

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว

LIQUID PISTON STIRLING ENGINE

นายชัยญา สุภี
นายชาติชาย ทุกผาสุข
นายอนุชา สิงหะดี

รฟ.
8382๑
25๔๙

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน..... 72172
วัน,เดือน,ปี..... 11 ส.ย. 2550

b. 11๗๖432๖
i.

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2549

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว
LIQUID PISTON STIRLING ENGINE

โดย

นายชัยญา สุภี

นายชาติชาย พุกผาสุข

นายอนุชา สิงหะดี

อาจารย์ที่ปรึกษา

ผศ. ชวรัชช์ นาคพิพัฒน์

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาค้นคว้าหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2549

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2549

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว

LIQUID PISTON STIRLING ENGINE

ผู้จัดทำ

1. นาย ชัยฉา สุภี รหัสประจำตัว 47015353
2. นายชาติชาย พุกผาสุข รหัสประจำตัว 47015355
3. นายอนุชา สิงหะดี รหัสประจำตัว 47015417



อาจารย์ที่ปรึกษา

(ผศ. รวิชชัย นาคพิพัฒน์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว

นาย ชัยฉญา สุภี

นาย ชาคิชาย พุกผาสุข

นาย อนุชา สิงหะดี

ผศ. ชวิชัย นาคพิพัฒน์ อาจารย์ที่ปรึกษา

ปีการศึกษา 2549

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เพื่อศึกษาการทำงานและพัฒนาต้นแบบเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวอย่างง่าย เครื่องชนิดดังกล่าวต่อเข้ากับปั้มน้ำซึ่งทั้งหมดทำด้วยแก้ว เพื่อจะให้เห็นการทำงานทั้งเครื่องชนิดและปั้มน้ำ การออกแบบสร้างเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวขึ้นมามีการสูบน้ำ แล้วทำการทดลองเพื่อศึกษาหาตัวแปรที่มีผลโดยตรงต่อสมรรถนะของเครื่องชนิด โดยการปรับเปลี่ยนขนาดของเครื่องชนิด เช่น ความยาวของลำน้ำในท่อคิสเพรสเซอร์ เปลี่ยนขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อจูนนิ่ง (Tuning Column) และเปลี่ยนขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อเอ๊าท์พุท ซึ่งการทดสอบขั้นต้นเป็นการหาระดับน้ำที่ในท่อคิสเพรสเซอร์ พบว่าอยู่ที่ระดับน้ำสูง 22.5 cm ให้อัตราการไหลประมาณ 135.37 ลิตร/ชั่วโมง โดยรักษาอัตราการให้ความร้อนให้คงที่ การทดสอบขั้นต่อมาเป็นการศึกษาผลของการเปลี่ยนแปลงความร้อนที่มีผลต่ออัตราการไหลของน้ำพบว่าเมื่อเพิ่มอัตราการให้ความร้อนสูงขึ้น อัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้นน้อยมาก

LIQUID PISTON STIRLING ENGINE

Chaiya Supee

Chatchay Pukpasuk

Anucha Singhadee

Assist.Prof. Tawatchai Nakpipat, Advisor

ABSTRACT

The research is to study and develop the simple Liquid Piston Stirling Engine. The system consists of a U- tube glass represented as Stirling Engine and a three-way-tube represented as Water Pump. Liquid Piston Stirling Engine or Fluidyne engine was design and constructed for water pumping. The engine was test in order to investigate its performance by controlling principle parameters such as the length of liquid inside the displacer column, the diameter of the tuning column and the output column the optimum water level in displacer was found out by varying displacer water level. it found that optimum water level was 22.5 cm give water flow rate 135.37 l/hr. Later at the optimum displacer water level while heat supplied is varied. The results form this study shows that the water flow rate having a little increased as the rate of heat supplied was increased.

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณ อาจารย์ รัชชัย นาคพิพัฒน์ ที่ให้ความช่วยเหลือและให้คำแนะนำตลอดจนให้คำปรึกษาเสมอมา ขอขอบคุณเพื่อนและพี่ๆ นักศึกษา และขอขอบพระคุณอาจารย์ภาคเครื่องกลทุกท่านที่ได้ให้โอกาสและให้คำแนะนำจนโครงการนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดีและต้อง ขอขอบพระคุณบิดามารดาอันเป็นที่เคารพรักยิ่งซึ่งอบรมเลี้ยงดูให้โอกาสทางการศึกษาและเป็นกำลังใจให้สามารถฟันฝ่าอุปสรรคจนกระทั่งมีวันนี้วันที่ปริญญาานิพนธ์เสร็จสมบูรณ์ ข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสูงค่าประมาณ และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

ชัชญา สุภี
ชติชาย พุกผาสุข
อนุชา สิงหะดี



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้าที่
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VI
สารบัญรูป	VIII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญของโครงการ	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	1
1.3 ขอบเขตของโครงการ	2
1.4 วิธีการดำเนินงานการวิจัย	2
1.5 ประโยชน์ที่ได้รับจากการวิจัย	3
บทที่ 2 ความรู้พื้นฐานของเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว	4
2.1 นิยาม	4
2.2 คุณสมบัติเด่นของเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว	4
2.3 หลักการทำงานเบื้องต้นของเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว	5
2.3.1 การแกว่งของของไหลในเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว	6
2.3.2 การปรับระดับของลมน้ำในท่อเอาท์พุท	7
2.3.3 ความถี่ของลมน้ำในท่อดิสเพลสเซอร์	8
2.3.4 ความถี่ของน้ำในท่อปรับความถี่	10
2.3.5 การต่อปั๊มในเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว	13
2.4 สถานภาพของเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวสำหรับการประยุกต์ใช้งาน	15
2.5 สรุป	17
บทที่ 3 การสร้างเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวสำหรับโครงการ	18
3.1 บทนำ	18
3.2 การสร้างท่อดิสเพลสเซอร์อย่างง่าย	18
3.4 ท่อลดแรงดัน	23
3.5 การต่อปั๊มแบบอนุกรม	25
3.6 สรุป	28

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้าที่
บทที่ 4 การศึกษาหาเงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสมของเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว	29
4.1 นิยาม	29
4.2 ปัจจัยที่สำคัญต่อการทำงานของเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว	29
4.3 อิทธิพลของค่าความร้อนขาเข้าที่มีผลต่อปริมาณน้ำที่สูบได้	30
4.4 การคำนวณหาค่าประสิทธิภาพของเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว	31
4.5 การคำนวณหาค่าพลังงานจากการทดลองเปรียบเทียบกับทฤษฎีของ C.D.West	32
4.6 สรุป	34
บทที่ 5 อุปกรณ์และขั้นตอนการทดลอง	35
5.1 อุปกรณ์การทดลอง	35
5.2 ขั้นตอนการทดลอง	36
บทที่ 6 ผลการทดลอง	38
บทที่ 7 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ บรรณานุกรม	66

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้าที่
4.1 การกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นคงที่เพื่อพิจารณาอิทธิพลของอุณหภูมิของท่อด้านความร้อน	30
6.1 ตารางแสดงผลการทดลองหลอดที่ 1	39
6.2 ตารางแสดงผลการทดลองหลอดที่ 2	43
6.3 ตารางแสดงผลการทดลองหลอดที่ 3	47
6.4 ตารางการทดลองหาประสิทธิภาพเมื่อความยาวของลำน้ำ (L_d) และอุณหภูมิค้ำร้อนเท่ากัน	51



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้าที
2.1 โครงสร้างเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวอย่างง่าย	5
2.2 เครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว พิจารณาค้นท่อเอาท์พุทซึ่งมีคิสเพลสเซอร์เป็นชนิดลูกสูบแข็ง	6
2.3 พื้นฐานการทำงานของเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว	7
2.4 (ก) น้ำในท่อคิสเพลสเซอร์ในระดับสมดุล (ข) ระดับการยกขึ้นของน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์	8
2.5 โครงสร้างของการต่อท่อปรับความถี่	10
2.6 การต่อท่อปรับความถี่แบบกระบอกสูบรวมขณะที่มีการเคลื่อนที่ของระดับน้ำ	11
2.7 การต่อท่อแบบอนุกรม (Series Coupling)	14
2.8 การต่อแบบขนาน (Parallel Coupling)	14
2.9 การต่อแบบก๊าซคลีปปลิง (Gas Coupling)	15
2.10 เครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวของ John Geisow	16
2.11 เครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวของ C.D. West	16
3.1 ท่อคิสเพลสเซอร์รูปตัว U ที่พิจารณาความสูงแตกต่างกัน	18
3.2 แสดงขนาด โครงสร้างเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวเครื่องที่ 1	21
3.3 แสดงขนาด โครงสร้างเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวเครื่องที่ 2	22
3.4 แสดงขนาด โครงสร้างเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวเครื่องที่ 3	22
3.5 แสดงเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวที่ทำการออกแบบตามทฤษฎี(เครื่องชนิดที่ 3)พร้อมชุดวาล์ว	22
3.6 แสดงการออกแบบเครื่องชนิดสเตอร์ลิงพร้อมชุดอุปกรณ์การทำงาน	23
3.7 (ก) การทำงานของวาล์วเมื่อลำน้ำ ในท่อถูกกดลง พิจารณาที่ ($1/2$ Stroke)แรก (ข) การทำงานของวาล์วเมื่อลำน้ำในท่อถูกยกขึ้น พิจารณาที่ ($1/2$ Stroke)หลัง	25
3.8 ส่วนประกอบของวาล์วทางเดียวสำหรับ โครงงานวิจัยนี้	27
5.1 แสดงอุปกรณ์ที่ทำการทดลองและติดตั้งจริง	36
6.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการใช้ของไหลกับอุณหภูมิคืนร้อนหลอดที่ 1	54
6.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการใช้ของไหลกับอุณหภูมิคืนร้อนหลอดที่ 2	55
6.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการใช้ของไหลกับอุณหภูมิคืนร้อนหลอดที่ 3	56
6.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะเวลาแกว่งของลำน้ำในท่อ กับอุณหภูมิคืนร้อนหลอดที่ 1	57
6.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะเวลาแกว่งของลำน้ำในท่อ กับอุณหภูมิคืนร้อนหลอดที่ 2	58
6.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะเวลาแกว่งของลำน้ำในท่อ กับอุณหภูมิคืนร้อนหลอดที่ 3	59

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้าที่
6.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะการแกว่งของน้ำกับเสคน้ำสูงสุด	60
6.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกับอัตราการไหล	61
6.9 แสดงคาบเวลาในการเคลื่อนที่ 1 ครั้งกับอุณหภูมิค้ำร้อน	62
6.10 แสดงการเปรียบเทียบอัตราการไหลกับอุณหภูมิค้ำร้อน	63
6.11 แสดงการเปรียบเทียบกำลังงานจากการทดลองกับทฤษฎี	64
6.12 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างระยะการแกว่งกับอัตราการไหล	65



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 สถานภาพและความสำคัญของโครงการวิจัย

สำหรับงานวิจัยนี้มีเหตุจูงใจที่ต้องการตอบสนองนโยบายของรัฐบาลในการใช้พลังงานที่มีอยู่อย่างคุ้มค่ามากที่สุด โดยปัจจุบันมนุษย์ได้ใช้พลังงานจากเชื้อเพลิงจำพวกฟอสซิลเป็นแหล่งพลังงานหลัก เช่น ถ่านหิน น้ำมันดิบ ก๊าซธรรมชาติ เป็นต้น สิ่งเหล่านี้เป็นทรัพยากรธรรมชาติที่มีอยู่อย่างจำกัด และมีราคาแพง เป็นผลให้ในปัจจุบันนี้มนุษย์ได้มีการพัฒนาและใช้พลังงานทดแทนมากขึ้น เช่น พลังงานลม โดยมีชุดกังหันเป็นเครื่องแปลงพลังงานลมเป็นพลังงานกล พลังงานแสงอาทิตย์โดยมีชุดแผงเซลล์เป็นเครื่องแปลงพลังงานแสงอาทิตย์เป็นพลังงานไฟฟ้า เป็นต้น อีกทั้งพลังงานความร้อนที่ทิ้งเปล่าไปขณะที่ระบบความร้อนทำงานซึ่งเป็นพลังงานที่ทิ้งไปมิได้นำมาใช้ประโยชน์นั้นยังมีมากมาย เช่น ความร้อนที่สูญเสียในระบบเตาเผาขยะอาจมีความร้อนสูงถึงระดับพันองศาเซลเซียส ความร้อนที่สูญเสียในระบบการกลั่นน้ำมัน หรือความร้อนจากแผงทำความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์ เป็นต้น จากเหตุผลดังกล่าวคณะผู้วิจัยจึงต้องการเน้นศึกษาเครื่องยนต์ ฟลูอิด ไดน์ (Fluidyne Engine) หรือเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว (Liquid piston Stirling Engine) เพื่อสนับสนุนหรือนำไปใช้งานในภาคเกษตรกรรม เช่น ชุดสูบน้ำเพื่อใช้ในแปลงเกษตร ซึ่งคณะผู้วิจัยได้คาดการณ์ในอนาคตโดยจะนำพลังงานจากแสงอาทิตย์มาเป็นพลังงานขับเคลื่อนเครื่องยนต์ฟลูอิด ไดน์

ในช่วงเวลา 30 กว่าปีที่ผ่านมานับตั้งแต่เครื่องยนต์ฟลูอิด ไดน์ ได้ถูกคิดค้นในปี ค.ศ.1971 โดย C.D. West แต่มันก็ยังไม่ได้รับความนิยมนิยมและพัฒนาและนิยมอย่างต่อเนื่องเพื่อนำไปใช้งานให้เห็นผลอย่างชัดเจน ซึ่งได้อาศัยหลักการทำงานโดยการแกว่ง (Oscillate) ของดำนํ้าที่ระดับความถี่เรโซแนนซ์ (Resonance Frequency) ในท่อกระบอกรูปตัว U โดยใช้หลักการของความแตกต่างของอุณหภูมิด้านร้อนและด้านเย็นของดำนํ้าในท่อกระบอกรูปตัว U ด้านซ้าย และด้านขวาเราเรียกท่อดังกล่าวนี้อาทิสเพลสเซอร์ (Displacer) ดังนั้นเครื่องยนต์ชนิดนี้จึงถูกเรียกว่า เครื่องยนต์ฟลูอิด ไดน์จากการแกว่งของดำนํ้าในท่อที่ความถี่เรโซแนนซ์เราสามารถนำพลังงานจากการแกว่งของดำนํ้าไปใช้ประโยชน์ได้ อาทิเช่น การนำท่อเอาท์พุทที่มีส่วนประกอบของชุดข้อเหวี่ยง (Crankshaft) มาต่อรวมเพื่อนำพลังงานจากการแกว่งของดำนํ้าในท่อที่เคลื่อนที่ขึ้นลงมาเป็นแรงขับเคลื่อนที่ขึ้นลงมาเป็นแรงขับเคลื่อนซึ่งเสมือนเป็นลูกสูบของเครื่องยนต์ให้กับชุดข้อเหวี่ยง และได้พลังงานกลที่สามารถนำไปใช้ประโยชน์คือ ไป หรือ การนำท่อสูบน้ำที่มีส่วนประกอบของเช็ควาล์ว (Check Valve) ต่อเข้ากับเครื่องยนต์ฟลูอิด ไดน์ เป็นต้น ข้อดีของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวคือมีโครงสร้างไม่ซับซ้อน และยังมีชุดลูกสูบเป็นของเหลวจึงไม่มีการสึกหรอเหมือนเครื่องยนต์ชนิดอื่นๆ อีกทั้งสิ่งสำคัญคือการนำพลังงานความร้อนที่เหลือทิ้งมาใช้งานร่วมกับท่อดิสเพลสเซอร์ ทางด้านร้อน อย่างไรก็ตามเครื่องยนต์ชนิดนี้ก็มีข้อเสียที่พบได้คือระบบการทำงานของเครื่องยนต์ไม่เสถียรภาพนั้นคือเอาท์พุทที่ได้ไม่คงที่และได้ประสิทธิภาพต่ำไม่เกิน 5% สำหรับการใช้งานเป็นเครื่องสูบน้ำในปี ค.ศ.1981 โดย C.D. West แต่ก่อนนี้ Pendey ได้สร้างชุดทดลองค้นแบบเครื่องฟลูอิด ไดน์สำหรับสูบน้ำมีประสิทธิภาพ 4.7% สูบน้ำได้ในอัตรา 460 US. gal/hr ถึงแม้ว่าเครื่องยนต์ชนิดนี้มี

ประสิทธิภาพต่ำแต่เมื่อพิจารณาถึงพลังงานอินพุตที่เป็นพลังงาน ได้เปล่าปราศจากต้นทุนแล้ว การพิจารณาผลหรือพลังงานขาออกที่ได้จากเครื่องชนิดนี้น่าจะเป็นสิ่งที่สำคัญควรพิจารณา

สำหรับในงานวิจัยนี้จะเน้นถึงการพัฒนาและปรับปรุงเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวจากโครงสร้างเดิมในปี ค.ศ.1971 เพื่อมุ่งศึกษาถึงพฤติกรรมการทำงานจริงของเครื่องชนิดนี้ได้ นำชุดตรวจจับสมบัติทางกลต่างๆ (Sensors) ต่อเข้ากับเครื่องวัดทางไฟฟ้าเพื่อนำสัญญาณทางไฟฟ้าที่ได้มาวิเคราะห์ผลการทำงานและหาแนวทางของเงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสมที่สุดเพื่อนำไปออกแบบระบบที่ถูกต้องและสอดคล้องกับการประยุกต์ใช้งานจริงของชุดสูบน้ำต่อไป

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย

- 1.2.1 เพื่อทำการศึกษาวิจัยและสร้างเครื่องชนิดค้นแบบของเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว
- 1.2.2 เพื่อพัฒนาปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

- 1.3.1 เครื่องชนิดสเตอร์ลิงสามารถทำงานได้
- 1.3.2 สามารถบอกสภาพการทำงานและกำลังงานได้

1.4 วิธีการดำเนินการวิจัย

- 1.4.1 ศึกษาโครงสร้างเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวตามแบบของ C.D. West ในปี ค.ศ. 1971
- 1.4.2 ออกแบบและสร้างเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวโดยการทำให้โครงงานในครั้งนี้ได้ทำการออกแบบ 2 ขนาดเพื่อทำการเปรียบเทียบประสิทธิภาพในแต่ละขนาด หาขนาดควาล์วที่ใช้ในระบบสูบน้ำให้เหมาะสมกับการใช้งานร่วมกับเครื่องชนิด
- 1.4.3 คำนวณหาขนาดกำลังวัตต์ของฮีตเตอร์ที่ใช้เป็นแหล่งพลังงานความร้อนที่ให้กับเครื่องชนิดฟลูอิดไดน์ในการทำโครงการครั้งนี้
- 1.4.4 ประกอบชิ้นส่วนต่างๆ ในข้างต้นและทำการติดตั้งชุดตรวจสอบอุณหภูมิ (Digital Indicator) และตัวควบคุมอุณหภูมิ ทางด้านร้อนและด้านเย็นพร้อมกับการทดสอบการทำงานของเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว
- 1.4.5 ปรับเปลี่ยนตัวแปรต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับการทำงานของเครื่องชนิดเพื่อให้ได้เงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสม เช่น ปรับเปลี่ยนระดับความร้อนด้านอินพุตที่จ่ายให้ท่อคิสเพลตเซอร์ด้านร้อน ปรับระดับความยาวของลำน้ำในท่อคิสเพลตเซอร์ในสภาวะเริ่มต้น
- 1.4.6 วัดปริมาณน้ำที่สูบได้และหาความสูงที่สามารถส่งน้ำขึ้นได้ (เฮดน้ำ) นำค่าที่ได้มาคำนวณหาประสิทธิภาพการทำงานของแต่ละขนาดเพื่อหาขนาดที่เหมาะสมที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.5 ประโยชน์ที่ได้รับจากการวิจัย

- 1.5.1 สามารถนำโครงการนี้ไปใช้เป็น Lab ทดลองทำการศึกษาเปรียบเทียบกับแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงถูกสูบแข็งได้
- 1.5.2 เป็นการกระตุ้นให้เห็นประโยชน์ให้เกิดการนำพลังงานความร้อนเหลือใช้มาใช้ให้เป็นประโยชน์สูงสุดสำหรับการวิจัยในอนาคตต่อไป



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

ทฤษฎีของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว

2.1 นิยาม

เครื่องยนต์ความร้อนที่ใช้งานครั้งแรกในระบบเครื่องสูบลูกสูบระบายน้ำถูกสร้างขึ้นครั้งแรกในปี ค.ศ. 1698 โดย Thomas Savery ซึ่งถือได้ว่าเป็นกลไกแบบลูกสูบเหลวชนิดหนึ่ง ที่ใช้หลักการทำงานของการควบแน่นจากไอน้ำที่อยู่ในถังแยกและมีการหล่อเย็นรอบๆภายนอกถังนั้น การควบแน่นดังกล่าวจะเกิดส่วนของสุญญากาศขึ้น เมื่อนำไปต่อร่วมกับระบบของวาล์วทางเดียวก็สามารถสูบน้ำขึ้นไปได้ ต่อมาได้มีผู้ศึกษาและสร้างลูกสูบเหลวในรูปแบบต่างๆ ต่อมาในปี ค.ศ. 1965 บริษัท Philip ได้จดสิทธิบัตร โครงสร้างเครื่องยนต์ที่มีกระบอกสูบเป็นชนิดของแข็งที่ถูกเชื่อมต่อเข้าด้วยกัน เรียกกันว่าเครื่องยนต์สเตอร์ลิง ซึ่งมีของเหลวเป็นตัวกลางในการขับเคลื่อน หลังจากนั้นในปี ค.ศ. 1971 C.D. West ได้ออกแบบเครื่องยนต์ชนิดหนึ่งซึ่งอาศัยหลักการทำงานของการแกว่ง (Oscillate) ถ้าน้ำที่ระดับความถี่เรโซแนนซ์ (Resonance Frequency) ในท่อทรงกระบอกรูปตัว U ที่เรียกว่าท่อดิสเพลสเซอร์ (Displacer) การแกว่งนี้เกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิด้านร้อนและด้านเย็นของถ้ำน้ำในแต่ละด้านของท่อ ดังนั้นเครื่องยนต์ชนิดนี้จึงถูกเรียกว่าเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์ ต่อมาในปี ค.ศ. 1975 Dunn และ Thring ได้ออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่ใช้ของเหลวบรรจุในกระบอกลูกสูบเป็นของที่ทำด้วยยางเป็นตัวขับเคลื่อนซึ่งเรียกระบบไฮดรอลิกสั่นนั่นเอง

เครื่องยนต์ที่มีกระบอกลูกสูบเป็นของเหลวหรือฟลูอิดไดน์ นั้นมีรูปแบบต่างๆกันมากมายซึ่งมีความเกี่ยวข้องกับงานของของไหลแบบสองสถานะ (Two – Phase Working Fluid) คือ สถานะของเหลว และ ไอ (Liquid - Gas Phase) ภายในท่อรูปตัว U สถานะดังกล่าวนี้จึงเกิดกระบวนการที่ไม่สมดุลเชิงความร้อนขึ้น ดังนั้นตัวแปรต่างๆของระบบจึงยากที่จะถูกกำหนดอย่างแน่นอนในสถานะหนึ่งๆ อย่างไรก็ตามรายงานการวิจัยในส่วนของบทที่สองนี้ไม่เพียงแต่นำเสนอหลักการของเครื่องยนต์ชนิดนี้ในวิธีการต่างๆ เพื่อให้เกิดกำลังขับเคลื่อนทางด้านเอาท์พุทซึ่งกล่าวไว้ในหัวข้อที่ 2.3 แต่ยังคงกล่าวถึงสถานะภาพ และการพัฒนาในโครงสร้างต่างๆกันไว้ในหัวข้อที่ 2.4 อีกด้วย

2.2 คุณสมบัติเด่นของเครื่องสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว

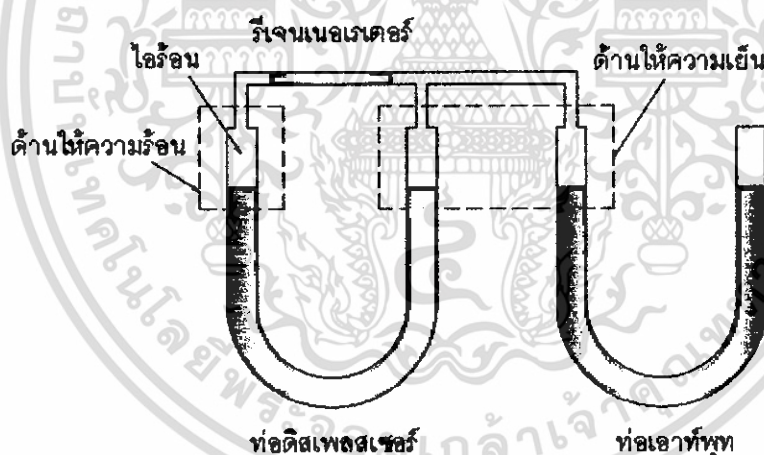
เครื่องยนต์สเตอร์ลิงเป็นเครื่องยนต์ลูกสูบเหลวที่ใช้อุปกรณ์สร้างที่ไม่ยุ่งยากนักและไม่มีชิ้นส่วนของชุดเคลื่อนที่ ที่เป็นของแข็งซึ่งจะเป็นสาเหตุของการสึกหรอเหมือนกับเครื่องยนต์ทั่วไป จากโครงสร้างดังกล่าวนี้ทำให้ง่ายต่อการบำรุงรักษา อีกทั้งยังมีคุณสมบัติเด่นของพลังงานขับเคลื่อน ที่ได้จากท่อเอาท์พุท ที่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้ในงานหลักดังนี้

1. การสูบน้ำ โดยการออกแบบชุดปั๊มน้ำที่ต่อทางด้านท่อเอาท์พุท
2. การขับเคลื่อนทางกล โดยการออกแบบชุดลูกสูบที่ใช้ขับเคลื่อนข้อเหวี่ยงที่ต่อทางด้านท่อดิสเพลสเซอร์ หรือต่อทางด้านท่อเอาท์พุท

นอกจากคุณสมบัติเด่นเกี่ยวกับประโยชน์การใช้งานที่ใช้โครงสร้างที่ไม่ซับซ้อนแล้ว เครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์ยังมีคุณสมบัติที่พิเศษแตกต่างจากเครื่องยนต์อื่นๆ ในแง่ของการใช้พลังงานอินพุทที่เป็นพลังงานเกรดต่ำ นั้นหมายถึงว่าไม่จำเป็นต้องใช้ระดับความร้อนขาเข้าคังที่ และมีระดับความร้อนสูง ซึ่งลักษณะของพลังงานอินพุทนี้ส่วนใหญ่เป็นพลังงานได้เปล่า เช่น ได้จากความร้อนที่เสียทิ้งไปของระบบความร้อนต่างๆ ที่อยู่ในระหว่างการเกิดกระบวนการถ่ายเทความร้อนที่ปล่อยทิ้งจากโรงงานอุตสาหกรรม จากการเผาไหม้ของเตาเผาขยะ หรือที่ได้จากพลังงานแสงอาทิตย์ เป็นต้น

2.3 หลักการทำงานเบื้องต้นของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว

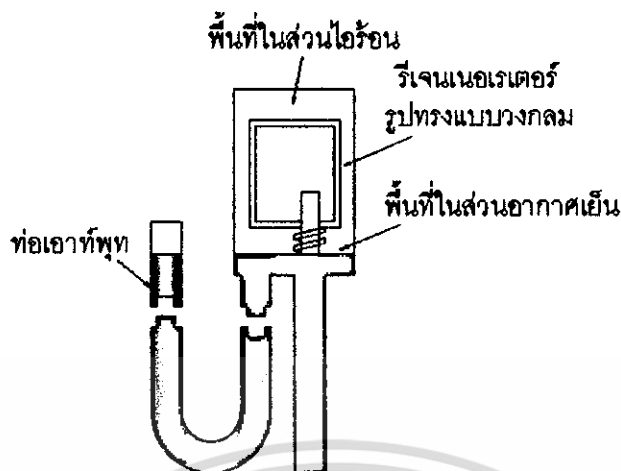
หลักการพื้นฐานอย่างง่ายของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวแสดงดังรูปที่ 2.1 ในกรณีของโครงสร้างนี้ประกอบด้วย ท่อดิสเพลสเซอร์ (Displacer) และท่อเอาท์พุท ที่มีโครงสร้างแบบรูปตัว U ทำหน้าที่เป็นชุดกำลังลูกสูบ (Power Piston) ท่อทั้งสองนี้ถูกเชื่อมต่อกันด้วยท่อเล็กๆ โดยภายในท่อบรรจุของเหลว โดยทั่วไปใช้น้ำ และมีอากาศอยู่เหนือระดับน้ำ ส่วนปลายด้านหนึ่งของท่อถูกให้ความร้อน และปลายอีกด้านหนึ่งของท่อดิสเพลสเซอร์และท่อเอาท์พุท ถูกหล่อเย็นด้วยน้ำที่ผิวด้านนอกของท่อซึ่งแสดงในรูปที่ 2.1 ดังนั้นอากาศร้อนที่อยู่เหนือผิวน้ำจะถูกถ่ายเทไปมาระหว่างช่องอากาศในท่อด้านร้อนและเย็นทำให้เกิดการแกว่งของน้ำในลำท่อรูปตัว U ขึ้น เป็นผลให้ความดันทางด้านบนของน้ำในลำท่อเอาท์พุทเปลี่ยนแปลงซึ่งเป็นเหตุทำให้น้ำในลำท่อเอาท์พุทเคลื่อนที่ขึ้นลงด้วย เราเรียกส่วนนี้ว่า ชุดลูกสูบกำลัง



รูปที่ 2.1 โครงสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวอย่างง่าย

จากรูปที่ 2.1 จะเห็นว่าลูกสูบเหลวทางด้านเอาท์พุท ไม่จำเป็นต้องใช้ฝาประกบก้านของลิ้นสูบเพื่อกันการรั่ว ซึ่งในส่วนนี้เป็นปัญหาของการสึกหรอของชุดเพลลาข้อเหวี่ยงในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทั่วไป เนื่องจากส่วนกระบอกสูบเหลวในชุดดิสเพลสเซอร์นั้นมีกลไกการเคลื่อนที่ขึ้นลงอย่างอิสระ จึงไม่จำเป็นต้องมีฝาประกบก้านการรั่วที่ท่อดิสเพลสเซอร์เหมือนกับชนิดกระบอกสูบที่เป็นของแข็ง แสดงในรูปที่ 2.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



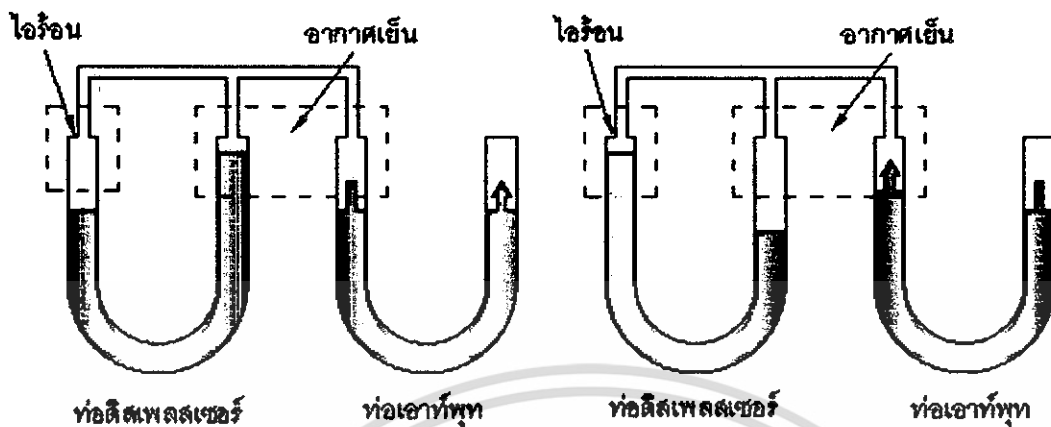
รูปที่ 2.2 เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว พิจารณาด้านท่อเอาที่พุทซึ่งมีดิสเพลสเซอร์เป็นชนิดลูกสูบของแข็ง

วิธีที่นำเอาความร้อนกลับเข้ามาใช้ใหม่ในระบบ (Heat Regeneration) เป็นส่วนย่อยที่ต้องคำนึงถึงอย่างหนึ่ง ส่วนใหญ่ในทางปฏิบัติเรามักจะใช้ท่อทรงกระบอกเล็กๆ เชื่อมต่อระหว่างจุดปลายของท่อด้านร้อน และด้านเย็นซึ่งภายในท่ออาจมีลักษณะเป็นลวดโลหะดักเป็น โครงข่ายหรือใช้ลวดท่อโลหะที่เรียกว่ารีเจนเนอเรเตอร์มีหน้าที่กักไอร้อน เพื่อให้การเดินทางของ ไอร้อนจากด้านร้อนทางซ้ายไปยังด้านขวาทางขวานั้นแลบลงซึ่งนั่นหมายถึงเป็นการรักษา อุณหภูมิภายในรีเจนเนอเรเตอร์จะค่อยๆลดลง อย่างสม่ำเสมอ ไปทางด้านขวา เมื่อ ไอร้อนไหล ไปยังปลายท่อด้านเย็น ความร้อนนี้ถูกระบายออกด้วยชุดหล่อเย็น เมื่อ ไอเย็นไหลกลับ ไปทางท่อด้านร้อน อุณหภูมิด้านร้อนจะค่อยๆ เพิ่มขึ้น อย่างช้าๆ จากความร้อนที่ส่งมาจากทางด้านซ้ายของรีเจนเนอเรเตอร์ในครั้งตอนที่ไอร้อนเคลื่อนที่ ไปทางด้านเย็น ดังนั้นในทางอุดมคติความร้อนนี้จึงไม่มีการสูญเสีย การทำงานของรีเจนเนอเรเตอร์จึงเหมือนกับแหล่งกักเก็บความร้อน และเป็นผล ให้เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพสูง

2.3.1 การแกว่งของของไหลเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว

การทำงานพื้นฐานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวในข้างต้นได้อธิบายอย่างง่าย ๆ โดยมีหลักการ เช่นเดียวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดที่มี โครงสร้างแบบแกมมา (Gamma) จากรูปที่ 2.3 แสดงพื้นฐานการทำงาน ของฟลูอิดโค่น โดยสมมุติว่าในท่อดิสเพลสเซอร์แกว่งจากจุดตัว U ด้านหนึ่งกลับไปยังอีกด้านหนึ่ง โดยมีระดับศูนย์ ตายบน (Top Dead Center) ในปลายด้านเย็นจะสอดคล้องกับศูนย์ตายล่างส่วนใหญ่ในท่อปิดที่อยู่เหนือระดับน้ำใน ท่อดิสเพลสเซอร์ด้านร้อนทางซ้ายมือ ดังนั้นอากาศส่วนมากจึงร้อนเกิดความดันสูงขึ้น ซึ่งมีแนวโน้มที่เกิดแรงกระทำ กับน้ำในท่อเอาที่พุททำให้เกิดการเคลื่อนที่จากซ้าย ไปขวาแสดงทิศทางของลูกศรดังรูป 2.3 (ก)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.3 พื้นฐานการทำงานของเครื่องชนิดสเตรอร์แบบลูกสูบเหลว

(ก) ระดับศูนย์ตายบนในปลายด้านเย็นของท่อดีสเพลสเซอร์

(ข) ระดับศูนย์ตายบนในปลายด้านร้อนของท่อดีสเพลสเซอร์

เมื่อเวลาผ่านไปครึ่งคาบ น้ำในท่อดีสเพลสเซอร์จะแกว่งกลับไปอยู่อีกด้านหนึ่ง ดังนั้นผิวของน้ำทางด้านเย็นนี้จึงอยู่ระดับศูนย์ตายต่ำ ซึ่งเหตุการณ์นี้แสดงในรูปที่ 2.3 (ข) อากาศส่วนมากในขณะนี้อยู่ทางด้านเย็น ดังนั้นความดันจึงตกลงทำให้ดึงน้ำทางด้านท่อเอาท์พุทกลับจากขวาไปทางด้านซ้าย

2.3.2 การปรับระดับของลำน้ำในท่อเอาท์พุท

ในระบบที่มีการแกว่งนั้นถ้าค่าความถี่นั้นเปลี่ยนแปลงตามความดันในระบบแล้วจะเกิดการแกว่งของของเหลวในท่อเอาท์พุทที่มีระยะสูงสุด (Maximum Amplitude) ซึ่งการแกว่งในระยะนี้จะมีค่าความถี่เท่ากับค่าความถี่ธรรมชาติ (Natural Frequency) หรือ ค่าความถี่เรโซแนนซ์ (Resonance Frequency) ส่วนความดันในระบบที่เปลี่ยนแปลงก็เกิดขึ้นจากการแกว่งของน้ำในท่อดีสเพลสเซอร์ ดังนั้นผลที่สืบเนื่องมาจากการเคลื่อนที่ของลำน้ำสูงสุด เราจึงต้องพิจารณาว่าความถี่ของการแกว่งของน้ำทั้งในท่อเอาท์พุท และท่อดีสเพลสเซอร์เท่ากับค่าความถี่ธรรมชาติด้วย

สิ่งที่เกิดขึ้นเมื่อระดับลำน้ำในท่อเอาท์พุทไม่ได้ถูกปรับอย่างเหมาะสมแล้วค่าความถี่ของน้ำในท่อดีสเพลสเซอร์จะไม่เท่ากับค่าความถี่ของธรรมชาติ เป็นผลเนื่องมาจากลำน้ำในท่อเอาท์พุทยาวเกินไป มวลของน้ำจะมากจะเกิดการเปลี่ยนแปลงความดันในระดับที่ทำให้น้ำเคลื่อนที่ได้ระยะ ไม่ไกลซึ่งปริมาตรของก๊าซในวัฏจักรแทบจะไม่มีเปลี่ยนแปลงเลย ดังนั้นเกือบจะไม่มีการเกิดขึ้น ในทางตรงกันข้ามถ้าลำน้ำในท่อเอาท์พุทสั้นเกินไป น้ำจะเคลื่อนที่ได้

ความดันภายในจะไม่สามารถเพิ่มขึ้นได้อย่างมีนัยสำคัญก่อนที่ลำนํ้าจะเคลื่อนไปที่ขอบสูงสุดของท่อได้ ส่งผลทำให้เกือบจะไม่มีการเกิดขึ้น ดังนั้นจึงต้องมีการปรับระดับลำนํ้าของท่อเอาท์พุทรูปตัว U ให้เหมาะสมกับความถี่ที่เครื่องทำงาน หรือความถี่ธรรมชาติ

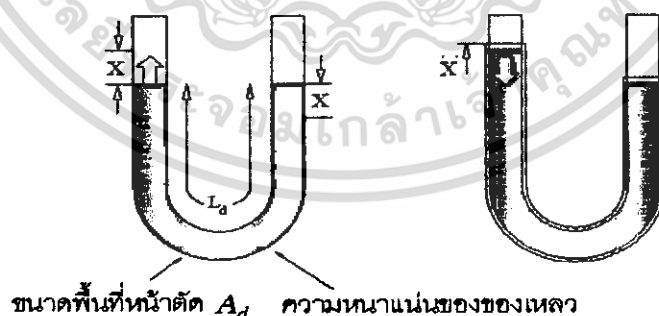
เมื่อนํ้าในท่อคิสเพลสเซอร์รูปตัว U มีการแกว่งไปมาในท่อนํ้าในท่อเอาท์พุทก็จะมีแกว่งกับไปมาด้วย พลังงานที่ได้นั้นจะเกิดจากการเปลี่ยนแปลงความดันของอากาศในเครื่องยนต์ อย่างไรก็ตามการเปลี่ยนแปลงของความดันนี้ไม่มีผลกระทบต่อลำนํ้าในท่อคิสเพลสเซอร์ แต่จะมีผลที่บริเวณอากาศในปลายท่อด้านร้อนและด้านเย็น ถ้านํ้าในท่อคิสเพลสเซอร์ถูกยกขึ้นด้วยตัวเอง เป็นผลทำให้นํ้านั้นเกิดการแกว่ง (Oscillation) และมันอาจจะหายไปไปที่สุดอันเนื่องมาจากแรงต้านทางจากความหนืด และการสูญเสียต่างๆ

2.3.3 ความถี่ของลำนํ้าในท่อคิสเพลสเซอร์

การที่จะให้เกิดขนาดระยะการแกว่งสูงสุดของลำนํ้า นั้น นํ้าควรจะมีการสูญเสียของไหลน้อยที่สุดเพื่อให้ได้ความถี่ของการแกว่งของนํ้ามีค่าเข้าใกล้กับความถี่ธรรมชาติมากที่สุด ดังนั้นในส่วนนี้ได้กำหนดเงื่อนไขเริ่มต้น โดยพิจารณาการแกว่งของนํ้าในท่อคิสเพลสเซอร์เพียงส่วนเดียว และสมมติให้ปลายท่อทั้งสองในแนวตั้งเปิดสู่บรรยากาศ

ในรูปที่ 2.4 (ก) แสดงนํ้าในท่อคิสเพลสเซอร์ในระดับสมดุลที่มีความยาวของลำนํ้าตามแนวท่อเท่ากับ L_D ซึ่งในความเป็นจริงแล้วปลายท่อทั้งสองไม่ได้เปิดสู่บรรยากาศ แต่มีความดันของไอร้อนที่ปลายท่อทั้งสองด้านมีค่าเท่ากัน ดังนั้นผลของความดันจึงสามารถละทิ้งได้ เมื่อระบบเริ่มทำงานซึ่งมีการแกว่งของนํ้าในท่อคิสเพลสเซอร์แล้ว ที่ผิวน้ำของปลายด้านหนึ่งถูกยกขึ้นจากระดับสมดุลเป็นระยะ x เป็นผลทำให้ระดับน้ำที่ปลายท่ออีกด้านหนึ่งลดต่ำลงในระดับที่เท่ากัน แสดงในรูปที่ 2.4 (ข) ในขณะที่ปลายท่อด้านซ้ายนั้นลำนํ้ามีน้ำหนัก (w) มากกว่าปลายอีกด้านหนึ่งเท่ากับ $2XA_d\rho$ และมีความดัน (P) สูงขึ้นจากจุดเดิมเท่ากับ $2X\rho g$ โดยที่ g คือแรงโน้มถ่วงของโลก และมีผลของแรงเท่ากับ $2XA_d\rho g$ และมวลของลำนํ้าในท่อ (m)

เท่ากับ $A_d\rho L_D$



รูปที่ 2.4 (ก) นํ้าในท่อคิสเพลสเซอร์ในระดับสมดุล

(ข) ระดับการยกขึ้นของนํ้าในท่อคิสเพลสเซอร์

รูปที่ 2.4 พิจารณามวลควบคุม (Control Mass) ซึ่งมีมวล (m) เท่ากับ $A_d\rho L_D$ มีแรงกระทำ (F) เนื่องจากน้ำหนักของ ของเหลวด้านบนซึ่งยกตัวสูงขึ้นมีค่าเท่ากับ $2XA_d\rho g$ ทำให้เกิดความเร่ง (a) คือ X ซึ่งมีทิศทางตรงข้ามกับการเคลื่อนที่ของลำน้ำ และความเร่งนี้ลดลงตามแรงกระทำ โดยสมมติว่าไม่มีการสูญเสียใดๆ ในระบบ พฤติกรรมดังกล่าวสามารถแสดงได้ในสมการการเคลื่อนที่จากกฎของที่ 2 ของนิวตัน ดังนี้

$$\sum F = ma \quad (2.1)$$

$$2XA_d\rho g = -(A_d\rho L_D)\ddot{X} \quad (2.2)$$

$$A_d\rho L_D\ddot{X} + 2XA_d\rho g = 0 \quad (2.3)$$

$$\ddot{X} + \left[\frac{2g}{L_D} \right] X = 0 \quad (2.4)$$

ในสมการที่ (2.4) เป็นสมการการแกว่งแบบฮาร์โมนิกอย่างง่ายโดยไม่มีการหน่วง (Undamped Simple Harmonic) จะได้ความเร่ง \ddot{X} จะแปรผันโดยตรงกับการเปลี่ยนตำแหน่ง X แต่มีเครื่องหมายลบ หรือสามารถเขียนให้อยู่ในรูปสมการอนุพันธ์ดังนี้

$$\ddot{X} + \omega^2 X = 0 \quad (2.5)$$

ดังนั้นเราสามารถแสดงความสัมพันธ์ของความถี่ธรรมชาติเชิงมุมของการแกว่ง (ω) จะเห็นได้ว่า

$$\omega = \sqrt{\frac{2g}{L_D}} \quad (2.6)$$

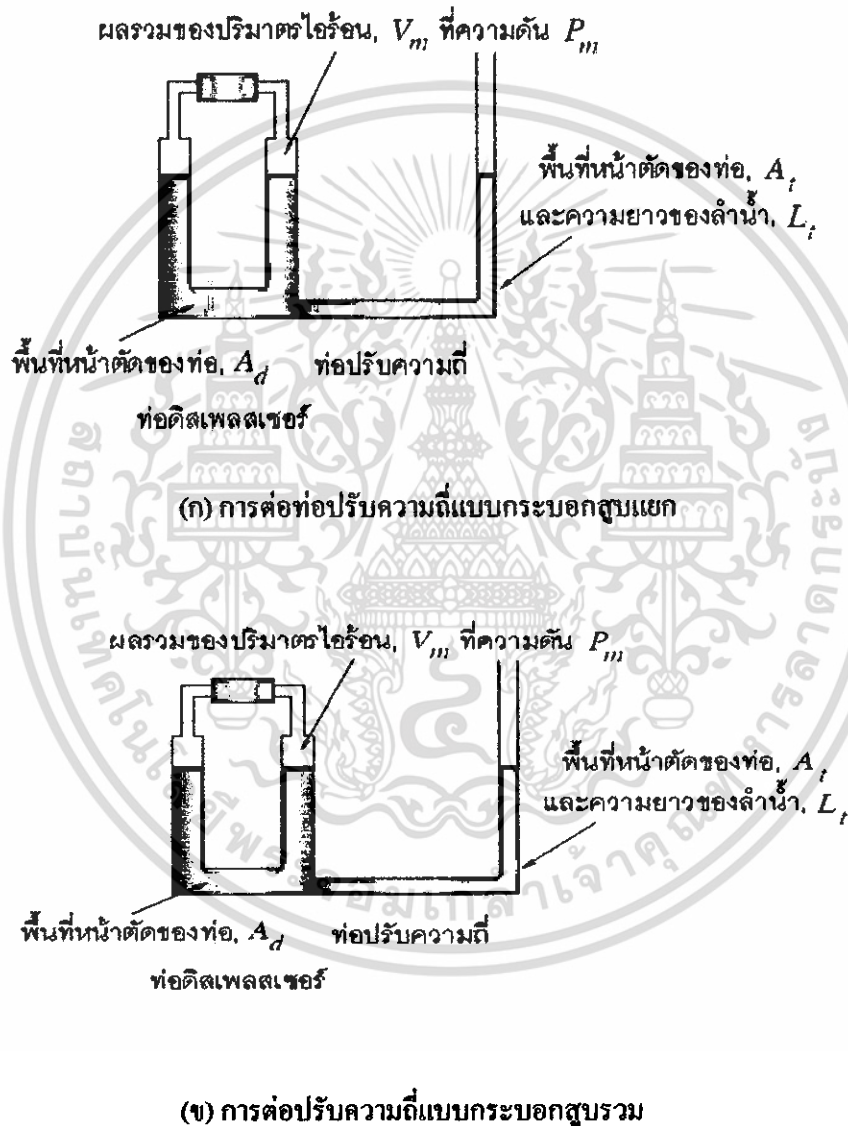
หรือแสดงในเทอมของความถี่ธรรมชาติจะได้ว่า

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2g}{L_D}} \quad (2.7)$$

ในทางปฏิบัตินั้น C.D. West (1983) แนะนำว่าควรใช้ L_D อยู่ระหว่าง 0.3 m - 3.0 m ซึ่งจะส่งผลให้ ความถี่ธรรมชาติอยู่ระหว่าง 0.4 - 1.3 H_z

2.3.4 ความถี่ของน้ำในท่อปรับความถี่

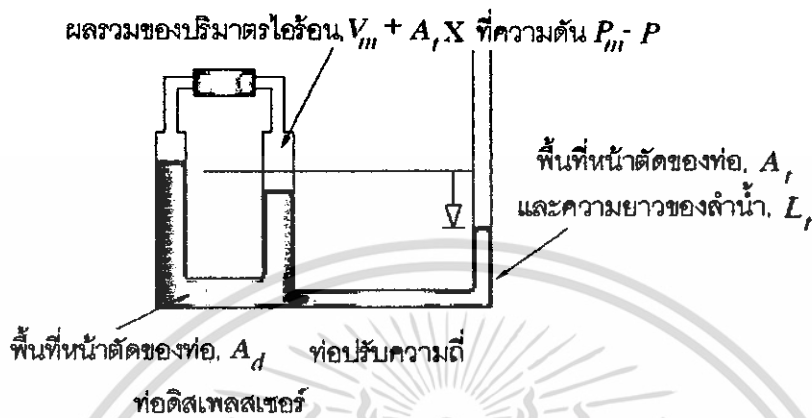
สำหรับการคำนวณหาค่าความถี่ธรรมชาติของน้ำในท่อปรับความถี่ (Tuning Column) นั้นมีวิธีที่ค่อนข้างยุ่งยากเล็กน้อย เนื่องจากแรงจากแรงจากการอัดตัวหรือขยายตัวของก๊าซเหนือผิวน้ำในท่อนั้นไม่สามารถละทิ้งได้ดังเช่นในท่อคิสเพลสเซอร์ เนื่องจากความดันของก๊าซที่ในแต่ละด้านของท่อนั้นไม่เท่ากัน โครงสร้างในการต่อปรับความถี่เราสามารถแบ่งได้เป็น 2 ประเภทคือ การต่อแบบกระบอกสูบแยก และการต่อแบบกระบอกสูบรวม แสดงในรูปที่ 2.5 (ก) และ (ข) ตามลำดับ



รูปที่ 2.5 โครงสร้างของการต่อท่อปรับความถี่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในงานวิจัยได้ศึกษาโครงสร้างของท่อปรับความถี่แบบกระบอกสูบรวมแสดงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ ในรูปที่ 2.6 โดยพิจารณาที่ความยาวของลำน้ำ และขนาดพื้นที่หน้าตัดของท่อ A โดยที่ปลายท่อด้านหนึ่งเปิดสู่บรรยากาศ และอีกปลายด้านหนึ่งต่อโดยตรงกับท่อคิสเพลสเซอร์



รูปที่ 2.6 การต่อท่อปรับความถี่แบบกระบอกสูบรวมขณะที่มีการเคลื่อนที่ของระดับน้ำ

พิจารณาเทอมของความดันในระบบการต่อท่อปรับความถี่แบบกระบอกสูบรวมจากรูปที่ 2.6 เมื่อความร้อนที่บริเวณอากาศเหนือผิวทางท่อคิสเพลสเซอร์ด้านขวาเกิดความดันเพิ่มขึ้นอันเนื่องมาจากการอัดตัวของก๊าซ ส่งผลให้ระดับน้ำในท่อลดต่ำลง และทำให้ระดับน้ำของท่ออีกด้านหนึ่งยกสูงขึ้น เป็นผลให้ระดับของน้ำในท่อปรับความถี่ลดลงเป็นระยะ X อย่างชัดเจนเนื่องจากขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อปรับความถี่นั้นมีขนาดเล็กกว่าท่อคิสเพลสเซอร์ ดังนั้นจะพบได้ว่าความดันแตกต่าง (ΔP) ที่กระทำระหว่างผิวน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์ และปลายของท่อปรับความถี่มีค่าเท่ากับผลรวมของความดันที่เกิดจากการอัดตัวของก๊าซ (Gas compression) เนื่องจากระดับของน้ำในท่อปรับความถี่ลดต่ำลง และความดันที่เกิดจากระดับของน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์เพิ่มขึ้น

พิจารณาเทอมของความดันที่เกิดจากก๊าซอัดตัวในบริเวณท่อคิสเพลสเซอร์ ถ้าสมมติให้ไอร้อนหรือก๊าซในช่องว่างมีสถานะเป็นอุณหภูมิกคงที่ (Isothermal) เสมือนว่าเป็นการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงในทางอุณหพลศาสตร์ จากกฎของก๊าซอุดมคติ (Ideal-gas law) จะได้ว่า

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

$$P_m V_m = (P_m - p)(V_m + A_r X) \quad (2.8)$$

โดยที่

P_m = ความดันที่สภาวะเริ่มต้น

V_m = ปริมาตรของก๊าซที่ตำแหน่งกึ่งกลางระยะชัก (Midstroke)

p = ความดันที่เพิ่มขึ้นที่เกิดจากการอัดตัวของก๊าซ

จากสมการที่ 2.8 จะได้ว่า

$$\begin{aligned} P_m V_m &= P_m V_m + P_m A_t X - p V_m - p A_t X \\ V_m p &= A_t X (P_m - p) \end{aligned} \quad (2.9)$$

เครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยปกติจะมีอัตราส่วนการอัด (Compression) ต่ำกว่า ดังนั้นความดันที่เพิ่มขึ้นที่เกิดจากการอัดตัวของก๊าซ (p) จะมีค่าต่ำเมื่อเทียบกับความดันที่สภาวะเริ่มต้น (P_m) จึงเป็นผลทำให้เราสามารถประมาณได้ว่า $(P_m - p) \approx P_m$ ดังนั้น จะได้ความดันเนื่องจากการอัดตัวของก๊าซแสดงในสมการที่ 2.10

$$p = \frac{P_m A_t X}{V_m} \quad (2.10)$$

เมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ในเทอมของความดันอันเนื่องจากระดับของน้ำในท่อปรับความถี่ลดต่ำลงคือ $\rho g X$ และความดันเนื่องจากระดับของเหลวในคิสเพลสเซอร์เพิ่มขึ้นคือ $\rho g X A_t / 2 A_d$

ดังนั้นจะได้สมการความดันของความดันแตกต่าง (ΔP) ที่กระทำระหว่างผิวหน้าในท่อคิสเพลสเซอร์ด้านขวาและปลายของท่อ และปลายของท่อปรับความถี่แสดงในสมการที่ 2.11

$$\Delta P = \frac{P_m A_t X}{V_m} + \rho g X + \frac{\rho g X A_t}{2 A_d} \quad (2.11)$$

พฤติกรรมการทำงานของระบบดังกล่าวสามารถแสดงได้ในรูปของสมการการเคลื่อนที่จากกฎของที่ 2 ของนิวตัน ดังนี้

$$\sum F = ma$$

$$\Delta P A = -m \ddot{X}$$

$$-A_t \left[\frac{P_m A_t}{V_m} \rho g + \frac{\rho g A_t}{2 A_d} \right] X = A_t \rho L_t \ddot{X} \quad (2.12)$$

$$\ddot{X} = - \left[\frac{P_m A_t}{V_m} + \frac{g}{L_t} + \frac{g A_t}{2 A_d L_t} \right] X \quad (2.13)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พิจารณาในเทอมของความถี่เชิงมุมจากสมการอนุพันธ์เชิงเส้นดังนี้

$$my'' + ky = 0$$

$$\ddot{X} + \left[\frac{P_m A_t}{\rho L_t V_m} + \frac{g}{L_t} + \frac{g A_t}{2 A_d L_t} \right] X = 0 \quad (2.14)$$

ในสมการที่ 2.14 สามารถจัดให้อยู่ในรูปของสมการการแกว่งฮาร์โมนิก (Harmonic Oscillation) ดังนี้

$$y(t) = A \cos \omega_o t + B \sin \omega_o t \quad \text{เมื่อ } \omega_o t = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.15)$$

ดังนั้น สามารถแสดงความสัมพันธ์ในเทอมของความถี่เชิงมุมได้ในสมการที่ 2.16

$$\omega = \sqrt{\frac{P_m A_t}{\rho L_t V_m} + \frac{(1 + A_t / 2 A_d) g}{L_t}} \quad (2.16)$$

ในทำนองเดียวกันก็สามารถแสดงความสัมพันธ์ในเทอมของความถี่ธรรมชาติได้ในสมการที่ 2.17

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{P_m A_t}{\rho L_t V_m} + \frac{(1 + A_t / 2 A_d) g}{L_t}} \quad (2.17)$$

2.3.5 การต่อปั๊มในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว

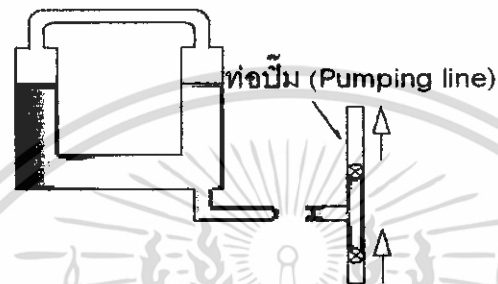
ในงานวิจัยเครื่องยนต์ฟลูอิด ไดโนนี้ ได้สนใจการนำเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว ไปประยุกต์ใช้ในการปั๊มน้ำ โดยหลักการแล้วมีวิธีการต่อปั๊มอย่างง่ายอยู่ 3 วิธีคือ

2.3.5.1. การต่อปั๊มแบบอนุกรมกับท่อเอาท์พุท (Series Coupling)

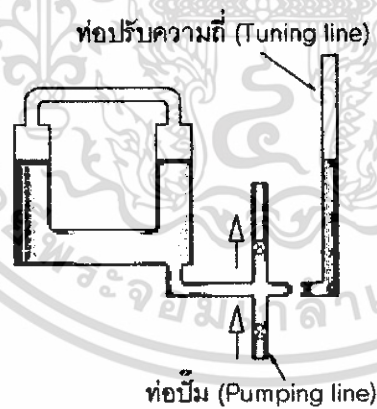
โครงสร้างการต่อปั๊มแบบอนุกรมซึ่งต่อเข้ากับเครื่องยนต์มีความดันของก๊าซต่ำ น้ำในท่อปั๊ม (Pumping line) จะไหลผ่านวาล์วทางเดียว (Check valve) ตัวล่าง ส่วนช่วงชักออก (Outward Stroke) นั้นจะเกิดขึ้นเมื่อภายในเครื่องยนต์มีความดันสูง น้ำจะถูกแรงกระทำให้ไหลผ่านวาล์วในแต่ละช่วงชักทางท่อเอาท์พุทซึ่งเท่ากับปริมาตรของน้ำที่ถูกปั๊มผ่านวาล์วในแต่ละช่วงชักภายใต้ Head ค่าหนึ่งๆ งานที่ใช้ปั๊มน้ำต้องมากกว่างานที่ใช้ในการเปลี่ยนแปลงปริมาตรในเครื่องยนต์ โดยมากการต่อวิธีนี้ใช้ได้กับเครื่องยนต์ ขนาดเล็ก วิธีนี้มีข้อเสียคือ วาล์วทางเดียวจะรบกวนการแกว่งของน้ำภายในท่อคิสเพลสเซอร์ทางด้านหนึ่งนั่นเอง

2.3.5.2. การต่อปั๊มแบบขนานกับท่อเอาต์พุต (Parallel Coupling)

โครงสร้างการต่อปั๊มแบบขนานซึ่งต่อเข้ากับเครื่องชนิดสแตเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว แสดงในรูปที่ 2.8 ซึ่งท่อปั๊ม (Pumping line) ถูกต่อเข้าใกล้กับท่อคิสเพลตเซอร์ และขนานกับท่อปรับความถี่ (Tuning line) สำหรับการต่อชนิดนี้ ปริมาตรของน้ำที่เคลื่อนที่ในท่อเอาต์พุตมากกว่าปริมาณที่ผ่านปั๊ม และเป็นผลทำให้ท่อเอาต์พุตไม่ต้องทำงานโดยตรงเพียงแค่อาชนะการสูญเสียในท่อเองเท่านั้น



รูปที่ 2.7 การต่อปั๊มแบบอนุกรม (Series Coupling)

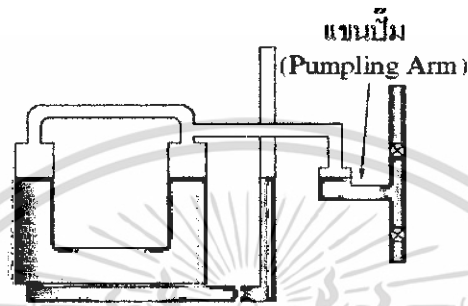


รูปที่ 2.8 การต่อปั๊มแบบขนาน (Parallel Coupling)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3.5.3 การต่อปั๊มแบบก๊าซคลิปลิง (Gas Coupling)

โครงสร้างการต่อปั๊มแบบก๊าซคลิปลิงแสดงในรูปที่ 2.9 เป็นการต่อท่อโดยตรงระหว่างท่อคิสเพลสเซอร์กับท่อปั๊ม โดยอาศัยหลักการการเปลี่ยนแปลงความดันของก๊าซซึ่งทำงานได้โดยตรงไม่ผ่านท่อปรับความถี่ เมื่อความดันของก๊าซมีค่าต่ำ น้ำจะไหลผ่านวาล์วทางเดียวตัวล่างและไหลเข้าไปในแขนปั๊ม (Pumpling Arm) เมื่อความดันของก๊าซเพิ่มขึ้น น้ำในส่วนแขนปั๊มจะไหลคืนให้วาล์วทางเดียวตัวบนเปิด และน้ำสามารถไหลผ่านออกไปได้

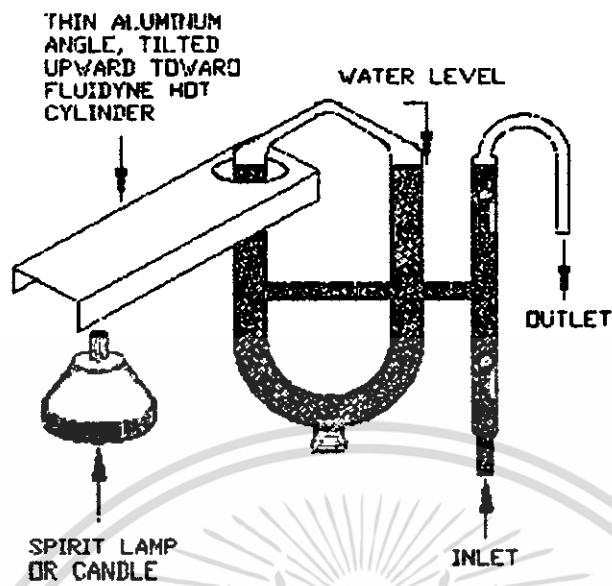


รูปที่ 2.9 การต่อปั๊มแบบก๊าซคลิปลิง (Gas Coupling)

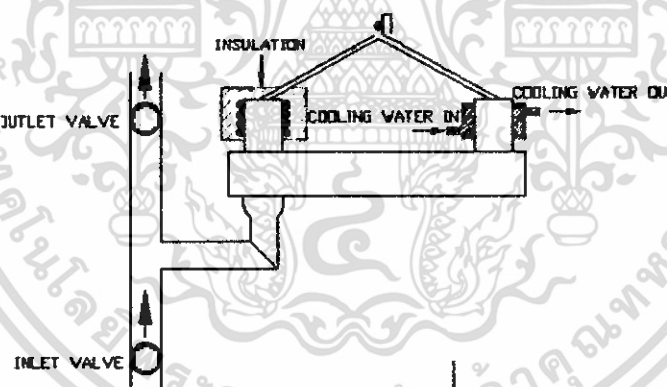
2.4 การประยุกต์ใช้งานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว

จากโครงสร้างที่ประกอบด้วยชิ้นส่วนต่างๆ ที่กล่าวไว้ข้างต้นแสดงให้เห็นอย่างชัดเจนถึงส่วนคิของเครื่องยนต์ลูกสูบเหลวที่มีโครงสร้างที่ง่าย ไม่มีส่วนที่เป็นแหวนรองที่ทำหน้าที่เป็นตัวกัน (Scaling) ไม่มีส่วนของฝาประกั้นเพลลา (Bearing) ที่ใช้ในส่วนชุดหมุนที่ใช้เป็นส่วนประกอบของชุดแกว่ง ดังนั้นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวจึงสร้างได้ง่ายและใช้วัสดุที่หาได้ภายในประเทศ

ในอดีตได้มีกลุ่มนักวิทยาศาสตร์หลายกลุ่มได้ทำการศึกษาและนำเสนอการทำงานในรูปแบบโครงสร้างแบบต่างๆ ตั้งแต่ขนาดเล็กในลักษณะของชุดสาธิตที่ทำจากแก้วและใช้แหล่งความร้อนจากเทียนไขโดย John Geisow หรือแม้กระทั่งใช้พลังงานความร้อนแสงอาทิตย์ โดย David Herbert ซึ่งในขณะนั้นเครื่องฟลูอิดไดโนโดยใช้พลังงานแสงแดดได้ถูกนำไปแสดงนิทรรศการหลายครั้งและสามารถพิสูจน์ให้เห็นถึงความน่าเชื่อถือได้ซึ่งเป็นสิ่งหนึ่งที่นำจับตาในเวลานั้น



รูปที่ 2.10 เครื่องยนต์ฟลูอิดไคน์ของ John Geisow



รูปที่ 2.11 เครื่องยนต์ฟลูอิดไคน์ของ C.D. West

ความร้อนที่ให้เพียง 16 Watts สำหรับเครื่องขนาดเล็กซึ่งใช้หลอดไฟชนิดฮาโลเจนส่องไปยังท่อด้านร้อนของเครื่อง อีกทั้งได้มีการสาธิตสร้างโมเดลดังกล่าวให้มีขนาดเครื่องใหญ่ขึ้น โดยใช้งานร่วมกับพลังงานแสงอาทิตย์ผ่านเลนส์พลาสติกแบบเฟรสเนล (Fresnel lens) ไฟกึ่งแสงไปตกที่ท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อน ในส่วนของการดูดกลืนความร้อนที่ท่อ ได้คิดแผ่นสะท้อนกลับหรือให้ผิวท่อเป็นสีดำ อีกทั้งการสาธิตครั้งนั้น ได้เติมน้ำหมึกผสมในน้ำเพื่อให้เกิดเป็นฝายหรือทึบแสงเพื่อเพิ่มการดูดกลืนแสง อีกทั้งได้มีเครื่องสาธิต ขนาดเล็กทำจากแก้ว โดย Devid Herbert

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับในปี ค.ศ. 1971 นั้น เครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์ได้ถูกสร้างขึ้นเพื่อประยุกต์ใช้งานสำหรับปั้มน้ำ และถูกตีพิมพ์เผยแพร่ครั้งแรกโดย C.D. West กำลังงานที่ให้กับเครื่องยนต์นี้คือความร้อนจากฮีตเตอร์ไฟฟ้า และระบายความร้อนโดยใช้น้ำ วัสดุที่ใช้ในการสร้างเครื่องยนต์นี้ได้ใช้ทองแดงและทองเหลือง จะผลการทดสอบในครั้งนั้นพบว่าเมื่อให้กำลังงาน 250 Watt จะให้อัตราการปั้มสูงสุด 370 ลิตร/ชั่วโมง หรือ 100 แกลลอน US/ชั่วโมง ที่ความสูงของการปั้มเพียงเล็กน้อย และเมื่อให้กำลังงานเพิ่มขึ้นเป็น 530 Watts จะให้อัตราการปั้มเท่าเดิมคือ 100 แกลลอน US/ชั่วโมง หรือ 0.38 ลูกบาศก์เมตร/ชั่วโมง ที่ความสูงของการปั้มเพิ่มขึ้นเป็น 1.6 เมตร หรือ 5 ฟุต 3 นิ้ว โดยประสิทธิภาพของเครื่องมากที่สุดเท่ากับ 0.35%

2.5 สรุป

ในบทนี้แสดงให้เห็นว่าเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์ที่สามารถทำงานได้มีโครงสร้างอย่างง่าย ๆ ได้หลายแบบ แต่จำเป็นต้องมีส่วนประกอบที่สำคัญคือ ท่อคิสเพลสเซอร์รูปตัว U ที่มีส่วนของซูกรีเจนเนอเรเตอร์หรืออาจใช้ท่อลดแรงดันและท่อปรับความถี่ (Tuning Column) รวมถึงชุดคัปปลิงทางท่อเอาท์พุท จากการสังเกตสภาพที่ผ่านมาของโครงสร้างหลักแบบ C.D. West ที่ให้ประสิทธิภาพดีกว่าแบบอื่น ๆ นั้นเป็นจุดเริ่มต้นในการศึกษาถึงพฤติกรรมการทำงานในส่วนต่างๆ เพื่อเน้น ไปประยุกต์ใช้งานในการสูบน้ำ อย่างไรก็ตาม ในส่วนของรายละเอียดของส่วนประกอบต่างๆ ผู้วิจัยได้ออกแบบเพื่อความเหมาะสมเพื่อให้ได้ประสิทธิภาพสูงยิ่งขึ้น ซึ่งจะได้กล่าวไว้ในบทที่ 3 ต่อไป

72172

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

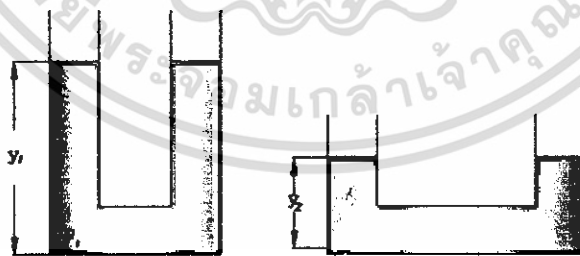
การสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวสำหรับโครงการงานวิจัย

3.1 บทนำ

สำหรับโครงสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวในโครงการงานวิจัยนี้ได้ศึกษาเงื่อนไขการเลือกโครงสร้างของส่วนประกอบต่างๆ คือ ท่อคิสเพลสเซอร์รูปตัวยูอย่างง่าย อีกทั้งได้ใช้วาล์วทองเหลืองขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง $\frac{1}{4}$ นิ้ว ที่มีขายตามท้องตลาดแล้วถอดสปริงออกเพื่อลดแรงกดของสปริง และติดตั้งในทางเดียวกันนั้นเพื่อลดความยุ่งยากในการศึกษาการไหลในระบบซึ่งเป็นแบบ ไม่คงตัว (Transient) เนื่องจากเกิดการแกว่งของลำน้ำ รวมถึงความถี่ในการแกว่งของลำน้ำในท่ออุโมงค์ เราสมมุติให้ระบบมีการไหลแบบคงตัว (Steady state) อย่างไรก็ตามเพื่อให้การศึกษาบรรลุถึงผลกระทบจากตัวแปรต่างๆอย่างแท้จริงนั้น เครื่องยนต์ในโครงการงานวิจัยนี้จึงได้ทำการติดตั้งเครื่องตรวจจับปริมาณทางฟิสิกส์ต่างๆ เช่น ตัวตรวจจับอุณหภูมิ (Digital Indicator) เป็นต้น

3.2 การสร้างท่อคิสเพลสเซอร์อย่างง่าย

โครงการงานวิจัยนี้ผู้วิจัยได้กำหนดขนาด และเลือก โครงสร้างของท่อคิสเพลสเซอร์ดังรูปที่ 3.1 วัสดุที่ใช้ในการออกแบบเป็นแก้วทนความร้อนประมาณ 350 องศาเซลเซียส ใช้ทั้ง 3 หลอด ซึ่งเป็นวัสดุที่มีแรงเสียดทานต่ำสุด ในทางปฏิบัติการสร้างท่อ ไค้งของหลอดแก้วนั้นมีความยุ่งยากมาก อย่างไรก็ตามได้พิจารณาเลือกใช้โครงสร้างหลายขนาดเพื่อใช้ปริมาณความร้อนต่ำที่ทำให้เกิดความดันอากาศในท่อ ไปกระตุ้นให้ลำน้ำในท่อเกิดการแกว่งจากหลักการพื้นฐานของความดัน โดยพิจารณาท่อเปิดสู่บรรยากาศดังรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 ท่อคิสเพลสเซอร์รูปตัว U ที่พิจารณาความสูงที่แตกต่างกัน

จะได้สมการ

$$\begin{aligned} p &= p_o + p_g \\ p &= p_o + \rho g y \end{aligned} \quad (3.1)$$

เมื่อ

p คือความดันสัมบูรณ์ที่ระดับความสูง y ใดๆ (N/m^2)

P_o คือความดันบรรยากาศ

P_g คือความดันเกจ

ρ คือ ความแน่นของน้ำ (kg/m^3)

g คือ แรงโน้มถ่วงของโลก (m/sec^2)

y คือความสูงของระดับน้ำในท่อแนวตั้ง

จากสมการที่ 3.1 แสดงให้เห็นว่า ความดันเกจ (p_g) ที่กระทำต่อระบบแปรผันตรงตามค่าความสูง (y) ของระดับน้ำในแนวตั้งเมื่อปริมาตรของน้ำทั้งสองมีค่าเท่ากันแล้วความดัน $p_2 < p_1$ เมื่อพิจารณาการให้ความร้อนแก่อากาศที่ผิวน้ำแล้วเป็นผลทำให้ความดันอากาศในท่อมียค่าสูงขึ้น จนกระทั่งมีค่าสูงกว่าความดันสัมบูรณ์จึงทำให้น้ำในระบบเกิดการเคลื่อนที่ได้ถ้า y มีค่าน้อยย่อมแสดงให้เห็นว่าความดันอากาศก็ไม่จำเป็นต้องสูงมากเมื่อเทียบกับน้ำในท่อแนวตั้งที่มีระดับน้ำสูงกว่า และทำให้ความร้อนที่รั่วปนให้แก่ระบบทางท่อดิสเพลสเซอร์ด้านร้อนมีค่าน้อยกว่า

ขนาดของเครื่องชนิดสเตอร์ลิงต้นแบบสำหรับโครงการวิจัยนี้ซึ่งประกอบด้วยท่อดิสเพลสเซอร์โดยได้เลือกใช้ท่อหลอดแก้ว เนื่องจากแรงเสียดทานที่ผิวสัมผัสมีค่าน้อยมาก ซึ่ง โมเดลที่ 3 มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 38 mm. ในแนวตั้งสูง 31 mm. และขนาด 13.5 mm. ในแนวนอน จากรูปที่ 3.2 มีหุ้มแผ่นฉนวนใยแก้วซึ่งใช้สะสมความร้อนเพื่อถ่ายเทความร้อนไปยังท่อความร้อนอย่างสม่ำเสมอ และโดยมีฮีตเตอร์ขนาด 1000 วัตต์ครอบหลอดแก้วเพื่อป้อนความร้อนไปยังระบบทางท่อด้านร้อน และเกิดการเผาไหม้ได้สมบูรณ์ยิ่งขึ้น ท่อด้านเย็นของดิสเพลสเซอร์ถูกระบายความร้อนโดยใช้พัดลม D.C. 12 โวลต์ จากโครงสร้างดังกล่าวทำให้เกิดผลต่างของความดัน ทางท่อด้านร้อน และด้านเย็น (ΔP) เป็นผลทำให้ระบบเกิดความไม่เสถียรและเกิดการแกว่งของลำน้ำในท่อดิสเพลสเซอร์

ขนาดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวที่ใช้ทำการวิจัย

เงื่อนไขที่ใช้ในการออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว

จากทฤษฎีการหาค่ากำลังงานและหาค่าความถี่ธรรมชาติ จะสามารถกำหนดขนาดของกำลังงาน (W) ที่ต้องการก่อน เพื่อที่จะนำไปหาขนาดของเครื่องยนต์ ซึ่งได้กำหนดค่าดังต่อไปนี้

1. กำหนดขนาดที่ต้องการจากเครื่องยนต์เท่ากับ 0.3 วัตต์
2. ความสูงของน้ำที่ต้องการ (เสดของน้ำ) เท่ากับ 100 cm.
3. กำหนดค่าความถี่ธรรมชาติเท่ากับ 0.8 Hertz

เมื่อกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นนำค่าไปแทนในสมการของ C.D. West จะได้ดังนี้

การหาขนาดของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว

$$\text{กำลังงาน} = \text{อัตราการไหล} \times \text{ความดัน}$$

จากสมการจะได้อัตราการไหล = 112 ลิตร/ชั่วโมง

$$V_o = \frac{W}{B_o \times P \times f} \quad (3.2)$$

แทนค่าในสมการจะได้ ปริมาตรของก๊าซเหนือผิวหน้า = 0.054 m³

$$V_r = \frac{V_o}{\sqrt{2}} \quad (3.3)$$

แทนค่าในสมการจะได้ปริมาตรส่วนที่เปลี่ยนแปลงรวม = 0.038 m³

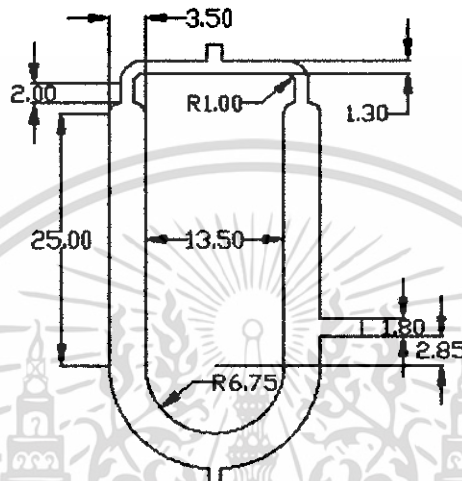
หาขนาดท่อดีเซลสเตลเซอร์จากสมการ

$$V_r = \frac{\pi d^3}{4} \quad (3.4)$$

แทนค่าลงสมการจะได้ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของหลอดแก้ว = 0.381 m หรือ 38.1 cm

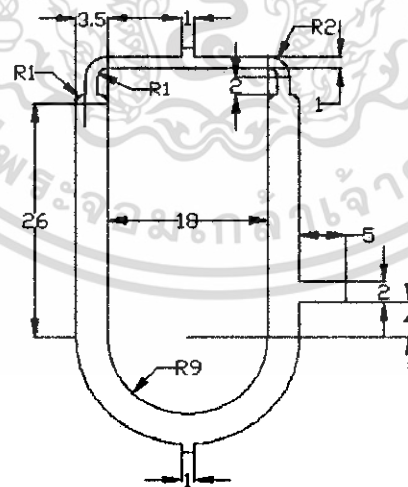
การออกแบบเครื่องยนต์ต้นแบบที่ใช้ในการวิจัย มีทั้งหมด 3 เครื่องยนต์ ได้แก่ เครื่องยนต์ที่ 1 เครื่องยนต์ที่ 2 และเครื่องยนต์ที่ 3 ตามลำดับ ดังแสดงในรูปด้านล่าง

1. ขนาดของเครื่องยนต์เครื่องยนต์สแตอริลแบบลูกสูบเหลว เครื่องที่ 1



รูปที่ 3.2 แสดงขนาดโครงสร้างเครื่องยนต์สแตอริลแบบลูกสูบเหลว เครื่องที่ 1

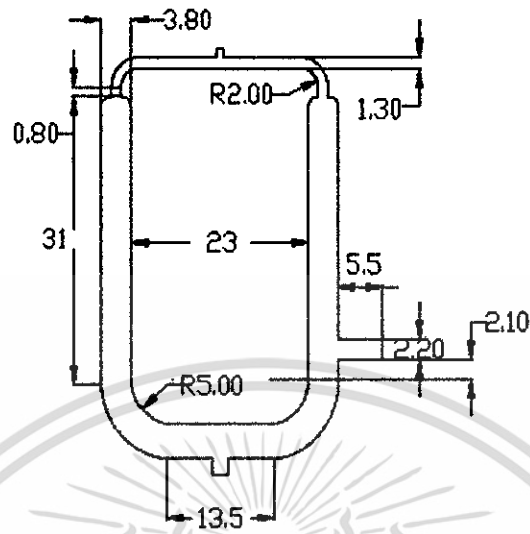
2. ขนาดของเครื่องยนต์เครื่องยนต์สแตอริลแบบลูกสูบเหลว เครื่องที่ 2



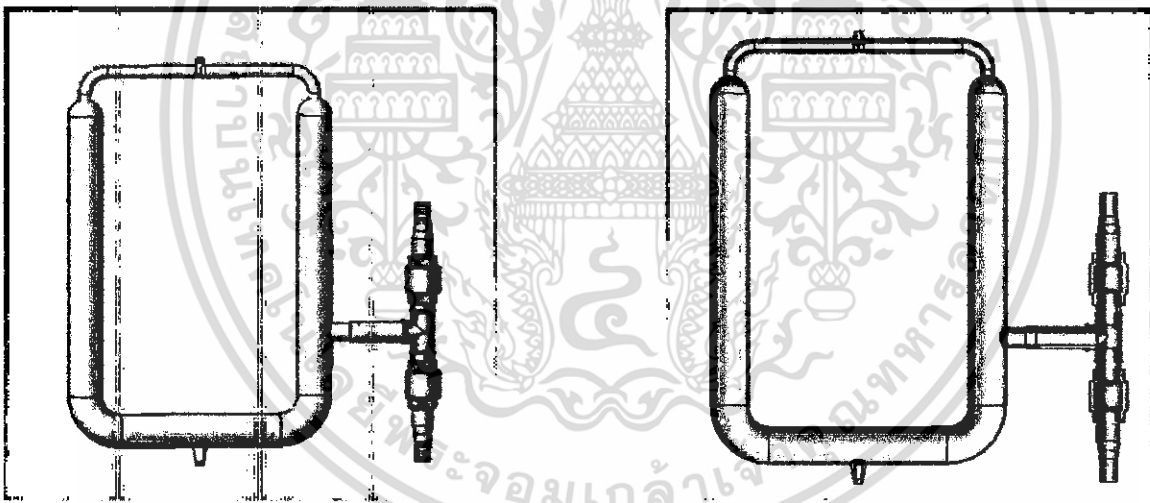
รูปที่ 3.3 แสดงขนาดโครงสร้างเครื่องยนต์สแตอริลแบบลูกสูบเหลว เครื่องที่ 2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. ขนาดของเครื่องยนต์เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว เครื่องที่ 3

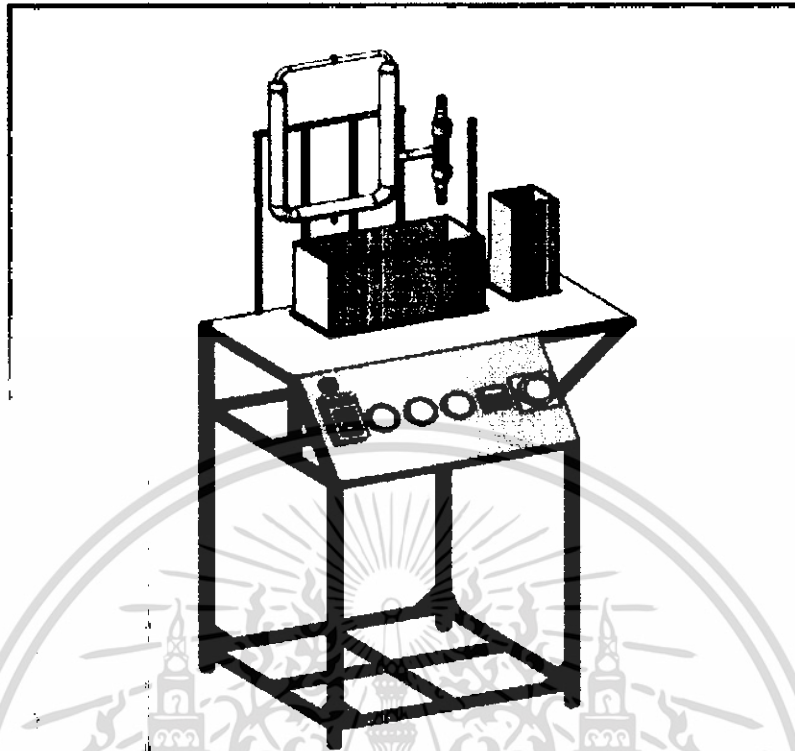


รูปที่ 3.4 แสดงขนาดโครงสร้างเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว เครื่องที่ 3



รูปที่ 3.5 แสดงเครื่องยนต์ สเตอร์ลิงที่ทำการออกแบบตามทฤษฎี (เครื่องยนต์ที่ 3) พร้อมชุดวาล์ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.6 แสดงการออกแบบเครื่องชนิดสเตอร์ลิงพร้อมชุดอุปกรณ์การทำงาน

3.4 ท่อลดแรงดัน

ท่อลดแรงดันเป็นส่วนประกอบที่สำคัญส่วนหนึ่งของเครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวที่ทำให้ระบบมีประสิทธิภาพการทำงานสูงขึ้นเช่นเดียวกับเครื่องชนิดสเตอร์ลิง ที่มีชุดกักเก็บความร้อนซึ่งมีหน้าที่กักความร้อนจากส่วนอากาศร้อน(ปลายท่อร้อนด้านบนของดิสเพลสเซอร์) ไปยังด้านอากาศเย็น (ปลายท่อเย็นด้านบนของดิสเพลสเซอร์) หลักการนี้ก็เช่นกันเดียวกันกับเครื่องชนิดลูกสูบเหลวที่มีวิธีที่นำเอาความร้อนภายในส่วนด้านร้อนกลับมาใช้ใหม่ เพื่อให้ประสิทธิภาพทางความร้อนที่เหมาะสมของเครื่องชนิด เนื่องจากจะก่อให้เกิดความสมดุลที่เหมาะสมระหว่างการสูญเสียการไหล(Flow Losses) ขณะที่ลำน้ำมีการแกว่ง และความร้อนกลับคืนหรือชดเชยขึ้นในขณะที่ระบบมีอุณหภูมิสูงมาก โดยทั่วไปแล้วท่อลดความดันหรือแรงดันนั้นมีโครงสร้างหรือวัสดุแตกต่างกันไปขึ้นอยู่กับลักษณะของเครื่องฟลูอิดไดน์นั้น เช่นอาจใช้วัสดุฉนวนที่มีโครงสร้างแบบโครงคางขยับ หรืออาจใช้วัสดุโลหะที่มีโครงสร้างแบบขด เพื่อเพิ่มระยะทางการเคลื่อนที่ของความร้อน สำหรับโครงงานวิจัยนี้เลือกใช้ท่อลดแคว้ว เพื่อนำมาเป็นท่อลดแรงดัน มีเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับ 1.3 cm มีความยาวทั้งหมด 20 cm. จากรอยต่อตั้งแต่ท่อด้านบนของดิสเพลสเซอร์ด้านร้อน

จนถึงท่อด้านเย็นจากการกำหนดเลือกใช้ขนาดและความยาวของท่อลดแรงดันดังกล่าวซึ่งเป็นโมเดลที่ 1 และ เราสามารถแสดงความสัมพันธ์ของอัตราการถ่ายเทความร้อน (Q) ซึ่งมีกลไกแบบการพาความร้อน (Heat Convection) และผลต่างของอุณหภูมิของท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อนและด้านเย็นหาได้จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน (Cooling Law Newton) ดังนี้

$$Q = hA\Delta T \quad (3.5)$$

โดยที่ Q คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)
 h คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
 A คือ พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อน (m^2) เท่ากับ πdl
 ΔT คือ อุณหภูมิแตกต่างระหว่างด้านร้อน และด้านเย็น ($^\circ C$)

ดังนั้นสมการข้างต้นสามารถแสดงในเทอมของความยาวท่อ ได้ดังนี้

$$Q = h\pi dl\Delta T \quad (3.6)$$

เมื่อพิจารณาในระบบในสถานะอุณหภูมิกคงที่ (Isothermal) ไม่พิจารณาการสูญเสียเนื่องจากสภาวะทรานเซียน (transient) จากสมการที่ 3.6 พบว่าการพาความร้อนของก๊าซร้อนจากท่อด้านร้อน ไปยังด้านเย็นนั้นมีความสัมพันธ์กับความยาวของท่อลดแรงดัน สำหรับการทำงานของเครื่องยนต์ฟลูอิด ได้นั้น จำเป็นต้องเกิดความดันลดลง (Pressure Drop) อย่างเหมาะสมที่ตัวกลางระหว่างด้านร้อนและด้านเย็นซึ่งในที่นี้ก็คือท่อลดแรงดัน เหตุผลที่สำคัญก็คือความต้องการเพื่อให้เกิดความแตกต่างระหว่างความดันทางด้านร้อนและด้านเย็น Δp ที่มีค่าเหมาะสมเพื่อให้เกิดการทำงานในโหมด Hydrodynamic ขึ้น ในทำนองเดียวกันความดันสูญเสียของท่อลดแรงดันนั้นก็มีความสัมพันธ์แบบแปรผันตามความแตกต่างของอุณหภูมิด้านร้อนและด้านเย็นด้วย สำหรับชุดเครื่องยนต์ต้นแบบนี้มีโครงสร้าง ไม่ซับซ้อนซึ่งรวมถึงการเลือกใช้ท่อลดแรงดันที่มีความยาวคงที่ค่าหนึ่งเพื่อให้เกิดความดันลดลง (Pressure Drop) อย่างไรก็ตามท่อลดแรงดันนั้นยังไม่มีประสิทธิภาพในการกักเก็บความร้อนได้ดีเหมือนกับรีเจนเนอเรเตอร์ ดังนั้นจึงได้มีการชดเชยเพื่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสม โดยเพิ่มชุดระบายความร้อนให้ทางท่อด้านเย็นอย่างต่อเนื่อง

ถึงแม้ว่าการทำงานจริงของเครื่องยนต์ฟลูอิด ได้นั้นเป็นสภาวะไม่คงที่ (Transient) เราสามารถคำนวณอย่างง่ายโดยพิจารณาจากสมการ 3.6 ซึ่งเราสามารถรู้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิด้านร้อนและเย็นจากการติดตั้งชุดตรวจจับอุณหภูมิด้านร้อนและด้านเย็นเพื่อศึกษาเงื่อนไขการทำงานของเครื่องยนต์ฟลูอิด ได้นั้น และจะ ได้นำเสนอผลการทดสอบในเงื่อนไขต่างๆ ในบทที่ 4 เพื่อหาเงื่อนไขการทำงานที่มีประสิทธิภาพการสูบน้ำสูงสุด

3.5 การต่อปั๊มแบบอนุกรม

ในระบบการทำงานจริงของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหล่านั้นเป็นแบบสภาวะไม่คงที่(Transient) เนื่องจากเกิดการอัดตัวของก๊าซทางท่อด้านร้อนเมื่อให้ความร้อนแก่ระบบเป็นผลทำให้ลำน้ำทางด้านเย็นมีการยกตัวขึ้นและเคลื่อนลงตามแรงโน้มถ่วงของโลกกับผลของความดันทางท่อเย็น จึงเกิดการแกว่งของลำน้ำในระบบซึ่งรายละเอียดได้กล่าวไว้แล้วในส่วนข้างต้น ดังนั้นจึงได้นำปั๊มมาต่อเพื่อนำการเคลื่อนที่ของลำน้ำเปลี่ยนเป็นงานขึ้น ในส่วนรายละเอียดของโครงสร้างในการต่อปั๊มชนิดนี้ถูกกล่าวไว้ในบทที่ 2 สำหรับในส่วนนี้ได้นำเสนอถึงเซควาล์ว หรือวาล์วทางเดียวสำหรับชุดคันแบบขนาดเล็กที่มีแรงดันน้ำน้อย ๆ ส่งไปยังวาล์ว ด้วยเหตุนี้ เป็นผลให้เซควาล์วจำเป็นต้องถูกออกแบบให้ใช้แรงดันเปิดวาล์วน้อยที่สุดหรือมีแรงเสียดทานของการเปิดปิดวาล์วให้น้อยที่สุด โดยได้นำวาล์วทองเหลืองที่มีน้ำหนักเบาขนาด $\frac{1}{4}$ นิ้วที่ขายตามท้องตลาดและถอดเอาสปริงออกเพื่อลดแรงเสียดทานที่ด้านทานการเคลื่อนที่ของลำน้ำ ชุดปั๊มถูกต่อแบบอนุกรมสังเกตได้ใน โครงสร้างรูปที่ 3.5 ซึ่งประกอบด้วยวาล์วทางเดียวจำนวน 2 ชุด หลักการทำงานของวาล์วทั้งสองคือ การสลับปิด-เปิดจากผลการแกว่งขึ้น-ลงของลำน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์ทำให้ส่วนของท่อที่มีความดันลดลงเรื่อย ๆ จนกระทั่งมีค่าต่ำกว่าความดันสมบูรณ์ที่ระยะความสูงประมาณ 0.38 เมตร น้ำที่ระดับต่ำสามารถถูกสูบขึ้นได้จากความแตกต่างของความดันดังกล่าว เราสามารถแบ่งการพิจารณาการไหลในท่อสูบน้ำได้เป็น 2 ส่วน

พิจารณากรณีครึ่งรอบชักแรกของลำน้ำ ($\frac{1}{2}$ Stroke) ที่เริ่มสูบน้ำได้ ลำน้ำในท่อถูกกดลงทำให้วาล์วตัวบนปิด เกิดความดัน (Δp_2) ระหว่างวาล์วทั้งสองค่าหนึ่ง ที่ต่ำกว่าความดันสมบูรณ์ทำให้วาล์วตัวล่างได้ ซึ่งน้ำได้ถูกขยับในท่อแสดงการทำงานในรูปที่ 3.4(ก)



(ก)



(ข)

รูปที่ 3.7 (ก) การทำงานของวาล์วเมื่อลำน้ำ ในท่อถูกกดลง พิจารณาที่ ($\frac{1}{2}$ Stroke) แรก

(ข) การทำงานของวาล์วเมื่อลำน้ำในท่อถูกยกขึ้น พิจารณาที่ ($\frac{1}{2}$ Stroke) หลัง

พิจารณากรณีครึ่งรอบซีกครึ่งรอบซีกหลังของลำน้ำ เมื่อลำน้ำในท่อถูกยกขึ้น ความดันในท่อที่อยู่ระหว่างวาล์วตัวบน และวาล์วตัวล่างจะมีค่าสูงกว่าบรรยากาศทำให้วาล์วตัวล่างปิด และวาล์วตัวบนเปิด จากความดันดังกล่าวทำให้ น้ำถูกดันออกสู่ปลายท่อที่ความดันบรรยากาศ แสดงการทำงานในรูปที่ 3.4 (ข) เราสามารถพิจารณาได้จากสมการเบอร์นูลลี (Bernoulli's Equation) ดังนี้

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 + \rho g y_1 = p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \rho g y_2 \quad (3.7)$$

โดยที่ p_1 คือ ความดันของน้ำบริเวณปลายท่อด้านล่าง

p_2 คือ ความดันที่บริเวณปลายท่อด้านบนวาล์วตัวล่าง

v_1 คือ ความเร็วของน้ำที่บริเวณปลายท่อด้านล่าง (m/s)

v_2 คือ ความเร็วของน้ำที่บริเวณปลายท่อด้านบนวาล์วตัวล่าง (m/s)

y_1 คือ ระดับความสูงของปลายท่อด้านบนจากระดับอ้างอิงใดๆ (m)

y_2 คือ ระดับความสูงของปลายท่อด้านล่างจากระดับอ้างอิงใดๆ (m)

ρ คือ ความหนาแน่นของน้ำ (kg/m^3) เท่ากับ $1000 (kg/m^3)$

g คือ แรงโน้มถ่วงของโลก ($9.8 m/s^2$)

สมมติให้ระบบทั้งหมดมีการไหลแบบอุดมคติ พิจารณาที่ครึ่งช่วงซีกแรก เราสามารถหาความดันสะสม (p_2) ต่ำสุดที่สามารถสูบน้ำขึ้นผ่านวาล์วตัวล่างได้จากสมการเบอร์นูลลี ซึ่งความดันที่ปลายท่อจุ่มน้ำ (p_1) เท่ากับ $p_0 + \rho gh$ ความเร็วของน้ำในท่อสูบน้ำในท่อสูบน้ำที่จุดใดๆ เท่ากันทั้งหมด ดังนั้นในเทอม $\frac{1}{2} \rho (v_2 - v_1)$ พิจารณาเป็นศูนย์ และ $y_1 - y_2$ คือ ระยะความสูงระหว่างปลายท่อที่จุ่มน้ำถึงวาล์วตัวล่างถ้าระยะดังกล่าวมีค่าเท่ากับ 0.38 เมตร โดยคิดเครื่องหมายลบเมื่อให้ y_1 เป็นระดับอ้างอิง ดังนั้นแล้วสามารถเขียนสมการใหม่ได้ดังนี้

$$p_2 = (p_0 + \rho gh) + \frac{1}{2} \rho (v_1 - v_2) + \rho g (y_1 - y_2) \quad (3.8)$$

$$\therefore p_2 = (p_0 + \rho gh) + \rho g (y_1 - y_2)$$

เมื่อแทนค่าต่างๆทำให้รู้ระดับความดันต่ำสุดที่สามารถสูบน้ำขึ้นกระทั่งไปถึงวาล์วตัวล่างได้มีค่าเพียงประมาณ 14 Psia ต่ำกว่าความดันบรรยากาศเล็กน้อย

พิจารณาที่ครึ่งช่วงซีกหลัง เมื่อวาล์วตัวบนเปิดเนื่องจากความดันสะสมในระบบสูงขึ้นจากที่ลำน้ำในท่อถูกยกขึ้น เราสามารถหาความสัมพันธ์ของความดัน (p_3) สมการเบอร์นูลลีดังนี้

$$p_3 = p_0 + \rho g(y_0 - y_3) \quad (3.9)$$

โดยที่ p_3 คือความดันสะสมต่ำสุดที่ทำให้วาล์วตัวบนเปิด

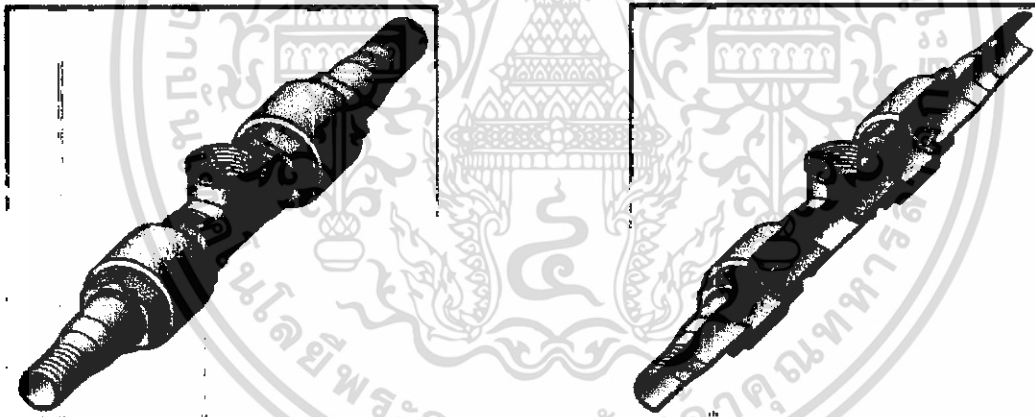
p_0 คือความดันบรรยากาศ ($1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$)

y_0 คือระดับความสูงของวาล์วตัวบน (m)

y_3 คือระดับความสูงของท่อที่เกิดความดันสะสมต่ำสุดที่ทำให้วาล์วตัวบนเปิด
เมื่อพิจารณา y_3 เป็นระดับอ้างอิงแล้วเราสามารถเขียนสมการ 3.10 ใหม่ได้ดังนี้

$$p_3 = p_0 + \rho g y_0 \quad (3.10)$$

จากสมการพบว่าความดันสะสมต่ำสุดที่ทำให้ชุดสูบน้ำสามารถสูบน้ำได้มีความสัมพันธ์แปรตามกับระดับความสูงของวาล์วตัวบน ดังนั้นการออกแบบที่ดีเราควรคิดตั้งวาล์วไม่สูงมากนักแต่ไม่ต่ำกว่าระดับน้ำในระบบตัว (U) ขณะเริ่มต้น



รูปที่ 3.8 ส่วนประกอบของวาล์วทางเดียวสำหรับโครงการวิจัยนี้

ถึงแม้ว่าผลการทดสอบการทำงานปิดเปิดของวาล์วทางเดียวนั้น ได้ผลเบื้องต้นเป็นที่น่าพอใจ แต่อย่างไรก็ตาม จากโครงสร้างของวาล์วขณะที่วาล์วเปิดนั้น ได้เกิดแรงต้านทานของการไหลจากตัวมันเองสูง อย่างไรก็ตามวาล์ว

ตามท้องตลาดนั้นต้องใช้ความดันน้ำและอากาศเริ่มต้นเพื่อเปิดวาล์วมีค่าสูงกว่า เนื่องจากวัสดุมีน้ำหนักมากหลายเท่าตัว จากเหตุผลดังกล่าวจึงทำให้วาล์วทางเดียวที่ออกแบบสำหรับชุดปั๊มในเครื่องยนต์ต้นแบบชนิดนี้มีความเหมาะสม สำหรับระบบปั๊มที่มีแรงดันต่ำ

3.6 สรุป

เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวต้นแบบสำหรับโครงการวิจัยนี้ได้สร้างในแบบกระบอกลูกสูบรวมเพื่อวัตถุประสงค์เบื้องต้นในการใช้พลังงานอินพุตต่ำ และต่อชุดสูบน้ำแบบอนุกรมเพื่อใช้หลักการของกำลังของน้ำที่เคลื่อนที่ขึ้นลงในท่อคิสเพลสเซอร์มาสร้างความดันสะสมในชุดสูบน้ำต่อไป อีกทั้งวาล์วทางเดียวซึ่งเป็นส่วนประกอบที่สำคัญของชุดสูบน้ำนั้น ได้ถูกออกแบบให้มีความเหมาะสมกับความดันเปิด-ปิดวาล์วต่ำ และพบว่าคุณสมบัติของวาล์วมีผลต่อประสิทธิภาพต่อการสูบน้ำ ดังนั้นแล้วในการปรับปรุงเพื่อการประยุกต์ใช้งานจริงตามวัตถุประสงค์ อีกทั้งการปรับปรุงประสิทธิภาพจึงไม่เพียงแต่คำนึงถึงขนาดของแรงดันลำนํ้าในท่อขาออกมีค่าสูงสุดที่ความถี่ธรรมชาติ เพื่อให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สูงเท่านั้น แต่ต้องพิจารณาคุณสมบัติที่ดี และความเหมาะสมในส่วนชุดสูบน้ำด้วย



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

การศึกษาหาเงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว

4.1 นิยาม

บทนี้จะ ได้กล่าวถึงปัจจัยที่สำคัญที่มีผลต่อการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว อาทิเช่นของไหล ความดัน อุณหภูมิ ความถี่ของการแกว่งของลำน้ำที่ทำให้เกิดงาน การศึกษานี้อยู่บนพื้นฐานของการหาเงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสม เฉพาะของเครื่องยนต์นั้นๆ เนื่องจากยังไม่มีวิธีการคำนวณจลนศาสตร์ของของเหลวในแนวคิ่งในวิธีอย่างง่ายที่ใช้งาน ได้จริง สาเหตุนั้นมาจากระบบมีการสูญเสียพลังงานภายในหลายทางเช่น จากการถ่ายเทความร้อนแบบสภาวะ ไม่คงที่ (Transient heat-transfer loss) ประมาณบนพื้นฐานการคำนวณเพื่อให้เครื่องยนต์สามารถทำงานสูงสุดนั้นจำเป็นต้องปรับหาเงื่อนไขให้เหมาะสมต่อไป ดังนั้นเครื่องยนต์สเตอร์ลิงสำหรับโครงการวิจัยนี้ได้ถูกกำหนดขนาดของบางส่วนของที่สำคัญจากการทดลองของ C.D.West เช่น ส่วนขนาดของท่อคิสเพลสเซอร์

4.2 ปัจจัยที่สำคัญต่อการทำงานของเครื่องยนต์สเตอร์ลิง

โครงสร้างของเครื่องยนต์ฟลูอิด ไลน์สำหรับ โครงการนี้ ได้นำเสนอและแสดงรายละเอียดในบทที่ 3 รูปที่ 3.2 ท่อคิสเพลสเซอร์ซึ่ง ได้สร้างช่องทางเข้าและออกของความร้อนอินพุทหุ้มท่อด้านร้อนด้วยใยแก้วทนไฟ และส่วนของปั๊มที่ต่อแบบอนุกรม นอกจากส่วนประกอบที่กล่าวมานั้นยังมีส่วนของการระบายความร้อนที่ท่อด้านเย็นของท่อคิสเพลสเซอร์อีกด้วยเพื่อให้เกิดความแตกต่างของอุณหภูมิของอากาศร้อนและอากาศเย็นอย่างเหมาะสมภายในท่อส่วนบนของท่อคิสเพลสเซอร์รูปตัว U

การกำหนดเงื่อนไขของการทดสอบเบื้องต้นดังนี้

4.2.1 แหล่งกำเนิดความร้อนใช้ฮีตเตอร์ขนาด 1000 วัตต์

ความร้อนจะแผ่ไปยังส่วนของน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อนแทนที่จะเป็นส่วนของอากาศด้านบนของท่อตามหลักการทำงานของสถานะก๊าซ (Gas phase) โดย C.D West สาเหตุที่เลือกให้ความร้อนที่ส่วนของน้ำเพื่อให้เกิดงานจากสองสถานะก๊าซ (Two-phase) คือจากอากาศและน้ำมันเนื่องจากเราได้กำหนดเป้าหมายของการใช้พลังงานความร้อนอินพุทเกรดต่ำซึ่งตามหลักการแล้วควร ใช้โครงสร้างของท่อคิสเพลสเซอร์ในแนวคิ่งสั้นกว่าแนวนอนรายละเอียดดังกล่าว ได้แสดง ในบทที่ 3 จากการกำหนดเป้าหมายเบื้องต้นดังกล่าวเป็นผลทำให้ส่วนของอากาศที่จะเป็น ไอร้อนที่ทำให้ก๊าซขยายตัว ไปผลักดันน้ำในท่อนั้นมีแรงผลักดันอาจจะทำให้ไม่สามารถทำให้ระบบเกิดการดำเนินงานขึ้น ดังนั้นจำเป็นต้องให้ความร้อนที่น้ำที่ระดับเหมาะสมจนเดือดกลายเป็นไอร้อนเพื่อให้ไอร้อนเกิดการขยายตัวมากขึ้น การให้ความร้อนแก่ท่อคิสเพลสเซอร์นั้น ได้ทำการติดตั้งใยแก้วทนความร้อน หุ้มซึ่งท่อให้ความร้อนเข้า

4.2.2 ปริมาณของน้ำในระบบที่เหมาะสมที่สถานะเริ่มต้นเพื่อให้เกิดช่วงชักของลำน้ำสูงสุด

เนื่องจากชุดส่งกำลังอาศัยการทำงานของการไหลของน้ำที่เรียกว่า Hydrodynamic coupling เราสามารถกำหนดปริมาณของน้ำโดยสังเกตได้จากระดับน้ำในท่อปรับความถี่

4.2.3 อัตราการไหลต่ำสุดของน้ำหล่อเย็นทางท่อคิสเพลสเซอร์ด้านเย็นที่สามารถทำให้เกิดความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างทางด้านร้อนและด้านเย็นเหมาะสม

เพื่อให้การแกว่งของน้ำในระบบเกิดการคงตัว ในกรณีนี้ได้นำพัลลัม DC 12 โวลต์ระบายความร้อนทาง ด้านเย็น อย่างไรก็ตามเราสามารถต่อระบบส่งกลับจากท่อน้ำขาออกไปยังชุดหล่อเย็นได้

4.3 อิทธิพลของอุณหภูมิในท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อนที่มีผลต่อปริมาณน้ำที่สูบได้

ผลต่างของความดันภายในของปลายท่อคิสเพลสเซอร์รูปตัว U ที่บรรจุของเหลวเป็นสิ่งที่สำคัญอย่างหนึ่งที่เป็นเหตุให้ของเหลวนั้นเกิดการแกว่งเข้าสู่ความถี่ธรรมชาติ อีกทั้งประกอบกับส่วนของท่อปรับความถี่หรือ Tuning Line เปิดปลายสู่บรรยากาศซึ่งต่อร่วมกับส่วนด้านปลายที่เป็นของเหลวในท่อคิสเพลสเซอร์ ความดันที่แตกต่างนั้นเกิดจากความแตกต่างของความร้อนระหว่างปลายทั้งสองของท่อคิสเพลสเซอร์ ในกรณีนี้เราจะพิจารณาอุณหภูมิในท่อด้านร้อนเสมือนเป็นอุณหภูมิของแหล่งกำเนิดความร้อนทางด้านร้อนเสมือนเป็นอุณหภูมิ ดังนั้นในส่วนนี้เราได้ทำการทดสอบศึกษาถึงพฤติกรรมการทำงานและหาเงื่อนไขของปริมาณความร้อนทางขาเข้าที่มีผลต่อปริมาณน้ำที่สูบได้โดยทำการกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นอื่นๆคงที่แสดงในตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 การกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นคงที่เพื่อพิจารณาอิทธิพลของอุณหภูมิของท่อด้านความร้อน

เสคน้ำเริ่มต้น	35 cm.
ระยะเวลาการทดสอบ	60 min.

ในกรณีนี้ความร้อนทางท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อนมีอุณหภูมิตั้งแต่ 100 – 300 °C ซึ่งถูกแบ่งเป็น 4 ช่วง คือ 100 – 150 °C 150 – 200 °C 200 – 250 °C 250 – 300 °C ในการทดสอบนี้เราได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์ตรวจจับอุณหภูมิของอากาศร้อนทางปลายท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อนซึ่งเป็น Digital Indicator และเครื่องควบคุมอุณหภูมิแบบอิเล็กทรอนิกส์รุ่น UN-612

สำหรับการบันทึกผลการทดสอบนั้น อุณหภูมิของความร้อนขาเข้าต้องปรับจนกระทั่งคงที่ จากนั้นทำการบันทึกผลของอุณหภูมิด้านร้อน ด้านเย็น ระยะเวลาแกว่งของน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์ด้านเย็น เนื่องจากท่อดังกล่าวทำจากหลอดแก้วจึงสามารถสังเกตพฤติกรรมเคลื่อนที่ของลำน้ำภายในได้ จากนั้นได้ทำการบันทึกผลเมื่ออุณหภูมิเข้าสู่

ช่วงที่กำหนดและปรับให้คงที่ สังเกตอุณหภูมิที่มิเตอร์ หลังจากนั้นก็บันทึกผลทุกๆ 1 นาทีในช่วง 10 นาทีแรก หลังจากนั้นบันทึกผลทุกๆ 2 นาทีจนครบ 1 ชม. ในระหว่างทำการทดสอบต้องปรับเงื่อนไขที่กำหนด ในตารางที่ 4.1 ให้คงที่เสมอ ในการทดสอบในแต่ละครั้งได้ทำการจับเวลาเปรียบเทียบกับน้ำที่ออกมาเพื่อหาอัตราการไหลและนำมาคำนวณหาพลังงานเอาต์พุตและอินพุตของระบบ เพื่อคำนวณหาประสิทธิภาพต่อไป

4.4 การคำนวณหาประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ฟลูอิดอินแบบลูกสูบเหว

ถึงแม้ว่าการประยุกต์ใช้งานของเครื่องยนต์ฟลูอิด ไลน์ได้นำพลังงานเหลือใช้ลดเกรดค่าหรือพลังงานได้เปล่านั้นมาเป็นพลังงานขาเข้าที่ท่อด้านร้อนเพื่อให้ได้พลังงานกลทางด้านขาออกซึ่งผ่านส่วนชุดสูบน้ำและอาจจะพิจารณาปริมาณของน้ำที่สูบได้เป็นผลที่ได้รับเพียงอย่างเดียว แต่เมื่อพิจารณาถึงการเปรียบเทียบศักยภาพการทำงานของเครื่องยนต์ฟลูอิด ไลน์ในโครงสร้างแบบต่างๆ เราจำเป็นต้องคำนวณหาประสิทธิภาพการสูบน้ำของเครื่องยนต์จากสมการหาประสิทธิภาพของระบบดังนี้

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_m} \times 100 \quad (4.1)$$

ซึ่ง P_{out} หาได้จาก

$$P_{out} = \dot{Q}_w P \quad (4.2)$$

โดยที่

P คือ ความดันของน้ำในระบบ (N/m^2)

\dot{Q}_w คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำ (m^3/sec)

g คือ แรงโน้มถ่วงของโลก (m/sec^2)

h คือ ระดับความสูงของชุดสูบน้ำ (m)

ดังนั้น

$$\begin{aligned} P_{out} &= \dot{Q}_w \rho g h \\ &= 2.068 \times 10^{-5} \frac{m^3}{sec} \times 9.81 \frac{m}{sec^2} \times 1000 \frac{kg}{m^3} \times 1m \\ &= 0.2434 \text{Watts.} \end{aligned}$$

หาค่า P_m ได้จาก

$$P_m = IV \quad (4.3)$$

โดยที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

I คือ กระแสไฟฟ้าที่ไหลเข้าฮีตเตอร์เท่ากับ 3.5 A (Amp.)

V คือ แรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ป้อนให้ฮีตเตอร์เท่ากับ 220 V (Volt)

แทนค่าหา P_m จะได้ว่า

$$\begin{aligned} P_m &= IV \\ &= 3.5 \text{ Amp.} \times 220 \text{ V.} \\ &= 770 \text{ Watts.} \end{aligned}$$

แทนค่า P_m และ P_{out} ลงสมการที่ 4.1 จะได้ว่า

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{P_{out}}{P_m} \times 100 \\ &= \frac{0.2434 \text{ W.}}{770 \text{ W.}} \times 100 \\ &= 0.0316 \% \end{aligned}$$

ดังนั้นเครื่องต้มน้ำฟลูอิดไดน์ขนาดเล็กถูกสร้างขึ้นในโครงการนี้มีประสิทธิภาพการเท่ากับ 0.0316 %

4.5 การคำนวณหาค่าพลังงานจากการทดลองเปรียบเทียบกับทฤษฎีของ C.D. West

จากผลการทดลองซึ่งทดลองที่ 3 จะให้อัตราการไหลและประสิทธิภาพสูงสุด ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

1. ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหลอดแก้ว 38 cm
2. ความยาวของลำน้ำในท่อดิสเพลสเซอร์ 70 cm (ทั้ง 3 หลอดใช้ความยาวของลำน้ำเท่ากัน)
3. อุณหภูมิทางด้านร้อน 286.4 °C อุณหภูมิด้านเย็น 46.95 °C
4. เหนือสูงสุดที่ทำได้ 150 cm
5. อัตราการไหลสูงสุด 37.60 cm^3/s หรือ 135.75 L/hr

ดังนั้น

$$\begin{aligned} P_{out} &= \dot{Q}_w \cdot \rho g h \\ &= 37.60 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{sec}} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2} \times 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 1.5 \text{ m} \\ &= 0.5532 \text{ Watts.} \end{aligned}$$

การคำนวณหาค่าพลังงานทางทฤษฎี

จากสมการกำลังงานของ C.D. West จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$W_o = 0.3 P_m V_o f \pi \frac{V_o T_H - T_c}{4 V_m T_H + T_c} \quad (4.4)$$

เมื่อกำหนดให้

- 1.ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางหลอดแก้ว 38 cm
- 2.ความยาวของลำน้ำในท่อดิสเพลสเซอร์ 70 cm (ทั้ง 3 หลอดใช้ความยาวของลำน้ำเท่ากัน)
- 3.อุณหภูมิทางด้านบน 286.4 °C อุณหภูมิด้านล่างเย็น 46.95 °C
- 4.เสคน้ำสูงสุดที่ทำได้ 150 cm
- 5.อัตราการไหลสูงสุด 37.60 cm³/s หรือ 135.75 Lt/hr

ดังนั้น

แทนค่าลงสมการ

$$\omega = \sqrt{\frac{2g}{L_d}}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{2 \times 9.81}{0.7}} = 5.294 \text{ rad/sec}$$

แทนค่าลงสมการ

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2g}{L_d}}$$

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2 \times 9.81}{0.7}} = 0.824 \text{ Hz}$$

เมื่อ

แทนค่าลงสมการ

$$P_m = P_g = P_o + P$$

$$P = \rho gh = 1000 \text{ kg/m}^3 \times 9.81 \text{ m/s}^2 \times 1.5 \text{ m}$$

$$P_m = 101.325 \times 10^3 \text{ N/m}^2 + (1000 \text{ kg/m}^3 \times 9.81 \text{ m/s}^2 \times 1.5 \text{ m})$$

$$P_m = 116040 \text{ N/m}^2$$

ปริมาตรของน้ำที่แกว่งในท่อดิสเพลสเซอร์

$$V_m = (0.11 + 0.14) \times \frac{\pi}{4} (0.38)^2 = 0.0283 \text{ m}^3$$

ปริมาตรของน้ำที่อยู่ในท่อจูนนิ่งคิดเทียบกับการแกว่งของน้ำในท่อดิสเพลสเซอร์

$$V_o = 0.14 \times \frac{\pi}{4} (0.38)^2 = 0.0158 \text{ m}^3$$

ปริมาตรน้ำในส่วนที่แกว่งในท่อดิสเพลสเซอร์

$$V_s = 0.7 \times \frac{\pi}{4} (0.38)^2 = 0.0793 \text{ m}^3$$

แทนค่าทั้งหมดลงสมการเพื่อหาค่ากำลังงาน

$$W_o = 0.3 \times (116040) \times (0.0283) \times (0.842) \times \pi \left[\frac{(0.079) (286.4 - 46.95)}{4(0.012) (286.4 + 46.95)} \right]$$

$$W_o = 1551.35 \text{ Watts.}$$

เมื่อคิดเปรียบเทียบกับระหว่างกำลังงานทางทฤษฎีกับการทดลองในหน่วย % จะได้

$$P_{out} = \left(\frac{100 \times 0.532}{1551.33} \right) = 0.0356\%$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6 สรุป

การศึกษานี้เป็นการหาเงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสมของเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลวขนาดเล็กในโครงการวิจัยนี้ โดยพิจารณาปัจจัยและตัวแปรต่างๆ ที่สำคัญต่อระบบที่ให้ปริมาณการสูบน้ำสูงสุด ซึ่งตัวแปรหลักที่ถูกพิจารณาสำหรับงานวิจัยนี้ประกอบด้วยค่าอุณหภูมิด้านร้อนของทอคิสเพลสเซอร์ อัตราการไหลของน้ำ จากผลการทดสอบพบว่าการทำงานที่เหมาะสมอยู่ในช่วงกว้างคืออุณหภูมิด้านร้อนอยู่ในช่วง $250 - 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$ เส้นน้ำสูงสุดอยู่ระหว่าง $80 - 150 \text{ cm}$. ให้ปริมาณน้ำที่สูบได้สูงสุด 135.37 Lt. /hr . ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ฟลูอิด ไลน์เท่ากับ 0.00718%

สำหรับการเปรียบเทียบการคำนวณทางทฤษฎีกับค่าที่ได้จากการทดลองจะเห็นได้ว่าค่ากำลังงานในทางทฤษฎีจะมีกำลังสูงกว่าการทดลองทั้งนี้เกิดจากหลายปัจจัยที่ทำให้กำลังงานในทางปฏิบัติมีน้อย เช่น การสูญเสียความร้อนที่ป้อนเข้า การระบายความร้อนไม่ดี การควบคุมอุณหภูมิด้านร้อนและด้านเย็น การเกิดแรงเสียดทานในระบบ เช่น ในข้อต่อต่างๆ ในชุดวาล์ว ดังนั้นการแก้ไขควรใช้วัสดุที่สามารถทนความร้อนสูงและเป็นฉนวนได้ดี มาหุ้มเพื่อลดการสูญเสียความร้อนให้น้อยที่สุด และใช้ Regenerator เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน แรงเสียดทานที่ข้อต่อและวาล์วควรให้มีน้อยที่สุดเท่าที่จำเป็นเพื่อลดการสูญเสียพลังงาน วาล์วไหลทางเดียวควรพิจารณาเลือกอย่างรอบคอบเพื่อลดความต้านทานของแรงดันจากสปริง และการป้องกันการรั่วของอากาศเข้าไปในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว ซึ่งส่งผลให้เครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว ไม่ทำงานได้ ซึ่งทั้งหมดที่กล่าวมานี้ทำให้ประสิทธิภาพในทางปฏิบัติต่ำกว่าทฤษฎี

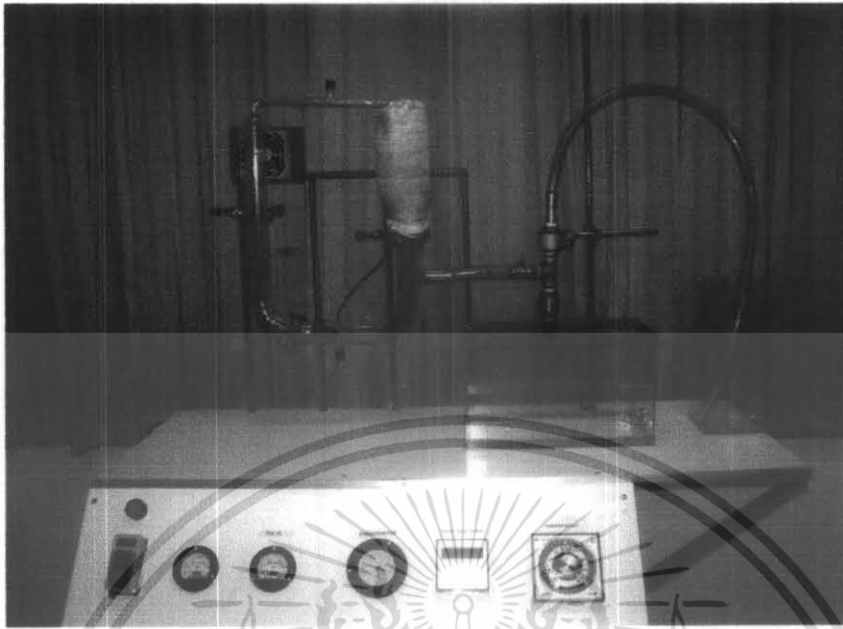
บทที่ 5

อุปกรณ์และขั้นตอนการทดลอง

5.1 อุปกรณ์การทดลอง

ชุดทดลองเครื่องยนต์ลูกสูบเหลวหลอดแก้วรูปตัว B มีฉนวนอยู่ข้างใน ข้างบนของฉนวนมีอากาศบรรจุอยู่ ด้านร้อนติด Heater เพื่อให้ความร้อนกับอากาศและด้านเย็นจะระบายความร้อนโดยอากาศ ภายในหลอดแก้วจะมีอากาศบรรจุอยู่ภายในซึ่งจะใช้เป็นสารทำงาน (working fluid) และท่ออนทางด้านล่างต่อเข้ากับชุดปั๊มซึ่งเป็นท่อตั้ง ซึ่งอุปกรณ์การทดลองประกอบด้วย

- ชุดทดลองเครื่องยนต์สเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว
- ฮีตเตอร์ขนาด 1000 วัตต์และใยแก้วทนความร้อน
- เทอร์มิสตัดช่วงการวัด 0 - 400 องศาเซลเซียส
- วาล์วกันกลับ (check valve) ขนาด \varnothing ¼ นิ้ว
- ที่จับคอนเดนเซอร์ (Condenser Clamp) และ บอลเฮด
- สายยางและหลอดไฟเดือนพร้อมสวิตช์ควบคุมทนกระแสไฟ 10 แอมแปร์
- เครื่องควบคุมอุณหภูมิรุ่น UN- 60 (Digital indicator)
- พัดลมระบายอากาศ D.C. 12 โวลต์



รูป 5.1 แสดงอุปกรณ์ที่ทำการทดลองและติดตั้งจริง

5.2 ขั้นตอนการทดลอง

5.2.1 จัดเตรียมอุปกรณ์และเครื่องมือ

- ตรวจสอบอุปกรณ์และเครื่องมือว่าพร้อมใช้งานหรือไม่

5.2.3 ติดตั้งเครื่องมือและอุปกรณ์

- ติดตั้งหลอดแก้วเข้ากับแท่นจับยึดพร้อมปรับตำแหน่ง
- ติดตั้งฮีตเตอร์รีดเข้ากับหลอดแก้ว
- ติดตั้งถังน้ำเพื่อเป็นแหล่งน้ำ และแหล่งรองรับปริมาณน้ำที่ได้
- ประกอบชุดเช็ควาล์วเข้าด้วยกัน พร้อมติดตั้งเข้ากับตัวเครื่อง
- ติดตั้งชุดเทอร์โมสแตท, เครื่องควบคุมอุณหภูมิ, แอมป์, โวลต์มิเตอร์พร้อมต่อสายไฟเข้าฮีตเตอร์
- เอนน้ำใส่ถัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2.3 การทดลองเพื่อหาระดับน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์ที่เหมาะสม

- เติมน้ำเข้าเครื่องทดลอง โดยกำหนดระดับน้ำในท่อตั้งของ คิสเพลสเซอร์ อยู่ในระดับต่ำ
- เมื่อตั้งระดับน้ำได้แล้ว เปิดวาล์วด้านบน (วาล์วไล่อากาศ) ของเครื่องทดลอง Fluidyne
- เปิดสวิตช์ไฟและปรับเทอร์โมสตัทเพื่อให้ฮีตเตอร์ทำงานความร้อนคงที่ตลอดการทดลองประมาณ 1-2 นาที เพื่อให้ความดันภายใน คิสเพลสเซอร์เพียงพอ Fluidyne จะเริ่ม ทำงานในขณะที่เครื่องทำงาน ต้องเติมน้ำเพื่อรักษาระดับน้ำให้คงที่ ตลอดการทดลอง
- วัดปริมาตรน้ำที่สูบ ได้โดยใช้บีกเกอร์และจับเวลาพร้อมกับ อ่านค่าบันทึกผล
- ปิดสวิตซ์ทิ้งไว้สักครู่เพื่อให้ระบบเย็นตัว
- เปิดวาล์วไล่อากาศด้านบนของเครื่อง ไล่อากาศร้อนออกแล้ว ตั้งระดับน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์ใหม่ให้สูงขึ้น
- ทำการทดลองในค่าระดับน้ำภายในท่อตั้งของ Displacer ที่สูง มากขึ้น จนถึงระดับสูงสุด

5.2.4 การทดลองที่ระดับน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์ ที่เหมาะสม

- ตั้งระดับน้ำภายในท่อคิสเพลสเซอร์ ให้ระดับน้ำในท่อตั้งอยู่ที่ค่าของ ระดับน้ำที่เหมาะสมที่สุด ซึ่งได้จากการทดลองในข้อ 3
- ทำการทดลองโดยปรับเปลี่ยนค่าระดับความร้อนที่ให้กับปลาย ด้านร้อนเป็น 3 ระดับ คือ ต่ำ ปานกลาง และสูง ตามลำดับ

5.2.5 การทดลองปรับเปลี่ยนขนาดตัวเครื่องยนต์

- ทำการศึกษาหาความถี่ที่เหมาะสม โดยการเปลี่ยน ขนาดของเครื่องยนต์

5.2.6 ทำการเก็บรวบรวมข้อมูลพร้อมสรุปผลการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

ผลการทดลอง

จากการทดลองพบว่าความสูงของระบบน้ำในท่อตั้งของคิสเพลสเซอร์สามารถปรับได้จาก 0-25 cm แสดงผลได้ดังนี้คือ

1. ระดับน้ำที่เหมาะสม = 22.5 cm และความยาว $L_d = 85$ cm. ระดับน้ำที่เมื่อให้ความร้อนในระดับที่ต่ำ ปานกลาง และสูง จะได้อัตราการไหลเฉลี่ยแต่ละหลอดมีดังนี้ 101.53 , 81.63 , 106.6 ลิตร/ชั่วโมงตามลำดับ เหนือน้ำสูงสุดที่หลอดที่ 3 ที่ทำได้คือ 120 cm และระยะเวลาการแกว่งของน้ำในท่อคือ 12.07 cm ประสิทธิภาพประมาณ 0.0316 % ความร้อนที่ให้กับระบบประมาณ 286.4 องศาเซลเซียส อุณหภูมิด้านเย็นประมาณ 46.95 องศาเซลเซียส

2. การทดลองหาประสิทธิภาพสูงสุดของแต่ละหลอดเมื่อกำหนดความยาวลำน้ำ (L_d) และ อุณหภูมิทางด้านร้อนเท่ากัน ทั้ง 3 หลอดสรุปผลจะได้ดังนี้คือ

2.1 หลอดที่ 1 ระยะเวลาการแกว่งของลำน้ำเฉลี่ย 9.56 cm อัตราการไหล 89.347 ลิตร/ชั่วโมง เหนือน้ำสูงสุด 100 cm ประสิทธิภาพสูงสุด 0.0316 %

2.3 หลอดที่ 2 ระยะเวลาการแกว่งของลำน้ำเฉลี่ย 10.93 cm อัตราการไหล 81.21 ลิตร/ชั่วโมง เหนือน้ำสูงสุด 80cm ประสิทธิภาพสูงสุด 0.022 %

2.4 หลอดที่ 3 ระยะเวลาการแกว่งของลำน้ำเฉลี่ย 14.01 cm อัตราการไหล 135.37 ลิตร/ชั่วโมง เหนือน้ำสูงสุด 150 cm ประสิทธิภาพสูงสุด 0.0718 %

3. กราฟแสดงผลการทดลอง และผลการทดลอง

ตารางที่ 6.1 แผนผังผลการทดลอง (ทดลองที่ 1)

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 100-150 °C

2. ความสูงของสัณฐานในท่อ Displacer (cm) เท่ากับ 70 cm.

เวลา (min)	T(ร้อน) °C	T(เย็น) °C	ระยะการเคลื่อนของน้ำในท่อ Displacer (cm)	หมายเหตุ
1	148	36	4.5	
2	150	36	5.0	
3	146	36	4.7	
4	147	36	4.5	
5	145	36	4.4	
6	144	36	4.3	
7	146	36	4.6	
8	145	36	4.4	
9	149	37	4.9	
10	150	37	5.1	
11	147	37	4.8	
12	145	37	4.7	
13	150	37	4.8	
14	148	37	5.0	
15	144	37	4.6	
16	149	37	4.8	
17	147	37	4.7	
18	144	37	4.5	
19	145	37	4.5	
20	146	37	4.6	
21	148	38	4.7	
22	145	38	4.5	
23	149	38	4.8	
24	150	38	5.0	
25	148	38	5.0	
26	145	38	4.6	
27	143	38	4.4	
28	146	38	4.5	
29	142	38	4.3	
30	141	38	4.3	
31	146	38	4.5	
32	147	38	4.7	
33	145	39	4.6	
34	148	39	4.7	
35	149	39	4.9	
36	150	39	5.0	
37	147	39	4.5	
38	146	39	4.4	
39	148	39	4.8	
40	145	39	4.7	
41	148	39	5.0	
42	142	39	4.3	
43	145	39	4.5	
44	147	39	4.7	
45	146	39	4.6	
46	148	39	4.7	
47	149	39	4.9	
48	150	39	5.0	
49	150	39	5.0	
50	149	39	4.9	
51	148	39	4.7	
52	146	39	4.6	
53	144	39	4.4	
54	145	39	4.5	
55	147	39	4.5	
56	145	39	4.8	
57	144	39	4.7	
58	146	39	4.9	
59	147	39	4.8	
60	145	39	4.7	
ค่าเฉลี่ย	146.56	37.99	4.67	
อัตราการไหลเฉลี่ยเท่ากับ 46.03 ลิตรต่อชั่วโมง				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.2 แสดงผลการทดลอง (ทดลองที่ 1)

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 150-200 °C

2. ความสูงของน้ำในท่อ Displacer (cm) เท่ากับ 70 cm.

เวลา (min)	T(ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำในท่อ Displacer (cm)	หมายเหตุ
1	190	40	5.5	
2	192	40	5.8	
3	194	40	6.0	
4	188	40	5.6	
5	187	40	5.5	
6	185	40	5.5	
7	190	40	5.8	
8	191	40	5.9	
9	183	40	5.8	
10	187	40	5.5	
11	186	40	5.5	
12	189	40	5.7	
13	192	40	5.9	
14	187	40	5.8	
15	193	40	6.1	
16	188	40	5.5	
17	185	40	5.5	
18	189	41	5.6	
19	190	41	5.8	
20	186	41	5.6	
21	191	41	5.5	
22	185	41	5.4	
23	187	41	5.6	
24	183	41	5.5	
25	188	41	5.7	
26	189	41	5.8	
27	192	41	6.0	
28	190	41	5.9	
29	186	41	5.8	
30	184	41	5.5	
31	185	42	5.5	
32	189	42	5.6	
33	191	42	5.8	
34	193	42	6.0	
35	187	42	5.5	
36	183	42	5.4	
37	190	42	5.8	
38	184	42	5.5	
39	186	42	5.5	
40	189	42	5.6	
41	183	42	5.5	
42	190	42	6.0	
43	188	42	5.8	
44	182	42	5.6	
45	189	42	5.7	
46	183	42	5.5	
47	185	42	5.5	
48	187	42	5.5	
49	186	43	5.5	
50	190	43	5.9	
51	184	43	5.6	
52	188	43	5.8	
53	187	43	5.7	
54	191	43	6.0	
55	193	43	5.8	
56	186	43	5.5	
57	185	43	5.5	
58	189	43	5.7	
59	191	43	5.9	
60	193	43	6.2	
ค่าเฉลี่ย	187.89	41.42	5.77	
อัตราการไหลเฉลี่ยเท่ากับ 61 ลิตรต่อชั่วโมง				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.9 แสดงผลการทดลอง (ข้อศกที่ 1)

1. อุณหภูมิที่ป้อนได้แก่ระบบเท่ากับ 200-250 °C

2. ความสูงของสำน้ำในท่อ Displacer (cm) เท่ากับ 70 cm.

เวลา (min)	T(ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการเบี่ยงของน้ำในท่อ Displacer (cm)	หมายเหตุ
1	244	44	8.5	
2	246	44	8.7	
3	242	44	8.5	
4	248	44	9.0	
5	250	44	9.0	
6	246	44	8.8	
7	243	44	8.5	
8	248	44	8.6	
9	246	44	8.5	
10	242	44	8.3	
11	244	44	8.4	
12	247	44	8.5	
13	249	44	8.6	
14	243	44	8.4	
15	246	44	8.5	
16	245	44	8.5	
17	244	44	8.5	
18	242	44	8.3	
19	241	44	8.2	
20	247	44	8.7	
21	250	44	9.0	
22	248	44	8.9	
23	245	44	8.5	
24	243	44	8.5	
25	241	45	8.4	
26	249	45	8.7	
27	247	45	8.6	
28	245	45	8.5	
29	242	45	8.4	
30	243	45	8.4	
31	241	45	8.3	
32	244	45	8.4	
33	247	45	8.6	
34	243	45	8.3	
35	249	46	8.5	
36	246	46	8.6	
37	245	46	8.5	
38	248	46	8.8	
39	247	46	8.7	
40	250	46	8.9	
41	242	46	8.4	
42	248	46	8.8	
43	245	46	8.5	
44	244	46	8.5	
45	247	46	8.6	
46	242	46	8.4	
47	246	46	8.5	
48	241	46	8.2	
49	243	46	8.2	
50	247	46	8.5	
51	248	46	9.0	
52	249	46	8.8	
53	250	46	9.0	
54	244	46	8.5	
55	245	46	8.5	
56	248	46	8.7	
57	242	46	8.4	
58	243	46	8.4	
59	245	46	8.5	
60	248	46	8.8	
ค่าเฉลี่ย	245.38	45.03	8.54	
อัตราการไหลเฉลี่ยเท่ากับ 73.78 ลิตรต่อชั่วโมง				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.4 แสดงผลการทดลอง (ทดลองที่ 1)

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้เครื่องเท่ากับ 250-300 °C

2. ความสูงของค้ำน้ำในท่อ Displacer (cm) เท่ากับ 70 cm.

เวลา (min)	T(ร้อน) °C	T(เย็น) °C	ระยะการเคลื่อนของน้ำในท่อ Displacer (cm)	หมายเหตุ
1	293	47	10	
2	284	47	9.5	
3	288	47	9.3	
4	290	47	9.5	
5	292	47	10	
6	285	47	9.5	
7	289	47	9.5	
8	283	47	9.5	
9	287	47	9.8	
10	288	47	9.7	
11	280	47	9.5	
12	285	47	9.5	
13	287	47	9.6	
14	294	47	10.5	
15	288	47	9.7	
16	287	47	9.6	
17	291	47	10.0	
18	293	48	10.5	
19	287	48	9.8	
20	284	48	9.5	
21	285	48	9.5	
22	293	48	10.0	
23	289	48	9.8	
24	290	48	10.0	
25	286	48	9.5	
26	288	48	9.5	
27	284	48	9.5	
28	286	48	9.5	
29	288	48	9.7	
30	283	48	9.6	
31	291	48	10.0	
32	293	48	10.5	
33	294	48	10.5	
34	287	48	9.8	
35	291	49	10.0	
36	288	49	9.7	
37	285	49	9.5	
38	286	49	9.5	
39	291	49	10.0	
40	290	49	10.0	
41	293	49	10.5	
42	292	49	10.0	
43	287	49	9.5	
44	288	49	9.5	
45	285	49	9.5	
46	283	49	9.2	
47	291	49	9.8	
48	284	49	9.5	
49	250	49	9.2	
50	251	49	10.0	
51	283	50	9.6	
52	286	50	9.5	
53	289	50	9.8	
54	287	50	9.5	
55	292	50	9.9	
56	293	50	10.0	
57	287	50	9.5	
58	291	50	10.0	
59	292	50	10.5	
60	290	50	10.0	
ค่าเฉลี่ย	282.44	48.31	9.76	
อัตราการไหลเฉลี่ยเท่ากับ 101.53 ลิตรต่อชั่วโมง				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.5 แสดงผลการทดลอง (ทดลองที่ 2)

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 100-150 °C

2. ความสูงของสื่อน้ำในท่อ Displacer (cm) เท่ากับ 80 cm.

เวลา (min)	T(ร้อน) °C	T(เย็น) °C	ระยะเวลาแกว่งของน้ำในท่อ Displacer (cm)	หมายเหตุ
1	145	27	5.0	
2	143	30	6.0	
3	144	32	4.0	
4	136	33	5.0	
5	143	34	6.5	
6	142	35	4.5	
7	144	36	6.0	
8	141	36	4.5	
9	135	36	4.0	
10	144	36	6.5	
11	144	36	6.0	
12	135	35	4.5	
13	145	36	5.5	
14	150	35	6.0	
15	144	35	5.0	
16	136	35	4.5	
17	144	35	6.0	
18	139	35	4.5	
19	144	35	5.5	
20	144	35	6.0	
21	145	35	4.5	
22	145	35	5.5	
23	142	35	5.0	
24	135	35	4.5	
25	144	35	6.0	
26	138	35	5.0	
27	143	35	5.0	
28	141	35	4.0	
29	136	35	4.0	
30	144	35	6.0	
31	138	35	5.0	
32	144	35	6.0	
33	146	35	4.0	
34	140	35	6.0	
35	142	35	4.5	
36	139	35	5.0	
37	142	36	5.0	
38	142	35	6.0	
39	144	36	5.5	
40	144	36	4.5	
41	135	35	6.0	
42	144	35	4.5	
43	141	35	5.5	
44	143	36	4.5	
45	143	35	5.5	
46	143	35	4.5	
47	140	36	4.5	
48	136	36	6.0	
49	144	35	6.0	
50	144	35	6.0	
51	144	35	6.0	
52	144	36	4.5	
53	145	35	4.0	
54	145	35	6.0	
55	138	35	5.0	
56	137	35	4.5	
57	135	35	4.0	
58	144	36	5.0	
59	140	35	5.0	
60	139	35	6.0	
ค่าเฉลี่ย	141.66	34.92	5.16	
อัตราการไหลเฉลี่ยเท่ากับ 28.68 ลิตรต่อชั่วโมง				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.6 แสดงผลการทดลอง (ทดลองที่ 2)

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 150-200 °C

2. ความสูงของสำน้ำในท่อ Displacer (cm) เท่ากับ 80 cm.

เวลา (min)	T(ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะเวลาวิ่งของน้ำในท่อ Displacer (cm)	หมายเหตุ
1	185	35	6.5	
2	188	36	7.0	
3	183	37	7.0	
4	182	37	8.0	
5	182	37	7.0	
6	185	37	7.0	
7	181	37	7.5	
8	181	37	7.0	
9	184	37	7.5	
10	180	37	7.0	
11	184	37	8.0	
12	179	37	7.0	
13	182	37	7.5	
14	185	38	7.5	
15	180	38	7.0	
16	184	37	8.0	
17	184	37	7.0	
18	181	37	7.0	
19	184	37	8.0	
20	179	37	7.0	
21	183	37	8.0	
22	184	37	7.8	
23	181	36	8.0	
24	184	37	8.0	
25	181	37	7.0	
26	182	37	7.0	
27	184	37	7.0	
28	178	37	7.5	
29	183	37	7.5	
30	183	37	7.0	
31	184	36	7.0	
32	180	36	7.5	
33	181	36	7.0	
34	184	36	7.0	
35	179	36	7.5	
36	183	36	7.0	
37	184	37	7.0	
38	178	36	7.5	
39	183	36	7.0	
40	184	37	7.0	
41	181	37	7.0	
42	183	37	7.0	
43	180	37	7.5	
44	183	37	7.0	
45	184	37	7.5	
46	181	37	7.5	
47	184	37	7.0	
48	187	37	7.5	
49	184	38	7.0	
50	181	37	7.7	
51	187	37	7.0	
52	181	37	7.0	
53	183	37	8.0	
54	186	38	7.5	
55	181	38	7.0	
56	185	38	7.0	
57	185	38	7.5	
58	181	37	7.0	
59	182	37	7.0	
60	182	37	7.0	
ค่าเฉลี่ย	182.62	36.92	7.27	
อัตราการไหลเฉลี่ยเท่ากับ 40.62 ลิตรต่อชั่วโมง				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.7 แสดงผลการทดลอง (ทดลองที่ 2)

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้เครื่องเท่ากับ 200-250 °C

2. ความสูงของสำน้ำในท่อ Displacer (cm) เท่ากับ 80 cm.

เวลา (min)	T(ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะเวลาทวงของน้ำในท่อ Displacer (cm)	หมายเหตุ
1	236	39	10.0	
2	236	39	10.0	
3	236	39	9.5	
4	234	39	9.5	
5	233	39	9.5	
6	233	39	9.5	
7	233	39	9.0	
8	233	40	9.0	
9	234	40	9.0	
10	234	41	9.5	
11	233	40	9.0	
12	235	39	9.5	
13	235	38	9.0	
14	234	39	9.5	
15	234	38	10.0	
16	234	38	9.5	
17	235	38	9.5	
18	235	39	9.5	
19	234	38	9.5	
20	234	38	10.0	
21	234	38	9.5	
22	235	38	9.5	
23	235	38	9.5	
24	235	38	9.0	
25	235	38	9.5	
26	236	38	9.5	
27	235	38	9.0	
28	236	38	9.5	
29	235	38	9.5	
30	235	38	9.5	
31	236	39	9.5	
32	236	38	9.5	
33	237	38	9.5	
34	236	39	9.5	
35	236	38	9.5	
36	236	38	9.5	
37	237	38	9.5	
38	238	38	9.5	
39	237	38	9.5	
40	237	38	9.5	
41	238	39	10.0	
42	238	39	9.5	
43	238	39	9.5	
44	237	38	9.5	
45	237	38	10.0	
46	237	38	9.0	
47	238	38	9.5	
48	238	38	9.5	
49	237	38	9.5	
50	237	39	9.5	
51	237	39	9.5	
52	237	38	10.0	
53	237	38	9.5	
54	237	38	9.5	
55	237	39	9.5	
56	238	39	9.5	
57	238	38	9.5	
58	238	39	9.5	
59	238	39	9.5	
60	238	39	9.5	
ค่าเฉลี่ย	235.8	38.48	9.49	
อัตราการไหลเฉลี่ยเท่ากับ 55.34 ลิตรต่อชั่วโมง				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.8 แสดงผลการทดลอง (ทดลองที่ 2)

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 250-300 °C

2. ความสูงของลำน้ำในท่อ Displacer (cm) เท่ากับ 80 cm.

เวลา (min)	T(ร้อน) °C	T(เย็น) °C	ระยะเวลาการเคลื่อนที่ของน้ำในท่อ Displacer (cm)	หมายเหตุ
1	277	37	11.0	
2	277	37	11.0	
3	277	38	11.0	
4	276	38	10.5	
5	276	38	11.0	
6	278	38	11.0	
7	278	38	10.5	
8	277	39	11.0	
9	278	39	10.5	
10	278	39	11.0	
11	278	38	10.5	
12	277	39	11.0	
13	277	39	11.0	
14	278	39	11.0	
15	278	38	11.0	
16	277	38	11.0	
17	277	38	11.0	
18	278	39	10.5	
19	278	39	11.0	
20	278	39	11.0	
21	278	39	11.0	
22	279	40	10.5	
23	278	40	11.0	
24	278	40	11.0	
25	277	39	10.5	
26	277	39	10.5	
27	277	40	11.0	
28	278	39	11.0	
29	278	39	11.0	
30	278	39	11.0	
31	277	40	11.0	
32	278	40	11.0	
33	278	40	11.0	
34	279	40	11.0	
35	279	40	11.0	
36	279	40	11.0	
37	278	40	11.0	
38	278	40	11.0	
39	277	40	11.0	
40	277	40	11.0	
41	277	40	11.0	
42	278	40	11.0	
43	278	40	11.0	
44	278	40	11.0	
45	277	40	11.0	
46	277	41	11.0	
47	278	41	11.0	
48	278	40	11.0	
49	279	40	11.0	
50	279	41	11.0	
51	278	41	11.0	
52	278	42	11.0	
53	279	42	11.0	
54	278	42	11.0	
55	278	42	11.0	
56	278	43	11.0	
57	278	43	11.0	
58	278	43	11.0	
59	278	43	11.0	
60	278	43	11.0	
ค่าเฉลี่ย	277.72	39.65	10.93	
อัตราการไหลเฉลี่ยเท่ากับ 68.28 ลิตรต่อชั่วโมง				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.9 แสดงผลการทดลอง (หอคอยที่ 3)

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 100-150 °C

2. ความสูงของสถานีในท่อ Displacer (cm) เท่ากับ 85 cm.

เวลา (min)	T(ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการเคลื่อนที่ของน้ำในท่อ Displacer (cm)	หมายเหตุ
1	144	34	5.5	
2	146	33	6.5	
3	142	33	5.5	
4	147	33	6.5	
5	143	32	6.0	
6	141	33	6.5	
7	143	33	6.5	
8	148	33	5.5	
9	143	33	7.0	
10	146	33	7.0	
11	147	32	5.0	
12	140	33	6.0	
13	147	32	5.0	
14	139	32	7.0	
15	144	32	6.0	
16	145	32	6.5	
17	147	33	6.0	
18	140	33	5.5	
19	147	33	6.5	
20	143	32	6.5	
21	147	33	5.5	
22	144	33	5.5	
23	143	33	6.5	
24	147	33	6.0	
25	147	33	6.5	
26	142	33	7.0	
27	147	33	6.0	
28	144	33	6.5	
29	150	32	5.5	
30	146	33	5.5	
31	150	32	6.5	
32	146	33	6.0	
33	147	33	6.5	
34	150	33	6.0	
35	148	33	6.2	
36	149	33	6.5	
37	145	33	6.5	
38	148	33	6.5	
39	156	33	6.0	
40	147	33	6.5	
41	145	33	6.5	
42	150	33	6.5	
43	147	33	6.0	
44	148	33	6.5	
45	146	33	6.5	
46	147	33	6.5	
47	150	33	6.5	
48	146	33	6.5	
49	148	33	6.5	
50	150	33	6.5	
51	149	33	6.5	
52	146	33	6.5	
53	150	33	6.5	
54	149	33	6.0	
55	146	33	6.5	
56	150	33	6.5	
57	147	33	6.5	
58	145	33	6.5	
59	149	33	6.5	
60	150	33	6.5	
ค่าเฉลี่ย	146.38	32.86	6.25	
อัตราการไหลเฉลี่ยเท่ากับ 53.07 ลิตรต่อชั่วโมง				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.10 แสดงผลการทดลอง (ผลครั้งที่ 3)

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 150-200 °C

2. ความสูงของสำน้ำในท่อ Displacer (cm) เท่ากับ 85 cm.

เวลา (min)	T(ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการเคลื่อนที่ของน้ำในท่อ Displacer (cm)	หมายเหตุ
1	200	28	8.0	
2	200	29	8.0	
3	199	30	7.5	
4	196	30	7.5	
5	200	30	8.0	
6	197	30	8.5	
7	199	31	8.5	
8	200	31	8.0	
9	196	31	8.0	
10	196	31	7.5	
11	195	31	8.0	
12	199	31	9.0	
13	197	32	7.5	
14	195	32	8.0	
15	198	33	8.0	
16	196	33	8.0	
17	199	33	8.0	
18	200	33	8.5	
19	199	33	8.0	
20	196	33	7.5	
21	198	33	8.0	
22	197	33	7.5	
23	198	33	8.0	
24	197	33	7.5	
25	195	33	7.0	
26	197	33	7.5	
27	198	33	8.0	
28	199	33	8.0	
29	195	33	7.5	
30	197	33	8.0	
31	200	33	8.5	
32	198	33	8.5	
33	199	34	8.5	
34	200	34	8.5	
35	198	34	8.5	
36	199	34	8.0	
37	200	34	8.5	
38	198	34	8.5	
39	197	34	8.0	
40	199	34	8.0	
41	199	34	8.5	
42	197	34	8.5	
43	196	34	8.0	
44	197	34	8.5	
45	199	34	8.5	
46	200	34	8.5	
47	199	34	9.0	
48	197	34	8.5	
49	196	34	8.0	
50	200	34	8.0	
51	199	34	8.0	
52	198	34	8.5	
53	199	34	8.0	
54	198	34	8.0	
55	200	34	8.5	
56	199	34	8.5	
57	198	34	8.5	
58	197	34	8.0	
59	197	34	8.5	
60	198	34	8.5	
ค่าเฉลี่ย	198	32.88	8.13	
อัตราการไหลเฉลี่ยเท่ากับ 76.35 ลิตรต่อชั่วโมง				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.11 แสดงผลการทดลอง (ทดลองที่ 3)

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 200-250 °C

2. ความสูงของถ้ำน้ำในท่อ Displacer (cm) เท่ากับ 85 cm.

เวลา (min)	T(ร้อน) °C	T(เย็น) °C	ระยะการเคลื่อนตัวของน้ำในท่อ Displacer (cm)	หมายเหตุ
1	240	34	9.5	
2	245	35	9.5	
3	250	36	10.0	
4	250	36	11.0	
5	250	36	11.0	
6	249	36	10.0	
7	247	36	12.0	
8	249	36	12.0	
9	250	36	12.0	
10	248	36	11.5	
11	247	37	11.5	
12	245	37	10.0	
13	246	38	12.5	
14	250	38	13.0	
15	250	38	12.5	
16	248	37	11.0	
17	246	37	12.0	
18	247	38	12.5	
19	250	38	12.5	
20	250	38	12.5	
21	250	38	12.0	
22	250	38	11.0	
23	249	38	11.0	
24	248	38	12.0	
25	245	38	13.0	
26	244	38	12.5	
27	244	38	11.5	
28	247	38	11.5	
29	250	38	11.0	
30	248	38	11.0	
31	249	37	12.0	
32	250	37	12.0	
33	249	37	11.5	
34	247	37	11.5	
35	245	37	11.5	
36	243	37	12.0	
37	244	37	12.0	
38	246	37	12.0	
39	250	37	11.5	
40	250	37	11.5	
41	249	37	11.5	
42	248	37	11.0	
43	246	37	10.5	
44	244	37	10.5	
45	243	37	11.5	
46	247	37	12.0	
47	248	37	11.5	
48	250	37	11.5	
49	250	37	11.5	
50	248	37	11.5	
51	250	37	11.0	
52	249	37	10.5	
53	247	37	10.5	
54	245	37	11.0	
55	242	37	11.0	
56	244	37	11.0	
57	248	37	11.5	
58	250	37	11.5	
59	250	37	11.5	
60	250	37	11.5	
ค่าเฉลี่ย	247.55	37.05	11.44	
อัตราการไหลเฉลี่ยเท่ากับ 97.47 ลิตรต่อชั่วโมง				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.12 แสดงผลการทดลอง (ทดลองที่ 3)

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 250-300 °C

2. ความสูงของสัณฐานในท่อ Displacer (cm) เท่ากับ 85 cm.

เวลา (min)	T(ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการเคลื่อนที่ของน้ำในท่อ Displacer (cm)	หมายเหตุ
1	298	37	13.0	
2	292	37	12.5	
3	290	37	12.0	
4	287	37	13.0	
5	290	37	12.5	
6	293	37	12.5	
7	292	37	12.0	
8	289	38	12.0	
9	286	38	12.0	
10	284	38	12.5	
11	285	38	12.5	
12	290	38	12.5	
13	292	38	12.0	
14	292	38	12.5	
15	293	38	12.5	
16	291	38	12.0	
17	286	38	12.0	
18	283	38	12.0	
19	291	38	12.5	
20	292	38	12.5	
21	292	38	12.5	
22	290	38	12.0	
23	287	38	12.0	
24	285	38	12.0	
25	283	38	12.5	
26	285	38	12.5	
27	290	38	12.5	
28	292	38	12.5	
29	293	38	12.5	
30	293	38	12.5	
31	249	37	12.0	
32	250	37	12.0	
33	249	37	11.5	
34	247	37	11.5	
35	245	37	11.5	
36	243	37	12.0	
37	244	37	12.0	
38	246	37	12.0	
39	250	37	11.5	
40	250	37	11.5	
41	249	37	11.5	
42	248	37	11.0	
43	246	37	10.5	
44	244	37	10.5	
45	243	37	11.5	
46	247	37	12.0	
47	248	37	11.5	
48	250	37	11.5	
49	250	37	11.5	
50	248	37	11.5	
51	250	37	11.0	
52	249	37	10.5	
53	247	37	10.5	
54	245	37	11.0	
55	242	37	11.0	
56	244	37	11.0	
57	248	37	11.5	
58	250	37	11.5	
59	250	37	11.5	
60	250	37	11.5	
ค่าเฉลี่ย	247.55	37.05	11.44	
อัตราการไหลเฉลี่ยเท่ากับ 106.6 ลิตรต่อชั่วโมง				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.13 กราฟประสิทธิภาพเมื่อความยาวของลำนำและอุณหภูมิร้อนเท่ากันแสดงผลการทดลอง(หลอดที่ 1)

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 250-300 °C

2. ความสูงของลำนำในท่อ Displacer (cm) เท่ากับ 70 cm.

เวลา (min)	T(ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะเวลาแคว้งของลำนำในท่อ Displacer (cm)	หมายเหตุ
1	293	47	10.0	
2	284	47	9.5	
3	288	47	9.3	
4	290	47	9.5	
5	292	47	10.0	
6	285	47	9.5	
7	289	47	9.5	
8	283	47	9.5	
9	287	47	9.8	
10	288	47	9.7	
11	280	47	9.5	
12	285	47	9.5	
13	287	47	9.6	
14	294	47	10.5	
15	288	47	9.7	
16	287	47	9.6	
17	291	47	10.0	
18	293	48	10.5	
19	287	48	9.8	
20	284	48	9.5	
21	285	48	9.5	
22	293	48	10.0	
23	289	48	9.8	
24	290	48	10.0	
25	286	48	9.5	
26	288	48	9.5	
27	284	48	9.5	
28	286	48	9.5	
29	288	48	9.7	
30	283	48	9.6	
31	291	48	10.0	
32	293	48	10.5	
33	294	48	10.5	
34	287	48	9.8	
35	291	49	10.0	
36	288	49	9.7	
37	285	49	9.5	
38	286	49	9.5	
39	291	49	10.0	
40	290	49	10.0	
41	293	49	10.5	
42	292	49	10.0	
43	287	49	9.5	
44	288	49	9.5	
45	285	49	9.5	
46	283	49	9.2	
47	291	49	9.8	
48	284	49	9.5	
49	250	49	9.2	
50	251	49	10.0	
51	283	50	9.6	
52	286	50	9.5	
53	289	50	9.8	
54	287	50	9.5	
55	292	50	9.9	
56	293	50	10.0	
57	287	50	9.5	
58	291	50	10.0	
59	292	50	10.5	
60	290	50	10.0	
ค่าเฉลี่ย	282.56	48.31	9.56	

อัตราการไหลเฉลี่ยเท่ากับ 89.347 ลิตรต่อชั่วโมง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.14 การหาประสิทธิภาพเมื่อความยาวของอำนาจและอุณหภูมิร้อนเท่ากันแสดงผลการทดลอง (หลอดที่ 2)

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 250-300 °C

2. ความสูงของสำนัในท่อ Displacer (cm) เท่ากับ 70 cm.

เวลา (min)	T(ร้อน) °C	T(เย็น) °C	ระยะเวลาแกว่งของน้ำในท่อ Displacer (cm)	หมายเหตุ
1	277	37	11.0	
2	277	37	11.0	
3	277	38	11.0	
4	276	38	10.5	
5	276	38	11.0	
6	278	38	11.0	
7	278	38	10.5	
8	277	39	11.0	
9	278	39	10.5	
10	278	39	11.0	
11	278	38	10.5	
12	277	39	11.0	
13	277	39	11.0	
14	278	39	11.0	
15	278	38	11.0	
16	277	38	11.0	
17	277	38	11.0	
18	278	39	10.5	
19	278	39	11.0	
20	278	39	11.0	
21	278	39	11.0	
22	279	40	10.5	
23	278	40	11.0	
24	278	40	11.0	
25	277	39	10.5	
26	277	39	10.5	
27	277	40	11.0	
28	278	39	11.0	
29	278	39	11.0	
30	278	39	11.0	
31	277	40	11.0	
32	278	40	11.0	
33	278	40	11.0	
34	279	40	11.0	
35	279	40	11.0	
36	279	40	11.0	
37	278	40	11.0	
38	278	40	11.0	
39	277	40	11.0	
40	277	40	11.0	
41	277	40	11.0	
42	278	40	11.0	
43	278	40	11.0	
44	278	40	11.0	
45	277	40	11.0	
46	277	41	11.0	
47	278	41	11.0	
48	278	40	11.0	
49	279	40	11.0	
50	279	41	11.0	
51	278	41	11.0	
52	278	42	11.0	
53	279	42	11.0	
54	278	42	11.0	
55	278	42	11.0	
56	278	43	11.0	
57	278	43	11.0	
58	278	43	11.0	
59	278	43	11.0	
60	278	43	11.0	
ค่าเฉลี่ย	277.75	39.65	10.93	

อัตราการไหลเฉลี่ยเท่ากับ 81.21 ลิตรต่อชั่วโมง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.15 การหาประสิทธิภาพเมื่อความยาวของอำนาจและอุณหภูมิร้อนเท่ากันแสดงผลการทดลอง (หลอดที่ 3)

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 250-300 °C

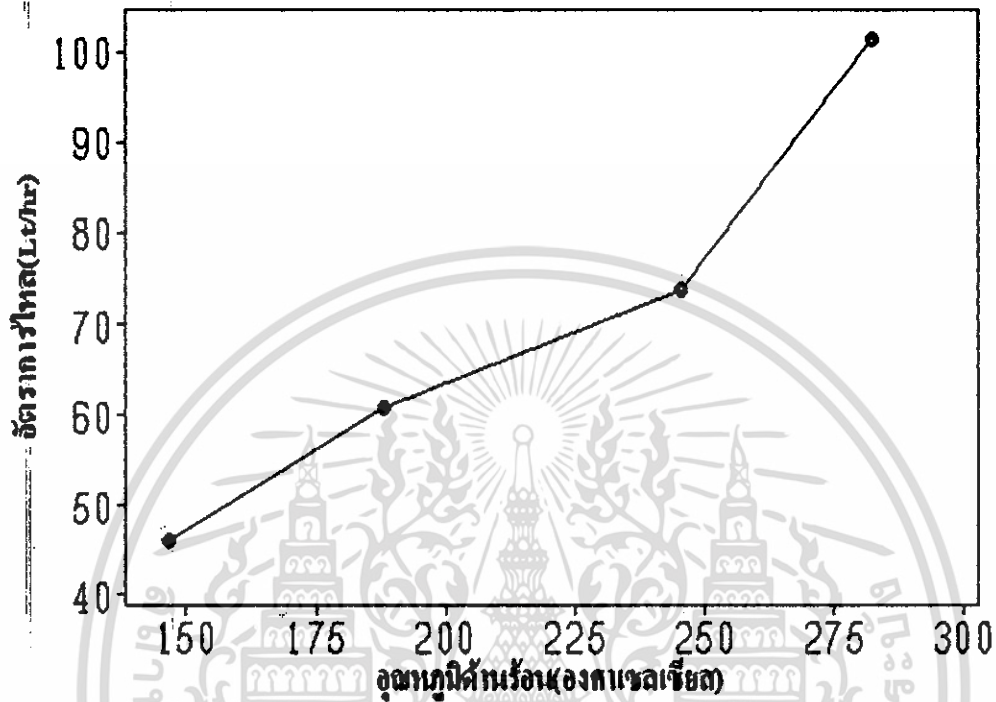
2. ความสูงของสำน้ำในท่อ Displacer (cm) เท่ากับ 70 cm.

เวลา (min)	T(ร้อน) °C	T(เย็น) °C	ระยะการเคลื่อนของน้ำในท่อ Displacer (cm)	หมายเหตุ
1	298	37	14.0	
2	292	37	13.6	
3	290	37	13.0	
4	287	37	14.0	
5	290	37	14.0	
6	293	37	14.0	
7	292	37	14.1	
8	289	38	14.5	
9	286	38	13.8	
10	284	38	14.0	
11	285	38	13.5	
12	290	38	13.0	
13	292	38	14.0	
14	292	38	14.5	
15	293	38	14.5	
16	291	38	14.0	
17	286	38	14.0	
18	283	38	14.0	
19	291	38	13.5	
20	292	38	13.5	
21	292	38	13.5	
22	290	38	14.0	
23	287	38	14.0	
24	285	38	14.0	
25	283	38	13.5	
26	285	38	13.5	
27	290	38	13.5	
28	292	38	13.5	
29	293	38	13.5	
30	293	38	13.5	
31	295	38	13.5	
32	294	38	14.0	
33	295	38	14.0	
34	295	38	14.0	
35	296	38	14.0	
36	298	38	14.0	
37	297	38	14.0	
38	298	38	14.0	
39	296	38	14.0	
40	292	38	14.0	
41	293	38	13.5	
42	293	38	14.0	
43	295	38	14.0	
44	297	38	14.0	
45	295	38	13.5	
46	296	38	13.5	
47	295	38	13.5	
48	293	38	13.5	
49	293	38	14.0	
50	298	38	14.0	
51	298	38	14.0	
52	298	38	14.0	
53	297	38	14.0	
54	295	38	14.0	
55	295	38	14.0	
56	294	38	14.0	
57	298	38	13.5	
58	296	38	13.5	
59	296	38	13.5	
60	298	38	14.0	
ค่าเฉลี่ย	292.58	37.88	14.01	

อัตราการไหลเฉลี่ยเท่ากับ 135.37 ลิตรต่อชั่วโมง

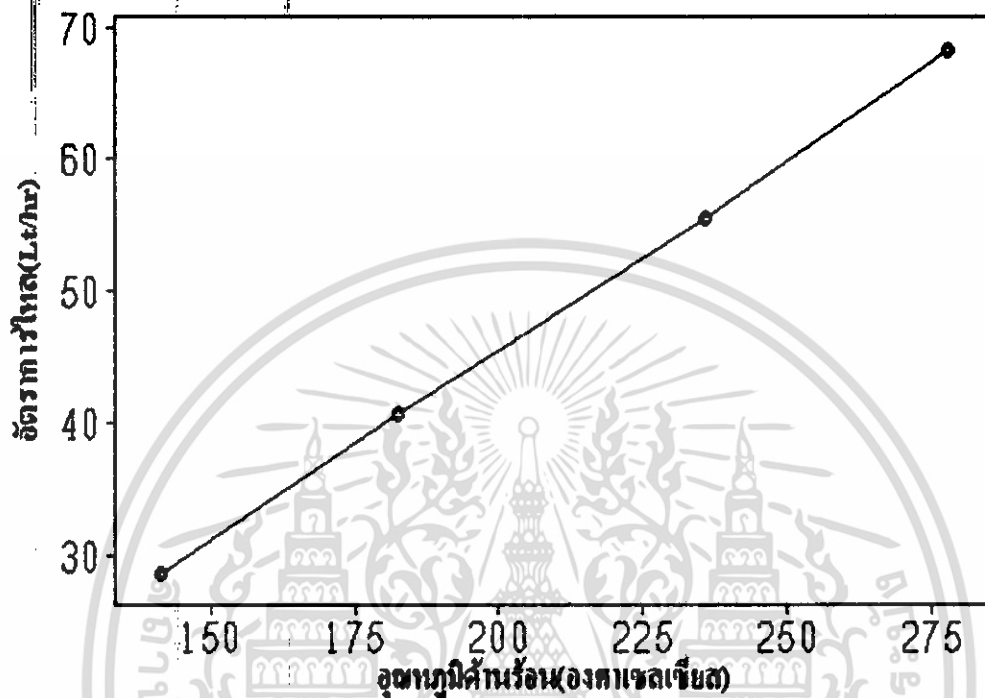
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟที่ 1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับอุณหภูมิไค้านร้อน



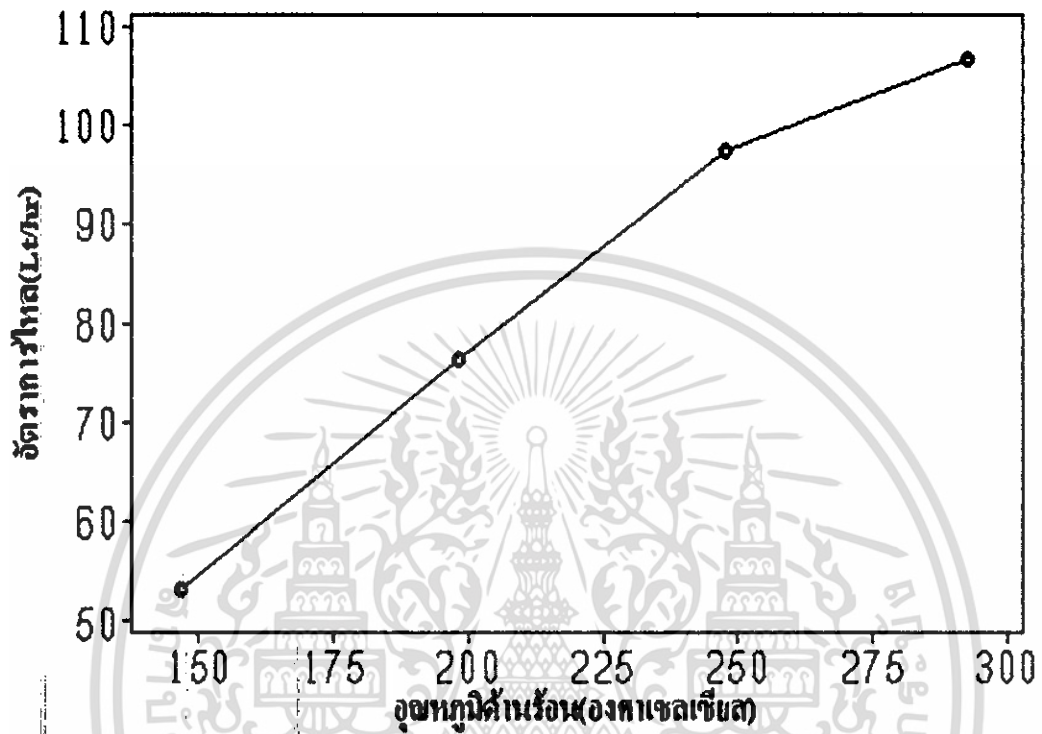
รูปที่ 6.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับอุณหภูมิไค้านร้อนตลอดที่ 1 จากกราฟแสดงให้เห็นว่าอัตราการไหลจะแปรผันโดยตรงกับอุณหภูมิไค้านร้อน เมื่อเพิ่มอุณหภูมิสูงขึ้นก็จะทำให้อัตราการไหลเพิ่มขึ้น ซึ่งมีอัตราการไหลเท่ากับ 101.5 L/hr

กราฟที่ 2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับอุณหภูมิผิวด้านร้อน



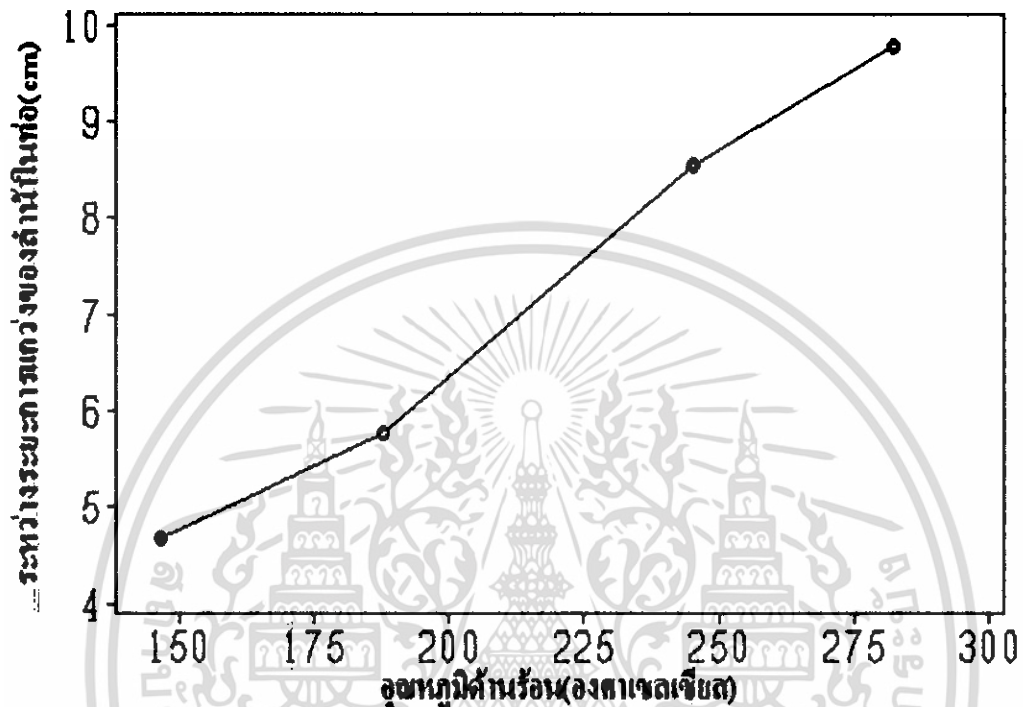
รูปที่ 6.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับอุณหภูมิผิวด้านร้อนหลอดที่ 2 จากกราฟแสดงให้เห็นว่าหลอดที่ 2 มีขนาดเท่ากับหลอดที่ 1 แต่รัศมีความโค้งของหลอดมากกว่าจึงทำให้อัตราการไหลน้อยกว่าหลอดที่ 1 ซึ่งมีอัตราการไหลเท่ากับ 68.2 L/hr

กราฟที่ 3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับอุณหภูมิด้านร้อน



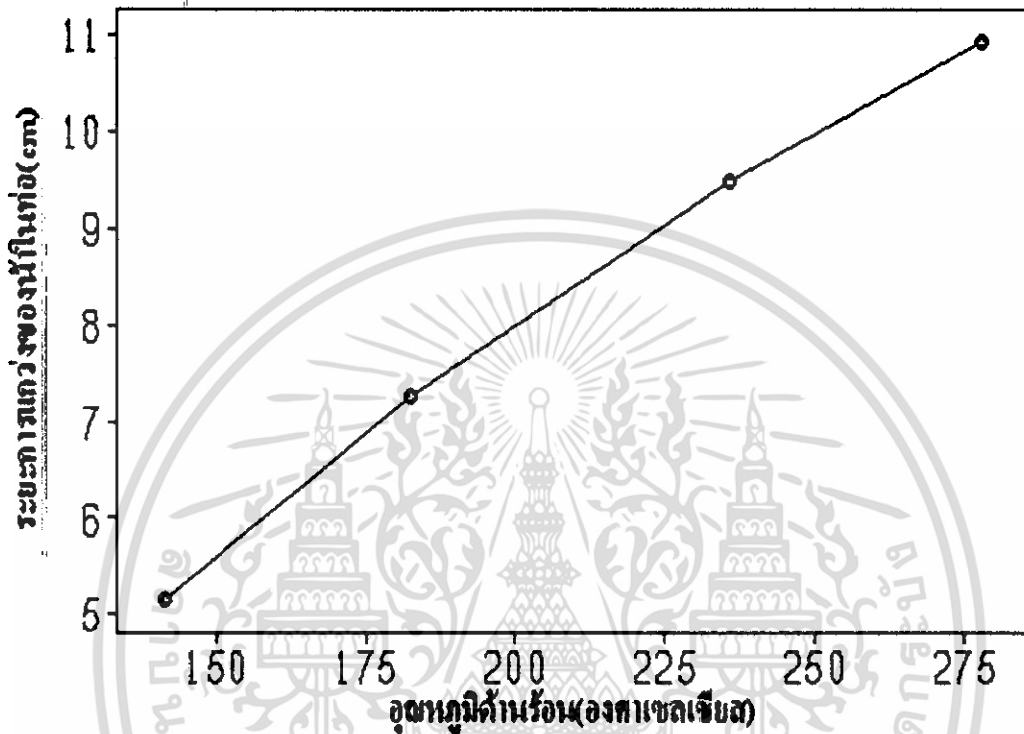
รูปที่ 6.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับอุณหภูมิด้านร้อนตลอดที่ 3 จากกราฟแสดงให้เห็นว่าตลอดที่ 3 มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้น จึงทำให้อัตราการไหลเพิ่มขึ้นคือ 106.60 ลิตร/ชั่วโมง

กราฟที่ 4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะการแกว่งของลำน้ำในท่อ กับอุณหภูมิด้านร้อน



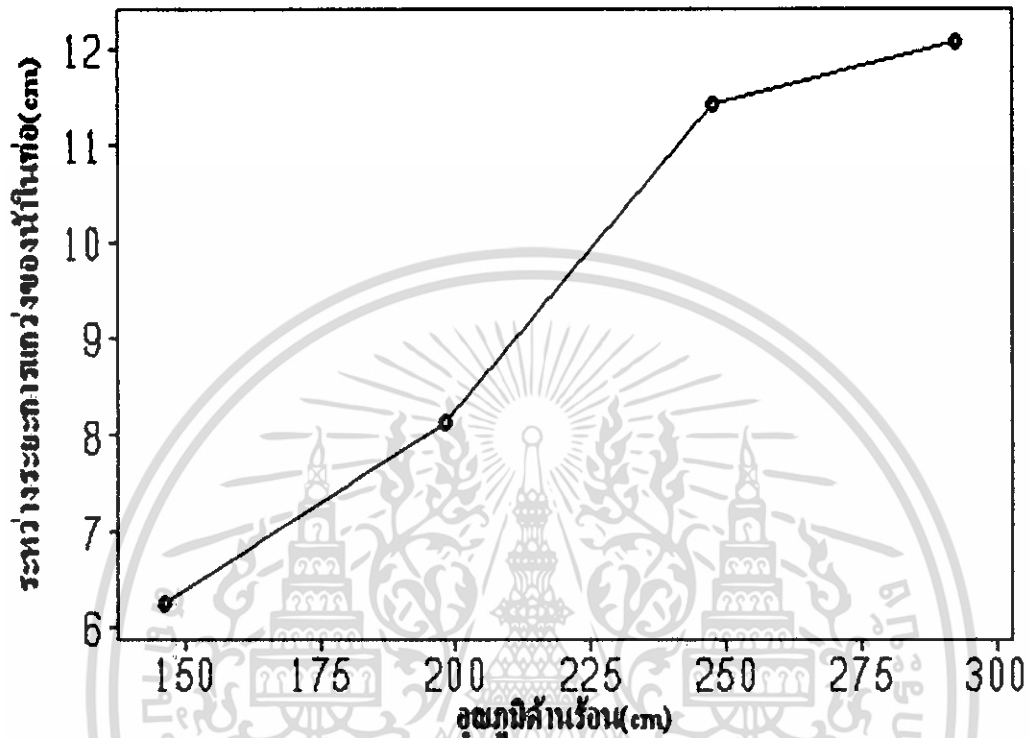
รูปที่ 6.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะการแกว่งของลำน้ำในท่อ กับอุณหภูมิด้านร้อนหลอดที่ 1 จากกราฟสังเกตเห็นว่าระยะการแกว่งของลำน้ำหลอดที่ 1 อุณหภูมิด้านร้อนจะมีอิทธิพลต่อระยะการแกว่งซึ่งมีระยะการแกว่งสูงสุด 9.76 cm

กราฟที่ 5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะการแกว่งของน้ำในท่อกับอุณหภูมิด้านร้อน



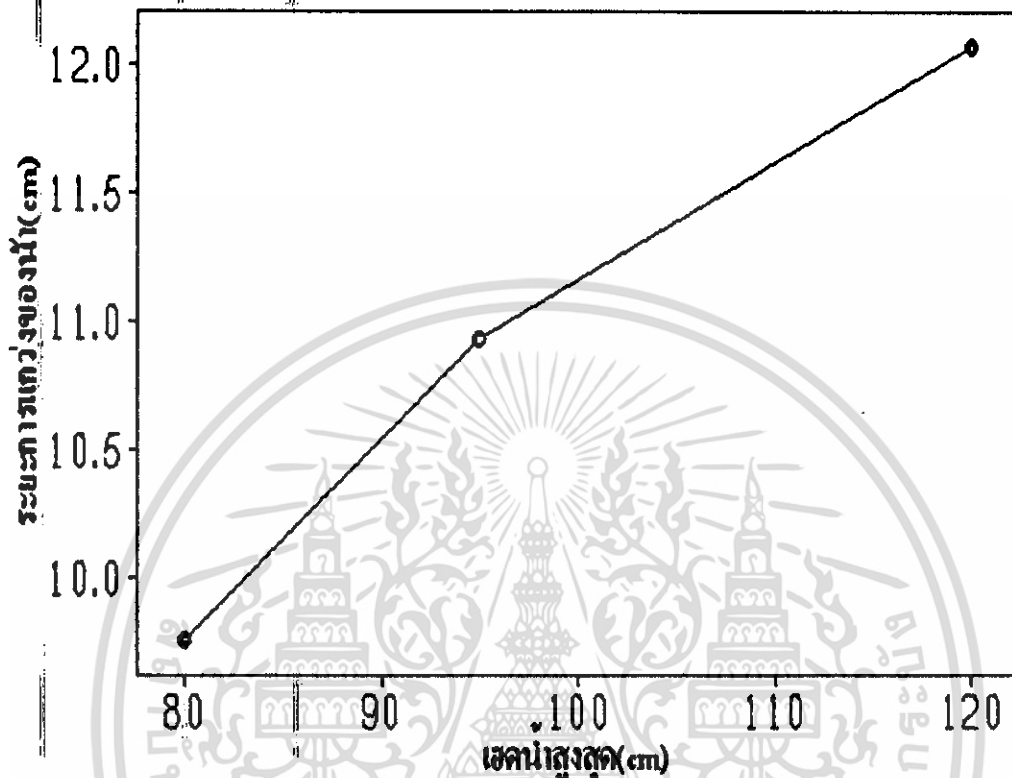
รูปที่ 6.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะการแกว่งของน้ำในท่อกับอุณหภูมิด้านร้อนหลอดที่ 2 จากกราฟสังเกตเห็นว่าระยะการแกว่งของลำน้ำหลอดที่ 2 อุณหภูมิด้านร้อนจะมีอิทธิพลต่อระยะการแกว่ง ซึ่งมีระยะการแกว่งสูงสุด 10.93 cm

กราฟที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะการแกว่งของน้ำในท่อ กับอุณหภูมิค้ำร้อน

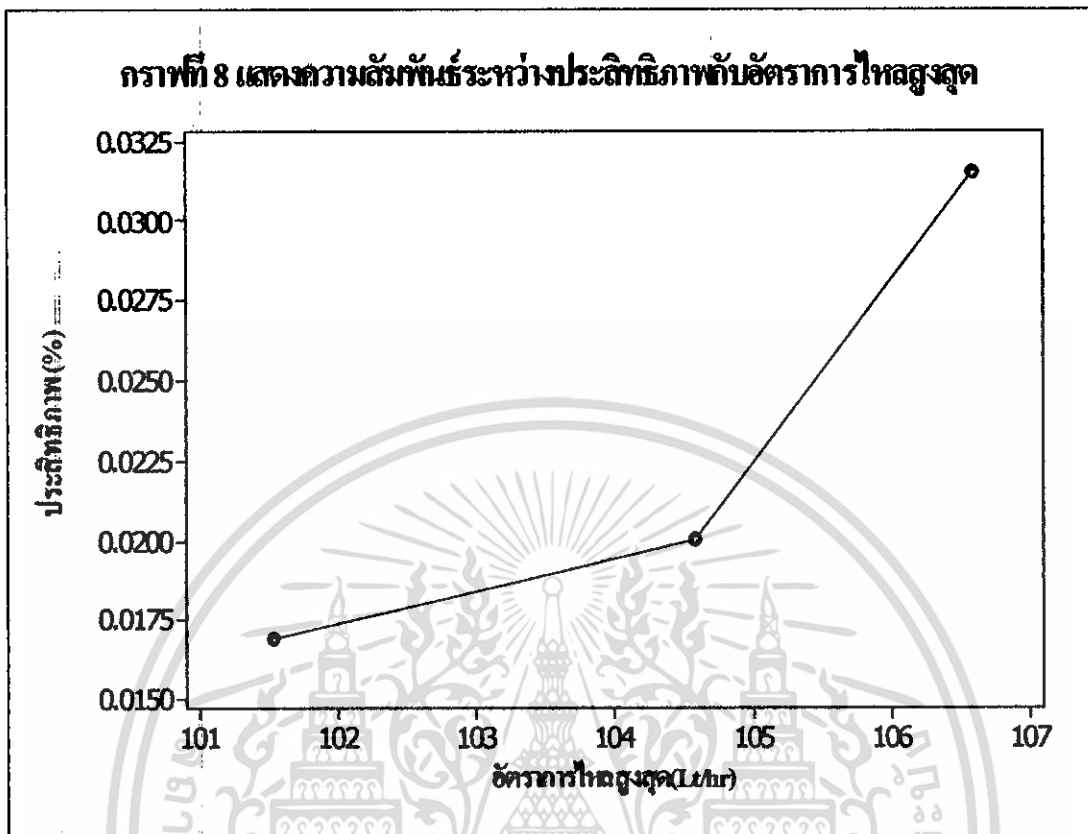


รูปที่ 6.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะการแกว่งของน้ำในท่อ กับอุณหภูมิค้ำร้อนหลอดที่ 3 จากกราฟสังเกตเห็นว่าระยะการแกว่งของลำน้าหลอดที่ 3 อุณหภูมิค้ำร้อนจะมีอิทธิพลต่อระยะการแกว่ง ซึ่งมีระยะการแกว่งสูงสุด 12.07 cm

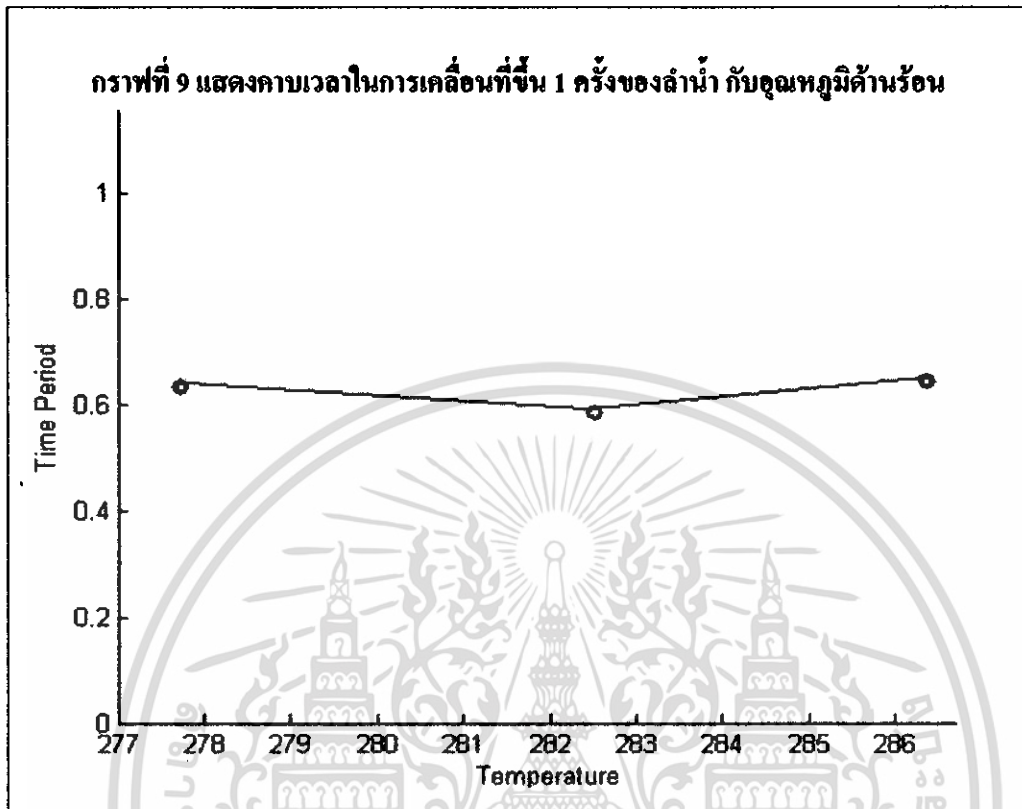
กราฟที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะการแกว่งของน้ำกับเฮคน้ำสูงสุด



รูปที่ 6.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะการแกว่งของน้ำกับเฮคน้ำสูงสุด จากกราฟแสดงให้เห็นว่าระยะการแกว่งของน้ำมากก็จะทำให้เฮคของน้ำที่ได้สูงขึ้นซึ่งมีเฮคน้ำสูงสุดเท่ากับ 120 cm

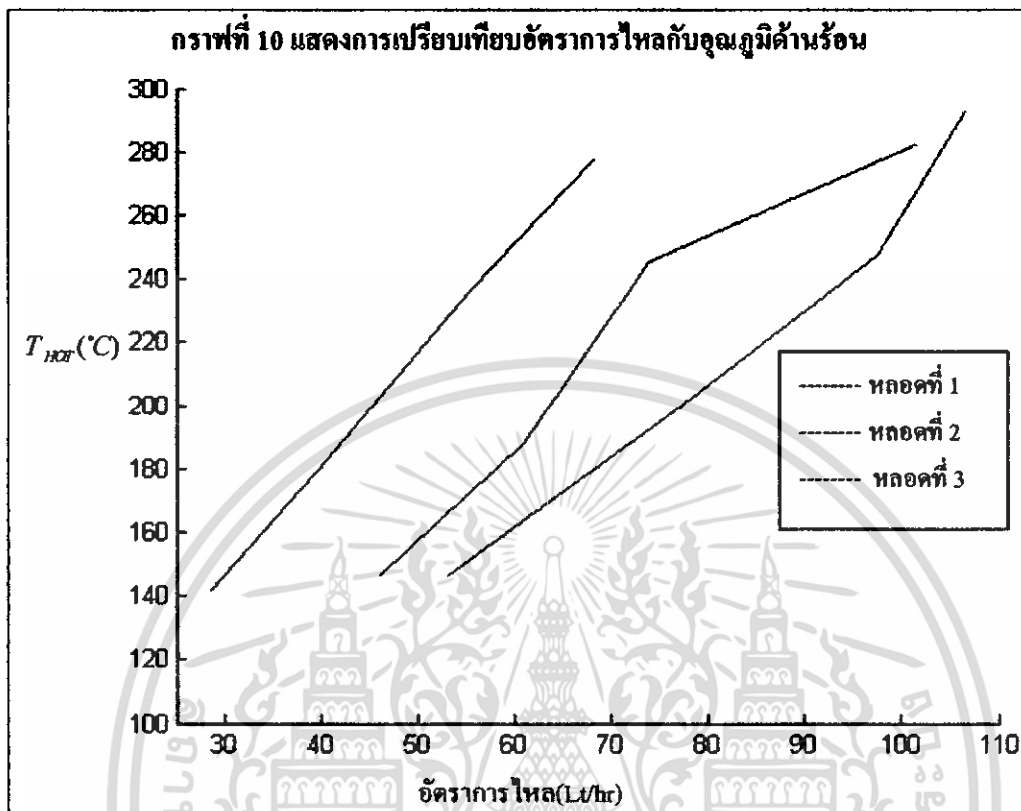


รูปที่ 6.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพกับอัตราการไหล จากกราฟแสดงให้เห็นว่าอัตราการไหลเพิ่มขึ้นจะทำให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นตาม มีประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 0.0718 %



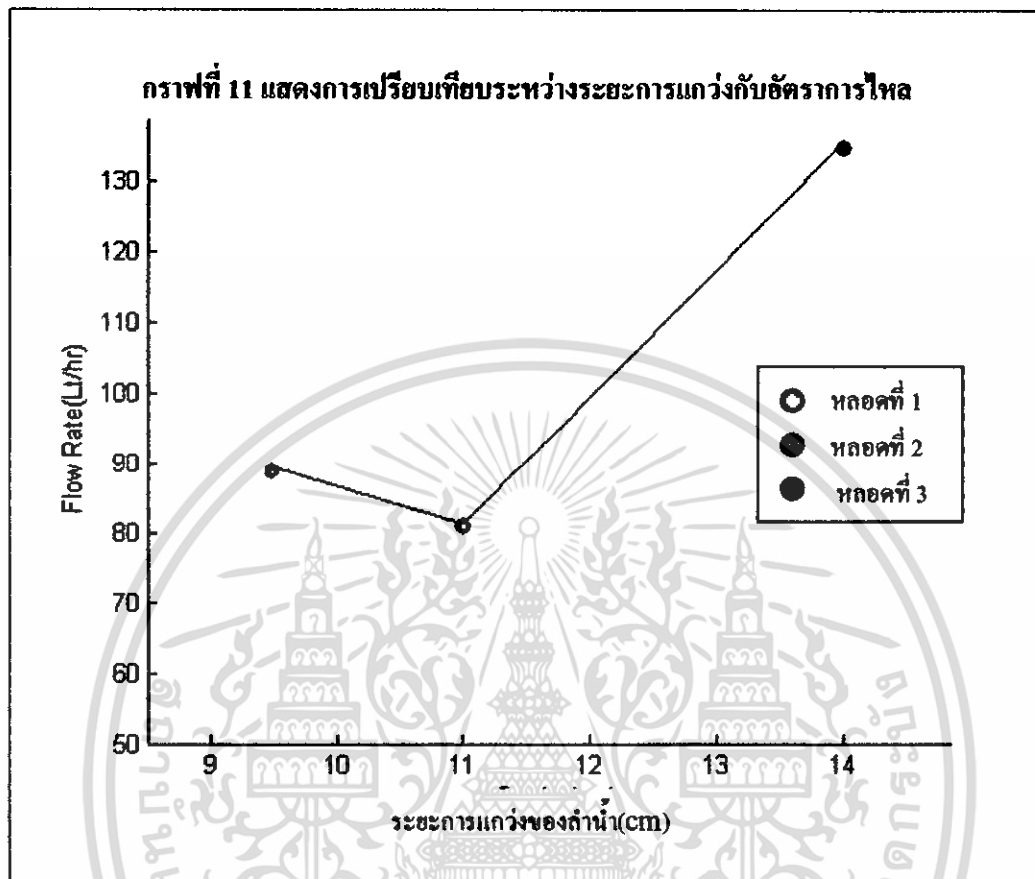
รูปที่ 6.9 คาบเวลาในการเคลื่อนที่ขึ้น 1 ครั้งของลำน้ำ กับอุณหภูมิด้านร้อน

จากกราฟแสดงให้เห็นว่าคาบเวลาในการเคลื่อนที่ขึ้น 1 ครั้งของลำน้ำจะมีความสัมพันธ์โดยตรงกับอุณหภูมิ คือ เมื่อให้ความร้อนเพิ่มมากขึ้นก็จะส่งผลให้ คาบเวลาในการเคลื่อนที่ขึ้น 1 ครั้งของลำน้ำเพิ่มขึ้นตาม



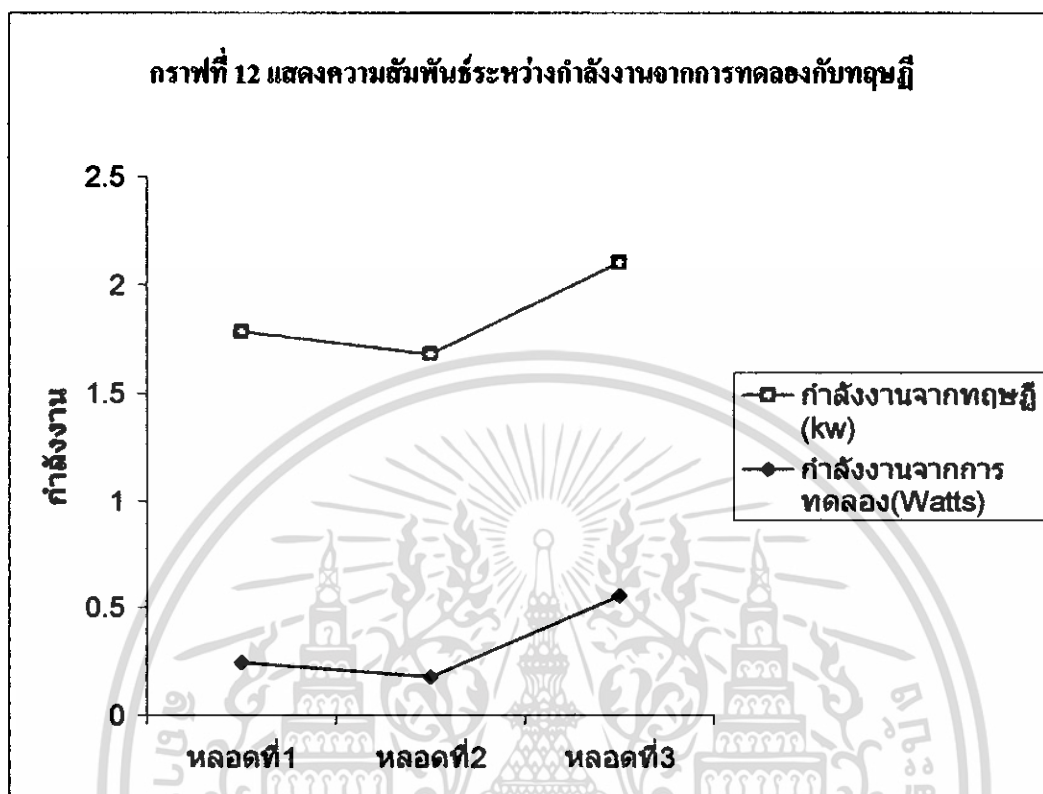
รูปที่ 6.10 แสดงการเปรียบเทียบอัตราการไหลของแต่ละหอดอก

จากกราฟจะเห็นว่าอุณหภูมิด้านร้อนมีอิทธิพลต่ออัตราการไหล สำหรับหอดอกที่ใช้ทำการทดลองนี้จะมีขนาดและรูปร่างต่างกัน ซึ่งส่งผลให้อัตราการไหลเพิ่มขึ้นหรือลดลงได้ เช่น หอดอกที่ 1 และ 2 มีขนาดเท่ากันแต่ความโค้งรัศมีต่างกัน ซึ่งหอดอกที่ 1 มีรัศมีความโค้งมากกว่าหอดอกที่ 2 จึงส่งผลให้มีหอดอกที่ 1 มีอัตราการไหลมากกว่า และ หอดอกที่ 3 เป็นการทดลองเปลี่ยนขนาดให้เพิ่มขึ้นจากหอดอกที่ 1 และ 2 จากกราฟจะสังเกตเห็นได้ว่า เมื่อขนาดเพิ่มขึ้นก็จะมีผลให้อัตราการไหลเพิ่มขึ้น เช่นกัน



รูปที่ 6.11 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างระยะการแกว่งกับอัตราการไหล

จากกราฟจะเป็นการเปรียบเทียบของระยะการแกว่งของลำน้ำกับอัตราการไหล จะเห็นว่าหลอดที่ 1 มีระยะการแกว่งน้อยแต่อัตราการไหลมาก หลอดที่ 2 มีระยะการแกว่งมากแต่อัตราการไหลน้อย ทั้งนี้ หลอดที่ 1 และ 2 มีขนาดเท่ากันแต่รัศมีโค้งต่างกัน ซึ่งหลอดที่ 1 มีรัศมีโค้งน้อยกว่าหลอดที่ 2 จึงทำให้ระยะการแกว่งของลำน้ำน้อยกว่า สำหรับหลอดที่ 3 มีขนาดเพิ่มขึ้นจากหลอดที่ 1 และ 2 ก็มิได้ทำให้ระยะการแกว่งและอัตราการไหลเพิ่มขึ้นตามลำดับ ดังนั้นปัจจัยที่มีผลต่อระยะการแกว่งของลำน้ำกับอัตราการไหลคือ รัศมีความโค้งของหลอด ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของหลอด เป็นต้น



รูปที่ 6.12 แสดงการเปรียบเทียบกำลังงานจากการทดลองกับทฤษฎี

สำหรับกราฟนี้จะแสดงการเปรียบเทียบระหว่างกำลังงานจากการทดลองและกำลังงานในทางทฤษฎี ซึ่งจะสังเกตเห็นว่ากำลังงานในทางทฤษฎีมีกำลังงานสูงกว่าการทดลองมาก ทั้งนี้ก็ขึ้นอยู่กับหลายปัจจัยด้วยกันเช่น ในทางทฤษฎีจะไม่คิดแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นในระบบ และ อุณหภูมิค้ำร้อนที่ป้อนให้กับเครื่องชนิดนั้นจะคงที่ตลอดกระบวนการ ซึ่งในการทดลองจะทำได้ยาก จึงทำให้กำลังงานทางทฤษฎีมีค่ามากกว่าการทดลอง สำหรับหลอดที่ใช้ในการเปรียบเทียบกำลังงานครั้งนี้ ก็มีขนาดและรูปร่างต่างกัน ซึ่งก็เป็นอีกเหตุผลหนึ่งที่ทำให้กำลังงานของแต่ละหลอดแตกต่างกัน เป็นต้น

บทที่ 7

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

7.1 สรุปผลการทดลอง

การกล่าวถึงปัจจัยที่สำคัญที่มีผลต่อการทำงานของเครื่องชนิดฟลูอิดโน้ เช่น ความกว้างของหลอดแก้ว อุณหภูมิ ขนาดท่อคิสเพลสเซอร์ ความถี่ของการแกว่งของลำน้ำ ที่ทำให้เกิดงาน การศึกษาขึ้นอยู่กับพื้นฐานของการหาเงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสมเฉพาะของเครื่องชนิดนั้นๆ ซึ่งจากการทดลองแล้ว นำค่าต่างๆที่ได้มาลงกราฟที่แสดงไว้ข้างต้นสามารถสรุปได้ดังนี้

7.1.1 อัตราการไหลจะแปรผัน โคจรตรงกับอุณหภูมิ คือ เมื่อ เพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้นก็จะทำให้อัตราการไหลเพิ่มขึ้นตาม

7.1.2 เครื่องชนิดที่ 1 กับเครื่องชนิดที่ 2 ที่มีขนาดท่อคิสเพลสเซอร์เท่ากัน แต่มีความกว้างส่วนโค้งของท่อคิสเพลสเซอร์ต่างกันจึงทำให้ความยาวของลำน้ำ (L_d) ในท่อคิสเพลสเซอร์ต่างกัน ซึ่งเครื่องชนิดที่ 1 ที่มีความโค้งที่แคบกว่าเครื่องชนิดที่ 2 จึงมีอัตราการไหลของน้ำมากกว่า ดังกราฟที่ 11 สำหรับเครื่องชนิดตัวที่ 3 ขนาดของเครื่องชนิดตัวที่ 3 มีขนาดเพิ่มขึ้นจากหลอด 1 และ 2 ซึ่งจากการทดลองพบว่าอัตราการไหลและระยะเวลาการแกว่งของลำน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์สูงที่สุด ในการเปรียบเทียบทั้ง 3 หลอดจึงสรุปได้ว่า รัศมีความโค้งน้อยจะทำให้อัตราการไหลมากกว่ารัศมีความโค้งมาก และ เมื่อเพิ่มขนาดของเครื่องชนิดก็จะทำให้อัตราการไหลเพิ่มขึ้นเช่นกัน สำหรับระยะเวลาการแกว่งสูงสุดที่ได้จากการทดลองเท่ากับ 12.07 cm เสดน้ำสูงสุด 120 cm

7.1.3. เมื่อขนาดของท่อคิสเพลสเซอร์เพิ่มขึ้น และรัศมีความโค้งของเครื่องชนิดน้อยก็จะทำให้คาบเวลาที่ใช้ในการเคลื่อนที่ขึ้น 1 ครั้งของลำน้ำในท่อสูงขึ้น คาบเวลาสูงสุดที่ได้จากการทดลองครั้งนี้คือ 0.654 วินาที ที่ อุณหภูมิ 286 °C

7.1.4. การเปรียบเทียบกำลังงานในทางทฤษฎีกับการทดลองพบว่า กำลังงานทางทฤษฎีจะมากกว่าผลจากการทดลอง ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับหลายปัจจัยคือ ในทางทฤษฎีจะไม่คิดแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นในระบบและ อุณหภูมิความร้อนที่ป้อนให้กับเครื่องชนิดนั้นจะคงที่ตลอดซึ่งในการทดลองจะทำได้ยาก จึงทำให้กำลังงานทางทฤษฎีมีค่ามากกว่าการทดลอง สำหรับการทดลองครั้งนี้มีกำลังงานสูงสุดเท่ากับ 0.553 วัตต์

7.2 ข้อเสนอแนะ

เครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว ที่สร้างขึ้นมาทดสอบมีประสิทธิภาพต่ำ เนื่องจากการสูญเสียความร้อนที่ป้อนเข้า การระบายความร้อนไม่ดี การควบคุมอุณหภูมิความร้อนและด้านเย็น การเกิดแรงเสียดทานในระบบ เช่น ในข้อต่อต่างๆ ในชุดวาล์ว ดังนั้นการแก้ไขควรใช้วัสดุที่สามารถทนความร้อนสูงและเป็นฉนวนได้ดี มาหุ้มเพื่อลดการสูญเสียความร้อนให้น้อยที่สุด และใช้ Regenerator เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน แรงเสียดทานที่ข้อต่อและวาล์วควรให้มีน้อยที่สุดเท่าที่จำเป็นเพื่อลดการสูญเสียพลังงาน วาล์วไหลทางเดียวควรพิจารณาเลือกอย่างรอบคอบเพื่อลดความต้านทานของแรงดันจากสปริง ซึ่งส่งผลให้เครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว ไม่ทำงานได้และการป้องกันการรั่วของอากาศเข้าไปใน เครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว ก็เป็นสิ่งที่สำคัญซึ่งทั้งหมดที่กล่าวมานี้ส่งผลให้เครื่องชนิดสเตอร์ลิงแบบลูกสูบเหลว ไม่ทำงานได้เช่นเดียวกัน

บรรณานุกรม

- [1] คมตัน วงศ์วิรัชชัย, “การศึกษาเครื่องชนต์ลูกสูบเหลว วิศวกรรมสาร”, มหาวิทยาลัยขอนแก่น, ปี พ.ศ.2538 ปีที่ 22 ฉบับที่ 1 หน้า 76-91
- [2] ทิพย์วรรณ พิงสุวรรณรักษ์, “การศึกษาเครื่องชนต์ฟลูอิดไดน์สำหรับการประยุกต์ใช้งาน”, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี, ปี พ.ศ.2544
- [3] C.D.West,1983, “Liquid Piston Stirling Engine”, Van nostrand Reinhold Company :new York
- [4] Fauvel, O.R., C.D.West,1990, Excitaion of Displacer Motion in A Fluidyne: Analysis And Experiment, In Proceedings of the 25th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Vol.5; Publish by IEEE Service Center, Pisataway, NJ, USA, p.336-341
- [5] Walker, G, “Stirling Engines”, Oxford Univ.Press, 1980



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้