

การศึกษาวงจักรการทำงานของเครื่องยนต์แมนสันด้วยวิธีเชิงการทดลอง



เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร

ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

กุมภาพันธ์ 2554

การศึกษาวิจัยการทำงานของเครื่องยนต์แมนสันด้วยวิธีเชิงการทดลอง



เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
กุมภาพันธ์ 2554
ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

การศึกษาวงจักรการทำงานของเครื่องยนต์แมนสันด้วยวิธีเชิงการทดลอง



เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตาม

หลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

กุมภาพันธ์ 2554

ประทีป ศรีสุข. (2554). การศึกษาวิจัยการทำงานของเครื่องยนต์แมนสันด้วยวิธีเชิงการทดลอง.

ปริญญาานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ:

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ. คณะกรรมการควบคุม:

รองศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นาผล, ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.บัญญัติ คังตระกูล

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับในการออกแบบและสร้างเครื่องยนต์แมนสันมีขนาดอยู่ในห้องปฏิบัติการ โดยทดสอบหาสมรรถนะของเครื่องยนต์แมนสันที่สร้างขึ้นเพื่อให้ได้แผนภาพความดันกับปริมาตรที่แท้จริงของเครื่องยนต์แมนสัน ผลที่ได้มาเปรียบเทียบกับวิธีเชิงตัวเลขและวิธีทางอุณหพลศาสตร์ ผลจากการเปรียบเทียบผลการทดลองสอดคล้องกับวิธีเชิงตัวเลขและวิธีทางอุณหพลศาสตร์ ในการวิจัยนี้ใช้สารทำงาน คืออากาศโดยการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์เปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของมวลเชื้อเพลิงทดสอบความร้อนจากหัวเผาที่ให้กับเครื่องยนต์ได้ดังนี้ 8305.6 วัตต์, 5980 วัตต์ และ 5302 วัตต์ และเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นดังนี้ 1000 มิลลิลิตรต่อนาที, 1200 มิลลิลิตรต่อนาที 1400 มิลลิลิตรต่อนาทีและ 1600 มิลลิลิตรต่อนาที จากผลการทดลองจะได้กำลังของเครื่องยนต์ที่คำนวณจากแผนภาพอินดิเคเตอร์สูงสุด 3.43 จูล ได้กำลังเพลาสูงสุด 1.114 จูล ความเสียดทานของเครื่องยนต์สูงสุด 2.316 จูล ประสิทธิภาพเชิงกลสูงสุด 32.5 เปอร์เซ็นต์ ประสิทธิภาพความร้อนสูงสุด 0.03 เปอร์เซ็นต์

คำหลัก : เครื่องยนต์แมนสัน, เครื่องยนต์อากาศร้อน, เครื่องยนต์สันดาปภายนอก, เครื่องยนต์
วิจัยเปิด

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON MANSON ENGINE OPERATING CYCLE

AN ABSTRACT
BY
PRATHEEP SRISUK



Presented in Partial Fulfillment of the Requirements for the
Master of Engineering Degree in Mechanical Engineering
at Srinakharinwirot University

February 2011

Pratheep Srisuk. (2011). *Experimental investigation on Manson engine operating cycle*. Master thesis, M.Eng. (Mechanical Engineering). Bangkok: Graduated School, Srinakharinwirot University. Advisor Committee: Assoc. Prof Dr.Paisarn Naphon, Asst. Prof. Dr. Dr. Bancha Kongtragool.

In this research, a laboratory-scaled Manson engine was designed and constructed. The performance of this engine was tested by using the actual pressure and volume diagram. The test results were compared with the numerical and thermodynamic analysis. The results were good agreed with the numerical and thermodynamic analysis. This engine used air as working fluid. The engine test was carried-out by using the heat from a gas burner of 8305.6, 5980 and 5302 W. The cooling water flow rates used in the engine test were 1000, 1200, 1400 and 1600 ml/min. Results from the engine test indicated the maximum indicated power, the maximum brake power, the maximum friction power, the maximum mechanical efficiency and the maximum thermal efficiency was 3.43 J, 1.114J, 2.316J, 32.5% and 0.03%, respectively.

Keywords: Manson engine / Hot air engine / External combustion engine / Open engine cycle

ปริญญาานิพนธ์
เรื่อง
การศึกษาวัจจกรการทำงานของเครื่องยนต์แมนสันด้วยวิธีเชิงทดลอง
ของ
ประทีป ศรีสุข

ได้รับอนุมัติจากบัณฑิตวิทยาลัยให้นับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
ของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

..... คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย
(รองศาสตราจารย์ ดร.สมชาย สันติวัฒนกุล)
วันที่..... เดือน พ.ศ. 2554

คณะกรรมการควบคุมปริญญาานิพนธ์

คณะกรรมการสอบปากเปล่า

..... ประธาน
(รองศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นามผล)

..... ประธาน
(รองศาสตราจารย์ ดร. สมิทธ์ เขียมสะอาด)

..... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.บัญญัติ คังตระกุล)

..... กรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นามผล)

..... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.บัญญัติ คังตระกุล)

..... กรรมการ
(ดร.ประชา บุญยานิชกุล)

ประกาศคุณูปการ

ผู้วิจัยขอขอบพระคุณรองศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นาผล ประธานกรรมการควบคุมการทำ
ปริญญาบัตรที่ให้โอกาสในการทำวิจัยเรื่องนี้ และขอขอบคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์.ดร.ปัญญา คัง
ตระกูล เตื้อเพื่อห้องปฏิบัติการทดลองเครื่องยนต์แมนสันและเครื่องทดลองต่างๆ พร้อมทั้งให้ความรู้
และคำแนะนำจนปริญญาบัตรฉบับนี้สำเร็จลงได้ด้วยดี และช่วยแก้ไขปัญหาต่างๆที่เกิดขึ้นในการทำ
ปริญญาบัตรจนเสร็จสมบูรณ์

ขอขอบพระคุณ คณาจารย์จาก กองวิชาวิศวกรรมเครื่องกล รร.จปร. และคณาจารย์จาก
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ที่ให้ความรู้และคำแนะนำอันเป็น
ประโยชน์ต่องานวิจัยเป็นอย่างดี

ท้ายสุดผู้วิจัยขอขอบพระคุณพ่อแม่ ที่ได้อบรมสั่งสอนและให้กำลังใจตลอดจนสนับสนุนใน
การศึกษาและให้คำแนะนำที่เป็นประโยชน์เป็นอย่างยิ่ง และขอขอบคุณ เพื่อนๆ ที่ให้ความช่วยเหลือ
และความร่วมมือเป็นอย่างดีในการทำวิจัยนี้

ประทีป ศรีสุข

สารบัญ

บทที่	หน้า
1 บทนำ.....	1
ความสำคัญและที่มาของปัญหา.....	1
วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย.....	3
ขอบเขตของโครงการวิจัย.....	3
ประโยชน์และผลที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
2 งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	4
การทบทวนเอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	4
พัฒนาการของเครื่องยนต์แมนสัน.....	5
การปรับปรุงด้านการออกแบบ.....	5
พารามิเตอร์เดิมของเครื่องยนต์แมนสัน.....	9
ข้อสรุปจากการทบทวนวรรณกรรม.....	10
แนวความคิดในการพัฒนาเครื่องยนต์แมนสัน.....	11
ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	14
สมการของสภาพของไอดีลแก๊ส.....	14
พื้นฐานเครื่องยนต์.....	20
การออกแบบพื้นฐานของเครื่องยนต์.....	26
สมบัติทางเลขาคณิตของเครื่องยนต์แบบลูกสูบ.....	27
เครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	29
เครื่องยนต์แมนสัน.....	36
3 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง.....	40
อุปกรณ์ในการทดลอง.....	42
เครื่องมือวัดและชุดควบคุม.....	43
วิธีการทดลอง.....	49

สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
4 การวิเคราะห์วัฏจักรแมนสัน.....	51
การวิเคราะห์โดยวิธีเชิงตัวเลข.....	58
การวิเคราะห์โดยวิธีอุณหพลศาสตร์.....	71
5 ผลและการวิเคราะห์.....	82
การเปรียบเทียบแรงบิดที่ใช้พลังงานความร้อนคงที่โดยมีการเปลี่ยนแปลงอัตรา ไหลของน้ำหล่อเย็น.....	83
การเปรียบเทียบกำลังที่ใช้พลังงานความร้อนคงที่แตกต่างโดยมีอัตราไหลคงที่....	84
การเปรียบเทียบประสิทธิภาพความร้อนที่ใช้พลังงานความร้อนเข้าที่แตกต่างกัน.....	85
การเปรียบเทียบผลการทดลอง.....	88
6 สรุปและข้อเสนอแนะ.....	89
ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยในอนาคต.....	90
บรรณานุกรม.....	91
ภาคผนวก.....	93
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	94
ตารางแสดงผลการทดลอง.....	100
ประวัติย่อผู้วิจัย.....	106

บัญชีตาราง

ตาราง	หน้า
1 แสดงผลการทดลองของเครื่องยนต์แมนสัน.....	57
2 แสดงผลการทดลองวิธีเชิงตัวเลขของเครื่องยนต์แมนสัน.....	70
3 แสดงผลการวิเคราะห์อุณหพลศาสตร์.....	81
4 แสดงผลการเปรียบเทียบผลการทดลอง.....	88
5 แสดงผลการทดลองพลังงานเข้าเครื่องยนต์แมนสัน 5,302.8 W.....	100
6 แสดงผลการทดลองพลังงานเข้าเครื่องยนต์แมนสัน 5,980 W.....	104
7 แสดงผลการทดลองพลังงานเข้าเครื่องยนต์แมนสัน 8,305.6 W.....	105



บัญชีภาพประกอบ

ภาพประกอบ	หน้า
1 ภาพตัดเครื่องยนต์แมนสันดั้งเดิม (A.D. Manson, 1952).....	4
2 เครื่องยนต์แมนสันอย่างง่ายของ Steve Truscott.....	6
3 เครื่องยนต์แมนสันอย่างง่ายของ E. Schmidt.....	7
4 เครื่องยนต์แมนสันที่ใช้ Transferator ของ Ken Boak.....	7
5 เครื่องยนต์แมนสันที่ใช้ Transferator และลูกสูบกำลังแบบปลดของ Ken Boak.....	8
6 เครื่องยนต์แมนสันที่ใช้ Transferator ของ Steve Truscott.....	9
7 เครื่องยนต์แมนสันในจังหวัดได้กำลังจากการขยายตัว.....	12
8 เครื่องยนต์แมนสันในจังหวัดได้กำลังจากการดูด.....	12
9 แสดงตัวอย่างรูปร่างของเครื่องยนต์แมนสัน.....	13
10 แสดงการเปลี่ยนแปลงสภาพของไอดีลแก๊ส.....	14
11 แสดงกระบวนการปริมาตรคงที่.....	15
12 แสดงกระบวนการความดันคงที่.....	16
13 แสดงกระบวนการอุณหภูมิคงที่.....	17
14 แสดงกระบวนการไอเซ็นโทรปิก.....	18
15 แสดงกระบวนการโปรลีโทรปิก.....	19
16 ตัวอย่างของกราฟระหว่างความดันและปริมาตรของเครื่องยนต์สันดาปภายใน.....	21
17 แผนภาพแสดงไดนาโมมิเตอร์แบบเชือกมัด (Rope brake).....	23
18 แสดงสมบัติทางเรขาคณิตของระบบลูกสูบ ลูกสูบ ก้านสูบ และเพลลาข้อเหวี่ยง.....	28
19 รูปแบบลักษณะทางกลของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง.....	31
20 การทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมา.....	34
21 วัฏจักรสเตอร์ลิงและคาร์โนต์	35
22 ภาพตัดของเครื่องยนต์แมนสันดั้งเดิม.....	36
23 แสดงภาพประกอบเครื่องยนต์แมนสันในการออกแบบ.....	40
24 แสดงภาพประกอบเครื่องยนต์แมนสันในการสร้างจริง.....	41
25 แผนภาพแสดงเครื่องมือวัดสำหรับการเขียนแผนภาพความดัน กับ ปริมาตร.....	42

บัญชีภาพประกอบ(ต่อ)

ภาพประกอบ	หน้า
26 แสดงแผงเครื่องมือวัด.....	43
27 แสดงลักษณะการติดตั้ง Proximity sensor	44
28 แสดงลักษณะการติดตั้งเทอร์โมคัพเปิล	44
29 แสดงลักษณะการติดตั้ง Endcoder	45
30 แสดงลักษณะการติดตั้ง Pressure transmitter	45
31 แสดงชุดแปลงสัญญาณ แรงดันกับองศาของเพลลาข้อเหวี่ยง.....	46
32 แสดงแบบวงจรชุดแปลงสัญญาณ แรงดันกับองศาของเพลลาข้อเหวี่ยง.....	46
33 แสดงแหล่งจ่ายไฟ ชุดแปลงสัญญาณ	47
34 น้ำมัน.....	47
35 หม้อน้ำระบายความร้อน.....	48
36 แสดงลักษณะการวัดความร้อนในระบบอกสูบ.....	48
37 แสดงห้องปฏิบัติการทดสอบเครื่องยนต์.....	49
38 สมบัติทางเรขาคณิตของกระบอกสูบ ลูกสูบก้านสูบและเพลลาข้อเหวี่ยง.....	51
39 แสดงตำแหน่งลูกสูบเครื่องยนต์แมนสัน สภาวะที่ 1 กับ สภาวะที่ 4.....	52
40 แสดงตำแหน่งลูกสูบเครื่องยนต์แมนสัน สภาวะที่ 2 กับ สภาวะที่ 3.....	52
41 แผนภาพอินดิเคเตอร์ที่แท้จริงของเครื่องยนต์แมนสันในช่องร้อน.....	53
42 แผนภาพอินดิเคเตอร์ วิธีเชิงตัวเลขของเครื่องยนต์แมนสัน.....	66
43 แผนภาพอินดิเคเตอร์ วิธีเชิงตัวเลขของเครื่องยนต์แมนสัน (ปริมาตร).....	66
44 แผนภาพP-V ไดอะแกรมวิเคราะห์แบบเทอร์โมไดนามิกส์.....	77
45 กราฟแสดงการเปรียบเทียบแรงบิดที่ใช้พลังงานความร้อนคงที่ 5,302 W	83
46 กราฟแสดงการเปรียบเทียบกำลังที่ใช้พลังงานความร้อนที่แตกต่างกัน.....	84
47 กราฟแสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพความร้อน.....	85
48 แผนภาพอินดิเคเตอร์ที่แท้จริงของเครื่องยนต์แมนสัน.....	86
49 แผนภาพอินดิเคเตอร์ วิธีเชิงตัวเลขของเครื่องยนต์แมนสัน.....	87

บทที่ 1

บทนำ

1. ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

การที่ประเทศไทยของเรา มีการพัฒนาในทุก ๆ ด้านได้นั้น ทางด้านอุตสาหกรรม ซึ่งอาจจะถือว่าเป็นด้านที่สำคัญอีกด้านหนึ่งของประเทศ มีการนำเข้ามาซื้อเพลิงเพื่อมาใช้ในการขับเคลื่อนการพัฒนาภายในประเทศเป็นจำนวนมาก ประกอบด้วยสถานการณ์ปัจจุบันราคาน้ำมันในตลาดโลกมีราคาที่ผันผวน และขึ้นลงอยู่ตลอดเวลาโดยมีแนวโน้มที่จะมีราคาสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง จึงได้มีการพยายามที่จะพัฒนาเทคโนโลยี และหาพลังงานชนิดอื่นเพื่อมาทดแทน การสร้างเครื่องยนต์หรือเครื่องจักรที่ให้อำนาจงานที่มาจากพลังงานทดแทนชนิดอื่น ก็เป็นอีกหนึ่งทางเลือกนั้น โดยมองหาจากพลังงานจากธรรมชาติชนิดอื่น เช่น พลังงานแสงอาทิตย์ ซึ่งมีอยู่มากและมีอยู่ทั่วไป อีกทั้งยังไม่ก่อให้เกิดปัญหาทางด้านมลพิษต่อสิ่งแวดล้อมโดยได้มีการศึกษาและพัฒนาการนำพลังงานแสงอาทิตย์มาใช้อย่างต่อเนื่องในรูปแบบต่าง ๆ เช่น การทำน้ำร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์ หรือการอบด้วยความร้อน เป็นต้น ทางด้านการพัฒนาเครื่องยนต์ที่ใช้พลังงานทดแทนก็คือ การนำความร้อนจากแสงอาทิตย์มาใช้ในการขับเคลื่อนของวัฏจักรของเครื่องยนต์ โดยอาศัยอุปกรณ์ที่เรียกว่า แผงโซลาร์เซลล์ มาแปลงเป็นกระแสไฟฟ้าไปใช้ขับเคลื่อนยานยนต์ เป็นต้น เป็นที่ทราบกันดีแล้วว่าทรัพยากรพลังงานบรรพชีวินมีปริมาณจำกัดและในปัจจุบันมีปริมาณลดลงอย่างต่อเนื่องจนเป็นสิ่งที่ขาดแคลนและจะหมดสิ้นไปในอนาคต การหาแหล่งพลังงานทดแทนพลังงานบรรพชีวินจึงเป็นสิ่งที่ควรจะต้องให้ความสนใจ นอกจากนี้การใช้พลังงานบรรพชีวินโดยมีการเผาไหม้นั้นยังส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมด้วย โดยเฉพาะอย่างยิ่งมลพิษจากไอเสียของเครื่องยนต์สันดาปภายในที่ใช้กับยานยนต์ และเครื่องต้นกำลังของโรงไฟฟ้าพลังความร้อน

เครื่องยนต์สันดาปภายในนอกจากจะสามารถใช้พลังงานความร้อนได้หลากหลายชนิดแล้ว ยังสามารถควบคุมให้เกิดการเผาไหม้อย่างสมบูรณ์ได้ง่ายกว่าเครื่องยนต์สันดาปภายในอีกด้วย ดังนั้นการพัฒนาเครื่องยนต์ความร้อนที่เป็นเครื่องยนต์สันดาปภายในซึ่งสามารถใช้พลังงานหมุนเวียนจึงเป็นประโยชน์ต่อการแก้วิกฤตพลังงานและสิ่งแวดล้อมในอนาคต

การวิจัยนี้เกิดขึ้นจากแนวคิดที่จะพัฒนาเครื่องยนต์สันดาปภายในที่สามารถนำไปใช้ได้ในการผลิตกำลังกล โดยเครื่องยนต์ความร้อนที่จะพัฒนาขึ้นนี้ต้องไม่เป็นอันตรายต่อสิ่งแวดล้อมและสามารถใช้พลังงานหมุนเวียนเป็นแหล่งพลังงานป้อนเข้า ผลลัพธ์ที่ได้นอกจากจะมีส่วนช่วยในการอนุรักษ์พลังงานและสิ่งแวดล้อมซึ่งเป็นปัญหาหลักของโลกในปัจจุบันแล้วยังเป็นแนวทางในการพัฒนา

ทางด้านพลังงานทางเล็อกอีกด้วย ด้วยเหตุนี้จึงมีความสนใจที่จะศึกษาเครื่องยนต์แมนสัน (Manson engine)

เครื่องยนต์แมนสันเป็นเครื่องยนต์สันดาปภายนอกชนิดหนึ่ง เครื่องยนต์ชนิดนี้สามารถใช้เชื้อเพลิงจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงได้แทบทุกชนิดรวมทั้งพลังงานแสงอาทิตย์ ดังนั้นจึงสามารถทำให้เกิดการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ได้ง่ายกว่าเครื่องยนต์สันดาปภายในทั่วไป โดยเฉพาะเมื่อใช้พลังงานแสงอาทิตย์เป็นเชื้อเพลิงจะไม่ก่อให้เกิดมลพิษใดๆ ออกมาเลย

เครื่องยนต์แมนสันเป็นเครื่องยนต์อากาศร้อน (Hot-air engine) ชนิดหนึ่งในเครื่องยนต์ความร้อนที่ทำงานตามวัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์ทั้งหลาย โดยใช้หลักการของการขยายตัวของอากาศทำให้เกิดงานคล้ายคลึงกับหลักการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง เครื่องยนต์แมนสันถูกประดิษฐ์ขึ้นเป็นครั้งแรกในปี ค.ศ. 1952 โดย A. D. Manson และตีพิมพ์เผยแพร่เป็นครั้งแรกใน *Newnes Practical Mechanics* ฉบับเดือนมีนาคม ปี ค.ศ. 1952 หน้าที่ 193

เครื่องยนต์แมนสันใช้หลักการง่ายๆที่ว่า เมื่ออากาศถูกทำให้ร้อนขึ้นมันจะขยายตัว และการขยายตัวนี้สามารถใช้ไปทำให้ลูกสูบเคลื่อนที่ภายในกระบอกสูบจากศูนย์ตายบนสู่ศูนย์ตายล่าง จากนั้นเมื่ออากาศถูกทำให้เย็นตัวลง มันจะหดตัว เกิดสุญญากาศภายในกระบอกสูบ ลูกสูบก็จะเคลื่อนที่กลับด้วยความดันของบรรยากาศ เมื่อต่อลูกสูบเข้ากับก้านสูบ, เพลาข้อเหวี่ยงและล้อช่วยแรงก็จะทำให้งานกลในการเคลื่อนที่ของลูกสูบ เปลี่ยนไปเป็นการหมุนของเพลาข้อเหวี่ยง ซึ่งจะสามารถนำไปใช้ประโยชน์ในการขับเคลื่อนเครื่องจักรกลต่างๆได้ เช่นนำไปใช้กับเครื่องสูบน้ำหรือเครื่องกำเนิดไฟฟ้า เป็นต้น

คุณลักษณะเด่นของเครื่องยนต์แมนสันก็คือต้องการชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่เพียง 3 ชิ้นส่วนในการทำให้เกิดงาน คือลูกสูบ, ก้านสูบ และล้อตุนกำลัง เป็นลดความซับซ้อนของกลไกเครื่องยนต์ เครื่องยนต์แมนสันสามารถพิจารณาได้ว่าเป็นเครื่องยนต์ที่มีโครงสร้างอย่างง่ายโดยมีชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่น้อยที่สุดในบรรดาเครื่องยนต์ความร้อนแบบลูกสูบทั้งหลาย

คุณลักษณะเด่นที่น่าสนใจอีกประการหนึ่งของเครื่องยนต์แมนสันก็คือ การสันดาปเกิดขึ้นภายนอกกระบอกสูบ เพราะฉะนั้นจึงสามารถใช้เชื้อเพลิงเป็นวัสดุที่เผาไหม้ได้อะไรก็ได้ รวมถึงความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์ด้วย

อีกคุณลักษณะเด่นหนึ่งที่น่าจะสำคัญที่สุดของเครื่องยนต์แมนสันก็คือ ภายในการทำงานหนึ่งวัฏจักรจะได้งานถึงสองครั้ง คือ ได้งานทุกครั้งที่ถูกสูบเคลื่อนที่ระหว่างศูนย์ตายบนกับศูนย์ตายล่าง ซึ่งลักษณะเด่นข้อนี้เป็นที่ต้องการอย่างยิ่งและไม่มีในเครื่องยนต์อื่นๆ

จากลักษณะเด่นต่างๆที่กล่าวมาแล้วนี้เป็นเหตุผลที่เครื่องยนต์แมนสันสมควรจะถูกศึกษาในรายละเอียดต่างๆรอบด้าน เพื่อพัฒนาไปสู่การผลิตพลังงานอย่างยั่งยืนจากแหล่งพลังงานทดแทน เช่น

ใช้พลังงานแสงอาทิตย์เป็นแหล่งพลังงานความร้อนป้อนเข้าเครื่องยนต์ และถ่ายทอดเทคโนโลยีไปสู่ภาคเกษตรกรรมและอุตสาหกรรมในขั้นต่อไป

วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย

1. เพื่อศึกษาวัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์ของเครื่องยนต์แมนสันในเชิงการทดลอง
2. เพื่อศึกษาการวิเคราะห์วัฏจักรของเครื่องยนต์แมนสันด้วยวิธีการเชิงตัวเลข
3. เพื่อศึกษาการวิเคราะห์วัฏจักรของเครื่องยนต์แมนสันด้วยวิธีการทางอุณหพลศาสตร์

ขอบเขตของโครงการวิจัย

1. เป็นการศึกษาทางด้านการทดลอง โดยออกแบบสร้างเครื่องยนต์แมนสัน ที่มีขนาดอยู่ในระดับห้องปฏิบัติการจำนวน 1 เครื่องแล้วทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์แมนสันที่สร้างขึ้น เพื่อให้ได้แผนภาพความดันกับปริมาตรที่แท้จริงของเครื่องยนต์แมนสัน
2. ใช้วิธีการเชิงตัวเลขวิเคราะห์วัฏจักรของเครื่องยนต์แมนสันเปรียบเทียบกับแผนภาพความดันกับปริมาตรที่แท้จริง
3. ใช้วิธีการทางอุณหพลศาสตร์วิเคราะห์วัฏจักรของเครื่องยนต์แมนสันเปรียบเทียบกับวิธีการเชิงตัวเลข
4. ใช้อากาศเป็นสารทำงานในเครื่องยนต์แมนสันที่สร้างขึ้น
5. ใช้วัสดุดิบและชิ้นส่วนมาตรฐานที่หาได้ง่ายทั่วไปในการสร้างเครื่องยนต์ให้มากที่สุด เพื่อให้สามารถถ่ายทอดเทคโนโลยีไปสู่ภาคเกษตรกรรมและชนบทได้ง่าย

ประโยชน์และผลที่คาดว่าจะได้รับ

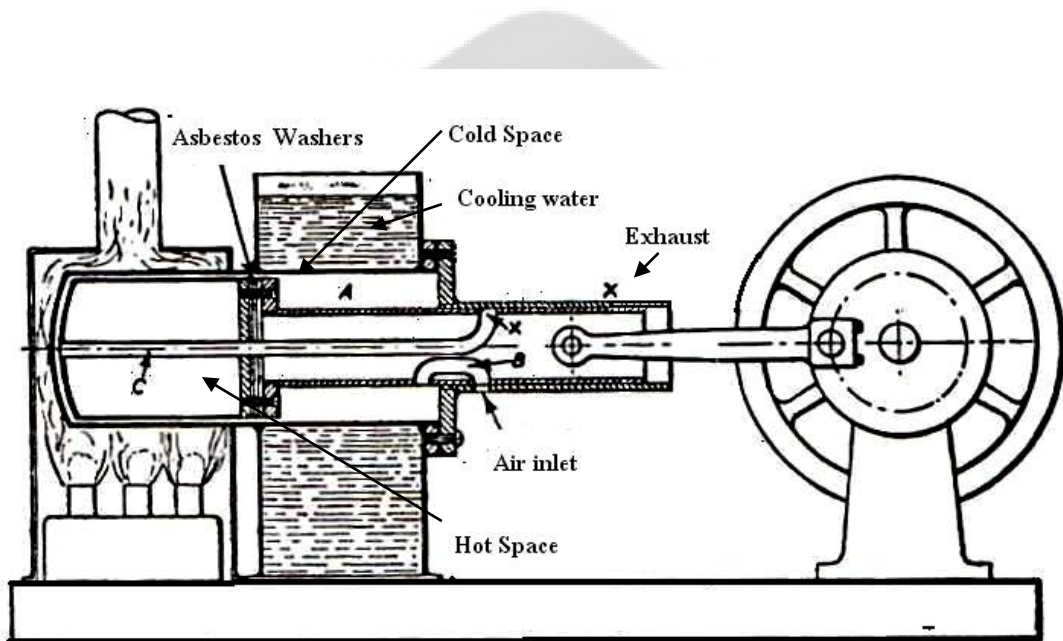
1. ได้องค์ความรู้ใหม่ที่สามารถนำไปใช้ในการวิเคราะห์วัฏจักรของเครื่องยนต์แมนสันซึ่งเป็นประโยชน์อย่างยิ่งในการออกแบบและพยากรณ์กำลังที่จะได้รับจากเครื่องยนต์แมนสัน
2. ได้ข้อมูลในรูปพารามิเตอร์ในการออกแบบเพื่อนำไปใช้ในการออกแบบเครื่องยนต์แมนสันในขนาดที่ใหญ่ขึ้นในขั้นต่อไป
3. ได้ข้อมูลจากการทดลองเพื่อพิสูจน์ยืนยันการใช้งานได้และความคุ้มค่าในการเปลี่ยนรูปพลังงานความร้อนเป็นงานกลของเครื่องยนต์แมนสัน

บทที่ 2

งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

1. การทบทวนเอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ภาพประกอบ 1 แสดงเครื่องยนต์แมนสันเครื่องแรกที่ดีพิมพ์ใน Newnes Practical Mechanics จากรูปนี้จะสังเกตเห็นได้ว่าดิสเพลสเซอร์ (Displacer) หรือทรานสเฟอร์ (Transferor) ในเครื่องยนต์แมนสันถูกต่อโดยตรงเข้ากับลูกสูบกำลัง (Power piston) เป็นชุดเดียวกัน



ภาพประกอบ 1 ภาพตัดเครื่องยนต์แมนสันดั้งเดิม (A.D. Manson, 1952)

ที่มา: Newnes Practical Mechanics March 1952. P. 193.

จากลักษณะเด่นต่างๆที่กล่าวมาแล้วนี้เป็นเหตุผลที่เครื่องยนต์แมนสันสมควรจะถูกศึกษาในรายละเอียดต่างๆรอบด้าน เพื่อพัฒนาไปสู่การผลิตพลังงานอย่างยั่งยืนจากแหล่งพลังงานทดแทนในการสร้างโมเดลเครื่องยนต์แมนสันจะยึดขนาดของเครื่องยนต์แมนสันดั้งเดิม แต่มีการออกแบบลูกสูบกำลังใหม่โดยดิสเพลสเซอร์กับลูกสูบกำลังต่อกันเป็นชุดเดียวกันและรูที่ใช้ระบายให้อากาศเข้าและออกที่ลูกสูบอยู่ในช่องเดียว ระบบจะระบายความร้อนโดยใช้น้ำหมุนเวียนในระบบเพื่อช่วยให้อากาศระบายความร้อนได้ดียิ่งขึ้น

พัฒนาการของเครื่องยนต์แมนสัน

เครื่องยนต์แมนสันในช่วงแรกถูกสร้างเป็น เครื่องยนต์ขนาดเล็ก (Model engine) มีการพัฒนาเครื่องยนต์แมนสันดังต่อไปนี้:

สตีฟ ทรัสคอต . (Steve Truscott, 2000) ได้สร้างเครื่องยนต์แมนสันขึ้นมาเครื่องหนึ่ง เขาทำแบบจำลองการทำงานของเครื่องยนต์เครื่องนี้ด้วยโปรแกรม Excel และใช้ Pressure transducer, ADC, PIC micro และเครื่องคอมพิวเตอร์ส่วนบุคคลเพื่อพล็อตแผนภาพความดันกับปริมาตรของเครื่องยนต์

จีอ็อบ บาร์เลทท์. (Geoff Bartlett, 2000) แห่ง Birmingham, UK ได้สร้างเครื่องยนต์เครื่องยนต์แมนสันขนาดความจุกระบอกสูบ 7 cc ซึ่งหมุนด้วยความเร็ว 800-1000rpm ขึ้นมาเครื่องหนึ่ง ปัจจุบัน Bartlett กำลังศึกษาการควบคุมวัฏจักรแมนสันโดยใช้ลินุกซ์ เขาสร้างเครื่องยนต์ที่ใหญ่ขึ้นสำหรับวัตถุประสงค์นี้

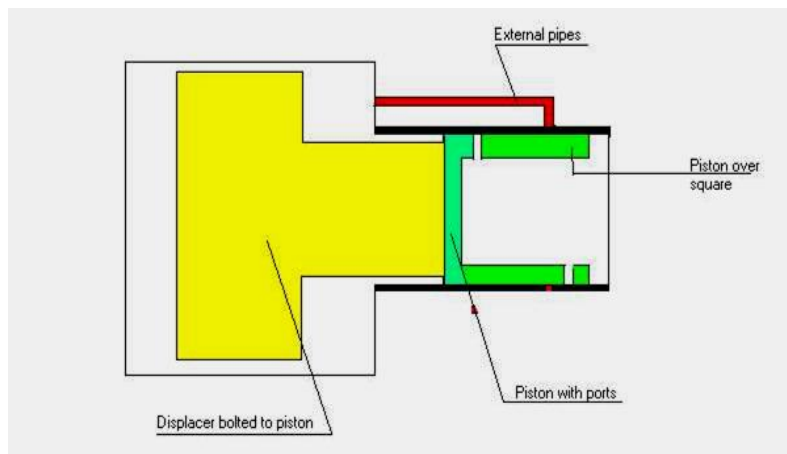
จูเลียน วูด. (Julian Wood, 2000) แห่ง Sterling Stirling (UK) ได้ผลิตเครื่องยนต์แมนสันขนาดเล็กขึ้นมาคู่หนึ่งและเขาหวังที่จะขายเครื่องยนต์แบบนี้ในราคาที่สมเหตุสมผล

โอลี เบิร์ด. (Ole Berge, 2000) แห่ง Minnesota USA ได้สร้างเครื่องยนต์ขนาดใหญ่ที่คล้ายกับของแมนสันขึ้นมาเครื่องหนึ่ง และเครื่องยนต์เครื่องนี้ถูกนำออกแสดงที่ Lake Itasca

เคน โบค. (Ken Boak, 2000) เริ่มงานสร้างเครื่องยนต์สำหรับการทดลองโดยใช้ Transferator แทนดีสเพลสเซอร์ธรรมดา เขายังมีแนวคิดสำหรับเครื่องยนต์แมนสันสมรรถนะสูง โดยใช้ลักษณะที่แตกต่างเป็นพิเศษจากวัฏจักรแมนสันพื้นฐาน

การปรับปรุงด้านการออกแบบ

การปรับปรุงการออกแบบของเครื่องยนต์แมนสันสามารถทำได้หลากหลาย ตัวอย่างการปรับปรุงการออกแบบตัวอย่างหนึ่งเป็นของ Steve Truscott ซึ่งแสดงไว้ในภาพประกอบ 2 เขาได้เสนอการออกแบบเครื่องยนต์แมนสันที่แตกต่างออกไปจากเครื่องยนต์แมนสันดั้งเดิม โดยดัดแปลงลูกสูบกำลังให้เป็นลูกสูบกลวงเปิด ที่กระโปรงลูกสูบมีช่องติดกับช่องระบายอากาศเจาะผ่านผนังกระบอกสูบและติดตั้งท่อระบายอากาศไว้ข้างนอกกระบอกสูบดังแสดงไว้ในภาพประกอบ 2 ส่วนบนของกระบอกสูบด้านบนเป็นช่องร้อน ส่วนล่างของกระบอกสูบด้านบนเป็นช่องเย็น



ภาพประกอบ 2 เครื่องยนต์แมนสันอย่างง่ายของ Steve Truscott

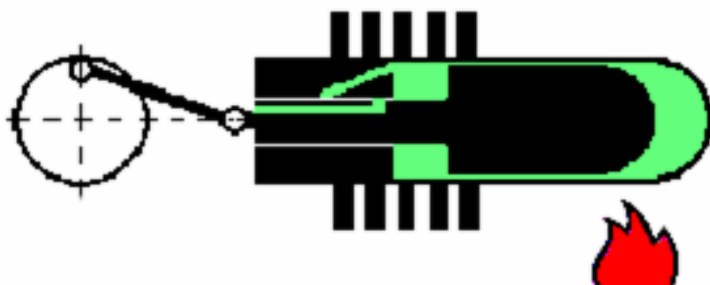
ที่มา: Steve Truscott. (2000). Wastewatts Manson cycle Engines: unpagged.

ภาพประกอบ 2 แสดงตำแหน่งที่ลูกสูบอยู่ที่ศูนย์ตายล่าง ช่องดูดที่กระโปรงลูกสูบจะเปิดท่อที่ต่อไปสู่กระบอกสูบด้านบน ทำให้กระบอกสูบด้านบนเปิดสู่อากาศ เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ไปตำแหน่งอื่นกระบอกสูบด้านบนจะถูกปิดไม่ให้เปิดสู่อากาศอย่างมีประสิทธิภาพ เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ไปอยู่ที่ศูนย์ตายบน ช่องระบายจะเปิดกระบอกสูบด้านบนผ่านช่องว่างกลางของลูกสูบออกสู่อากาศ

การทำงานของเครื่องยนต์แมนสันของ Truscott ยังคงเหมือนกับเครื่องยนต์แมนสันดั้งเดิม เว้นเสียแต่ถ้าเป็นเครื่องยนต์ที่มี Crankcase การระบายอากาศร้อนจะระบายสู่ Crankcase ของเครื่องยนต์ และการดูดอากาศเข้าเครื่องยนต์จะดูดจาก Crankcase ของเครื่องยนต์เช่นเดียวกัน

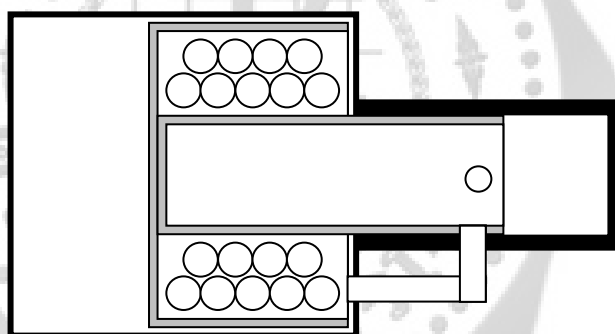
Crankcase ควรจะมีปริมาตรภายในมาก ดีเสียว่ามีปริมาตรเป็นสิบเท่าของปริมาตรกวาดของลูกสูบ เพื่อให้ Crankcase ทำหน้าที่เป็น Buffer space Crankcase ที่มีปริมาตรน้อยเกินไปจะทำให้เกิด Pumping losses ใน Crankcase สูงมาก อย่างไรก็ตาม ข้อดีของการมี Crankcase ก็คือมันจะทำหน้าที่เป็น Gas spring เก็บพลังงานจากการเคลื่อนที่ลงมาของลูกสูบแล้วปลดปล่อยพลังงานที่เก็บไว้นี้ออกในจังหวะที่ลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้น

เครื่องยนต์แมนสันที่มีรูปแบบอย่างง่ายที่สุดคือเครื่องยนต์แมนสันของ E. Schmidt แห่งเยอรมัน เครื่องยนต์นี้ใช้ระบายที่ลูกสูบช่องเดียว ดังแสดงในภาพประกอบ 3



ภาพประกอบ 3 เครื่องยนต์แมนสันอย่างง่ายของ E. Schmidt

ที่มา: E. Schmidt. (2000). E. Schmidt Stirling Engines: unpagged.



ภาพประกอบ 4 เครื่องยนต์แมนสันที่ใช้ Transferator ของ Ken Boak

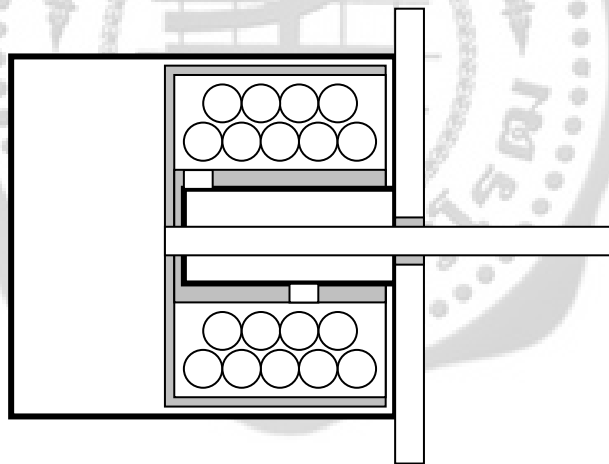
ที่มา: Ken Boak. (2000). Manson engine: unpagged.

ตัวอย่างการปรับปรุงการออกแบบอีกตัวอย่างหนึ่งเป็นของ Ken Boak ต่อมาในภายหลัง Boak ได้ปรับปรุงการออกแบบเพิ่มเติมโดยใช้ Transferator ที่มีรูปร่างคล้ายถ้วยแทนดิสเพลสเซอร์แบบดั้งเดิมดังแสดงไว้ในภาพประกอบ 4 Transferator เป็นคำที่ John Bourne ใช้เรียกถ้วยปากเปิดน้ำหนักเบา ที่ทำหน้าที่แทนดิสเพลสเซอร์ธรรมดาในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบเบต้าในปี ค.ศ. 1977 เนื่องจาก Transferator ทำหน้าที่เป็นทั้งทรานสเฟอร์และรีเจนเนอเรเตอร์ (Regenerator)

ข้อดีของการปรับปรุงการออกแบบนี้ก็คือสามารถสร้าง Transferator ให้มีน้ำหนักเบาได้ เนื่องจากไม่มีความดันกระทำกับ Transferator ปากเปิดเหมือนกับดิสเพลสเซอร์ปิดแบบดั้งเดิม มีผลทำให้มวลที่เคลื่อนที่แบบไป-กลับลดน้อยลง และมีข้อดีอีกประการหนึ่งคือสามารถใส่ Cooler กับ ลูกสูบกำลังไว้ภายในช่องว่างของ Transferator ทำให้ความยาวของกระบอกสูบลดลง เครื่องยนต์จะกะทัดรัดขึ้น

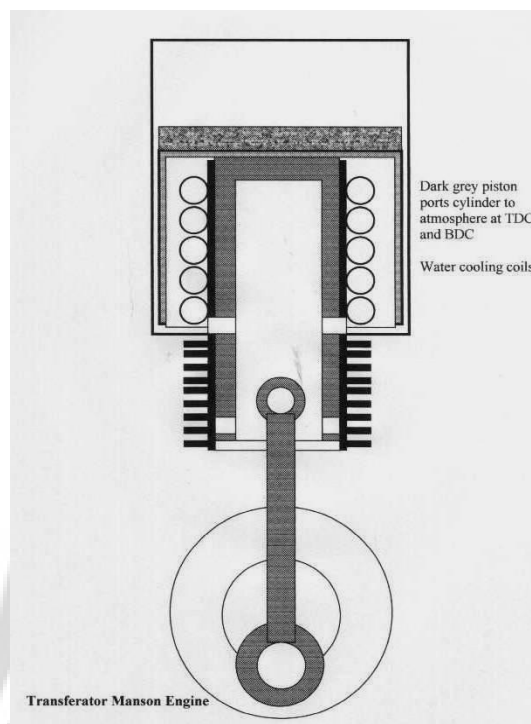
นอกจากนี้ Boak ยังเปลี่ยนการออกแบบลูกสูบกำลังให้เป็นลูกสูบแบบปลอก (External type sleeve piston) เพื่อลดมวลที่เคลื่อนที่ไป-กลับให้น้อยลงไปอีก ดังแสดงไว้ในภาพประกอบ 5 โดย ลูกสูบนี้นวมอยู่กับเสาค้ำซึ่งทำจากท่อที่ปิดด้านบนแต่เจาะรูใส่ Oilite bush ไว้เพื่อเป็นรูนำทางของก้านสูบให้ก้านสูบเคลื่อนที่ผ่านไปได้ เสาค้ำนี้ถูกยึดอยู่กับที่โดยมี Oilite bush อยู่ทั้งที่ปลายด้านบนและปลายด้านล่าง ถ้าวัสดุที่ใช้ทำลูกสูบกำลังมีสัมประสิทธิ์การขยายตัวสูงกว่าวัสดุที่ทำเป็นเสาค้ำ ลูกสูบจะไม่ติดเมื่อเครื่องยนต์ร้อนจัดอีกด้วย

Truscott ได้ออกแบบเครื่องยนต์แมนสันโดยใช้ Transferator เช่นกัน เครื่องยนต์ของเขาได้แสดงไว้ในภาพประกอบ 6 ลูกสูบของเครื่องยนต์นี้ยังคงเป็นแบบ 2 ช่อง



ภาพประกอบ 5 เครื่องยนต์แมนสันที่ใช้ Transferator และลูกสูบกำลังแบบปลอกของ Ken Boak

ที่มา: Ken Boak. (2000). Manson engine: unpagged.



ภาพประกอบ 6 เครื่องยนต์แมนสันที่ใช้ Transferor ของ Steve Truscott

ที่มา: Steve Truscott. (2000). Wastewatts Manson cycle Engines: unpagued.

พารามิเตอร์เดิมของเครื่องยนต์แมนสัน

พารามิเตอร์ในการออกแบบที่แสดงในรูปมิติที่สำคัญของเครื่องยนต์แมนสันดั้งเดิมคือ เมื่อ $D = 2$ in

1. ความโตของกระบอกสูบดิสเพลสเซอร์ D in.
2. ความยาวของดิสเพลสเซอร์ D in.
3. ความยาวของลูกสูบกำลัง $13D/5$ in.
4. ความโตของลูกสูบกำลัง $9D/16$ in.
5. ความยาวของกระบอกสูบ $25D/16$ in.
6. ความโตของกระบอกสูบ $9D/16$ in.
7. ความยาวของก้านสูบ $7D/4$ in.

8. ความโตของล้อช่วยแรงโดยประมาณ $5D/2$ in.
9. ความโตของเพลลาข้อเหวี่ยง $5D/32$ in.
10. ความโตของสลักข้อเหวี่ยง $D/8$ in.
11. ความโตของ Small end $3D/32$ in.
12. ความโตของรูระบายไอเสีย $D/8$ in.
13. Clearance หัวดิสเพลสเซอร์ $D/32$ in.
14. Clearance ด้านข้างดิสเพลสเซอร์ $D/32$ in.

เครื่องยนต์แมนสันดั้งเดิมมีอัตราส่วนการอัด (Compression ratio) ซึ่งเป็นอัตราส่วนระหว่างปริมาตรกวาดของดิสเพลสเซอร์กับลูกสูบกำลัง $CR = (102.96 \text{ cc}) / (32.578 \text{ cc}) = 3.16$ โดยอัตราส่วนระหว่างระยะชักกับความโตของดิสเพลสเซอร์เป็น $S_p/D_p = 1$ และของลูกสูบกำลังเป็น $S_p/D_p = 1.778$ อัตราส่วนระหว่างความโตของดิสเพลสเซอร์กับลูกสูบกำลัง $D_o/D_p = 1.778$ หรือ $D_p/D_o = 0.5625$

เนื่องจากดิสเพลสเซอร์ในเครื่องยนต์แมนสันถูกต่อโดยตรงเข้ากับลูกสูบกำลัง ซึ่งลูกสูบกำลังนี้ต้องการขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางที่เหมาะสม เมื่อเทียบกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของดิสเพลสเซอร์ เพื่อให้ได้งานจากการขยายตัวของอากาศมากที่สุด ถ้าลูกสูบกำลังเล็กเกินไปก็จะได้แรงดันน้อย แต่ถ้าลูกสูบใหญ่เกินไปก็จะมีปริมาตรแทนที่ในช่องเย็นมาก ทำให้ปริมาตรของอากาศในช่องเย็นที่เคลื่อนย้ายไปสู่ห้องร้อนทำให้เกิดการขยายตัวมีอยู่น้อยตามไปด้วย จะเห็นได้ว่าจะต้องมีอัตราส่วนระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางของดิสเพลสเซอร์กับลูกสูบกำลังที่เหมาะสมอยู่บางค่า

โดยการใช้ Steve Truscott's Manson Calculator พบว่าเส้นผ่านศูนย์กลางที่เหมาะสมของลูกสูบกำลังจะมีค่าเป็น 46% ของเส้นผ่านศูนย์กลางดิสเพลสเซอร์ ($D_p/D_o = 1/2.175 = 0.46$) โดยประมาณ ช่องวงแหวนระหว่างดิสเพลสเซอร์กับฝาห้องร้อนควรมีค่าประมาณ $1/32$ นิ้ว ทุก 1 นิ้วของเส้นผ่านศูนย์กลางดิสเพลสเซอร์

ผู้สร้างเครื่องยนต์ในช่วงต่อมาต่อมาไม่ได้ใช้พารามิเตอร์ในการออกแบบดั้งเดิมของแมนสันอย่างเคร่งครัด แต่เครื่องยนต์ที่สร้างก็ได้สมรรถนะเป็นที่น่าพอใจแม้ว่าจะใช้ $D_o/D_p = 2$ และ $S_p/D_p = 1$ การศึกษายังพบว่ามีผู้สร้างสร้างเครื่องยนต์โดยใช้ $S_p/D_p = 0.6, 0.714$ และ 0.721

ข้อสรุปจากการทบทวนวรรณกรรม

แม้ว่าเครื่องยนต์แมนสันจะถูกประดิษฐ์ขึ้นมาในช่วงเวลาที่ไม่ยาวนานนัก เป็นที่รู้จักกันในแวดวงแคบของเหล่าวิศวกรแบบจำลอง (Model engineer) จำนวนน้อยและยังไม่มีทฤษฎีหรือการวิเคราะห์

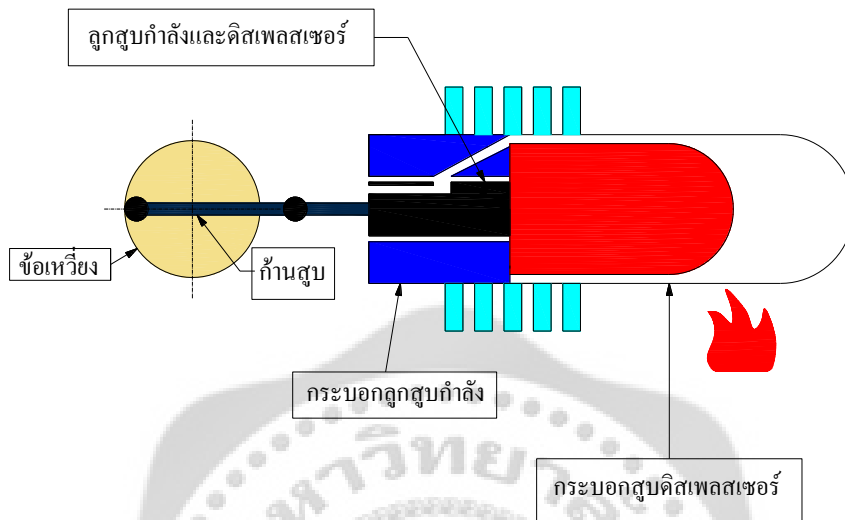
ทางอุณหพลศาสตร์เป็นที่เปิดเผยในวรรณกรรมเปิด แต่เครื่องยนต์นี้ก็มีคุณค่าควรแก่การสนใจ เพราะเครื่องยนต์มีกลไกอย่างง่าย มีชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่เพียง 3 ชิ้นเท่านั้น มีจังหวะกำลังถึง 2 ครั้งในแต่ละวัฏจักร ซึ่งน่าจะทำได้กำลังมากกว่าเครื่องยนต์แบบลูกสูบทำงานด้านเดียว (Single acting) ทั่วไป นอกจากนี้ เนื่องจากเครื่องยนต์แมนสันเป็นเครื่องยนต์สันดาปภายนอก จึงสามารถใช้พลังงานความร้อนจากแหล่งพลังงานทดแทนหรือพลังงานหมุนเวียนได้ ถึงแม้ว่าจะมีการเผาไหม้แต่การสันดาปภายนอกจะสามารถทำให้เกิดการสันดาปอย่างสมบูรณ์ได้โดยง่าย เครื่องยนต์แมนสันจึงเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมมากกว่าเครื่องยนต์สันดาปภายในที่ใช้กันอยู่ในปัจจุบัน และถ้าใช้พลังงานแสงอาทิตย์ก็จะมีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมเลย

รายละเอียดของเครื่องยนต์แมนสันที่กล่าวมาแล้วนี้เป็นเครื่องยนต์ขนาดเล็กที่วิศวกรแบบจำลองสร้างขึ้น ในการสร้างเครื่องยนต์เพื่อศึกษาในทางวิศวกรรมความร้อนจะต้องมีขนาดใหญ่พอสมควรเพื่อที่จะสามารถติดตั้งเครื่องมือวัดที่จำเป็นสำหรับการทดสอบหาสมรรถนะของเครื่องยนต์ได้ อย่างไรก็ตาม การขยายขนาดของเครื่องยนต์จะต้องใช้หลักการของ Similarity มาพิจารณาด้วย

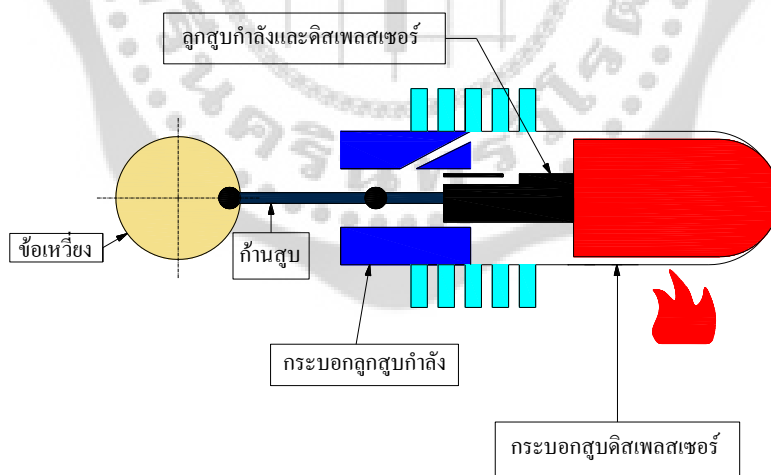
แนวความคิดในการพัฒนาเครื่องยนต์แมนสัน

จากการศึกษาที่ผ่านมาจะเห็นได้ว่าเครื่องยนต์แมนสันมีคุณค่าควรแก่ความสนใจที่จะพัฒนาต่อไป เพื่อแก้ปัญหาวิกฤติพลังงานและสิ่งแวดล้อมในอนาคต จากการสืบค้นงานในอดีตไม่ปรากฏว่ามีผู้ใดศึกษาเกี่ยวกับการวิเคราะห์วัฏจักรของเครื่องยนต์แมนสันเลย ด้วยเหตุนี้จึงมีความสนใจที่จะศึกษาวัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์ของเครื่องยนต์แมนสันในเชิงการทดลอง

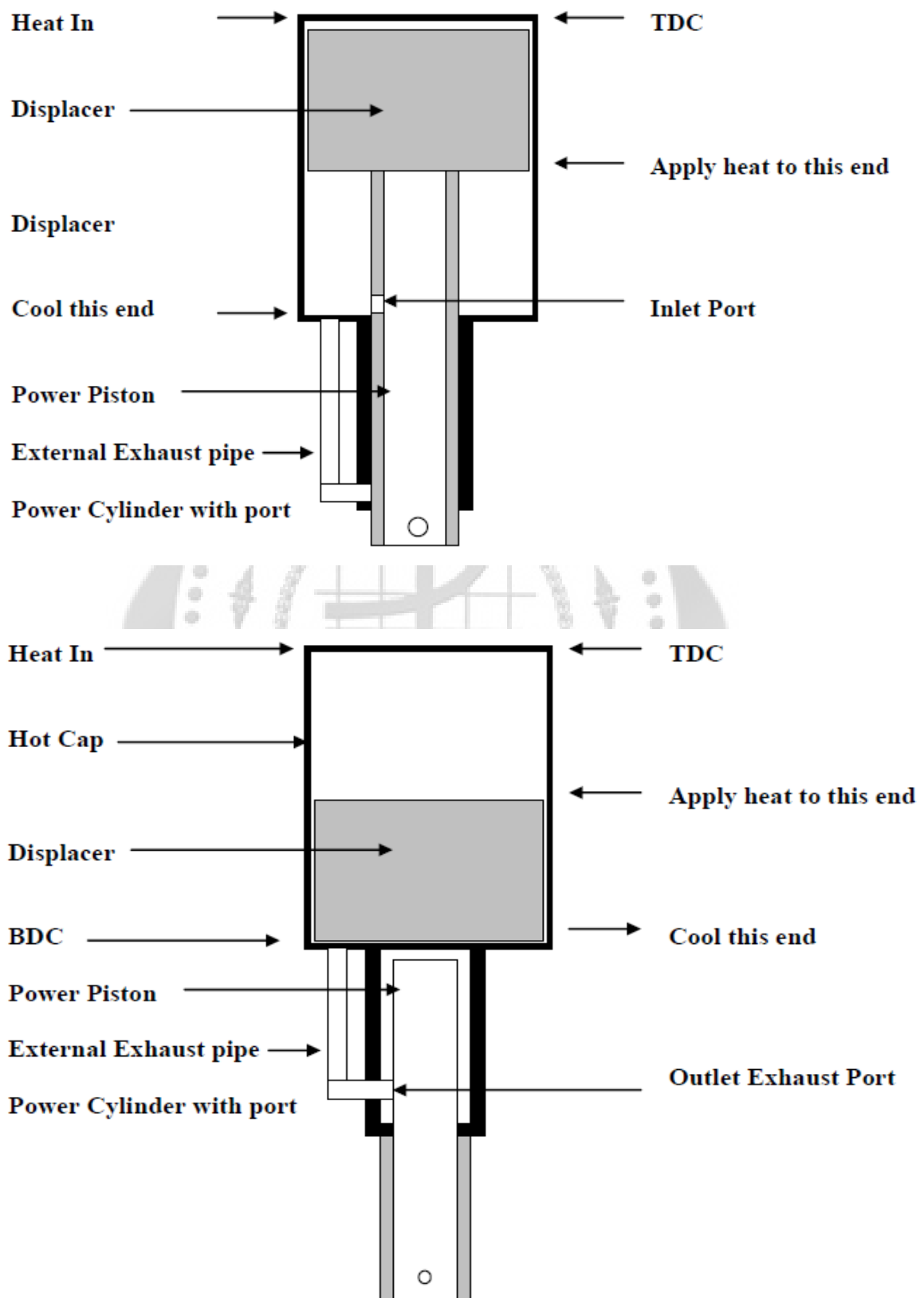
ในการวิจัยนี้เป็นเพียงการศึกษาทางด้านการทดลองเบื้องต้นเท่านั้น ดังนั้นเพื่อความสะดวกในการทำงานห้องปฏิบัติการจึงใช้อิทธิพลไฟฟ้าเป็นแหล่งให้ความร้อน ส่วนแนวความคิดในการออกแบบและสร้างเครื่องยนต์นั้นจะใช้หลักการทำให้ง่ายที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ (As simple as possible, ASAP) เพื่อลดความซับซ้อนทางกลไก ด้วยเหตุนี้จึงออกแบบให้เครื่องยนต์มีรูระบายอากาศร้อนและดูดอากาศเย็นที่ลูกสูบกำลังเพียงรูเดียว (เป็นหลักการในเครื่องยนต์ของ E. Schmidt) ส่วนพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตนั้นจะให้รักษาให้ใกล้เคียงกับเครื่องยนต์แมนสันดั้งเดิมให้มากที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ ซึ่งไดอะแกรมของเครื่องยนต์ที่จะออกแบบสร้างเพื่อใช้ในการวิจัยได้แสดงไว้ในภาพประกอบ 7 และ 8



ภาพประกอบ 7 เครื่องยนต์แมนสันในจังหวะได้กำลังจากการขยายตัว



ภาพประกอบ 8 เครื่องยนต์แมนสันในจังหวะได้กำลังจากการดูด



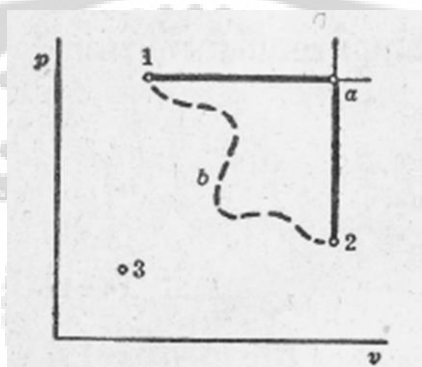
ภาพประกอบ 9 แสดงตัวอย่างรูปร่างของเครื่องยนต์แมนสัน

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 สมการของสภาพของไอเดิลแก๊ส (Equation of State of an Ideal Gas)

สมการของสภาพของไอเดิลแก๊ส หมายถึงการรวมเอากฎของบอยล์และชาลส์เข้าด้วยกัน สมมุติไอเดิลแก๊สจำนวนหนึ่งหนัก m มีสภาพอยู่ที่ จุด 1. ภายหลังแก๊สจำนวนนี้ได้เปลี่ยนแปลงสภาพไปที่จุด 2 ไปตามเส้นสมมุติอันหนึ่งคือ 1-b-2 เส้นสมมุตินี้จะเป็นในรูปใดก็ได้

เส้นในแนวระดับที่ลากจาก 1 ไปยัง a เป็นเส้นที่แสดงถึงการเปลี่ยนแปลงสภาพของแก๊ส เป็นไปอย่าง ที่มีความดันคงที่ เส้นในแนวตั้งที่ลากจาก a ไปยัง 2 เป็นเส้นที่แสดงถึงการเปลี่ยนแปลงสภาพของแก๊สเป็นไปอย่างปริมาตรคงที่



ภาพประกอบ 10 แสดงการเปลี่ยนแปลงสภาพของไอเดิลแก๊ส

เนื่องจากการลากเส้นจาก 1 ไป 2 เป็นไปในรูปใดก็ได้ เมื่อตั้งจุดใหม่ให้แก๊สจำนวนเดียวกัน เปลี่ยนสภาพจาก 1 ไป 3 จะได้ผลคือ

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_3 V_3}{T_3} \quad (2-1)$$

สรุปได้ว่า $\frac{PV}{T} = C$ คงที่

หรือ $PV = mRT = KT \quad (2-2)$

เนื่องจากเป็นระบบปิด $mR = K = \text{ค่าคงที่}$

เมื่อ

P = ความดันสมบูรณ์ของแก๊ส

V = ปริมาตรของแก๊ส

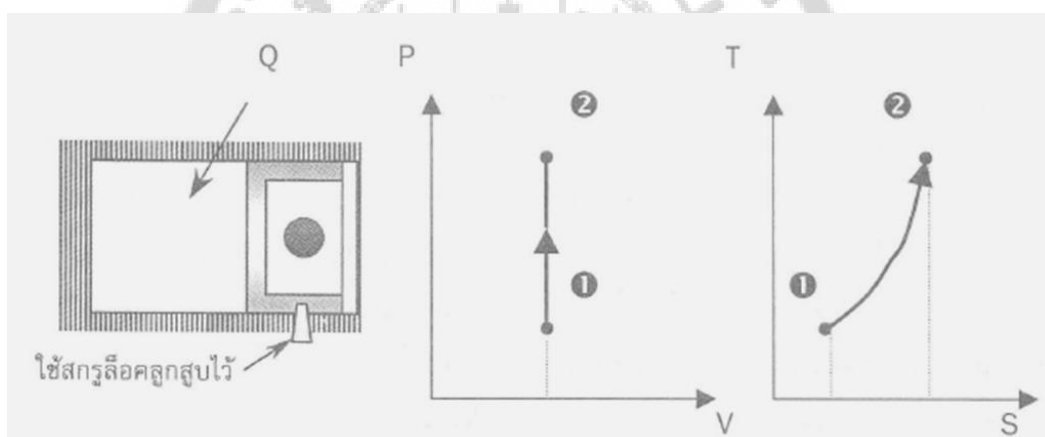
m = น้ำหนักของแก๊ส

R = ค่าคงที่ของแก๊ส

T = อุณหภูมิสมบูรณ์ของแก๊ส

1. ขบวนการที่มีปริมาตรคงที่ (constant volume process)

ขบวนการที่มีปริมาตรคงที่มีชื่อเรียกอีกอย่างหนึ่งว่า ขบวนการไอโซเมตริก (Isometric Process) หมายถึงขบวนการที่ขณะที่ตัวกลางมีการเปลี่ยนแปลงสภาพ ปริมาตรจะอยู่ในลักษณะคงที่



ภาพประกอบ 11 แสดงกระบวนการปริมาตรคงที่

กรณีเป็นงานระบบปิด ไม่มีการไหลของสารทำงานเข้าหรือออกจากระบบ จะได้ว่า

งานระบบ

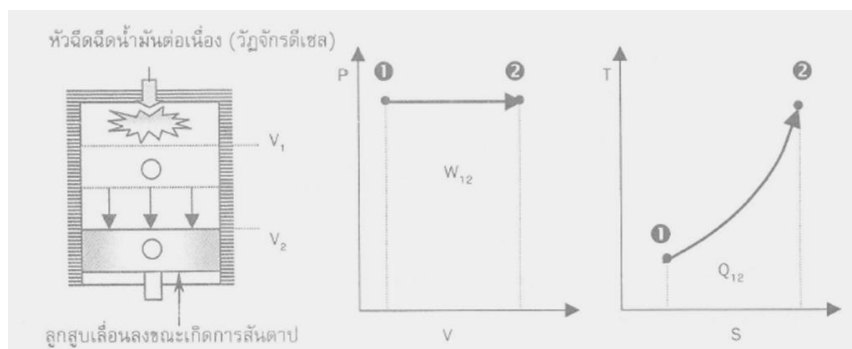
$$W = \int_1^2 PdV = 0$$

ดังนั้นจะได้

$$Q = \Delta U = mC_v \Delta T \quad (2-3)$$

2. ขบวนการที่มีความดันคงที่ (constant pressure process)

ขบวนการที่มีความดันคงที่มีชื่อเรียกอีกอย่างหนึ่งว่าขบวนการไอโซบาริก (Isobaric Process) หมายถึง ขบวนการที่ขณะเมื่อตัวกลางมีการเปลี่ยนแปลงสภาพ ความดันของตัวกลางจะอยู่ในลักษณะคงที่



ภาพประกอบ 12 แสดงกระบวนการความดันคงที่

กรณีเป็นงานระบบปิด ไม่มีการไหลของสารทำงานเข้าหรือออกจากระบบ จะได้ว่า

งานระบบ

$$W = \int_1^2 P dV = (P_2 V_2 - P_1 V_1)$$

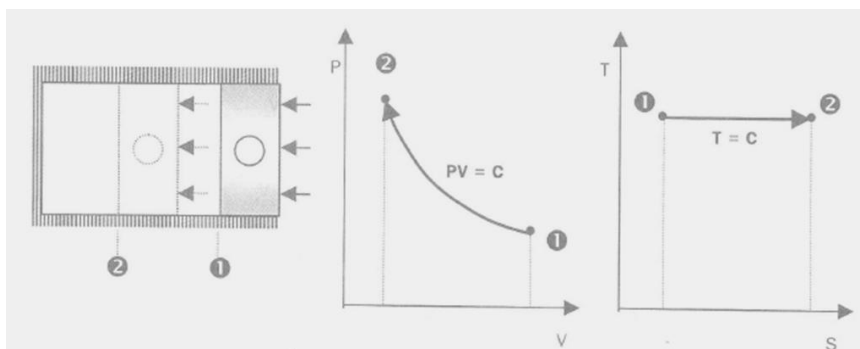
$$W = mR(T_2 - T_1) \quad (2-4)$$

ความร้อน

$$Q = \Delta U + W \quad (2-5)$$

3. ขบวนการอุณหภูมิคงที่ (constant temperature process)

ขบวนการที่มีอุณหภูมิคงที่มีชื่อเรียกอีกอย่างหนึ่งว่าขบวนการไอโซเทอร์มอล (Isothermal Process) หมายถึงขบวนการที่ขณะเมื่อตัวกลางมีการเปลี่ยนแปลงสภาพ อุณหภูมิของตัวกลางจะคงที่



ภาพประกอบ 13 แสดงกระบวนการอุณหภูมิตั้งที่

กรณีเป็นงานระบบปิด ไม่มีการไหลของสารทำงานเข้าหรือออกจากระบบ จะได้ว่า

งานระบบ

$$W = \int_1^2 P dV$$

เนื่องจาก

$$PV = C \quad \text{หรือ} \quad P = C/V$$

ดังนั้น

$$W = \int_1^2 \frac{C}{V} dV = C \int_1^2 \frac{1}{V} dV$$

$$W = C \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (2-6)$$

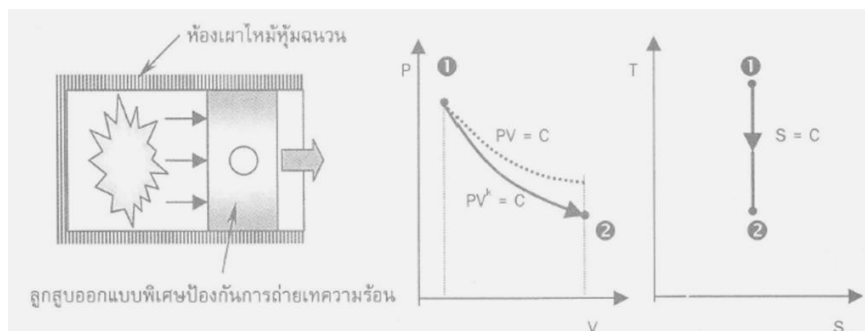
ความร้อน

$$Q = W \quad (2-7)$$

4. ขบวนการไอเซนโทรปิก (Isentropic process)

ขบวนการไอเซนโทรปิก มีชื่อเรียกอีกอย่างหนึ่งว่า ขบวนการอะไดแบติก (adiabatic process) ซึ่งมีความหมายของขบวนการทั้งสองมีดังนี้ ขบวนการไอเซนโทรปิกคือ ขบวนการ ที่มีเอนโทรปีคงที่และขบวนการอะไดแบติก คือขบวนการที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน ($Q = 0$) ความแตกต่างของขบวนการทั้งสองมีเพียงเล็กน้อยคือ สำหรับอะไดแบติกทุกขบวนการค่า $Q = 0$ แต่เฉพาะในขบวนการซึ่งเกิดขึ้นกลับป้อนมา (reversible) ของไอเซนโทรปิกเท่านั้นที่สามารถใช้สมการ $Q = \int T ds$ ได้ ดังนั้นในไอเซนโทรปิกที่ เกิดขึ้นกลับป้อนมาและเอนโทรปีคงที่ $ds = 0$, Q จึงจะเท่ากับ 0 แต่ใน

กระบวนการที่ไม่เกิดขึ้นกลับป้อนมา $dQ \neq Tds$ ดังนั้น ถึงแม้ $ds = 0$, Q ไม่จำเป็นต้องเท่ากับ 0 สรุป
 กระบวนการไอเซนโทรปิกที่เกิดขึ้นกลับป้อนมา คือ กระบวนการเดียวกับกระบวนการอะไดเบติก



ภาพประกอบ 14 แสดงกระบวนการไอเซนโทรปิก

ความสัมพันธ์ของกระบวนการไอเซนโทรปิก

$$P_1 V_1^K = P_2 V_2^K = C$$

(2-8)

จาก $PV^K = C$, $P = \frac{C}{V^K}$; $K = C_p/C_v$

ดังนั้น

$$W = \int_{V_1}^{V_2} \frac{C}{V^K} dV$$

$$W = \frac{(P_2 V_2 - P_1 V_1)}{(1-K)}$$

หรือ

$$W = \frac{mR(T_2 - T_1)}{(1-K)}$$

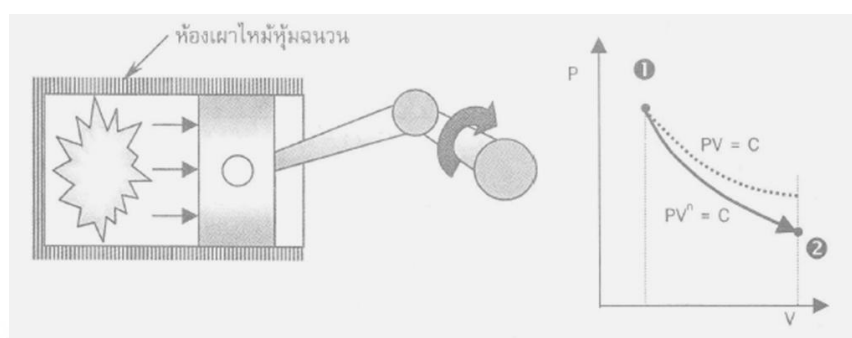
(2-9)

5. ขบวนการโพลีโทรปิก (Polytropic process)

ขบวนการโพลีโทรปิกเป็นกระบวนการที่มีทั้งการส่งผ่านความร้อน และงานระหว่างสารตัวกลางในระบบกับสิ่งแวดล้อม ความสัมพันธ์ระหว่างความดันและปริมาตร ของสารตัวกลางสามารถเขียนสมการทั่วไปได้ว่า

$$PV^n = C \quad (2-10)$$

เมื่อ n คือ ดัชนีของกระบวนการโพลีโทรปิก



ภาพประกอบ 15 แสดงกระบวนการโพลีโทรปิก

ถ้าสารตัวกลางมีการเปลี่ยนแปลงจากสภาวะ 1 ไปสภาวะ 2 จะได้อัตงานมีค่าเป็น

$$W = \frac{(P_2 V_2 - P_1 V_1)}{(1-n)}$$

หรือ

$$W = \frac{mR(T_2 - T_1)}{(1-n)} \quad (2-11)$$

จริงแล้วกระบวนการโพลีโทรปิกเป็นกระบวนการคล้ายๆ กับกระบวนการแอดิเอบาติกสมการส่วนใหญ่สามารถใช้ของกระบวนการแอดิเอบาติกได้ เพียงแต่แตกต่างกันตรงที่ค่าดัชนี ซึ่ง ปกติค่า n จะมีค่าตั้งแต่ $-\alpha$ ถึง $+\alpha$ เป็นต้น

2.2 พื้นฐานเครื่องยนต์

เครื่องยนต์เป็นคำที่มักใช้เรียกอุปกรณ์ที่เปลี่ยนพลังงานความร้อนให้เป็นงานและกำลังงาน โดยทั่วไปพลังงานความร้อนจะได้จากการเผาไหม้ของอากาศกับเชื้อเพลิง เครื่องยนต์เผาไหม้ (Combustion engine) หรือเครื่องยนต์ความร้อน (heat engine) แบ่งออกเป็น 2 กลุ่ม คือ

1. เครื่องยนต์เผาไหม้ภายนอก (External combustion engine) เป็นเครื่องยนต์ที่นำเอาผลของการเผาไหม้ของอากาศกับเชื้อเพลิงให้ถ่ายเทความร้อนไปยังของไหลชนิดที่สองซึ่งใช้เป็นสารทำงานสำหรับผลิตกำลัง ดังนั้นสารทำงานและสารที่เกิดจากการเผาไหม้จึงเป็นของไหลคนละชนิดและถูกแยกจากกันโดยผนังความร้อน สารที่เกิดจากการเผาไหม้จึงไม่สัมผัสกับชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่ของเครื่องยนต์ เครื่องยนต์เผาไหม้ภายนอกนี้ ได้แก่ เครื่องจักรไอน้ำ (steam engine) กังหันไอน้ำ (steam turbine) และเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (Stirling engine)

2. เครื่องยนต์เผาไหม้ภายใน (Internal combustion engine) เป็นเครื่องยนต์ที่นำเอาผลของการเผาไหม้ของอากาศกับเชื้อเพลิงไปใช้เป็นสารทำงานสำหรับผลิตกำลังโดยตรง เครื่องยนต์เผาไหม้ภายในนี้ ได้แก่ เครื่องยนต์ (piston engine) เครื่องยนต์โรตารี (rotary engine) กังหันแก๊ส (gas turbine) และเครื่องยนต์จรวด (rocket engine)

สำหรับสมรรถนะหรือความสามารถในการทำงานของเครื่องยนต์จะถูกกำหนดโดย

1) กำลังสูงสุด (หรือทอร์กสูงสุด) ที่ให้ออกมาที่อัตราเร็วรอบหนึ่งๆ ตลอดช่วงการใช้งานของเครื่องยนต์

2) ช่วงของอัตราเร็วเครื่องยนต์ (อัตราเร็วรอบการหมุน) และกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ทำงานได้ดี

กำลังและอัตราเร็วที่นิยมใช้ในการแสดงสมรรถนะของเครื่องยนต์จะแบ่งออกเป็น

1) กำลังที่กำหนดสูงสุด (maximum rated power) เป็นกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ให้ออกมาได้ในช่วงการทำงานสั้นๆ

2) กำลังที่กำหนดปกติ (normal rated power) เป็นกำลังสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ให้ออกมาได้สำหรับการทำงานอย่างต่อเนื่อง

3) อัตราเร็วที่กำหนด (rated speed) เป็นอัตราเร็วรอบการหมุนของเพลาข้อเหวี่ยงซึ่งกำลังที่กำหนดถูกให้ออกมา

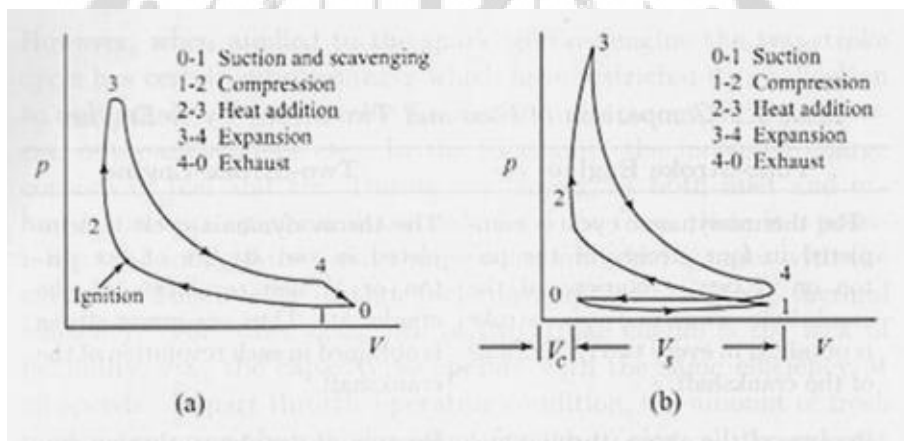
กำลัง (Power)

กำลังเป็นค่าที่ใช้ในการกำหนดสมรรถนะของเครื่องยนต์และเป็นค่าที่กำหนดความต้องการของเครื่องจักรและอุปกรณ์ที่ใช้เครื่องยนต์ชนิดขับเคลื่อน พารามิเตอร์ที่เกี่ยวกับกำลังมีอยู่หลายตัว คือ กำลังบ่งชี้ กำลังเบรก กำลังความเสียหาย และกำลังที่ต้องการใช้ในการขับเคลื่อนรถยนต์

1. กำลังบ่งชี้ (Indicated Power; ip)

กำลังบ่งชี้ (Indicated Power ; ip) เป็นกำลังที่ถ่ายทอดจากแก๊สภายในกระบอกสูบไปสู่ลูกสูบ กำลังบ่งชี้หาได้จากงานที่แก๊สถ่ายทอดไปสู่ลูกสูบ (เป็นงานบ่งชี้) ต่อวัฏจักรการทำงาน (Indicated net work /cycle ; $W_{c,i}$) ที่ได้จากการอินทิเกรตโดยรอบกราฟระหว่างความดันและปริมาตรของกระบอกสูบ (P-V diagram) ตลอดวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์ทำให้ได้เป็นพื้นที่ที่ล้อมรอบด้วยเส้นกราฟ

$$W_{c,i} = \int PdV \tag{2-12}$$



ภาพประกอบ 16 ตัวอย่างของกราฟระหว่างความดันและปริมาตรของเครื่องยนต์สันดาปภายใน (a) เครื่องยนต์สองจังหวะ (b) เครื่องยนต์สี่จังหวะ

ถ้าเป็นเครื่องยนต์สองจังหวะ งานต่อวัฏจักรจะมีค่าเดียว (มีพื้นที่ที่ล้อมรอบด้วยกราฟพื้นที่เดียว) แต่ถ้าเป็นเครื่องยนต์สี่จังหวะซึ่งมีจังหวะการดูดและจังหวะการคายเพิ่มเข้ามาทำให้มีงานเกิดขึ้นจากการนำไอดีเข้ามาและการนำไอเสียออก จึงกำหนดงานบ่งชี้ต่อวัฏจักรออกเป็น 2 ลักษณะ คือ

1.1 งานบ่งชี้ต่อวัฏจักรรวมยอด (gross indicated work per cycle) $W_{c,ig}$: เป็นงานที่แก๊สในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบเมื่อคิดเฉพาะจังหวะอัดและจังหวะขยายตัวเท่านั้น

1.2 งานบ่งชี้ต่อวัฏจักรสุทธิ (net indicated work per cycle) $W_{c,in}$: เป็นงานที่แก๊สในกระบอกสูบให้แก่ลูกสูบเมื่อคิดทั้ง 4 จังหวะ

งานที่ถ่ายทอดระหว่างลูกสูบกับแก๊สในกระบอกสูบในระหว่างจังหวะคายมักจะเรียกว่า งานในการปั๊ม (Pumping work, W_p) ซึ่งจะเกิดขึ้นเป็น 2 กรณี คือ

- ถ้าความดันในช่วงจังหวะดูดน้อยกว่าความดันในช่วงจังหวะคาย ก็จะเป็นงานที่ถ่ายทอดไปยังแก๊สในกระบอกสูบซึ่งเป็นสภาวะของเครื่องยนต์ที่นำไอดีเข้าโดยธรรมชาติ

- ถ้าความดันในช่วงจังหวะดูดมากกว่าความดันในช่วงจังหวะคาย ก็จะเป็นงานที่ถ่ายทอดจากแก๊สไปสู่ลูกสูบซึ่งเป็นกรณีของเครื่องยนต์ซูเปอร์ชาร์จ

ในการหากำลังบ่งชี้้นอกจากจะหางานต่อวัฏจักรแล้วยังจะต้องวัดอัตราเร็วรอบการหมุนของเพลาช้อเหวี่ยงด้วย ซึ่งจะได้กำลังบ่งชี้ต่อกระบอกสูบ (i_p) เป็น

$$i_p = \frac{W_{c,i} N}{n_R} \quad (2-13)$$

โดย N เป็นอัตราเร็วรอบการหมุนของเพลาช้อเหวี่ยง

n_R เป็นจำนวนรอบการหมุนของเพลาช้อเหวี่ยงที่ให้จังหวะกำลัง 1 จังหวะต่อสูบ

สำหรับเครื่องยนต์ สองจังหวะ $n_R = 1$ และสำหรับเครื่องยนต์ สี่จังหวะ $n_R = 2$

2. กำลังเบรก (brake power; bp)

กำลังเบรก (brake power; bp) เป็นกำลังที่วัดได้ที่เพลาช้อเหวี่ยงหรือที่ล้อช่วยแรงของเครื่องยนต์ ซึ่งเป็นกำลังที่นำไปใช้งานได้นั่นเอง การวัดกำลังเบรกจะใช้เครื่องมือที่เรียกว่า ไดนาโมมิเตอร์แบบสายพาน (Rope brake) โดยจะวัดออกมาในรูปทอร์กและรอบการหมุนของเครื่องยนต์ กำลังเพล่าที่แท้จริงของเครื่องยนต์สามารถคำนวณโดยการใส่สูตรของกำลังเพล่า คือ

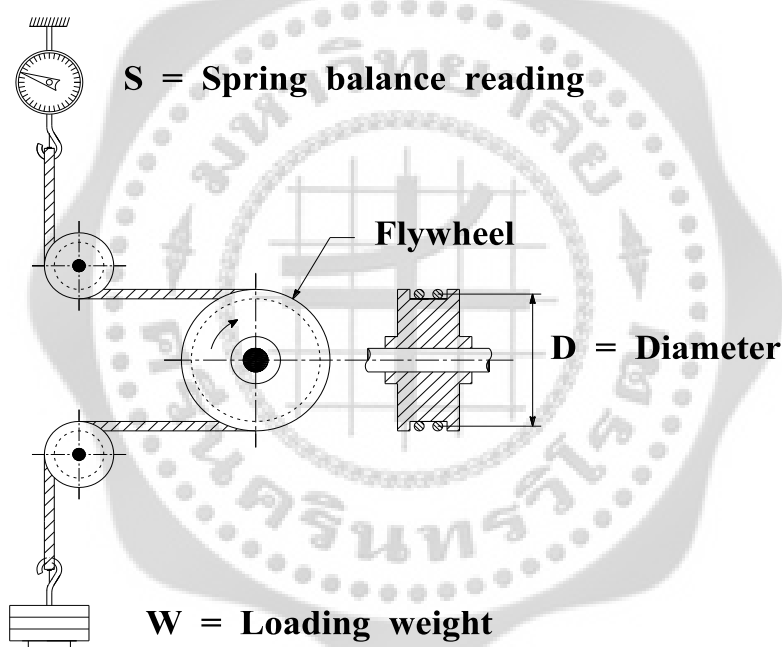
$$bp = 2\pi Tn \quad (2-14)$$

เมื่อ T คือแรงบิดของเครื่องยนต์มีหน่วยเป็น N.m

n คือความเร็วรอบของเครื่องยนต์ มีหน่วยเป็น rpm

2.1 ไดนาโมมิเตอร์แบบสายพาน (Rope brake)

ไดนาโมมิเตอร์แบบสายพานโดยอาศัยความฝืดของสายพานหรือเชือกก็ได้ในการทดสอบหา กำลังเพลลาของเครื่องยนต์ขนาดเล็กที่มีความเร็วรอบไม่สูงมากนัก หลักการคล้ายกับโพรมีเบรค การหาแรงบิดสามารถทำได้โดยใช้ไดนาโมมิเตอร์แบบเชือกรัด ดังแสดงไว้ในภาพประกอบ 11



ภาพประกอบ 17 แผนภาพแสดงไดนาโมมิเตอร์แบบเชือกรัด (Rope brake)

3. กำลังเสียดทาน (Friction power; fp)

กำลังเสียดทาน (Friction power; fp) เป็นกำลังที่รวมเอากำลังที่ใช้ในการนำไอดีเข้าและนำไอเสียออก กำลังที่เอาชนะความเสียดทานของชิ้นส่วนต่างๆของเครื่องยนต์และกำลังที่ใช้ในการขับเคลื่อนอุปกรณ์ต่างๆที่จำเป็นต่อการทำงานของเครื่องยนต์ ดังนั้นจากนิยามของกำลังบ่งชี้และกำลังเบรค จะได้

$$fp = ip - bp \quad (2-15)$$

4. ประสิทธิภาพเครื่องยนต์ (Engine efficiency)

ประสิทธิภาพเครื่องยนต์หมายถึงความสัมพันธ์ระหว่างพลังงานที่เครื่องยนต์ได้รับ ซึ่งเป็นพลังงานที่ถือว่าไม่มีการสูญเสียหรือมีค่าเท่ากับ 100เปอร์เซ็นต์ กับกำลังที่เครื่องยนต์ส่งออกได้จริง (เครื่องยนต์คือ อุปกรณ์กลแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานกล) แต่ในเครื่องยนต์จริงไม่สามารถเปลี่ยนพลังงานกลได้หมดเนื่องจากเกิดการสูญเสียในกรณีต่างๆ ดังต่อไปนี้

- สูญเสียความร้อนไปกับระบบระบายความร้อนหรือระบบหล่อเย็น
- สูญเสียไปกับการเอาชนะความฝืดที่จุดต่างๆภายในเครื่องยนต์
- สูญเสียความร้อนไปกับระบบหล่อลื่น
- สูญเสียความร้อนไปกับการแผ่รังสีความร้อนตามส่วนผิวของบชิ้นส่วนเครื่องยนต์

4.1 ประสิทธิภาพเชิงกล (Mechanical efficiency)

ประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องยนต์ เป็นอัตราส่วนของกำลังที่เครื่องยนต์ส่งออกมาได้จริง (กำลังม้าเบรก) กับกำลังที่ได้จากกระบอกสูบของเครื่องยนต์ (กำลังม้าบ่งชี้) ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์เท่ากัน โดยปกติทั่วไปกำลังที่ส่งออกหรือแรงม้าเบรกจะมีค่าน้อยกว่ากำลังม้าที่ผลิตได้จากกระบอกสูบ เนื่องจากต้องมีการสูญเสียกำลังม้าบางส่วนไปกับการเอาชนะความฝืดจากจุดสัมผัสที่มีการหมุนหรือเคลื่อนที่ จะเรียกว่า ประสิทธิภาพเชิงกล (Mechanical efficiency; η_m)

$$\eta_m = \frac{bp}{ip} = 1 - \frac{fp}{ip} \quad (2-16)$$

ปกติค่าประสิทธิภาพทางกลจะมีค่าสูงเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็วรอบต่ำ แต่ที่ความเร็วรอบสูงขึ้น ประสิทธิภาพทางกลจะลดลง

4.2 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal efficiency)

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนเครื่องยนต์เป็นความสัมพันธ์ระหว่างกำลังที่เครื่องยนต์ส่งออก (power output) กับพลังงานความร้อนที่ป้อนเข้า ความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ไม่สามารถนำมาใช้ได้หมด เพราะความร้อนบางส่วนต้องสูญเสียไปกับระบบหล่อเย็น (cooling) กับ ระบบหล่อลื่น (lubricating) การสูญเสียความร้อนดังกล่าวเป็นสาเหตุให้ประสิทธิภาพความร้อนลดลง

ประสิทธิภาพความร้อนหาได้หลายได้กรณี บางครั้งอาจหาได้จากกำลังม้าอินดิเคต เรียกว่า ประสิทธิภาพทางความร้อนบ่งชี้ (Indicated Thermal efficiency) หรือหาได้จากแรงม้าเบรก ซึ่งเรียกว่าประสิทธิภาพความร้อนเบรก (Brake Thermal efficiency)

ประสิทธิภาพความร้อนบ่งชี้ (Indicated Thermal efficiency)

$$\eta_{it} = \frac{ip}{Q_{in}} \quad (2-17)$$

ประสิทธิภาพความร้อนเบรก (Brake Thermal efficiency)

$$\eta_{bt} = \frac{bp}{Q_{in}} \quad (2-18)$$

ค่าความร้อนของเชื้อเพลิงหาได้จาก

$$Q_{in} = \dot{m} CV \quad (W) \quad (2-19)$$

\dot{m} คือ มวลของเชื้อเพลิงที่ใช้หน่วยต่อเวลา Kg/s

CV คือ ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง มีหน่วยเป็น J/Kg

ประสิทธิภาพความร้อนเพลสามารถคำนวณได้จากกำลังเพล คือ

$$E_{BT} = P_B / q_{in} \quad (2-20)$$

ปริมาณความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงจะคำนวณได้จาก

$$q_f = m_f LHV \quad (2-21)$$

เมื่อ m_f คือมวลของเชื้อเพลิงที่ใช้ เป็น kg และ LHV คือค่าความร้อนค่าต่ำของเชื้อเพลิง เป็น J/kg

ปริมาณความร้อนที่เข้าสู่เครื่องยนต์จริงจะคำนวณได้จาก

$$q_{in} = E_H q_f \quad (2-22)$$

เมื่อ E_H คือประสิทธิภาพของแหล่งให้ความร้อน (Heat source efficiency)

ในกรณีที่ใช้เชื้อเพลิงก๊าซ เมื่อเผาไหม้ก๊าซธรรมชาติเป็นจำนวน m_f kg/s ก๊าซธรรมชาติแต่ละกิโลกรัมจะให้ค่าความร้อนค่าต่ำ 46 MJ ดังนั้นปริมาณความร้อน มีหน่วยเป็น J/s ที่ได้ คือ

$$q_f = 46,000,000 m_f \quad (2-23)$$

การทดสอบหาประสิทธิภาพของแหล่งให้ความร้อน สามารถดำเนินการได้โดยใช้หลักการเดียวกันกับการทดสอบหาประสิทธิภาพของเตาแก๊ส ซึ่งกำหนดไว้ในมาตรฐานของยุโรป (European standard) EN 30 คือ:

$$E_H = \frac{m_w C_p (T_{w2} - T_{w1})}{q_f} \quad (2-24)$$

เมื่อ m_w คือมวลของน้ำที่นำมาใช้ในการรับความร้อน, C_p คือค่าความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของน้ำ (= 4186 J/kg K), T_{w1} และ T_{w2} เป็นอุณหภูมิของน้ำก่อนให้ความร้อนและหลังจากหยุดให้ความร้อน ตามลำดับ

การออกแบบพื้นฐานของเครื่องยนต์

จำแนกเป็นเครื่องยนต์ที่มี

1. การเคลื่อนที่กลับไปกลับมา (reciprocating) เครื่องยนต์มีกระบอกสูบเดียวหรือมากกว่าซึ่งภายในจะมีลูกสูบเคลื่อนที่กลับไปกลับมา โดยมีห้องเผาไหม้อยู่ที่ปลายปิดของกระบอกแต่ละกระบอก และกำลังถูกส่งไปยังเพลาคอเหวี่ยงที่หมุนโดยก้านสูบที่ติดเข้ากับลูกสูบ

2. การหมุน (rotary) เครื่องยนต์ประกอบด้วยเสื้อหรือสเตเตอร์ (stator) ซึ่งห่อหุ้มโรเตอร์เยื้องศูนย์กลางและเพลายึดศูนย์กลาง

ตำแหน่งและจำนวนของลูกสูบของเครื่องยนต์แบบเคลื่อนที่กลับไปกลับมา (แบบลูกสูบ) จำแนกเป็น

- เครื่องยนต์กระบอกเดียว (single-cylinder engine) เครื่องยนต์มีกระบอกสูบและลูกสูบชุดเดียวต่อเข้ากับเพลาคอเหวี่ยง

- เครื่องยนต์กระบอกสูบเรียง (in-line engine) เครื่องยนต์มีกระบอกสูบและลูกสูบหลายชุด กระบอกสูบถูกวางให้อยู่ในตำแหน่งเส้นตรงโดยกระบอกสูบหนึ่งจะอยู่ด้านหลังกระบอกสูบอีกกระบอกสูบหนึ่งตามความยาวของเพลาคอเหวี่ยง

- เครื่องยนต์กระบอกสูบตัว V (V-engine) เครื่องยนต์มีกระบอกสูบและลูกสูบหลายชุด กระบอกสูบแบ่งเป็นสองแถวทำมุมซึ่งกันและกันอยู่บนเพลาคอเหวี่ยงเพลาดียว มุมระหว่างแถวของกระบอกสูบมีค่าได้ตั้งแต่ 15° ถึง 120° แต่ที่ใช้กันมากที่สุดคือ 60° และ 90° เครื่องยนต์กระบอกสูบตัว V มีจำนวนกระบอกสูบเป็นเลขคู่ตั้งแต่ 2 ถึง 20 สูบหรือมากกว่านั้น ที่นิยมใช้กันมากที่สุดคือ เครื่องยนต์ V 6 และ V 8

- เครื่องยนต์กระบอกสูบตรงกันข้าม (opposed cylinder engine) เครื่องยนต์มีกระบอกสูบและลูกสูบหลายชุด กระบอกสูบแบ่งเป็นสองแถวตรงข้ามกันอยู่บนเพลาช้อเหวียงเพลาดียว (เครื่องยนต์กระบอกสูบตัว V ที่มีมุม 180°) เครื่องยนต์กระบอกสูบตรงกันข้ามมีจำนวนกระบอกสูบเป็นเลขคู่ เช่นกัน ตั้งแต่ 2 ถึง 8 สูบหรือมากกว่านั้น

- เครื่องยนต์กระบอกสูบตัว W (W-engine) เครื่องยนต์มีกระบอกสูบและลูกสูบหลายชุด กระบอกสูบถูกจัดวางเหมือนเครื่องยนต์กระบอกสูบตัว V แต่แบ่งเป็นสามแถวอยู่บนเพลาช้อเหวียงเพลาดียวการจัดวางกระบอกสูบแบบนี้ไม่นิยมใช้กันแต่ก็มีการพัฒนาเครื่องยนต์แบบนี้สำหรับรถแข่งกันอยู่บ้าง โดยส่วนใหญ่จะเป็นเครื่องยนต์ 12 สูบ แต่ละแถวทำมุมกันประมาณ 60°

- เครื่องยนต์ลูกสูบตรงกันข้าม (opposed piston engine) เครื่องยนต์มีลูกสูบสองลูกอยู่ในกระบอกสูบแต่ลูกสูบโดยมีห้องเผาไหม้อยู่ตรงกลางระหว่างกระบอกสูบทั้งสอง เป็นผลให้กระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นแต่ละครั้งได้จังหวะกำลังสองจังหวะในเวลาเดียวกันโดยลูกสูบแต่ละลูกถูกดันออกจากกึ่งกลางและให้กำลังแก่เพลาช้อเหวียงที่แยกกันซึ่งอยู่ที่ปลายแต่ละด้านของกระบอกสูบ

- เครื่องยนต์กระบอกสูบในแนวรัศมี (radial engine) เครื่องยนต์มีกระบอกสูบและลูกสูบหลายชุดโดยชุดกระบอกสูบและลูกสูบถูกจัดวางในระนาบวงกลมรอบเพลาช้อเหวียงที่อยู่ตรงกลาง ก้านสูบของลูกสูบถูกต่อเข้ากับก้านหลักซึ่งถูกต่อเข้ากับเพลาช้อเหวียง จำนวนสูบของเครื่องยนต์แบบนี้จะเป็นเลขคี่เสมอและจะมีตั้งแต่ 3 ถึง 13 สูบหรือมากกว่านั้น นอกจากนี้ยังสามารถใช้ลูกสูบได้หลายแถวบนเพลาช้อเหวียงเพลาดียว เช่น เครื่องยนต์ 54 สูบ ใช้ 6 แถว แถวละ 9 สูบ เป็นต้น

สมบัติทางเรขาคณิตของเครื่องยนต์แบบลูกสูบ

สมบัติทางเรขาคณิตของเครื่องยนต์แบบลูกสูบ

1. อัตราส่วนการอัด; r_c

$$r_c = \frac{\text{ปริมาตรกระบอกสูบสูงสุด}}{\text{ปริมาตรกระบอกสูบต่ำสุด}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (2-25)$$

เมื่อ V_d = ปริมาตรการกระจัด (Displacement or Swept Volume)

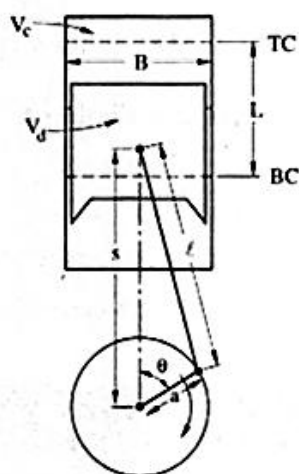
V_c = ปริมาตรช่องว่าง (Clearance Volume)

ค่าโดยทั่วไปของอัตราส่วนการอัดสำหรับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟจะมีค่า 8 ถึง 12 และสำหรับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดจะมีค่า 12 ถึง 24

2. อัตราส่วนของเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบกับระยะชัก (R_{bs})

$$R_{bs} = \frac{B}{L} \quad (2-26)$$

ค่าโดยทั่วไปของ R_{bs} สำหรับเครื่องยนต์ขนาดเล็กและขนาดกลางจะมีค่า 0.8 ถึง 1.2 และจะลดลงเหลือประมาณ 0.5 สำหรับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดรอบตํ่าขนาดใหญ่



ภาพประกอบ 18 แสดงสมบัติทางเรขาคณิตของกระบอกสูบ ลูกสูบ ก้านสูบ และเพลาค้อเหวี่ยง

- โดย
- B = เส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกสูบ (bore)
 - L = ระยะชักหรือช่วงชักของกระบอกสูบ (stroke)
 - l = ความยาวก้านสูบ (connecting rod length)
 - a = รัศมีข้อเหวี่ยง (crank radius)
 - θ = มุมข้อเหวี่ยง (crank angle)

3. อัตราส่วนของความยาวก้านสูบกับรัศมีข้อเหวี่ยง (R)

$$R = \frac{l}{a} \quad (2-27)$$

ค่าทั่วไปของ R สำหรับเครื่องยนต์ขนาดเล็กและขนาดกลางจะมีค่า 3 ถึง 4 และจะเพิ่มเป็น 5 ถึง 9 สำหรับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดรอบตัวขนาดใหญ่

4. ความสัมพันธ์ระหว่างระยะชักและรัศมีข้อเหวี่ยง

$$L = 2a \quad (2-28)$$

5. ปริมาตรกระบอกสูบ V ที่ตำแหน่งข้อเหวี่ยงใด ๆ (θ)

$$V = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (l + a - s) \quad (2-29)$$

โดย V_c = ปริมาตรช่องว่าง (Clearance Volume)

s = ระยะระหว่างแกนข้อเหวี่ยงและแกนสลักลูกสูบ

$$s = a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{0.5} \quad (2-30)$$

เครื่องยนต์สเตอร์ลิง (Stirling engine)

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์ความร้อนชนิดแรกที่สูงขึ้นเป็นเครื่องยนต์ความร้อนแบบนำความร้อนที่สะสมไว้กลับมาใช้ใหม่ (Regenerative-cycle heat engine) ในปี ค.ศ 1816 Robert Stirling ได้จดสิทธิบัตรเครื่องยนต์สเตอร์ลิง (Patent no. 4081) เครื่องยนต์ที่สูงขึ้นบนพื้นฐานของการประดิษฐ์ของสเตอร์ลิงถูกสร้างขึ้นหลายรูปแบบและหลายขนาดจนกระทั่งสิ้นสุดศตวรรษ เนื่องจากเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีโครงสร้างที่ไม่ซับซ้อนและมีความปลอดภัย ในการปฏิบัติงานสามารถเดินเครื่องอย่างเงียบกริบโดยใช้เชื้อเพลิงที่เผาไหม้ได้ทุกชนิด และมีประสิทธิภาพสูงกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องจักรไอน้ำ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงจึงได้รับความนิยมมากกว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในยุคนี้มีขนาดเล็กและกำลังต่ำ

1. หลักการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์ความร้อนซึ่งตามทฤษฎีแล้วจะทำงานตามวัฏจักรสเตอร์ลิง หรือวัฏจักรที่ดัดแปลงปรับปรุงจากวัฏจักรสเตอร์ลิง ซึ่งใช้ของไหลที่อัดตัวได้ เช่น อากาศ ไฮโดรเจน ฮีเลียม ไนโตรเจนหรือไอน้ำเป็นสารทำงาน (Working fluid) เครื่องยนต์สเตอร์ลิงให้ความเป็นไปได้สำหรับเครื่องยนต์ที่มีประสิทธิภาพสูง โดยมีมลพิษน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์สันดาปภายใน เครื่องยนต์สเตอร์ลิงในสมัยก่อนไม่มีประสิทธิภาพสูงมากนัก แต่ได้มีการปรับปรุงข้อบกพร่องต่างๆกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงจำนวนมากในช่วงเวลาต่อมาจนได้เครื่องยนต์ที่มีประสิทธิภาพสูง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงสมัยใหม่มีประสิทธิภาพมากกว่าเครื่องยนต์สมัยเก่าและสามารถหาแหล่งอุณหภูมิสูงใดๆก็ได้ เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์สันดาปภายนอก เพราะฉะนั้นจึงสามารถใช้แหล่งความร้อนต่างๆ ได้เป็นส่วนใหญ่ รวมไปถึงความร้อนจากการเผาไหม้ของวัสดุซึ่งเผาไหม้ได้ใดๆก็ตาม เช่น เปลือกข้าวหรือวัสดุอย่างอื่นที่มีลักษณะเช่นเดียวกัน ก๊าซมีเทนชีวมวล และพลังงานแสงอาทิตย์ โดยหลักการแล้วเครื่องยนต์สเตอร์ลิงมีการออกแบบและการสร้างที่ง่าย สามารถติดตั้งเครื่องให้ทำงานได้โดยง่าย เครื่องยนต์สเตอร์ลิงสามารถประยุกต์ใช้งานได้มากมาย เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเหมาะสมที่จะใช้กับงานในลักษณะต่อไปนี้

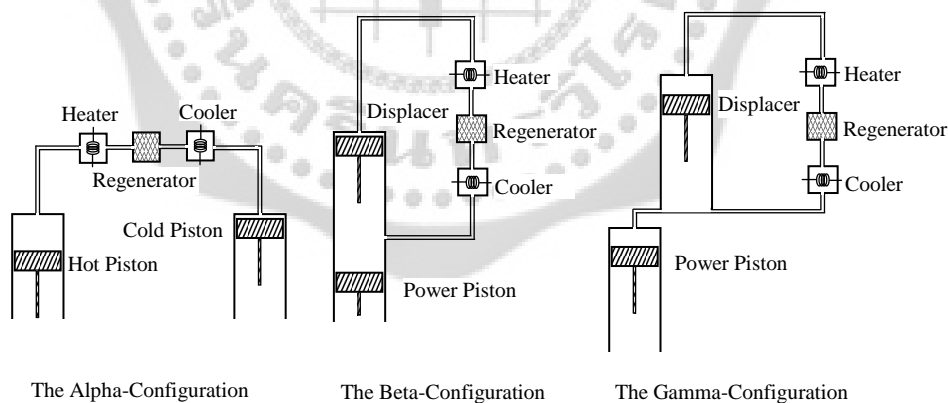
- มีความต้องการให้สามารถใช้เชื้อเพลิงได้หลายชนิด
- สามารถหาแหล่งระบายความร้อนได้ง่าย
- ต้องการการทำงานที่เงียบ
- ยอมรับการทำงานที่ความเร็วรอบค่อนข้างต่ำ
- ยอมรับการได้รับกำลังจากความเร็วรอบคงที่
- ยอมรับการปรับเปลี่ยนกำลังที่ทำได้ช้า
- ยอมรับการอุ่นเครื่องที่ใช้เวลานาน

1.1. รูปแบบลักษณะทางกลของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ชิ้นส่วนเครื่องจักรกลต่างๆ ถูกนำมาประกอบเข้าด้วยกันเพื่อทำให้เกิดวัฏจักรสเตอร์ลิง วัฏจักรสเตอร์ลิงทำให้เกิดกระบวนการปริมาตรคงที่ระหว่างการถ่ายสารทำงานระหว่างช่องร้อน และช่องเย็นของกระบอกสูบ และทำให้เกิดกระบวนการให้ความร้อนและระบายความร้อนแบบอุณหภูมิคงที่ในขณะที่เกิดการขยายตัวและการอัดตัว กระบวนการอัดและกระบวนการขยายตัวของวัฏจักรโดยทั่วไปเกิดขึ้นในกระบอกสูบ (เรียกว่า Displacer cylinder) โดยลูกสูบ Displacer (เรียกสั้นๆว่า Displacer)

ผลิตภัณฑ์สารทำงานกลับไปกลับมาผ่าน Heater, รีเจนเนอเรเตอร์และ Cooler โดยปริมาตรไม่เปลี่ยนแปลง ดังแสดงไว้ในรูปที่ 2.1 Displacer ซึ่งเคลื่อนที่สู่ช่องเย็นทำให้เกิดการผลิตภัณฑ์สารทำงานออกจากช่องเย็นไหลไปสู่ช่องร้อน และทำงานในทำนองกลับกัน ตามปกติจะมีรูปแบบลักษณะทางกลที่แตกต่างกันสามลักษณะ คือ Alpha, Beta และ Gamma แต่จะรูปแบบลักษณะจะมีวัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์ที่เหมือนกันแต่มีคุณสมบัติในการออกแบบทางกลที่แตกต่างกัน รูปแบบลักษณะแบบอัลฟาไม่ใช้ Displacer แต่ใช้ลูกสูบสองลูกเรียกว่าลูกสูบร้อน และลูกสูบเย็น อยู่ในแต่ละข้างของ Heater, รีเจนเนอเรเตอร์, และ Cooler ลูกสูบทั้งสองนี้จะเคลื่อนที่อย่างสม่ำเสมอในทิศทางเดียวกันเพื่อทำให้เกิดการให้ความร้อนหรือการระบายความร้อนของสารทำงานที่ปริมาตรคงที่ เมื่อสารทำงานทั้งหมดถูกถ่ายเทเข้าไปอยู่ในกระบอกสูบใดกระบอกสูบหนึ่งทั้งหมดแล้ว ลูกสูบลูกหนึ่งจะอยู่กับที่ ลูกสูบอีกลูกหนึ่งจะเคลื่อนที่เพื่อให้เกิดการขยายตัวหรือการอัดของสารทำงาน งานจากการขยายตัวจะเกิดขึ้นโดยลูกสูบร้อนและงานในการอัดตัวจะกระทำโดยลูกสูบเย็น

ในรูปแบบลักษณะแบบเบต้า, displacer และลูกสูบกำลัง ติดตั้งร่วมกันอยู่ในกระบอกสูบเดียวกัน Displacer ผลิตภัณฑ์สารทำงานให้เคลื่อนที่ระหว่างช่องร้อนและช่องเย็นของกระบอกสูบผ่าน heater, รีเจนเนอเรเตอร์ และ cooler ลูกสูบกำลัง ซึ่งติดตั้งอยู่ที่ช่องเย็นของกระบอกสูบทำหน้าที่อัดสารทำงานเมื่อสารทำงานอยู่ในช่องเย็นและทำให้สารทำงานเกิดการขยายตัวเมื่อสารทำงานอยู่ในช่องร้อน



ภาพประกอบ 19 รูปแบบลักษณะทางกลของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

ที่มา: บัญชา คังตระกูล. (2548). *วารสารพลังงานและสิ่งแวดล้อม*. หน้า 13.

รูปแบบลักษณะแบบแกมมาใช้กระบอกแยกสำหรับ displacer และลูกสูบกำลัง โดยมีช่องเชื่อมต่อกันระหว่างกระบอกสูบทั้งสอง Displacer ผลักดันสารทำงานให้ถ่ายเทระหว่างช่องร้อนและช่องเย็นของกระบอกสูบ Displacer ผ่าน Heater, รีเจเนอเรเตอร์ และ Cooler ในรูปแบบลักษณะแบบนี้ ลูกสูบกำลังทำหน้าที่ทั้งอัดสารทำงานและรับการขยายตัวของสารทำงาน รูปแบบแกมมาโดยลูกสูบกำลังทำงานสองด้าน (Double acting) ในทางทฤษฎีมีประสิทธิภาพสูงสุดที่เป็นไปได้ และมีคุณลักษณะที่ดีในการอัดเพิ่มความดันด้วยตัวเอง (Self-pressurization) อย่างไรก็ตาม ควรออกแบบเครื่องยนต์ให้กระบอกสูบอยู่ในแนวตั้งเพื่อลดแรงเสียดทาน

1.2. การทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมา

(ก) กระบวนการอัดแบบอุณหภูมิคงที่ 1-2 (Isothermal compression process 1-2)

(ความร้อนถ่ายเทจากสารทำงานอุณหภูมิต่ำสู่แหล่งระบายความร้อนภายนอก):

หลังจากที่ displacer ได้ผลักดันสารทำงานสู่ช่องเย็นของกระบอกสูบ ซึ่งสารทำงานจะเย็นตัวลง จากนั้น displacer จะหยุดนิ่งที่ศูนย์ตายบน (TDC) ดังแสดงในรูปภาพที่ 2.2 เป็นสถานะ 1 และความดันในสถานะนี้คือ p_1 จากนั้นลูกสูบกำลังจะเริ่มถูกผลักดันจากศูนย์ตายล่าง (BDC) สู่ศูนย์ตายบนด้วยโมเมนต์ของล้อช่วยแรง (Flywheel) โดยมีความเป็นสุญญากาศบางส่วนซึ่งเกิดจากการเย็นตัวของสารทำงานช่วย สารทำงานในขณะนี้จะถูกระบายความร้อนออกและอยู่ภายใต้ความกดดันของลูกสูบกำลัง ซึ่งเมื่อถึงศูนย์ตายบนก็จะเป็นการอัดสารทำงานจากสถานะ 1 ถึงสถานะ 2 โดยอุณหภูมิคงที่ งานที่กระทำกับสารทำงานแสดงโดยพื้นที่ภายใต้กระบวนการ 1-2

(ข) กระบวนการให้ความร้อนแบบปริมาตรคงที่ 2-3 (Constant volume heating process 2-3)

(ความร้อนถ่ายเทจาก Regenerator สู่สารทำงาน):

เมื่อ Displacer เคลื่อนที่จากศูนย์ตายบนสู่ศูนย์และผลักดันสารทำงานจากช่องเย็นสู่ช่องร้อนแล้ว ในขณะที่ลูกสูบกำลังหยุดนิ่งอยู่ที่ศูนย์ตายบน รอคอยการเพิ่มขึ้นของความดันซึ่งจะมีผลให้สารทำงานเกิดการขยายตัว เมื่อ displacer ผลักดันสารทำงานให้ไหลผ่าน รีเจเนอเรเตอร์ ซึ่งเก็บสะสมความร้อนไว้ภายในไปสู่ช่องร้อน ความร้อนจำนวนหนึ่งจะถ่ายเทให้กับสารทำงาน ความร้อนที่ รีเจเนอเรเตอร์ให้กับสารทำงานจะทำให้อุณหภูมิ และความดันของสารทำงานสูงขึ้นจากสถานะ 2 ไปยังสถานะ 3 โดยปริมาตรคงที่ สรุปได้ว่าในกระบวนการนี้ความร้อนที่เก็บสะสมไว้ใน รีเจเนอเรเตอร์ ถูกถ่ายเทให้ กับสารทำงาน

(ค) กระบวนการขยายตัวแบบอุณหภูมิคงที่ 3-4 (Isothermal expansion process 3-4)

(ความร้อนถ่ายเทจากแหล่งความร้อนภายนอกสู่สารทำงานที่อุณหภูมิสูงคงที่):

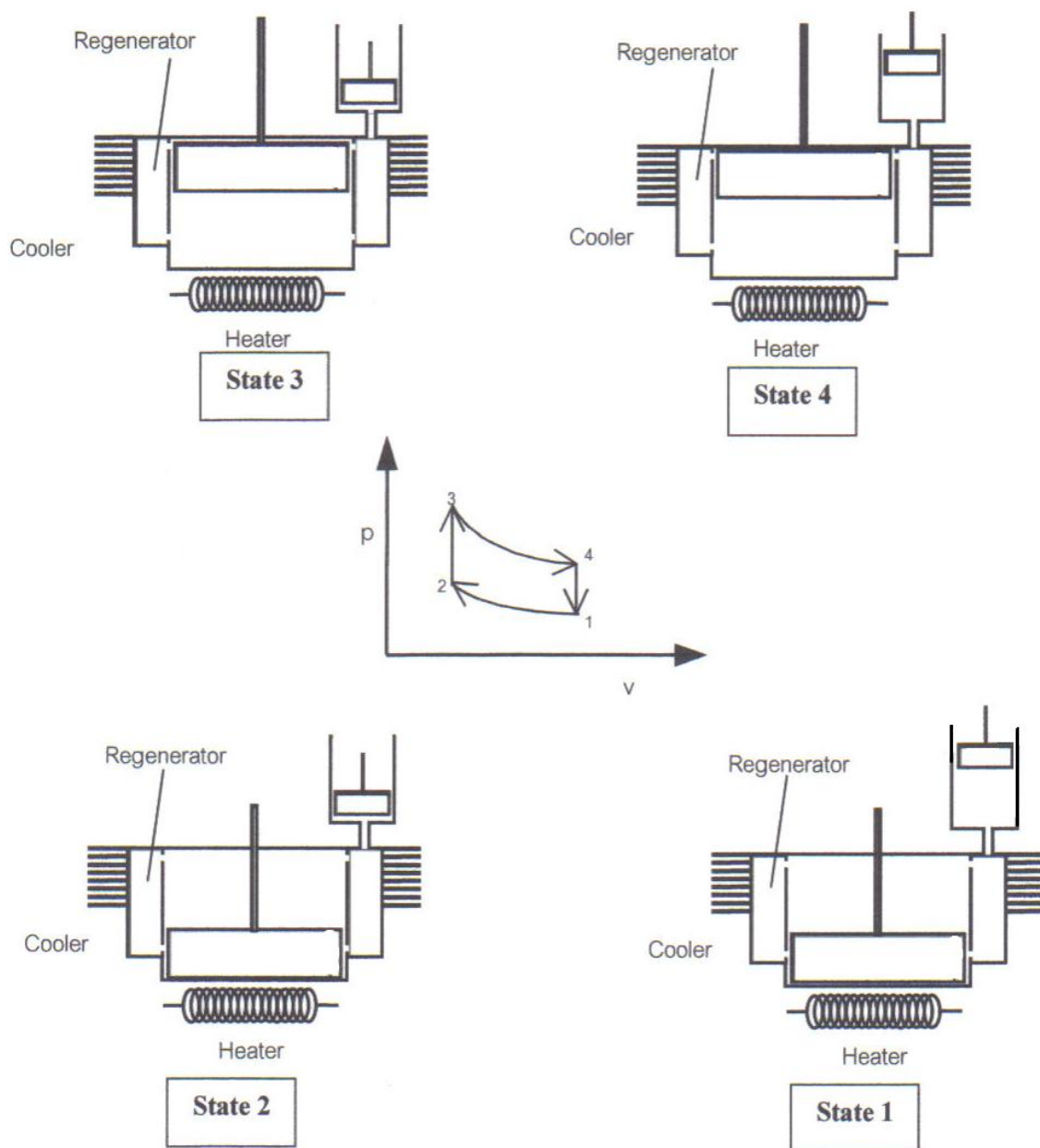
หลังจากที่ Displacer ผลักดันสารทำงานเข้าไปในช่องร้อนหมดแล้ว ความดันจะเพิ่มขึ้นจนสูงสุด จากนั้นมันจะหยุดอยู่ที่ศูนย์ตายล่าง สารทำงานจะอยู่ในช่องร้อนและเกิดการขยายตัวไปสู่ความดัน p_4 ในขณะที่เกิดกระบวนการให้ความร้อนโดยอุณหภูมิคงที่ 3-4 ในช่องร้อน ลูกสูบกำลังจะเริ่มถูกผลักดันจากศูนย์ตายบนไปยังศูนย์ตายล่างโดยความดันที่เพิ่มขึ้นและถ่ายเทกำลังไปยังล้อช่วยแรง ดังนั้นจึงเป็นการสร้างพลังงานกลให้เกิดขึ้น และพลังงานกลนี้จะถูกใช้ประโยชน์โดยตลอดในกระบวนการที่เหลืออยู่ของวัฏจักร งานที่กระทำโดยสารทำงานนี้คือพื้นที่ภายใต้กระบวนการ 3-4

(ง) กระบวนการระบายความร้อนแบบปริมาตรคงที่ 4-1

(Constant volume cooling process 4-1)

(ความร้อนถ่ายเทจากสารทำงานไปเก็บสะสมใน รีเจเนอเรเตอร์)

หลังจากลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ไปยังศูนย์ตายล่างและถ่ายเทกำลังไปยังล้อช่วยแรง ลูกสูบกำลังจะหยุดนิ่งและพร้อมที่จะเคลื่อนที่กลับไปยังศูนย์ตายบนภายใต้โมเมนต์ของล้อช่วยแรงและการดูดของสูญญากาศที่เกิดขึ้นเป็นบางส่วนโดยความดันที่ลดลงของสารทำงาน Displacer จะเคลื่อนที่จากศูนย์ตายล่างสู่ศูนย์ตายบนและผลักดันสารทำงานไปยังช่องเย็น ซึ่งในช่องเย็นนี้ความดันจะลดลงและเกิดสูญญากาศเป็นบางส่วนขึ้น สารทำงานจะถูกผลักดันผ่านรีเจเนอเรเตอร์เป็นสาเหตุให้อุณหภูมิและความดันของสารทำงานลดลงจากสถานะ 4 เป็นสถานะ 1 โดยปริมาตรคงที่ ความร้อนถูกระบายออกจากสารทำงานไปเก็บสะสมไว้ในรีเจเนอเรเตอร์



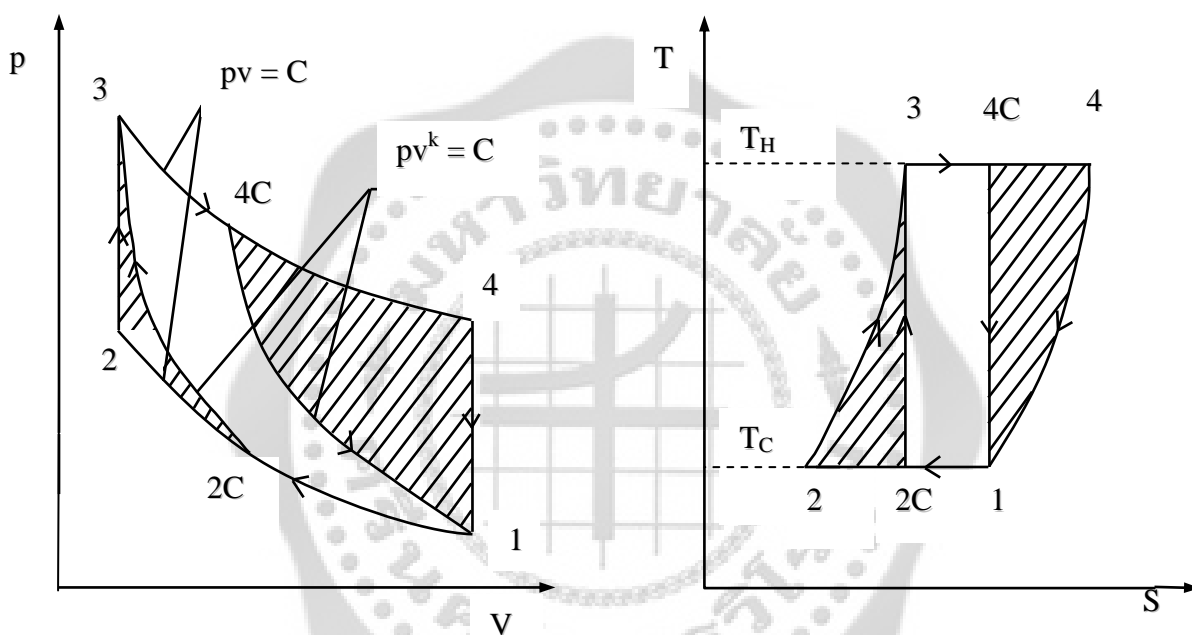
ภาพประกอบ 20 การทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมา

ที่มา: บัญชา คังตระกูล. (2547).การออกแบบสร้างและทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมาขนาดความจุกระบอกสูบกำลัง 885.2 ลบ.ซม .หน้า 14.

1.3 ข้อดีของวัฏจักรสเตอร์ลิง

วัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติมีข้อดีอยู่ 3 ประการ

ประการแรก คือประสิทธิภาพความร้อนของวัฏจักรสเตอร์ลิงอุดมคติเท่ากับวัฏจักรคาร์โนต์ ระหว่างจังหวะการถ่ายเทสารทำงานระหว่างช่องร้อนกับช่องเย็น ซึ่งมีรีเจเนอเรเตอร์เป็นแหล่งเก็บสะสมเก็บพลังงานความร้อนไว้ชั่วคราวจะดูดซับความร้อนจากสารทำงานหรือคายความร้อนให้แก่สารทำงานที่ไหลผ่านมันอย่างรวดเร็ว เพราะฉะนั้นปริมาณความต้องการความร้อนที่ต้องใช้จากแหล่งความร้อนภายนอกจึงลดลง มีผลให้ประสิทธิภาพความร้อนสูงขึ้น



ภาพประกอบ 21 วัฏจักรสเตอร์ลิงและคาร์โนต์

ที่มา: บัญชา คังตระกูล. (2547).การออกแบบสร้างและทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมาขนาดความจุกระบอกสูบกำลัง 885.2 ลบ.ซม .หน้า 17.

ข้อดีประการที่ 2 ที่เหนือกว่าวัฏจักรคาร์โนต์ก็คือการแทนกระบวนการ Isentropic 2 กระบวนการด้วยกระบวนการปริมาตรคงที่ 2 กระบวนการ มีผลทำให้พื้นที่ของแผนภาพ p-v เพิ่มมากขึ้น เพราะฉะนั้นจึงได้งานจากวัฏจักรสเตอร์ลิงในจำนวนมากพอควรโดยไม่จำเป็นต้องใช้ความดันที่สูงมากและปริมาตรกวาด (Swept volume) มากเช่นในวัฏจักรคาร์โนต์ เมื่อเปรียบเทียบวัฏจักรสเตอร์ลิงกับ วัฏจักรคาร์โนต์ที่ทำงานอยู่ระหว่างขีดจำกัดของความดัน ปริมาตร และอุณหภูมิเดียวกัน ดังแสดง

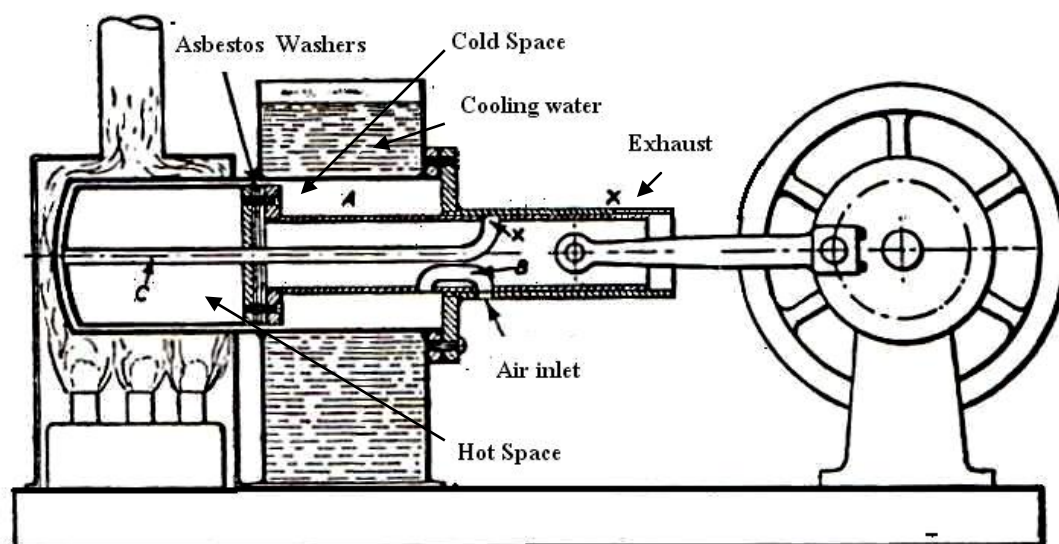
ไว้ในรูปที่ 2.3 พื้นที่แรง 2C-2-3 และ 1-4C-4 แสดงถึงงานที่เพิ่มขึ้นจากการแทนกระบวนการ Isentropic 2 กระบวนการด้วยกระบวนการปริมาตรคงที่ กระบวนการอุณหภูมิคงที่ของวัฏจักรคาร์โนต์ (1-2C และ 3-4C) ขยายออกไปเป็นกระบวนการ 1-2 และ 3-4 ตามลำดับ ปริมาณของงานที่เพิ่มขึ้นจะเป็นสัดส่วนเดียวกันกับความร้อนที่เข้าสู่วัฏจักรสเตอร์ลิงและระบายออกจากวัฏจักรสเตอร์ลิง

ข้อดีประการที่ 3 ถูกค้นพบไม่นานนี้ เมื่อเปรียบเทียบกันระหว่างเครื่องยนต์แบบลูกสูบทั้งหลายซึ่งทำงานที่ขีดจำกัดของอุณหภูมิเดียวกัน อัตราส่วนปริมาตรเดียวกัน มวลของสารทำงานในอุดมคติเท่ากัน ความดันภายนอกเท่ากัน และกลไกมีประสิทธิภาพรวมเท่ากันเครื่องยนต์สเตอร์ลิงอุดมคติจะมีประสิทธิภาพเชิงกลสูงสุดเท่าที่จะเป็นไปได้ ข้อดีทั้ง 3 ประการนี้แสดงให้เห็นว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิงไม่ได้ด้อยกว่าบรรดาเครื่องยนต์ความร้อนทั้งหลายในทางทฤษฎี

เครื่องยนต์แมนสัน (Manson engine)

หลักการทำงาน

เครื่องยนต์แมนสันทำงานบนหลักการของจังหวะกำลังสองจังหวะ ในการทำงานหนึ่งวัฏจักร จังหวะแรกเป็นจังหวะกำลังจากการขยายตัว โดยลูกสูบเคลื่อนที่จากศูนย์ตายบนไปสู่ศูนย์ตายล่างเมื่อความดันภายในเครื่องยนต์สูงกว่าภายนอก (คือความดันบรรยากาศ) หลังจากเกิดการขยายตัวครบ



ภาพประกอบ 22 ภาพตัดของเครื่องยนต์แมนสันดั้งเดิม

จังหวะแล้ว ก็จะเกิดจังหวะกำลังจากการดูดตามมา ช่วงตอนสุดจังหวะกำลังของแต่ละจังหวะ กระโปรงลูกสูบจะเปิดรูระบาย (Port) ออกสู่บรรยากาศ เป็นผลให้ความดันภายในเครื่องยนต์กลับมาเท่ากับความดันบรรยากาศ ทำให้วัฏจักรถัดไปเกิดขึ้นต่อมาอย่างต่อเนื่อง

ในภาพประกอบ 22 แสดงเครื่องยนต์แมนสันเครื่องแรกที่ตีพิมพ์ใน Newnes Practical Mechanics จากภาพนี้จะสังเกตเห็นว่าดิสเพลสเซอร์ (Displacer) หรือทรานสเฟอร์ (Transferor) ในเครื่องยนต์แมนสันถูกต่อโดยตรงเข้ากับลูกสูบกำลัง (Power piston) เป็นชุดเดียวกัน หลักการทำงานโดยรายละเอียดของเครื่องยนต์แมนสันในภาพประกอบ 22 เป็นดังต่อไปนี้

1. จังหวะกำลังจากการขยายตัว

ในขณะที่ลูกสูบกำลังอยู่ที่ศูนย์ตายบน ดังแสดงในภาพประกอบ 22 รูดูด (Air inlet port) จะเปิดให้อากาศจากภายนอกเข้ามาสู่ภายในเครื่องยนต์ ทำให้ความดันภายในเครื่องยนต์เท่ากับความดันบรรยากาศ อากาศที่เข้ามานี้จะถูกทำให้เย็นเมื่อไหลผ่านช่องเย็น (Cold space) ความเฉื่อยของล้อช่วยแรงจะทำให้ลูกสูบกำลังเคลื่อนที่ออกจากศูนย์ตายบนสู่ศูนย์ตายล่าง ทำให้รูดูดถูกปิด

ชุดลูกสูบกำลังและดิสเพลสเซอร์ จะเริ่มต้นเคลื่อนที่ออกจากศูนย์ตายบนไปสู่ศูนย์ตายล่าง อากาศในช่องเย็น (กระบอกสูบ A) ที่ค่อนข้างเย็นกว่าจะเคลื่อนย้ายไปสู่ช่องร้อน (Hot space) อากาศส่วนนี้จะถูกผลักดันให้ไหลผ่านช่องวงแหวนที่อยู่ระหว่างดิสเพลสเซอร์และฝาร้อน (Hot cap) เข้าไปสู่ช่องร้อน อากาศส่วนนี้จะรับความร้อนในระหว่างที่ไหลผ่านไปสู่ช่องร้อน เมื่ออากาศเข้าไปอยู่ในช่องร้อนก็จะร้อนขึ้นอย่างรวดเร็วและความดันภายในช่องร้อนจะเริ่มเพิ่มขึ้นสูงมากกว่าความดันบรรยากาศ ผลของอากาศที่ถูกทำให้ร้อนขึ้นและมีความดันสูงขึ้นนี้จะเริ่มทำให้เกิดการขยายตัว โดยทำให้เกิดแรงดันบนหัวลูกสูบ เร่งให้ลูกสูบเคลื่อนที่เร็วขึ้น อากาศในช่องเย็นจะถ่ายเทสู่ช่องร้อนเร็วขึ้น ทำให้เกิดจังหวะกำลังจากการขยายตัวภายในช่องร้อน

2. จังหวะกำลังจากการดูด

เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่มาถึงศูนย์ตายล่างซึ่งอากาศทั้งหมดจะอยู่ในช่องร้อน และการขยายตัวสิ้นสุดแล้ว ท่อ C ซึ่งวางอยู่ในแนวศูนย์กลางของกระบอกสูบจะต่อเข้ากับรูระบาย (Exhaust port) ที่อยู่บนกระบอกสูบ ความดันภายในใดๆที่สูงกว่าความดันบรรยากาศที่เหลืออยู่หลังจากเกิดการขยายตัวจะถูกระบายออกไปสู่บรรยากาศ ความดันภายในเครื่องยนต์จะกลับคืนมาสู่ความดันบรรยากาศเมื่อรูระบายถูกเปิด ล้อช่วยแรงจะทำให้ลูกสูบเคลื่อนที่ผ่านศูนย์ตายล่างกลับคืนสู่ศูนย์ตายบนปิดรูระบาย

ภายในเครื่องยนต์ยังคงมีอากาศร้อนจำนวนหนึ่งหลงเหลืออยู่ในช่องร้อน แต่เมื่อชุดลูกสูบกับดิสเพลสเซอร์เคลื่อนที่ย้อนกลับ อากาศร้อนส่วนนี้จะถูกผลักดันให้เคลื่อนย้ายไปสู่ช่องเย็น ซึ่งในช่องเย็นนี้เมื่ออากาศร้อนถูกทำให้เย็นตัวลง อากาศก็จะเกิดการหดตัว มีผลทำให้ความดันภายในช่องเย็นลดลงต่ำกว่าความดันบรรยากาศอย่างรวดเร็ว ความดันบรรยากาศภายนอกซึ่งสูงกว่าจะดันให้ลูกสูบเคลื่อนที่กลับไปสู่ศูนย์ตายบน เกิดเป็นจังหวะกำลังจากการดูดหรือจากสูญญากาศภายในช่องเย็น จนกระทั่งเมื่อลูกสูบเคลื่อนที่มาถึงศูนย์ตายบน ช่องดูดจะถูกเปิดอีกครั้งหนึ่ง และวัฏจักรของเครื่องยนต์ก็จะเกิดขึ้นซ้ำกันเช่นนี้ อย่างต่อเนื่องกันไปเรื่อยๆ

ท่อ C ที่อยู่ในแนวศูนย์กลางของดิสเพลสเซอร์ถูกใช้สำหรับการระบายอากาศร้อนผ่านแนวศูนย์กลางของเครื่องยนต์ออกไปโดยไม่ถ่ายเทความร้อนให้แก่ช่องเย็น อากาศร้อนที่ถูกระบายออกนี้สามารถนำไปใช้เป็น Preheat air ในเตา โดยเฉพาะอย่างยิ่ง เมื่อใช้เชื้อเพลิงที่เป็นของแข็ง

3. จากหลักการที่ผ่านมาจะได้ข้อสรุปเบื้องต้นดังนี้

3.1 เครื่องยนต์แมนสันเป็นเครื่องยนต์อากาศร้อนสันดาปภายนอก แบบวัฏจักรเปิด ซึ่งวัฏจักรถูกควบคุมด้วยลูกสูบกำลังที่ทำหน้าที่เป็นลิ้นแบบลูกสูบ (Piston-operated valve) ร่วมกับกระบอกสูบกำลัง ซึ่งเครื่องยนต์จะได้รับการบรรจุอากาศเย็นใหม่ทุกครั้งที่ถูกสูบกำลังเคลื่อนที่มาถึงศูนย์ตายบน และระบายอากาศร้อนที่ใช้งานแล้วสู่บรรยากาศทุกครั้งที่ถูกสูบกำลังเคลื่อนที่มาถึงศูนย์ตายล่างในตอนปลายของจังหวะขยายตัว

3.2 ในแต่ละวัฏจักรเครื่องยนต์แมนสันจะเกิดจังหวะกำลังจากการขยายตัว และจังหวะกำลังจากการดูดอย่างละจังหวะ ทำให้ได้จังหวะกำลังสองจังหวะในแต่ละวัฏจักร

3.3 ลูกสูบกำลังและดิสเพลสเซอร์ยึดติดอยู่ด้วยกันและเคลื่อนที่พร้อมกันเป็นชุด เดียวกัน ซึ่งเป็นมวลที่เกิดการเคลื่อนที่แบบไป-กลับเพียงขึ้นเดียวในเครื่องยนต์

3.4 จะติดเครื่องให้เครื่องยนต์หมุนไปในทิศทางใดก็ได้

3.5 เครื่องยนต์มีโครงสร้างง่าย และ น่าดึงดูดใจมากสำหรับการใช้งานในประเทศที่กำลังพัฒนา เมื่อต้องการกำลังในระดับไม่กี่สิบลวัตต์

3.6 เครื่องยนต์นี้สามารถสร้างขึ้นอย่างง่ายตายจากวัสดุธรรมดา โดยใช้เครื่องมือกลทั่วไป เช่นเครื่องกลึงและเครื่องเจาะ เป็นต้น

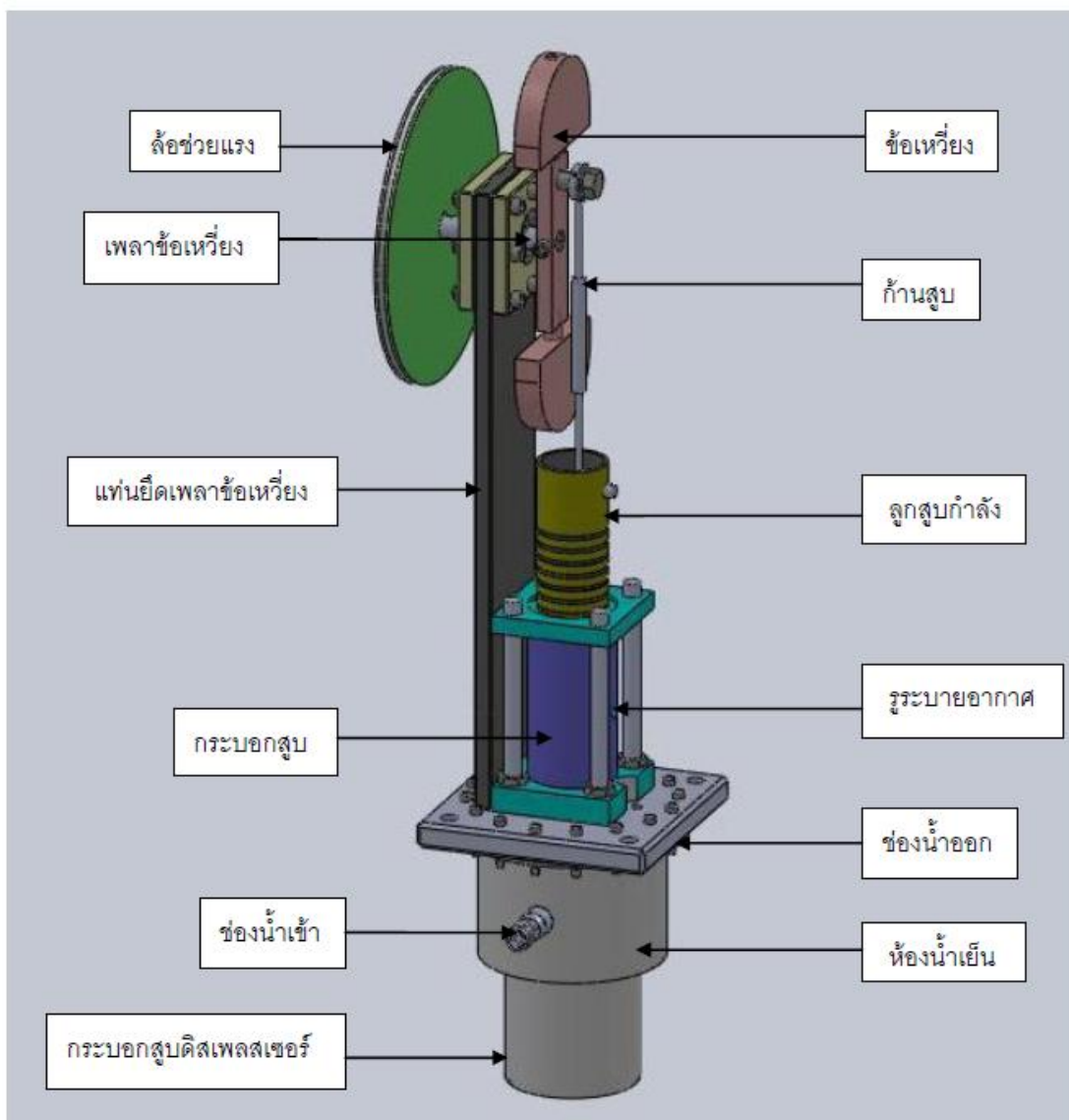
4. แนวทางการปรับปรุงประสิทธิภาพ

สามารถปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องยนต์แมนสันให้สูงขึ้นได้ โดยการใช้สารทำงานที่มีความดันสูงมากขึ้นในต้นจังหวะกำลังจากการขยายตัว และทำให้การระบายสารทำงานออกในต้นจังหวะกำลังจากการดูดเกิดขึ้นโดยมีความดันต่ำกว่าบรรยากาศ ซึ่งการสร้างความดันเหล่านี้อาจจะต้องใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายนอกเพิ่มเติมให้มีความสามารถเพียงพอตามความจำเป็น



บทที่ 3 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

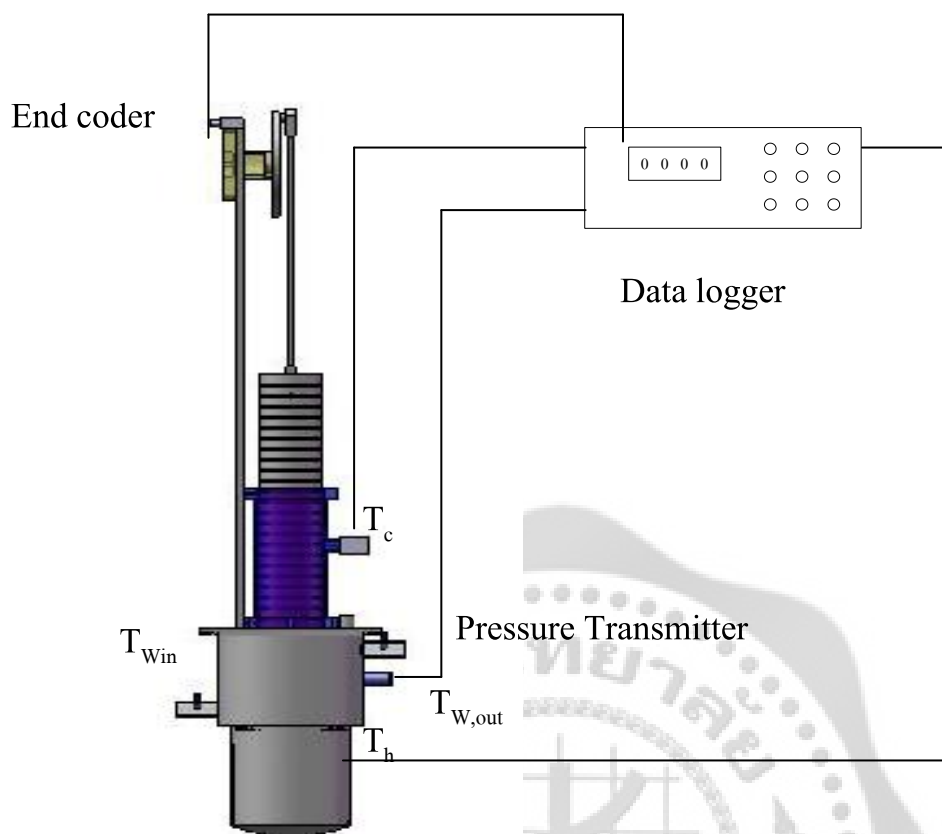
เมื่อได้ศึกษาหลักทำงานของสร้างโมเดลเครื่องยนต์แมนสันและส่วนประกอบต่าง ๆ ที่มี
สำคัญขงเครื่องยนต์แมนสัน พารามิเตอร์ในการออกแบบ และหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์
แมนสัน ดังนั้นในการสร้างโมเดลเครื่องยนต์แมนสัน โดยใช้โปรแกรมเขียนแบบด้วยคอมพิวเตอร์ จาก
โปรแกรม Solid works จำลองการทำงานขง เครื่องยนต์แมนสันโดยใช้กลไกและหลักพลศาสตร์
ของเครื่องจักรกลในการออกแบบประสิทธิภาพของเครื่องยนต์แมนสัน



ภาพประกอบ 23 แสดงภาพประกอบเครื่องยนต์แมนสันในการออกแบบ



ภาพประกอบ 24 แสดงภาพประกอบเครื่องยนต์แมนตันในการสร้างจริง



ภาพประกอบ 25 แผนภาพแสดงเครื่องมือวัดสำหรับการเขียนแผนภาพความดัน กับ ปริมาตร

1. อุปกรณ์ในการทดลอง

อุปกรณ์ต่าง ๆ ดังต่อไปนี้

- 1) Rope brake dynamometer สำหรับวัดแรงบิดของเครื่องยนต์ประกอบด้วยตาซั้งสปริง, น้ำหนักถ่วง, สายรัด, และโครงสร้างรองรับอุปกรณ์
- 2) ชุดวัดความเร็วรอบของเครื่องยนต์ประกอบด้วย Proximity sensor และ Digital indicator และโครงสร้างรองรับอุปกรณ์
- 3) ชุดวัดความดันและปริมาตรของสารทำงานในเครื่องยนต์ประกอบด้วย Pressure transmitter และ Digital indicator และ Endcoder
- 4) ชุดวัดความร้อนที่ป้อนเข้าเครื่องยนต์ประกอบด้วยแคลอริมิเตอร์ (Calorimeter), ตาซั้งอิเล็กทรอนิกส์, และนาฬิกาจับเวลา

5) ระบบน้ำระบายความร้อนของเครื่องยนต์ประกอบด้วยถังเก็บน้ำเย็น, ถังพักน้ำร้อน, อุปกรณ์ควบคุมระดับน้ำ, เครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำ, เครื่องสูบน้ำ, ระบบท่อและวาล์ว, และโครงสร้างรองรับอุปกรณ์ทั้งหลาย

6) ชุดวัดอุณหภูมิของเครื่องยนต์และน้ำระบายความร้อนประกอบด้วย Infrared thermometer สำหรับวัดอุณหภูมิของฝาสูบด้านร้อน, T-type thermocouple และ Digital indicator สำหรับวัดอุณหภูมิของฝาสูบด้านเย็นและอุณหภูมิของน้ำระบายความร้อน, Selector switches สำหรับการเลือกอ่านจุดที่วัดอุณหภูมิ

7) แผงเครื่องมือวัดและควบคุมทางไฟฟ้าประกอบด้วยแผงควบคุม, โครงสร้างรองรับ, อุปกรณ์ควบคุมทางไฟฟ้า, ระบบสายไฟฟ้า, สวิตช์, Breakers, เครื่องวัดพลังงาน, เครื่องวัดแรงดัน

8) เครื่องมือวัดทางกลและอุปกรณ์อื่นๆเพื่อการสอบเทียบเครื่องมือวัดอิเล็กทรอนิกส์ เช่น Beaker, Thermometer, manometer, เป็นต้น

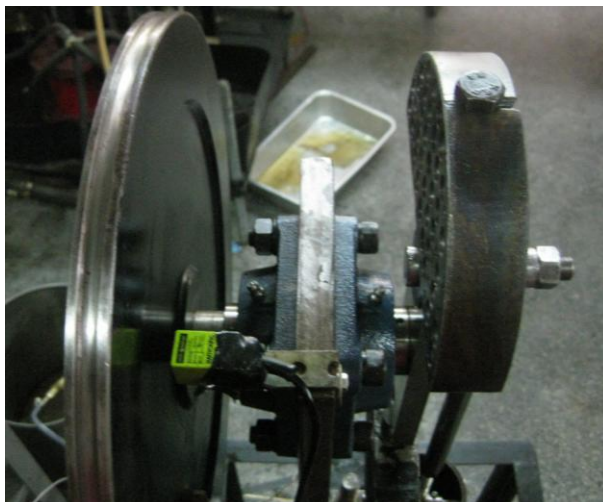
9) Data logger สำหรับการเก็บบันทึกข้อมูลต่างๆจากเครื่องมือวัดอิเล็กทรอนิกส์

2. เครื่องมือวัดและชุดควบคุม

ในการเลือกเครื่องมือวัดเพื่อใช้ในการทดสอบจะต้องให้เหมาะสมกับการทดสอบ ดังนั้นจึงจะต้องทราบถึงคุณสมบัติ ประเภทของเครื่องมือวัด เช่น เครื่องมือวัดความเร็วรอบ, เครื่องมือวัดอุณหภูมิ, เครื่องมือวัดน้ำหนัก, เครื่องมือวัด ฯลฯ ที่ใช้ดังนี้



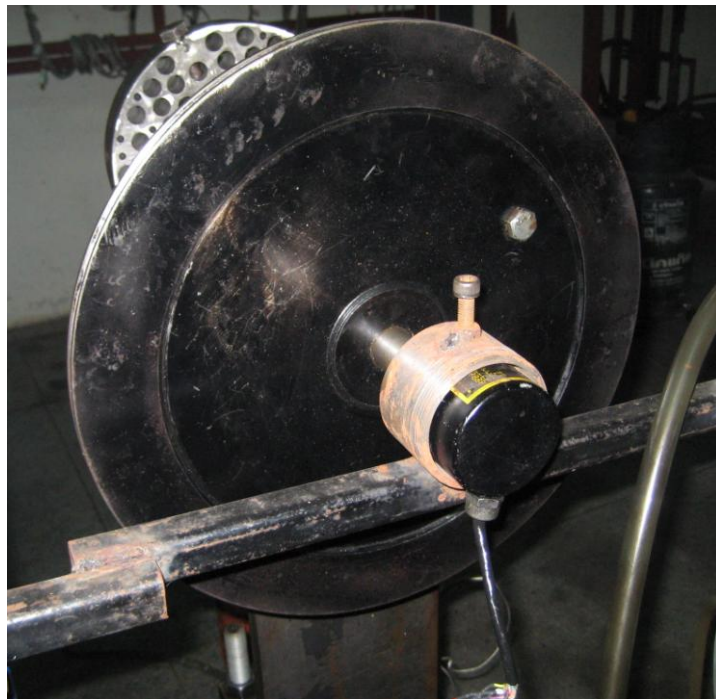
ภาพประกอบ 26 แสดงแผงเครื่องมือวัด



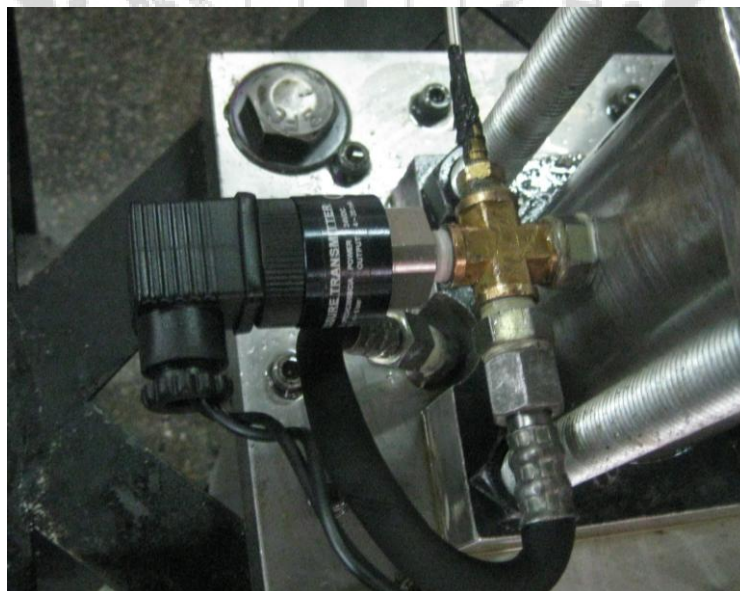
ภาพประกอบ 27 แสดงลักษณะการติดตั้ง Proximity sensor



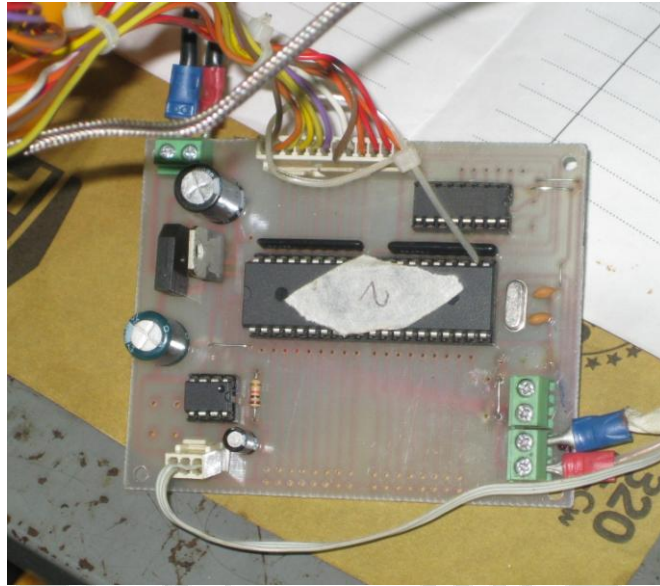
ภาพประกอบ 28 แสดงลักษณะการติดตั้งเทอร์โมคัพเปิล



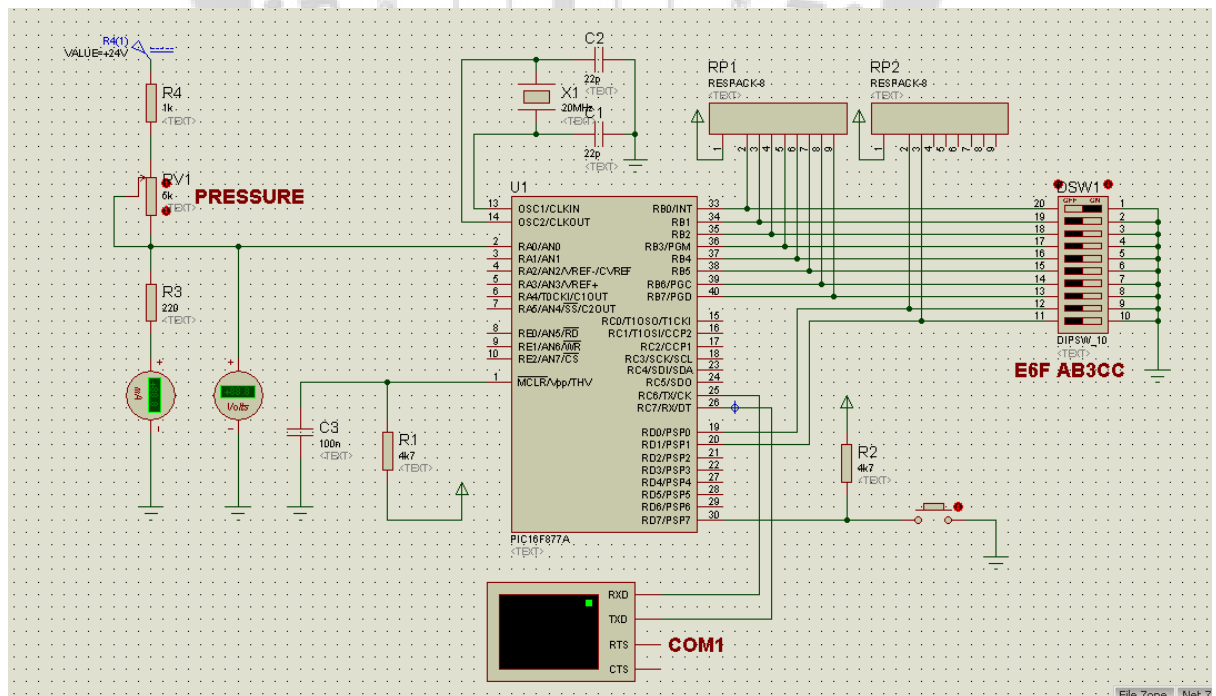
ภาพประกอบ 29 แสดงลักษณะการติดตั้ง Endcoder



ภาพประกอบ 30 แสดงลักษณะการติดตั้ง Pressure transmitter



ภาพประกอบ 31 แสดงชุดแปลงสัญญาณ แรงดันกับบงศาของเพลาค้อเหวียง



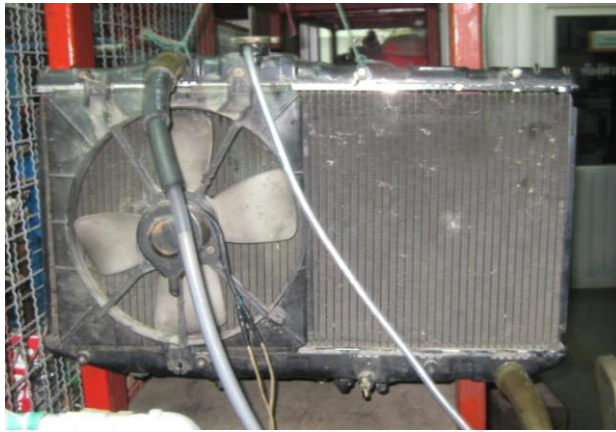
ภาพประกอบ 32 แสดงแบบวงจรชุดแปลงสัญญาณ แรงดันกับบงศาของเพลาค้อเหวียง



ภาพประกอบ 33 แสดงแหล่งจ่ายไฟ ชุดแปลงสัญญาณ



ภาพประกอบ 34 ปั้มน้ำ



ภาพประกอบ 35 หม้อน้ำระบายความร้อน



ภาพประกอบ 36 แสดงลักษณะการกัดกร่อนในกระบอกสูบ



ภาพประกอบ 37 แสดงห้องปฏิบัติการทดสอบเครื่องยนต์

วิธีการทดลอง

การออกแบบเครื่องยนต์และการทดลองเก็บข้อมูล มีขั้นตอนดังนี้

1. ทำการออกแบบเครื่องยนต์
2. ทำการวาดแบบเครื่องยนต์ตามที่ได้ออกแบบไว้เพื่อทำการสั่งทำเครื่องยนต์
3. นำชิ้นส่วนที่ได้สั่งทำมาทำการประกอบเป็นเครื่องยนต์
4. ทำการจัดเตรียมเครื่องมือในการทดสอบ
5. ทำการทดลองหาสมรรถนะของเครื่องยนต์
6. ทำการจดบันทึกค่าต่าง ๆ ที่จะนำไปใช้ในการหาสมรรถนะของเครื่องยนต์
7. ประมวลผลผลลัพธ์จากการทดสอบเครื่องยนต์
8. ทำการศึกษาวิเคราะห์วัฏจักรด้วยวิธีเชิงตัวเลข
9. ทำการศึกษาวิเคราะห์วัฏจักรด้วยวิธีการทางอุณหพลศาสตร์
10. ทำการเปรียบเทียบผลการทดลองจากการศึกษาด้วยวิธีการต่าง ๆ

ตัวแปรที่ได้จากการทดลอง

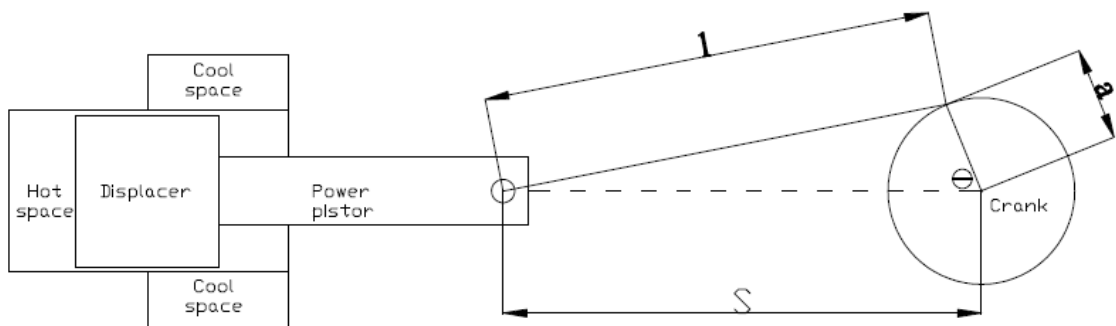
- อุณหภูมิที่น้ำไหลเข้า cooler $T_{W,in}$
- อุณหภูมิที่น้ำไหลออก cooler $T_{W,out}$
- ปริมาณน้ำหล่อเย็น \dot{m}
- อุณหภูมิที่ห้องร้อนในกระบอกสุบดิสเพลสเซอร์ T_h
- อุณหภูมิที่ห้องเย็นในกระบอกสุบดิสเพลสเซอร์ T_c
- ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ N
- น้ำหนักไหล w
- แรงดึงสปริง s



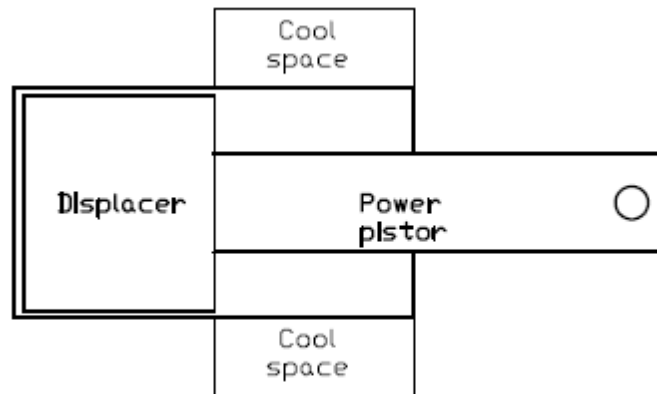
บทที่ 4

การวิเคราะห์วัฏจักรแมนสัน

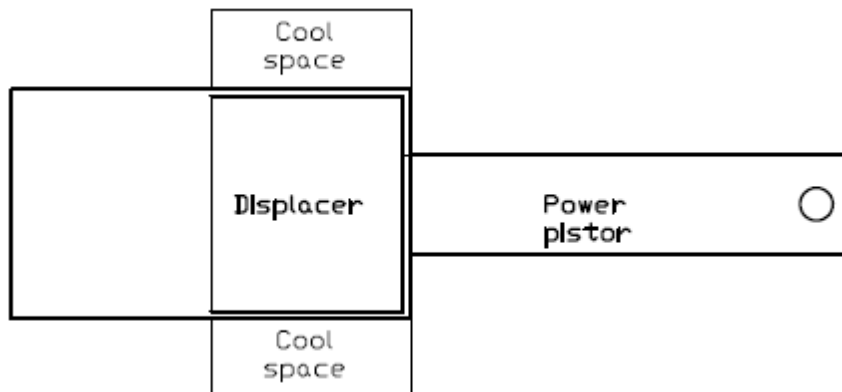
การวิเคราะห์สมรรถนะเครื่องยนต์แมนสัน ซึ่งประกอบด้วยความเร็วรอบ, แรงบิด, กำลังเพลลา, และประสิทธิภาพได้ โดยการวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องยนต์เปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของมวลเชื้อเพลิงทดสอบความร้อนจากหัวเผาที่ให้กับเครื่องยนต์ได้ดังนี้ 8305.6 W, 5980 W และ 5302 W และเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นดังนี้ 1000 mL/min, 1200 mL/min, 1400 mL/min และ 1600 mL/min



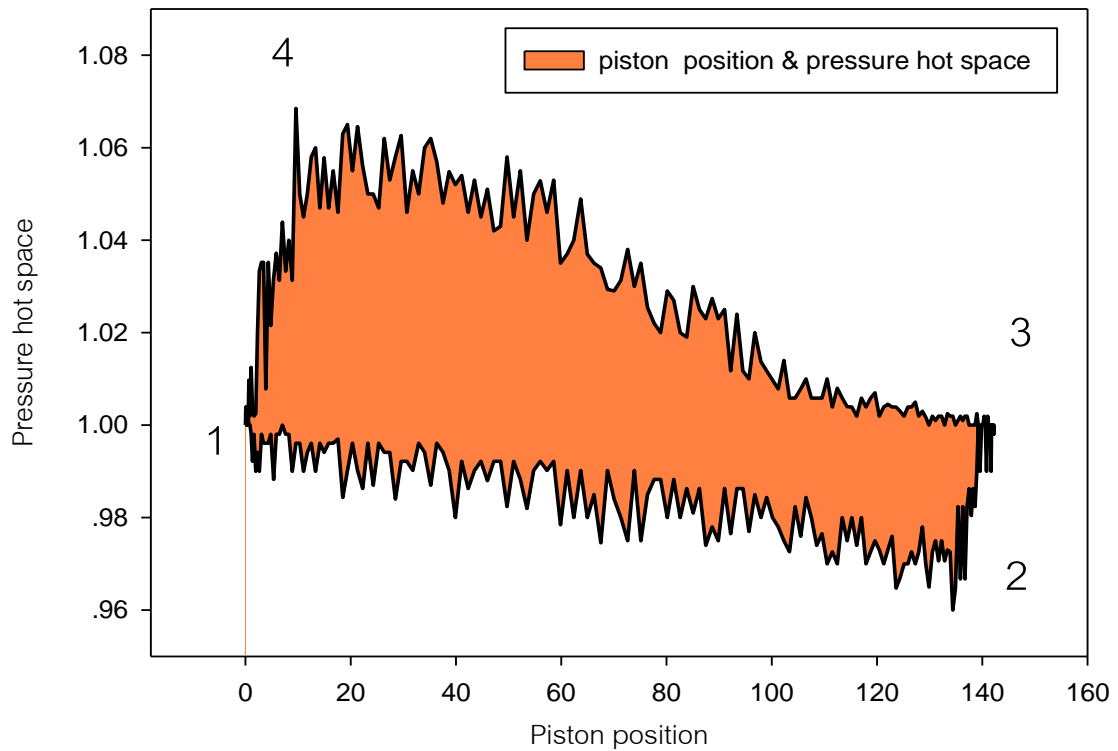
ภาพประกอบ 38 สมบัติทางเรขาคณิตของกระบอกสูบ ลูกสูบก้านสูบและเพลลาข้อเหวี่ยง



ภาพประกอบ 39 แสดงตำแหน่งลูกสูบเครื่องยนต์แมนสัน สภาวะที่ 1 กับ สภาวะที่ 4



ภาพประกอบ 40 แสดงตำแหน่งลูกสูบเครื่องยนต์แมนสัน สภาวะที่ 2 กับ สภาวะที่ 3



ภาพประกอบ 41 แผนภาพอินดิเคเตอร์ที่แท้จริงของเครื่องยนต์แมนสันในช่องร้อน

งานจากกระบวนการขยายตัวของลูกสูบจากสภาวะ ที่ 1 ไปสภาวะ ที่ 2 จากผลการทดลอง ข้อมูลจากการทดลอง จากภาพประกอบ 41 จะได้ค่า

ความดันที่สภาวะ ที่ 1

$$P_1 = 1 \text{ bar}$$

ปริมาตรระบอบสูบที่สภาวะที่ 1

$$V_1 = 2025 \text{ cm}^3$$

ความดันที่สภาวะ ที่ 2

$$P_2 = 0.96 \text{ bar}$$

ปริมาตรระบอบสูบที่สภาวะที่ 2

$$V_2 = 2740 \text{ cm}^3$$

จากสมการ (2-20)

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n = C ; P = C / V^n$$

$$(V_1 / V_2)^n = P_2 / P_1$$

$$n_{12} \ln(V_1/V_2) = \ln(P_2/P_1)$$

$$n_{12} = \ln(P_2/P_1) / \ln(V_1/V_2)$$

$$n_{12} = \ln(0.96/1) / \ln(2025/2740)$$

$$n_{12} = 0.135$$

$$C_{12} = (1 \times 10^5) \cdot (2,025 \times 10^{-6})^{0.135} = 43,288$$

จากสมการ (2-1)

$${}_1W_2 = - \int_{V_1}^{V_2} PdV$$

$$= - \int_{V_1}^{V_2} \frac{C}{V^n} dV$$

$$= - \frac{C}{1-n} [V_2^{1-n} - V_1^{1-n}]$$

$$= - \frac{43,288}{1-0.135} [(2740 \times 10^{-6})^{1-0.135} - (2025 \times 10^{-6})^{1-0.135}]$$

$$= -70 \text{ J}$$

งานจากกระบวนการอัดตัวของลูกสูบจากสภาวะ ที่ 3 ไปสภาวะ ที่ 4 จากผลการทดลอง ข้อมูลจากการทดลอง จากภาพประกอบ 41 จะได้ค่า

ความดันที่สภาวะ ที่ 3

$$P_3 = 1 \text{ bar}$$

ปริมาตรกระบอกสูบที่สภาวะที่ 3

$$V_3 = 2740 \text{ cm}^3$$

ความดันที่สภาวะ ที่ 4

$$P_4 = 1.06 \text{ bar}$$

ปริมาตรกระบอกสูบที่สภาวะที่ 3

$$V_4 = 2025 \text{ cm}^3$$

จากสมการ (2-20)

$$P_3 V_3^n = P_4 V_4^n = C ; P = C / V^n$$

$$(V_3 / V_4)^n = P_3 / P_4$$

$$n_{34} \ln(V_3 / V_4) = \ln(P_4 / P_3)$$

$$n_{34} = \ln(P_4 / P_3) / \ln(V_3 / V_4)$$

$$n_{34} = \ln(1.06 / 1) / \ln(2740 / 2025)$$

$$n_{34} = 0.2$$

$$C_{34} = (1.06 \times 10^5) \cdot (2,025 \times 10^{-6})^{0.2} = 30,661.3$$

จากสมการ (2-1)

$${}_3W_4 = - \int_{V_3}^{V_4} P dV$$

$$= - \int_{V_3}^{V_4} \frac{C}{V^n} dV$$

$$= - \frac{C}{1-n} [V_4^{1-n} - V_3^{1-n}]$$

$$= - \frac{30,661.3}{1-0.2} [(2,025 \times 10^{-6})^{1-0.2} - (2,740 \times 10^{-6})^{1-0.2}]$$

$$= 73.43 \text{ J}$$

Indicated power (ip) กำลังบ่งชี้ เท่ากับผลต่างของพื้นที่จากสภาวะที่ 3 ไปสภาวะที่ 4 ลบด้วยพื้นที่ใต้กราฟ จากสภาวะที่ 1 ไปสภาวะที่ 2 ในแผนภาพอินดิเคเตอร์ของระบบเท่ากับ

$$\begin{aligned} ip &= {}_3W_4 - {}_1W_2 \\ &= 73.43 - 70 = 3.43 \text{ J} \end{aligned}$$

จากผลการทดลองได้กำลังเพลลา = 1.114 J

เพราะฉะนั้น ความเสียหายของเครื่องยนต์ จากสมการ (2-4)

$$\begin{aligned} fp &= ip - bp \\ fp &= 3.43 - 1.114 = 2.316 \text{ J} \end{aligned}$$

ประสิทธิภาพเชิงกล (Mechanical efficiency): อัตราส่วนของกำลังเพลลาจากเครื่องยนต์ต่อกำลังที่เกิดขึ้นในกระบอกสูบที่วัดได้จากอินดิเคเตอร์ จากสมการ (2-5)

$$\eta_m = \frac{bp}{ip} = \frac{1.114}{3.43} = 32.5\%$$

ประสิทธิภาพความร้อน (Thermal efficiency) หาได้ 2 กรณีอาจหาได้จากกำลังม้าอินดิเคต เรียกว่าประสิทธิภาพทางความร้อนบ่งชี้ (Indicated Thermal efficiency; η_{it}) หรือหาอาจหาจากกำลังม้าเบรค ซึ่งเรียกว่าประสิทธิภาพทางความร้อนเบรค (Brake Thermal efficiency; η_{bt}) จากสมการ (2-6)

$$\eta_{it} = \frac{ip}{Q_{in}} = \frac{3.43 \times 26.8 / 60}{5,302.8} = 0.03\%$$

งานของระบบที่ไม่มีการไหล

งานของระบบที่ไม่มีการไหลมีชื่อเรียกอีกอย่างหนึ่งว่า งานเนื่องจากการเคลื่อนที่ของขอบเขตของระบบ หรือ งานเนื่องจากการแทนที่ (Displacement work) ขอบเขตของระบบเคลื่อนที่เมื่อระบบเปลี่ยนแปลงสถานะ (ขยายตัวหรือหดตัว) ย่อมทำให้ระบบนั้นเปลี่ยนแปลงปริมาตรและเกิดงานเนื่องจากการแทนที่ ภายใต้กระบวนการสมดุลควอไซ

เครื่องหมายของงาน

- สำหรับกระบวนการขยายตัว ($V_2 > V_1$) งานที่คำนวณได้จะมีเครื่องหมายบวก เนื่องจาก

$$\Delta V = V_2 - V_1 \text{ เป็นบวก เราเรียกงานนี้ว่า งานที่ทำโดยระบบ}$$

- สำหรับกระบวนการอัดตัว ($V_2 < V_1$) งานที่คำนวณได้จะมีเครื่องหมายลบ

เนื่องจาก $\Delta V = V_2 - V_1$ มีค่าเป็นลบ เราเรียกงานนี้ว่า งานที่ให้ระบบ

ตาราง 1 แสดงผลการทดลอง (Experimental)

	Value
Work ₁₂	70.00 J
Work ₃₄	73.43 J
Net work	3.43 J
Indicated power	3.43 J
Brake power	1.114 J
Mechanical efficiency	32.5 %
Indicated Thermal efficiency	0.03 %

การวิเคราะห์โดยวิธีเชิงตัวเลข

โดยพื้นฐานแล้วการวิเคราะห์เครื่องยนต์ที่มีลูกสูบมีการเคลื่อนที่เป็นโค้งไซน์การวิเคราะห์ด้วยวิธีเชิงตัวเลข สำหรับวิธีเชิงตัวเลข ปริมาตรในช่องร้อน (Hot space) และในช่องเย็น (Cool space) ของเครื่องยนต์ที่พิจารณาวิเคราะห์จะถูกคำนวณเป็นจำนวนหลายๆ ครั้งในระหว่างวัฏจักร เช่น อาจจะทำทุก 10° ของการเพิ่มของมุมเพลลาข้อเหวี่ยง เป็นต้น ปริมาตรตายจะถูกนำเข้ามาพิจารณาได้ด้วย อุณหภูมิประสิทธิภาพของช่องร้อน ช่องเย็น และปริมาตรตายจะถูกกำหนดให้คงที่มีสมมติฐานว่าในแต่ละมุมการหมุนของเพลลาข้อเหวี่ยง ความดันเปลี่ยนแปลงตามมุมเพลลาข้อเหวี่ยง เนื่องจากมีการดูดสารทำงานและคายออก (สารทำงาน คือ อากาศ) ความดันจะเปลี่ยนแปลงตามวัฏจักร ดังนั้นความดันที่แต่ละมุมเพลลาข้อเหวี่ยงจะคำนวณออกมาได้โดยใช้กฎของก๊าซสมบูรณ์จากนั้นจึงพล็อตความดันของสารทำงานกับปริมาตรตามมุมเพลลาข้อเหวี่ยง แล้วคำนวณหางานสุทธิจากพื้นที่ของแผนภาพความดันกับปริมาตร และความดันสูงสุด ต่ำสุดสามารถหาได้

การตั้งสมมติฐานในการวิเคราะห์ด้วยวิธีเชิงตัวเลข

- 1) การเคลื่อนที่ของลูกสูบกำลังและ Displacer เป็นเส้นโค้งไซน์ ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงปริมาตรของช่องร้อนและช่องเย็นก็เป็นเส้นโค้งไซน์ด้วย
- 2) สารทำงานเป็นก๊าซสมบูรณ์ นั่นคือสมการ $PV = mRT$ นำมาใช้
- 3) มวลของสารทำงานในเครื่องยนต์มีค่าไม่คงที่คงที่ หมายความว่ามีการดูดเข้าและคายออกของสารทำงานตามวัฏจักร
- 4) กระบวนการทั้งหลายเป็นแบบย้อนกลับได้ (Reversible)
- 5) วัฏจักรอยู่ในสถานะสม่ำเสมอ (Steady – state condition)
- 6) ความเร็วรอบของเครื่องยนต์คงที่
- 7) ความดันเปลี่ยนแปลงตามมุมเพลลาข้อเหวี่ยง นั่นคือมีการดูดเข้าและคายออกของสารทำงานตามวัฏจักร
- 8) อุณหภูมิของสารทำงานในช่องร้อน ช่องเย็น และช่องตาย (Dead space) มีค่าคงที่อยู่ที่ T_H , T_C และ T_S ตามลำดับ

การวิเคราะห์เครื่องยนต์แมนสันด้วยวิธีเชิงตัวเลข

(Manson engine cycle Numerical solution analysis)

สมการสำหรับปริมาตรและความดันมีดังนี้

ปริมาตรของช่องร้อนจะหาได้ดังนี้

$$V_H = \frac{\pi}{4} d_d^2 \cdot (l + a - s) \quad (4-1)$$

เมื่อ $s = a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2}$

d_d คือเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบ ดิสเพลสเซอร์ (Displacer) มีหน่วยเป็น cm

s คือระยะระหว่างแกนข้อเหวี่ยงกับแกนสลักลูกสูบ

l คือความยาวก้านสูบ (Connecting rod length)

a คือรัศมีข้อเหวี่ยง (crank radius)

θ คือมุมที่เพลลาข้อเหวี่ยงหมุนไป (crank angle) มีหน่วยเป็นองศา

ปริมาตรของช่องเย็นจะหาได้ดังนี้

$$V_C = \frac{\pi}{4} (d_d^2 - d_p^2) \cdot (l + a - s) \quad (4-2)$$

เมื่อ d_p คือเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง (Power piston) มีหน่วยเป็น cm

ปริมาตรทั้งหมดในกระบอกสูบ (total volume) คือ

$$V_T = V_H + V_C + V_S \quad (4-3)$$

เมื่อ V_S คือผลรวมของปริมาตรตายทั้งหมด (total dead volume) มีหน่วยเป็น cm^3

$$V_S = V_{hs} + V_{cs} + V_{as} \quad (4-4)$$

V_{hs} คือปริมาตรตาย (hot space volume) ที่อยู่ในช่องร้อน มีหน่วยเป็น cm^3

V_{cs} คือปริมาตรตาย (cold space volume) ที่อยู่ในช่องเย็น มีหน่วยเป็น cm^3

V_{as} คือปริมาตรตาย (annular space volume) ที่อยู่ในช่องเย็น มีหน่วยเป็น cm^3

$$V_{as} = \frac{\pi}{4} (d_D^2 - d_d^2) l_D \quad (4-5)$$

ความดันในกระบอกสูบเครื่องยนต์จะหาได้จาก

$$P = mR / (V_H / T_H + V_C / T_C + V_{as} / T_{as}) \quad (4-6)$$

ความดันในกระบอกสูบจะเปลี่ยนแปลงตามมุมหมุนของเพลาช้อเหวี่ยงจากศูนย์องศาจนครบ 360° และปริมาตรช่องร้อนกับปริมาตรช่องเย็นจะเปลี่ยนแปลงตามมุมเพลาช้อเหวี่ยงเช่นกันยกเว้นปริมาตรตายเท่านั้นที่ไม่เปลี่ยนแปลงตามมุมเพลาช้อเหวี่ยง

เมื่อ T_H คืออุณหภูมิของสารทำงานในช่องร้อน มีหน่วยเป็น K

T_C คืออุณหภูมิของสารทำงานในช่องเย็น มีหน่วยเป็น K

T_{as} คืออุณหภูมิของสารทำงานด้านข้างระหว่างช่องร้อนกับช่องเย็น (annular space temperature) มีหน่วยเป็น K

$$T_{as} = (T_H + T_C) / 2$$

ปริมาณของสารทั้งหมดอยู่ในจังหวะดูด (Suction stroke) ช่องเย็นกับปริมาตรตายทั้งหมด (Dead space volume) ดังนั้นปริมาณของสารทำงานที่สถานะ 1 จะหาได้จากสมการ (4-6):

สถานะ 1:

$$m = (P_1 / R)(V_H / T_H + V_C / T_C + K_1)$$

$$K_1 = (V_{hs} / T_H + V_{cs} / T_C + V_{as} / T_{as})$$

$$P_1 = 1.013 \times 10^5 \text{ N/m}^2, R = 287 \text{ J/kg.K}$$

$$V_H = 0 \text{ cm}^3 \text{ at bottom dead center, } T_H = 690 \text{ K}$$

$$V_C = 1,576 \text{ cm}^3, T_C = 372 \text{ K}$$

$$K_1 = (52/690 + 33/372 + 377/531) = 0.874 \text{ cm}^3 / \text{K}$$

$$= (1.013 \times 10^5 / 287) \times [(1576/372) + 0.874] \times 10^{-6}$$

$$m = 0.0018 \text{ kg}$$

ตัวอย่างการคำนวณ วิธีเชิงตัวเลข (Numerical solution method)

ค่าพารามิเตอร์ต่างๆของเครื่องยนต์ที่นำมาใช้ในการวิเคราะห์

ความดันบรรยากาศ = 1 bar

เส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกดิสเพลสเซอร์รอบนอก = 148.2 mm

$$\text{พื้นที่ในการรับความร้อน} = \frac{\pi}{4} 148.2^2 = 17,249.8 \text{ mm}^2$$

เส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกดิสเพลสเซอร์รอบใน = 142.2 mm

$$\text{พื้นที่ในการรับความร้อน} = \frac{\pi}{4} 142.2^2 = 15,881.4 \text{ mm}^2$$

ความยาวดิสเพลสเซอร์ = 142.2 mm

$$\text{ปริมาตร ช่องว่างระหว่างลูกสูบกับกระบอกสูบ} = (17,249.8 - 15,881.4) \times 142.2 = 194,586.48 \text{ mm}^3$$

อุณหภูมิในช่องร้อน = 690 K

อุณหภูมิในช่องเย็น = 372 K

อุณหภูมิระหว่างช่องร้อนกับช่องเย็น = 531 K

เส้นผ่าศูนย์กลางลูกสูบกำลัง = 80 mm

$$\text{พื้นที่ลูกสูบกำลัง} = \frac{\pi}{4} 80^2 = 5,026.54 \text{ mm}^2$$

ระยะชัก = 142.2 mm

$$\text{พื้นที่ดิสเพลสเซอร์ลบด้วยพื้นที่ของลูกสูบกำลัง} = 17,249.8 - 5,026.54 = 12,223.26 \text{ mm}^2$$

ระยะระหว่างผนังลูกสูบดิสเพลสเซอร์กับกระบอกสูบ = 3 mm

กระบวนการขยายจากวิธีเชิงตัวเลข (Process expansion)

มวลของการประจุไอดีไม่เท่ากันเนื่องจากปริมาตรในแต่ละจังหวะไม่เท่ากัน ปริมาตรในจังหวะการขยายตัวจะน้อยกว่าจังหวะการอัดตัวเพราะฉะนั้นจึงทำให้ค่าคงที่ไม่เท่ากัน

$$\text{ดังนั้นจากสมการ (12)} \quad \frac{PV}{T} = mR = K_E$$

K_E คือ ค่าคงที่ของกระบวนการขยายตัว

ในขณะที่รู ระบาย (Port) อากาศปิดตัวปริมาตรในกระบอกสูบจะเป็นระบบปิด จึงทำให้ค่าของมวลของอากาศกับค่าคงที่เฉพาะแก๊สของอากาศมีค่าคงที่ตาม จึง mR เท่ากับ K_E

$$K_E = 1 \times \{((142.2-3) \times 17,249.8 / 690) + (194,586.48/531) + (3 \times 12,223.26/372)\}$$

$$K_E = 3,945 \quad (K \text{ of hot end} + K \text{ of regen} + K \text{ of cold end})$$

ความดันในระบบออกสูบลดลงตามปริมาตรในระบบออกสูบลในการทดลองนี้เราให้อุณหภูมิคงที่ความดันจึงมีค่าแปรผันตรงกับปริมาตร

อัตราส่วนปริมาตรช่องว่างระหว่างลูกสูบกับระบบออกสูบล กับอุณหภูมิระหว่างช่องร้อนกับช่องเย็น = $194,597.54/531 = 366.47$

ทำการ Set up ตำแหน่งการเคลื่อนตัวของลูกสูบ = $142.2 - 3 = 139.2 \text{ mm} = 100\%$

$$0\% = [(142.2-3-3) \times (0\%/100\%)] + 3 = 3 \text{ mm}$$

$$10\% = [(142.2-3-3) \times (10\%/100\%)] + 3 = 16.62 \text{ mm}$$

$$20\% = [(142.2-3-3) \times (20\%/100\%)] + 3 = 30.24 \text{ mm}$$

$$30\% = [(142.2-3-3) \times (30\%/100\%)] + 3 = 43.86 \text{ mm}$$

$$40\% = [(142.2-3-3) \times (40\%/100\%)] + 3 = 57.48 \text{ mm}$$

$$50\% = [(142.2-3-3) \times (50\%/100\%)] + 3 = 71.10 \text{ mm}$$

$$60\% = [(142.2-3-3) \times (60\%/100\%)] + 3 = 84.72 \text{ mm}$$

$$70\% = [(142.2-3-3) \times (70\%/100\%)] + 3 = 98.34 \text{ mm}$$

$$80\% = [(142.2-3-3) \times (80\%/100\%)] + 3 = 111.96 \text{ mm}$$

$$90\% = [(142.2-3-3) \times (90\%/100\%)] + 3 = 125.58 \text{ mm}$$

$$100\% = [(142.2-3-3) \times (100\%/100\%)] + 3 = 139.2 \text{ mm}$$

ปริมาตรในช่องร้อนเปลี่ยนแปลงตามการเคลื่อนตัวของลูกสูบ

$$0\% = ((142.2-3-3) \times 0 \times 17,249.89) + (3 \times 17,249.89) = 51,749.67 \text{ mm}^3$$

$$10\% = ((142.2-3-3) \times 0.1 \times 17,249.89) + (3 \times 17,249.89) = 286,693.1 \text{ mm}^3$$

$$20\% = ((142.2-3-3) \times 0.2 \times 17,249.89) + (3 \times 17,249.89) = 521,636.6 \text{ mm}^3$$

$$30\% = ((142.2-3-3) \times 0.3 \times 17,249.89) + (3 \times 17,249.89) = 756,580.1 \text{ mm}^3$$

$$40\% = ((142.2-3-3) \times 0.4 \times 17,249.89) + (3 \times 17,249.89) = 991,523.6 \text{ mm}^3$$

$$50\% = ((142.2-3-3) \times 0.5 \times 17,249.89) + (3 \times 17,249.89) = 1,226,467 \text{ mm}^3$$

$$60\% = ((142.2-3-3) \times 0.6 \times 17,249.89) + (3 \times 17,249.89) = 1,461,411 \text{ mm}^3$$

$$70\% = ((142.2-3-3) \times 0.7 \times 17,249.89) + (3 \times 17,249.89) = 1,696,354 \text{ mm}^3$$

$$80\% = ((142.2-3-3) \times 0.8 \times 17,249.89) + (3 \times 17,249.89) = 1,931,298 \text{ mm}^3$$

$$90\% = ((142.2-3-3) \times 0.9 \times 17,249.89) + (3 \times 17,249.89) = 2,166,241 \text{ mm}^3$$

$$100\% = ((142.2-3-3) \times 1 \times 17,249.89) + (3 \times 17,249.89) = 2,401,184 \text{ mm}^3$$

ปริมาตรในช่องเย็นเปลี่ยนแปลงตามการเคลื่อนตัวของลูกสูบ

$$0\% = ((142.2-3-3) \times (1-0)) + 3 \times 12,223.34 = 1,701,488.93 \text{ mm}^3$$

$$10\% = ((142.2-3-3) \times (1-0.1)) + 3 \times 12,223.34 = 1,535,007 \text{ mm}^3$$

$$20\% = ((142.2-3-3) \times (1-0.2)) + 3 \times 12,223.34 = 1,368,525 \text{ mm}^3$$

$$30\% = ((142.2-3-3) \times (1-0.3)) + 3 \times 12,223.34 = 1,202,043 \text{ mm}^3$$

$$40\% = ((142.2-3-3) \times (1-0.4)) + 3 \times 12,223.34 = 1,035,561 \text{ mm}^3$$

$$50\% = ((142.2-3-3) \times (1-0.5)) + 3 \times 12,223.34 = 869,079.5 \text{ mm}^3$$

$$60\% = ((142.2-3-3) \times (1-0.6)) + 3 \times 12,223.34 = 702,597.6 \text{ mm}^3$$

$$70\% = ((142.2-3-3) \times (1-0.7)) + 3 \times 12,223.34 = 536,115.7 \text{ mm}^3$$

$$80\% = ((142.2-3-3) \times (1-0.8)) + 3 \times 12,223.34 = 369,633.8 \text{ mm}^3$$

$$90\% = ((142.2-3-3) \times (1-0.9)) + 3 \times 12,223.34 = 203,151.9 \text{ mm}^3$$

$$100\% = ((142.2-3-3) \times (1-1)) + 3 \times 12,223.34 = 36,670.02 \text{ mm}^3$$

ดังนั้น ความดันจึงเปลี่ยนแปลงไปตามเปอร์เซ็นต์การเคลื่อนตัวของลูกสูบเนื่องจากพื้นที่หน้าตัดในระบบอวกาศมีค่าคงที่ ความดันกระบวนการขยายตัว

$$P_{\%} = K_C / (V_{\%}/T) = K_C / (V_{h\%}/T_h + V_{re}/T_{re} + V_{c\%}/T_c)$$

$$0\% = 3,945 / [(51,749.66/690) + 366.47 + (1,701,488.94/372)] = 0.786583 \text{ bar}$$

$$10\% = 3,945 / [(286,693.1/690) + 366.47 + (1,535,007.0/372)] = 0.803735 \text{ bar}$$

$$20\% = 3,945 / [(521,636.6/690) + 366.47 + (1,368,525.0/372)] = 0.821658 \text{ bar}$$

$$30\% = 3,945 / [(756,580.1/690) + 366.47 + (1,202,043.0/372)] = 0.840393 \text{ bar}$$

$$40\% = 3,945 / [(991,523.6/690) + 366.47 + (1,035,561.0/372)] = 0.860002 \text{ bar}$$

$$50\% = 3,945 / [(1,226,467/690) + 366.47 + (869,079.50/372)] = 0.880547 \text{ bar}$$

$$60\% = 3,945 / [(1,461,411/690) + 366.47 + (702,597.60/372)] = 0.902099 \text{ bar}$$

$$70\% = 3,945 / [(1,696,354/690) + 366.47 + (536,115.70/372)] = 0.924732 \text{ bar}$$

$$80\% = 3,945 / [(1,931,298/690) + 366.47 + (369,633.80/372)] = 0.948530 \text{ bar}$$

$$90\% = 3,945 / [(2,166,241/690) + 366.47 + (203,151.90/372)] = 0.973585 \text{ bar}$$

$$100\% = 3,945 / [(2,401,184/690) + 366.47 + (36,670.02/372)] = 1 \text{ bar}$$

กระบวนการอัดจากวิธีเชิงตัวเลข (Process Compression)

มวลของการประจุไอดีไม่เท่ากันเนื่องจากปริมาตรในแต่ละจังหวะไม่เท่ากัน ปริมาตรในจังหวะการขยายตัวจะน้อยกว่าจังหวะการอัดตัวเพราะฉะนั้นจึงทำให้ค่าคงที่ไม่เท่ากัน

$$\text{ดังนั้นจากสมการ (2-12)} \quad \frac{PV}{T} = mR = K_C$$

ในขณะที่รู้ ระบาย (Port) อากาศปิดตัวปริมาตรในระบบอกสูบจะเป็นระบบปิด จึงทำให้ค่าของมวลของอากาศกับค่าคงที่เฉพาะแก๊สของอากาศมีค่าคงที่ตาม จึง mR เท่ากับ K_E

$$K_C = 1 \times \{(17,249.8 \times 3/690) + (194,586.48/531) + [(142.2-3) \times 12, 223.26/372]\}$$

$$K_C = 5,015.32 \quad (\text{K of hot end} + \text{K of regen} + \text{K of cold end})$$

ดังนั้น ความดันจึงเปลี่ยนแปลงไปตามเปอร์เซ็นต์การเคลื่อนตัวของลูกสูบเนื่องจากพื้นที่หน้าตัดในระบบอกสูรมีค่าคงที่

$$\text{ทำการ Set up ตำแหน่งการเคลื่อนตัวของลูกสูบ} = 142.2 - 3 = 139.2 \text{ mm} = 100\%$$

$$0\% = [(142.2-3-3) \times (0\%/100\%)] + 3 = 3 \text{ mm}$$

$$10\% = [(142.2-3-3) \times (10\%/100\%)] + 3 = 16.62 \text{ mm}$$

$$20\% = [(142.2-3-3) \times (20\%/100\%)] + 3 = 30.24 \text{ mm}$$

$$30\% = [(142.2-3-3) \times (30\%/100\%)] + 3 = 43.86 \text{ mm}$$

$$40\% = [(142.2-3-3) \times (40\%/100\%)] + 3 = 57.48 \text{ mm}$$

$$50\% = [(142.2-3-3) \times (50\%/100\%)] + 3 = 71.10 \text{ mm}$$

$$60\% = [(142.2-3-3) \times (60\%/100\%)] + 3 = 84.72 \text{ mm}$$

$$70\% = [(142.2-3-3) \times (70\%/100\%)] + 3 = 98.34 \text{ mm}$$

$$80\% = [(142.2-3-3) \times (80\%/100\%)] + 3 = 111.96 \text{ mm}$$

$$90\% = [(142.2-3-3) \times (90\%/100\%)] + 3 = 125.58 \text{ mm}$$

$$100\% = [(142.2-3-3) \times (100\%/100\%)] + 3 = 139.2 \text{ mm}$$

อัตราส่วนปริมาตรช่องว่างระหว่างลูกสูบกับระบบอกสูบ กับอุณหภูมิระหว่างช่องร้อนกับช่องเย็น = $194,597.54/531 = 366.47 \text{ mm}^3/\text{K}$

ดังนั้น ความดันจึงเปลี่ยนแปลงไปตามเปอร์เซ็นต์การเคลื่อนตัวของลูกสูบเนื่องจากพื้นที่หน้าตัดในระบบอกสูรมีค่าคงที่

$$P_{\%} = K_C / (V_{\%}/T) = K_E / (V_{h\%}/T_h + V_{re}/T_{re} + V_{c\%}/T_c)$$

$$0\% = 5,015.32 / [(51,749.66/690) + 366.47 + (1,701,488.94/372)] = 1 \text{ bar}$$

$$10\% = 5,015.32 / [(286,693.1/690) + 366.47 + (1,535,007/372)] = 1.021807 \text{ bar}$$

$$20\% = 5,015.32 / [(521,636.6/690) + 366.47 + (1,368,525/372)] = 1.044585 \text{ bar}$$

$$30\% = 5,015.32 / [(756,580.1/690) + 366.47 + (1,202,043/372)] = 1.068403 \text{ bar}$$

$$40\% = 5,015.32 / [(991,523.6/690) + 366.47 + (1,035,561/372)] = 1.093332 \text{ bar}$$

$$50\% = 5,015.32 / [(1,226,467/690) + 366.47 + (869,079.5/372)] = 1.119453 \text{ bar}$$

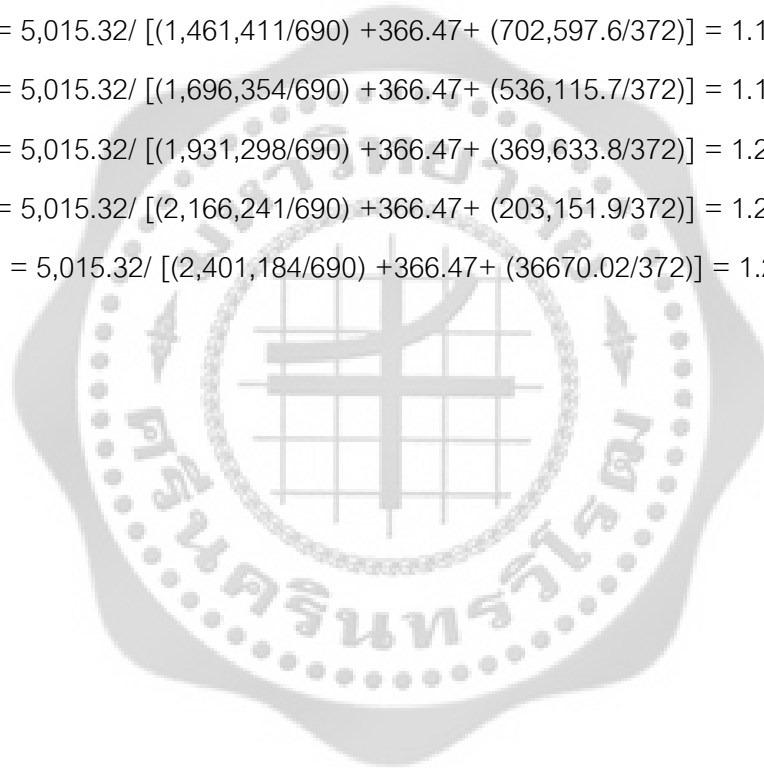
$$60\% = 5,015.32 / [(1,461,411/690) + 366.47 + (702,597.6/372)] = 1.146851 \text{ bar}$$

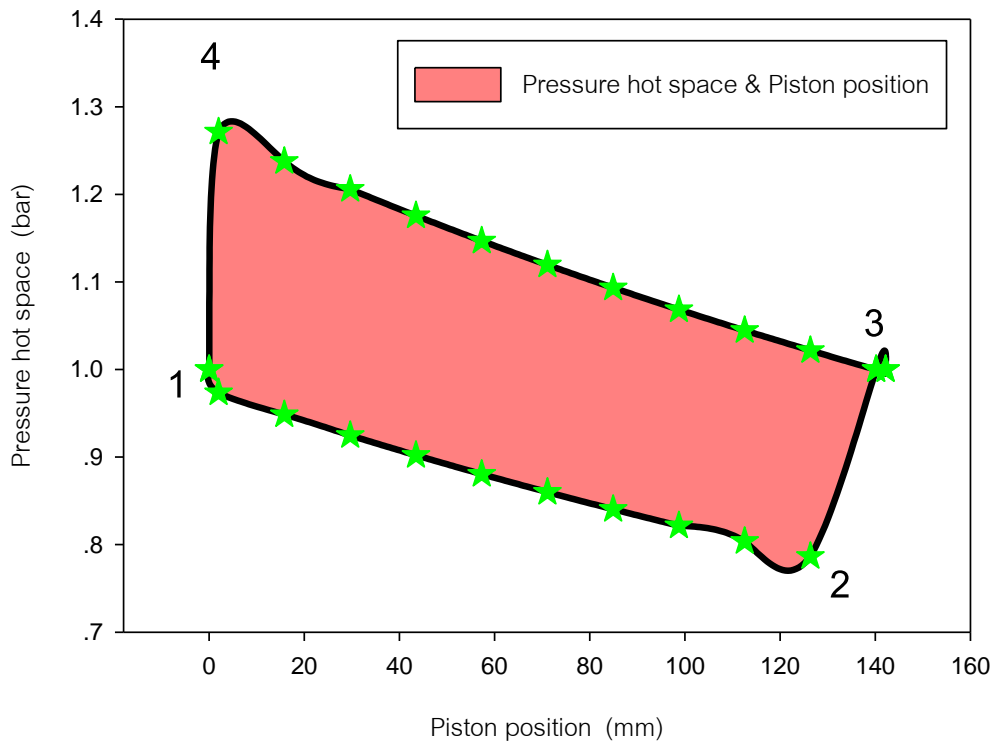
$$70\% = 5,015.32 / [(1,696,354/690) + 366.47 + (536,115.7/372)] = 1.175635 \text{ bar}$$

$$80\% = 5,015.32 / [(1,931,298/690) + 366.47 + (369,633.8/372)] = 1.205880 \text{ bar}$$

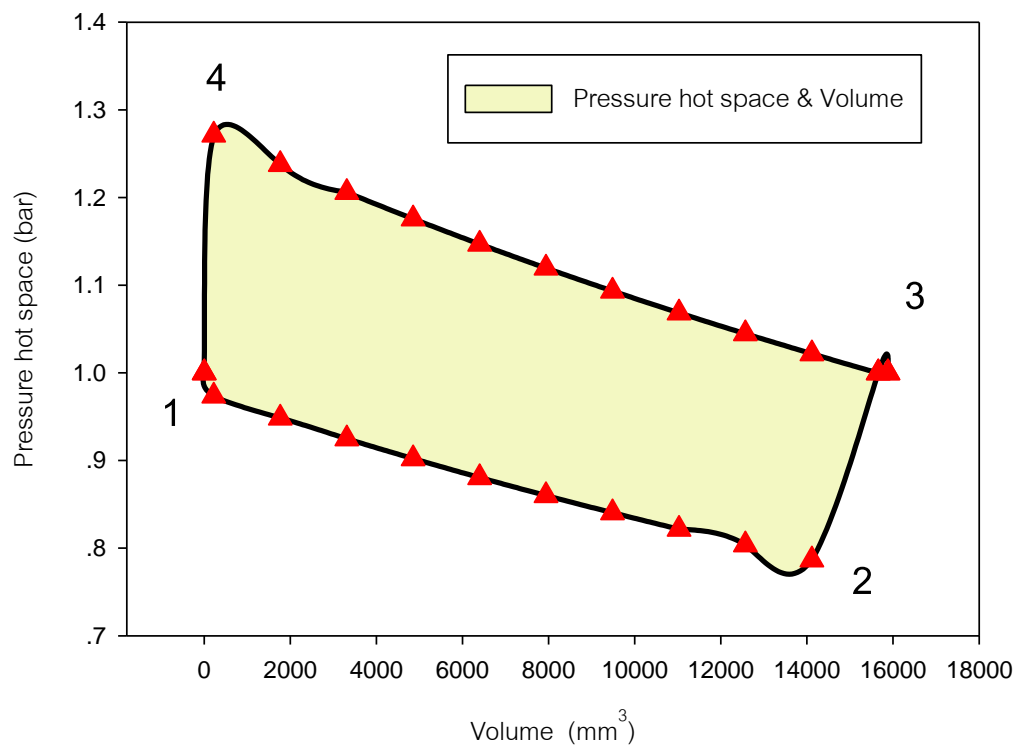
$$90\% = 5,015.32 / [(2,166,241/690) + 366.47 + (203,151.9/372)] = 1.237733 \text{ bar}$$

$$100\% = 5,015.32 / [(2,401,184/690) + 366.47 + (36670.02/372)] = 1.271314 \text{ bar}$$





ภาพประกอบ 42 แผนภาพอินดิเคเตอร์ วิธีเชิงตัวเลขของเครื่องยนต์แมนตัน



ภาพประกอบ 43 แผนภาพอินดิเคเตอร์ วิธีเชิงตัวเลขของเครื่องยนต์แมนตัน

งานจากกระบวนการขยายตัวของลูกสูบจากสภาวะ ที่ 1 ไปสภาวะ ที่ 2 โดยวิธีเชิงตัวเลข

ข้อมูลจากการทดลองโดยวิธีเชิงตัวเลขจากภาพประกอบ 42 จะได้ค่า

ความดันที่สภาวะ ที่ 1

$$P_1 = 1 \text{ bar}$$

ปริมาตรกระบอกสูบที่สภาวะที่ 1

$$V_1 = 2025 \text{ cm}^3$$

ความดันที่สภาวะ ที่ 2

$$P_2 = 0.7866 \text{ bar}$$

ปริมาตรกระบอกสูบที่สภาวะที่ 2

$$V_2 = 2740 \text{ cm}^3$$

จากสมการ (2-20)

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n = C ; P = C / V^n$$

$$(V_1 / V_2)^n = P_2 / P_1$$

$$n_{12} \ln(V_1 / V_2) = \ln(P_2 / P_1)$$

$$n_{12} = \ln(P_2 / P_1) / \ln(V_1 / V_2)$$

$$n_{12} = \ln(0.7866 / 1) / \ln(2025 / 2740)$$

$$n_{12} = 0.8$$

$$C_{12} = (1 \times 10^5) \cdot (2,025 \times 10^{-6})^{0.135} = 700.07$$

จากสมการ (2-1)

$${}_1W_2 = - \int_{V_1}^{V_2} P dV$$

$$= - \int_{V_1}^{V_2} \frac{C}{V^n} dV$$

$$\begin{aligned}
 &= -\frac{C}{1-n} [V_2^{1-n} - V_1^{1-n}] \\
 &= -\frac{700.07}{1-0.8} [(2740 \times 10^{-6})^{1-0.8} - (2025 \times 10^{-6})^{1-0.8}] \\
 &= -63.12 \text{ J}
 \end{aligned}$$

งานจากกระบวนการอัดตัวของลูกสูบจากสภาวะ ที่ 3 ไปสภาวะ ที่ 4 โดยวิธีเชิงตัวเลข

ข้อมูลจากการทดลองโดยวิธีเชิงตัวเลขจากภาพประกอบ 42 จะได้ค่า
ความดันที่สภาวะ ที่ 3

$$P_3 = 1 \text{ bar}$$

ปริมาตรกระบอกสูบที่สภาวะที่ 3

$$V_3 = 2740 \text{ cm}^3$$

ความดันที่สภาวะ ที่ 4

$$P_4 = 1.2713 \text{ bar}$$

ปริมาตรกระบอกสูบที่สภาวะที่ 4

$$V_4 = 2025 \text{ cm}^3$$

จากสมการ (2-20)

$$P_3 V_3^n = P_4 V_4^n = C ; P = C / V^n$$

$$(V_3 / V_4)^n = P_3 / P_4$$

$$n_{34} \ln(V_3 / V_4) = \ln(P_4 / P_3)$$

$$n_{34} = \ln(P_4 / P_3) / \ln(V_3 / V_4)$$

$$n_{34} = \ln(1.2713/1) / \ln(2740/2025)$$

$$n_{34} = 0.8$$

$$C_{34} = (1.06 \times 10^5) \cdot (2,025 \times 10^{-6})^{0.2} = 890$$

จากสมการ (2-1)

$${}_3W_4 = - \int_{V_3}^{V_4} PdV$$

$$= - \int_{V_3}^{V_4} \frac{C}{V^n} dV$$

$$= - \frac{C}{1-n} [V_4^{1-n} - V_3^{1-n}]$$

$$= - \frac{890}{1-0.8} [(2,025 \times 10^{-6})^{1-0.8} - (2,740 \times 10^{-6})^{1-0.8}]$$

$$= 80.24 \text{ J}$$

Indicated power (ip) กำลังปั้งซี่ เท่ากับผลต่างของพื้นที่จากสภาวะที่ 3 ไปสภาวะที่ 4 ลบด้วยพื้นที่ใต้กราฟ จากสภาวะที่ 1 ไปสภาวะที่ 2 ในแผนภาพอินดิเคเตอร์ของระบบเท่ากับ

$$ip = {}_3W_4 - {}_1W_2$$

$$= 80.24 - 63.12 = 17.12 \text{ J}$$

ip = bp เนื่องจากการคิดความเสียดทาน (วิธีเชิงตัวเลข)

ประสิทธิภาพเชิงกล (Mechanical efficiency): อัตราส่วนของกำลังเพลลาจากเครื่องยนต์ต่อกำลังที่เกิดขึ้นในระบอบสูบที่วัดได้จากอินดิเคเตอร์ จากสมการ (2-5)

$$\eta_m = \frac{bp}{ip} = \frac{17.12}{17.12} = 100\% \quad \text{เนื่องจากการคิดความเสียดทาน (วิธีเชิงตัวเลข)}$$

ประสิทธิภาพทางความร้อนบ่งชี้ (Indicated Thermal efficiency; η_{it}) หรือหาได้จากกำลังม้าเบรค ซึ่งเรียกว่าประสิทธิภาพทางความร้อนเบรค (Brake Thermal efficiency; η_{bt}) จากสมการ (6)

$$\eta_{it} = \frac{ip}{Q_{in}} = \frac{17.12 \times 26.8 / 60}{5,302.8} = 0.144\%$$

ตาราง 2 แสดงผลวิธีเชิงตัวเลข (Numerical)

	Value
Work ₁₂	63.12J
Work ₃₄	80.24 J
Net work	17.12 J
Indicated power (ip)	17.12 J
Brake power (bp)	17.12 J
Mechanical efficiency (η_m)	100 %
Indicated Thermal efficiency (η_{it})	0.144 %

วิเคราะห์วัฏจักรเครื่องยนต์แมนสัน โดยวิธีอุณหพลศาสตร์ (Manson engine cycle Thermodynamics analysis)

1). ปริมาตรตายในกระบอกดีเซลเพลสเซอร์ (Dead space volume)

$$V_{Ds} = V_{hs} + V_{cs} + V_{as} \quad (4-7)$$

$$V_{hs} = \frac{\pi}{4} \cdot d_d^2 \cdot t \quad (4-8)$$

$$V_{cs} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_d^2 - d_p^2) \cdot t \quad (4-9)$$

$$V_{as} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_D^2 - d_d^2) \cdot l_D \quad (4-10)$$

- เมื่อ
- V_{Ds} คือ ผลรวมของปริมาตรตายทั้งหมด (Total dead volume) มีหน่วยเป็น cm^3
 - V_{hs} คือ ปริมาตรตาย (hot space volume) ที่อยู่ในช่องร้อน มีหน่วยเป็น cm^3
 - V_{cs} คือ ปริมาตรตาย (cold space volume) ที่อยู่ในช่องเย็น มีหน่วยเป็น cm^3
 - V_{as} คือ ปริมาตรตายระหว่างกระบอกดีเซลเพลสเซอร์กับลูกดีเซลเพลสเซอร์ (annular space volume) ที่อยู่ระหว่างช่องร้อนกับช่องเย็น มีหน่วยเป็น cm^3
 - d_D คือ เส้นผ่าศูนย์กลางของกระบอกดีเซลเพลสเซอร์ มีหน่วยเป็น cm^3
 - d_d คือ เส้นผ่าศูนย์กลางของลูกดีเซลเพลสเซอร์ มีหน่วยเป็น cm^3
 - d_p คือ เส้นผ่าศูนย์กลางของกระบอกดีเซลเพลสเซอร์ มีหน่วยเป็น cm^3
 - t คือ ระยะห่างระหว่างลูกดีเซลเพลสเซอร์กับกระบอกดีเซลเพลสเซอร์ มีหน่วยเป็น cm^3
 - l_D คือ ความยาวของกระบอกดีเซลเพลสเซอร์

2). Swept volume คือ ปริมาตรกวาดที่อยู่ระหว่างจุดที่ลูกสูบเคลื่อนที่ไปมา (ระหว่างจุด top dead center กับ bottom dead center) บางทีก็เรียก piston displacement

$$V_s = V_h + V_c \quad (4-11)$$

$$V_h = \frac{\pi}{4} \cdot d_d^2 \cdot (l + a - s) \quad (4-12)$$

$$V_c = \frac{\pi}{4} \cdot (d_d^2 - d_p^2) \cdot (l + a - s) \quad (4-13)$$

$$S = a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \quad (4-14)$$

- เมื่อ
- V_h คือ ปริมาตรในช่องร้อน มีหน่วยเป็น cm^3
 - V_c คือ ปริมาตรในช่องเย็น มีหน่วยเป็น cm^3
 - d_d คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบ ดิสเพลสเซอร์ (Displacer) มีหน่วยเป็น cm
 - S คือ ระยะระหว่างแกนข้อเหวี่ยงกับแกนสลักลูกสูบ มีหน่วยเป็น cm
 - l คือ ความยาวก้านสูบ (Connecting rod length) มีหน่วยเป็น cm
 - a คือ รัศมีข้อเหวี่ยง (crank radius) มีหน่วยเป็น cm
 - θ คือ มุมที่เพลลาข้อเหวี่ยงหมุนไป (crank angle) มีหน่วยเป็นองศา

3). Total cylinder volume คือ ปริมาตรรวมระหว่าง swept volume กับ dead space volume

$$V_{\text{tot}} = V_s + V_{D_s} \quad (4-15)$$

4). สมการของสภาวะ (Equation of state)

สมการของสภาวะกระบวนการอุณหภูมิคงที่ (Constant temperature process or isothermal process) หมายถึง การเปลี่ยนแปลงสภาวะของระบบจากสภาวะเริ่มต้น (1) ไปเป็นสภาวะสุดท้าย (2) โดยอุณหภูมิของระบบคงที่ตลอดกระบวนการ

$$P = mR / (V_h / T_h + V_{hs} / T_h + V_{as} / T_{as} + V_c / T_c + V_{cs} / T_c)$$

$$= mR / (V_h / T_h + V_c / T_c + K_1) \quad (4-16)$$

เมื่อ $K_1 = (V_{hs} / T_h + V_{cs} / T_c + V_{as} / T_{as})$

4.1) Isothermal expansion process

การขยายตัวแบบอุณหภูมิคงที่ กระบวนการ 1-2 ความร้อนที่ให้กับวัฏจักรห่อกระบวนการขยายตัวแบบอุณหภูมิคงที่ หาได้จากการนำสมการที่ (45) มาแทนในสมการที่ (46) จะได้ ที่สภาวะเริ่มต้น $V_h = 0, T_c = T_1$

$$Q_{1-2} = W_{1-2} = \int_1^2 p dV = mRT_1 \int_1^2 \frac{1}{(V_c + K_1 T_1)} dV_c$$

$$Q_{1-2} = W_{1-2} = \int_1^2 p dV = mRT_1 \ln \frac{V_2 + K_1 T_1}{V_1 + K_1 T_1} \quad (4-17)$$

4.2) Isochoric cooling process

การคายไอเสียหรือการคายความร้อนออกจากระบบในกระบวนการ 2-3 กระบวนการปริมาตรคงที่ (Constant volume or isochoric process) หมายถึงการเปลี่ยนแปลงสภาวะของระบบจากสภาวะเริ่มต้น (2) ไปสู่สภาวะสุดท้าย (3) โดยที่ปริมาตรของระบบคงที่ตลอดกระบวนการ

$$Q_{2-3} = m C_v (T_3 - T_2) \quad (4-18)$$

เมื่อ C_v คือ ความจุจำเพาะที่ปริมาตรคงที่ มีหน่วย J/kg.K

4.3) Isothermal compression process

การลดลงของปริมาตรแบบอุณหภูมิคงที่ กระบวนการ 3-4 ความร้อนที่สูญเสียออกจากระบบ ระหว่างกระบวนการอัดตัวแบบอุณหภูมิคงที่ หาได้จากกระบวนการนำสมการที่ (4-18) มาใช้ ที่สถานะเริ่มต้น (3) $V_c = 0, T_h = T_3$ แล้วแทนในสมการ

$$Q_{3-4} = W_{3-4} = \int_3^4 p dV = mRT_3 \int_3^4 \frac{1}{(V_h + K_1 T_3)} dV_h$$

$$Q_{3-4} = W_{3-4} = mRT_3 \ln \frac{V_4 + K_1 T_3}{V_3 + K_1 T_3} \quad (4-19)$$

4.4) Isochoric cooling process

กระบวนการให้ความร้อนแบบปริมาตรคงที่ 4-1 กระบวนการปริมาตรคงที่ (constant volume or isochoric process) หมายถึงการเปลี่ยนแปลงสถานะของระบบจากสถานะเริ่มต้น (4) ไปสู่สถานะสุดท้าย (1) โดยที่ปริมาตรของระบบคงที่ตลอดกระบวนการ โดยหลักการแล้วปริมาณความร้อนที่ให้ ระหว่างกระบวนการให้ความร้อนแบบปริมาตรคงที่ 4-1หาได้จาก

$$Q_{4-1} = mC_v(T_1 - T_4) \quad (4-20)$$

4.5) รวมพลังงานที่ป้อนเข้า (Total heat added)

จะได้จากกระบวนการ 4-1 และ 1-2 คือ

$$Q_{in} = Q_{4-1} + Q_{1-2}$$

$$= mC_v(T_1 - T_4) + mRT_1 \ln \frac{V_2 + K_1 T_1}{V_1 + K_1 T_1} \quad (4-21)$$

4.6) พลังงานที่นำออกจากระบบ (Total heat rejected)

จะได้จากกระบวนการ 2-3 และ 3-4 คือ

$$\begin{aligned} Q_{\text{out}} &= Q_{2-3} + Q_{3-4} \\ &= mC_v(T_3 - T_2) + mRT_3 \ln \frac{V_4 + K_1 T_3}{V_3 + K_1 T_3} \end{aligned} \quad (4-22)$$

4.7) งานสุทธิ (Net work)

มีการให้พลังงานสองกระบวนการ (Isothermal processes 1-2 and 3-4) เปลี่ยนเป็นงาน

ทางกล

$$\begin{aligned} W_{\text{net}} &= Q_{1-2} + Q_{3-4} \\ &= mRT_1 \ln \frac{V_2 + K_1 T_1}{V_1 + K_1 T_1} + mRT_3 \ln \frac{V_4 + K_1 T_3}{V_3 + K_1 T_3} \end{aligned}$$

เมื่อ $V_1 = V_c + V_{Ds} = V_4$ และ $V_2 = V_h + V_{Ds} = V_3$ ดังนั้นแทนค่าในสมการ จะได้

$$\begin{aligned} W_{\text{net}} &= mRT_1 \ln \frac{V_h + V_{Ds} + K_1 T_1}{V_c + V_{Ds} + K_1 T_1} + mRT_3 \ln \frac{V_c + V_{Ds} + K_1 T_3}{V_h + V_{Ds} + K_1 T_3} \\ &= mR \left[T_1 \ln \frac{V_h + V_{Ds} + K_1 T_1}{V_c + V_{Ds} + K_1 T_1} + T_3 \ln \frac{V_c + V_{Ds} + K_1 T_3}{V_h + V_{Ds} + K_1 T_3} \right] \end{aligned} \quad (4-23)$$

4.8) ความดันยังผลเฉลี่ย (Mean effective pressure)

พารามิเตอร์ที่ใช้ในการคำนวณงานของเครื่องยนต์ลูกสูบชัก หมายถึง ความดันเฉลี่ยที่กระทำบนหัวลูกสูบในจังหวะกำลังแล้วให้งานสุทธิเท่ากับงานที่ได้จริงในหนึ่งวัฏจักร ซึ่งมีค่าเท่ากับอัตราส่วนของงานสุทธิในหนึ่งวัฏจักรต่อปริมาตรกระบอกสูบ

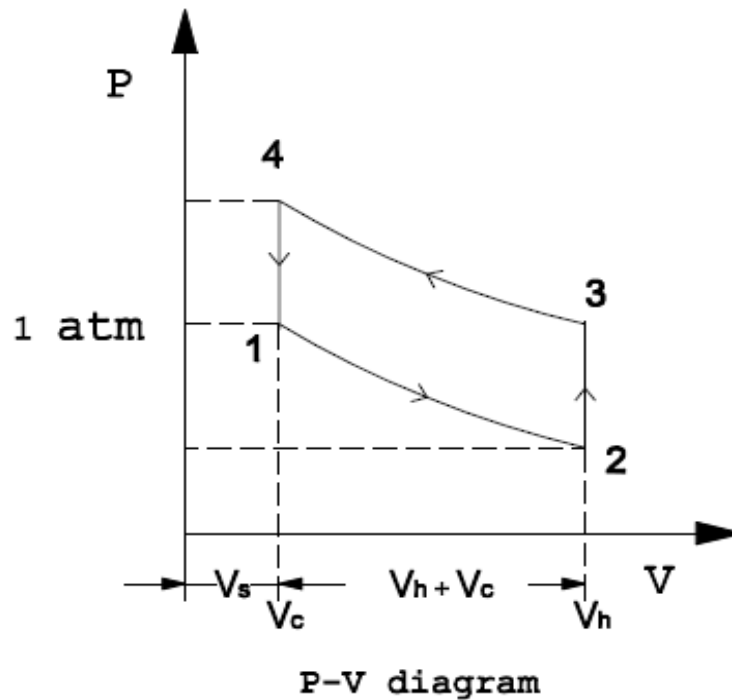
$$P_m = \frac{W_{net}}{V_2 - V_1}$$

$$= \left\{ mR \left[T_1 \ln \frac{V_h + V_{Ds} + K_1 T_1}{V_c + V_{Ds} + K_1 T_1} + T_3 \ln \frac{V_c + V_{Ds} + K_1 T_3}{V_h + V_{Ds} + K_1 T_3} \right] \right\} / (V_2 - V_1) \quad (4-24)$$

4.9) ประสิทธิภาพความร้อน (Thermal efficiency)

ประสิทธิภาพตามกฎข้อที่หนึ่ง (First law efficiency) เมื่อพลังงานที่ป้อนเข้าอยู่ในรูปความร้อนของวัฏจักรเครื่องยนต์แมนสัน

$$E_s = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (4-25)$$



ภาพประกอบ 44 แผนภาพ P-V ไดอะแกรมวิเคราะห้แบบเธอร์โมไดนามิกส์

Thermodynamics solution method

พารามิเตอร์ในการวิเคราะห์ คือ

อัตราส่วนการอัด $CR = 3.16$

อุณหภูมิในช่องร้อน $T_1 = 690\text{K}$

อุณหภูมิในช่องเย็น $T_3 = 372\text{K}$

อุณหภูมิระหว่างช่องร้อนกับช่องเย็น $T_{as} = 351\text{K}$

ปริมาตรช่องร้อน $V_h = 2,258\text{ cm}^3$

ปริมาตรช่องเย็น $V_c = 1,544\text{ cm}^3$

ปริมาตรตายในช่องร้อน $V_{hs} = 52\text{ cm}^3$

ปริมาตรตายในช่องเย็น $V_{cs} = 33\text{ cm}^3$

ปริมาตรช่องว่างระหว่างช่องร้อนกับช่องเย็น $V_{as} = 397\text{ cm}^3$

ความจุความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่ $C_v = 718\text{ J/kg.K}$

1) จากสมการที่ (4-16) เริ่มจากลูกสูบอยู่ศูนย์ตายล่าง (Bottom dead center) ปริมาตรในช่องร้อนจะมีค่าเท่ากับศูนย์ $V_h = 0$ เราต้องหามวลของสารทำงานไว้ประจุไอดี (trapped cylinder mass) เพราะฉะนั้นจะได้ว่า

สถานะ1:

$$m = (P_1/R)(V_h/T_h + V_c/T_c + K_1)$$

$$K_1 = (V_{hs}/T_h + V_{cs}/T_c + V_{as}/T_{as})$$

$$P_1 = 1.013 \times 10^5 \text{ N/m}^2, R = 287 \text{ J/kg.K}$$

$$V_h = 0 \text{ cm}^3 \text{ at bottom dead center}, T_h = 690 \text{ K}$$

$$V_c = 1,576 \text{ cm}^3, T_c = 372 \text{ K}$$

$$K_1 = (52/690 + 33/372 + 377/531) = 0.874 \text{ cm}^3/\text{K}$$

$$= (1.013 \times 10^5 / 287) \times [(1576/372) + 0.874] \times 10^{-6}$$

$$m = 0.0018 \text{ kg}$$

2) จากสมการที่ (4-17) งาน 1-2 (expansion work)

$$Q_{1-2} = W_{1-2} = mRT_1 \ln \frac{V_2 + K_1 T_1}{V_1 + K_1 T_1}$$

เมื่อ $V_1 = V_c + V_{Ds} = V_4$ และ $V_2 = V_h + V_{Ds} = V_3$

$$Q_{1-2} = W_{1-2} = 0.0018 \times 287 \times 690 \ln \frac{2740 + (0.874 \times 690)}{1926 + (0.874 \times 690)}$$

$$Q_{1-2} = W_{1-2} = 99.46 \text{ J}$$

3) จากสมการที่ (4-18) การคายความร้อนออกนอกกระบวนการ 2-3

$$Q_{2-3} = mC_v(T_3 - T_2)$$

$$= 0.0018 \times 718(372 - 690)$$

$$= -410.98 \text{ J}$$

4) จากสมการที่ (4-19) กระบวนการอัดแบบอุณหภูมิคงที่ 3-4 ความร้อนที่ระบายออกระหว่างกระบวนการอัดแบบอุณหภูมิคงที่ 3-4 หาได้จาก

$$Q_{3-4} = W_{3-4} = mRT_3 \ln \frac{V_4 + K_1 T_3}{V_3 + K_1 T_3}$$

เมื่อ $V_1 = V_c + V_{Ds} = V_4$, $V_2 = V_h + V_{Ds} = V_3$ และ $K_1 = 0.874 \text{ cm}^3 / \text{K}$
แทนสมการที่ (4-19) จะได้

$$Q_{3-4} = W_{3-4} = 0.0018 \times 287 \times 372 \ln \frac{1926 + (0.874 \times 372)}{2740 + (0.874 \times 372)}$$

$$Q_{3-4} = W_{3-4} = -59.34 \text{ J}$$

5) จากสมการที่ (4-20) กระบวนการให้ความร้อนเข้าสู่ระบบกระบวนการ 4-1

$$\begin{aligned} Q_{4-1} &= mC_v(T_1 - T_4) \\ &= 0.0018 \times 718(690 - 372) \\ &= 410.98 \text{ J} \end{aligned}$$

6) จากสมการที่ (4-21) Total heat added จะได้จากกระบวนการ 4-1 และ 1-2

$$\begin{aligned} Q_{in} &= Q_{4-1} + Q_{1-2} \\ &= mC_v(T_1 - T_4) + mRT_1 \ln \frac{V_2 + K_1 T_1}{V_1 + K_1 T_1} \\ &= 410.98 + 99.46 \\ &= 510.44 \text{ J} \end{aligned}$$

7) จากสมการที่ (4-22) Total heat rejected จะได้จากกระบวนการ 2-3 และ 3-4

$$\begin{aligned} Q_{\text{out}} &= Q_{2-3} + Q_{3-4} \\ &= -410.98 - 59.34 \\ &= -470.32 \text{ J} \end{aligned}$$

8) จากสมการ (4-23) Net work จะได้จากกระบวนการ 1-2 และ 3-4

$$\begin{aligned} W_{\text{net}} &= Q_{1-2} + Q_{3-4} \\ &= 99.46 - 59.34 \\ &= 40.12 \text{ J} \end{aligned}$$

9) จากสมการ (4-24) ความดันยังผลเฉลี่ย (Mean effective pressure)

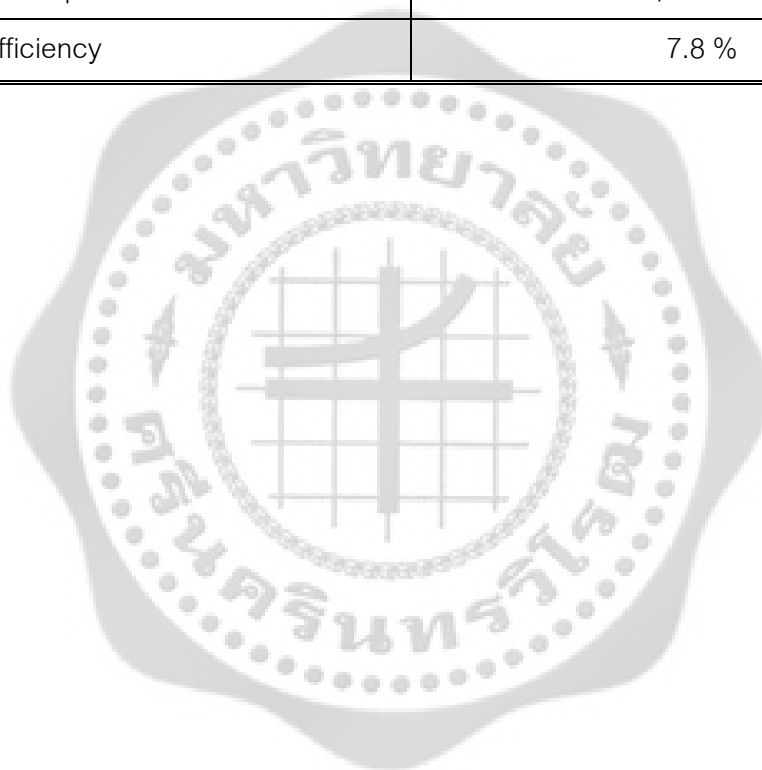
$$\begin{aligned} P_m &= \frac{W_{\text{net}}}{V_2 - V_1} \\ &= 40.12 / (2740 - 2025) \times 10^{-6} \\ &= 56,112 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

10) จากสมการ (4-25) ประสิทธิภาพความร้อน (Thermal efficiency)

$$\begin{aligned} E_s &= \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{in}}} \\ &= 40.12 / 510.44 \\ &= 0.078 \\ &= 7.8 \% \end{aligned}$$

ตาราง 3 แสดงผลการวิเคราะห์อุณหพลศาสตร์ (Thermodynamics)

	Value
Trapped cylinder mass	0.0018 kg
Total heat added	510.44 J
Total heat rejected	470.32 J
Net work	40.12 J
Mean effective pressure	56,112 N/m ²
Thermal efficiency	7.8 %



บทที่ 5

ผลและการวิเคราะห์

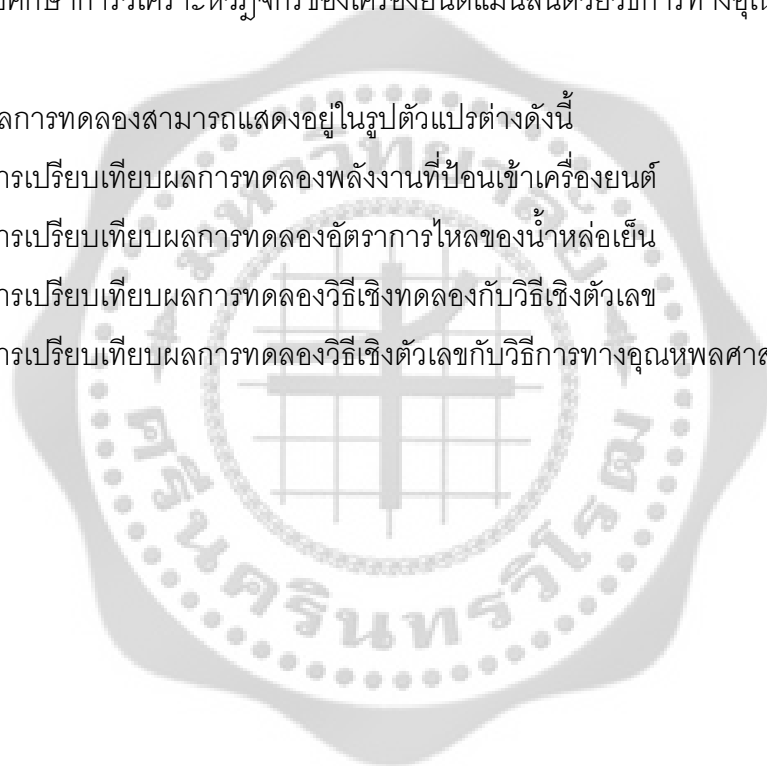
การเปรียบเทียบผล

ในการทดลองได้แบ่งการศึกษาวัดจักร 3 วิธีดังนี้

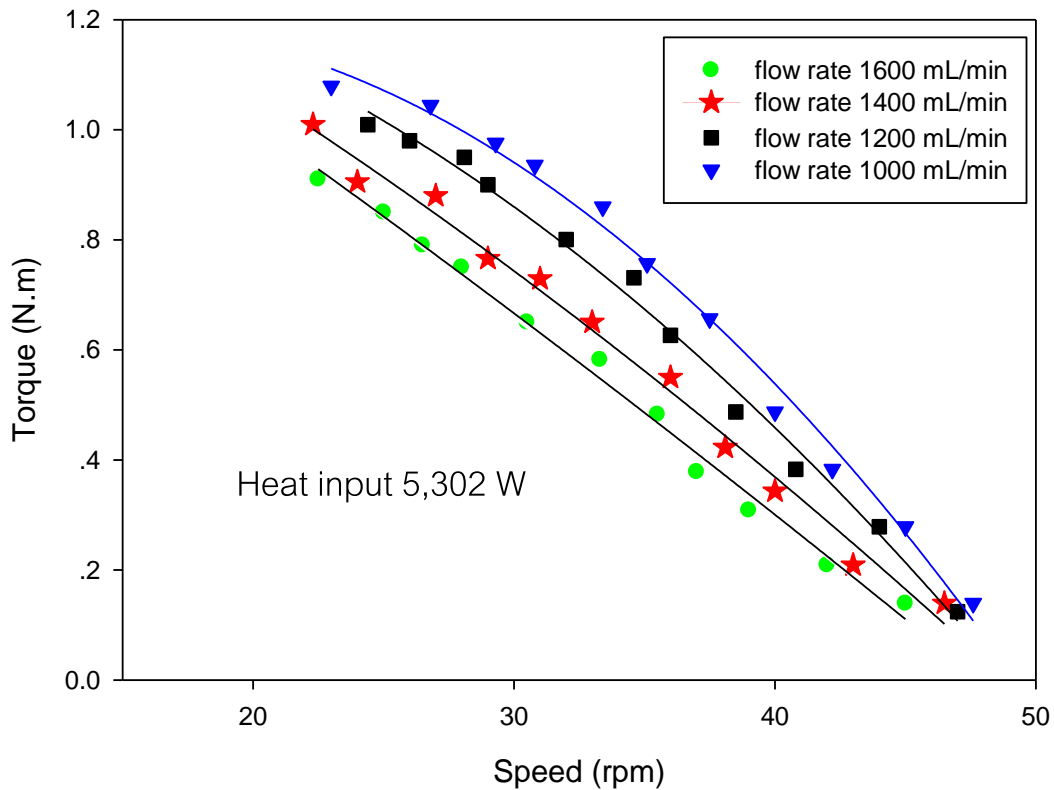
1. เพื่อศึกษาวัดจักรทางอุณหพลศาสตร์ของเครื่องยนต์แมนสันในเชิงการทดลอง
2. เพื่อศึกษาการวิเคราะห์วัดจักรของเครื่องยนต์แมนสันด้วยวิธีการเชิงตัวเลข
3. เพื่อศึกษาการวิเคราะห์วัดจักรของเครื่องยนต์แมนสันด้วยวิธีการทางอุณหพลศาสตร์

จากผลการทดลองสามารถแสดงอยู่ในรูปตัวแปรต่างดังนี้

- การเปรียบเทียบผลการทดลองพลังงานที่ป้อนเข้าเครื่องยนต์
- การเปรียบเทียบผลการทดลองอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น
- การเปรียบเทียบผลการทดลองวิธีเชิงทดลองกับวิธีเชิงตัวเลข
- การเปรียบเทียบผลการทดลองวิธีเชิงตัวเลขกับวิธีการทางอุณหพลศาสตร์



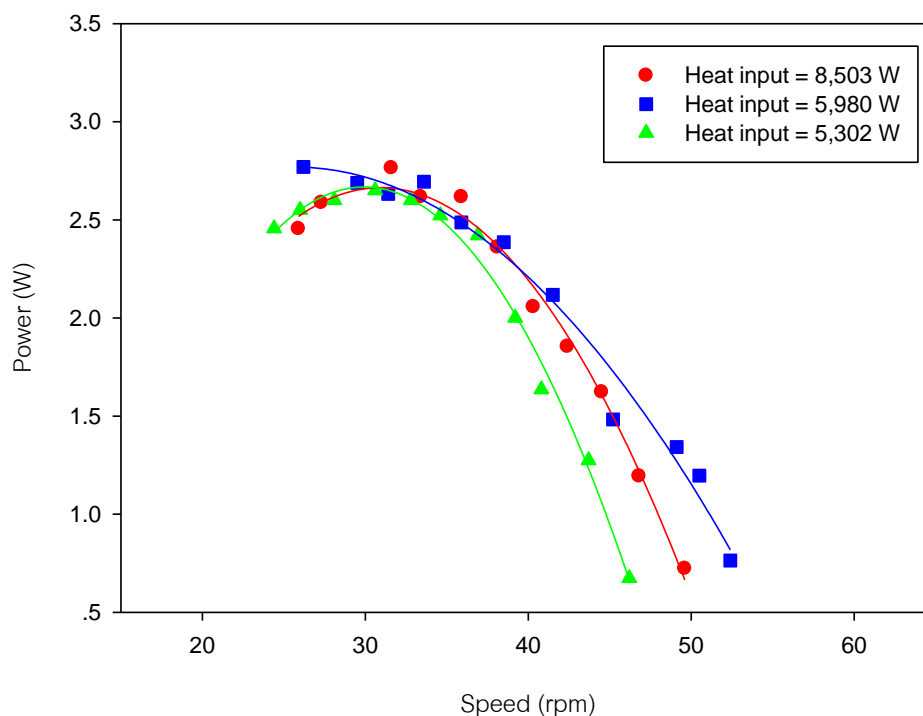
แรงบิดเปรียบเทียบกับการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น



ภาพประกอบ 45 กราฟแสดงการเปรียบเทียบแรงบิดที่ใช้พลังงานความร้อนคงที่ 5,302 W โดยมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นสี่อัตรา

จากภาพประกอบ 45 เป็นการแสดงความสัมพันธ์ ระหว่างความเร็วรอบกับแรงบิดที่ป้อนพลังงานความร้อนเข้า 5,302 W คงที่ และมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ 1,000 mL/min ,1,200 mL/min, 1,400 mL/min และ 1,600 mL/min ตามลำดับ ทำการทดลองโดยเครื่องยนต์มีรอบคงที่แล้วเราจะใส่โหลดให้กับเครื่องยนต์ จากการทดลองพบว่า เมื่อเราเพิ่มโหลดเข้าไปจะเห็นว่ารอบของเครื่องยนต์จะตกลงแต่แรงบิดจะเพิ่มขึ้นจนถึงระดับหนึ่ง จนกว่ากำลังเครื่องยนต์จะหมดลงจนเครื่องยนต์หยุดการเคลื่อนไหวและจากการทดสอบเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นจากภาพประกอบ 45 แสดงให้เห็นว่าอัตราการไหลมีผลกับแรงบิดของเครื่องยนต์จากการทดลองที่พลังงานความร้อนที่ให้เครื่องยนต์ 5,302 W อัตราการไหลที่ให้แรงบิดสูงสุดอยู่ที่ 1,000 mL/min

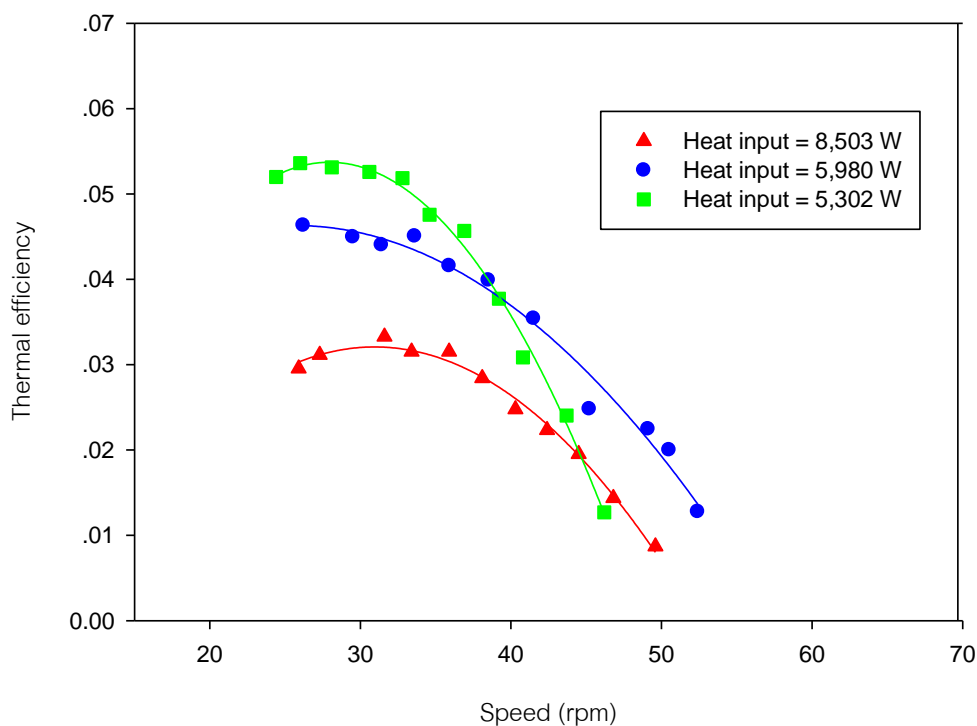
กำลังของเครื่องยนต์เปรียบเทียบกับความร้อนที่แตกต่างกัน



ภาพประกอบ 46 กราฟแสดงการเปรียบเทียบกำลังที่ใช้พลังงานความร้อนที่แตกต่างกัน โดยมีอัตราการไหลคงที่ 1000 mL/min

จากภาพประกอบ 46 เป็นการแสดงความสัมพันธ์ ระหว่างความเร็วรอบกับกำลังเพลลาที่ได้จากการป้อน พลังงานความร้อนที่แตกต่างกัน โดยจะป้อนพลังงานความร้อนเข้า 8,503.6 W , 5,980 W และ 5,302 W โดยมีอัตราการไหลคงที่ 1000 mL/min ทำการทดลองโดยเครื่องยนต์มีรอบคงที่แล้วเราจะใส่ไหลดให้กับเครื่องยนต์ จากการทดลองพบว่า เมื่อเราเพิ่มไหลดเข้าไปจะเห็นว่ารอบของเครื่องยนต์จะตกลงแต่กำลังเพลลาจะเพิ่มขึ้นจนถึงระดับหนึ่ง จนกว่ากำลังเครื่องจะหมดลงจนเครื่องยนต์หยุดการเคลื่อนไหวและจากการทดสอบเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนเข้า จากภาพประกอบ 46 แสดงให้เห็นว่าพลังงานความร้อนเข้า มีผลกับกำลังเพลลาของเครื่องยนต์จากการทดลองที่พลังงานความร้อนที่ให้เครื่องยนต์ 5,980 W จะได้กำลังเพลลาสูงสุด

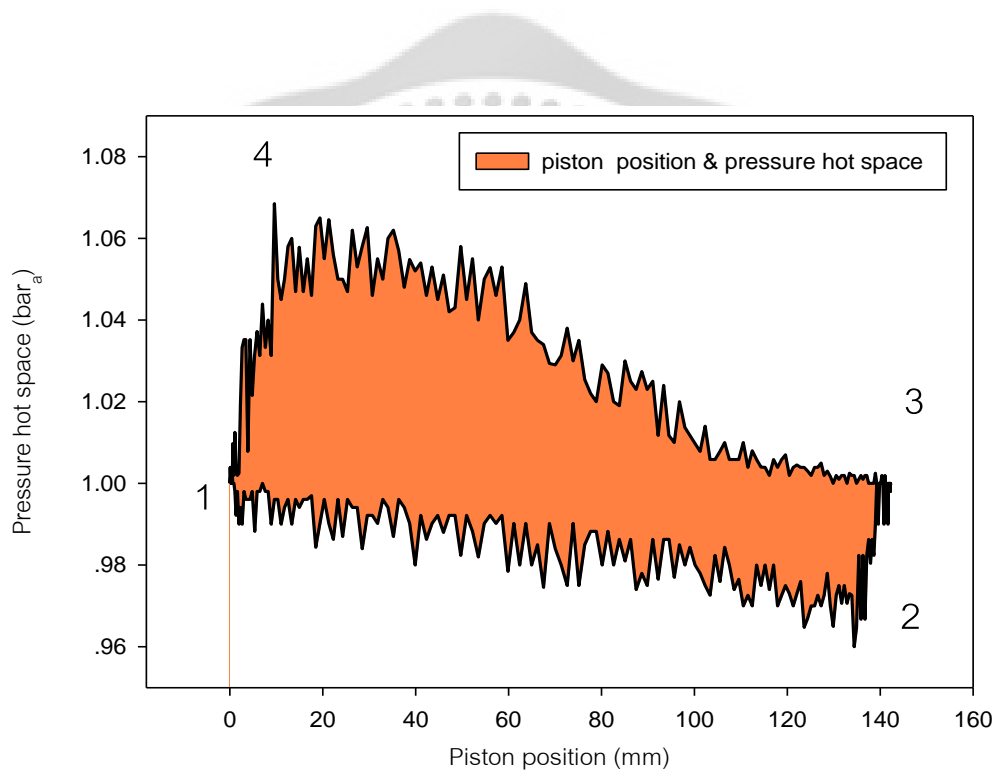
ประสิทธิภาพความร้อนของเครื่องยนต์เปรียบเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์



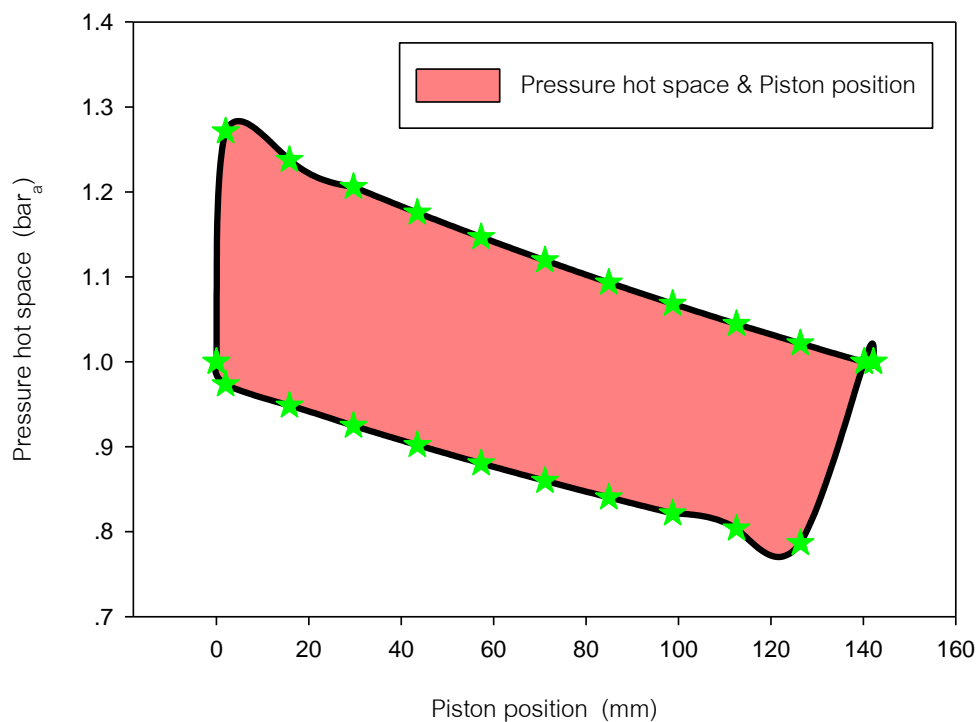
ภาพประกอบ 47 กราฟแสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพความร้อนที่ใช้พลังงานความร้อนเข้าที่แตกต่างกัน โดยมีอัตราการไหลคงที่ 1000 mL/min

จากภาพประกอบ 47 เป็นการแสดงความสัมพันธ์ ระหว่างความเร็วรอบกับประสิทธิภาพความร้อนที่มีอัตราการไหลคงที่ 1000 mL/min และมีการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนเข้า 8,503.6 W , 5,980 W และ 5,302 W ตามลำดับ ทำการทดลองโดยเครื่องยนต์มีรอบคงที่แล้วเราจะใส่ไหลให้กับเครื่องยนต์ จากการทดลองพบว่า เมื่อเราเพิ่มไหลเข้าไปจะเห็นว่ารอบของเครื่องยนต์จะตกลง แต่ประสิทธิภาพความร้อนจะเพิ่มขึ้นจนถึงระดับหนึ่ง จนกว่ากำลังเครื่องจะหมดลงจนเครื่องยนต์หยุดการเคลื่อนไหวและจากการทดสอบเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนเข้า 8,503.6 W , 5,980 W และ 5,302 W ตามลำดับจากภาพประกอบ 47 แสดงให้เห็นว่าพลังงานความร้อนเข้า มีผลกับประสิทธิภาพความร้อนของเครื่องยนต์จากการทดลองนี้พลังงานความร้อนที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุด 5,302 W จากภาพประกอบที่ 47 เส้นกราฟ 5302 จะมีลักษณะทับกับเส้นอื่นเนื่องจากเราเปรียบเทียบกับความเร็วรอบ รอบของเครื่องยนต์ที่ได้จากการทดลองต่ำ ที่เราป้อนพลังงานความร้อนที่ 5302 จึงทำให้เส้นกราฟเป็นลักษณะดังภาพประกอบ 47

จากภาพประกอบดังกล่าวจะพบว่าแรงบิดนั้นจะลดลงเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ส่วนกำลังเพลาก็จะเปลี่ยนแปลงตามแรงบิดกับความเร็วรอบ ส่วนประสิทธิภาพความร้อนจะเปลี่ยนแปลงตามกำลังเพลากับปริมาณป้อนความร้อนเข้า เนื่องจากคำนวณได้จากกำลังเพลหารด้วยความร้อนที่ป้อนเข้าซึ่งมีค่าคงที่ตลอดการทดสอบแต่ละครั้ง ส่วนอัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนจะมีส่วนทำให้กำลังของเครื่องเปลี่ยนแปลงไปตามอัตราการไหลของน้ำระบายความร้อน ในการทดลองแต่ละครั้งจะมีจุดที่เหมาะสมกับการให้ปริมาณความร้อนที่อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนไม่เหมือนกัน คือ ถ้าเราให้อัตราการไหลของน้ำมากเกินไปจะทำให้เราสูญเสียพลังงานไปกับการระบายความร้อน ถ้าเราให้อัตราการไหลของน้ำน้อยเกินไปก็จะทำให้เกิดความร้อนในเครื่องสูง (Overheat)



ภาพประกอบ 48 แผนภาพอินดิเคเตอร์ที่แท้จริงของเครื่องยนต์แมนสัน



ภาพประกอบ 49 แผนภาพอินดิเคเตอร์ วิธีเชิงตัวเลขของเครื่องยนต์แมนตัน

การเปรียบเทียบ P-v ไดอะแกรมของเครื่องยนต์แมนตัน ที่แท้จริงกับวิธีเชิงตัวเลข

จากภาพประกอบ 48 และ ภาพประกอบ 49 แสดงให้เห็นว่าเป็นการยืนยันว่าทฤษฎีที่เรานำมาวิเคราะห์กับเครื่องยนต์แมนตันนั้นสอดคล้องกับวัฏจักรจริง

- วัฏจักรทางทฤษฎีต่างจากวัฏจักรที่แท้จริงที่วัฏจักรทางทฤษฎีนั้นไม่มีการสูญเสียใดๆ ยกเว้นการระบายความร้อนออกจากวัฏจักรสู่แหล่งอุณหภูมิต่ำซึ่งเป็นสิ่งหลีกเลี่ยงไม่ได้ เพราะว่าตามกฎข้อที่สองของอุณหพลศาสตร์นั้นพลังงานความร้อนจะไม่สามารถเปลี่ยนรูปไปเป็นพลังงานกลได้ถ้าไม่มีการระบายความร้อนส่วนหนึ่งออกไปสู่แหล่งอุณหภูมิต่ำ

- อีกประการหนึ่งความร้อนในระบบอกสูบจริงเราสมมติให้เท่ากับความร้อนที่เราป้อนเข้าในวิธีเชิงตัวเลข แต่จริงๆไม่เท่ากันตลอดในช่องร้อนและช่องเย็นกับวิธีเชิงตัวเลขที่เรานำมาป้อนเข้าวิธีเชิงตัวเลขจึงทำให้ได้ค่าทางวิธีเชิงตัวเลขมากกว่าทางวัฏจักรที่แท้จริง

- ในการวิเคราะห์วิธีเชิงตัวเลขไม่ได้คำนึงน้ำหนักชิ้นส่วนต่างๆของเครื่องยนต์ที่มีผลทำให้กลายเป็นโหลดของเครื่องยนต์ เช่น แรงเสียดทาน น้ำหนักของลูกสูบกำลัง ลูกสูบดิสเพลสเซอร์

- ในวัฏจักรที่แท้จริงอาจมีการรั่วซึมของขั้นตอนการประกอบเครื่องยนต์ อาจทำให้แรงดันในกระบอกสูบต่ำลงกว่าที่ควรจะเป็น

ในการวิเคราะห์วัฏจักรทางทฤษฎีจะมีการตั้งสมมติฐานต่อไปนี้

1. วัฏจักรทางทฤษฎีจะเป็น วัฏจักรปิด และสมมติว่าปริมาตรของก๊าซอุดมคติใน วัฏจักรมีค่าคงที่ นั่นคือ กระบวนการดูด กระบวนการคายไอเสีย และการสูญเสียในการบรรจุไอดี (pumping losses) ไม่นำมาพิจารณา

2. ค่าความจุความร้อนของก๊าซถูกสมมติให้มีค่าคงที่ตลอด วัฏจักร นั่นคือค่าความจุความร้อนของก๊าซไม่ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ

3. กระบวนการอัดและขยายตัวของก๊าซเป็นแบบไอเซนโทรปิก นั่นคือไม่มีการถ่ายเทความร้อนระหว่าง สารทำงานกับสิ่งแวดล้อมภายนอก

ตาราง 4 การเปรียบเทียบผลการทดลอง

	Experimental	Numerical analysis	Thermodynamics analysis
Indicated power	3.43 J	17.12 J	40.12 J
Brake power	1.114 J		
Mechanical efficiency	32.5 %		
Indicated Thermal efficiency	0.03 %	0.144 %	7.8 %

จากตารางแสดงให้เห็นว่าวิธีทดลองจะได้แรงม้าบ่งชี้กับแรงม้าเบรคน้อยที่สุดและวิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลขจะมากกว่าแต่จะน้อยกว่าวิธีทางเทอร์โมไดนามิกส์ วิธีเชิงตัวเลขจะเข้าใกล้กับวิธีทางทดลองมากที่สุด ส่วนวิธีทางเทอร์โมไดนามิกส์ห่างจากวิธีการทดลองมากส่วนประสิทธิภาพเชิงกลวิธีทางเชิงตัวเลขจะเท่ากับวิธีเทอร์โมไดนามิกส์เนื่องจากไม่มีการสูญเสียแรงเนื่องจากความฝืดและสูญเสียพลังงานความร้อน ส่วนประสิทธิภาพความร้อนบ่งชี้ วิธีทางเทอร์โมไดนามิกส์จะมากที่สุดลดลงลงก็จะ เป็นวิธีเชิงตัวเลข ส่วนวิธีทดลองจะน้อยสุดเป็นไปตามแรงม้าบ่งชี้เนื่องจากนำแรงม้าบ่งชี้มาคำนวณ

บทที่ 6

สรุปและข้อเสนอแนะ

สรุป

จากการทดลองเครื่องยนต์แมนสัน

1. ในงานวิจัยมีการให้ความร้อนป้อนเข้าอยู่สามพลังงาน $Q_{in} = 8,305 \text{ W}$, $Q_{in} = 5,980 \text{ W}$, และ $Q_{in} = 5,302 \text{ W}$ และ มีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น สี่อัตรา $\dot{V} = 1,600 \text{ mL/min}$, $\dot{V} = 1,400 \text{ mL/min}$, $\dot{V} = 1,200 \text{ mL/min}$ และ $\dot{V} = 1,000 \text{ mL/min}$ ตามลำดับ จากการทดลองพบว่า การให้พลังงาน $Q_{in} = 5,302 \text{ W}$ และอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น $\dot{V} = 1,200 \text{ mL/min}$ และความเร็วรอบ 26.8 rpm จะได้กำลัง 3.13 W ประสิทธิภาพทางความร้อนมากที่สุด คือ 0.06 % จากการทดลองสามารถสรุปได้ว่าการให้พลังที่เหมาะสมกับพื้นที่การรับความร้อนจะทำให้ได้ประสิทธิภาพสูง เนื่องจากเปลวไฟจะไม่ถึงระบบการระบายความร้อนของระบบหล่อเย็น และ ถ้าเรามีการดึงความร้อนออกจากเครื่องยนต์มากเกินไปก็จะทำให้เราสูญเสียพลังงานไปกับการระบายความร้อน ในทางกลับกันถ้าเราดึงความร้อนออกน้อยเกินไปก็จะทำให้เครื่องยนต์ร้อนเกินไปทำให้ประสิทธิภาพต่ำลง

2. ในส่วนของกำลังเครื่องยนต์กับประสิทธิภาพเครื่องยนต์จะเป็นลักษณะเดียวกับ กราฟของแรงบิดเพราะได้จากการนำแรงบิดมาคำนวณกับความเร็วยนต์

3. ในงานวิจัยนี้ ได้ทำการทดลองหาแผนภาพความดันกับปริมาตรที่แท้จริงของเครื่องยนต์แมนสัน และใช้วิธีเชิงตัวเลขวิเคราะห์วัฏจักรของเครื่องยนต์แมนสันเปรียบเทียบกับวัฏจักรที่แท้จริงและใช้วิธีการทางอุณหพลศาสตร์วิเคราะห์วัฏจักรของเครื่องยนต์แมนสันเปรียบเทียบกับวิธีเชิงตัวเลข

- จากการทดลองนำแผนภาพความดันที่แท้จริงมาเปรียบเทียบกับวิธีเชิงตัวเลข สรุปได้ว่าที่ตำแหน่งปริมาตรเดียวกันความดันจะไม่เท่ากันเนื่องจากการสูญเสียความดันในระบบ เช่นอาจเกิดจากการรั่วซึมของรอยต่อในเครื่องยนต์ และการสูญเสียพลังงานไปสู่สิ่งแวดล้อมด้วยและแรงเสียดทานของเครื่องยนต์ แต่วิธีเชิงตัวเลขนั้นจะไม่มี การสูญเสียพลังงานไปสู่สิ่งแวดล้อมและไม่มีการรั่วซึมของระบบเครื่องยนต์และไม่คิดแรงเสียดทานของเครื่องยนต์

- จากการวิเคราะห์วัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์กับวิธีเชิงตัวเลข จากการทดลองพบว่า วิธีเชิงตัวเลขเข้าใกล้กับงานปฏิบัติจริงมากกว่า วิธีทางอุณหพลศาสตร์สรุปได้ว่าที่ตำแหน่งปริมาตรเดียวกันความดันของวิธีทางอุณหพลศาสตร์ จะมีความดันเท่ากันที่ สภาวะ 1 กับ สภาวะ 3 ที่สภาวะ 2 ความ

ดันของอุณหภูมิจะสูงกว่าวิธีเชิงตัวเลข และในทำนองเดียวกัน สภาวะ 4 วิธีทางอุณหพลศาสตร์ จะมีความดันต่ำกว่าวิธีเชิงตัวเลขเช่นกัน

4. ลักษณะของวัฏจักรของเครื่องยนต์แมนสันนั้น คือ ปกติเมื่อมีการขยายของปริมาตรความดันต้องลดลง เป็นเพราะว่า ความดันในกระบอกสูบของเครื่องยนต์แมนสันเปลี่ยนแปลงตาม ปริมาตร และอุณหภูมิ แต่ในที่นี้เราให้อุณหภูมิคงที่ ถ้าอุณหภูมิเพิ่มขึ้นความดันก่อนจะเพิ่มขึ้นตาม ถ้าอุณหภูมิลดลงความดันก่อนจะลดลงตาม เป็นไปตามสมการของสภาพของไอเดิลแก๊ส (Equation of State of an Ideal Gas) $P = K.T / V$

5. จากตารางการเปรียบเทียบสรุปได้ว่าวิธีเชิงตัวเลขเข้าใกล้วัฏจักรจริงมากกว่าทางเทอร์โมไดนามิกส์

ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยในอนาคต

การศึกษาเกี่ยวกับการออกแบบเครื่องยนต์แมนสัน เพื่อศึกษาวัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์ของเครื่องยนต์แมนสัน เป็นการวิจัยที่มีขอบเขตที่ยังกว้างอยู่และเป็นความรู้ใหม่ มีผู้ที่ศึกษาไม่มาก ในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาในบางส่วนเท่านั้น เพราะว่ามีขีดจำกัดในด้านอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองในการเก็บข้อมูลและการสร้างเครื่องยนต์ ทำให้ไม่สามารถได้เครื่องยนต์ที่มีชิ้นส่วนต่างๆที่ดีจึงทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ต่ำ ในอนาคตอาจมีการเพิ่มเติมเงื่อนไขหรืออุปกรณ์ และใช้พวก CNC ในการผลิตชิ้นส่วนทำให้เราสามารถได้ชิ้นส่วนที่มีคุณภาพ อาจทำให้ได้เครื่องยนต์ที่ดีขึ้น

- อาจสร้างเครื่องด้วยการเปลี่ยนอัตราส่วนการอัดก่อนเป็นได้
- อาจเปลี่ยนเครื่องยนต์เป็นแบบสูบวีบาง
- อาจออกแบบเพิ่มของครีระบายความร้อนให้มีช่องทางการไหลของน้ำหล่อเย็นบางก่อกได้



บรรณานุกรม

- บัญชา คังตระกูล. (2547). การออกแบบสร้างและทดสอบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบแกมมาขนาดความ
จุกะบอกสูบกำลัง 885.2 ลบ.ซม .นครนายก:มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ.ถ่ายเอกสาร.
- บัญชา คังตระกูล. (2548). การวิเคราะห์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงด้วยวิธีเชิงตัวเลข . บทความในวารสาร
พลังงานและสิ่งแวดล้อม .นครนายก: มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ.ถ่ายเอกสาร.
- มนตรี พิรุณเกษตร. (2540).อุณหพลศาสตร์.วิทย์พัฒน์, กรุงเทพฯ.
- วีระศักดิ์ ทรัพย์วิเชียร. (2543).เครื่องยนต์เผาไหม้ภายในทฤษฎีและการคำนวณ.วิทย์พัฒน์, กรุงเทพฯ.
- เสมอขวัญ ตันติกุล. (2544).เครื่องยนต์สันดาปภายใน.ศูนย์ส่งเสริมอาชีพ, กรุงเทพฯ.
- Ken Boak. (2000, September) *Manson engine*,
www.geocities.com/kenboak/manson.html
- Ken Boak. (2000, September) *Manson Engine Builders Notebooke*,
www.geocities.com/kenboak/manson1.html
www.geocities.com/kenboak/manson2.html
- Ken Boak. (2000, September) *A discussion of Stirling's engine*,
<http://groups.yahoo.com/group/sesusa/message/1305>
<http://groups.yahoo.com/group/sesusa/message/1308>
<http://groups.yahoo.com/group/sesusa/message/1309>
<http://groups.yahoo.com/group/sesusa/message/1310>
<http://groups.yahoo.com/group/sesusa/message/1313>
<http://groups.yahoo.com/group/sesusa/message/1315>
<http://groups.yahoo.com/group/sesusa/message/1316>
- Geoff Bourne. (2000, September) *Manson Engine*,
www.geoffsengines.com/html/Manson.html
- E. Schmidt. (2000, September) *E. Schmidt Stirling Engines*,
www.stirlingmotor.com/
- Newnes Practical Mechanics March (1952). p193.
www.powercubes.com/Manson.html
- Steve Truscott. (2000, September) *Wastewatts Manson cycle Engines*,
www.geocities.com/wastewatts/manson1.htm



ภาคผนวก ก

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ




คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
a	รัศมีข้อเหวี่ยง	m
A	พื้นที่	m ²
B	เส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกสูบ	m
bp	กำลังม้าเบรก	W
C _p	ความร้อนจำเพาะ	J/kg.K
CR	อัตราส่วนระหว่างปริมาตรกวาดของดิสเพลสเซอร์กับลูกสูบกำลัง	
CV _{LHV}	ค่าความร้อนค่าต่ำของเชื้อเพลิง	J/kg
D _D	เส้นผ่านศูนย์กลางของดิสเพลสเซอร์	cm
D _p	เส้นผ่านศูนย์กลางของลูกสูบกำลัง	cm
E _H	ประสิทธิภาพของแหล่งให้ความร้อน	
fp	แรงเสียดทาน	W
h _c	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	W/m ² .K
ip	กำลังปั้งซี่	W
K	สภาพนำความร้อนของตัวกลาง	W/m.C ^o
L	ระยะชักหรือช่วงชักของกระบอกสูบ	m
ℓ	ความยาวก้านสูบ	m
m	มวลของน้ำหนักแก๊ส	kg

m_w	มวลของน้ำที่นำมาใช้ในการรับความร้อน	kg
\dot{m}	อัตราการไหลของสารทำงาน	kg/s
\dot{m}_f	อัตราการไหลของมวลเชื้อเพลิง	kg/s
N	อัตราเร็วรอบการหมุนของเพลาค้อเหวี่ยง	rpm
P	ความดันสมบูรณ์ของแก๊ส	N/m^2
P_1	ความดันที่ตำแหน่งที่ 1	N/m^2
P_2	ความดันที่ตำแหน่งที่ 2	N/m^2
Q_{12}	พลังงานความร้อนจากกระบวนการ 1 ไปกระบวนการ 2	W
Q_{in}	พลังงานความร้อนที่ป้อนเข้าเครื่องยนต์	W
Q_{cool}	การระบายความร้อนของเครื่องยนต์	W
R	ค่าคงที่ของแก๊ส	J/kg.K
Re	เรย์โนลด์ส	
s	ระยะระหว่างแกนข้อเหวี่ยงและแกนสลักลูกสูบ	m
T	แรงบิดของเครื่องยนต์	N.m
$T_{w,i}$	อุณหภูมิน้ำเข้า	C°, K
$T_{w,o}$	อุณหภูมิน้ำออก	C°, K
V_1	ปริมาตรที่ตำแหน่งที่ 1	m^3
V_2	ปริมาตรที่ตำแหน่งที่ 2	m^3
V_c	ปริมาตรช่องว่าง	m^3

W_{12}	งานจากกระบวนการ 1 ไปกระบวนการ 2	J
σ	ค่าคงตัวของเซตฟาน-โบลต์ซมันน์	$W/m^2 \cdot K^4$
ϵ	ค่าการแผ่รังสี	
ρ	ความหนาแน่น	kg/m^3
v	ความเร็วของของไหล	m/s
μ	ความหนืด	$N \cdot s/m^2$
ν	ความหนืดคินเนมาติกของของไหลในท่อ	N/m^3
θ	มุมข้อเหวี่ยง	
η_m	ประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องยนต์	
η_{it}	ประสิทธิภาพความร้อนบ่งชี้	
η_{bt}	ประสิทธิภาพความร้อนเบรก	

The logo of Rajabhat Buriram University is a circular emblem with a scalloped border. It features a central grid with a cross and a curved line. The Thai text "มหาวิทยาลัยราชภัฏบรจรัม" is written around the inner circle.

ภาคผนวก ข

- ผลการทดสอบเครื่องยนต์แมนสัน
- ตัวอย่างการคำนวณตัวอย่างการคำนวณค่าในตารางที่ 1-6

ตัวอย่างการคำนวณค่าต่างๆในตารางที่ 1-6 เป็นดังต่อไปนี้

$$\begin{aligned}
 \text{แก๊สที่ใช้} &= \text{มวลแก๊สเริ่มต้น} - \text{มวลแก๊สสุดท้าย} \\
 &= 9285.5 - 9220.5 \\
 &= 65 \text{ g} \\
 \text{อัตราการไหลของแก๊ส} &= \text{แก๊สที่ใช้/เวลา} \\
 &= (65 / 360) = 0.181 \text{ g/s} \\
 \text{ความร้อนของเชื้อเพลิง} &= (46\,000\,000) \text{ (Gas Flow Rate)} \\
 &= (46\,000\,000 \text{ J/kg}) (0.181/1000 \text{ kg/s}) \\
 &= 8,305.6 \text{ J/s} \\
 \text{แรงบิด} &= F \cdot r = (s-w) \cdot r \\
 &= (1.8-1) \times 0.174 = 0.139 \text{ N.m} \\
 \text{กำลัง} &= (2) (\pi) (\text{แรงบิด}) (\text{ความเร็วรอบ}) \\
 &= (2) (3.141) (0.139 \text{ N.m}) (50/60 \text{ rps}) = 0.73 \text{ W} \\
 \text{ประสิทธิภาพความร้อน} &= (\text{กำลัง}) / (\text{ความร้อนของเชื้อเพลิง}) \\
 &= [(0.73) / (8305.6)] (100) = 0.009 \%
 \end{aligned}$$

ตาราง 1 ผลการทดสอบเครื่องยนต์แมนสัน

Prassure gas 0.6 bar	
Date: 24/11/2009	Location: SWU
Start: 15.05	Ambient temp: 33 °C DB , 23.5 °C WB
Finsih: 15.15	Ambient temp: 33 °C DB , 23.5 °C WB
Testing time: 360 s	
Gas initial mass: 9113.0 g	Gas heating value 46 MJ/kg
Gas final mass: 9071.5 g	Heat of fuel 5,302.8 J/s
Gas used: 41.5 g	Sp.Ht.of water 4.19 kJ/kg.K
Gas flow rate: 0.115 g/s	
Mass of water: 2,408 g	Heat absorbed 1681.59 J/s
	Heat source efficiency 31.71 %

$\Delta T = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Flow rate (mL/min)	Tem. °C water inlet	Tem. °C water outlet	Tem. °C space hot	Tem. °C space cool	speed (rpm)	w (N.)	s (N.)	F= s-w (N.)	r (mm)	T = F .r (N.m)	$p=2\pi TN$ (W)	$\eta = P/Q_p$ (%)
1600	29	52	668	49	45.0	1	1.8	0.8	174.05	0.139	0.66	0.012
1600	29	53	668	49	42.0	2	3.2	1.2	174.05	0.209	0.92	0.017
1600	29	53	668	48	39.0	3	4.6	1.6	174.05	0.278	1.14	0.021
1600	29	53	668	49	37.0	4	6	2.0	174.05	0.348	1.35	0.025
1600	29	53	668	49	35.5	5	7.6	2.6	174.05	0.453	1.68	0.032
1600	29	53	668	49	33.3	6	9	3.0	174.05	0.522	1.82	0.034
1600	29	53	668	49	30.5	7	10.6	3.6	174.05	0.627	2.00	0.038
1600	29	53	668	48	28.0	8	12	4.0	174.05	0.696	2.04	0.038
1600	29	53	668	49	26.5	9	13.4	4.4	174.05	0.766	2.13	0.040
1600	29	53	668	49	25.0	10	14.8	4.8	174.05	0.835	2.19	0.041
1600	29	53	668	48	22.5	11	16.4	5.4	174.05	0.940	2.21	0.042
1600	29	52	668	49	20.3	12	17.8	5.8	174.05	1.009	2.15	0.040

ตาราง 2 ผลการทดสอบเครื่องยนต์แมนสัน

Prassure gas 0.6 bar	
Date: 24/11/2009	Location: SWU
Start: 15.05	Ambient temp: 33 °C DB , 23.5 °C WB
Finsih: 15.15	Ambient temp: 33 °C DB , 23.5 °C WB
Testing time: 360 s	
Gas initial mass: 9113.0 g	Gas heating value 46 MJ/kg
Gas final mass: 9071.5 g	Heat of fuel 5,302.8 J/s
Gas used: 41.5 g	Sp.Ht.of water 4.19 kJ/kg.K
Gas flow rate: 0.115 g/s	
Mass of water: 2,408 g	Heat absorbed 1681.59 J/s
	Heat source efficiency 31.71 %

$\Delta T = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Flow rate (mL/min)	Tem. °C water inlet	Tem. °C water outlet	Tem. °C space hot	Tem. °C space cool	speed (rpm)	w (N.)	s (N.)	F= s-w (N.)	r (mm)	T = F .r (N.m)	p=2π TN (W)	η = P/Q _{in} (%)
1400	29	55	671	53	46.5	1	1.8	0.8	174.05	0.139	0.68	0.013
1400	29	55	671	53	43	2	3.2	1.2	174.05	0.209	0.94	0.018
1400	29	55	671	53	40	3	4.8	1.8	174.05	0.313	1.31	0.025
1400	29	55	671	53	38.1	4	6.2	2.2	174.05	0.383	1.53	0.029
1400	29	55	671	54	36	5	7.8	2.8	174.05	0.487	1.84	0.035
1400	29	55	671	53	33.0	6	9.2	3.2	174.05	0.557	1.92	0.036
1400	29	55	671	53	31	7	10.8	3.8	174.05	0.661	2.15	0.040
1400	29	55	671	52	29	8	12.4	4.4	174.05	0.766	2.33	0.044
1400	29	55	671	53	27	9	13.6	4.6	174.05	0.801	2.26	0.043
1400	29	55	671	53	24	10	15.2	5.2	174.05	0.905	2.27	0.043
1400	29	55	671	53	22.3	11	16.8	5.8	174.05	1.009	2.36	0.044
1400	29	55	671	53	20.5	12	17.9	5.9	174.05	1.027	2.20	0.042

ตาราง 3 ผลการทดสอบเครื่องยนต์แมนสัน

Prassure gas 0.6 bar

Date: 24/11/2009

Location: SWU

Start: 15.05

Ambient temp: 33 °C DB , 23.5 °C WB

Finsih: 15.15

Ambient temp: 33 °C DB , 23.5 °C WB

Testing time: 360 s

Gas initial mass: 9113.0 g Gas heating value 46 MJ/kg

Gas final mass: 9071.5 g Heat of fuel 5,302.8 J/s

Gas used: 41.5 g Sp.Ht.of water 4.19 kJ/kg.K

Gas flow rate: 0.115 g/s

Mass of water: 2,408 g Heat absorbed 1681.59 J/s

$\Delta T = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ Heat source efficiency 31.71 %

Flow rate (mL/min)	Tem. °C water inlet	Tem. °C water outlet	Tem. °C space hot	Tem. °C space cool	speed (rpm)	w (N.)	s (N.)	F= s-w (N.)	r (mm)	T = F .r (N.m)	p=2π TN (W)	η = P/Q _{in} (%)
1200	29	57	676	52	47.0	1	1.8	0.8	174.05	0.139	0.69	0.013
1200	29	57	675	54	44.0	2	3.6	1.6	174.05	0.278	1.28	0.024
1200	29	57	675	54	40.8	3	5.2	2.2	174.05	0.383	1.64	0.031
1200	29	57	673	55	38.5	4	6.8	2.8	174.05	0.487	1.96	0.037
1200	29	57	675	55	36.0	5	8.6	3.6	174.05	0.627	2.36	0.045
1200	29	57	674	55	34.6	6	10.2	4.2	174.05	0.731	2.65	0.050
1200	29	57	675	56	32.0	7	11.6	4.6	174.05	0.801	2.68	0.051
1200	29	57	675	57	29.0	8	13.4	5.4	174.05	0.940	2.85	0.054
1200	29	57	675	56	28.1	9	14.8	5.8	174.05	1.009	2.97	0.056
1200	29	57	674	56	26.0	10	16.4	6.4	174.05	1.114	3.03	0.057
1200	29	57	675	56	24.4	11	17.6	6.6	174.05	1.149	2.94	0.055

ตาราง 4 ผลการทดสอบเครื่องยนต์แมนสัน

Prassure gas 0.6 bar												
Date: 24/11/2009			Location: SWU									
Start: 15.05			Ambient temp: 33 °C DB , 23.5 °C WB									
Finsih: 15.15			Ambient temp: 33 °C DB , 23.5 °C WB									
Testing time: 360 s												
Gas initial mass: 9113.0 g		Gas heating value 46 MJ/kg										
Gas final mass: 9071.5 g		Heat of fuel 5,302.8 J/s										
Gas used: 41.5 g		Sp.Ht.of water 4.19 kJ/kg.K										
Gas flow rate: 0.115 g/s		Heat absorbed 1681.59 J/s										
Mass of water: 2,408 g		Heat source efficiency 31.71 %										
$\Delta T = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$												
Flow rate (mL/min)	Tem. °C water inlet	Tem. °C water outlet	Tem. °C space hot	Tem. °C space cool	speed (rpm)	w (N.)	s (N.)	F= s-w (N.)	r (mm)	T = F .r (N.m)	p=2p TN (W)	$\eta = P/Q_p$ (%)
1000	29	60	680	60	47.6	1	1.8	0.8	174.05	0.139	0.69	0.013
1000	29	60	680	60	45	2	3.6	1.6	174.05	0.278	1.31	0.025
1000	29	60	680	60	42.2	3	5.2	2.2	174.05	0.383	1.69	0.032
1000	29	60	680	60	40	4	6.8	2.8	174.05	0.487	2.04	0.038
1000	29	60	680	60	37.5	5	8.6	3.6	174.05	0.627	2.46	0.046
1000	29	60	680	59	35.1	6	10	4.0	174.05	0.696	2.56	0.048
1000	29	60	680	60	33.4	7	11.6	4.6	174.05	0.801	2.80	0.053
1000	29	60	680	62	30.8	8	13	5.0	174.05	0.870	2.81	0.053
1000	29	60	680	62	29.3	9	14.5	5.5	174.05	0.957	2.94	0.055
1000	29	60	680	62	26.8	10	16	6.0	174.05	1.044	2.93	0.055
1000	29	60	680	62	23	11	17.2	6.2	174.05	1.079	2.60	0.049

ตาราง 5 ผลการทดสอบเครื่องยนต์แมนสัน

Prassure gas 0.8 bar

Date: 24/11/2009

Location: SWU

Start: 15.05

Ambient temp: 33 °C DB , 23.5 °C WB

Finsih: 15.15

Ambient temp: 33 °C DB , 23.5 °C WB

Testing time: 300 s

Gas initial mass: 9154.0 g Gas heating value 46 MJ/kg

Gas final mass: 9115.0 g Heat of fuel 5,980.0 J/s

Gas used: 39.0 g Sp.Ht.of water 4.19 kJ/kg.K

Gas flow rate: 0.130 g/s

Mass of water: 2,408 g Heat absorbed 1625.53 J/s

$\Delta T = 58 \text{ }^{\circ}\text{C}$ Heat source efficiency 27.18 %

Flow rate (mL/min)	Tem. °C water inlet	Tem. °C water outlet	Tem. °C space hot	Tem. °C space cool	speed (rpm)	w (N.)	s (N.)	F= s-w (N.)	r (mm)	T = F .r (N.m)	$p=2\pi TN$ (W)	h = P/Q _{in} (%)
1000	37	63	648	59	52.4	1	1.8	0.8	174.05	0.139	0.76	0.013
1000	37	64	650	60	50.5	2	3.3	1.3	174.05	0.226	1.20	0.020
1000	37	64	651	61	49.1	3	4.5	1.5	174.05	0.261	1.34	0.022
1000	37	64	651	61	45.2	4	5.8	1.8	174.05	0.313	1.48	0.025
1000	37	64	651	62	41.5	5	7.8	2.8	174.05	0.487	2.12	0.035
1000	37	64	652	62	38.5	6	9.4	3.4	174.05	0.592	2.39	0.040
1000	37	64	652	62	35.9	7	10.8	3.8	174.05	0.661	2.49	0.042
1000	37	64	653	62	33.6	8	12.4	4.4	174.05	0.766	2.69	0.045
1000	37	64	653	63	31.4	9	13.6	4.6	174.05	0.801	2.63	0.044
1000	37	64	653	64	29.5	10	15	5.0	174.05	0.870	2.69	0.045
1000	37	64	652	64	26.2	11	16.8	5.8	174.05	1.009	2.77	0.046
1000	37	64	651	64	20.9	12	17.6	5.6	174.05	0.975	2.13	0.036

ตาราง 6 ผลการทดสอบเครื่องยนต์แมนสัน

Prassure gas 1 bar			
Date:	24/11/2009	Location:	SWU
Start:	14.01	Ambient temp:	33 °C DB , 23.5 °C WB
Finsih:	14.10	Ambient temp:	33 °C DB , 23.5 °C WB
Testing time:	360 s		
Gas initial mass:	9285.5 g	Gas heating value	46 MJ/kg
Gas final mass:	9220.5 g	Heat of fuel	8,305.6 J/s
Gas used:	65 g	Sp.Ht.of water	4.19 kJ/kg,K
Gas flow rate:	0.181 g/s		
Mass of water:	2,408 g	Heat absorbed	1961.85 J/s
		Heat source efficiency	23.62 %

$$\Delta T = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Flow rate (mL/min)	Tem. °C water inlet	Tem. °C water outlet	Tem. °C space hot	Tem. °C space cool	speed (rpm)	w (N.)	s (N.)	F= s-w (N.)	r (mm)	T = F .r (N.m)	$p=2\pi TN$ (W)	h = P/Q _{in} (%)
1000	32	71	676	74	49.6	1	1.8	0.8	174.05	0.139	0.72	0.009
1000	32	71	678	75	46.8	2	3.4	1.4	174.05	0.244	1.19	0.014
1000	32	71	690	76	44.5	3	5	2	174.05	0.348	1.62	0.020
1000	32	71	693	76	42.4	4	6.4	2.4	174.05	0.418	1.85	0.022
1000	32	71	687	77	40.3	5	7.8	2.8	174.05	0.487	2.06	0.025
1000	32	71	692	77	38.1	6	9.4	3.4	174.05	0.592	2.36	0.028
1000	32	71	693	77	35.9	7	11	4	174.05	0.696	2.62	0.032
1000	32	71	693	78	33.4	8	12.3	4.3	174.05	0.748	2.62	0.032
1000	32	71	691	78	31.6	9	13.8	4.8	174.05	0.835	2.76	0.033
1000	32	71	691	78	27.3	10	15.2	5.2	174.05	0.905	2.59	0.031
1000	32	71	695	79	25.9	11	16.2	5.2	174.05	0.905	2.45	0.030
1000	32	71	692	79	21.2	12	17.8	5.8	174.05	1.009	2.24	0.027



ประวัติย่อผู้วิจัย

ประวัติย่อผู้วิจัย

ชื่อ ชื่อสกุล นายประทีป ศรีสุข
 วันเดือนปีเกิด 12 มีนาคม 2526
 สถานที่เกิด ราชบุรี
 สถานที่อยู่ปัจจุบัน 73 หมู่ 4 ต.บ่อกระดาน อ.ปากท่อ จ.ราชบุรี 70140
 โทรศัพท์ 086-581-9677
 E-mail: pratheep_sri@hotmail.com

ประวัติการศึกษา

พ.ศ.2541 มัธยมศึกษาตอนต้น
 จากโรงเรียนแคทรายวิทยา

พ.ศ.2544 ประกาศนียบัตรวิชาชีพ สาขาวิชาช่างเชื่อมและโลหะแผ่น
 จากวิทยาลัยเทคนิคราชบุรี

พ.ศ.2546 ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สาขาวิชาช่างยนต์
 จากวิทยาลัยเทคนิคราชบุรี

พ.ศ.2549 ปริญญาตรี วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)
 จากสถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตเทคนิคกรุงเทพ

พ.ศ.2554 ปริญญาโท วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต(วิศวกรรมเครื่องกล)
 จากมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ