \left( \frac{\pi}{4} d^2 \right)_{\text{IN}} \right] \\ &= \left[ \left( \frac{\pi}{4} \times \left( \frac{250}{1000} \right)^2 \right)_{\text{OUT}} - \left( \frac{\pi}{4} \times \left( \frac{225.3}{1000} \right)^2 \right)_{\text{IN}} \right] \\ &= 0.00922 \quad \text{ตารางเมตร} \end{aligned}$$

ดังนั้นแรงที่กระทำกับพื้นที่ทั้งหมดหาได้จาก

$$F = 15 \times 10^5 \times 0.00922 = 1.383 \times 10^4 \text{ นิวตัน}$$

แรงที่กระทำทั้งหมดนั้นจะต้องนำมาหารกับจำนวนสกรูทั้งหมดเพื่อคำนวณหา ในการออกแบบครั้งนี้มีจำนวนทั้งหมด 16 ตัว ที่ยึดอยู่กับจุดที่มีการเชื่อมต่อกันที่รับภาระสูงสุดจะอยู่ที่ส่วนของฮีทเตอร์ ที่จะต้องรับทั้งภาระของความร้อนเป็นผลต่อเนื่องทำให้สารทำงานภายในเกิดการขยายตัวสูงสุด

$$\text{แรงที่กระทำบน nut and bolt} = \frac{1.383 \times 10^4}{16} = 864.375 \text{ นิวตัน}$$

คำนวณหาเส้นผ่านศูนย์กลางของสกรูได้จากสมการ

กำหนดให้ safety factor = 10

$$\begin{aligned} d &= \sqrt{\frac{4Fn}{\pi\sigma_y}} \\ &= \sqrt{\frac{4 \times 864.375 \times 10}{\pi(420 \times 10^6)}} \\ &= 0.0051 \text{ เมตร} \end{aligned}$$

พบว่าการเลือกใช้ nut screw ที่เหมาะสมต้องมีขนาดไม่น้อยกว่า M5 และถ้าหากต้องการเพิ่มแรงดันให้กับระบบมากกว่านี้ก็ควรเลือกใช้ขนาดของ nut and bolt ที่มีขนาดโตกว่านี้หรือใช้วิธีการเพิ่มจำนวนของ nut and bolt ก็ได้

### 3.7.2 การคำนวณหาขนาดสกรูระหว่างห้องเครื่องกับคูลเลอร์

ในการเลือกใช้ nut and bolt ที่ฝาปิดระหว่างห้องเครื่องกับคูลเลอร์เบื้องต้นนั้นได้ทำการออกแบบตามสมการ

$$F = P \times A$$

F = แรงที่กระทำบนสกรู (นิวตัน)

A = พื้นที่ของหน้าแปลน (ตารางเมตร)

P = แรงดันในระบบ (นิวตันต่อตารางเมตร)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พื้นที่ที่ถูกกระทำจากแรงดันหาได้จากสมการ

$$A = \left[ \left( \frac{\pi}{4} d^2 \right)_{\text{OUT}} - \left( \frac{\pi}{4} d^2 \right)_{\text{IN}} \right]$$

$$= \left[ \left( \frac{\pi}{4} \times \left( \frac{96}{1000} \right)^2 \right)_{\text{OUT}} - \left( \frac{\pi}{4} \times \left( \frac{62}{1000} \right)^2 \right)_{\text{IN}} \right]$$

$$= 0.0042 \quad \text{ตารางเมตร}$$

ดังนั้นแรงที่กระทำกับพื้นที่ทั้งหมดหาได้จาก

$$F = 15 \times 10^5 \times 0.0042 = 6300 \quad \text{นิวตัน}$$

แต่แรงที่กระทำทั้งหมดนั้นจะต้องนำมาหารกับจำนวน nut and bolt ทั้งหมด ในการออกแบบครั้งนี้มีจำนวนทั้งหมด 10 ตัว ที่อยู่ติดอยู่กับจุดที่มีการเชื่อมต่อกันที่รับภาระสูงสุดจะอยู่ที่ส่วนของฮีเตอร์ ที่จะต้องรับทั้งภาระของความร้อนเป็นผลต่อเนื่องทำให้สารทำงานภายในเกิดการขยายตัวสูงสุด

$$\text{แรงที่กระทำบน nut and bolt} = \frac{6300}{10} = 630 \quad \text{นิวตัน}$$

คำนวณหาเส้นผ่านศูนย์กลางของสกรูได้จากสมการ

กำหนดให้ safety factor = 10

$$d = \sqrt{\frac{4Fn}{\pi\sigma_y}}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \times 630 \times 10}{\pi(420 \times 10^6)}}$$

$$= 0.0044 \quad \text{เมตร}$$

พบว่า การเลือกใช้ nut screw ที่เหมาะสมต้องมีขนาดไม่น้อยกว่า M5 และถ้าหากต้องการเพิ่มแรงดันให้กับระบบมากกว่านี้ ก็ควรเลือกใช้ขนาดของ nut and bolt ที่มีขนาดโตกว่านี้ หรือใช้วิธีการเพิ่มจำนวนของ nut and bolt ก็ได้

### 3.7.3 การคำนวณหาขนาดสกรูระหว่างฮีเตอร์กับคูลเลอร์

ในการเลือกใช้ nut and bolt ระหว่างฮีเตอร์กับคูลเลอร์เบื้องต้นนั้นได้ทำการออกแบบตามสมการ

$$F = P \times A$$

F = แรงที่กระทำบน nut screw (นิวตัน)

A = พื้นที่ของหน้าแปลน (ตารางเมตร)

P = แรงดันในระบบ (นิวตันต่อตารางเมตร)

ในการออกแบบเรากำหนดที่ค่าแรงดันสูงสุด 10 บาร์ หรือ 1000 กิโลปาสกาล และเพื่อให้มีความปลอดภัยมากยิ่งขึ้นเราได้เพิ่มค่าความปลอดภัยอีก 1.4 เท่า ค่าแรงดันสูงสุดจะเท่ากับ 14 บาร์ หรือ 1400 กิโลปาสกาล ดังนั้นพื้นที่ที่ถูกกระทำจากแรงดันหาได้จากสมการ

$$\begin{aligned}
 A &= \left[ \left( \frac{\pi}{4} d^2 \right)_{\text{OUT}} - \left( \frac{\pi}{4} d^2 \right)_{\text{IN}} \right] \\
 &= \left[ \left( \frac{\pi}{4} \times \left( \frac{150}{1000} \right)^2 \right)_{\text{OUT}} - \left( \frac{\pi}{4} \times \left( \frac{55.8}{1000} \right)^2 \right)_{\text{IN}} \right] \\
 &= 0.0152 \text{ ตารางเมตร}
 \end{aligned}$$

ดังนั้นแรงที่กระทำกับพื้นที่ทั้งหมดหาได้จาก

$$F = 15 \times 10^5 \times 0.0152 = 22800 \text{ นิวตัน}$$

แต่แรงที่กระทำทั้งหมดนั้นจะต้องนำมาหารกับจำนวน nut and bolt ทั้งหมด ในการออกแบบครั้งนี้มีจำนวนทั้งหมด 10 ตัว ที่อยู่ติดอยู่กับจุดที่มีการเชื่อมต่อกันที่รับภาระสูงสุดจะอยู่ที่ส่วนของฮีทเตอร์ ที่จะต้องรับทั้งภาระของความร้อนเป็นผลต่อเนื่องทำให้สารทำงานภายในเกิดการขยายตัวสูงสุด

$$\text{แรงที่กระทำบน nut and bolt} = \frac{22800}{10} = 2280 \text{ นิวตัน}$$

คำนวณหาเส้นผ่านศูนย์กลางของสกรูได้จากสมการ

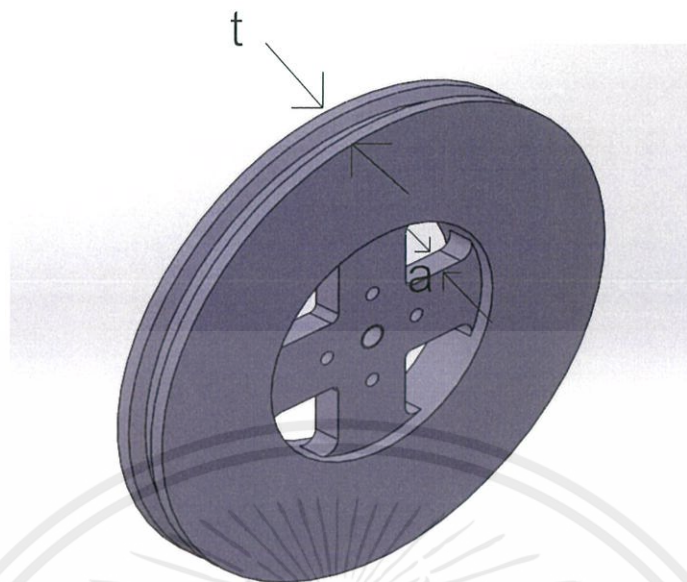
กำหนดให้ safety factor = 5

$$\begin{aligned}
 d &= \sqrt{\frac{4F_n}{\pi \sigma_y}} \\
 &= \sqrt{\frac{4 \times 2280 \times 5}{\pi (420 \times 10^6)}} \\
 &= 0.0059 \text{ เมตร}
 \end{aligned}$$

พบว่าเลือกใช้ nut screw ที่เหมาะสมต้องมีขนาดไม่น้อยกว่า M5 และถ้าหากต้องการเพิ่มแรงดันให้กับระบบมากกว่านี้ก็ควรเลือกใช้ขนาดของ nut and bolt ที่มีขนาดโตกว่านี้หรือใช้วิธีการเพิ่มจำนวนของ nut and bolt ก็ได้

### 3.8 การออกแบบล้อย่อยแรง

ออกแบบรูปร่างที่ต้องการไว้คร่าวๆ เลือกวัสดุเป็น ASTM A36 ซึ่งมีค่าความหนาแน่น ( $\rho$ ) = 7.85 g/cm<sup>3</sup>



รูปที่ 3.17 แสดงรูปทรงล้อช่วยแรงเบื้องต้น

เราต้องการใช้ระยะ  $t$  ที่มีค่ามากกว่า  $a$  เพื่อให้เกิดทอร์คสูง ๆ ไปขับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

ใช้สูตรการคำนวณการเปลี่ยนแปลงของพลังงานจลน์

$$E_2 - E_1 = \frac{1}{2} I (\omega_2^2 - \omega_1^2)$$

กำหนดให้  $E_1, \omega_1$  เท่ากับ 0 เพราะเริ่มนับจากล้อช่วยแรงหยุดนิ่ง

$E_2 =$  work out per cycle จากพื้นที่ใต้กราฟในวัฏจักรสเตอร์ลิง = 54.83 J

$$\omega_2 = 2\pi f$$

กำหนดให้  $f = 15$  Hz

$$\text{จะได้ } \omega_2 = 2\pi(15) = 94.2 \text{ rad/s}$$

$$\text{แทนค่าสมการ } E_2 - 0 = \frac{1}{2} I (\omega_2^2 - 0)$$

$$E_2 = \frac{1}{2} I \omega_2^2$$

$$54.83 = \frac{1}{2} I (94.2)^2$$

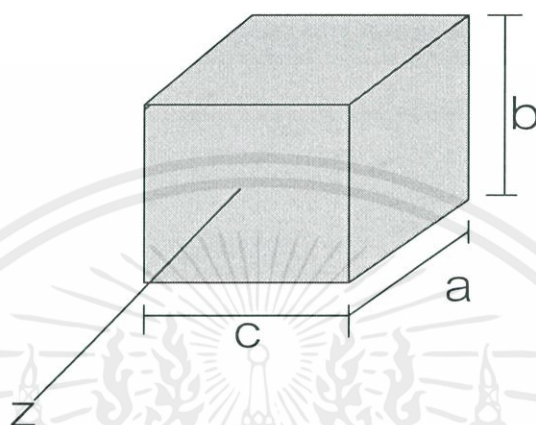
$$I = 0.0123 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 = 123,000 \text{ g} \cdot \text{cm}^2$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะได้โมเมนต์ความเฉื่อยที่ต้องการของล้อยช่วยแรงเท่ากับ  $123,000 \text{ g} \cdot \text{cm}^2$

ออกแบบชิ้นส่วนล้อยช่วยแรงโดยใช้สูตรโมเมนต์ความเฉื่อยและกำหนดค่าแต่ละส่วนแล้วคำนวณให้ได้เท่ากับที่ต้องการ

1) สี่เหลี่ยมด้านใน



รูปที่ 3.18 แสดงตัวแปรกำกับแต่ละด้านของรูปทรงสี่เหลี่ยมด้านในล้อยช่วยแรง

$$I_z = \frac{m}{12}(b^2 + c^2)$$

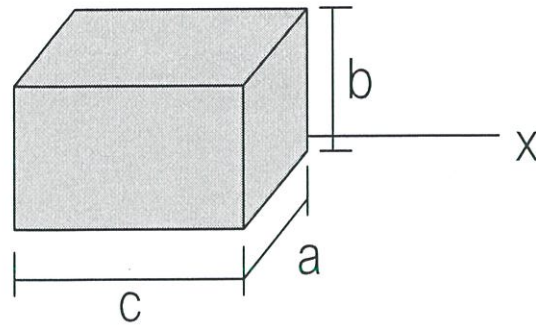
กำหนด  $a = c = 3 \text{ cm}$

$b = 1 \text{ cm}$

หามวล  $m = \rho V = \rho(abc) = 7.85 \times (3 \times 3 \times 1) = 70.658 \text{ g}$ .

จะได้  $I_z = \frac{m}{12}(b^2 + c^2) = \frac{70}{12}(1^2 + 3^2) = 58.85 \text{ g} \cdot \text{cm}^2 =$  โมเมนต์ความเฉื่อยของสี่เหลี่ยมด้านใน

2) หาโมเมนต์ความเฉื่อยแกน 4 แกน



รูปที่ 3.19 แสดงตัวแปรกำกับแต่ละด้านของแกนตั้งสี่แกนของล้อยช่วยแรง

$$I_x = \frac{m}{12}(a^2 + b^2)$$

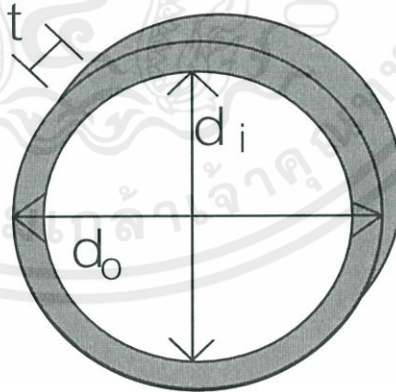
กำหนด  $a = 1 \text{ cm}$

$$b = c = 3 \text{ cm}$$

หามวล  $m = \rho V = \rho(abc) = 7.85 \times (3 \times 3 \times 1) = 70.658 \text{ g}$ .

โมเมนต์ความเฉื่อยของแกน 4 แกน  $= 4I_x = 4\left(\frac{m}{12}(a^2 + b^2)\right) = 4 \times \frac{70.658}{12}(1^2 + 3^2) = 235.5 \text{ g} \cdot \text{cm}^2$

3) หาโมเมนต์ความเฉื่อยของทรงกระบอกกลวง



รูปที่ 3.20 แสดงตัวแปรกำกับทรงกระบอกกลวงของล้อยช่วยแรง

$$I = \frac{m}{8}(d_o^2 + d_i^2)$$

กำหนด  $d_o = 13 \text{ cm}$ ,  $r_o = 6.5 \text{ cm}$

$$d_i = 9 \text{ cm}, r_i = 4.5 \text{ cm}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$t = 2 \text{ cm}$$

$$\text{หามวลของทรงกระบอกกลวง } m = \rho V = \pi(r_0^2 - r_i^2)t = 3.14(6.5^2 - 4.5^2) \times 2 = 4,338.2 \text{ g.}$$

$$\text{โมเมนต์ความเฉื่อยของทรงกระบอกกลวง} = \frac{m}{8}(d_0^2 + d_i^2) = \frac{4338.2}{8}(13^2 + 4.5^2) = 135,569.5 \text{ g} \cdot \text{cm}^2$$

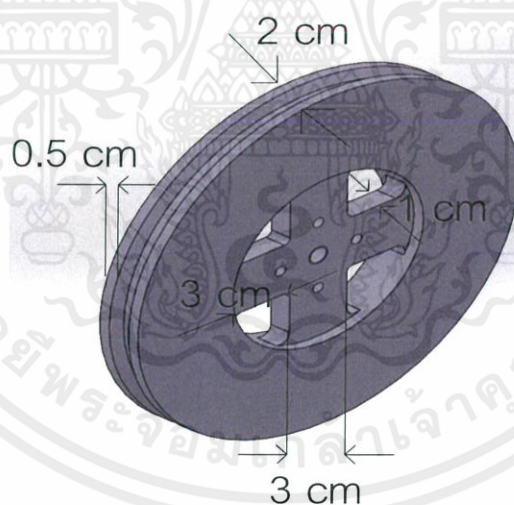
4) รวมค่า  $I =$  โมเมนต์ความเฉื่อยของสี่เหลี่ยมด้านใน + โมเมนต์ความเฉื่อยของก้าน 4 ชิ้น + โมเมนต์ความเฉื่อยของทรงกระบอกกลวง จะได้  $58.85 + 235.5 + 135,569.5 = 135,863.9 \text{ g} \cdot \text{cm}^2$

เมื่อคำนวณโมเมนต์ความเฉื่อยรวมได้ ให้ทำการเปรียบเทียบค่าที่ออกแบบกับค่าที่ต้องการ

$$\text{โมเมนต์ความเฉื่อยที่ต้องการ} = 123,579.5 \text{ g} \cdot \text{cm}^2$$

$$\text{โมเมนต์ความเฉื่อยที่ออกแบบ} = 135,863.9 \text{ g} \cdot \text{cm}^2$$

จึงสรุปได้ว่าการออกแบบเป็นที่น่าพอใจแล้วสำหรับล้อช่วยแรง



รูปที่ 3.21 แสดงขนาดความยาวส่วนต่าง ๆ ของล้อช่วยแรงหลังคำนวณ

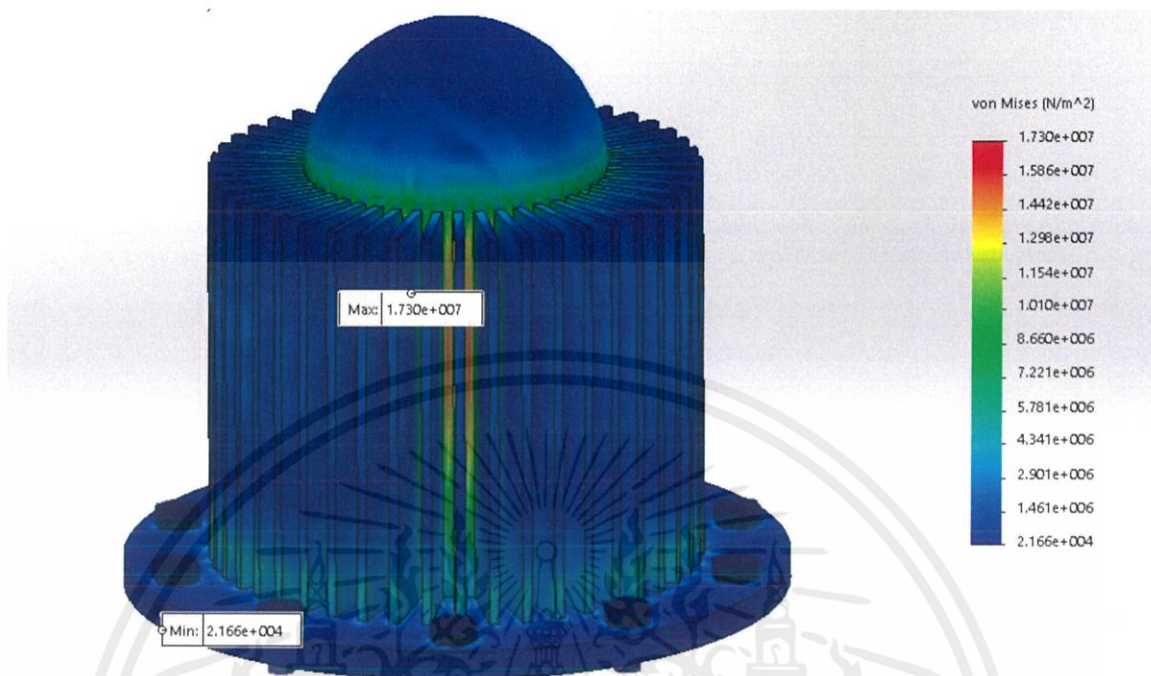
### 3.9 วิเคราะห์ความแข็งแรง

การออกแบบชิ้นส่วนของเครื่องยนตจำเป็นต้องได้รับการคำนวณเพื่อให้มั่นใจว่ามีความสามารถในการรับโหลดที่มากกระทำได้โดยไม่ทำให้ตัวชิ้นงานเสียหาย

สำหรับการวิเคราะห์ความแข็งแรงในส่วนนี้จะมุ่งเน้นไปที่การดูความเค้นและการเกิดการคืบที่เกิดจากการอัดความดันภายในเครื่องยนตที่กระทำต่อชิ้นส่วนที่รับโหลดจากความดันโดยตรงสองชิ้น

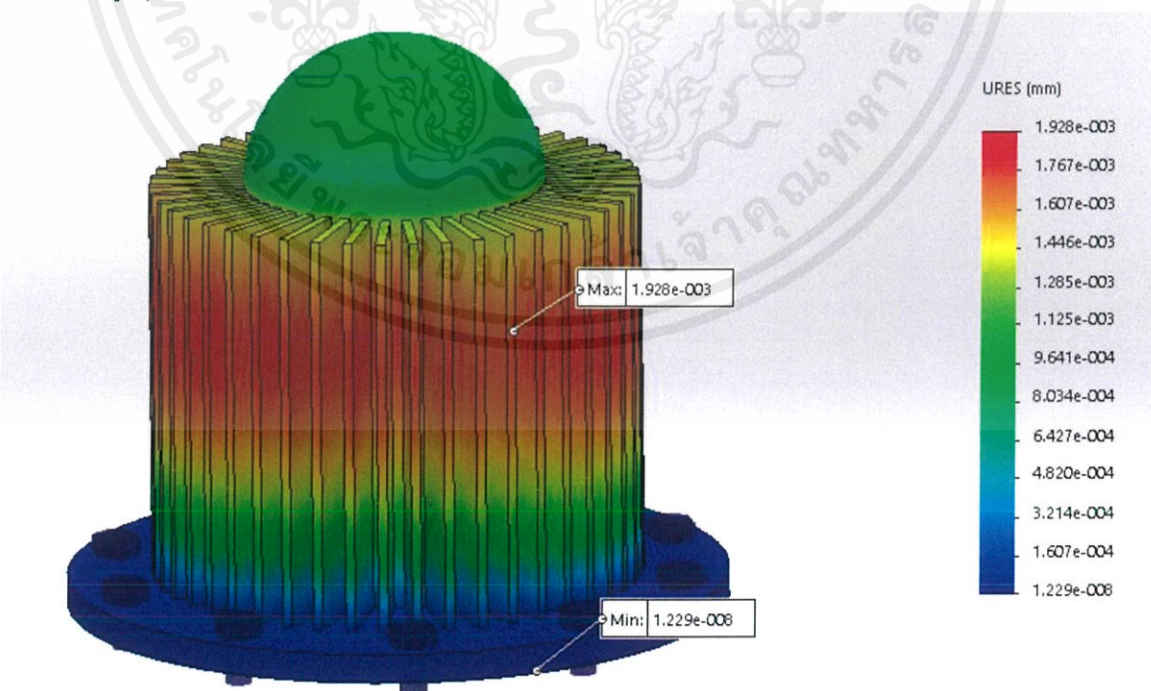
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หลัก ได้แก่ ฮีทเตอร์และคูลเลอร์ โดยใช้โปรแกรม solidworks ช่วยในการจำลอง โดยทำการใส่โหลด เป็นความดันปริมาณ 15 บาร์



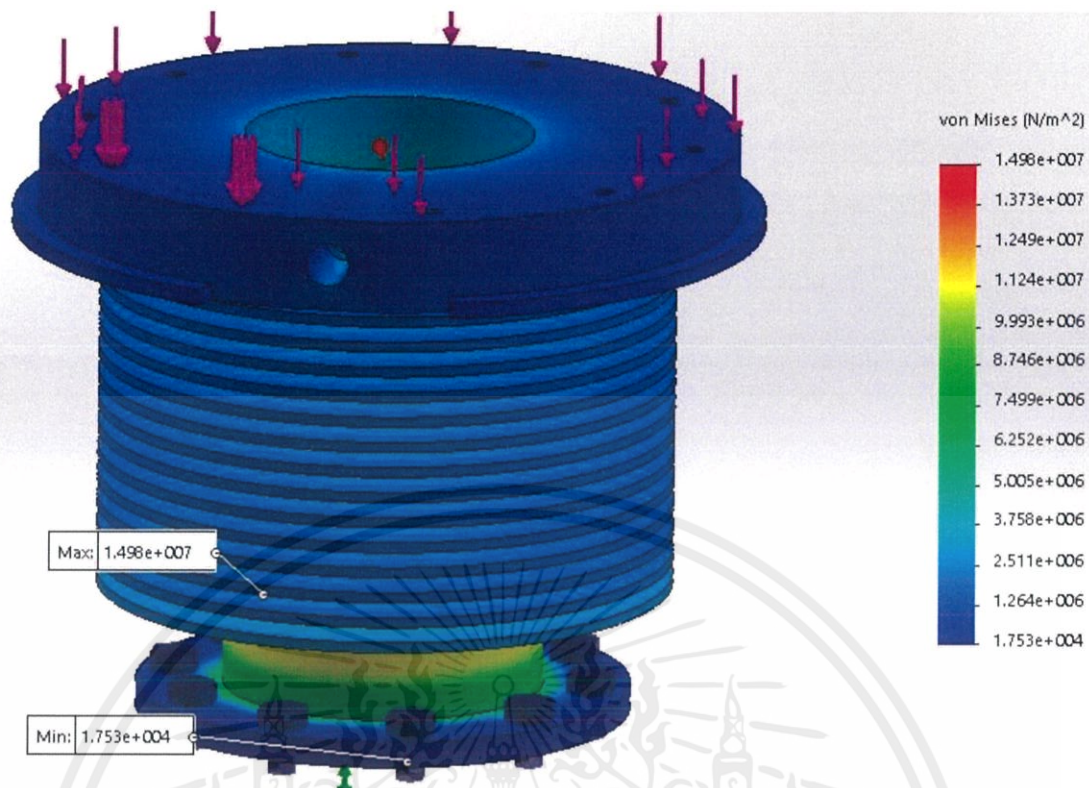
รูปที่ 3.22 แสดงการจำลองความเค้นที่ขึ้นบนฮีทเตอร์ที่ความดัน 15 บาร์

ค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นกับชิ้นงานอาจประเมินความปลอดภัยยาก แต่เมื่อทำการเทียบกับค่าความเค้นวิกฤตและค่าความเค้นสูงสุดของวัสดุแล้วจะทำให้เห็นภาพที่ชัดเจนมากขึ้นว่า ค่าเหล่านั้นอยู่ในขั้นที่ปลอดภัย โดยมีค่าความปลอดภัยอยู่ที่ราว ๆ 8-12 หากเทียบกับความเค้นวิกฤตเพื่อความปลอดภัยสูงสุด

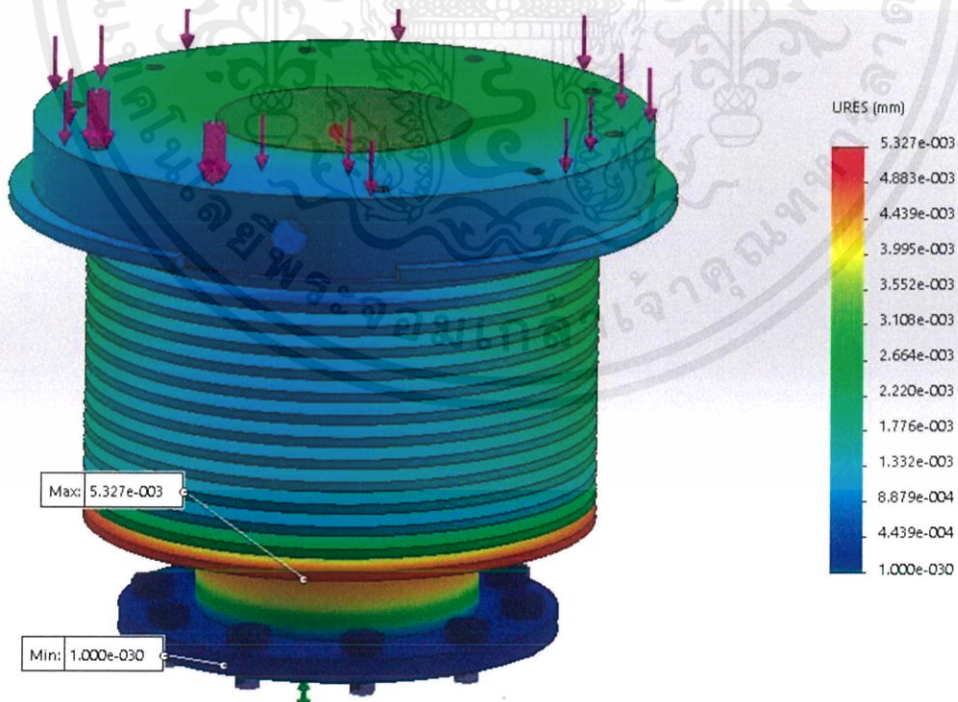


รูปที่ 3.23 แสดงการจำลองการเกิดการกระจัดบนฮีทเตอร์ที่ความดัน 15 บาร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.24 แสดงการจำลองความเค้นที่ขึ้นบนคูลเลอร์ที่ความดัน 15 บาร์ เพื่อความง่ายในดูค่าความปลอดภัยจึงได้นำความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นกับชิ้นงานเทียบกับค่าความเค้นวิกฤตและค่าความเค้นสูงสุดของวัสดุที่ใช้ทำคูลเลอร์ มีค่าความปลอดภัยอยู่ที่ราว ๆ 12-50 ซึ่งถือว่าปลอดภัยมากและเยอะกว่าฮีทเตอร์เนื่องจากเป็นวัสดุคนละชนิดกัน



รูปที่ 3.25 แสดงการจำลองการเกิดการกระจัดบนคูลเลอร์ที่ความดัน 15 บาร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.10 วิเคราะห์โปรไฟล์อุณหภูมิ

การวิเคราะห์อุณหภูมิโดยใช้วิธีการจำลองการใส่ความร้อนเข้าไปในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องยนต์ด้วยโปรแกรม Ansys เพื่อดูการกระจายของอุณหภูมิบริเวณพื้นที่ผิวส่วนต่างๆ

กำหนดให้ใส่ความร้อนเข้าไปด้วยอุณหภูมิ 650 องศาเซลเซียส และระบายความร้อนออกที่อุณหภูมิ 65 องศาเซลเซียส



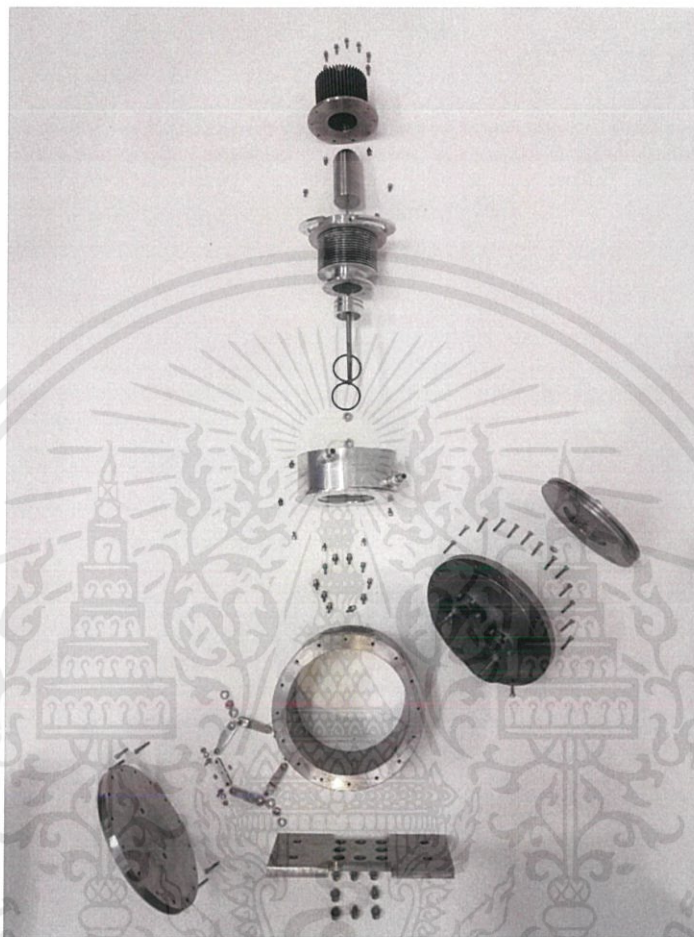
รูปที่ 3.26 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิด้านนอกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

จากผลลัพธ์ที่ได้จะเห็นได้ว่าตลอดทั่วตัวฮีตเตอร์นั้นมีการกระจายของอุณหภูมิสูงอย่างทั่วถึงซึ่งส่งผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ในการรับพลังงานความร้อนเข้ามาให้ได้ดีที่สุด ซึ่งสามารถสังเกตได้จากรูปที่ 3.26 เมื่อมองจากด้านใต้จะเห็นได้ว่าพื้นที่ภายในของฮีตเตอร์มีการนำความร้อนจากภายนอกเข้ามาได้ดีโดยที่อุณหภูมิของผนังภายในฮีตเตอร์มีอุณหภูมิสูงกว่า 900 องศาเซลเซียส จากแถบสีที่แสดง โดยการนำความร้อนที่ตีมากของผนังฮีตเตอร์ทำให้อุณหภูมิภายนอกและภายในไม่แตกต่างกันมากนัก ส่งผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ที่ยังมีความแตกต่างของอุณหภูมิมากเท่าไรยังทำให้เครื่องสามารถผลิตกำลังได้มากขึ้นเท่านั้น

ขณะเดียวกันส่วนรอยต่อแสดงให้เห็นชัดเจนว่ามีการผสมกันระหว่างด้านร้อนและด้านเย็นโดยไม่ไปทางใดทางหนึ่งซึ่งถือว่าดี เนื่องจากเป็นพื้นที่กลางในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสองแหล่งหากมีความร้อนส่วนเกินหรือความร้นตกค้างมากเกินไปจะส่งผลต่อประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องยนต์ได้ และสุดท้ายคือบริเวณคูลเลอร์ จากผลลัพธ์ที่แสดงอาจยังทำได้ไม่ดีขึ้นเนื่องจากมีเพียงบริเวณทางเข้าของน้ำหล่อเย็นเป็นหลักที่ทำอุณหภูมิได้ต่ำขณะที่ส่วนอื่นยังคงมีความผันผวนและมีอุณหภูมิค่อนข้างสูง เพราะเราต้องการให้อุณหภูมิของทั้งสองส่วนแลกเปลี่ยนความร้อนมีความแตกต่างกันให้มากที่สุด โดยคูลเลอร์ที่ดีควรจะต้องมีอุณหภูมิที่ต่ำอย่างทั่วถึงเพื่อที่จะระบายความร้อนออกได้ดียิ่งขึ้น

## บทที่ 4

### ส่วนประกอบเครื่องยนต์



รูปที่ 4.1 ส่วนประกอบทั้งหมดของเครื่องยนต์

#### 4.1 ฮีตเตอร์



รูปที่ 4.2 ฮีตเตอร์ด้านบน



รูปที่ 4.3 ฮีตเตอร์ด้านล่าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฮีตเตอร์เลือกใช้วัสดุเป็นสแตนเลสสตีล (AISI 304) เพื่อความแข็งแรงและทนความร้อนได้ดี โดยออกแบบพื้นเพิ่มขึ้นมาเพื่อช่วยเพิ่มพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อนพร้อมทำส่วนหัวให้มีรูปทรงโดมเพื่อลดขอบและมุมจากการปะทะกับการเคลื่อนที่ของแก๊ส ชิ้นงานถูกออกแบบมาให้เป็นชิ้นเดียวกันทั้งชิ้นโดยใช้การกลึงและเทคนิคการใช้ลวดตัดเพื่อไม่ให้ชิ้นงานเกิดรอยต่อที่อาจก่อให้เกิดความเสียหายหรือการรั่วเกิดขึ้น

#### 4.2 คูลเลอร์



รูปที่ 4.4 คูลเลอร์ด้านข้าง



รูปที่ 4.5 คูลเลอร์แบบกลับหัว

คูลเลอร์เลือกใช้วัสดุเป็นอะลูมิเนียมอัลลอยด์ (6061-T6) เพื่อความสามารถในการระบายความร้อนออกให้มากที่สุด โดยชิ้นส่วนนี้ไม่มีความจำเป็นต้องรับความร้อนสูง คูลเลอร์ถูกออกแบบมาให้สามารถอัดความดันเข้าไปภายในห้องเครื่องได้โดยการเจาะรูด้านบน และมีพื้นเพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อน ออกแบบขอบด้านบนให้ยื่นออกมาเพื่อประกบติดกับตัวครอบกันน้ำเพราะใช้น้ำในการหล่อเย็นคูลเลอร์ คูลเลอร์ถูกออกแบบให้เป็นเนื้อเดียวกันทั้งชิ้นด้วยการกลึงขึ้นรูปเพราะเป็นชิ้นส่วนที่สัมผัสกับแรงดันภายในจึงไม่ควรให้มีรอยต่อเพื่อป้องกันความเสียหาย

### 4.3 ดิสเพลสเซอร์และก้านสูบ



รูปที่ 4.6 ดิสเพลสเซอร์และก้านสูบ

ดิสเพลสเซอร์ทำจากสแตนเลสสตีล (AISI 304) เนื่องจากเป็นชิ้นส่วนที่อยู่ติดกับส่วนรับความร้อน ส่วนหัวทำเป็นโค้งรูปโดมเพื่อให้สอดรับพอดีกับหัวของฮีทเตอร์และมีปริมาตรตายน้อยที่สุด ด้านในกระบอกสูบกลางใช้แผ่นฝาเพื่อปิดด้านล่างเพื่อให้ดิสเพลสเซอร์มีน้ำหนักเบาที่สุดเพราะเป็นชิ้นส่วนที่ต้องถูกยกขึ้น-ลงตลอดเวลา ส่วนก้านสูบทำจากวัสดุ AISI 1045 ซึ่งมีความแข็งแรงมากกว่าเนื่องจากก้านต้องรับแรงจากการเคลื่อนที่ขึ้นลงของกระบอกสูบ

### 4.4 ลูกสูบกำลังและก้านสูบ



รูปที่ 4.7 ลูกสูบกำลัง



รูปที่ 4.8 ก้านของลูกสูบกำลัง

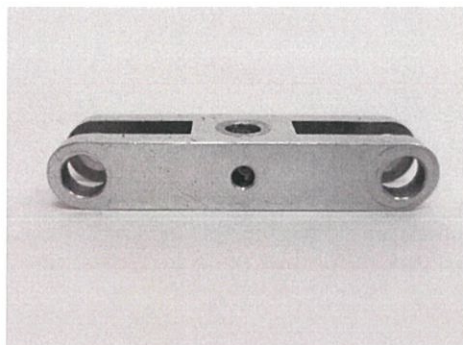
ลูกสูบกำลังทำจากวัสดุอะลูมิเนียมอัลลอยด์ (5052 - H32) โดยออกแบบให้มีร่องด้านข้างจำนวนสองร่องสำหรับใส่โอริงเพื่อทำการซีลระหว่างด้านบนและด้านล่างไม่ให้อากาศไหลไปถึงกัน ขณะที่ด้านในมีรูสำหรับใส่ยูคัพลงไปที่ซีลอากาศไม่ให้ไหลผ่านระหว่างขอบแกน ก้านของลูกสูบกำลังทำจากวัสดุเดียวกับก้านของดิสเพลสเซอร์แต่มีขนาดใหญ่กว่าเพื่อให้สามารถสอดเข้ามาได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

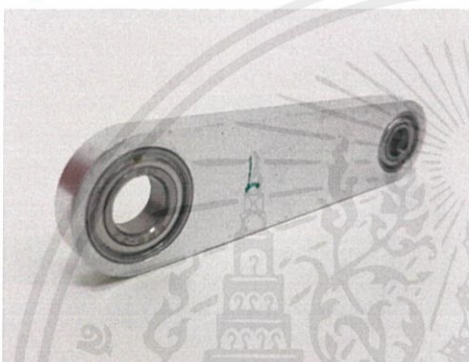
#### 4.5 ชิ้นส่วนกลไกโรคมบิก



รูปที่ 4.9 ดิสเพลสเซอร์คอนเนคเตอร์



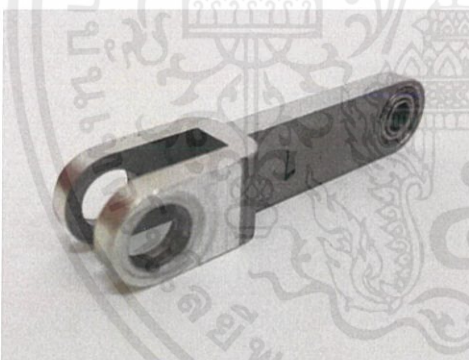
รูปที่ 4.10 ลูกสูบกำลังคอนเนคเตอร์



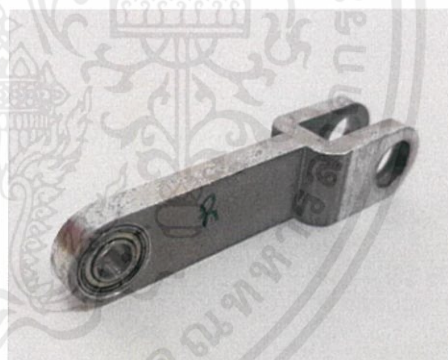
รูปที่ 4.11 ชิ้นส่วนลิงค์หมายเลขหนึ่งด้านซ้าย



รูปที่ 4.12 ชิ้นส่วนลิงค์หมายเลขหนึ่งด้านขวา



รูปที่ 4.13 ชิ้นส่วนลิงค์หมายเลขสองด้านซ้าย



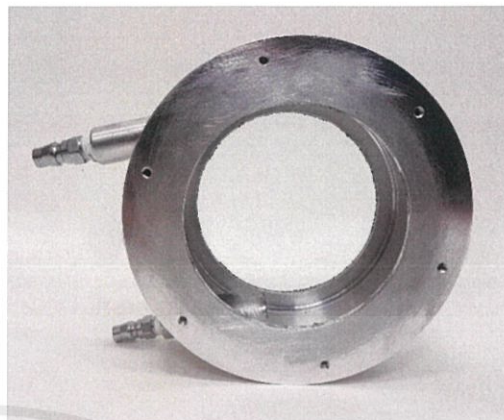
รูปที่ 4.14 ชิ้นส่วนลิงค์หมายเลขสองด้านขวา

ชิ้นส่วนของกลไกโรคมบิกทั้งหมดหกชิ้นทำจากวัสดุชนิดเดียวกันคือ อะลูมิเนียมอัลลอยด์ (5052 - H32) โดยกลึงและเจาะรูให้สามารถประกบเข้ากันได้พอดี

#### 4.6 ตัวครอบกันน้ำ



รูปที่ 4.15 ตัวครอบกันน้ำด้านบน



รูปที่ 4.16 ตัวครอบกันน้ำด้านล่าง

ตัวครอบกันน้ำทำมาจากวัสดุอะลูมิเนียมอัลลอยด์ (6061-T6) เช่นเดียวกับคูลเลอร์ ออกแบบให้สามารถใส่ประกอบเข้ากับคูลเลอร์พอดี้โดยซีลกันน้ำรั่วด้วยปะเก็นแผ่นพร้อมชั้นสกรูยึด ชั้นส่วนนี้ไม่ได้รับแรงดันจากการอัดอากาศจึงขึ้นรูปด้วยวิธีการกลึงสองชั้นแล้วนำมาประกอบกันด้วยการเชื่อมพร้อมเจาะรูสองรูสำหรับต่อท่อกับสายยางให้น้ำเข้าและออก

#### 4.7 ล้อช่วยแรง



รูปที่ 4.17 ล้อช่วยแรงด้านหน้า



รูปที่ 4.18 ล้อช่วยแรงแบบเอียงข้าง

ล้อช่วยแรงทำจากเหล็ก (SS400) เนื่องจากหาได้ง่ายและมีความแข็งแรงขึ้นรูปได้ตามความต้องการ

## 4.8 ห้องเครื่อง



รูปที่ 4.19 ห้องเครื่องด้านข้าง



รูปที่ 4.20 ห้องเครื่องด้านบน

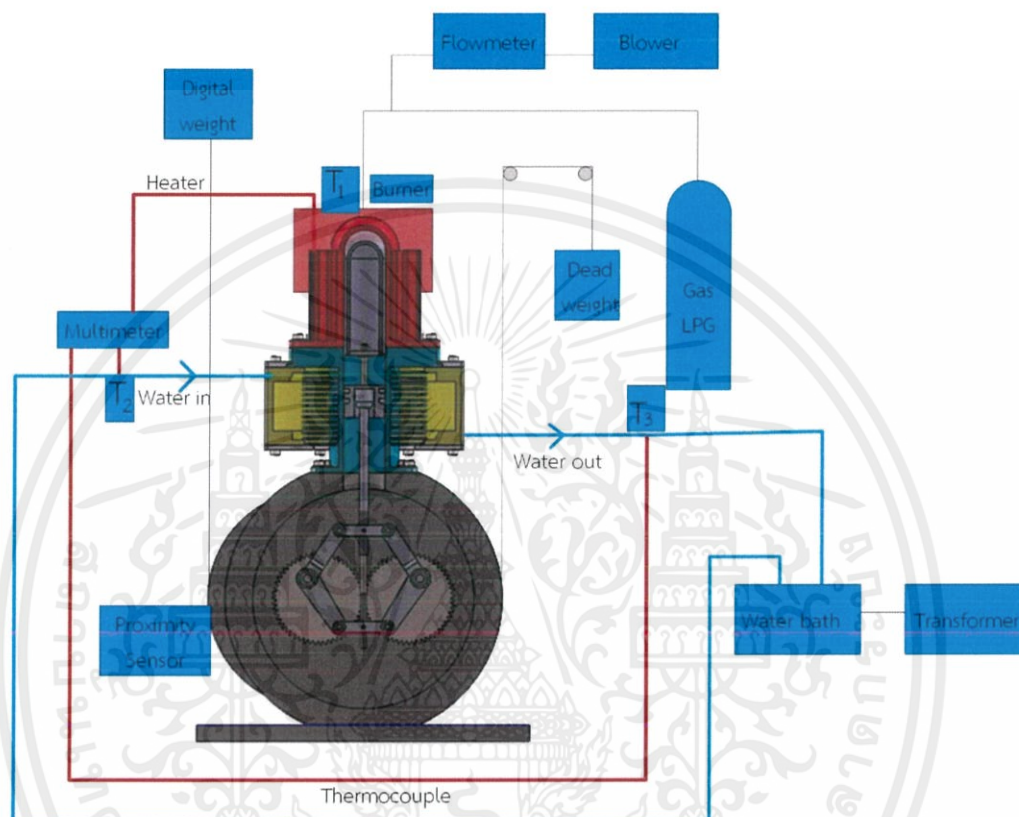
เครื่องเคสทำจากเหล็ก (SS400) นำมาถึงเป็นกล่องสำหรับใส่ชิ้นส่วนกลไกด้านในและ ออกแบบให้สามารถรับแรงดันที่อัดเข้ามาได้โดยใช้ปะเก็นแผ่นซีลด้านหน้าและด้านหลังชั้นยึดติดกับฝาปิด



## บทที่ 5

### การทดลอง

#### 5.1 การตั้งค่าการทดลอง



รูปที่ 5.1 แผนภูมิแสดงการจัดวางอุปกรณ์การทดลอง

เชื้อเพลิงที่ป้อนให้เครื่องยนต์มาจากแก๊สแอลพีจีในถังเข้ากับมิเตอร์วัดปริมาตรการไหลและต่อเข้ากับตัวหัวเผาซึ่งครอบอยู่เหนือฮีตเตอร์โดยมีฉนวนล้อมรอบ มีการอัดอากาศเข้าไปที่หัวเผาผ่านเครื่องเป่าลมที่ต่อเข้ากับโพวล์มิเตอร์อีกทีเพื่อให้อากาศภายนอกเข้าไปทำปฏิกิริยาสันดาปที่หัวเผากับแก๊สแอลพีจีทำให้เกิดความร้อน หลังจากนั้นทำการปรับปริมาณของแก๊สและอากาศให้เหมาะสมเพื่อให้เปลวไฟมีอุณหภูมิสูงสุดโดยไม้ดับ

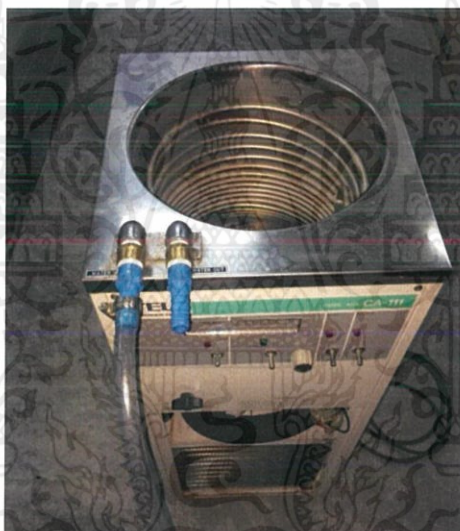


รูปที่ 5.2 หัวเผา



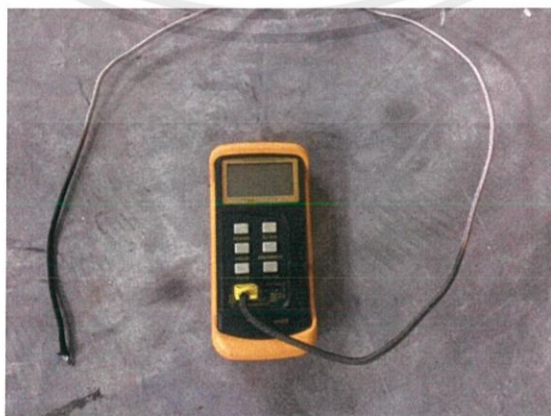
รูปที่ 5.3 เครื่องเป่าลม

การระบายความร้อนออกจากเครื่องทำได้โดยการต่อสายยางเข้ากับเครื่องทำความเย็นแบบ  
น้ำวนที่ต่อพ่วงกับเครื่องแปลงกระแสไฟฟ้า โดยเลือกได้ว่าจะใช้วิธีการจัดให้น้ำวนอยู่แต่ภายในเครื่อง  
หรือต่อเข้ากับก๊อกน้ำประปาโดยตรงแล้วปล่อยให้ไหลออก



รูปที่ 5.4 เครื่องทำความเย็นแบบน้ำวน

เตรียมเทอมคัปเปิลทั้งหมดสามเส้นต่อเข้ากับเครื่องอ่านอุณหภูมิแบบดิจิตอลหรือมัลติมิเตอร์ก็  
ได้ หนึ่งเส้นวัดอุณหภูมิบริเวณหัวฮีทเตอร์ อีกสองเส้นวัดอุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าและออกที่ปลายท่อ



รูปที่ 5.5 เทอมคัปเปิลที่ต่อเข้ากับเครื่องวัดอุณหภูมิแบบดิจิตอล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หากทดลองแบบอัดความดันจะต่อท่อลมเข้ากับเครื่องอัดความดันเพื่ออัดความดันโดยมีการติดตั้งเกจวัดความดันไว้ทั้งด้านบนและด้านล่างเนื่องจากต้องอัดทั้งสองด้านให้เท่ากัน โดยต่อท่อลมออกมาให้สั้นที่สุดเพื่อไม่ให้ไปเพิ่มปริมาตรตายของเครื่องยนต์ที่คำนวณเอาไว้แล้ว



รูปที่ 5.6 เครื่องอัดความดัน

ความเร็วรอบของเครื่องจะถูกวัดโดยฟร็อกซิเมตซ์เซนเซอร์ที่ติดตั้งไว้ด้านหลังล้อช่วยแรงโดยนับรอบจากการตรวจจับแม่เหล็กที่ติดอยู่บนล้อช่วยแรงแล้วแสดงผลออกมาทางหน้าจอดิจิทัล กำลังของเครื่องยนต์วัดจากวิธีการแบบวัตต์ไรบ์เบรก โดยแขวนเครื่องชั่งสปริงไว้ที่ราวแขวนแล้วค่อยเพิ่มน้ำหนักตุ้มถ่วงเข้าไปจนล้อช่วยแรงหยุดหมุน



รูปที่ 5.7 เครื่องชั่งสปริง

## 5.2 การทดลองดูการรั่วซึม

### 5.2.1 ดูการรั่วซึมของอากาศ



รูปที่ 5.8 แสดงการทดสอบการรั่วของอากาศ

เครื่องยนต์เมื่อประกอบเสร็จใหม่ต้องทำการเช็คการรั่วก่อนทุกครั้งเพื่อให้มั่นใจว่าจะไม่มีการรั่วของอากาศในระหว่างการทดลองเดินเครื่อง สามารถทำได้โดยการตรวจสอบขันน็อตทุกตัวด้วยแรงเท่า ๆ กันสลับกันไปทีละด้านจนครบทั้งหมด พันเทปพันเกลียวเข้ากับข้อต่อท่อลมทุกชิ้นอย่างมิดชิด ปิดก๊อกทุกอันแล้วต่อสายลมเข้าเพื่ออัดความดัน

โดยเราเริ่มทดสอบอัดที่ 5 บาร์เกจ โดยสังเกตเข็มที่หน้าปัดหลังจากปล่อยทิ้งไว้ดูว่าความดันตกลงไหมหรือตกลงเร็วขนาดไหน ในเบื้องต้นนั้นไม่พบว่ามีอาการรั่วเกิดขึ้นแต่อย่างใด

### 5.2.2 ดูการรั่วซึมของน้ำหล่อเย็น



รูปที่ 5.9 แสดงการทดสอบการรั่วของน้ำ

ทดลองใส่น้ำเข้าไปในตัวครอบกันน้ำจนเต็มและปล่อยให้ไหลออก สังเกตร่องรอยการรั่วซึมที่เกิดขึ้นบริเวณรอยต่อ พบว่าไม่มีการรั่วซึมเกิดขึ้นแต่อย่างใด

### 5.3 ผลการทดลอง

#### 5.3.1 การทดลองครั้งที่ 1

##### 1. การเตรียมการทดลอง

ทดลองเดินเครื่องยนต์ที่ความดันบรรยากาศ ใช้เชื้อเพลิงเป็นแก๊สแอลพีจีที่อัตราการไหล 0.22 kg/hr ระบายความร้อนด้วยระบบน้ำไหลวนที่อุณหภูมิ 15 องศาเซลเซียส



รูปที่ 5.10 แสดงการติดตั้งเครื่องยนต์เพื่อทำการทดลอง

##### 2. การทดลอง

เริ่มเผาหัวฮีเตอร์ด้วยอุณหภูมิราว 500 องศาเซลเซียสเป็นเวลา 2-3 นาทีแล้วเริ่มสตาร์ทเครื่องยนต์ พบว่าเครื่องไม่วิ่งลักษณะเหมือนไม่มีกำลังอัดอากาศภายในคาดว่าเป็นเพราะอากาศภายในได้รับพลังงานความร้อนไม่เพียงพอ อาจเกิดจากฮีเตอร์ส่งถ่ายพลังงานความร้อนได้ไม่ดีพอหรือระบบหล่อเย็นทำงานดีเกินไปจึงพาพลังงานความร้อนออกจำนวนมาก

##### 3. การแก้ไขปัญหา



รูปที่ 5.11 แสดงการทดสอบการถ่ายเทความร้อนของฮีทเตอร์

ทำการถอดฮีทเตอร์มาเช็คอัตราการถ่ายโอนความร้อนเพื่อดูว่าปัญหานั้นเกิดจากฮีทเตอร์หรือไม่ โดยการทดสอบว่าฮีทเตอร์สามารถถ่ายโอนความร้อนได้ดีแค่ไหนนั้นเราทำการทดลองโดยดูอัตราการถ่ายโอนความร้อนจากผิวด้านนอกฮีทเตอร์ไปสู่ร่างกายในฮีทเตอร์ โดยทำการชั่งน้ำหนักน้ำและวัดอุณหภูมิก่อนเริ่มต้ม ให้ความร้อนแก่หัวฮีทเตอร์แล้วเริ่มจับเวลาจนถึงค่าอุณหภูมิที่ต้องการแล้วจึงหยุดเวลา

$$\dot{Q}_{in} = \frac{mc(T_2 - T_1)}{t}$$

ครั้งที่	มวลน้ำ (kg)	อุณหภูมิเริ่มต้น (°C)	อุณหภูมิสุดท้าย (°C)	ระยะเวลา (s)	อัตราการไหลของความร้อน (w)
1	0.2	29	82.2	70	636.42
2	0.19	28.8	80.3	73	561.23
3	0.23	29.2	81.8	81	625.36
4	0.21	28.5	83.5	75	644.80
5	0.23	29.4	80.2	73	670.15
6	0.22	28.6	80.4	84	568.04
7	0.2	29.4	81	74	583.92

เนื่องจากผลการทดลองหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีทเตอร์สรุปออกมาได้ว่าฮีทเตอร์นั้นสามารถถ่ายเทความร้อนให้ได้ในอัตราที่ใกล้เคียงกับค่าที่คำนวณเอาไว้ในการออกแบบที่ 68.08 – 81.29 %

จึงสรุปว่าปัญหาไม่ได้เกิดจากฮีทเตอร์ไม่สามารถส่งผ่านพลังงานความร้อนได้เพียงพอ นอกจากนั้นยังได้ทำการปรับลดการนำพลังงานความร้อนออกจากระบบด้วยการหล่อเย็น เพื่อให้

คงเหลือพลังงานบางส่วนสำหรับใช้ในการขับเคลื่อนเครื่องยนต์โดยการเพิ่มอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นขึ้นอีกเล็กน้อย

### 5.3.2 การทดลองครั้งที่ 2

#### 1. การเตรียมการทดลอง

ประกอบหัวฮีเตอร์กลับเข้าไปใหม่ ทดลองเดินเครื่องยนต์ที่ความดันบรรยากาศ ใช้เชื้อเพลิงเป็นแก๊สแอลพีจีที่อัตราการไหล 0.28 kg/hr ลดการระบายความร้อนด้วยระบบน้ำไหลวนโดยเพิ่มอุณหภูมิขึ้นอีกเล็กน้อยเป็น 20 องศาเซลเซียส

#### 2. การทดลอง

พบว่าเครื่องยนต์ยังไม่สามารถทำงานได้ จึงคาดว่าเกิดจากการให้พลังงานความร้อนกับหัวฮีเตอร์ไม่เพียงพอ นอกจากนี้ยังคาดว่าสาเหตุอาจมาจากแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นจากการเลือกใช้ซิลแบบโอริง และข้อต่อชิ้นส่วนกลไกที่พบช่องว่างเล็กน้อยไม่แนบสนิทกันพอดีทำให้เกิดการขยับที่ไม่จำเป็นเมื่อกลไกที่อาจส่งผลให้แนวแกนของกระบอกสูบเบี่ยงเบนออกไปจากศูนย์

#### 3. การแก้ไขปัญหา

ทำการเปลี่ยนหัวเผาชนิดใหม่ที่มีแรงขับแก๊สออกมาสูงมากกว่า โดยใช้ควบคู่กับหัวเผาเดิมเป็นตัวครอบให้เปลวไฟเลี้ยวอยู่เพียงบริเวณรอบหัวฮีเตอร์ เพิ่มอัตราการไหลของเชื้อเพลิงเข้าสู่หัวเผา



รูปที่ 5.12 หัวเผาชนิดใหม่

ทำการถอดชิ้นส่วนกลไกของเครื่องยนต์ออกมาประกอบใหม่และเช็คดูว่ารอบการหมุนของเครื่องยนต์นั้นทำการตั้งเฟสตรงหรือเปล่า ทิศทางการหมุนถูกต้องหรือไม่ ทำการถอดโอริงออกหนึ่งวงเพื่อลดแรงเสียดทานลง แต่เนื่องจากลูกสูบกำลังถูกออกแบบมาให้มีช่องว่างระหว่างผนังเล็กน้อยเพื่อใส่โอริงสำหรับการซีลจึงไม่สามารถถอดออกทั้งหมดได้ ใส่บูททองเหลืองเข้าไปในบริเวณข้อต่อของกลไกโรคมิกทั้งสองข้างที่มีช่องว่างขนาดเล็กอยู่ ฉีดน้ำมันหล่อลื่นบริเวณข้อต่อตามจุดต่าง ๆ



รูปที่ 5.13 แสดงลูกสูบกำลังที่ถูกถอดแหวนไอรังออกหนึ่งวง

### 5.3.3 การทดลองครั้งที่ 3

#### 1. การเตรียมการทดลอง

ติดตั้งหัวเผา ประกอบชิ้นส่วนเครื่องยนต์กลับแล้วตรวจเช็คให้แน่ใจว่าแนวแกนอยู่ในตำแหน่งตรงศูนย์ ไม่เกิดการครูดกับผนังกระบอกสูบหรือเกิดเสียงดัง ทดลองเดินเครื่องยนต์ที่ความดันบรรยากาศ ใช้เชื้อเพลิงเป็นแก๊สแอลพีจีที่อัตราการไหล 0.3 kg/hr ระบายความร้อนด้วยระบบน้ำไหลวนที่อุณหภูมิห้องราว 29 องศาเซลเซียส

#### 2. การทดลอง

เผาหัวซีเตอร์ด้วยอุณหภูมิราว 600-700 องศาเซลเซียส ให้ความร้อนกับเครื่องยนต์อยู่ราว 2-3 นาทีแล้วจึงเริ่มสตาร์ทเครื่องยนต์ พบว่าล้อช่วยแรงมีกำลังขับเคลื่อนเล็กน้อยแต่ยังไม่มากพอที่จะขับตัวเองให้หมุนได้ครบรอบ จึงคาดว่าปัญหาอาจเกิดจากล้อช่วยแรงมีโมเมนต์ความเฉื่อยไม่มากพอในการขับ

#### 3. การแก้ไขปัญหา

ทำการตัดปลายล้อช่วยแรงสำรองอีกอันสำหรับนำมาประกอบติดกันเพื่อเพิ่มน้ำหนักให้กับล้อช่วยแรงตัวเดิมทำให้มีโมเมนต์ความเฉื่อยเพิ่มมากขึ้น

### 5.3.4 การทดลองครั้งที่ 4

#### 1. การเตรียมการทดลอง

ทำการเพิ่มแผ่นแกรไฟต์เข้ามารองหัวเผาเพื่อให้สามารถความร้อนไว้ภายในได้ดียิ่งขึ้น เริ่มทดลองเดินเครื่องยนต์ที่ความดันบรรยากาศ ใช้เชื้อเพลิงเป็นแก๊สแอลพีจีที่อัตราการไหล 0.36 kg/hr ระบายความร้อนด้วยน้ำหล่อเย็นแบบปล่อยทิ้งที่อุณหภูมิห้องราว 29 องศาเซลเซียส

#### 2. การทดลอง

ให้ความร้อนกับเครื่องยนต์ราว 2-3 นาทีแล้วจึงเริ่มสตาร์ทเครื่องยนต์ พบว่าล้อยช่วยแรงสามารถขับตัวเองไปได้สองถึงสามรอบ แต่ยั้งเครื่องยนต์ยังคงไม่สามารถทำงานได้ จึงคาดว่าอาจต้องเพิ่มมวลให้กับล้อยช่วยแรงขึ้นอีก

### 3. การแก้ไข้ปัญหา

นำล้อยช่วยแรงไปเจาะรูสี่ด้านสำหรับเพิ่มตุ้มถ่วงน้ำหนักทั้งแปดก้อน น้ำหนักก้อนละประมาณ 135 กรัม โดยจะแบ่งเพิ่มทีละชุดชุดละสี่ก้อน

## 5.3.5 การทดลองครั้งที่ 5

### 1. การเตรียมการทดลอง

เริ่มทดลองเดินเครื่องยนต์ที่ความดันบรรยากาศ ใช้เชื้อเพลิงเป็นแก๊สแอลพีจีที่อัตราการไหล 0.36 kg/hr ระบายความร้อนด้วยน้ำหล่อเย็นแบบปล่อยทิ้งที่อุณหภูมิห้องราว 29 องศาเซลเซียส

### 2. การทดลอง

ให้ความร้อนกับเครื่องยนต์ราว 2-3 นาทีแล้วจึงเริ่มสตาร์ทเครื่องยนต์ พบว่าล้อยช่วยแรงที่เพิ่มตุ้มถ่วงแล้วยังคงไม่มีแรงขับ ลักษณะเหมือนติดที่แรงเสียดทานจากความฝืด จึงทำการมองหาความเป็นไปได้ว่าชิ้นส่วนใดที่อาจเป็นสาเหตุให้เกิดแรงเสียดทานของเครื่องยนต์ จึงตัดสินใจถอดออกมาทุกชิ้นเพื่อวิเคราะห์พบว่าปัญหาเกิดจากเฟืองที่ขบกันไม่เรียบสนิทในบางช่วง ทำให้เกิดความฝืดมากเกินไป

### 3. การแก้ไข้ปัญหา

เบื้องต้นวิธีแก้ปัญหาคือต้องนำชิ้นส่วนที่ต้องการความละเอียดพวกนี้กลับไปแก้ไข้ใหม่ทั้งหมดที่สถาบันวิจัยแสงซินโครตรอนซึ่งเป็นผู้สร้างชิ้นส่วน แต่เนื่องจากติดปัญหาเรื่องของเวลาและทุนทรัพย์ทำให้ไม่สามารถทำการแก้ไข้ปัญหาเรื่องนี้ได้อย่างเหมาะสม รวมกับปัญหาที่ไม่สามารถประกอบชิ้นส่วนกลับเข้าไปเพื่อทำการทดลองอีกครั้งได้เนื่องจากปัญหาความปลอดภัยของชิ้นงานหลังจากการถอดครั้งหลังสุด

## บทที่ 6

### สรุปผลและข้อเสนอแนะ

#### 6.1 สรุปผลการทดลองเดินเครื่องยนต์

เครื่องยนต์ที่ประกอบเสร็จแล้วไม่สามารถทำงานได้ โดยสาเหตุที่อาจเป็นไปได้มีดังนี้

1. พลังงานความร้อนขาออกถูกพาออกมากเกินไปจากการระบายของคูลเลอร์ ประกอบกับพลังงานขาเข้าน้อยทำให้ไม่เหลือพลังงานมากพอที่จะเปลี่ยนเป็นกำลังขับเคลื่อนล้อช่วยแรง
2. หัวเผาไม่สามารถทำความร้อนสูงตามทฤษฎีได้เนื่องจากมีอากาศไม่เพียงพอต่อการเผาไหม้ รวมทั้งมีการสูญเสียความร้อนให้กับบริเวณโดยรอบโดยไม่จำเป็นเพราะฉนวนกันความร้อนไม่ได้ถูกออกแบบมาดีพอ
3. แรงเสียดทานที่เกิดจากความฝืดจากการเลือกใช้ไอรังแทนซิลเทฟลอนทำให้ชะลอการเคลื่อนของกระสูบ
4. ล้อช่วยแรงมีขนาดเล็กเกินไปทำให้ไม่สามารถกักเก็บพลังงานได้มากพอที่จะใช้เหยียดตัวเองให้หมุนได้
5. ความฝืดจากการขบกันไม่เรียบสนิทของเฟืองทำให้เครื่องยนต์ทำงานได้ไม่ราบรื่น

#### 6.2 ข้อเสนอแนะ

สำหรับการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีข้อเสนอแนะดังนี้

1. การออกแบบควรพยายามใช้ชิ้นส่วนมาตรฐานให้ได้มากที่สุด เพื่อความสะดวกในการจัดหา ลดต้นทุนและเวลา สามารถหาเปลี่ยนทดแทนได้ง่าย
2. เลือกซิลที่มีคุณสมบัติเหมาะสมกับการใช้งานในส่วนต่าง ๆ ที่ต้องการโดยคำนึงถึงแรงเสียดทานและการรั่วควบคู่กันไปความเหมาะสมกับการใช้งาน รวมทั้งความสามารถในการทนต่ออุณหภูมิในบริเวณที่มันถูกใส่
3. ระบบจ่ายความร้อนให้กับเครื่องยนต์ควรมีการออกแบบมาอย่างดีและมีประสิทธิภาพสูงเพื่อลดการสูญเสียที่ไม่จำเป็น
4. เน้นเพิ่มกำลังเครื่องยนต์ด้วยวิธีการอื่นแทนที่การใส่ความร้อนเข้ามามาก ๆ เพื่อหวังให้มีความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างด้านร้อนด้านเย็นสูงขึ้น เพราะวัสดุทุกชนิดล้วนมีข้อจำกัดทางด้านคุณสมบัติในตัวมันเอง ไม่สามารถรับความร้อนได้มากเท่าที่ต้องการได้
5. ควรคำนวณและวิเคราะห์คุณสมบัติสำคัญของเครื่องยนต์ก่อนสร้างเครื่องจริงเพื่อช่วยในการประเมินค่าว่าตรงกับความต้องการหรือไม่

6. เวลาออกแบบควรใส่ค่าความเผื่อ (tolerance) กำกับไว้ในแบบด้วยเสมอเพื่อป้องกันความผิดพลาดที่อาจเกิดขึ้นกับชิ้นงาน
7. ก้านลูกสูบและชิ้นส่วนกลไกโรคมบิกหรือชิ้นส่วนที่ต้องขยับตลอดเวลาที่เครื่องทำงานควรออกแบบให้มีความแข็งแรง ระยะเจาะควรห่างจากขอบพอสมควรเพื่อป้องกันการแตกหักระหว่างเครื่องทำงาน ความหนาพอเหมาะไม่บางจนเกินไปและเลือกใช้วัสดุที่มีความแข็งแรงคงทน
8. ตรวจสอบและปรับแนวแกนของกระสูบให้ตรงศูนย์ตลอดรอบการเคลื่อนที่เพื่อป้องกันการเสียดสีระหว่างขอบของดิสเพลสเซอร์กับผนังฮีเตอร์ ซึ่งอาจก่อความเสียหายกับชิ้นงานได้ ไม่ควรมีรอยหรือเสียงที่เกิดจากการเสียดสีเมื่อทดลองหมุน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## เอกสารอ้างอิง

- [1] Walker, Graham (1980). *Stirling Engines*, ISBN 10:0198562098, Oxford University.
- [2] Yunus A. Cengel (2002). *Heat Transfer: A Practical Approach*, ISBN 10:0072458933, Mcgraw-Hill (Tx).
- [3] Klinhom S. (2014), *Design and test of a rhombic-drive stirling engine*.
- [4] Mohd F.Z. et al. (2015 ), *Thermodynamic cycle evaluation of rhombic drive beta-configuration Stirling engine*. Energy Procedia 68 419 – 428.
- [5] Richard G. Budynas; Keith J. Nisbett (2014). *Shigley's Mechanical Engineering Design (in SI Unit)*, ISBN 10:9814595284, Mcgraw-Hill Edition (Asia).
- [6] SCHMIDT THEORY FOR STIRLING ENGINES (1997). *Stirling Engines*, URL: [www.bekkoame.ne.jp](http://www.bekkoame.ne.jp), access on 13/10/2017.
- [7] ASM Aerospace Specification Metals Inc. (1997). *AISI Type 304 Stainless Steel*, URL: [asm.matweb.com](http://asm.matweb.com), access on 13/10/2017.