



รายงานการวิจัย

โครงการส่งเสริมการทำงานวิจัยเชิงลึกในสาขาวิชาที่มีศักยภาพสูง

กองทุนรัชดาภิเษกสมโภช

ปีงบประมาณ 2553

การพัฒนาระบบผลิตไฟฟ้ารายย่อยจากแสงอาทิตย์ด้วยเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

Development of the Solar Thermal Power Generation based on Stirling Engine

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อังคิรี ศรีภคการ

คณะวิศวกรรมศาสตร์



## บทคัดย่อ

โครงการนี้เป็นการพัฒนาระบบผลิตไฟฟ้ารายย่อยที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยพิจารณาทั้งกรอบทางอุณหพลศาสตร์และการออกแบบเพื่อการผลิต โดยใช้เทคโนโลยีในประเทศ การออกแบบเครื่องยนต์เน้นที่กลไกที่ไม่ใช้น้ำมันหล่อลื่น โดยในโครงการนี้ได้เลือกการจัดวางเครื่องยนต์แบบเบตาเพื่อความสามารถในการอัดแก๊สและขนาดที่กะทัดรัด ในขณะที่ในการออกแบบทางเทอร์โมไดนามิกส์ได้ใช้รูปแบบการวิเคราะห์แบบอะไดอะแบติกพร้อมการคิดแรงต้านการไหลของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน จากผลการออกแบบปริมาตรคงที่ของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ให้ปริมาตรของลูกสูบกำลังอยู่ที่ 165 ซีซี เครื่องยนต์ที่ได้ออกแบบและจัดสร้างขึ้นได้ถูกประกอบเข้ากับระบบผลิตไฟฟ้าในโครงสร้างแชสซีที่ประกอบด้วยเครื่องยนต์ที่ติดตั้งอยู่ภายในตัวแชสซี แล้วต่อเชื่อมเข้าสู่มอเตอร์เหนี่ยวนำแบบ 3 เฟส พร้อมแผงควบคุมที่สามารถกำหนดให้เครื่องยนต์ติดเครื่องขึ้นได้อย่างอัตโนมัติ ผลการทดสอบสมรรถนะแสดงให้เห็นว่าที่อุณหภูมิผิวนอกของขดลวดความร้อนที่ 500 °C เครื่องยนต์ให้กำลังขาออกสูงสุด 95 วัตต์ที่ความเร็วรอบ 360 รอบต่อนาที โดยการประเมินการสูญเสียได้ระบุถึงการสูญเสียหลักของเครื่องยนต์ ซึ่งนำมาสู่การปรับ regenerator และการเปลี่ยนชนิดสารทำงานจากอากาศไปเป็นฮีเลียมเพื่อเพิ่มสมรรถนะ ในโครงการนี้ได้ใช้วิธีของ Taguchi ในการหา regenerator ที่เหมาะสมที่สุดซึ่งยังผลทำให้กำลังขาออกสูงสุดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น 35% เป็น 128 วัตต์

## Abstract

This work is a development of a prototype distributed generation system based on Stirling engine. The work considered both thermodynamic design and design for manufacturing while relying mostly on local technology. The engine design focuss on oil-less mechanism. The Beta-configuration is the choice for maximizing gas compression as well as compact size. Thermodynamic design is based on adiabatic analysis including flow losses in heat exchangers. The final design has the swept volume for the power piston at 165 cc. The prototype engine is designed and manufactured. The engine is then installed in a chassis and connected to a 3-phase induction motor to work as a distributed generation system. An automated control system was developed to enable the system to start and stop automatically. Test results show that, at the temperature of heater coil of 500 °C, the engine produces the maximum of 95 Watts of power at 360 rpm. Analysis of the loss mechanisms reveals the major losses leading to the optimization of the regenerator and the change of the working fluid from air to helium. The method of Taguchi optimization yields an improvement of over 35% of the power output to 128 Watts.

## สารบัญ

บทที่ 1 บทนำ .....	1
1.1 ที่มาของปัญหาวิจัย .....	1
1.2 ทบทวนวรรณกรรมวิจัย.....	2
1.3 วัตถุประสงค์ของโครงการ .....	10
1.4 ขอบเขต/วิธีการดำเนินการวิจัย.....	10
1.5 ผลผลิต / ประโยชน์.....	10
1.6 รายการเอกสารอ้างอิง.....	11
บทที่ 2 การออกแบบเครื่องยนต์ .....	12
2.1 กลไกที่ไม่ใช้น้ำมันหล่อลื่น.....	12
2.1.1 เปรียบเทียบรูปแบบกลไกขับเคลื่อน.....	12
2.1.2 ชุด Scotch yoke.....	14
2.1.3 เฟลาข้อเหวี่ยง.....	14
2.2 การจัดวาง regenerator/cooler/heater .....	15
2.2.1 การจัดวางเครื่องยนต์.....	15
การจัดวางแบบแอลฟา ( $\alpha$ ).....	15
การจัดวางแบบเบตา ( $\beta$ ) .....	16
การจัดวางแบบแกมมา ( $\gamma$ ) .....	16
2.2.2 รูปแบบของ Cold head และ Warm head.....	17
2.3 การวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์.....	18
2.3.1 แนวทางการวิเคราะห์.....	18
2.3.2 การวิเคราะห์แบบ Ideal Isothermal .....	19
2.3.3 การวิเคราะห์แบบ Ideal Adiabatic .....	19
2.3.4 การวิเคราะห์แบบ Ideal Adiabatic พร้อมแรงต้านการไหลของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน .....	19
2.3.5 การกำหนดขนาดปริมาตรคงที่ของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง .....	20
บทที่ 3 การจัดสร้างเครื่องยนต์ .....	21
3.1 การประกอบชุดกลไกขับเคลื่อน.....	21
3.2 การประกอบชุดกลไกขับเคลื่อนเข้ากับเสื้อสูบ .....	23

3.3 การประกอบกระบอกสูบและอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน.....	24
3.4 สรุปการประกอบและข้อมูลจำเพาะเครื่องยนต์ .....	27
3.5 การประกอบระบบผลิตไฟฟ้า .....	27
3.5.1 แนวคิดการออกแบบ .....	27
3.5.2 การพัฒนาเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเพื่อเชื่อมต่อโดยตรงกับสายกำลัง .....	28
3.5.3 การพัฒนาระบบเก็บข้อมูล ระบบควบคุม และระบบการตอบสนองต่อผู้ใช้.....	29
2.6.4 การพัฒนาโครงสร้างแชสซี .....	31
บทที่ 4 การทดสอบ .....	33
4.1 การเตรียมการทดสอบ .....	33
4.2 ผลการทดสอบ.....	33
4.2.1 สมรรถนะของเครื่องยนต์ .....	33
4.2.2 การประเมินการสูญเสีย .....	34
4.3 วิธีการเลือก regenerator ให้เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีของ Taguchi.....	36
4.3.1 การออกแบบการทดสอบ.....	37
4.3.2 ผลการทดสอบเพื่อสมรรถนะที่ดีที่สุด.....	39
4.4 การเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียม.....	41
บทที่ 5 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ .....	44
5.1 บทสรุป .....	44
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	44
ภาคผนวก .....	45
ภาคผนวก ก แบบแปลนเครื่องยนต์.....	45
ค.) มุมมองด้านบนเครื่องยนต์ .....	45
รูปที่ ก-1 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงในมุมมองด้านต่างๆของเครื่องยนต์.....	45
รูปที่ ก-2 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ.....	46
ภาคผนวก ข แบบแปลนแชสซี .....	47
ภาคผนวก ค การตีพิมพ์เผยแพร่ .....	48

## บทที่ 1 บทนำ

### 1.1 ที่มาของปัญหาวิจัย

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ที่จะพัฒนาระบบผลิตไฟฟ้ารายย่อยที่มีเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นต้นกำลัง เพื่อเป็นทางเลือกของระบบผลิตไฟฟ้าแบบรายย่อยที่ทำงานด้วยพลังงานทดแทนในขนาดการผลิตไฟฟ้าขนาดเล็ก ในช่วง 1-100 กิโลวัตต์ ในปี 2549 การใช้พลังงานของประเทศมีมูลค่ากว่า 1.37 ล้านล้านบาท ซึ่งในจำนวนนี้ เป็นพลังงานนำเข้าจากต่างประเทศกว่า 60% เพื่อแก้ปัญหาดังกล่าว ทิศทางของประเทศได้แก่การเพิ่มประสิทธิภาพในการใช้พลังงานและการเพิ่มสัดส่วนการใช้พลังงานทดแทน

ในปัจจุบัน ในเชิงตัวเลขแล้ว พลังงานทดแทนนับได้ว่ามีส่วนในปริมาณการใช้พลังงานอยู่กว่า 17% (ในปี 2002) หากแต่รูปแบบของพลังงานทดแทนที่ใช้อยู่นั้น ส่วนใหญ่เป็นการใช้ในครัวเรือนในรูปแบบการใช้แบบดั้งเดิม เช่น การเผาฟืน เผาถ่าน โดยในการอยู่อาศัยนั้น การเผาไม้และถ่านมีส่วนการใช้งานพลังงานอยู่ถึง 65% ดังนั้น สำหรับการให้พลังงานชีวมวลนั้น แม้ว่าจะดูว่ามีปริมาณการใช้มาก แต่ประสิทธิภาพต่ำและมีมลพิษได้มาก มีน้อยกว่า 1% ที่อยู่ในรูปแบบพลังงานสมัยใหม่ เช่นการผลิตไฟฟ้า ดังนั้น กล่าวได้ว่าการผลิตไฟฟ้าจากพลังงานทดแทนซึ่งรวมถึงพลังงานชีวมวลนั้น สามารถมีประสิทธิภาพที่สูงกว่าในปัจจุบันได้อีกมาก สำหรับการผลิตพลังงานไฟฟ้าอย่างมีประสิทธิภาพและยั่งยืนนั้น แนวโน้มเทคโนโลยีการผลิตไฟฟ้าในปัจจุบันมุ่งไปทางการผลิตไฟฟ้าแบบรายย่อย (Distributed generation) จากแหล่งพลังงานทดแทน ซึ่งเป็นการนำแหล่งพลังงานทดแทนที่มีอยู่เฉพาะที่มาใช้ ซึ่งนอกจากจะเป็นการลดการใช้เชื้อเพลิงที่มาจากปิโตรเลียม ลดการสูญเสียจากการส่งไฟฟ้าในระยะไกล ยังสอดคล้องกับทิศทางของสังคมและสิ่งแวดล้อมที่จำกัดการสร้างโรงไฟฟ้าขนาดใหญ่และสายส่งขนาดใหญ่ เพิ่มสัดส่วนการใช้พลังงานทดแทน

ในบรรดาหลากหลายรูปแบบของพลังงานทดแทนนั้น เป็นที่ทราบกันดีว่าสำหรับประเทศไทยนั้น พลังงานจากแสงอาทิตย์เป็นแหล่งพลังงานทดแทนที่มีศักยภาพสูงมาก แต่อย่างไรก็ดี หากเป็นการผลิตไฟฟ้าแบบรายย่อยแล้ว ทางเลือกของเทคโนโลยีมีไม่มากนัก ซึ่งได้แก่การใช้เซลล์แสงอาทิตย์ สำหรับพื้นฐานอุตสาหกรรมในประเทศนั้น มีการพัฒนาอุตสาหกรรมผลิตเซลล์แสงอาทิตย์อย่างต่อเนื่อง หากแต่เทคโนโลยีนี้ก็ยังมีราคาแพง อันเป็นปัจจัยหลักที่หยุดยั้งการนำมาใช้อย่างกว้างขวางของเทคโนโลยีนี้ ในอีกส่วนหนึ่ง พลังงานชีวมวลก็มีศักยภาพที่สูงมากเช่นเดียวกัน สำหรับประเทศเกษตรกรรมอย่างประเทศไทย อย่างไรก็ตาม การนำชีวมวลมาใช้ก็มีข้อจำกัดอยู่ที่เครื่องต้นกำลัง หากการผลิตไฟฟ้ากระทำโดยเผาชีวมวลโดยตรง ต้นกำลังที่นิยมใช้โดยทั่วไปก็ได้แก่เครื่องจักรไอน้ำ ซึ่งเหมาะสมในขนาดการผลิตระดับเมกะวัตต์เป็นส่วนมาก หากเป็นขนาดการผลิตต่ำกว่า 100 kW แล้ว ทางเลือกเดียวในปัจจุบันได้แก่การใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ในอีกทิศทางหนึ่งได้แก่การนำชีวมวลมาผ่านกระบวนการทางเคมีให้ได้แก๊สชีวมวล ซึ่งสามารถถูกนำมาเผาไหม้ในเครื่องยนต์สันดาปภายใน หากมีการปรับแต่งเครื่องยนต์อย่างเหมาะสม โดยเป็นเทคโนโลยีดั้งเดิมที่มีราคาต่ำและหาได้ง่าย อย่างไรก็ตาม ถึงแม้การผลิตไฟฟ้าในลักษณะที่กล่าวมา จะสามารถให้ประสิทธิภาพที่น่าพอใจ อย่างไรก็ตาม ในทั้งสองลักษณะ มลภาวะทั้งทางอากาศและเสียงที่เกิดขึ้นยังไม่อยู่ในระดับที่น่าพอใจแต่อย่างใด

โดยสรุปก็คือ ในการผลิตไฟฟ้าแบบรายย่อยนั้น ปัญหาหลักส่วนหนึ่งที่จำกัดการนำมาใช้ได้แก่ต้นทุนกำลังที่เหมาะสม ซึ่งจากการศึกษาและพัฒนาในต่างประเทศ ได้ระบุว่า หากการผลิตไฟฟ้าอยู่ในช่วง 1-100 กิโลวัตต์แล้ว เครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถเข้ามามีบทบาทได้อย่างสำคัญ โดยทั้งสามารถถูกออกแบบเพื่อรองรับการเผาไหม้ชีวมวลโดยตรงหรือรองรับการเผาไหม้ของแก๊สชีวมวล หรือแม้แต่การทำงานกับพลังงานแสงอาทิตย์ก็สามารถทำได้เป็นอย่างดี

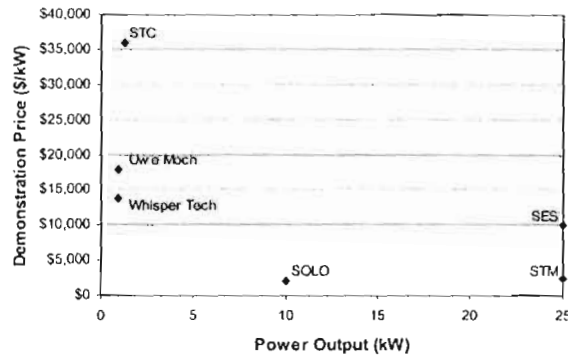
จากศักยภาพของประเทศที่มีอยู่ในการนำแหล่งพลังงานทดแทนมาใช้ มีความจำเป็นเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องผลักดันการนำเทคโนโลยีระบบผลิตไฟฟ้ารายย่อยมาใช้ ในการผลักดันดังกล่าว หากเป็นการนำเทคโนโลยีจากต่างประเทศมาใช้ ต้นทุนการพัฒนาอาจกลับไปฝากไว้กับหน่วยงานต่างประเทศ และข้อได้เปรียบของการนำเทคโนโลยีมาใช้ อาจมีได้ไม่มากนัก ถึงแม้ราคาของเชื้อเพลิงชีวมวลอาจจะต่ำ ยิ่งไปกว่านั้น เมื่อพิจารณาถึงเทคโนโลยีของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแล้ว นับได้ว่ามีโอกาสในการพัฒนาในประเทศ ทั้งนี้เนื่องด้วย ในส่วนหนึ่ง อุตสาหกรรมพื้นฐานด้านเครื่องยนต์สันดาปภายในสามารถถูกปรับใช้เพื่อรองรับเทคโนโลยีนี้ได้ด้วย ดังนั้น โครงการนี้จะได้พัฒนาระบบผลิตไฟฟ้ารายย่อยที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยพยายามพัฒนากรอบการออกแบบเองในประเทศ พร้อมทั้งจะพัฒนาในทิศทางที่สามารถถูกทำซ้ำได้ง่าย เพื่อให้สามารถนำระบบไปทดสอบหรือเผยแพร่การใช้งานได้อย่างกว้างขวาง

## 1.2 ทบทวนวรรณกรรมวิจัย

ในส่วนนี้จะได้ทบทวนเอกสารงานวิจัยสำหรับการพัฒนาที่ผ่านมา (ทั้งเครื่องยนต์สเตอร์ลิง และระบบผลิตไฟฟ้ารายย่อยที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิง) ในทางเทคโนโลยีนั้น ในปัจจุบัน การผลิตไฟฟ้าแบบรายย่อยเป็นเทคโนโลยีที่ได้รับความสำคัญมากขึ้นทุกขณะ โดยถูกมองว่าเป็นรูปแบบการผลิตไฟฟ้าที่ให้ประสิทธิภาพได้สูง พึ่งพาแหล่งพลังงานในประเทศได้หลากหลาย รวมทั้งมีผลลดการปล่อยแก๊สเรือนกระจกได้ สำหรับในยุโรปหรือญี่ปุ่นแล้ว การผลิตไฟฟ้าแบบรายย่อยมักมาพร้อมการจ่ายน้ำร้อน ที่เรียกว่าระบบ Combined heat and power (CHP) ซึ่งเมื่อเป็นการผลิตไฟฟ้าแบบรายย่อยแล้ว เทคโนโลยีดั้งเดิมเช่นโรงจักรไอน้ำ ก็มักจะมีความถี่ที่ 2 เมกะวัตต์ขึ้นไป หากขนาดเล็กกว่านี้ก็จะมีประสิทธิภาพต่ำและราคาแพงกว่ามาก [1] หากเป็นการผลิตไฟฟ้าแบบรายย่อยขนาดเล็ก การผลิตไฟฟ้าด้วยเครื่องยนต์แม้จะทำได้ แต่ก็มีความไม่เหมาะสมในหลายประการ ทั้งในด้านประสิทธิภาพ และมลภาวะโดยเฉพาะด้านเสียงและไอเสียที่ต้องการต้นทุนสูงและอุปกรณ์ที่กินเนื้อที่ หากจะต้องการควบคุมมลภาวะให้อยู่ในเกณฑ์ที่ใช้ในบ้านเรือนได้ ด้วยเหตุนี้เอง เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเทคโนโลยีที่ได้รับการผลักดันขึ้นมาในธุรกิจ CHP โดยเฉพาะในช่วงไม่นานมานี้

จากการพัฒนาที่ผ่านมาในช่วง 30 ปี เทคโนโลยีของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้รับการพัฒนาไปมาก โดยประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถสูงได้กว่า 30% ในทางปฏิบัติ แม้แต่การใช้งานในวงกว้าง ก็เกิดขึ้นในวงจำกัด เช่นในประเทศอินเดีย หากแต่เป็นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ผลิตขึ้นเพื่อใช้งานกับชีวมวลมีประสิทธิภาพรวมที่ต่ำกว่า 10% [2] มาในปัจจุบัน มีการผลิตเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในระดับธุรกิจอยู่หลายบริษัทดังตัวอย่างจากรูปที่ 1.1 ซึ่งแสดงให้เห็นว่า ในการผลิตไฟฟ้ารายย่อย ที่กำลังผลิตต่ำกว่า 25 กิโลวัตต์นั้น ราคาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแปรผันได้มาก ตั้งแต่ราว 2500 ไปจนถึงกว่า 35000 \$ ต่อกิโลวัตต์ ซึ่งเป็นราคาที่สูงหากเทียบกับเครื่องยนต์สันดาปภายในแบบดั้งเดิม ซึ่งไม่น่าแปลกใจ ทั้งนี้เพราะการพัฒนาเหล่านี้ ต้องการให้ได้ระบบที่มีประสิทธิภาพสูง เพื่อให้ทำงานในระดับบ้านเรือนได้อย่างเหมาะสม นอกจากนี้ ยังต้องแก้ไขปัญหาคriticalหลายส่วนที่มักถูกระบุว่าเป็นตัวจำกัดการนำไปใช้

ในวงกว้างของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง อันประกอบด้วย การรั่วไหลที่ซีล โดยเฉพาะที่แยกระหว่างสารทำงานที่ความดันสูง กับกลไกที่มีการหล่อลื่นในส่วนกลไกขับเคลื่อนลูกสูบ ต้นทุนการผลิตที่สูงเพื่อจำกัดการเสียหายหรือการสึกกร่อนของ วัสดุที่ด้านร้อน ที่ต้องรับอุณหภูมิและความดันสูงอยู่ตลอดเวลา และรวมไปถึงการอุดตันของ regenerator จากฝุ่นผงที่ เกิดมาจากแหวนลูกสูบ [3]

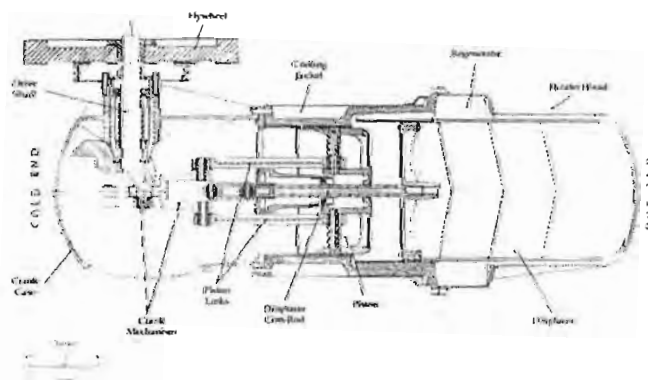


รูปที่ 1.1 ระดับราคาของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง [3]

อย่างไรก็ดี แนวคิดในโครงการนี้ มิได้มุ่งไปสู่ประสิทธิภาพที่สูงสุด ทั้งนี้ด้วยชีวมวลหรือพลังงานแสงอาทิตย์ เป็นสิ่งที่มีอยู่แล้ว และในปริมาณมาก ดังนั้น การพัฒนาจึงมุ่งไปที่ราคาและความสามารถในการพัฒนาโครงสร้างพื้นฐาน ของประเทศเพื่อรองรับการนำเทคโนโลยีเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนี้มาใช้ ในส่วนต่อไป จะได้พบทบทวนงานที่เกี่ยวข้องกับการ พัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงและระบบผลิตไฟฟ้าที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิง ในทิศทางดังกล่าว

#### การพัฒนาของ Stirling Technology, Inc.

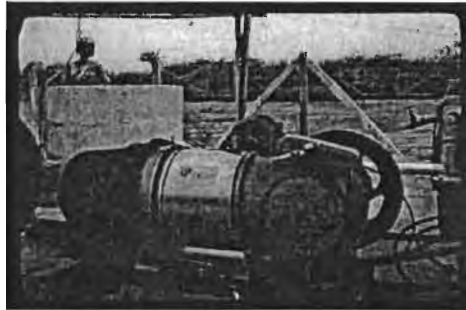
เริ่มตั้งแต่ปี พ.ศ.2526 Stirling Technology, Inc. หรือ STI ได้ถูกจัดตั้งขึ้นเพื่อพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ขนาดเล็กที่ทำงานกับชีวมวล โดยผู้ร่วมก่อตั้งเป็นอดีตลูกจ้างของบริษัท Sunpower ซึ่งเป็นหนึ่งในผู้บุกเบิกการพัฒนา เครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาก่อน ผลิตภัณฑ์หลักของ STI ได้แก่เครื่อง ST-5 ซึ่งมีพิกัด 5 แรงม้า ที่ความเร็วรอบ 650 รอบ ต่อนาที และถูกออกแบบให้ทำงานในชนบท เครื่อง ST-5 เป็นเครื่องที่ถูกออกแบบมาให้ไม่ใช้น้ำมันหล่อลื่น โดยการ รองรับเพลจะทำได้ด้วย sealed bearing ในขณะที่กระบอกสูบก็จะมีการหล่อลื่นแบบไม่ใช้น้ำมันเครื่อง สำหรับปัญหา เรื่องการอัดความดันนั้น เครื่อง ST-5 ใช้อากาศเป็นสารทำงาน และทำงานภายใต้แรงดันราว 5 บาร์ ระบบถูกออกแบบ ให้มีเครื่องอัดอากาศติดตั้งพร้อมอยู่ โดยจะรับกำลังขับเคลื่อนมาจากเพลาชัปปั่นไฟฟ้า ดังนั้น การรั่วไหลของอากาศจึงไม่เป็น ปัญหาหนัก



รูปที่ 1.2 ภาพตัดขวางของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงรุ่น ST-5 ของ Stirling Technology, Inc.



สำหรับเครื่อง ST-5 นั้น มีอุณหภูมิต้านร้อนที่ 510 °C ซึ่งสามารถทำงานกับแก๊สธรรมชาติ โพรเพนหรือ แม้แต่ชีวมวล โดยก่อนติดตั้งเครื่องต้องมีการปรับเครื่องอัดอากาศราวสิบนาที หรือไม่กี่ทราบจนอุณหภูมิที่หัว heater ขึ้น ไปถึง 510 °C ซึ่งช่วงการติดตั้งเครื่อง ใช้เวลาประมาณสิบนาที สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนี้(รูปที่ 1.3) มีขนาด 49"x16"x16" และน้ำหนัก 200 กก.



รูปที่ 1.3 การติดตั้งเครื่อง ST-5 ในการทำงานจริง

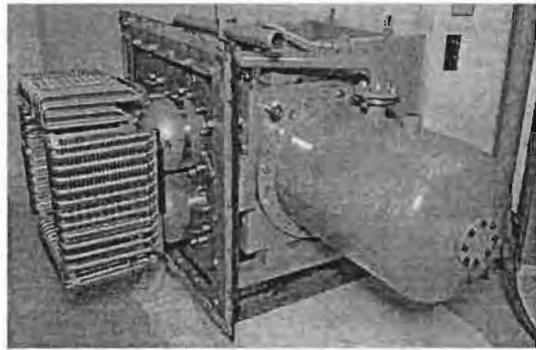
ทาง STI ได้เคยร่วมมือกับบริษัท Stirling Dynamics ของอินเดีย และผลิตเครื่องยนต์สเตอร์ลิงราว 100 เครื่องราวปี พ.ศ. 2529 โดยในช่วงแรกได้ปรับแก้จากการใช้กลไกแบบ Ericsson ซึ่งมีปัญหาด้านความทนทาน มาเป็น กลไกแบบ Ross ที่มีความเรียบง่ายกว่า โดยเพื่อความทนทาน จึงได้สร้างเผื่อขนาดให้ใหญ่เกินพอดีไว้ มีการระบุ ว่า ต้นทุนการผลิตอยู่ที่ราว 3000 \$ ต่อเครื่อง สำหรับการผลิตเครื่องยนต์สเตอร์ลิงนั้นได้ถูกยกเลิกไปด้วยปัจจัยทาง การเมืองที่ไม่ระบุงชัดเจน บ้างก็ว่าตัวเครื่องผลิตไม่ได้มาตรฐาน และขาดการบริการหลังการขาย บ้างก็ว่าตัวเครื่องมีขนาด ใหญ่เกินไป ในขณะที่ก็มีประสิทธิภาพต่ำและมีราคาแพง การซ่อมบำรุงก็ยาก ทาง STI ยังเคยได้ร่วมมือกับบริษัท Stirling Engine ของญี่ปุ่น แต่ท้ายที่สุดทางญี่ปุ่นก็ได้มุ่งทิศทางไปยังเทคโนโลยีอื่น จนปัจจุบัน ทาง STI ก็ยังไม่ สามารถนำโครงการ ST-5 กลับมาลงทุนได้

#### การพัฒนาที่ Technical University of Denmark

เดนมาร์กก็เป็นอีกประเทศหนึ่งที่มีการพัฒนาเทคโนโลยีด้านพลังงานทดแทนอย่างกว้างขวาง สำหรับ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ทำงานกับเชื้อเพลิงชีวมวลแล้ว Technical University of Denmark นับเป็นหนึ่งในผู้นำ โดยในปี พ.ศ. 2537 ด้วยความร่วมมือของ Danish Energy Agency พร้อมกับ Austrian Innovation and Technology Fund รวมไปถึง European Commission ได้สนับสนุนทุนการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่พิกัด 35 และ 70 กิโลวัตต์ โดยมีความร่วมมือกับ BIOS ENERGIESYSTEME GmbH ซึ่งเป็นบริษัทวิจัยและพัฒนาของออสเตรีย และ MAWERA Holzfeuerungsanlagen GmbH ซึ่งเป็นผู้ผลิตเตาเผาและหม้อไอน้ำของออสเตรีย [1] ในการพัฒนานี้ ได้ระบุให้เศษไม้ เป็นเชื้อเพลิง ซึ่งนับเป็นความท้าทายเมื่อเทียบกับการเผาไหม้กับเชื้อเพลิงเหลวหรือแก๊ส ทั้งนี้เนื่องจากเชื้อเพลิงแข็ง นั้นมีส่วนประกอบของเถ้า รวมทั้งส่วนประกอบอื่นๆ ที่จะเข้าไปอุดตันท่อทางได้ โดยประสบการณ์ระบุว่า การนำ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ออกแบบมาสำหรับทำงานกับแก๊สธรรมชาติมาใช้กับชีวมวลนั้น จะเกิดการอุดตันอุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อนต้านร้อนได้เพียงไม่ถึงชั่วโมงของการทำงาน รวมทั้งยังมีเรื่อง fouling จากการมีสารแขวนลอย พร้อมการกลั่นตัวจับแข็งของเถ้า [5] ดังนั้น เนื่องด้วยส่วนประกอบของเถ้า รวมทั้งส่วนประกอบที่มีฤทธิ์กัดกร่อนเช่น

อัลคาไลน์และคลอรีนล้วนมีอยู่ต่ำในเศษไม้ ทางเลือกนี้จึงเป็นการเริ่มต้นที่ดีในการพัฒนาต่อยอดเครื่องยนต์สเตอร์ลิงให้ทำงานได้กับเชื้อเพลิงแบบแข็ง [2]

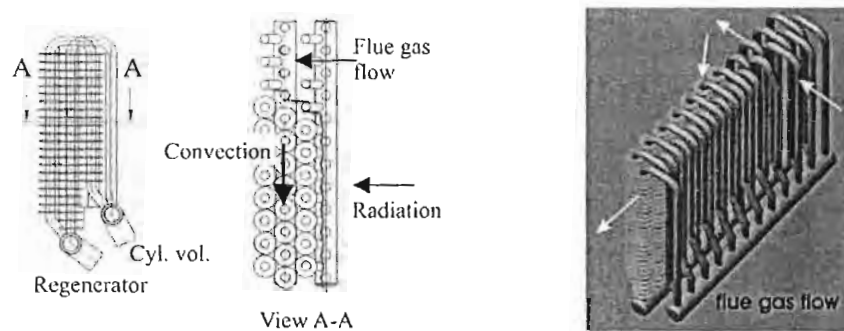
รูปที่ 1.4 แสดงเครื่องยนต์สเตอร์ลิงรุ่น SM-3 ที่ถูกพัฒนาขึ้น โดยตัวเครื่องถูกออกแบบให้เป็นแบบ hermetic ทำให้ทุกส่วนประกอบอยู่ภายในกล่องความดัน ทำให้ใช้เฉพาะซีลแบบ static ที่ทนทาน นอกจากนั้น ในห้องกลไก ยังไม่ใช้น้ำมันหล่อลื่น แต่ได้ปรับใช้ลูกปืนแบบเข็มและบอลที่ใช้จารบีหล่อลื่นแทน ส่วนของ cooler เป็นแบบ shell and tube ในขณะที่ซีลที่แกนเพลลา รวมทั้ง guiding ring ต่างทำด้วยวัสดุ PTFE โดยระบุนอายุการใช้งานที่ 10,000 ชม.



กำลังที่เพลลา (กิโลวัตต์)	40
Bore (mm)	140
Stroke (mm)	74
จำนวนลูกสูบ	4
ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	1015
ความดันเฉลี่ย (MPa)	Helium
สารทำงาน	953
อุณหภูมิสูงสุด (K)	1200
น้ำหนักเครื่อง (กก)	0.8x1.3x1.2
ขนาด (กxยxส) (m)	

รูปที่ 1.4 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงรุ่น SM-3

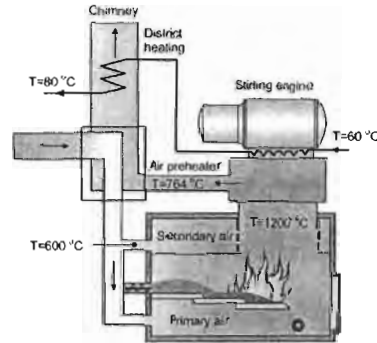
การออกแบบที่โดดเด่นในการพัฒนานี้คือส่วนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยรูปที่ 1.5 แสดงถึงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยจะมี 4 ชุดสำหรับลูกสูบทั้งสิ้น โดยวางเรียงกันเข้าเป็นห้องรับไอร้อนรูปร่างสี่เหลี่ยม ซึ่งการรับรังสีความร้อนก็จะทำได้ดีกับการถ่ายเทความร้อนแบบการพา อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ถูกออกแบบให้ส่งผ่านที่ 50 กิโลวัตต์ต่อตารางเมตรซึ่งเทียบเท่ากับมาตรฐานทั่วไปของโรงจักรไอน้ำที่ใช้ชีวมวล สำหรับอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนชุดนี้ จะมีระบบลมชนิดอัดโนมิติเพื่อเป่าซี้ถ้าออกเป็นระยะ



รูปที่ 1.5 รายละเอียดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่อง SM-3

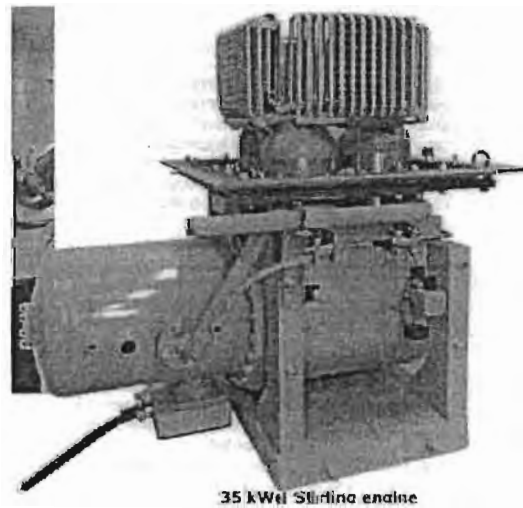
รูปที่ 1.6 แสดงลักษณะของระบบผลิตไฟฟ้าจากชีวมวลที่นำเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาใช้เป็นต้นกำลัง โดยระบบนี้ ใช้เครื่องปั่นไฟแบบ asynchronous แบบ 6 pole ซึ่งสอดคล้องกับความถี่รอบของเครื่องที่ 1015 รอบต่อนาทีเมื่อต่อตรงเข้ากับสายส่ง (ที่ไฟกระแสสลับ 50 Hz) ประสิทธิภาพโดยรวมของระบบในการผลิตไฟฟ้าอยู่ที่ 9.2% ระบบผลิตไฟฟ้านี้ได้แสดงถึงความทนทานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ได้พัฒนาขึ้น โดยหลังจากทำงานไปกว่า 5000 ชั่วโมง การถอดประกอบเพื่อสำรวจสภาพภายใน พบว่ามีการสึกหรอน้อยมาก จากการพัฒนาที่ยาวนาน การพัฒนานี้ได้รับการซื้อ

แบบได้ผลิตเพื่อการค้า โดยบริษัท Stirling Danmark [7] ได้จำหน่ายเครื่องยนต์สเตอร์ลิงรุ่น SD3 และ SD7 ซึ่งอิงกับการพัฒนาที่ได้กล่าวข้างต้นดังรูปที่ 1.7



รูปที่ 1.6 ระบบผลิตไฟฟ้าจากชีวมวลที่นำเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาใช้เป็นต้นกำลัง [6]

รุ่น	SD3	SD7
เชื้อเพลิง	เศษไม้	เศษไม้
พิกัดผลิตไฟฟ้า	35 kW	75 kW
ไฟเลี้ยงระบบ	2 kW	4 kW
ความร้อนขาเข้า	145 kW	290 kW
น้ำหล่อเย็น	3.5 m <sup>3</sup> /hr	7 m <sup>3</sup> /hr
อัตราการใช้เชื้อเพลิง	200 kW	400 kW
ที่ความชื้น 40%	70 kg/hr	140 kg/hr
ประสิทธิภาพทางไฟฟ้า	18%	18%
ระยะเวลาซ่อมบำรุง	8000 hr	8000 hr
ไอเสีย	Low: CO and NOx < 50 ppm, HC < 25 ppm	Low: CO and NOx < 50 ppm, HC < 25 ppm



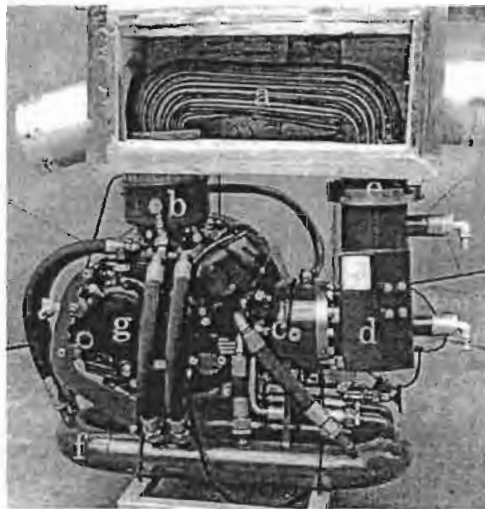
35 kW Stirling engine

รูปที่ 1.7 การผลิตเชิงพาณิชย์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจาก Stirling Danmark

### การพัฒนาที่ Joanneum Research

การพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงของ Joanneum Research เป็นอีกหนึ่งของการพัฒนาในทิศทางเทคโนโลยีที่เหมาะสมกับท้องถิ่น โดยหน่วยงานนี้ได้ทำการศึกษาและได้ระบุว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ทำงานกับเชื้อเพลิงชีวมวลเป็นทางเลือกที่ดีที่สุดสำหรับระบบผลิตไฟฟ้าแบบรายย่อยในพิกัดกำลังระหว่าง 5 ถึง 100 กิโลวัตต์ทางไฟฟ้า [8]

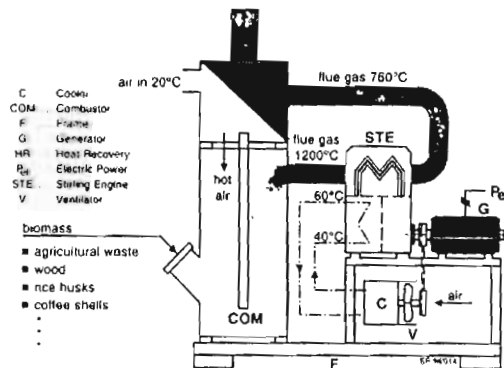
Joanneum Research ได้กำหนดทิศทางของการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยไม่เน้นที่ประสิทธิภาพของระบบ หากแต่เน้นที่การปรับใช้ชิ้นส่วนที่มีอยู่แล้วเพื่อการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิง รูปที่ ข9 แสดงถึงระบบผลิตไฟฟ้ารายย่อยขนาด 3 กิโลวัตต์ที่ได้ถูกพัฒนาขึ้น โดยได้เลือกการจัดวางแบบ alpha เพื่อจะสามารถนำโครงเครื่องยนต์ของมอเตอร์ไซค์มาใช้ได้ โดยใช้โครงเครื่อง Ducati ขนาด 500 ซีซี ยังผลให้ท้ายที่สุดแล้ว การซ่อมบำรุงสามารถทำได้ด้วยอุปกรณ์ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงนี้ทำงานที่ความดันแก๊ส 33 บาร์ โดยที่ความเร็วรอบ 600 รอบต่อนาที ให้กำลังที่ 3.2 กิโลวัตต์ ด้วยประสิทธิภาพราว 25%



- a ... Flue gas-working gas h
- b ... Expansion cylinder
- c ... Compression cylinder
- d ... Cooler
- e ... Regenerator
- f ... Compensation tank
- g ... Motorcycle crank mech

รูปที่ 1.8 ระบบผลิตไฟฟ้ารายย่อยขนาด 3 กิโลวัตต์ จาก Joanneum Research

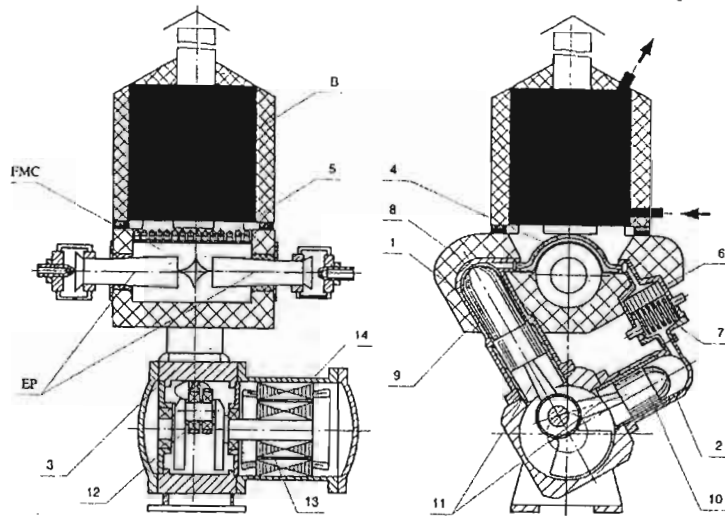
ปัญหาหลักอย่างหนึ่งที่พบกับระบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ทำงานกับเชื้อเพลิงชีวมวลได้แก่การสะสมของฝุ่น  
 ฝ้าที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ทาง Joanneum Research จึงได้ออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นท่อ  
 รวมที่ราบเรียบและมีระยะห่างกันพอสมควร รูปที่ 1.9 แสดงตัวอย่างการจัดวางระบบผลิตไฟฟ้าที่ใช้เครื่องยนต์  
 สเตอร์ลิง



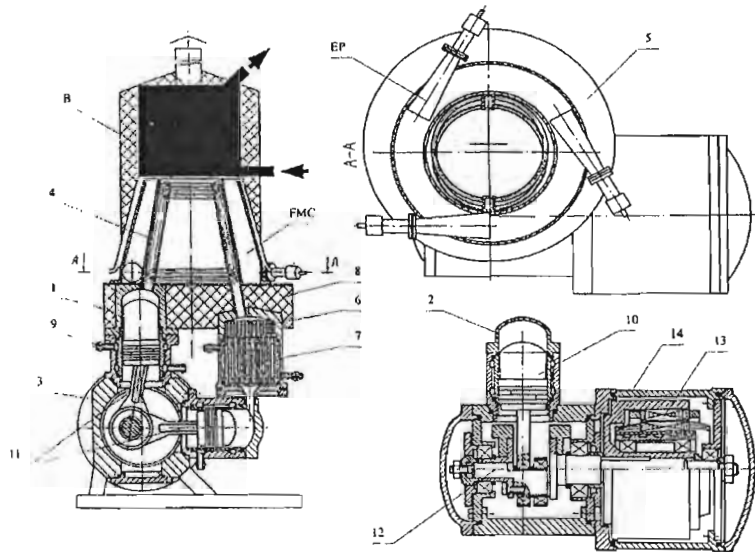
รูปที่ 1.9 ระบบผลิตไฟฟ้าที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจาก Joanneum Research [9]

### การพัฒนาจากรัสเซีย

นอกจากนั้น ในค่ายของรัสเซียก็มีการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเช่นเดียวกัน โดยรูปที่ 1.10 แสดงถึงระบบ  
 cogeneration ขนาด 1 และ 3 กิโลวัตต์ที่ออกแบบเพื่อทำงานกับแก๊สธรรมชาติ โดยลูกสูบมีขนาด 95 และ 105 มม  
 ตามลำดับ heater เป็นแบบท่อ โดยอุณหภูมิที่ heater อยู่ที่ 923 K ลูกสูบของทั้งด้านขยายตัว(9) และด้านอัดตัว (10  
 ในรูปที่ 1.10) มีแหวนนำทางและแหวนลูกสูบที่ทำจากสาร fluoroplastic นอกจากนี้ กลไกข้อเหวี่ยงล้วนรองรับด้วย  
 rolling bearing สำหรับการอัดความดัน ไซ้เป็นระบบ hermatic โดยอัดความดันที่ 42 และ 75 บาร์สำหรับเครื่องทั้งสอง  
 ตามลำดับ



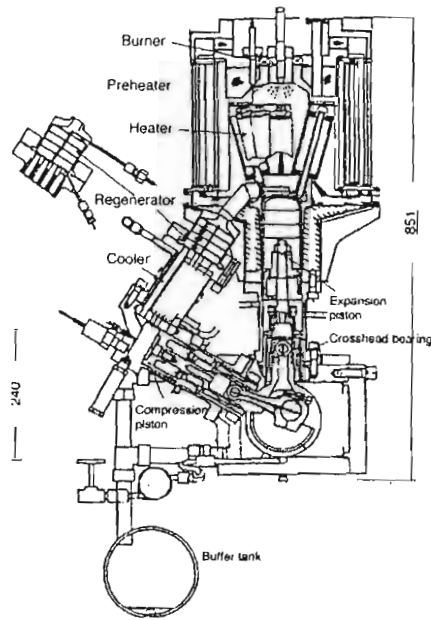
รูปที่ 1.10 ระบบ cogeneration ที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาด 1 กิโลวัตต์ [10]



รูปที่ 1.11 ระบบ cogeneration ที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาด 3 กิโลวัตต์ [10]

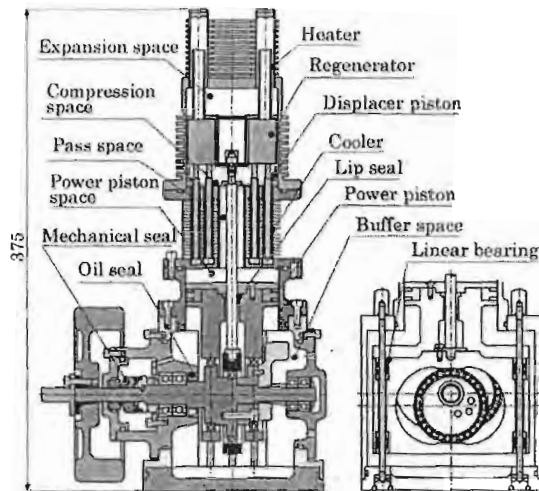
### การพัฒนาในญี่ปุ่น

ประเทศญี่ปุ่นมีการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ทำงานที่อุณหภูมิสูงมานานมากแล้ว โดยในปี ค.ศ. 1982 มีโครงการ MoonLight ที่ได้ระบุว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีประสิทธิภาพได้สูง พร้อมมลภาวะที่ต่ำ อย่างไรก็ตาม ปัญหาที่กีดขวางการนำเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมาใช้ได้แก่ต้นทุนการผลิตที่สูง ความไม่มั่นใจต่อความทนทานของอุปกรณ์ซีลระบบแบบไม่มีการหล่อลื่น รวมถึงน้ำหนักที่มาก [11] รูปที่ 1.12 แสดงตัวอย่างของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาด 3 กิโลวัตต์ รุ่น NS03T ซึ่งได้รับการสนับสนุนการพัฒนาจาก NEDO ระหว่างปี ค.ศ. 1982 ถึง 1988 [12]



รูปที่ 1.12 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาด 3 กิโลวัตต์ รุ่น NS03T [12]

จากนั้น ระหว่างปี ค.ศ. 1992 ถึง 1994 สมาคม JSME ได้กำหนดให้คณะกรรมการที่เรียกว่า RC110 ให้รวบรวมและจัดระเบียบรูปแบบการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เพื่อเป็นแนวทางแก่ผู้พัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิง [13] จากนั้น ระหว่างปี ค.ศ. 1994 ถึง 1996 คณะกรรมการอีกชุดหนึ่งได้นำข้อมูลเหล่านั้นมาพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อยืนยันความถูกต้อง ผลงานหนึ่งได้แก่เครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาด 100 วัตต์ที่เรียกว่า Ecoboy [14] ดังรูปที่ 1.13 การพัฒนาต่อเนื่องในปี 2546 ได้พัฒนามาเป็นระบบแบบ hermetic [16] พร้อมการศึกษาเชิงลึกถึงการสูญเสียในรูปแบบต่างๆของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง



รูปที่ 1.13 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาด 100 วัตต์ รุ่น Ecoboy-SCM81 [15]

จนเมื่อไม่นานมานี้ ในกรอบกลยุทธ์ Biomass Nippon Strategy เพื่อสนับสนุนการใช้พลังงานชีวมวล [17]โครงการหนึ่งในนั้นได้แก่การพัฒนาการผลิตไฟฟ้าขนาดเล็ก ซึ่งอิงกับการใช้ gasification กับชีวมวล โดยมีเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นต้นกำลัง โดยมีการระบุว่าจะระบบที่มีอยู่ ซึ่งได้ตั้งต้นการพัฒนาโดยนำเครื่องยนต์สเตอร์ลิงขนาด

55 กิโลวัตต์ของ STM power มาใช้ มีความซับซ้อนและต้นทุนสูง ทำให้การนำไปขยายการใช้งานเชิงพาณิชย์เกิดได้ยาก จึงมีเป้าที่จะพัฒนาระบบที่มีราคาต่ำพร้อมประสิทธิภาพที่ไม่ต่ำกว่า 20% ซึ่งเป็นค่าที่คาดการณ์ว่าจะทำให้การนำไปใช้เชิงพาณิชย์เป็นไปได้ สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในโครงการนี้ ระบุไว้ที่พิกัด 50 กิโลวัตต์ พร้อมเน้นการพัฒนาไปที่ห้องเผาไหม้และการลดการสะสมของเถ้าที่ตัว heater

### 1.3 วัตถุประสงค์ของโครงการ

1. เพื่อพัฒนาต้นแบบระบบผลิตไฟฟ้ารายย่อยที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยพิจารณาทั้งกรอบทางอุณหพลศาสตร์และการออกแบบเพื่อการผลิต โดยใช้เทคโนโลยีในประเทศ
2. เพื่อทดสอบสมรรถนะของระบบผลิตไฟฟ้ารายย่อยจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่พัฒนาขึ้นในประเทศ เพื่อระบุถึงความเป็นไปได้และความเหมาะสมในการใช้งาน
3. เพื่อนำเสนอศักยภาพของระบบผลิตไฟฟ้าที่ได้พัฒนาขึ้นเพื่อขยายการใช้งานในวงกว้าง

### 1.4 ขอบเขต

1. ต้นแบบระบบผลิตไฟฟ้ารายย่อยที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นต้นกำลังขนาด 1.2 กิโลวัตต์ ที่สามารถรับภาระทางไฟฟ้าได้ รวมทั้งสามารถจ่ายไฟฟ้าเข้าสายส่งได้
2. แบบพิมพ์เขียวเพื่อการผลิตซ้ำ โดยมีการออกแบบให้มีความทนทานเพื่อการทำงานได้จริงและเหมาะสมสำหรับการผลิตโดยใช้ชิ้นส่วนในประเทศ

### 1.5 วิธีการดำเนินการวิจัย

ขั้นตอน	ผลลัพธ์	ตัวชี้วัด	ผลกระทบ
1-4	กลไกที่ไม่ใช้น้ำมันหล่อลื่น	ผลการทดสอบกลไก	พร้อมติดตั้งอุปกรณ์ทางอุณหพลศาสตร์
5-7	regen และ cooler พร้อมติดตั้งบนแชสซี	การติดตั้ง regen/cooler บนแท่น	พร้อมติดตั้ง heater
8-9	hot HEX และ heater พร้อมติดตั้งบนแท่นเครื่อง	ผลการทดสอบชุดสร้างแก๊สร้อน	พร้อมประกอบระบบของเครื่องยนต์
10-11	ระบบผลิตไฟฟ้า	ผลการทดสอบแยกของเครื่องยนต์	พร้อมประกอบระบบผลิตไฟฟ้า
12-13	ระบบโดยรวมครบถ้วน พร้อมทดสอบ	ผลการทดสอบเบื้องต้นของระบบ	พร้อมสรุปผลการดำเนินการ
14-15	ผลการวิเคราะห์ ผลสรุปของการศึกษา	ระบบที่ทำงานได้รายงานฉบับสมบูรณ์	ได้ผลลัพธ์ของโครงการครบตามแผนงาน

### 1.6 ผลผลิต / ประโยชน์

ผลผลิต (output) ที่ได้จากงานวิจัย

- ก) ระบบผลิตไฟฟ้าแบบรายย่อยจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
- ข) แบบแปลนในการทำซ้ำระบบผลิตไฟฟ้าเพื่อขยายผลการนำไปใช้

ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- ก) เห็นถึงสมรรถนะและต้นทุนในการผลิตระบบผลิตไฟฟ้าแบบรายย่อยจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิง
- ข) มีแบบแปลนในการทำซ้ำระบบผลิตไฟฟ้าเพื่อขยายผลการนำไปใช้
- ค) ได้เทคโนโลยีในการพัฒนาเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อระบบผลิตไฟฟ้าแบบรายย่อย
- ง) ได้ระบบผลิตไฟฟ้าแบบรายย่อยขนาดเล็กจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อนำเสนอทางเลือกแก่สาธารณะ

## 1.7 รายการเอกสารอ้างอิง

- 1 O.Ö. Energiesparverband, Stirling engines for low capacity biomass CHP-plants.
- 2 E. Munster, 40 kW Stirling Engine Powered by Wood Chips, EuroSun'96
- 3 *Stirling Engine Assessment*, EPRI, Palo Alto, CA: 2002. 1007317.
- 4 How I Built a 5-HP Stirling Engine, M.Lockwood. American Stirling Company
- 5 F. Biedermann, et.al., Operating Experience with a Small-Scale CHP Pilot Plant based on a 35 kWel Hermetic Four Cylinder Stirling Engine
- 6 Terhi Lensu & Eija Alakangas, Small-scale electricity generation from renewable energy sources, OPET report 13, European Commission, Contract No. NNE5/37/2002: OPET RES-e
- 7 High efficiency small-scale power production, [www.stirling.dk](http://www.stirling.dk)
- 8 E. Podesser: „Electricity Production in Rural Villages with a Biomass Stirling Engine“, Proceedings of the 5th World Renewable Energy Congress, 20. 25. September 1998, Florence, Italy, Pergamon
- 9 M. Zeiler, R. Padinger, J. Spitzer, E. Podesser, Operating experiences with biomass driven Stirling engines; 3 kW and 30 kW, ISEC2007, JSME
- 10 Makhkamov, et.al., Development of Solar and Micro Cogeneration Power Installations on the Basis of Stirling Engines, AIAA-2000-2931
- 11 K.Hirata and S. Iwamoto, Study on Design and Performance Prediction Methods for Miniaturized Stirling Engine, SAE 1998
- 12 N. Kagawa, Experimental study of a 3-kW Stirling Engine, J. of Propulsion and Power Vol.18, No.3, May-June 2002, p.696
- 13 Hirata, K., et al., 1996, "Test Results of Applicative 100 W Stirling Engine, " Proceedings, 31st IECEC, vol.2, p.1259-1264.
- 14 Kagawa, N., et al., 1995a, "Design of Applicative 100 W Stirling Engine," Proceedings, 30th IECEC, p.341.
- 15 K. Hirata, S. Iwamoto, F. Toda and K. Hamaguchi, Performance Evaluation for a 100 W Stirling Engine, Proc. of 8th International Stirling Engine Conference, p. 19-28, 1997.
- 16 K. Hirata, Mechanical Loss Reduction of a 100 W Class Stirling Engine, International Stirling Engine Conference 2003
- 17 High Efficiency Bioenergy Conversion Project, NEDO 2004
- 18 User's Manual - Models PPS16-12MD, PPS16-24MD, WhisperGen, Personal Power Station, [www.whispergen.com](http://www.whispergen.com)
- 19 S. Obara, et.al., Energy Balance of Stirling Engine Cogeneration and Installation Potentiality in Cold Region Houses, J. Of Environment and Engineering Vol. 2, No. 4, 2007, p.696-707



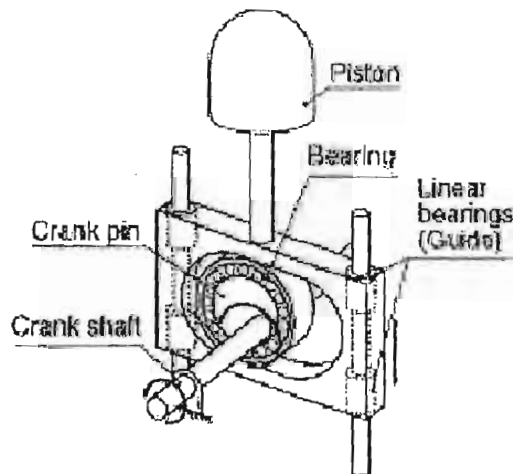
## บทที่ 2 การออกแบบเครื่องยนต์

### 2.1 กลไกที่ไม่ใช้น้ำมันหล่อลื่น

#### 2.1.1 เปรียบเทียบรูปแบบกลไกขับเคลื่อน

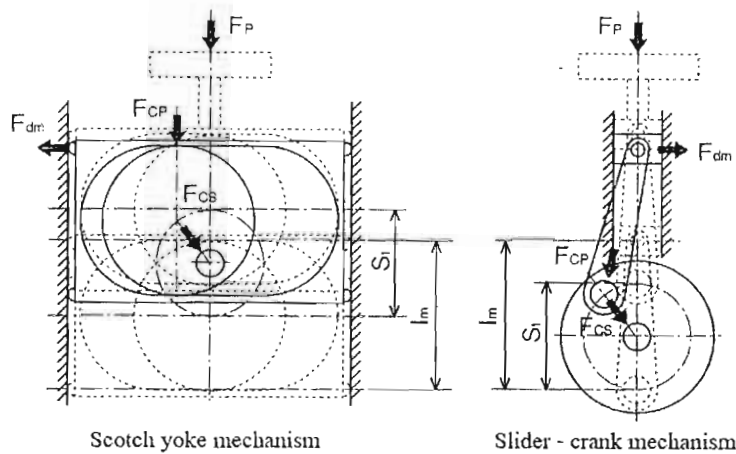
การที่จะขับเคลื่อนระบบได้นั้น จำเป็นจะต้องมีการเปลี่ยนรูปแบบการเคลื่อนที่ของลูกสูบในแนวเส้นตรงไปเป็นการเคลื่อนที่แบบหมุน จึงทำให้ต้องมีการนำกลไกในแบบต่างๆ มาประยุกต์ใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตา ที่มี 2 ลูกสูบเคลื่อนที่อยู่ในกระบอกสูบเดียวกัน ซึ่งแบบ Slider-crank เป็นกลไกที่ค่อนข้างเห็นกันอยู่ทั่วไปในเครื่องยนต์ต่างๆ ซึ่งมีหลักการทำงานที่ง่าย ไม่ซับซ้อนทำให้เป็นที่นิยมและสามารถที่จะรับแรงจากการผลัดดันของลูกสูบได้มาก แต่ข้อเสียที่เกิดขึ้นคือมีแรงเบียดด้านข้างลูกสูบ ทำให้ต้องออกแบบลูกสูบให้มีขนาดที่ยาวขึ้น ซึ่งส่งผลทำให้เกิดแรงต้านได้มาก หากเมื่อนำมาใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

กลไกขับเคลื่อนอีกรูปแบบหนึ่งคือ Scotch yoke ดังแสดงในรูปที่ 2.1 กลไกแบบนี้ไม่มีแรงเบียดด้านข้างที่ลูกสูบแต่แรงเบียดจะเกิดขึ้นที่ด้านข้างที่บ่า Scotch yoke ซึ่งถูกรองรับด้วย linear bearing สามารถลดแรงต้านลงได้ดังแสดงในรูปที่ 2.2 ซึ่งทำให้เห็นว่ากลไกแบบ Scotch yoke สามารถที่จะเพิ่มประสิทธิภาพในการขับเคลื่อนได้เมื่อเทียบกับแบบ Slider-crank

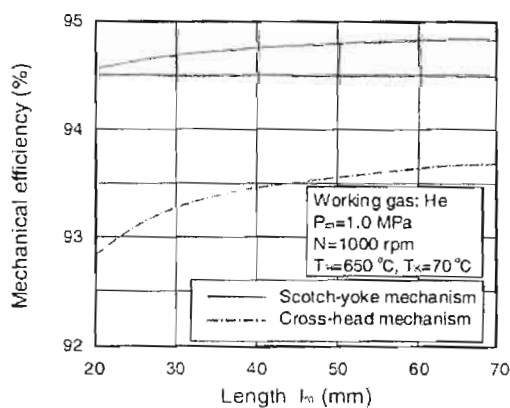


รูปที่ 2.1 แสดงรูปแบบของกลไกแบบ Scotch yoke

ในรูปที่ 2.2 เป็นการพิจารณาคูณลักษณะของกลไกแบบ Scotch yoke เปรียบเทียบกับกลไกแบบ Slider Crank โดย  $F_{CP}$  เป็นแรงจากกันสูบ,  $F_{CS}$  เป็นแรงจากเพลาลูก,  $F_{dm}$  เป็นแรงกระทำจากลูกสูบ Linear และ  $F_p$  เป็นแรงกระทำจากลูกสูบ และในรูปที่ 2.3 เป็นการแสดงให้เห็นถึงประสิทธิภาพของกลไก จากการเปรียบเทียบระหว่างแบบ Scotch yoke และแบบ Slider crank จากการผลทดสอบของเครื่องยนต์ Ecoboy -SCM81 ผลที่ได้แสดงให้เห็นว่ากลไกแบบ Scotch yoke สามารถให้ประสิทธิภาพที่มากกว่า

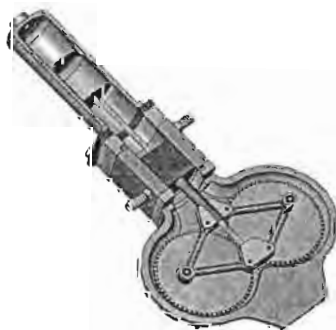


รูปที่ 2.2 เปรียบเทียบแรงกระทำกับกลไกระหว่างแบบ Scotch yoke และ Slider



รูปที่ 2.3 แสดงประสิทธิภาพของกลไกระหว่างแบบ Scotch yoke และแบบ Slider crank (สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิง Ecoboy-SMC81 ได้เรียกกลไกแบบ Slider crank ว่า Cross head)

สำหรับกลไกที่ใช้กันกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงอีกแบบหนึ่ง ที่นิยมนำมาใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตา คือแบบ Rhombic-drive แสดงในรูปที่ 2.4 ซึ่งก็มีข้อดีคล้ายกันกับแบบ Scotch Yoke เพียงแต่ว่าชิ้นส่วนของกลไกนั้นมีความซับซ้อนมากและการออกแบบนั้นค่อนข้างที่จะมีความซับซ้อน ต้องกำหนดระยะและขนาดของแต่ละชิ้นส่วนค่อนข้างแน่นอน และก็มีราคาในการผลิตค่อนข้างสูง แต่การสึกหรอของกลไกแบบ Rhombic-drive มีน้อยกว่าแบบ Scotch Yoke

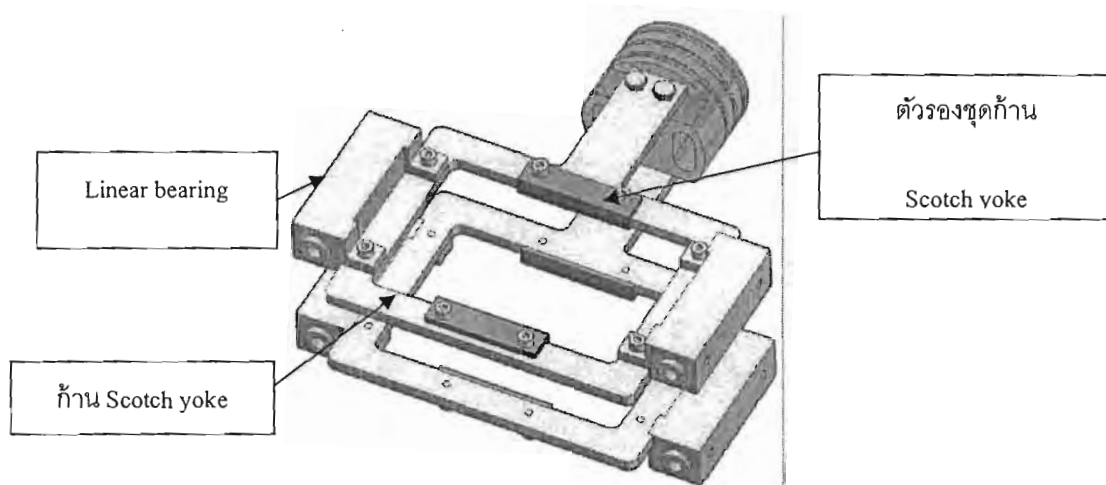


รูปที่ 2.4 ลักษณะของกลไกขับเคลื่อนแบบ Rhombic ที่นำมาใช้กับเครื่องสเตอร์ลิงแบบ Beta

ข้อสรุปสำหรับการเลือกใช้ระบบกลไกที่ใช้ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตา โดยพิจารณาจากข้อดีข้อเสียที่ได้กล่าวไปแล้ว ในที่นี้เลือกใช้แบบ Scotch yoke เพราะสามารถที่จะให้ประสิทธิภาพในการขับเคลื่อนได้ค่อนข้างดีเมื่อเทียบกับกลไกแบบ Slider crank และชิ้นส่วนกลไกมีความซับซ้อนน้อยกว่าแบบ Rhombic-drive

### 2.1.2 ชุด Scotch yoke

การออกแบบก้านของชุด Scotch yoke ใช้เหล็กแผ่นที่มีความหนา 5 mm ผลิตด้วยวิธี Laser cutting เพื่อลดต้นทุนและระยะเวลาในการผลิต มีการจับยึดชิ้นส่วนระหว่างก้านกับลูกสูบ โดยยึดที่ด้านข้างของลูกสูบ เริ่มจากนำลูกสูบมาจัดเป็นร่องทั้ง 2 ด้าน จากนั้นเจาะรูข้างละ 2 รู เพื่อยึดก้านเข้ากับลูกสูบ ตามตัวอย่างในรูปที่ 2.5 ในส่วนการเคลื่อนที่ของก้าน Scotch yoke ที่มีลักษณะในการเคลื่อนที่เป็นแนวเส้นตรง จึงต้องมีการประกอบให้ Scotch yoke เคลื่อนที่ได้โดยมีแรงเสียดทานน้อยที่สุด จึงได้ใช้ Linear bearing เป็นตัวรับแรงเบียดด้านข้าง และใช้เหล็กกลึงกลม High Speed เป็นรางให้กับ Linear bearing เนื่องจากเหล็กกลึงกลมแบบ High Speed นั้นผ่านการชุบแข็งที่ผิวและมีผิวที่เรียบอยู่แล้ว การจับยึดเรือน Linear bearing เข้ากับเหล็กแผ่นของชุดก้าน Scotch yoke จึงได้ออกแบบมาดังในรูปที่ 2.5

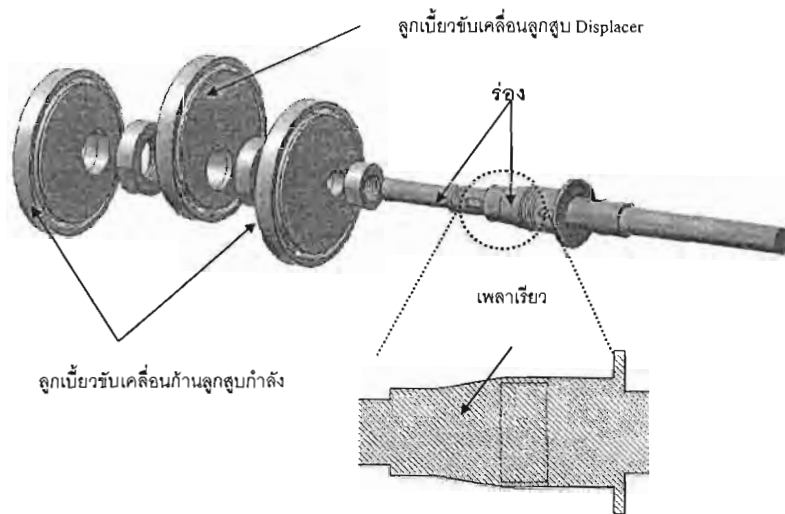


รูปที่ 2.5 Slot ของชุด Scotch yoke ที่ใช้ Linear bearing

สำหรับการเสียดสีระหว่างลูกปืนของลูกเบี้ยวกับก้าน Scotch yoke สามารถทำให้เกิดการสึกหรอบริเวณภายในของก้าน Scotch yoke เนื่องจากลูกปืนที่มีผิวที่แข็งกว่าก้าน Scotch yoke ซึ่งการสึกหรอของก้าน Scotch yoke ดังกล่าวจะส่งผลทำให้เกิดการกระทบระหว่างก้าน Scotch yoke กับลูกเบี้ยวที่เพลอาจทำให้ชิ้นส่วนดังกล่าวเสียหายได้ ดังนั้นจึงได้ออกแบบให้มีตัวรองชุดก้าน Scotch yoke เพื่อการซ่อมบำรุงในครั้งต่อไป

### 2.1.3 เพลาข้อเหวี่ยง

ในส่วนของเพลาคข้อเหวี่ยงผลิตจากวัสดุ S45C ประกอบด้วยลูกเบี้ยวขับเคลื่อนก้านลูกสูบกำลังและลูกเบี้ยวขับเคลื่อนลูกสูบ Displacer เพลาคข้อเหวี่ยงมีหน้าที่ขับเคลื่อนก้านของชุด Scotch yoke ทั้งลูกสูบกำลังและลูกสูบ Displacer ให้สามารถเคลื่อนที่ตามแนวแกน ซึ่งการออกแบบเพลาคต้องสามารถทำงานได้ที่ความดันตามที่ออกแบบไว้คือ 1.0 MPa โดยที่เพลาคกับลูกเบี้ยวของลูกสูบกำลังยึดติดกันด้วยลิ้ม ส่วนลูกเบี้ยวของ Displacer ยึดติดกับเพลาคโดยใช้แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นจากการอัดเข้ากับเพลาคเร็วระหว่างลูกเบี้ยวและเพลาค ดังแสดงในรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 เผลาขับเคลื่อน

## 2.2 การจัดวาง regenerator/cooler/heater

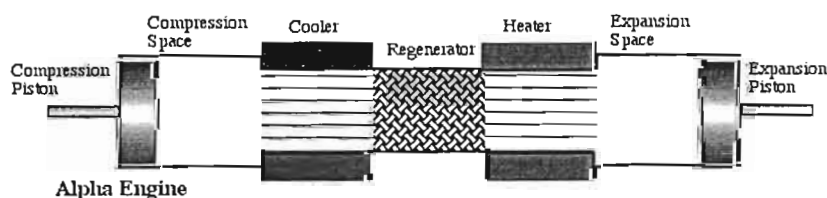
### 2.2.1 การจัดวางเครื่องยนต์

การจัดวางของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง มีการจัดวาง 3 รูปแบบคือ การจัดวางแบบ แอลฟา ( $\alpha$ ), เบตา ( $\beta$ ) และ แกมมา ( $\gamma$ ) การจัดวางทั้ง 3 ให้ข้อดีและข้อเสียที่แตกต่างกันไปดังจะได้อธิบายต่อไป

#### การจัดวางแบบแอลฟา ( $\alpha$ )

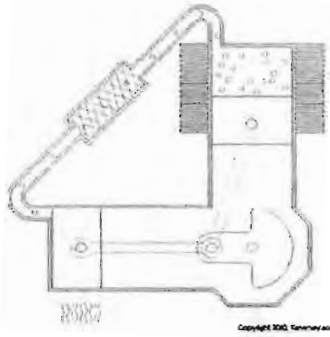
การจัดวางแบบ  $\alpha$  เป็นแบบที่ดูง่ายและมีส่วนประกอบที่ไม่ซับซ้อน การจัดวางแบบ  $\alpha$  นั้นจะมีลักษณะเด่นคือ ลักษณะการวางตัวของกระบอกสูบไม่จำเป็นต้องวางตัวในแนวเดียวกัน รวมทั้งกระบอกสูบมีการแยกออกจากกัน ทำให้ลดการนำความร้อนได้ แต่ข้อที่ต้องคำนึงถึงคือ มีตำแหน่งที่ต้องมีซิลกันรั่วที่ลูกสูบทั้งสองด้าน ซึ่งถ้าหากซิลไม่ดีแล้วนั้นจะทำให้ประสิทธิภาพลดลงได้

การจัดวางสามารถแบ่งย่อยเป็นแบบต่างๆ ตามการวางตัวของลูกสูบ โดยแบ่งเป็นแบบหลักๆ คือ การจัดวางแบบ Inline และแบบตัว V โดยการจัดวางแบบ Inline เป็นแบบที่ลูกสูบสองลูกจะวางตัวในแนวเส้นตรงเดียวกัน และหันหัวลูกสูบเข้าหากัน ดังรูปที่ 3-7 การจัดวางดังกล่าวมีข้อดีคือมีรูปแบบการจัดวางลูกสูบที่ไม่ซับซ้อน ส่วนข้อเสียคือขนาดตัวเครื่องไม่กะทัดรัด การจัดวางแบบตัว V เป็นแบบที่ลูกสูบสองลูกจะวางทำมุมกันเป็นรูปตัว V ดังรูปที่ 2.8 การจัดวางดังกล่าวมีข้อดีคือ ทำให้ขนาดของเครื่องมีขนาดที่สั้นลงกว่าการจัดวางแบบ Inline



รูปที่ 2.7 การจัดวางแบบ Inline – Cylinder

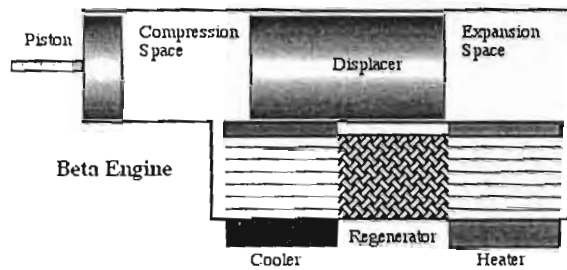
(<http://www.ent.ohiou.edu/~urieli/stirling/engines/engines.html>)



รูปที่ 2.8 การจัดวางแบบตัว V (<http://www.keveney.com/Stirling.html>)

### การจัดวางแบบเบตา ( $\beta$ )

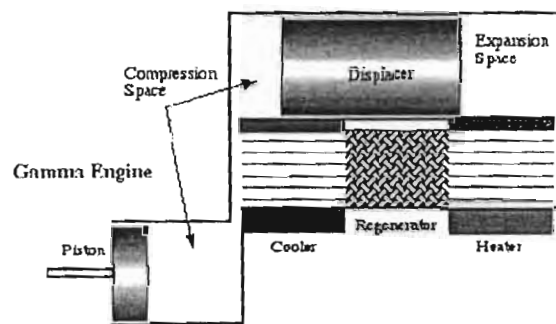
การทำงานของเครื่องแบบ  $\beta$  อาศัยการเคลื่อนที่สัมพันธ์กันระหว่างลูกสูบกับ Displacer ภายในกระบอกสูบเดียวกัน ซึ่งมีการเคลื่อนที่สัมพันธ์กัน ดังรูปที่ 2.9 โดยการทำงานซับซ้อนกว่าการจัดวางแบบ  $\alpha$  จุดประสงค์หลักของการจัดวางแบบ  $\beta$  คือ การซีลอากาศที่สามารถทำได้ง่ายกว่าแบบ  $\alpha$  เพราะมีการใช้ Dynamic Seal เพียงจุดเดียว ทำให้มีแนวโน้มที่จะมีประสิทธิภาพสูงกว่าแบบ  $\alpha$  เนื่องจากความสามารถในการอัดอากาศที่สูงกว่า



รูปที่ 2.9 การวางตัวแบบเบตา (<http://www.ent.ohiou.edu/~urieli/stirling/engines/beta.html>)

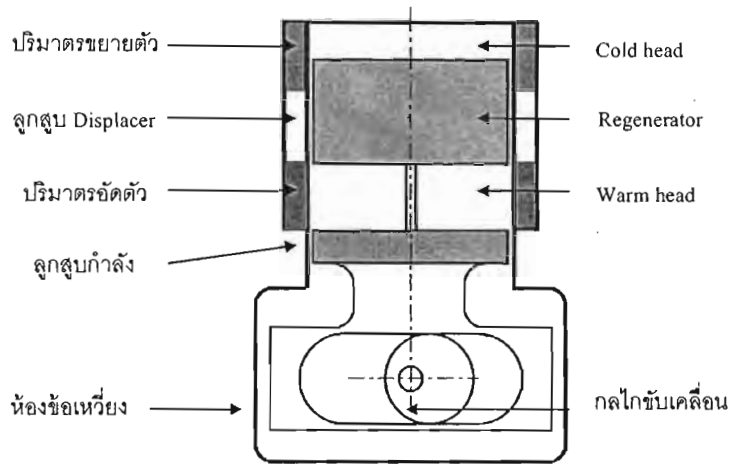
### การจัดวางแบบแกมมา ( $\gamma$ )

การจัดวางแบบ  $\gamma$  ดังรูปที่ 2.10 จะมีการทำงานที่คล้ายกับการวางตัวแบบ  $\beta$  โดยมีส่วนของ Displacer เข้ามาเกี่ยวข้องในการทำงานเช่นเดียวกัน แต่ทำงานคนละกระบอกสูบกับตัวลูกสูบทำให้ระบบขับเคลื่อนลูกสูบมีความซับซ้อนมากกว่าการจัดวางแบบ  $\beta$



รูปที่ 2.10 การวางตัวแบบแกมมา (<http://www.ent.ohiou.edu/~urieli/stirling/engines/gamma.html>)

จากการวางตัวที่กล่าวมาทั้ง 3 รูปแบบ ได้แก่ รูปแบบ  $\alpha$   $\beta$  และ  $\gamma$  โดยการจัดวางแต่ละแบบมีข้อจำกัดที่แตกต่างกันไป เช่น จัดวางแบบ  $\alpha$  มักมีการรั่วที่ลูกสูบเมื่อมีการใช้งานในระยะยาว ส่วนการจัดวางแบบ  $\gamma$  ถึงจะไม่มีปัญหาการรั่วที่ลูกสูบ แต่การจัดวางลูกสูบที่ไม่ตรงกันทำให้ในการออกแบบระบบขับเคลื่อนมีความซับซ้อนมากขึ้น และ การจัดวางแบบ  $\beta$  มีการจัดวางลูกสูบในแนวเดียวกัน ทำให้การออกแบบกลไกขับเคลื่อนต่างๆ ไม่ซับซ้อนเหมือนการจัดวางแบบ  $\gamma$  รวมถึงยังมีขนาดที่กะทัดรัด และการซึบทำได้ง่ายกว่าการจัดวางแบบ  $\alpha$  อีกด้วย ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าการจัดวางแบบ  $\beta$  มีความเหมาะสมมากที่สุด ทำให้การออกแบบในส่วนต่อไปเลือกใช้การจัดวางแบบ  $\beta$  และมีโครงสร้างพื้นฐานดังรูปที่ 2.11

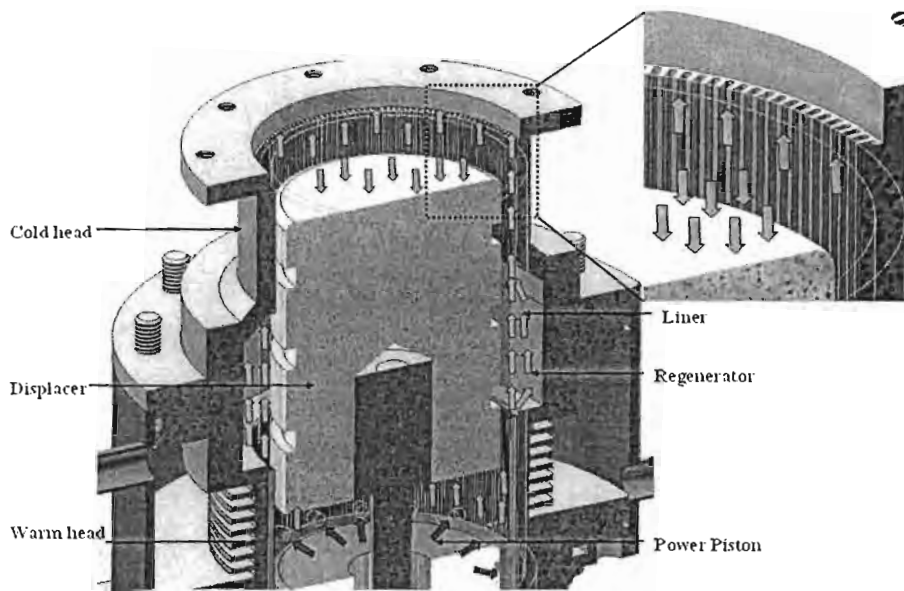


รูปที่ 2.11 โครงสร้างพื้นฐานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบมีการจัดวางแบบ  $\beta$

### 2.2.2 รูปแบบของ Cold head และ Warm head

การถ่ายเทความร้อนของด้าน Cold head และ Warm head ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงโดยทั่วๆ ไปตัวแลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นแบบ Tube bank เช่น Sung Tea Kim (250 W) สำหรับเครื่องที่มีขนาดใหญ่ และแบบ Slot เช่น SC100 Global Cooling M100B และ FPSC-TB40 สำหรับเครื่องขนาดเล็ก แต่เครื่อง SD01 (10 W) ก็สามารถใช้ Tube bank เป็นตัวแลกเปลี่ยนความร้อนได้ทำให้มีขนาดโดยรวมของเครื่องค่อนข้างใหญ่ ดังนั้นการเลือกใช้อุปกรณ์ในการถ่ายเทความร้อนจึงเป็นสิ่งจำเป็น โดยเฉพาะรูปแบบของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนย่อมมีผลต่อประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อน ขนาดของตัวเครื่อง ความยากง่ายในการผลิตและการซ่อมบำรุง โดยในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงรูปแบบที่มีการนำมาใช้กับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงว่ามีข้อดีข้อเสียอย่างไร เพื่อเป็นแนวทางในการเลือกนำไปใช้ต่อไป

การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลกับอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบ Slot จะเกิดขึ้นเมื่อของไหลอุณหภูมิสูงเคลื่อนที่ผ่านช่องเล็กๆ (ตามลูกศรด้าน Warm head) ที่มีอุณหภูมิสูงเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่าง Slot ที่ด้าน Warm head ทำให้อุณหภูมิแก๊สลดลง จากนั้นแก๊สที่ไหลผ่านช่องเล็กๆ จะไหลเข้าสู่ Regenerator และไหลไปยัง Cold head ต่อไป ดังแสดงในรูปที่ 2.12 สำหรับรูปแบบของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบ Slot ที่นำมาใช้กับ Cold head และ Warm head ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เช่น SC100, Global Cooling M100B และ FPSC-TB40 เป็นต้น

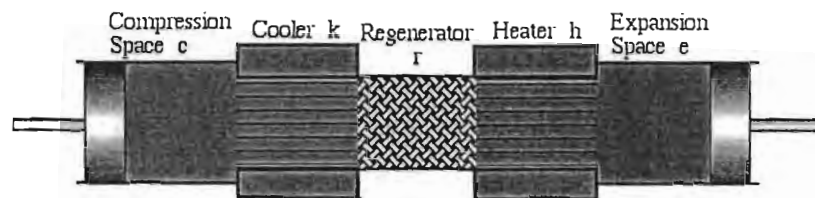


รูปที่ 2.12 ลักษณะการไหลระหว่าง Cold head และ Warm head แบบ Slot

## 2.3 การวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์

### 2.3.1 แนวทางการวิเคราะห์

รูปแบบในการอธิบายวัฏจักรของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง มีหลายรูปแบบโดยจะกล่าวถึงการวิเคราะห์แบบ Isothermal และการวิเคราะห์แบบ Adiabatic ซึ่งเป็นที่ทราบกันดีอยู่แล้วสำหรับผู้ที่อยู่ในวงการของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงว่าการวิเคราะห์แบบ Isothermal และการวิเคราะห์แบบ Adiabatic นั้น ได้ถูกนำไปเขียนให้อยู่ในรูปแบบของโปรแกรม Math Lab โดย Dr. Urieli จาก Ohio University สามารถ download ได้จากเว็บไซต์ [www.ent.ohiou.edu/~urieli/stirling/me422.html](http://www.ent.ohiou.edu/~urieli/stirling/me422.html) เพื่อเป็นเครื่องมือที่จะสามารถนำไปสู่ผลการวิเคราะห์ที่รวดเร็ว และตัดปัญหาความผิดพลาดที่อาจเกิดขึ้นจากการแก้ปัญหาสมการเชิงอนุพันธ์ที่มีขั้นตอนที่ซับซ้อนได้ โปรแกรมที่ Urieli เขียนขึ้นมีรูปแบบในการวิเคราะห์ 3 รูปแบบไว้ในโปรแกรม โดยรูปแบบในการวิเคราะห์จะแบ่งส่วนประกอบของเครื่องยนต์ออกเป็น 5 ส่วน ได้แก่ ปริมาตรด้านอัดตัว ปริมาตรคูลเลอร์ ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ ปริมาตรฮีตเตอร์ และปริมาตรด้านขยายตัว ซึ่งจะถูกให้แทนด้วยสัญลักษณ์เป็นตัวห้อย  $c, k, r, h$  และ  $e$  ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 2.13 โดยในที่นี้จะอธิบายถึงรายละเอียดของโปรแกรมพอสังเขปดังต่อไปนี้



รูปที่ 2.13 ปริมาตรทั้ง 5 ส่วนที่ใช้ในการวิเคราะห์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

### 2.3.2 การวิเคราะห์แบบ Ideal Isothermal

แบบจำลองนี้เสนอโดย Gustav Schmidt โดยคำนึงถึงผลของการเคลื่อนที่ของลูกสูบในการทำงานจริงซึ่งเป็นการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก จะพบว่ามีสมมติฐานต่างไปจากวัฏจักรแบบ Ideal Isothermal อยู่ 2 ข้อ คือการเคลื่อนที่ของลูกสูบเป็นแบบฮาร์มอนิกและอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนทั้งหมดทำงานได้อย่างสมบูรณ์ ดังนั้นการทํานายแบบ Ideal Isothermal จึงให้ผลการวิเคราะห์ไม่ค่อยที่จะมีความแม่นยำมากนักอันเนื่องมาจากผลที่ได้จากอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนค่อนข้างมากกว่าความเป็นจริง

### 2.3.3 การวิเคราะห์แบบ Ideal Adiabatic

จากการวิเคราะห์แบบ Ideal Isothermal ดังที่กล่าวมาแล้ว ให้ผลการวิเคราะห์ที่มากเกินไปเกินความเป็นจริง เนื่องจากผนังกระบอกสูบไม่ได้นำไปออกแบบการถ่ายเทความร้อนด้วย แนวโน้มของการทำงานของสารทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจึงคล้ายกับรูปแบบของ adiabatic มากกว่า ด้วยรูปแบบที่ใช้ในการวิเคราะห์ในเชิงตัวเลขอันเนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิที่มีผลทำให้ความซับซ้อนของรูปแบบในการวิเคราะห์ซับซ้อนขึ้นไปอีก [24, 25] ซึ่งการวิเคราะห์ผลข้างต้นให้สมการเพื่อนำไปสู่สมการที่สำคัญคือ สมการเชิงอนุพันธ์ 7 สมการหลักๆ อันประกอบด้วย

$$dT_c = T_c(dP/P + dV_c/V_c - dm_c/m_c)$$

$$dT_e = T_e(dP/P + dV_e/V_e - dm_e/m_e)$$

$$dQ_k = c_v V_k dp / R - c_p (T_{c-k} m_{c-k} - T_k m_{k-r})$$

$$dQ_r = c_v V_r dp / R - c_p (T_{k-r} m_{k-r} - T_{r-h} m_{r-h})$$

$$dQ_h = c_v V_h dp / R - c_p (T_h m_{r-h} - T_{h-e} m_{h-e})$$

$$dW_c = pdV_c$$

$$dW_e = pdV_e$$

ซึ่งความสำคัญของการนำสมการเชิงอนุพันธ์เหล่านี้เป็นสมการที่หามาได้จากสมดุลของพลังงานในแต่ละปริมาตรจาก 5 ปริมาตร ที่ได้กล่าวมาแล้วข้างต้น และสองสมการสุดท้ายคือการทำงานในการอัดตัวและขยายตัวของสารทำงานในลูกสูบทั้งสอง

### 2.3.4 การวิเคราะห์แบบ Ideal Adiabatic พร้อมแรงต้านการไหลของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน

การวิเคราะห์ในส่วนนี้เป็นการวิเคราะห์ผลอยู่ในรูปแบบของ Ideal Adiabatic พร้อมทั้งมีการวิเคราะห์แรงต้านการไหลของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนรวมอยู่ด้วย (Pumping loss) ซึ่งถูกใช้ชื่อว่า Simple การวิเคราะห์ด้วยรูปแบบดังกล่าวให้ผลที่ค่อนข้างน้อยกว่าแบบ Ideal Adiabatic เนื่องจากแรงต้านการไหลดังกล่าวมีผลทำให้กำลังขาออกลดลง ผลลัพธ์ที่ได้จากการวิเคราะห์แบบ Simple จึงมีค่าเข้าใกล้ความเป็นจริงมากยิ่งขึ้น

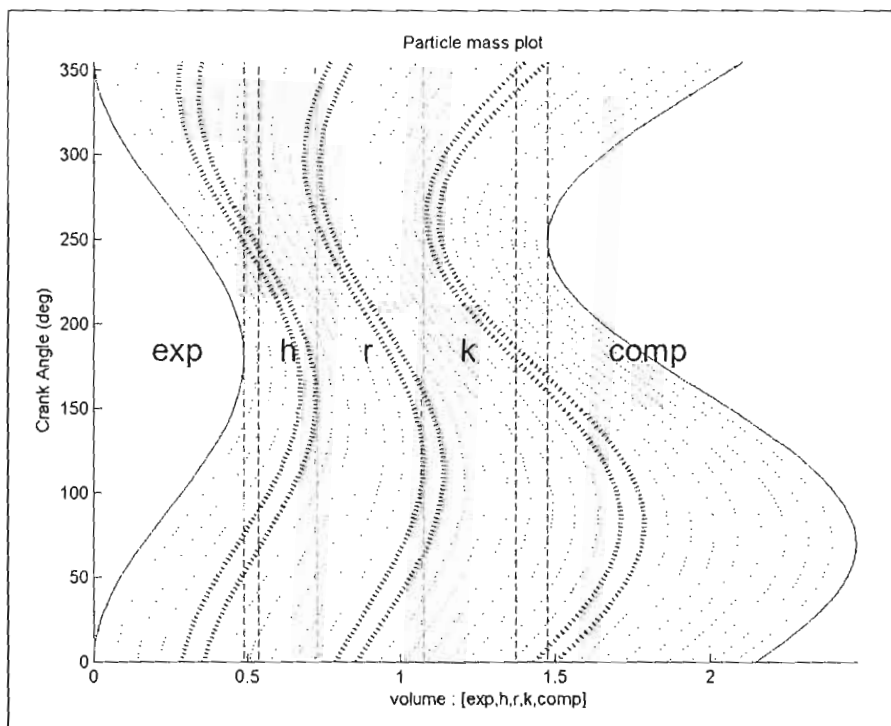


### 2.3.5 การกำหนดขนาดปริมาตรคงที่ของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

จากปริมาตรทั้ง 5 ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ได้มีการกล่าวมาแล้ว มีเพียง 2 ปริมาตรเท่านั้นที่ได้ทราบค่ามาจากการคำนวณในหัวข้อที่ผ่านมา คือ ปริมาตรกวาดด้านขยายตัว และปริมาตรกวาดด้านอัดตัว ส่วนปริมาตรที่เหลือจะใช้การวิเคราะห์จากของโปรแกรม Urieli ซึ่งสามารถแสดงผลออกมาให้เห็นถึงการเปลี่ยนแปลงของมวลระหว่าง 5 ปริมาตร และเพื่อให้ได้ปริมาตรคูลเลอร์ ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์และปริมาตรฮีตเตอร์ ที่เหมาะสมกับขนาดของเครื่องยนต์ หากปริมาตรทั้ง 3 มีขนาดใหญ่เกินไปจะส่งผลทำให้กำลังขาออกของเครื่องยนต์ลดต่ำลงอันเป็นผลมาจากอัตราส่วนการอัดที่ลดลง

สำหรับการหาค่าปริมาตรคูลเลอร์ ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์และปริมาตรฮีตเตอร์ ใช้วิธีการทดลองสุ่มกรอกข้อมูลของปริมาตรเพื่อให้ได้สัดส่วนของปริมาตรคงที่ทั้ง 3 ปริมาตรที่เหมาะสมกับเครื่องยนต์ เทียบกับกำลังบ่งชี้และประสิทธิภาพเชิงพลังงานที่ได้ผลออกมาสูงสุดจากการวิเคราะห์แบบ Simple ซึ่งในที่นี้ ผลจากการวิเคราะห์โปรแกรมจะได้ปริมาตรคูลเลอร์เท่ากับ 165 cc ปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์เท่ากับ 47 cc และปริมาตรฮีตเตอร์เท่ากับ 165 cc

ในรูปที่ 2.14 เป็นผลที่ได้จากการวิเคราะห์ซึ่งจะสังเกตได้ว่าการเคลื่อนตัวของมวลเกิดขึ้นตามการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรในด้านอัดตัวและขยายตัว และแสดงให้เห็นการเคลื่อนตัวของมวลจะเป็นการเคลื่อนตัวผ่านปริมาตรคงที่ในส่วนต่างๆ ลักษณะไปและกลับในรูปคลื่น ซึ่งการตัดสินใจเลือกขนาดของปริมาตรที่เหลือจะพิจารณาในส่วนของเคลื่อนตัวของมวลเฉพาะภายในรีเจนเนอเรเตอร์เท่านั้น การเคลื่อนตัวดังกล่าวสามารถบ่งบอกได้ว่าการถ่ายเทมวลผ่านปริมาตรรีเจนเนอเรเตอร์ ซึ่งจะหมายถึงมีการถ่ายเทความร้อนให้กับระบบนั่นเอง

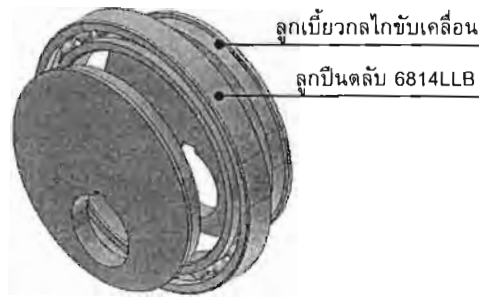


รูปที่ 2.14 การเคลื่อนตัวของมวลที่อยู่ภายในปริมาตรทั้ง 5 ของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

### บทที่ 3 การจัดสร้างเครื่องยนต์

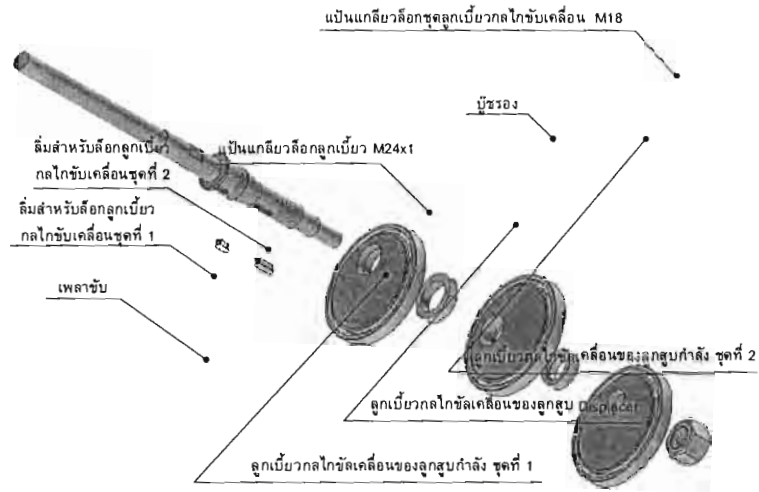
#### 3.1 การประกอบชุดกลไกขับเคลื่อน

การประกอบเริ่มต้นด้วยการประกอบลูกปืนดลัป 6814LLB เข้ากับลูกเบี้ยวของชุดกลไกขับเคลื่อน มีลักษณะการประกอบเข้าหากันดังแสดงในรูปที่ 3.1 การประกอบทำในลักษณะเดียวกันทั้ง 3 ชุด และจัดให้ร่องลิ้มอยู่ในตำแหน่งเดียวกัน

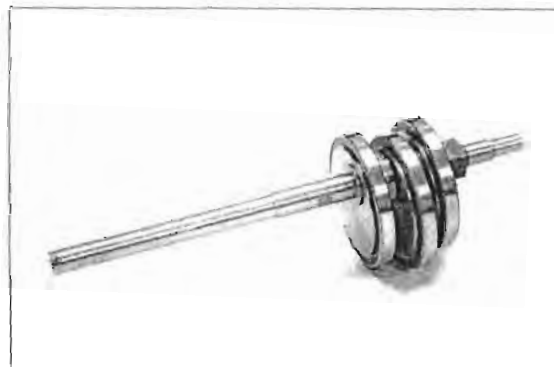


รูปที่ 3.1 การประกอบลูกปืนเข้ากับลูกเบี้ยวของกลไกขับเคลื่อน

ในขั้นตอนนี้ต่อไป ประกอบลูกเบี้ยวที่มีประกบกับลูกปืนเข้ากับเพลาช้อเหวี่ยง ลำดับในการเรียงการประกอบเป็นดังในรูปที่ 3.2 โดยเริ่มจากประกอบลิ้มสำหรับล็อกชุดลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนของลูกสูบกำลังชุดที่ 1 กับเพลาช้อก่อนในลำดับแรก จากนั้นประกอบลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนของลูกสูบกำลังชุดที่ 1 โดยยึดตำแหน่งให้ตรงกับร่องลิ้ม และตามด้วยแป้นเกลียวล็อกลูกเบี้ยว จากนั้นจึงประกอบลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนของลูกสูบ Displacer โดยยังไม่ต้องสนใจตำแหน่งองศาที่ทำมุมกัน หลังจากนั้นประกอบลิ้มสำหรับล็อกตำแหน่งลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนของลูกสูบกำลังชุดที่ 2 เข้ากับเพลาช้อ ถัดจากนั้นจึงประกอบลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนของลูกสูบกำลังชุดที่ 2 แล้วท้ายที่สุดตามด้วยแป้นเกลียวล็อกชุดลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อน M18 โดยขันพอตึงมือก่อน สำหรับการปรับตั้งองศาของเพลาช้อเหวี่ยงทำได้โดยใช้การวัดระหว่างยอดสูงสุด ซึ่งมีสัญลักษณ์แสดงไว้ที่ยอดสูงสุดของชิ้นงานลูกเบี้ยวอย่างชัดเจน โดยใช้หลักการตรีโกณมิติเพื่อหาระยะเมื่อยอดลูกเบี้ยวทั้งสองทำมุมกัน เมื่อได้ตำแหน่งองศาที่ต้องการ จึงล็อกตำแหน่งโดยขันแป้นเกลียว M18 ให้แน่น จะได้ชุดเพลาช้อเหวี่ยงที่ประกอบเสร็จเรียบร้อยมีลักษณะดังในรูปที่ 3.3

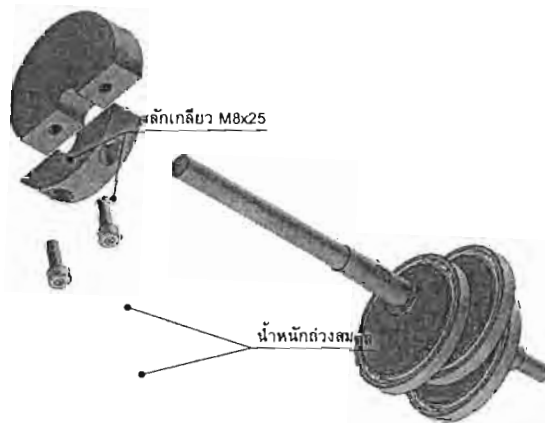


รูปที่ 3.2 ลักษณะในการประกอบชุดลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนเข้ากับเพลาชั๊ป



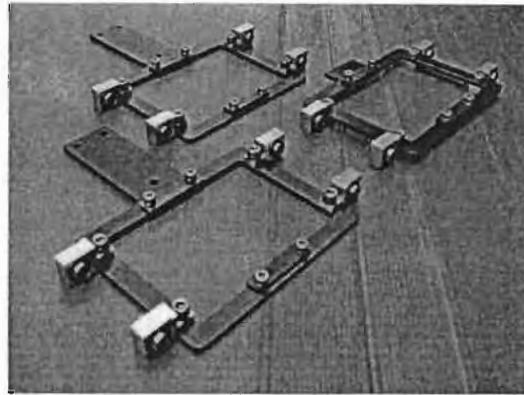
รูปที่ 3.3 ชุดเพลาชั๊ปเหวี่ยงที่ประกอบเสร็จเรียบร้อยแล้ว

หลังจากที่ได้ประกอบชุดลูกเบี้ยวกลไกขับเคลื่อนเข้ากับเพลาชั๊ปและตั้งองศาของเพลาชั๊ปเหวี่ยงเป็นที่เรียบร้อยแล้ว จากนั้นเป็นขั้นตอนในการประกอบน้ำหนักถ่วงสมดุล (Balancer) เข้ากับชุดกลไกขับเคลื่อน โดยประกบน้ำหนักถ่วงสมดุลทั้งสองส่วนเข้ากับเพลาชั๊ป จากนั้นล็อกตำแหน่งให้แน่นด้วยสลักเกลียว M8x25 ลักษณะในการประกอบแสดงไว้ในรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 ลักษณะการประกอบน้ำหนักถ่วงสมดุลเข้ากับชุดกลไกขับเคลื่อน

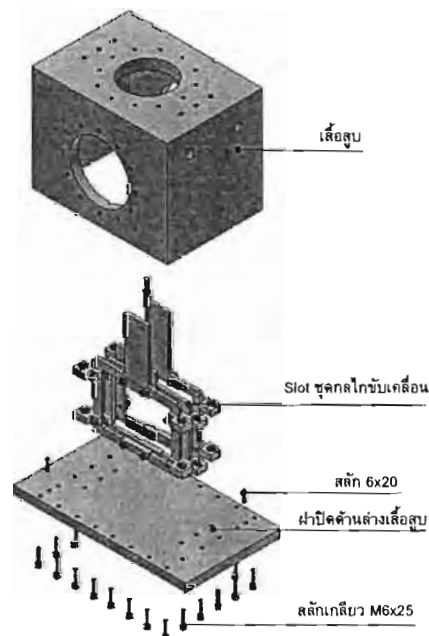
ขั้นตอนต่อไปนำเรื่อน Linear bearing ที่ประกอบเข้ากับ Linear bearing เรียบร้อยแล้ว นำมาประกอบเข้ากับ Slot ของกลไกขับเคลื่อน โดยนำเรื่อน Linear bearing สำหรับ Slot ของลูกสูบกำลังประกอบเข้ากับ Slot ของกลไกขับเคลื่อนลูกสูบกำลัง รูปที่ 3.5 เป็น Slot ของกลไกขับเคลื่อนทั้ง 3 ชุดที่ได้ประกอบเสร็จเรียบร้อยแล้ว



รูปที่ 3.5 ชุด Slot กลไกขับเคลื่อนที่ประกอบเสร็จเรียบร้อยแล้ว

### 3.2 การประกอบชุดกลไกขับเคลื่อนเข้ากับเสื้อสูบ

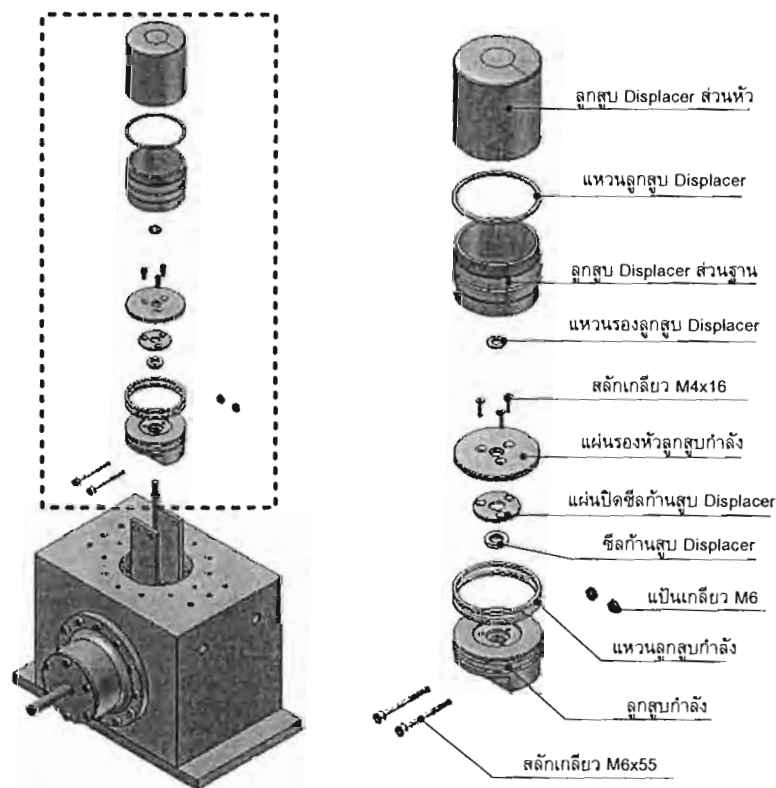
ขั้นตอนนี้เริ่มจากนำชุด Slot ของกลไกขับเคลื่อนทั้ง 3 ชุด ใส่เข้าไปในเสื้อสูบก่อน โดยจัดเรียงลำดับและทิศทางของชุด Slot ทั้ง 3 ชุดให้มีลักษณะดังในรูปที่ 3.6 สำหรับในส่วนของฝาปิดด้านล่างเสื้อสูบให้ประกอบสลัก 6x20 เข้ากับฝาปิดด้านล่างเสื้อสูบก่อน และก่อนที่จะประกอบฝาปิดด้านล่างให้เซ็ดหน้าแปลนในส่วนของเสื้อสูบ และฝาปิดเสื้อสูบด้านล่างให้สะอาดจากสารหล่อลื่นและเศษต่างๆ จากนั้นให้ทาซิลิโคนปะเก็นบางๆ กับหน้าแปลนในตำแหน่งที่สัมผัสกันระหว่างเสื้อสูบด้านล่างและฝาปิดเสื้อสูบด้านล่าง เพื่อป้องกันสารทำงานภายในเครื่องยนต์รั่วซึม หลังจากนั้นจึงประกอบฝาปิดด้านล่างเสื้อสูบเข้ากับเสื้อสูบ (ข้อแนะนำในการขันสลักเกลียว M6x25 จำนวน 24 ตัว ควรที่จะขันในลักษณะทยอย และแบ่งแรงในการกวาดประมาณ 3 ครั้งเพื่อป้องกันการโก่งงอที่จะเป็นผลทำให้หน้าแปลนไม่แนบสนิท ซึ่งอาจจะทำให้สารทำงานเกิดการรั่วซึมขึ้นได้)



รูปที่ 3.6 การประกอบ Slot ชุดกลไกขับเคลื่อนเข้ากับเสื้อสูบ

ขั้นตอนต่อไป ใส่แกน Linear bearing เข้ากับเสื่อสูบ โดยพยายามร้อยผ่านรูของ Linear bearing ทั้งด้านบนและด้านล่าง และรูที่ล็อกตำแหน่งของแกน Linear bearing ที่ฝาปิดด้านล่างเสื่อสูบอย่างระมัดระวัง และทำในขั้นตอนเดียวกันนี้กับแกน Linear bearing ในส่วนที่เหลือ เมื่อประกอบแกน Linear bearing ได้เป็นที่เรียบร้อยแล้ว

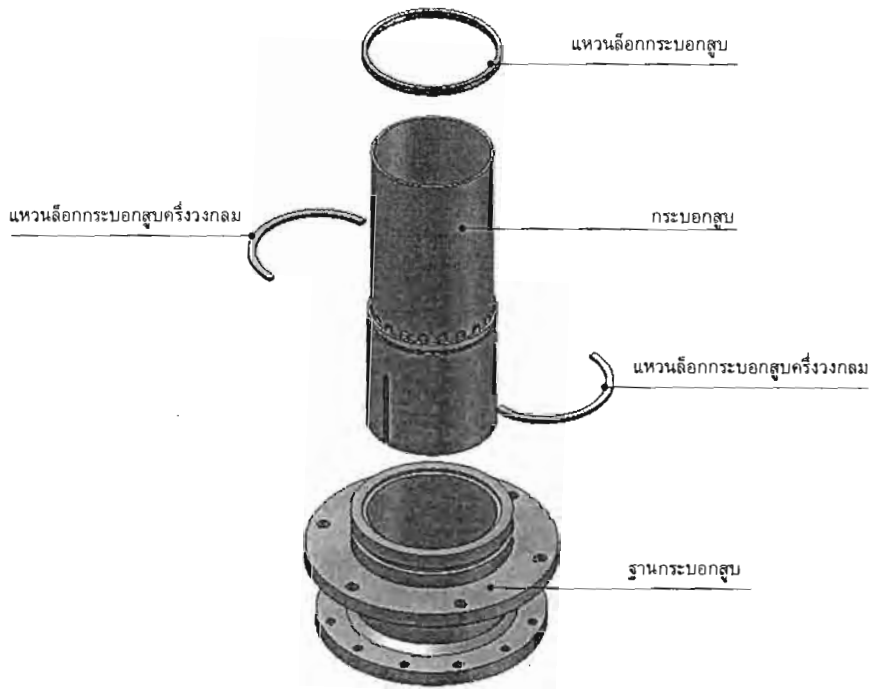
เมื่อขันยึดลูกสูบเข้ากับ Slot ของกลไกขับเคลื่อนเรียบร้อยแล้ว นำแหวนรองลูกสูบ Displacer ใส่ลงไปในห้องสูบ Displacer จากนั้นประกอบลูกสูบ Displacer ส่วนฐานและส่วนหัวเข้าด้วยกันด้วยการขันเกลียวเข้าไปให้พอดีมือ หลังจากนั้นใส่แหวนลูกสูบ Displacer และขันลูกสูบ Displacer ที่ได้ประกอบส่วนฐานและส่วนหัวเข้าด้วยกันแล้วเข้ากับห้องสูบ Displacer โดยใช้แรงขันบิดให้พอดีมือเช่นกัน (ถ้าขันแรงเกินไปอาจจะทำให้ Slot ของกลไกขับเคลื่อนในส่วน of ลูกสูบ Displacer เสียหายได้) ขั้นตอนในการประกอบดังแสดงในรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 ขั้นตอนการประกอบลูกสูบกำลังและลูกสูบ Displacer

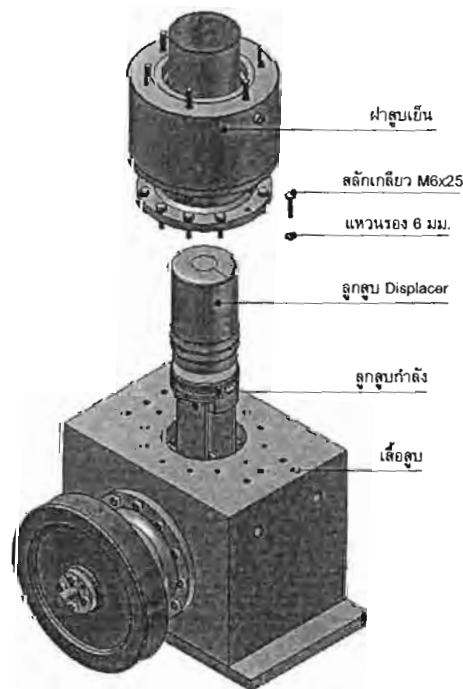
### 3.3 การประกอบกระบอกสูบและอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน

ในขั้นแรก นำกระบอกสูบและแหวนล็อกกระบอกสูบครึ่งวงกลมทั้ง 2 ชั้นมาประกอบเข้ากับร่องของกระบอกสูบก่อน หลังจากนั้นนำแหวนล็อกกระบอกสูบสวมผ่านด้านบนของกระบอกสูบลงมาจนแนบสนิทกับตำแหน่งของแหวนล็อกกระบอกสูบครึ่งซีก จากนั้นถึงนำกระบอกสูบที่ได้ประกอบแหวนล็อกเรียบร้อยแล้วสวมเข้ากับฐานกระบอกสูบ ซึ่งมีระยะสวมอัด โดยมีรูปที่ 3.8 แสดงรายละเอียดของการประกอบในส่วน of กระบอกสูบเข้ากับฐานกระบอกสูบ



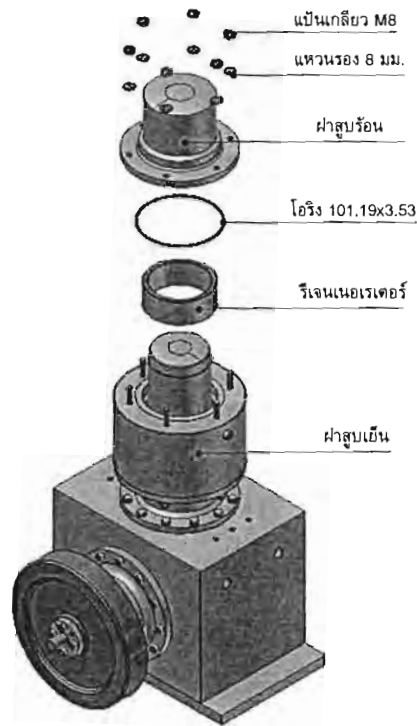
รูปที่ 3.8 การประกอบกระบอกลูกสูบเข้ากับฐานกระบอกลูกสูบ

ในขั้นตอนนี้ให้นำฝาสูบด้านเย็นของเครื่องยนต์มาประกอบก่อนที่จะนำไปสวมเข้ากับกระบอกลูกสูบด้วยการนำสลักเกลียวเหล็กกล้าไร้สนิม M8x35 มาทาสีลิโคเนทบริเวณเกลียวทั้ง 12 ตัว ก่อนขันเข้ากับฝาสูบเย็น เพื่อป้องกันน้ำรั่วซึมผ่านร่องเกลียว และนำโอริง 152.07x62 มาประกอบเข้ากับร่องโอริงทั้ง 2 ด้านที่อยู่บนฝาสูบเย็น ดังแสดงในรูปที่ 3.8 ขั้นต่อไป นำเอาฐานกระบอกลูกสูบที่ได้ประกอบเข้ากับกระบอกลูกสูบเป็นที่เรียบร้อยแล้วมาประกอบเข้ากับเสื้อสูบก่อนที่จะประกอบให้หล่อลื่นโอริง 80x4 และจึงสวมเข้ากับหน้าแปลน ขันสลักเกลียว M6x25 ทั้งหมด 12 ตัวให้แน่น ดังแสดงในรูปที่ 3.9

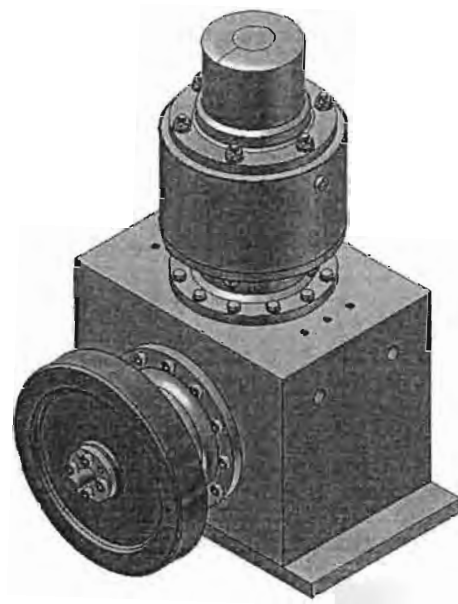


รูปที่ 3.9 การประกอบฐานกระบอกลูกสูบเข้ากับเสื้อสูบ

ขั้นตอนต่อไป ประกอบรีเจนเนอเรเตอร์โดยให้ตำแหน่งน๊อตอยู่บนบารองของฝาสูบเย็น จากนั้นนำฝาสูบด้านร้อนมาประกอบเข้ากับฝาสูบเย็น มีโอริง 101.19x3.53 (โอริงทนความร้อน Viton) เป็นซีลกันสารทำงานรั่วอยู่ระหว่างชิ้นงานทั้งสอง เมื่อประกบฝาสูบร้อนเข้ากับฝาสูบเย็นได้แล้ว จากนั้นขันยึดชิ้นงานทั้งสองชิ้นให้แน่นด้วยแป้นเกลียว M8 ทั้ง 6 ตัว ดังแสดงในรูปที่ 3.10 รูปที่ 3.11 เป็นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตาที่ได้ประกอบเสร็จเรียบร้อยแล้ว



รูปที่ 3.10 ขั้นตอนการประกอบฝาสูบร้อนเข้ากับฝาสูบเย็น

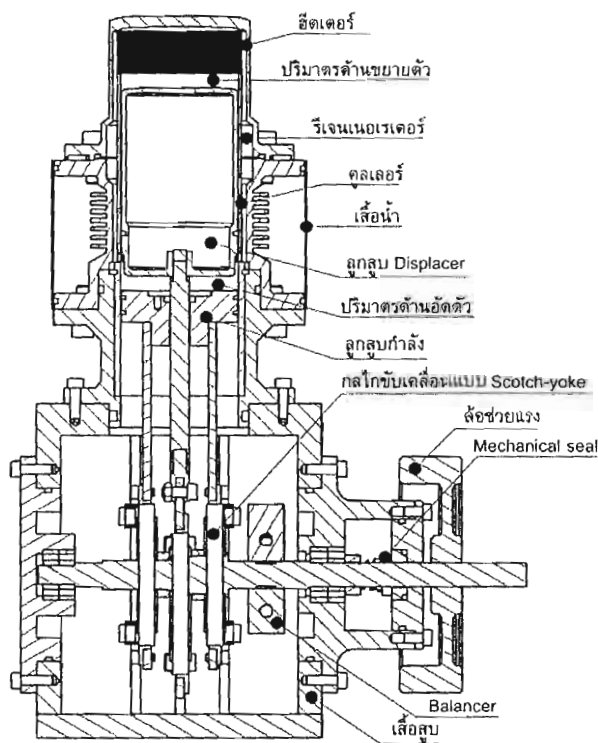


รูปที่ 3.11 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบตาที่ได้ประกอบเรียบร้อยแล้ว

### 3.4 สรุปการประกอบและข้อมูลจำเพาะเครื่องยนต์

ตาราง 3.1 ข้อมูลจำเพาะของเครื่องยนต์ (SEB-100)

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



รูปที่ 3.12 ภาพตัดขวางของเครื่องยนต์

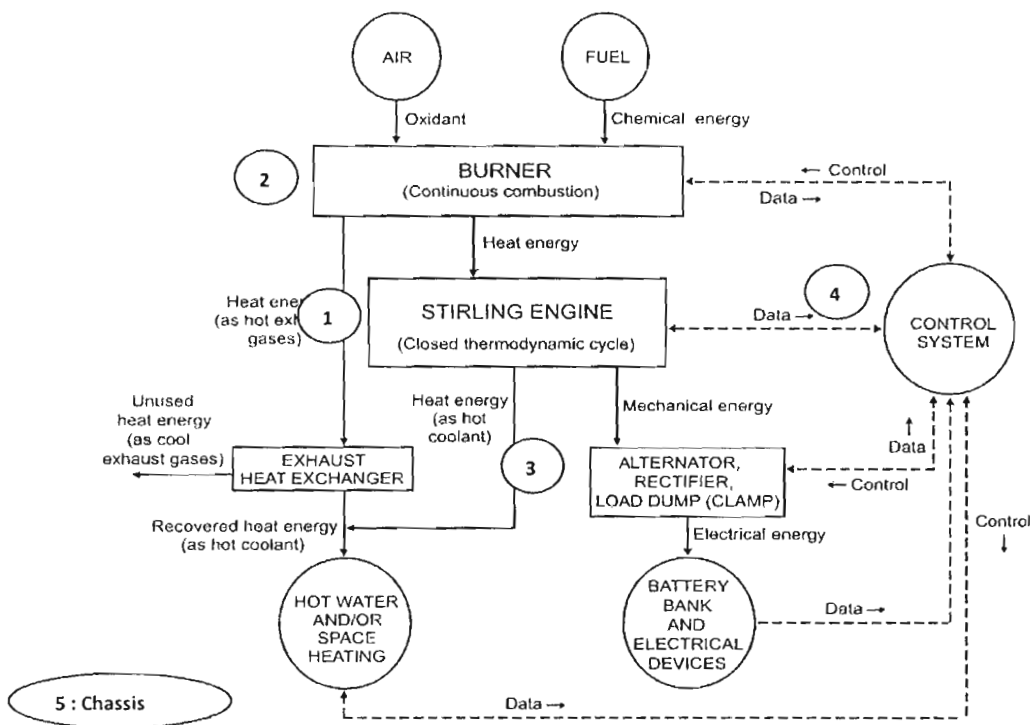
### 3.5 การประกอบระบบผลิตไฟฟ้า

#### 3.5.1 แนวคิดการออกแบบ

ระบบผลิตไฟฟ้ารายย่อยที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นต้นกำลังอาจถูกระบุถึงส่วนประกอบหลักได้ห้าส่วนดังรูปที่ 3.13 โดยส่วนประกอบแรกได้แก่ตัวเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ซึ่งทำหน้าที่รับพลังงานความร้อนมาจากแหล่งพลังงาน



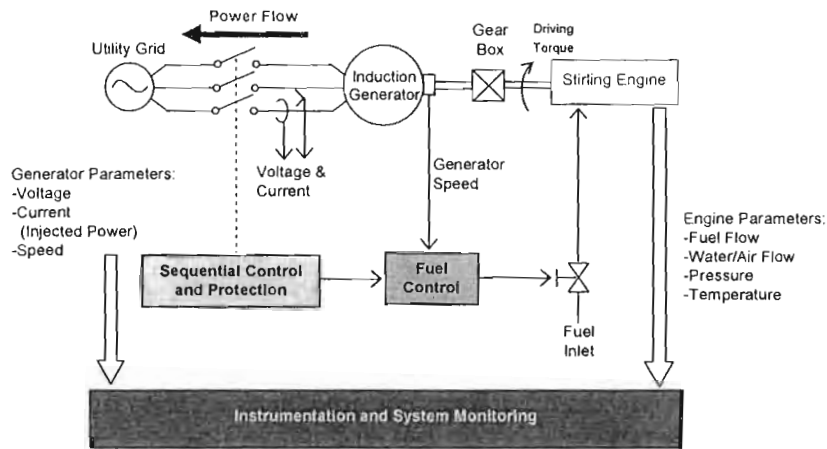
ความร้อน ในโครงการนี้ เพื่อจำลองการทำงานกับพลังงานแสงอาทิตย์ แหล่งความร้อนมาจากส่วนประกอบที่สองคือชุดขดลวดความร้อนซึ่งจะให้การควบคุมการจ่ายพลังงานความร้อนได้สะดวก ก่อนที่จะได้ปรับใช้กับแผงรับแสงอาทิตย์ต่อไป พลังงานความร้อนที่ได้จะถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานกลในเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ซึ่งจะทำหน้าที่ผลิตไฟฟ้าเพื่อจ่ายแก่สายส่งผ่านส่วนประกอบที่สามคือ เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ส่วนประกอบที่สี่คือระบบควบคุม ซึ่งจะรับข้อมูลการทำงานมาจากส่วนประกอบทั้งสาม แล้วประมวลผลร่วมกับการกำหนดการทำงานจากผู้ควบคุม เพื่อจะควบคุมการทำงานของระบบผลิตไฟฟ้าให้ทำงานได้อย่างเหมาะสม ส่วนประกอบสุดท้ายคือแชสซีที่รองรับส่วนประกอบทั้งหมดไว้



รูปที่ 3.13 ส่วนประกอบหลักของระบบผลิตไฟฟ้ารายย่อยที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นต้นกำลัง

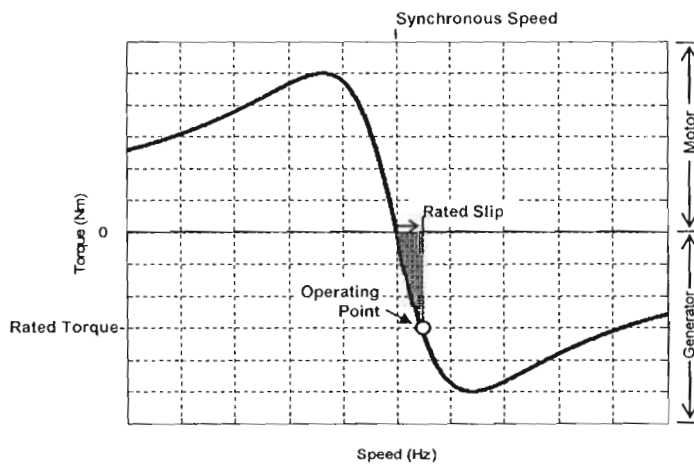
### 3.5.2 การพัฒนาเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเพื่อเชื่อมต่อโดยตรงกับสายกำลัง

ในโครงการนี้วิธีการป้อนกำลังงานจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเข้าสู่สายกำลังจะอาศัยเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเหนี่ยวนำ (Induction Generator) ซึ่งมีจุดเด่นในเรื่องราคาถูกโดยสามารถหาซื้อได้ง่ายภายในประเทศ รวมถึงไม่ต้องการการซ่อมบำรุง รูปที่ 3.14 แสดงถึงการเชื่อมต่อโดยตรงของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเข้าสู่สายกำลัง เนื่องจากความเร็วรอบของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงอยู่ในย่านความเร็วต่ำ เพื่อให้สอดคล้องกับความถี่ทางไฟฟ้าของสายกำลัง (50 Hz) มอเตอร์เหนี่ยวนำที่ใช้จะต้องมีจำนวนขั้วมาก (อาทิเช่น 6 ขั้ว หรือ 8 ขั้ว) เพื่อให้ความเร็วซิงโครนัสของเครื่องกำเนิดไฟฟ้ามักลดลงมาอยู่ในย่านความเร็วรอบที่ต่ำของเครื่องยนต์ หรือในอีกทางหนึ่งอาจจะใช้ชุดเฟืองทด เพื่อลดความเร็วรอบของเพลลาขับเคลื่อนของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงให้สูงขึ้นก็ได้



รูปที่ 3.14 ระบบเชื่อมต่อโดยตรงเข้าสายกำลังของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเหนี่ยวนำ

รูปที่ 3.15 แสดงถึงลักษณะสมบัติของเครื่องจักรกลไฟฟ้าเหนี่ยวนำที่ความเร็วซิงโครนัสค่าหนึ่ง เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจะทำหน้าที่เป็นต้นกำลังโดยขับเคลื่อนให้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าทำงานที่ความเร็วสูงกว่าความเร็วซิงโครนัส โดยส่วนควบคุมที่จะดำเนินการพัฒนานั้นจะควบคุมปริมาณเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อขับเคลื่อนให้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าเหนี่ยวนำทำงานเต็มกำลังพิกัดที่พิกัดความถี่สลลิปและพิกัดแรงบิด ลำดับขั้นการออกตัวของระบบจะเริ่มต้นด้วยการต่อเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเข้ากับสายกำลัง ในเบื้องต้นเมื่อเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเข้าสู่สถานะอยู่ตัวแล้วจะมีความเร็วโรเตอร์เท่ากับความเร็วซิงโครนัสโดยประมาณและพร้อมกันกับจะรับกำลังรีแอกทีฟจากสายกำลังเพื่อสร้างกระแสกระตุ้นทางแม่เหล็ก ในลำดับถัดมาส่วนควบคุมจะสั่งเปิดวาล์วทำการป้อนเชื้อเพลิงเข้าสู่เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเพื่อทำหน้าที่เป็นต้นกำลังขับเคลื่อนเครื่องกำเนิดไฟฟ้าให้ป้อนกำลังงานเข้าสู่สายกำลัง ทั้งนี้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าจะทำงานที่ความเร็วสูงกว่าความเร็วซิงโครนัสที่ความถี่สลลิปพิกัดและแรงบิดพิกัดตั้งได้กล่าวข้างต้น



รูปที่ 3.15 ลักษณะสมบัติของเครื่องจักรกลไฟฟ้าเหนี่ยวนำ

### 3.5.3 การพัฒนาระบบเก็บข้อมูล ระบบควบคุม และระบบการตอบสนองต่อผู้ใช้

สำหรับระบบเก็บข้อมูลนั้น จำต้องสามารถนำข้อมูลที่จำเป็น ทั้งด้านการวิเคราะห์การทำงาน (diagnostics) และด้านสมรรถนะการทำงาน (performance) มาจากระบบย่อยทั้งสาม ซึ่งจะได้ระบุดังตารางต่อไปนี้

ตาราง 3.2 การเก็บข้อมูลสำหรับระบบย่อยต่างๆ

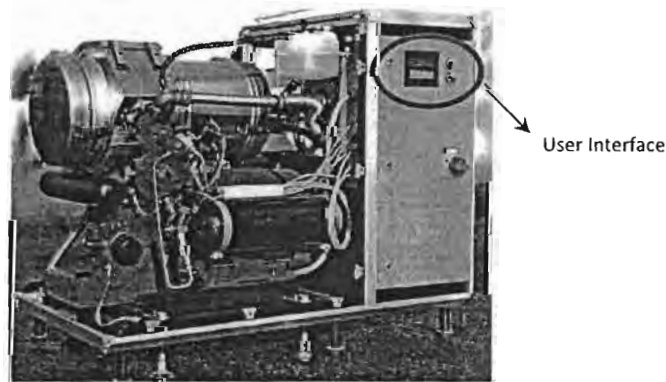
ก) เครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ค่าที่วัด	บริเวณที่วัด	จุดประสงค์
ความดัน	Crankcase	ระบุระดับความดันเฉลี่ยของเครื่อง
ความดันและอุณหภูมิ	ปริมาตรอัดตัวและปริมาตรขยายตัว	ประเมินสมรรถนะเครื่อง
ความเร็วรอบ/มุมหมุน	เพลาชัป	ประเมินสมรรถนะเครื่อง
อุณหภูมิ	Heater, Regenerator, Cooler	ประเมินสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน
อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น	วงจรม้อน้ำ	ยืนยันการทำงานของระบบน้ำหล่อเย็น
อุณหภูมิ	Heater, Regenerator, Cooler	ประเมินสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน
ข) ชุดขดลวดความร้อน		
ค่าที่วัด	บริเวณที่วัด	จุดประสงค์
อัตราการใช้พลังงาน	อ่านจากแหล่งจ่ายไฟของเครื่อง	ระบุอัตราการจ่ายพลังงานขาเข้า
อุณหภูมิขดลวด	ชุดแลกเปลี่ยนความร้อนด้านร้อน	ประเมินสมรรถนะชุดขดลวดความร้อน
ค) เครื่องกำเนิดไฟฟ้า		
ค่าที่วัด	บริเวณที่วัด	จุดประสงค์
แรงดันและกระแส	จากเครื่องกำเนิดไฟฟ้า	ระบุการจ่ายพลังงานขาออก

เพื่อการทำงานได้ของระบบ ระบบควบคุมต้องรับข้อมูลที่จำเป็นมาจากระบบเก็บข้อมูลข้างต้น แล้วกำหนดการทำงานของระบบให้ได้ดังต้องการ โดยรูปแบบการทำงานของระบบอาจแบ่งเป็น

- ก) ขั้นตอนการเริ่มทำงานของระบบ อย่างปลอดภัยทั้งต่อระบบและต่อผู้ใช้
- ข) การปรับระดับของจ่ายภาระ และตอบสนองต่อสภาวะของสายส่งอย่างอัตโนมัติ
- ค) ขั้นตอนการหยุดฉุกเฉิน ในกรณีมีปัญหาในระบบ
- ง) ขั้นตอนการหยุดทำงาน ในกรณีระบบปกติ

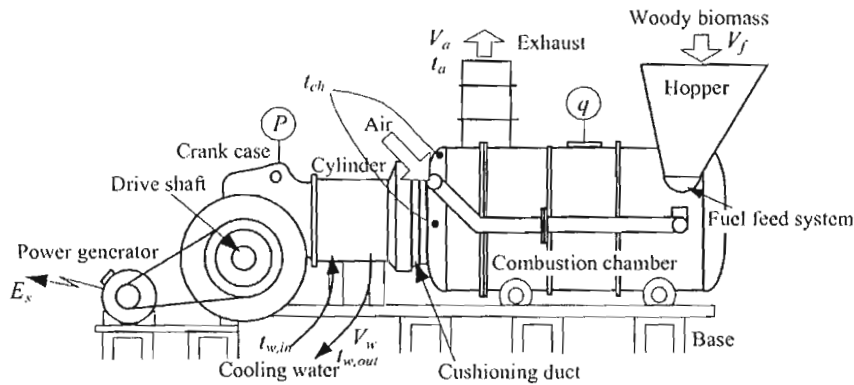
สำหรับการเก็บข้อมูลและการควบคุมระบบเหล่านี้ ล้วนทำงานอยู่ภายในระบบ โดยระบบจะมีระบบการตอบสนองต่อผู้ใช้ (user interface) ที่จะทำหน้าที่แสดงข้อมูลและสัญญาณเฉพาะที่จำเป็นแก่ผู้ใช้ ดังรูปที่ 3.16 ซึ่งแสดงถึงหน้าปัดข้อมูลที่มีขนาดเล็กและง่ายต่อความเข้าใจและการใช้งาน



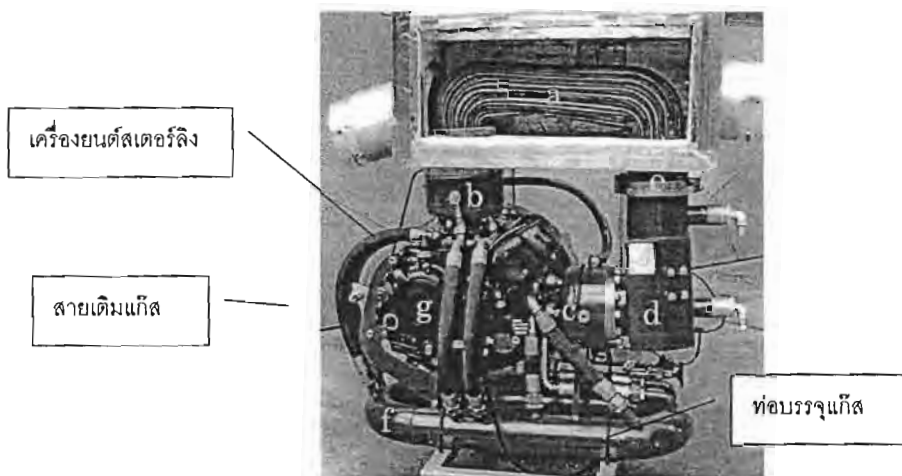
รูปที่ 3.16 ลักษณะภายนอกของระบบผลิตไฟฟ้าจาก Solo ประเทศเยอรมัน

#### 2.6.4 การพัฒนาโครงสร้างแชสซี

จากรายละเอียดข้างต้น ที่ได้แสดงถึงระบบหลักทั้งสี่ของระบบผลิตไฟฟ้าของโครงการนี้ ระบบหลักทั้งสี่นี้ต้องถูกรองรับด้วยโครงสร้างแชสซีที่สามารถยึดระบบให้แน่นสัมพันธ์กันได้ และมีความคล่องตัวพอที่จะเคลื่อนย้ายได้สะดวกพอสมควร (รูปที่ 3.17) นอกเหนือจากนั้น ตัวโครงสร้างอาจทำให้มีลักษณะเป็นท่อขนาดใหญ่ แล้วใช้ปริมาตรในท่อนั้นเพื่อบรรจุแก๊สที่ความดันสูงเพื่อเติมความดันแก่เครื่องยนต์สเตอร์ลิงได้อีกประโยชน์หนึ่ง (ดังรูปที่ 3.18)



รูปที่ 3.17 การจัดวางส่วนประกอบของระบบผลิตไฟฟ้ารายย่อยที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิง



รูปที่ 3.18 การบรรจุแก๊สที่ความดันสูงในโครงแชสซีเพื่อประจุเติมความดันแก่เครื่องยนต์สเตอร์ลิง

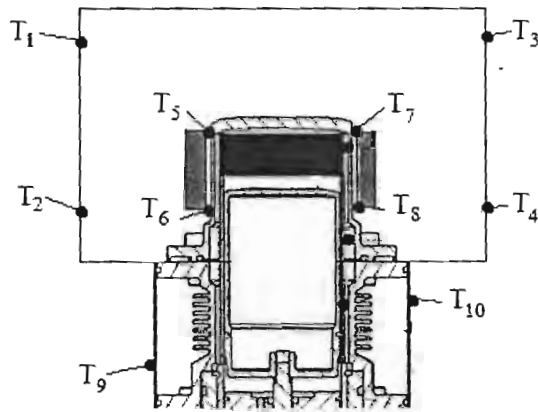
สำหรับโครงการนี้ โครงสร้างแชสซีที่ได้พัฒนาขึ้นเป็นดังรูปที่ 3.19 โดยประกอบด้วยเครื่องยนต์ที่ติดตั้งอยู่ในตัวแชสซี แล้วต่อเชื่อมเข้าสู่มอเตอร์เหนี่ยวนำแบบ 3 เฟส 8 โพลของ TECO ที่พิกัด 0.5 แรงม้า โดยเพื่อการทำงานได้ รูปแบบของการทำงานของระบบควบคุมที่สามารถกำหนดให้เครื่องยนต์ติดเครื่องขึ้นได้อย่างอัตโนมัติจะเป็นดังรูปที่ 3.20 โดยได้แสดงลักษณะของแผงควบคุมและขั้นตอนการเปิดเครื่อง ซึ่งการควบคุมหลักคือการควบคุมอุณหภูมิของตัวร้อน เพื่อเริ่มการหมุนของเพลลาและเริ่มการดีดภาระเมื่อเครื่องยนต์ติดอย่างต่อเนื่องแล้ว ซึ่งด้วยหม้อน้ำที่ได้ติดตั้งไว้ด้วย ทำให้เครื่องสามารถทำงานได้อย่างอิสระ โดยมีการระบายความร้อนออกจากเครื่องผ่านหม้อน้ำสู่อากาศโดยรอบ



## บทที่ 4 การทดสอบ

### 4.1 การเตรียมการทดสอบ

การทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิปานกลางขนาดพิกัด 100 W กระทำโดยใช้ขดลวดความร้อนเป็นแหล่งให้พลังงานความร้อนแก่เครื่องยนต์แทนการใช้พลังงานแสงอาทิตย์ เพื่อความสะดวกและแม่นยำในการทดสอบ การวัดอุณหภูมิใช้การติดตั้ง thermo couple ไว้ในตำแหน่งต่างๆ ดังรูปที่ 4.1 นอกจากนี้กำลังขาออกคำนวณจากค่าแรงบิดที่วัดได้จากการให้ภาระแก่เครื่องยนต์ด้วยแผ่นเบรคแบบจาน โดยมีเงื่อนไขในการทดสอบดังตาราง 4.1



รูปที่ 4.1 ตำแหน่งการติดตั้ง thermo couple [13]

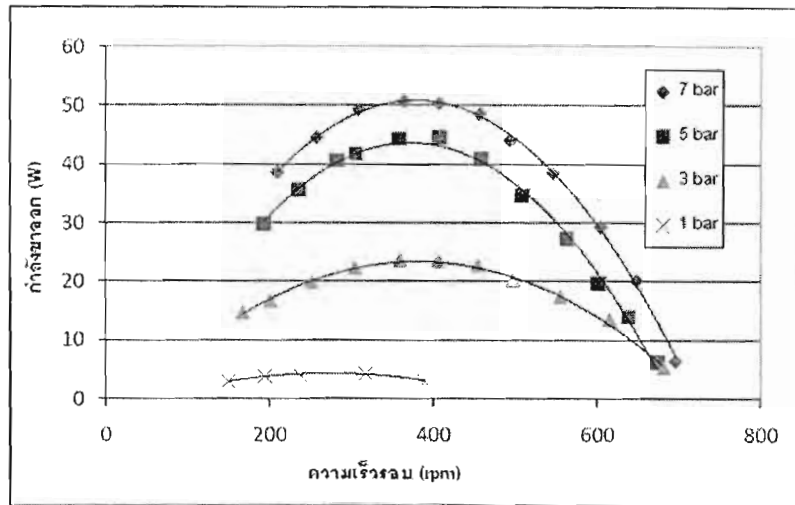
ตาราง 4.1 เงื่อนไขในการทดสอบ

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

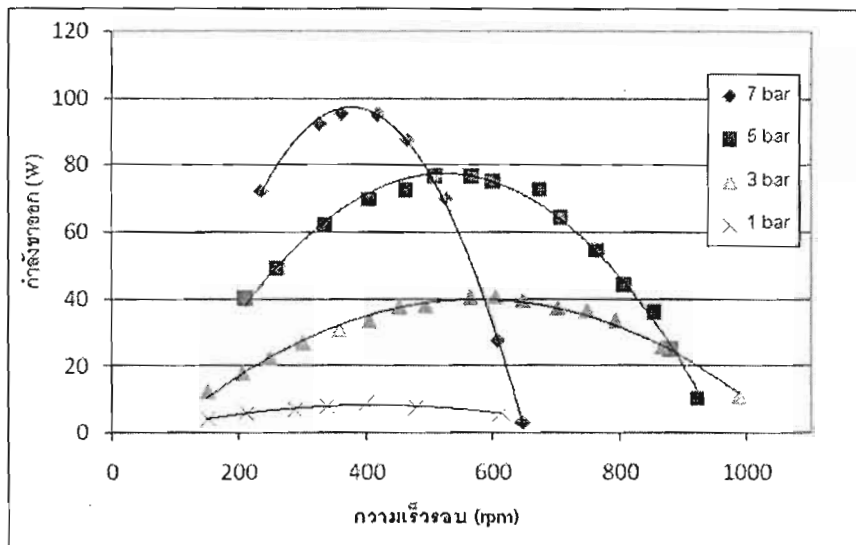
### 4.2 ผลการทดสอบ

#### 4.2.1 สมรรถนะของเครื่องยนต์

ผลการวัดสมรรถนะเครื่องยนต์ ดังรูปที่ 4.2 และ 4.3 แสดงให้เห็นว่า ที่ระดับความดัน 7 bar และอุณหภูมิผิวนอกขดลวดความร้อน 400 °C เครื่องยนต์ให้กำลังขาออกสูงสุด 50.74 W ที่ความเร็วรอบ 363 rpm สำหรับที่อุณหภูมิผิวนอกของขดลวดความร้อนที่ 500 °C เครื่องยนต์ให้กำลังขาออกสูงสุด 95 W ที่ความเร็วรอบ 360 rpm จากผลการวัดสมรรถนะเครื่องยนต์ข้างต้นแสดงให้เห็นว่าเครื่องยนต์สามารถทำงานได้ แต่กำลังขาออกสูงสุดที่ได้จากการทดสอบที่อุณหภูมิ 400 °C ต่ำกว่าพิกัดที่ออกแบบไว้ ซึ่งเป็นผลเนื่องจากการสูญเสียต่างๆของเครื่องยนต์ ดังนั้น การประเมินกลไกการสูญเสียที่เกิดขึ้นของเครื่องยนต์จึงเป็นสิ่งจำเป็นในการประเมินการสูญเสียหลักที่เกิดขึ้นของเครื่องยนต์ เพื่อจะได้นำผลการประเมินที่ได้ไปใช้เป็นแนวทางเพิ่มสมรรถนะเครื่องยนต์ต่อไป



รูปที่ 4.2 กำลังขาออกเทียบกับความเร็วยรอบที่อุณหภูมิผิวของขดลวดความร้อนคงที่ 400 °C ที่ระดับความดันต่างๆ



รูปที่ 4.3 กำลังขาออกเทียบกับความเร็วยรอบที่อุณหภูมิผิวของขดลวดความร้อนคงที่ 500 °C ที่ระดับความดันต่างๆ

#### 4.2.2 การประเมินการสูญเสีย

จากสมรรถนะที่ได้ข้างต้น เพื่อประเมินถึงแนวทางในการปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องยนต์ จะได้ประเมินการสูญเสียที่เกิดขึ้น โดยการประเมินย้อนกลับเพื่อนำไปหาการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ ( $Q_b$ ) มีวิธีการในการประเมินกลไกการสูญเสีย ดังนี้ คือ การทดสอบการสูญเสียทางกล ( $L_m$ ) สามารถทำได้โดยถอดฝาสูบออกเพื่อตัดผลกระทบจากแรงต้านเนื่องจากความดันที่ด้านบน displacer piston และเปิด crank case เพื่อตัดผลกระทบจากการสูญเสียความดันภายในปริมาตรห้องเครื่อง จากนั้นใช้มอเตอร์หมุนเครื่องยนต์ เพื่อวัดแรงบิดที่ได้ แล้วนำมาใช้คำนวณหาการสูญเสียทางกลจากสมการ

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

สำหรับการสูญเสียความดันภายในปริมาตรห้องเครื่อง ( $L_{buf}$ ) สามารถทดสอบโดยใช้วิธีเดียวกันกับการสูญเสียทางกล แต่เปิด crank case แทน เพื่อที่จะนำผลที่ได้มาคำนวณหาการสูญเสียความดันภายในปริมาตรห้องเครื่องจากสมการ

$$L_{buf} = L_{motor@ closed crankcase} - L_{motor@open crankcase}$$

หลังจากที่ได้การสูญเสียที่เกิดขึ้นในส่วนล่าง(การสูญเสียทางกลและการสูญเสียความดันภายในปริมาตรห้องเครื่อง) และกำลังขาออกแล้ว ค่ากำลังบ่งชี้ที่คิดผลของการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลร่วมด้วยสามารถประเมินได้จากสมการ [8]

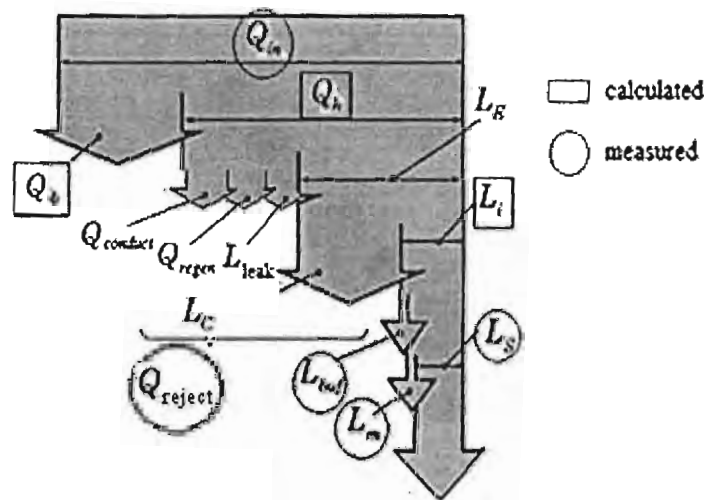
$$L_i = L_e - L_c - L_{flow friction} = L_s + L_m + L_{buf}$$

$$Q_h = Q_{reject} + L_i$$

ซึ่งค่ากำลังบ่งชี้ที่ได้จะนำมาใช้คำนวณหาความร้อนที่เข้าสู่เครื่องยนต์จริงเพื่อที่จะนำความร้อนที่เข้าสู่เครื่องยนต์จริงมาประเมินการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์จากสมการ

$$Q_b = Q_{in} - Q_h$$

การสูญเสียที่วัดและประเมินได้จากวิธีดังกล่าวข้างต้นนี้แสดงดังรูปที่ 4.4 ผลลัพธ์ที่ได้จะนำไปใช้เพื่อระบุการสูญเสียหลักของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงต่อไป

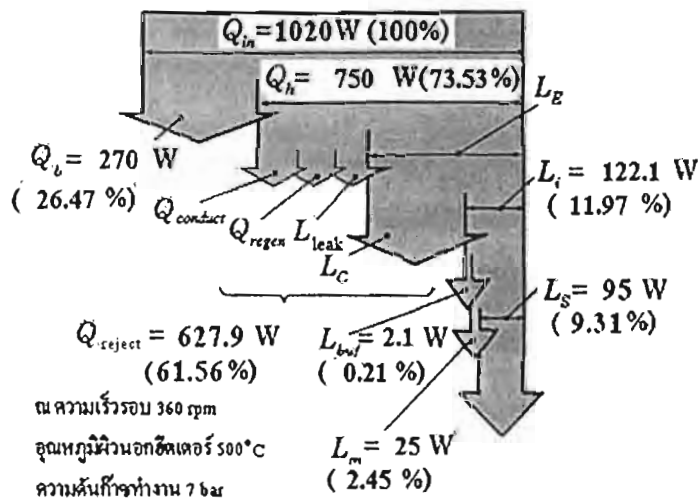


รูปที่ 4.4 การประเมินการสูญเสียแบบย้อนกลับ

ผลการประเมินการสูญเสียของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่เงื่อนไขในการทดสอบดังนี้ คือ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงทำงานที่ระดับความดัน 7 bar ,อุณหภูมิที่ผิวนอกฮีตเตอร์ที่ 500 °C, อุณหภูมิน้ำขาออกจาก cooler ที่ 33.6 °C โดยประเมินการสูญเสียที่ตำแหน่งกำลังขาออกสูงสุด เนื่องจากตำแหน่งดังกล่าวเป็นตำแหน่งที่มีต้นทุนในการประเมินการ



สูญเสียมากที่สุด นอกจากนี้ที่ตำแหน่งดังกล่าว ประสิทธิภาพทางความร้อนยังมีค่าใกล้เคียงกับประสิทธิภาพทางความร้อนสูงสุด ซึ่งทำให้เห็นถึงการสูญเสียหลักที่จำกัดประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องยนต์ ผลการประเมินการสูญเสียของเครื่องยนต์ที่กำลังขาออกสูงสุด ซึ่งมีค่า 95 W แสดงดังรูปที่ 4.5 จากรูปแสดงให้เห็นว่า ความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องยนต์ ( $Q_{reject}$ ) และการสูญเสียความร้อนภายนอกเครื่องยนต์ ( $Q_b$ ) เป็นการสูญเสียหลักที่เกิดขึ้นของเครื่องยนต์



รูปที่ 4.5 ผลการประเมินการสูญเสียที่เกิดขึ้นของเครื่องยนต์ที่กำลังขาออกสูงสุด

#### 4.3 วิธีการเลือก regenerator ให้เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีของ Taguchi

สำหรับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแล้ว regenerator นับเป็นชิ้นส่วนสำคัญที่อาจจะมากที่สุดที่มีผลทำให้ค่ากำลังบ่งชี้มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจาก regenerator เปรียบเสมือนเป็นตัวรับความร้อนจากสารทำงาน ในช่วงที่สารทำงานไหลจาก heater ไปยัง cooler เพื่อลดอุณหภูมิของสารทำงานก่อนที่สารทำงานจะไหลผ่าน cooler ไปยัง compression space ทำให้ compression power มีค่าลดลง และเป็นตัวคายความร้อนให้สารทำงาน ในช่วงที่สารทำงานไหลจาก cooler ไปยัง heater เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของสารทำงานก่อนที่สารทำงานจะไหลจาก heater ไปยัง expansion space ทำให้ expansion power มีค่าเพิ่มขึ้น จากที่กล่าวมาข้างต้นจะเห็นได้ว่า regenerator เป็นส่วนสำคัญที่ทำให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถใช้ความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้น ถึงแม้ว่าการใช้ regenerator จะมีข้อดัดตั้งที่กล่าวข้างต้น แต่ regenerator ก็มีข้อเสียเช่นกันคือ ทำให้เกิดการสูญเสียความดันภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องยนต์มากขึ้น ดังนั้นการเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุดจึงเป็นสิ่งจำเป็น ซึ่งในงานวิจัยนี้ regenerator ที่ใช้ในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบผลต่างอุณหภูมิ ปานกลางที่มีอยู่ยังไม่ได้ผ่านการเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุด ดังนั้นการเลือก regenerator ให้เหมาะสมที่สุดจะทำได้โดยใช้วิธีการทำให้เหมาะสมที่สุดของ taguchi ซึ่งเป็นวิธีที่ช่วยลดเวลาและค่าใช้จ่ายที่ใช้ในการจัดชุดทดสอบ

วิธีการเลือกลักษณะจำเพาะให้เหมาะสมที่สุดของ Taguchi เป็นวิธีที่ใช้แพร่หลายในงานอุตสาหกรรมเพื่อใช้ในการทำให้ตัวแปรต่างๆ มีลักษณะจำเพาะเหมาะสมที่สุด โดยใช้จำนวนการทดสอบน้อยที่สุด วิธีการทำให้เหมาะสมที่สุด

ของ Taguchi จะใช้ตาราง orthogonal arrays ช่วยจัดความสัมพันธ์ของลักษณะจำเพาะของตัวแปรแต่ละตัวที่ควรเปลี่ยนไปในแต่ละการทดสอบให้เหมาะสม ซึ่งถือว่าเป็นข้อดี เนื่องจากช่วยลดจำนวนการทดสอบและเวลาที่ต้องใช้ทดสอบไปได้มาก เมื่อเทียบกับการทำให้เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีดั้งเดิม

#### 4.3.1 การออกแบบการทดสอบ

การเลือก regenerator ให้เหมาะสมที่สุดในงานวิจัยนี้จะใช้ตัวแปรด้วยกันทั้งหมด 3 ชนิดและ มีการแบ่งลักษณะจำเพาะของตัวแปรเป็น 3 ระดับ แสดงดังตาราง 4.2

ตาราง 4.2 ตารางลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่ใช้ในการทดสอบ

ลักษณะ จำเพาะ ตัวแปร	1	2	3
ขนาดตาข่าย	40(D= 0.213 mm)	80(D= 0.152 mm)	120(D= 0.091 mm)
ปริมาตรตาย(cm <sup>3</sup> )	17.902	39.147	55.238
ค่าความพรุน	0.7	0.8	0.9

จำนวนชนิดของตัวแปรและระดับของลักษณะจำเพาะในตารางข้างต้น จะถูกนำไปใช้ในการเลือก orthogonal array จากตาราง array selector ซึ่งได้ผลเป็นตาราง orthogonal array L9 ที่ใช้ในการทดสอบแสดงดังตาราง 4.3

ตาราง 4.3 ตาราง orthogonal array สำหรับใช้ในการทดสอบ

จำนวนการ ทดสอบ	ขนาดตาข่าย	$V_o$ (cm <sup>3</sup> )	$\emptyset$
1	40(D= 0.213 mm)	17.901	0.7
2	40(D= 0.213 mm)	39.147	0.8
3	40(D= 0.213 mm)	55.238	0.9
4	80(D= 0.152 mm)	17.901	0.8
5	80(D= 0.152 mm)	39.147	0.9
6	80(D= 0.152 mm)	55.238	0.7
7	120(D= 0.091 mm)	17.9017	0.9
8	120(D= 0.091 mm)	39.1474	0.7
9	120(D= 0.091 mm)	55.238	0.8

โดยที่ค่าความพรุนของ regenerator สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\emptyset = \frac{V_o - V_{regen}}{V_o}$$

สมการที่ใช้คำนวณค่าความพรุน ( $\phi$ ) ข้างต้นจะนำมาใช้ในการหาค่าปริมาตร regenerator ( $V_{regen}$ ) ที่ลักษณะจำเพาะของค่าความพรุน ( $\phi$ ) และปริมาตรตาย ( $V_o$ ) ในตารางที่ 4.4 จากนั้นค่าปริมาตร regenerator ( $V_{regen}$ ) จะใช้ในการคำนวณน้ำหนักของ regenerator ( $m_{regen}$ ) จากสมการ

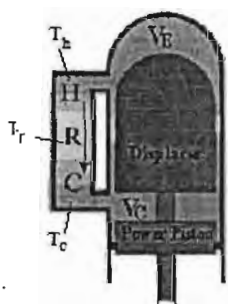
$$m_{regen} = \rho_{regen} V_{regen}$$

เมื่อ  $\rho_{regen}$  คือ ความหนาแน่นของสแตนเลส 304 ซึ่งมีค่า  $8.03 \text{ g/cm}^3$  น้ำหนักของ regenerator ( $m_{regen}$ ) ที่ได้จากการคำนวณด้วยสมการข้างต้น จะนำไปใช้ในการชั่งน้ำหนักของตาข่ายสแตนเลสที่ใช้ทำ regenerator เพื่อให้ได้ค่าความพรุนที่สอดคล้องกับปริมาตรตายนั้นๆ ซึ่งผลการคำนวณปริมาตรและน้ำหนักของ regenerator แสดงดังตาราง 4.4

ตาราง 4.4 ผลการคำนวณปริมาตรและน้ำหนักของ regenerator

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

สมการ ideal function ที่จะใช้ในการเปรียบเทียบลักษณะเฉพาะแต่ละแบบของตัวแปรนั้น ideal function ที่เหมาะสมควรจะเป็นความสัมพันธ์ระหว่าง input และ output ที่ได้รับผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงตาข่าย regenerator, ค่าความพรุน และ ปริมาตรตาย เพียงเท่านั้น ดังนั้น ideal function ที่ควรจะเป็นคือ ผลต่างระหว่างอุณหภูมิอากาศที่ heater ( $T_h$ ) และอุณหภูมิอากาศที่ cooler ( $T_c$ ) กับอุณหภูมิของ regenerator ( $T_r$ ) ซึ่งอุณหภูมิแต่ละตำแหน่งแสดงดังรูปที่ 4.6



รูปที่ 4.6 ตำแหน่งอุณหภูมิภายใน Heater, cooler และ regenerator

และมีความสัมพันธ์ดังสมการ

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

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

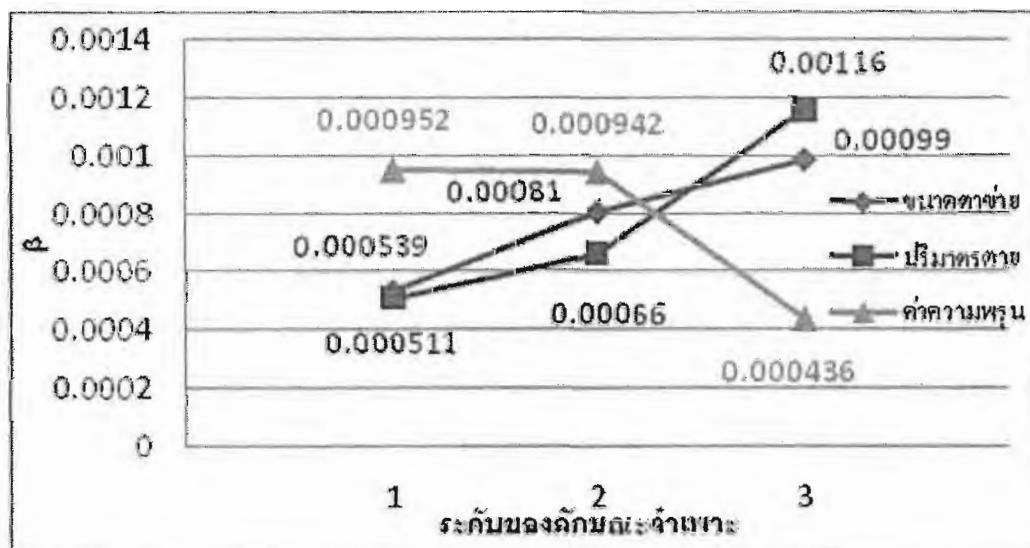
$$I_{rms}V(P.F.) = 2\pi \left(\frac{n}{60}\right) T$$

เมื่อ  $I_{rms}$  คือ กระแส rms,  $V$  คือ แรงดันไฟฟ้า,  $P.F.$  คือ power factor,  $n$  คือ ความเร็วรอบ และ  $T$  คือ แรงบิดสมการ ideal function ข้างต้นสามารถเขียนให้อยู่ในรูปสำหรับการหาค่า  $\beta$  ดังสมการ

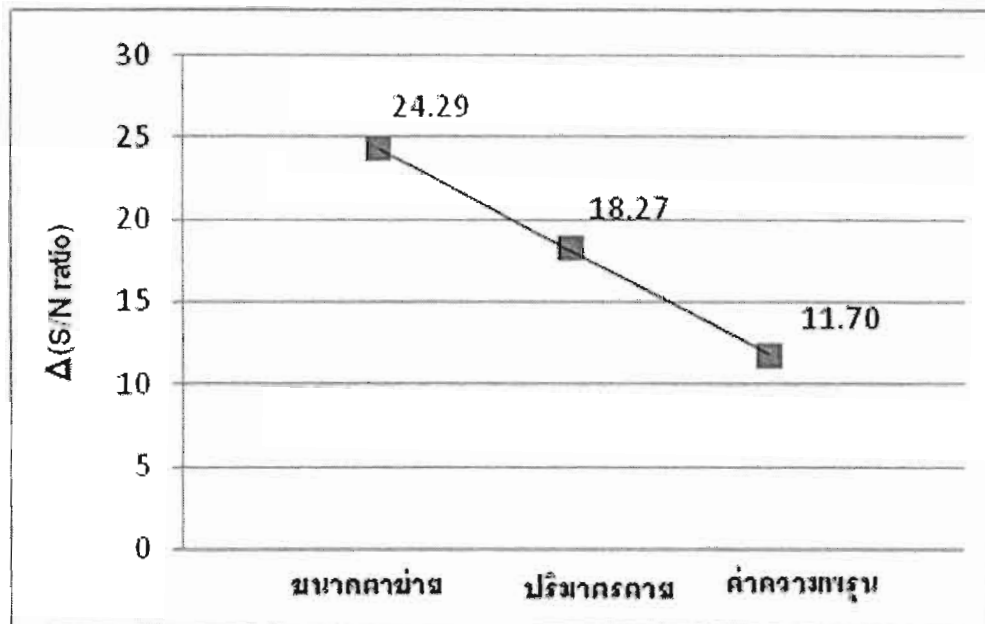
$$\beta = \left( \sum_i \sum_j T_i(I_{rms}V(P.F.))_{i,j} \right) / r_o \sum_i (I_{rms}V(P.F.))_i^2$$

#### 4.3.2 ผลการทดสอบเพื่อสมรรถนะที่ดีที่สุด

การทดสอบทำได้เมื่อได้ติดตั้งส่วนประกอบเครื่องยนต์ทั้งหมดเรียบร้อยแล้ว และทำการปรับตัวแปรต่างๆตามตาราง 4.3 ผลการทดสอบพบว่า ค่า  $\beta$  ในแต่ละลักษณะจำเพาะของตัวแปร แสดงได้ดังรูปที่ 4.7 ซึ่งลักษณะจำเพาะที่มีค่า  $\beta$  มากที่สุดของแต่ละตัวแปรจะเป็นลักษณะจำเพาะที่เหมาะสมที่สุด สำหรับค่า  $\beta$  ที่ได้จากการคำนวณในแต่ละระดับของขนาดดาวย คือ 0.000987, สำหรับปริมาตรตาย ค่า  $\beta$  มากที่สุด คือ 0.001159 สำหรับค่าความพรุน ค่า  $\beta$  มากที่สุด คือ 0.000952 ซึ่งค่า  $\beta$  มากที่สุดในแต่ละตัวแปรดังกล่าวแสดงให้เห็นว่า ลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุดของเครื่องยนต์ คือ ดาวยขนาด 120, ปริมาตรตายขนาด 55 cm<sup>3</sup> และ ค่าความพรุน 0.7 นอกจากนี้ยังพบว่า ผลการคำนวณค่าผลต่างของ S/N ratio โดยตัวแปรที่มีค่าผลต่างของ S/N ratio มากที่สุดจะเป็นตัวแปรที่มีผลต่อกำลังขาออกมากที่สุด แสดงดังรูปที่ 4.8 จากรูปแสดงให้เห็นว่าขนาดดาวยมีผลต่อกำลังขาออกมากที่สุด

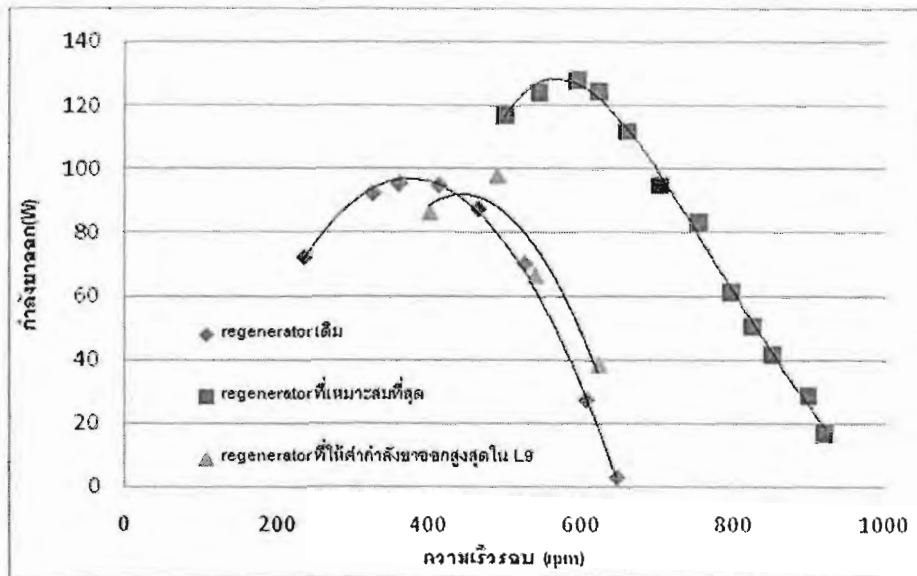


รูปที่ 4.7 ค่า  $\beta$  ในแต่ละระดับของตัวแปร



รูปที่ 4.8 ค่า  $\Delta(S/N \text{ ratio})$  ของแต่ละตัวแปร

ผลการทดสอบกำลังขาออกที่ลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุด คือ ตาข่ายขนาด 120, ปริมาตรตาย ขนาด 55 cm<sup>3</sup> และ ความพรุน 0.7 แต่ในการทดสอบจริงพบว่า สามารถใส่ regenerator ได้ความพรุนเพียง 0.75 เท่านั้น เนื่องจากตาข่ายขนาด 120 มีน้ำหนักเบาจึงจำเป็นต้องใส่จำนวนแผ่นของ wire mesh มาก เพื่อให้ได้น้ำหนักสำหรับที่ใช้ในการทดสอบ จากเหตุผลดังกล่าว ทำให้ในทางปฏิบัติไม่สามารถใส่ regenerator เข้าไปในช่องใส่ regenerator เพื่อให้ความพรุนมีค่า 0.7 ได้ เนื่องจาก regenerator มีความหนาต่อหนึ่งแผ่นมากเกินไป จากปัญหาดังกล่าว การทดสอบจริงจะใช้ความพรุนที่ 0.75 ซึ่งผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์แสดงดังรูปที่ 4.9 จากรูปแสดงให้เห็นว่ากำลังขาออกสูงสุดที่ลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุดมีค่า 128 W ที่ความเร็วรอบ 603 rpm ในขณะที่กำลังขาออกที่ลักษณะจำเพาะของ regenerator เดิม มีค่า 95 W ที่ความเร็วรอบ 360 rpm และลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่ได้ให้กำลังขาออกสูงสุดในตาราง orthogonal array L9 มีค่า 98 W ที่ความเร็วรอบ 490 rpm แสดงให้เห็นว่าการใช้ regenerator ที่เลือกให้เหมาะสมที่สุดทำให้ลักษณะจำเพาะของเครื่องยนต์เปลี่ยนแปลงไปโดยมีความเร็วรอบเพิ่มขึ้น และทำให้กำลังขาออกสูงสุดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น 35%



รูปที่ 4.9 กำลังขาออกที่ลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุด

ผลการประเมินค่า  $\beta$  และ  $\Delta S/N$  ratio ข้างต้นแสดงให้เห็นว่า ขนาดตาข่ายและปริมาตรตายมีค่าเพิ่มขึ้นค่า  $\beta$  จะเพิ่มขึ้น แต่ค่า  $\beta$  จะลดลงเมื่อค่าความพรุนเพิ่มขึ้น และค่า  $\Delta S/N$  ratio แสดงให้เห็นว่าตัวแปรที่มีผลต่อกำลังขาออกมากที่สุดเรียงลำดับจากมากที่สุดไปยังน้อยที่สุดคือ ขนาดตาข่าย, ปริมาตรตายและค่าความพรุน ตามลำดับ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการเพิ่มขนาดตาข่าย, ปริมาตรตาย และการลดความพรุนลงจากที่ใช้ในการเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุดจะทำให้ค่ากำลังขาออกเพิ่มขึ้น แต่ค่า  $\Delta S/N$  ratio แสดงให้เห็นว่าขนาดตาข่ายมีผลต่อกำลังขาออกมากที่สุด เมื่อเทียบกับการเพิ่มปริมาตรตายและลดค่าความพรุน ดังนั้นจึงทดสอบสมรรถนะเพิ่มเติมโดยการเพิ่มขนาดตาข่ายจากขนาด 120 เป็นขนาด 150 เพื่อวัดกำลังขาออกว่า มีค่ามากกว่าที่ได้จากผลการเลือก regenerator ที่เหมาะสมที่สุดหรือไม่ ในส่วนของค่าปริมาตรและค่าความพรุนใช้ที่ลักษณะจำเพาะเดียวกันกับที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุด ผลการทดสอบพบว่ากำลังขาออกสูงสุด wire mesh ขนาด 150, ปริมาตรตาย ขนาด 55 cm<sup>3</sup> และ ค่าความพรุน 0.75 มีค่า 40 W ซึ่งมีค่าน้อยกว่าค่ากำลังขาออกสูงสุดที่ได้จากลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่เหมาะสมที่สุดถึง 220% แสดงให้เห็นว่าผลการเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ที่ได้จากการเลือกลักษณะจำเพาะของ regenerator ให้เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีการของ Taguchi เป็นลักษณะจำเพาะที่เหมาะสมที่สุดแล้ว

#### 4.4 การเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียม

จากผลการทดสอบสมรรถนะหลักจากปรับปรุงเครื่องยนต์ แสดงให้เห็นว่า กำลังขาออกของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น 35 % จากการปรับปรุง regenerator จากนั้น การเพิ่มสมรรถนะของเครื่องยนต์ให้สูงขึ้นสามารถทำได้ โดยการเปลี่ยนชนิดสารทำงานจากอากาศไปเป็นฮีเลียมหรือไฮโดรเจน

การหาสาเหตุของสมรรถนะเครื่องยนต์ที่เพิ่มขึ้นเมื่อเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศไปเป็นฮีเลียมหรือไฮโดรเจนสามารถทำได้ โดยการพิจารณาค่า Stanton number และ Reynold number ที่ได้จากการวิเคราะห์แบบ simple [24]

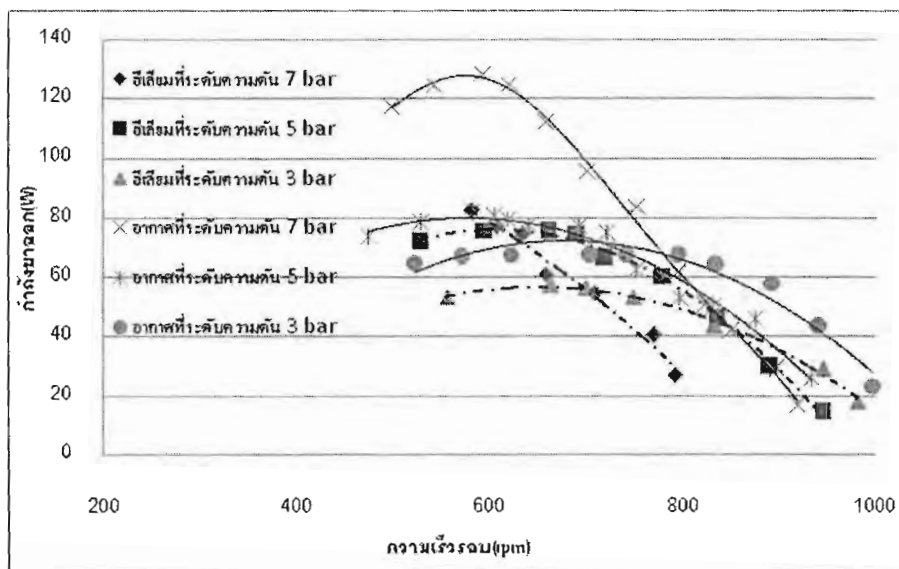
ตาราง 4.5 แสดงให้เห็นว่าฮีเลียมและไฮโดรเจนมีค่า Stanton number สูงกว่าอากาศ ซึ่งมีผลทำให้ฮีเลียมและไฮโดรเจนสามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าอากาศเมื่อเทียบกับค่าความจุความร้อนของในแต่ละสารทำงาน นอกจากนี้ไฮโดรเจนและฮีเลียมยังมีค่า Reynold number น้อยกว่าอากาศ ซึ่งมีผลทำให้การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลลดลง

ตาราง 4.5 ค่า Stanton number และค่า Reynold number ของสารทำงานที่ได้จากการวิเคราะห์ แบบ simple

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

จากที่กล่าวมาข้างต้นแสดงให้เห็นว่า การใช้ไฮโดรเจนและฮีเลียมเป็นสารทำงานควรให้สมรรถนะเครื่องยนต์ที่มากกว่าอากาศ แต่การใช้ไฮโดรเจนเป็นสารทำงานจำเป็นต้องมีระบบตรวจจับความหนาแน่นของก๊าซ และระบบระบายอากาศที่ดี เนื่องจากไฮโดรเจนเป็นก๊าซที่สามารถติดไฟได้, เปลวไฟไม่มีสีและไม่มีการกลั่น ดังนั้นเพื่อความปลอดภัยในการศึกษาจะใช้ฮีเลียมในการทดสอบแทนเนื่องจากเป็นก๊าซเฉื่อยและให้สมรรถนะใกล้เคียงกับไฮโดรเจนมากที่สุด

การทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์หลังจากเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียมจะทดสอบที่อุณหภูมิผิวขดลวดความร้อน 500 °C และระดับความดันของเครื่องยนต์ 3, 5 และ 7 bar ตามลำดับ ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่เมื่อเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียมแสดงดังรูปที่ 4.10 จากรูปแสดงให้เห็นว่า กำลังขาออกสูงสุดที่ความดัน 7 bar มีค่า 82 W ที่ความเร็วรอบ 583 rpm กำลังขาออกสูงสุดที่ความดัน 5 bar ที่ความเร็วรอบ 596 rpm และกำลังขาออกสูงสุดที่ความดัน 3 bar มีค่า 57 W ที่ความเร็วรอบ 665 rpm



รูปที่ 4.10 ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์

ผลการทดสอบข้างต้นแสดงให้เห็นว่า กำลังขาออกมีค่าลดลงเมื่อเทียบกับกำลังขาออกเมื่อใช้อากาศเป็นสารทำงาน ซึ่งขัดแย้งกับงานวิจัยต่าง ๆ ที่สมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้อีเลียมเป็นสารทำงานจะมีค่ามากกว่าอากาศ เพื่อหาสาเหตุที่ทำให้สมรรถนะของเครื่องยนต์เมื่อใช้อีเลียมเป็นสารทำงานมีค่าน้อยกว่าการใช้อากาศเป็นสารทำงานได้ตั้งข้อสังเกตจากผลงานวิจัย Eldesouki.E แสดงให้เห็นว่า ความเร็วรอบที่กำลังขาออกสูงสุดเมื่อใช้อีเลียมเป็นสารทำงานจะมากกว่าความเร็วรอบเมื่อใช้อากาศเป็นสารทำงานประมาณ 3 เท่า จึงลองใช้การวิเคราะห์แบบ simple เมื่อใช้อากาศและอีเลียมเป็นสารทำงาน การคำนวณกำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์เมื่อใช้อากาศและอีเลียมจะคำนวณที่ความเร็วรอบ 2 ความเร็วรอบด้วยกัน คือ ความเร็วรอบ 600 rpm ซึ่งเป็นความเร็วรอบที่เครื่องยนต์ที่มีอยู่ให้กำลังขาออกสูงสุดเมื่อใช้อากาศเป็นสารทำงาน และ ความเร็วรอบ 1800 rpm ซึ่งโปรแกรมของ Urieli.I จะคำนวณกำลังบ่งชี้ได้ 3 รูปแบบ แต่วิธีการวิเคราะห์แบบ simple จะนำกำลังสูญเสียเนื่องความดันตกคร่อมและความไม่สมบูรณ์แบบในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความมาคำนวณกำลังบ่งชี้ด้วย ผลการคำนวณค่ากำลังบ่งชี้ด้วยวิธี simple ที่เงื่อนไขเดียวกันกับการทดสอบสมรรถนะเครื่องยนต์ (ดูผลการคำนวณทั้งหมดได้จาก ภาคผนวก ข.) พบว่าที่ความเร็วรอบ 600 rpm กำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์เมื่อใช้อากาศและอีเลียมเป็นสารทำงานมีค่า 340 และ 322 W ตามลำดับ แสดงให้เห็นว่าค่ากำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์เมื่อใช้อากาศเป็นสารทำงานมีค่ามากกว่าค่ากำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์เมื่อใช้อีเลียมเป็นสารทำงาน ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดสอบที่ได้ แต่ที่ความเร็วรอบ 1800 rpm กำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์เมื่อใช้อากาศและอีเลียมเป็นสารทำงานมีค่า 665 และ 813 W ตามลำดับ แสดงให้เห็นว่ากำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์เมื่อใช้อากาศเป็นสารทำงานมีค่าน้อยกว่ากำลังบ่งชี้ของเครื่องยนต์เมื่อใช้อีเลียมเป็นสารทำงาน เนื่องจากที่ความเร็วรอบสูงการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลของอากาศมีค่ามากกว่าอีเลียมถึง 3 เท่า ในขณะที่กำลังบ่งชี้ซึ่งได้จากการคำนวณด้วยการวิเคราะห์แบบ simple ก่อนหักลบการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานการไหลมีค่าใกล้เคียงกัน จากเหตุผลดังกล่าวข้างต้นทำให้สมรรถนะเครื่องยนต์เมื่อใช้อีเลียมเป็นสารทำงานจะดีกว่าอากาศที่ความเร็วรอบสูง ในขณะที่ความเร็วรอบต่ำอากาศจะให้สมรรถนะเครื่องยนต์ที่ดีกว่าอีเลียม



## บทที่ 5 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

### 5.1 บทสรุป

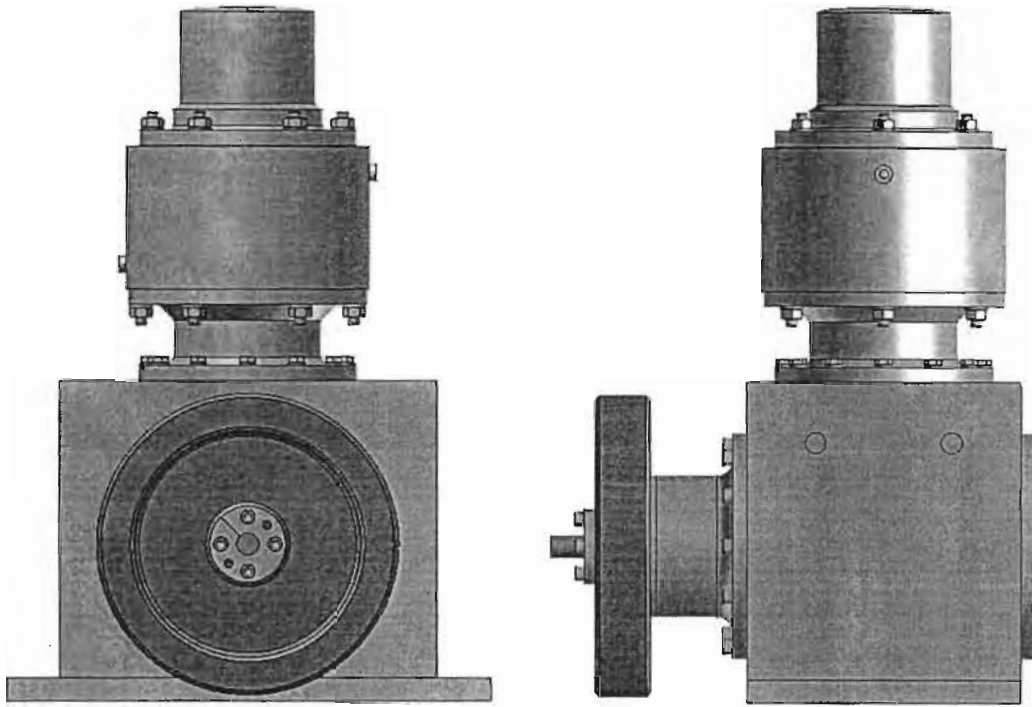
การพัฒนากระบวนการผลิตไฟฟ้ารายย่อยที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงในโครงการนี้ได้พิจารณาทั้งกรอบทางอุณหพลศาสตร์และการออกแบบเพื่อการผลิต การออกแบบเครื่องยนต์เน้นที่กลไกที่ไม่ใช้น้ำมันหล่อลื่นซึ่งพบว่าทำงานได้เป็นอย่างดีและมีความทนทาน ในโครงการนี้ได้เลือกการจัดวางเครื่องยนต์แบบเบตาเพื่อความสามารถในการอัดแก๊สและขนาดที่กะทัดรัด จากผลการออกแบบโดยใช้รูปแบบการวิเคราะห์แบบอะโดอะแบติกพร้อมการคิดแรงต้านการไหลของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน ให้ปริมาตรของลูกสูบกำลังอยู่ที่ 165 ซีซี เครื่องยนต์ที่ได้ออกแบบและจัดสร้างขึ้นได้ถูกประกอบเข้ากับระบบผลิตไฟฟ้าในโครงสร้างแซลซีซีที่ประกอบด้วยเครื่องยนต์ที่ติดตั้งอยู่ภายในตัวแซลซีซี แล้วต่อเชื่อมเข้าสู่มอเตอร์เหนี่ยวนำแบบ 3 เฟส พร้อมแผงควบคุมที่สามารถกำหนดให้เครื่องยนต์ติดเครื่องขึ้นได้อย่างอัตโนมัติ ผลการทดสอบสมรรถนะแสดงให้เห็นว่าที่อุณหภูมิผิวของขดลวดความร้อนที่ 500 °C เครื่องยนต์ให้กำลังขาออกสูงสุด 95 วัตต์ที่ความเร็วรอบ 360 รอบต่อนาที แสดงให้เห็นว่าเครื่องยนต์สามารถทำงานได้และมีขีดความสามารถเพียงพอ จากนั้น การประเมินการสูญเสียได้ระบุถึงการสูญเสียหลักของเครื่องยนต์ ซึ่งนำมาสู่การปรับ regenerator และการเปลี่ยนชนิดสารทำงานจากอากาศไปเป็นฮีเลียมเพื่อเพิ่มสมรรถนะ ในโครงการนี้ได้ใช้วิธีของ Taguchi ในการหา regenerator ที่เหมาะสมที่สุดซึ่งยังผลทำให้กำลังขาออกสูงสุดของเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น 35% เป็น 128 วัตต์

### 5.2 ข้อเสนอแนะ

ในโครงการนี้ มีเป้าประสงค์ที่จะพัฒนาต้นแบบระบบผลิตไฟฟ้ารายย่อยที่ใช้เครื่องยนต์สเตอร์ลิง ซึ่งได้บรรลุวัตถุประสงค์เป็นอย่างดี แต่อย่างไรก็ดี การศึกษาการสูญเสียที่ได้ดำเนินไป ได้ระบุว่าการสูญเสียมีความสำคัญและการปรับปรุงสามารถให้สมรรถนะที่ดีขึ้นได้อีกมาก เพื่อศึกษาลึกลงไปอีกถึงกลไกการสูญเสีย ข้อจำกัดหนึ่งก็คือในโครงการนี้ไม่ได้วัด indicated power โดยตรง และ ยังไม่สามารถวัดอุณหภูมิของสารทำงานภายในเครื่องยนต์ได้ ซึ่งปัญหาส่วนใหญ่เกิดจากโครงสร้างของเครื่องยนต์ทางด้าน cooler และ compression space ไม่เหมาะสม ดังนั้นจึงควรที่จะออกแบบโครงสร้างฝั่ง cooler ใหม่ เพื่อให้สามารถติดตั้ง Pressure transducer และ Thermo couple ได้ นอกจากนั้น เมื่อเปลี่ยนสารทำงานจากอากาศเป็นฮีเลียม แสดงให้เห็นว่า เครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีอยู่มีค่าความเฉื่อยทางกลมากเกินไป ทำให้ไม่สามารถทำงานได้ตามความเร็วรอบที่เหมาะสมสำหรับการใช้ฮีเลียมเป็นสารทำงาน ดังนั้นจึงควรศึกษาเพิ่มเติมในแนวทางการปรับปรุงขนาดล้อช่วยแรงให้เหมาะสมมากยิ่งขึ้น

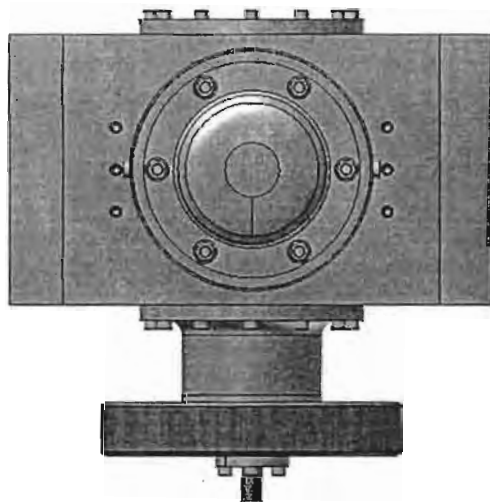
ภาคผนวก

ภาคผนวก ก แบบแปลนเครื่องยนต์



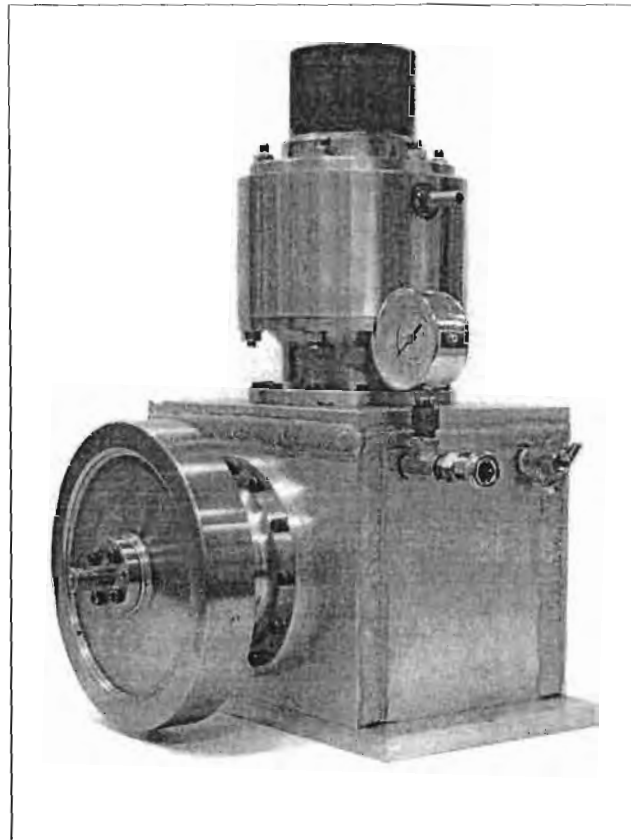
ก.) มุมมองด้านหน้าเครื่องยนต์

ข.) มุมมองด้านข้างเครื่องยนต์



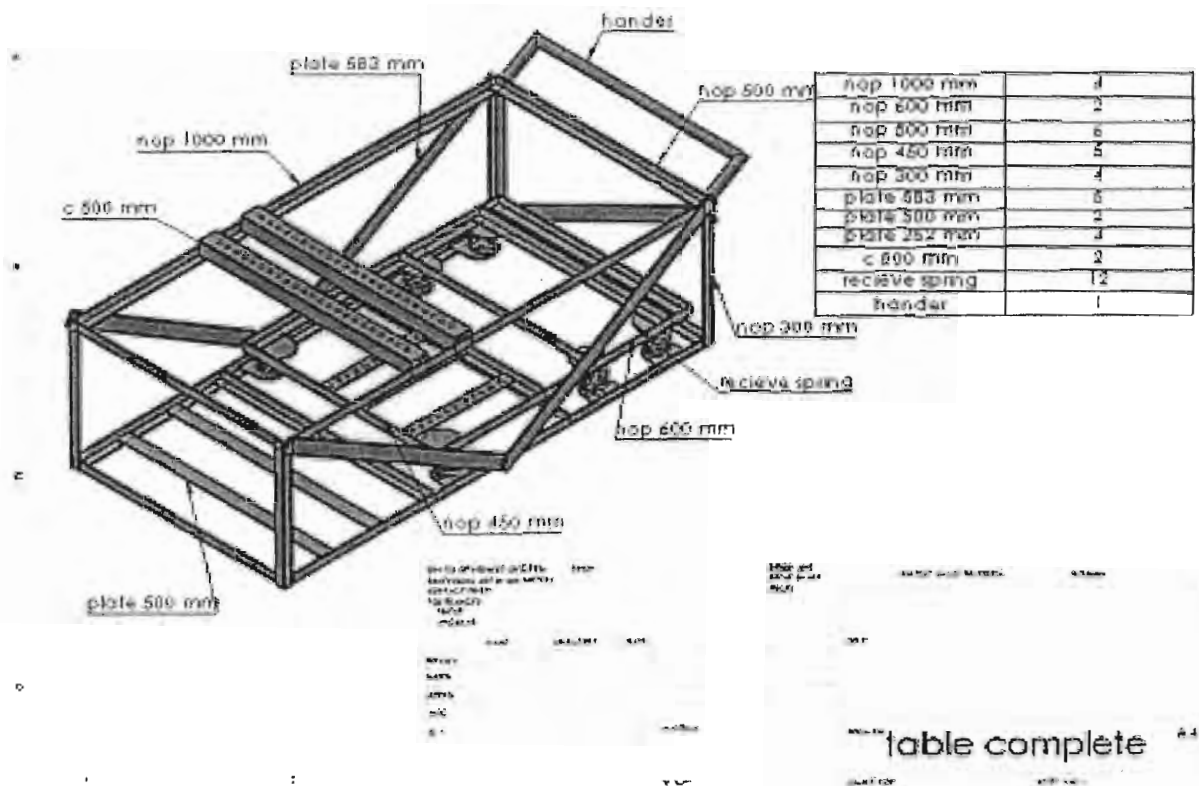
ค.) มุมมองด้านบนเครื่องยนต์

รูปที่ ก-1 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงในมุมมองด้านต่างๆของเครื่องยนต์



รูปที่ ก-2 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงต้นแบบ

ภาคผนวก ข แบบแปลนเซสซี

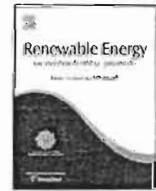


ภาคผนวก ค การตีพิมพ์เผยแพร่

บทความเรื่อง . Design and performance of a moderate temperature difference Stirling engine.

ตีพิมพ์ในวารสาร/หนังสือ Renewable Energy ปี ค.ศ. 2011 Vol. 36 เลขหน้า 1728-1733

(ตั้งเอกสารแนบ)



## Design and performance of a moderate temperature difference Stirling engine

Angkee Sripakagorn\*, Chana Srikam

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chulalongkorn University, Phaya Thai Road, Wang Mai, Pathum Wan, Bangkok 10330, Thailand

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received 1 July 2010

Accepted 11 December 2010

Available online 3 January 2011

#### Keywords:

Stirling engine  
Concentrating solar power  
Distributed generation  
Solar energy  
Parabolic trough

### ABSTRACT

The present work developed a prototype Stirling engine working at the moderate temperature range. This study attempts to demonstrate the potential of the moderate temperature Stirling engine as an option for the prime movers for Concentrating Solar Power (CSP) technology. The heat source temperature is set to 350–500 °C to resemble the temperature available from the parabolic trough solar collector. This moderate temperature difference allows the use of low cost materials and simplified mechanical designs. With the consideration of local technological know how and manufacturing infrastructure, this development works with a low charged pressure of 7 bar and uses air as a working fluid. The Beta-type Stirling engine is designed and manufactured for the swept volume of 165 cc and the power output of 100 W. The performance of engine is evaluated at different values of charge pressures and wall temperatures at the heater section. At 500 °C and 7 bar, the engine produces the maximum power of 95.4 W at 360 rpm. The thermal efficiency is 9.35% at this maximum power condition. Results show that the moderate temperature operation offers a clear advantage in terms of the specific power over the low temperature operation. In terms of the West number, the present work demonstrated that the moderate temperature difference operations could offer the performance on par with the high temperature operations with more simple and less costly development.

© 2010 Elsevier Ltd. All rights reserved.

### 1. Introduction

Presently, the situation of electricity production consists of central power plants and distributed generation systems. For either case, renewable energy resources is one of the solutions to reduce the dependency on petroleum import, to increase the energy efficiency and to avoid the confrontations or conflicts usually arisen from the building of new large power plants based on fossil fuel. Undeniably, for a tropical country such as Thailand, solar energy is the renewable energy resources with the largest potential [1]. There is, however, a huge gap between the technical potential and the practical utilization of solar energy. According to the Ministry of energy of Thailand, the target for solar energy use in 2011 is a mere 45 MW from the present accumulated installation of 30 MW. One of the reasons behind the stagnant growth of solar energy utilization is the limitation of technological options. Presently, the technologies to harvest solar energy are rather limited to photovoltaic systems. The recent commercial successes in Europe and Mediterranean, however, have brought attentions to another option namely the solar thermal technologies or Concentrating Solar Power (CSP) [2–4]. On a smaller scale, the choices of the prime

movers currently under development for CSP installations that generate from 1 to 100 kW of electricity include the Rankine cycle [5], the organic Rankine cycle [6–10] and the Stirling engine [11,12].

The present study focuses on the Stirling engine development. There are two major directions of the Stirling engine development; the high temperature and the low temperature designs. The high temperature design represents the benchmark for the solar-to-electricity conversion efficiency at 29.4%. Nevertheless, it comes at the cost that can be as high as 10,000 \$/kW compared to 3000\$/kW for the photovoltaic systems [2,12]. In contrary, the low temperature designs are currently developed to harness the low-grade heat at low cost [13–17]. However, the low temperature difference makes the efficiency and the specific power very small compared to the high temperature design. These limitations make it difficult for the low temperature design to work with the solar collectors while resulting in a reasonably modular and less costly installation. This work proposes that the moderate temperature is where the balance is. The higher efficiency and the specific power compared to the low temperature design allow a reduction in the cost of the solar field. The moderate temperature avoids the expensive alloys and complex design required in the high temperature design hence brings down the cost. This is in line with Tlili [22] who indicated that, to be competitive in small scale generations, Stirling engine working with average concentration ratio is the optimum choice. With 1-axis tracking parabolic trough, the operating temperature is

\* Corresponding author. Tel.: +662 2186595; fax: +662 2522889.  
E-mail address: [angkee.s@gmail.com](mailto:angkee.s@gmail.com) (A. Sripakagorn).

typically 300–390 °C [23] where the maximum temperature up to 550 °C is in commercial development [24].

There are few research works in the moderate temperature range. Kongtragool and Wongwiset [17] demonstrated the performance of gamma-type Stirling engines with single-acting, twin power piston and four power pistons. The maximum power output reached 32.7 W for the four power piston version at 500 °C heater temperature under atmospheric pressure. Ishiki [18] studied on the atmospheric Beta-type Stirling engine using a pin-fin array heat exchanger. The engine yielded 91 W shaft output at 362 °C heater temperature. Karabulut [20,21] mentioned the limitations on the weight and volume the Rhombic drive placed on the solar dish application based on Stirling engines. They proceed to investigate the performance of the Beta-type Stirling engine based on a novel lever-controlled mechanism. The maximum power output is 183 W using helium at a moderate 4 bar charge pressure with no separate regenerator used.

The present work describes the design and construction of a Stirling engine developed for the moderate temperature range (350–500 °C). The engine prototype is experimentally evaluated such that the potential of the moderate temperature Stirling engine can be demonstrated. The performance of the engine is compared with results from related studies.

## 2. Design

The aim of this work directs toward the moderate temperature difference design. The hot end temperature is thus designed between 350 and 500 °C. The maximum power is set to 100 W for a compact prototype engine. This work opts for a relatively low charged pressure of 7 bar which also help limiting the size and weight of this prototype. In addition to the containment issues, the safety issue regarding the use of hydrogen is also concerned. As a result, air is selected as the working fluid. For a Stirling engine, there are three basic configurations namely alpha, beta and gamma configurations to choose from. The first consideration is the compactness of the engine package. This aspect rules out the alpha configuration. The gamma configuration yield a slight advantage over the beta configuration in terms of ease of construction due to two separate volumes in which the displacer and the power piston move. The dead volume associated with the connection between the two volumes in gamma configuration, however, compromises the effective expansion temperature and hence the efficiency of the engine [25]. The present work employs the beta configuration.

A first estimation of performance of a Stirling engine is typically obtained from the empirical West equation:

$$W_N = \frac{L_S}{P_m V_{SE} n \left( \frac{T_h - T_c}{T_h + T_c} \right)} \quad (1)$$

The West number,  $W_N$ , is 0.35 for engines rated below 5 kW and is 0.25 for engines rated between 5 and 150 kW [26,27]. The performance of developmental engines, however, rarely reached the level prescribed by the West number. However, it can be noticed that, for the design purposes, there is no formal guideline to indicate the running speed required for the use of the West formula.

Iwamoto [28] proposed a method to estimate the output power and the running speed at the same time based on a set of nondimensional parameters. From experimental data of many engines, Iwamoto arrived at two empirical relationships:

$$L_{S,\max} = 0.24 n_{opt}^* \quad (2)$$

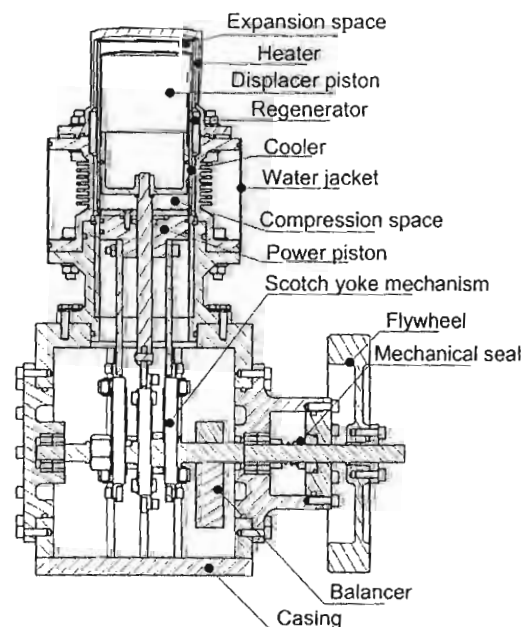
$$n_{opt}^* = 6.8 \times 10^{-5} S^{*0.6} \quad (3)$$

**Table 1**  
Engine specifications.

Engine type	Beta
Working gas	Air
Maximum charged pressure	7 bar
Displacer: swept volume	165 cc
Displacer: bore × stroke	74 mm × 37 mm
Power piston: swept volume	165 cc
Power piston: bore × stroke	74 mm × 37 mm
Heater section dead volume	20 cc
Heater: design/surface area	Slot/877.8 cm <sup>2</sup>
Cooler section dead volume	16.5 cc
Cooler: design/surface area	Slot/708.4 cm <sup>2</sup>
Regenerator matrix	#80 Stainless steel mesh
Regenerator porosity	75%
Regenerator section dead volume	47 cc
Compression ratio	1.61
Heating method	Electrical heaters
Cooling method	Water jacket

where  $n_{opt}^*$  is the optimum dimensionless engine speed at the condition of the maximum dimensionless output power  $L_{S,\max}^*$ . As a result, a designer can estimate more accurately the swept volume and the running speed at the same time from a given set of design specifications. Following the method of Iwamoto, the present work arrived at the swept volume for the expansion space at 165 cc and the engine speed of 627 rpm using the design specifications described earlier. The low speed operation translates to the low flow friction loss for the present air charged engine.

From the preliminary sizing of the engine provided by the method of Iwamoto, detailed sizing was performed via the thermodynamic and heat transfer analysis. This work employed the “simple” calculation routine from Urieli [29]. The code involved solving derivative equations describing the flow and energy coming in and out of the different volumes of the Stirling engine. The set of equations allows the simple pressure loss, heat transfer, and indicated power to be determined. As a result, the sizing of the heater, cooler and regenerator volumes can be specified. The final specifications of the engine are provided in Table 1.



**Fig. 1.** Details of the Stirling engine.

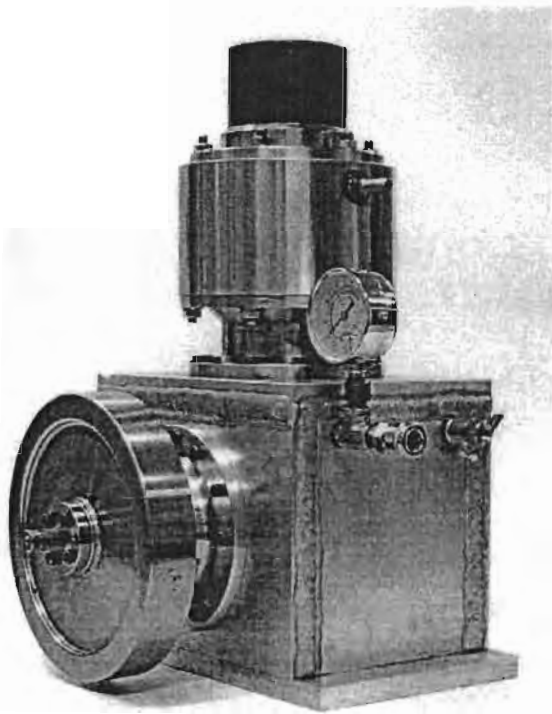


Fig. 2. The prototype Stirling engine.

3. Engine construction

The engine structure is depicted in Fig. 1. The drive mechanism creates the relative motion of the displacer and power pistons. For the compact construction with reduced side load, the Scotch yoke mechanism was adopted. The mechanism employed standard parts

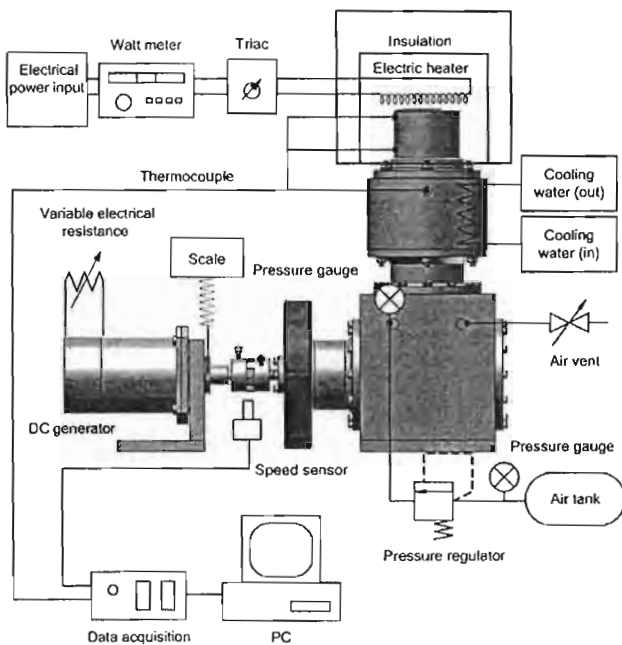


Fig. 3. The measurement system for the Stirling engine.

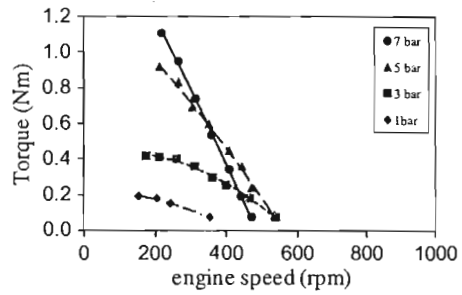


Fig. 4. Torque characteristics for the heater temperature of 350 °C.

such as linear bearing and high speed tool steel rod to minimize built time and development cost. The entire mechanism was designed to run without oil sump.

The design of the displacer for high temperature engines usually has the length to bore ratio of 3–4. For the low temperature difference design, the ratio is less than unity for enhanced heat transfer. For the present work, the ratio is 1.35. For ease of construction and reduced weight and hence inertia force, the displacer is built from aluminum. The clearance space between the displacer and the cylinder liner is 0.5 mm. Due to the moderate temperature difference design; the thermal expansion of the aluminum displacer poses no problem to the engine operation. For the power piston, it must be designed to withstand the pressure difference hence the power conversion from the gas processes. The piston ring must also minimize the leakage through the piston clearance such that the output power is maximized. Designed to work without lubrication, this engine use PTFE piston ring which has the low coefficient of friction and can withstand the temperature up to 300 °C. The clearance between the piston and the liner is 0.04 mm. The cylinder liner is turned from a common steel pipe. The liner bore is surface hardened with nitriding process to ensure long life. For the relative motion between the displacer and power pistons, the cast iron displacer rod is suspended by a brass bush. This combination results in good lubricating properties.

The expansion space above the displacer and the compression space above the power piston are connected by three heat exchanger sections. For compact yet enhanced heat transfer, the slot configuration is selected for the heater and cooler sections. The slots with 3 mm depth and 0.5 mm width are machined along the heater and cooler wall using wire cut technique. The heater section is machined from stainless steel 304 while the cooler section employs aluminum 7075 for enhanced heat conduction to the outside surface. The regenerator matrix consists of #80 stainless steel mesh. The heater section is heavily insulated on the outside using ceramic fiber to minimize heat transfer loss to the environment. The cooler section employed a simple water jacket to dissipate the heat rejected from the engine.

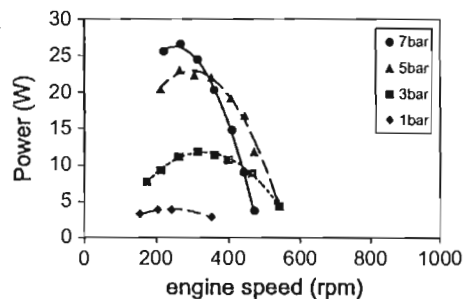


Fig. 5. Power characteristics for the heater temperature of 350 °C.



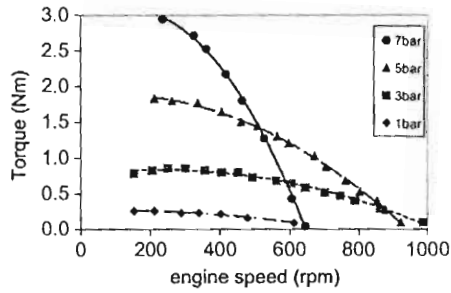


Fig. 6. Torque characteristics for the heater temperature of 500 °C.

The casing is built from aluminum sheet welded together. Although this results in a rather bulky dimension, it is considered optimum choices compared to metal casting considering availabilities of local manufacturing facility and the cost for building the present prototype. For the assembly of engine components, this engine uses synthetic fluorocarbon O-rings for the static seals. These rings are able to withstand up to 300 °C. The only dynamic seal is at the output shaft. The stainless steel and carbon mating parts are chosen for the mechanical seal combination being able to withstand the maximum of 13 bar pressure. The prototype Stirling engine developed in this work is depicted in Fig. 2.

4. Experimental setup and test Procedure

This work attempts to explore the performance of moderate temperature Stirling engine at different values of the charge pressures and wall temperatures at the heater section. The electric heater is employed as a heat source. To simulate the use in solar application, the heater wall temperature is set in between 350 and 500 °C. The heater section including the electric heater is insulated from the environment using layers of ceramic fiber. The input power to the heater is measured using a true rms Watt meter, Yokogawa WT1030. The surface temperatures are measured using type K thermocouples. The charged pressure is provided to the engine via an air compressor with a pressure regulator. The water jacket at the cooler section is supplied to maintain the temperature at the cooler section at 35 °C for all tests. The experimental setup is illustrated in Fig. 3.

The engine is connected to a 120 W DC generator. The generator is connected to an electronic load such that the engine load can be adjusted accurately. To measure the shaft power output, the generator is carried on a cradle such that it is free to rotate. A torque arm attached to the generator provides a measurement of the shaft torque via a calibrated scale. With the running speed available from a tachometer, the shaft power output can be determined.

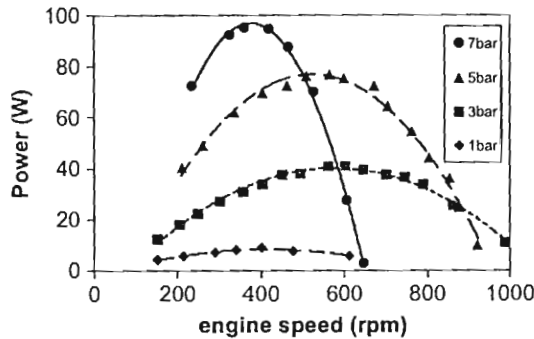


Fig. 7. Power characteristics for the heater temperature of 500 °C.

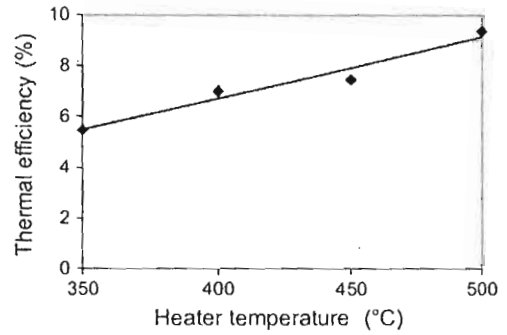


Fig. 8. Variation of the thermal efficiency with the wall temperature at the heater section.

5. Engine performance and analysis

The variations of the engine torque and power with the running speed at different pressures are shown in Figs. 4 and 5 respectively for the heater temperature of 350 °C. The torque in Fig. 4 is at its maximum at the lowest running speed for all charged pressure. This characteristic change of torque with the running speed is typical for Stirling engines [17–21]. From Fig. 5, the engine produces the maximum power of 3.8 W under the atmospheric pressure. The maximum power increases with the increasing pressure and reached the value of 26.6 W at 7 bar.

The corresponding torque and power data for the heater temperature of 500 °C are in Figs. 6 and 7 respectively. By increasing the temperature from 350 to 500 °C, the operating range reaches a much higher speed. It can be noticed that, with increasing charged pressure, the range of the operating speed of the engine increases from 1 to 3 bar and then decreases from 5 to 7 bar. This character can be noticed both in the case of 350 and 500 °C. The maximum torque also increases for up to 50%, i.e. from 1.77 N m to 2.94 N m at 7 bar. At 500 °C and 7 bar, the maximum power reached 95.4 W at 360 rpm.

Fig. 8 shows the maximum thermal efficiency of this engine in terms of the heater temperature. The thermal efficiency is defined as the ratio of the shaft power output to the electrical power input to the electric heater. The data for the charged pressure of 7 bar indicated that the thermal efficiency increased rather linearly with the increased temperature of the heater section and reached 9.35% at the maximum temperature of 500 °C.

To compare the performance of this engine with other studies, the dimensionless West number is depicted in Fig. 9. The West number allows an unbiased comparison of the power output of different machines with different design and operating conditions. The Carnot efficiency is plotted as the x-axis to be indicative of the temperature range of the hot end. The data is separated

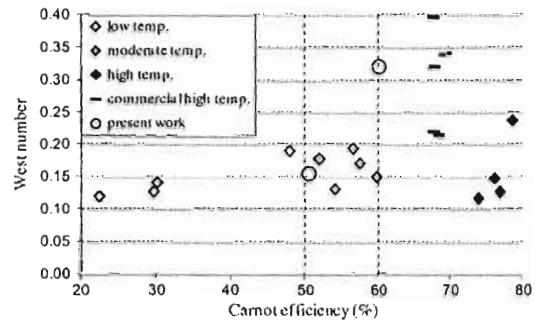


Fig. 9. The West number under different temperature range.

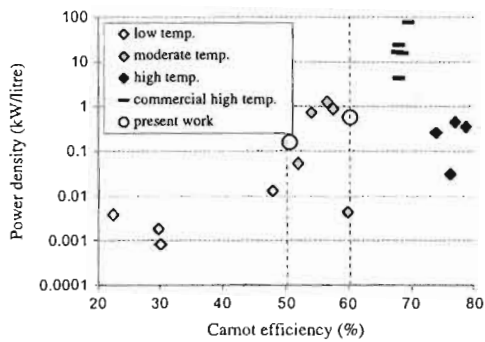


Fig. 10. The power density under different temperature range.

into three groups namely, low, moderate and high temperature difference operations. In addition to the data from academic research, data from the commercial development is also included for comparison. The numerical data and sources are available in Appendix A.

Based on low temperature of 313 K, the moderate temperature range is for the hot end temperature between 350 and 500 °C where the Carnot efficiency is between 50 and 60% respectively. The data showed that the low temperature difference engines offer a rather low value of West number. Operated at higher temperature, Stirling engines obtain the West number in the region of 0.1–0.25 for both moderate and high temperature difference operations. For commercial development, the West number can be as high as 0.4. The present work demonstrated that the moderate temperature difference operations could offer the performance on par with the high temperature operations with more simple and less costly development.

A different way to compare designs of the engines is the specific power. The ratio of the output power over the swept volume of the expansion space over a range of Carnot efficiency is provided in Fig. 10 for the same data as in Fig. 9. The observation from Fig. 10 is quite similar to that from Fig. 9. The moderate temperature operation offers a clear advantage in terms of the specific power over the low temperature operation. The data also show that, with proper design, the moderate temperature operation can be competitive to the high temperature operation.

## 6. Conclusion and outlooks

The design and performance of a moderate temperature difference Stirling engine are described. The hot end temperature is investigated between 350 and 500 °C. During the design phase, empirical relationships of Iwamoto had proved to be useful. This work opts for low cost design choices including low charged pressure, air working fluid, utilization of standard parts in construction and standard material selection. Under the atmospheric pressure, the engine produces a maximum power of 3.8 W at 205 rpm and 350 °C. At 500 °C and 7 bar charged pressure, the maximum power reached 95.4 W at 360 rpm. At this condition, the thermal efficiency is 9.35%. The dimensionless West number and the specific power demonstrated that the performance of this prototype, in terms of the power output, is on par with the high temperature design with more simple and less costly development. The results of this study indicates the advantage of the moderate temperature design of Stirling engines considering the possibility of developing local know how, utilizing low cost manufacturing and material overhead and employing local workforce.

## Acknowledgments

The authors acknowledge the partial funding for this study from the Ratchadaphiseksomphot Endowment Fund, Chulalongkorn University.

## Appendix A

The basic data acquired for the production of Figs. 9 and 10 are included here for reference.

	Power (W)	$P_m$ (bar)	$V_{SE}$ (cc)	$n$ (rpm)	$T_E$ (K)	$T_C$ (K)	$W_n$
Iwamoto [14]	150	1	40200	150	403	313	0.119
Kongtragool [19]	1.69	1	894	52.1	436	307	0.125
Kongtragool [18]	6.1	1	7391	20	439	307	0.140
Kongtragool [17]	11.8	1	894	133	589	307	0.189
Ishiki [19]	91	1	1767	500	635	305	0.176
Ecoboy (N2) [30]	60	8	81.4	1155	703	323	0.129
Ecoboy (He) [27]	102	9	81.4	1103	721	313	0.192
Ecoboy (N2) [27]	71	8	81.4	954	737	313	0.170
Kongtragool [17]	32.7	1	7391	42.1	771	310	0.148
Present work, 350 °C	26.63	7	165	267	623	308	0.153
Present work, 500 °C	95.4	7	165	360	773	308	0.320
Basic 400hp [27]	291000	110	17400	452	967	313	0.395
NS-03M [27]	3810	62	161	1401	971	313	0.319
MP1002CA [27]	250	15	59.4	1500	973	313	0.219
NS-03T [27]	4140	64	268.7	1299	991	313	0.214
GPU-3 [27]	8950	69	120	3600	1019	313	0.340
Batmaz [31]	118	2	440	1200	1223	318	0.114
Cinar [32]	128	4	276	891	1273	293	0.125
Cinar [33]	5.98	1	192	208	1273	303	0.146
Karabulut [34]	65	2.5	183	555	1373	293	0.237

## References

- [1] Ministry of energy. [www.eppo.go.th](http://www.eppo.go.th).
- [2] Mills A. Advances in solar thermal electricity technology. *Solar Energy* 2004;76:19–31.
- [3] Concentrating Solar Power – From research to implementation. European Commission, Luxembourg; Office for Official Publications of the European Communities; 2007. ISBN 978-92-79-05355-9.
- [4] Potentials of Concentrating Solar Power Technologies in Thailand. By Department of Alternative energy development and efficiency, Ministry of energy; 2006.
- [5] Newton, C.C. A Concentrated Solar Thermal Energy System. MS Thesis, Mechanical engineering, FloridaState University, (2007).
- [6] Yamamoto T, Furuhashi T, Arai N, Mori K. Design and testing of the organic Rankine cycle. *Energy* 2001;26:239–51.
- [7] Nguyen VM, Doherty PS, Riffat SB. Development of a prototype low-temperature Rankine cycle electricity generation system. *Appl Thermal Eng* 2001;21:169–81.
- [8] Quiolin, S. Experimental Study and Modeling of a Low Temperature Rankine Cycle for Small Scale Cogeneration. MS Thesis, Electro-Mechanical engineer, University of Liege, (2007).
- [9] Peterson, R.B., Wang, H., Herron, T. Performance of a small-scale regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A*, 222, (3), (2008), pp.271–282. <http://www.solarturbinegroup.org/field-sites.html>.
- [10] Tsoutsos T. Technical and economical evaluation of solar thermal power generation. *Renewable Energy* 2003;28:873–86.
- [11] Stirling engine Assessment. Palo Alto, CA: EPRI; 2002. 1007317.
- [12] Senft JR. (1991) An ultra low-temperature differential Stirling engine. In: *Proceeding of the fifth international Stirling engine conference*, paper ISEC 91032, dubrovnik, May 1991.
- [13] Iwamoto I, Toda F, Hirata K, Takeuchi M, Yamamoto T. Comparison of low- and high temperature differential Stirling engines. In: *Proceedings of the 8th International Stirling Engine Conference*, (1997), pp. 29–38.
- [14] Kongtragool B, Wongwises S. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renewable Sustainable Energy Rev* 2003;7:131–54.
- [15] Tavakolpour AR, Zomorodian A, Golneshan AA. Simulation, construction and testing of a two-cylinder solar Stirling engine powered by a flat-plate solar collector without regenerator. *Renewable Energy* 2008;33:77–87.
- [16] Kongtragool B, Wongwises S. Performance of low-temperature differential Stirling engines. *Renewable Energy* 2007;32:547–66.
- [17] Kongtragool B, Wongwises S. A four power-piston low-temperature differential Stirling engine using simulated solar energy as a heat source. *Solar Energy*; 2008.

- [19] Kongtragool B, Wongwises S. Performance of a twin power piston low temperature differential Stirling engine powered by a solar simulator. *Solar Energy* 2007;81:884–95 (2007).
- [20] Ishiki S, et al. The experimental study of atmospheric Stirling engines using pin-fin arrays' heat Exchangers. *J Power Energy Syst* 2008;2:1198–208.
- [21] Karabulut H, Aksoy F, Ozturk E. Thermodynamic analysis of a beta type Stirling engine with a displacer driving mechanism by means of a lever. *Renewable Energy* 2008;34:202–8.
- [22] Karabulut H, Cinar C, Ozturk E, Yucesu HS. Torque and power characteristics of a helium charged Stirling engine with a lever controlled displacer driving mechanism. *Renewable Energy* 2009;35.
- [23] Tlili I, Timoumi Y, Nasrallah SB. Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application. *Renewable Energy* 2008;33:1911–21.
- [24] Kalogirou SA. Solar thermal collectors and Applications. *Prog Energy Combust Sci* 2004;30:231–95.
- [25] Kearney DW. Parabolic trough collector Overview. *Parabolic trough Workshop*. NREL; 2007.
- [26] Senft JR. Ringbom Stirling engines. New York: OxfordUniversity Press; 1993.
- [27] Walker G. Stirling engines. Oxford: Clarendon Press; 1981.
- [28] Iwamoto S, Hirata K, Toda F. Performance of Stirling Engines(Arranging method of Experimental results and performance Prediction). *JSME Int Journal Ser B* 2001;44(1):140–7.
- [29] Urieli I, Berchowitz D. Stirling cycle engine analysis; 1984. Bristol.
- [30] Hirata, K., Iwamoto, S., Toda, F. and Hamaguchi, K. Performance evaluation for a 100W Stirling engine. In: Proceedings of 8th International Stirling Engine Conference (ISEC 97003), Ancona, Italy, 1997, pp. 19–28.
- [31] Batmaz I, Ustun S. Design and manufacturing of a V-type Stirling engine with double heaters. *Appl Energy* 2008;85:1041–9.
- [32] Cinar C, Karabulut H. Manufacturing and testing of a gamma type Stirling engine. *Renew Energy* 2005;30:57–66.
- [33] Cinar C, Yucesu S, Topgul T, Okur M. Beta-type Stirling engine operating at atmospheric pressure. *Appl Energy* 2005;81:351–7.
- [34] Karabulut H, Yucesu HS, Koca A. Manufacturing and testing of a V-type Stirling engine. *Turk J Eng Environ Sci* 2000;24(2).

### Glossary

- $L_s$ : output power (W)  
 $n$ : engine speed (rpm)  
 $P_m$ : mean pressure (Pa)  
 $T_E$ : expansion space temperature (K)  
 $T_C$ : compression space temperature (K)  
 $V_{SE}$ : swept volume of the expansion space (m<sup>3</sup>)  
 $W_N$ : West number