

รหัสโครงการ SUT7-711-44-12-35



รายงานการวิจัย

การศึกษาเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์สำหรับการประยุกต์ใช้งาน

A Study on Fluidyne Engine For Application

ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจาก
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ผลงานวิจัยเป็นความรับผิดชอบของหัวหน้าโครงการวิจัยแต่เพียงผู้เดียว

อธิปัทมาการ

รหัสโครงการ SUT7-711-44-12-35



รายงานการวิจัย

การศึกษาเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์สำหรับการประยุกต์ใช้งาน

A Study on Fluidyne Engine For Application

ผู้วิจัย

หัวหน้าโครงการ

ทิพย์วรรณ พังสุวรรณรักษ์

สาขาวิชาวิศวกรรมไฟฟ้า

สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ปีงบประมาณ พ.ศ. 2544

ผลงานวิจัยเป็นความรับผิดชอบของหัวหน้าโครงการวิจัยแต่เพียงผู้เดียว

มกราคม 2546

กิตติกรรมประกาศ

การวิจัยครั้งนี้ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ปีงบประมาณ 2544 ซึ่งงานวิจัยนี้สามารถสำเร็จลุล่วงได้จากคำแนะนำอันมีคุณค่ายิ่งของอาจารย์ รศ. ดร.ศิริศักดิ์ หาญชูวงศ์ และขอขอบคุณอาจารย์การุญ ฝั่งสุวรรณรักษ์สำหรับข้อคิดเห็นและคำแนะนำในการทดสอบเครื่องซึ่งเป็นประโยชน์ยิ่ง รวมถึงคุณชาตรี และผู้ช่วยสอนภาควิชาวิศวกรรมไฟฟ้าสำหรับคำแนะนำในการออกแบบอุปกรณ์ทรานสดิวเซอร์ และการทดสอบวงจรต่าง ๆ ผู้วิจัยขอขอบคุณมา ณ โอกาสนี้ด้วย

ทิพย์วรรณ ฝั่งสุวรรณรักษ์

2546

บทคัดย่อ

เครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์หรือเครื่องยนต์ลูกสูบเหลวประกอบด้วยท่อคิสเพลสเซอร์รูปตัว U ซึ่งต่อร่วมกับแหล่งพลังงานความร้อนเกรดต่ำเพื่อนำไปใช้งานสูบน้ำโดยผ่านชุดสูบน้ำ ในการศึกษาได้ทำการต่อชุดสูบน้ำแบบอนุกรมและอาศัยหลักการทำงานแบบ Hydrodynamic Coupling

โครงการวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบหาปัจจัยและเงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสมของเครื่องยนต์ชุดนี้ ซึ่งได้ทำการพิจารณาผลของอุณหภูมิของท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อน อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น และระดับของน้ำในท่อ Tuning Line จากผลการทดสอบพบว่าเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์นี้สามารถทำงานได้ในช่วงกว้าง โดยมีอุณหภูมิของท่อด้านร้อนประมาณ $500-700^{\circ}\text{C}$ และใช้อัตราการไหลของชุดหล่อเย็นต่ำสุด 0.25 GPM ระดับของน้ำในท่อ Tuning Line ประมาณ 40-70cm. ปริมาณน้ำที่สูบได้เท่ากับ 175 Lt/hr. ที่ความสูง 1 m. ประสิทธิภาพของการสูบน้ำเท่ากับ 0.0114%

Abstract

The fluidyne, or liquid piston stirling engine incorporates displacer with U configuration which can be used in conjunction with low-grade heat sources to provide useful work in the form of water pumped through the pump. The research is studied about suitable design of pump with series configuration, which is based on the operating concept of Hydrodynamic Coupling

There are the demonstrations to provide suitable operation of the fluidyne in which the influence of temperature at the hot displacer, the mass flow rate of the heat exchanger and the liquid level at the tuning line are investigated. The results are indicated that the fluidyne can practically work with the wide operating range by which the temperature at the hot displacer is about 500-700°C, the minimum of the mass flow rate of the heat exchanger is 0.25 GPM., and the liquid level at the tuning line is around 40-70cm. The pumped water in the study has the mass flow rate of 175 Lt./hr. at the pump height of 1 m. The pumped water efficiency is 0.0114% .

สารบัญ

	หน้า
กิตติกรรมประกาศ	ก
บทคัดย่อ.....	ข
Abstract.....	ค
สารบัญ	ง
สารบัญตาราง	ฉ
สารบัญภาพ	ช
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 สถานภาพและความสำคัญของโครงการวิจัย	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย.....	2
1.3 ขอบเขตของการวิจัยและพัฒนา.....	2
1.4 วิธีการดำเนินการวิจัย.....	2
1.5 ประโยชน์ที่ได้รับจากการวิจัย.....	3
บทที่ 2 ความรู้พื้นฐานของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์	
2.1 บทนำ.....	4
2.2 คุณสมบัติเด่นของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์.....	4
2.3 หลักการทำงานเบื้องต้นของเครื่องยนต์ฟลูอิด ไดน์.....	5
2.3.1 การแกว่งของของไหลในเครื่องยนต์ฟลูอิด ไดน์.....	7
2.3.2 การปรับระดับของลำน้ำในท่อเอาท์พุท.....	7
2.3.3 ความถี่ของลำน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์.....	8
2.3.4 ความถี่ของลำน้ำในท่อปรับความถี่.....	10
2.3.5 การต่อป้อนในเครื่องยนต์ฟลูอิด ไดน์.....	14
2.4 สถานภาพของเครื่องยนต์ฟลูอิด ไดน์สำหรับการประยุกต์ใช้งาน.....	16
2.5 สรุป.....	17
บทที่ 3 การสร้างเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์สำหรับโครงการวิจัย	
3.1 บทนำ.....	18
3.2 การสร้างท่อคิสเพลสเซอร์อย่างง่าย.....	18

3.3	การต่อท่อปรับความถี่แบบกระบอกสุบรรณ.....	19
3.4	ท่อลดแรงดัน.....	23
3.5	ปั๊มในแบบอนุกรม.....	24
3.6	สรุป.....	29
บทที่ 4	การออกแบบชุดวัดความถี่ของลำน้ำในท่อปลายเปิด	
4.1	บทนำ.....	30
4.2	หลักการของคาปาซิทิฟทรานสดิวเซอร์.....	30
4.3	วงจรวัดการเคลื่อนที่ของลำน้ำในท่อ Tuning Line	36
4.4	สรุป.....	38
บทที่ 5	การศึกษาหาเงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสมของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์	
5.1	บทนำ.....	40
5.2	ปัจจัยที่สำคัญต่อการทำงานของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์.....	40
5.3	อิทธิพลของค่าความร้อนขาเข้าที่มีผลต่อปริมาณน้ำที่สูบได้.....	41
5.4	อิทธิพลของค่าอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่มีผลต่อปริมาณน้ำที่สูบได้....	44
5.5	อิทธิพลของปริมาณน้ำในท่อ Tuning Line	45
5.6	การศึกษาพฤติกรรมการทำงานจากความถี่ของของลำน้ำในท่อ Tuning Line	47
5.7	การคำนวณหาค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์.....	48
5.8	สรุป.....	50
บทที่ 6	บทสรุปและข้อเสนอแนะ.....	51
บรรณานุกรม.....		52
ภาคผนวก		
ก.	ระดับความร้อนขาเข้าที่เหมาะสม.....	54
ข.	อัตราการไหลของน้ำในส่วนระบายความร้อน.....	72
ค.	ปริมาณน้ำในท่อ Tuning Line ที่เหมาะสม.....	77

สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
5.1	การกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นคงที่เพื่อพิจารณาอิทธิพลของอุณหภูมิของท่อด้านความร้อน	41
5.2	ผลการทดสอบการทำงานของเครื่องชนิดฟลูอิดไดน์ที่ให้ปริมาณน้ำที่สูบได้สูงสุด	43
5.3	การกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นคงที่เพื่อพิจารณาอิทธิพลของอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น	44

สารบัญรูปภาพ

ภาพที่	หน้า
2.1	5
2.2	6
2.3	7
2.4	9
2.5	11
2.6	11
2.7	15
2.8	15
2.9	16
3.1	18
3.2	20
3.3	21
3.4	25
3.5	27
3.6	27
3.7	28
4.1	31
4.2	32

4.3	โครงสร้างของคาปาซิทิฟทรานสดิวเซอร์ที่สร้างขึ้น และการต่อวงจร RC เก็บประจุไฟฟ้า (Charge) และคายประจุไฟฟ้า (Discharge) ของอุปกรณ์ตรวจจับที่สร้างขึ้น ในชุดท่อปรับความถี่ (Tuning Line)	34
4.4	ภาพถ่ายการวัดสัญญาณ ไฟฟ้าที่ตกคร่อมของชุดตรวจจับการเคลื่อนที่ของลำน้ำ ขนาดจำลองขึ้นด้วยเครื่องมือวัด Real Time Oscilloscope ของ Tektronix รุ่น CFG 250	35
4.5	ผลการวัดคุณสมบัติการเก็บและการคายประจุไฟฟ้าของทรานสดิวเซอร์แบบคาปาซิทิฟ	35
4.6	ผลการวัดความแตกต่างของมุมเฟสระหว่างแรงดันที่ตกคร่อมต่อ Tuning Line (V_c) และ V_R ที่ตัวความต้านทาน ไฟฟ้า 20KW ด้วยเครื่องมือวัด Real Time Oscilloscope ของ Tektronix รุ่น CFG 250	35
4.7	ความสัมพันธ์ระหว่างค่าคาปาซิแตนซ์ของ Tuning Line และระดับความสูงของน้ำในท่อที่วัดได้จาก LCR Meter	36
4.8	ความสัมพันธ์ระหว่างระดับความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line และแรงดันไฟฟ้า V_R (p-p)	37
4.8	วงจรวัดความถี่การแกว่งของลำน้ำในท่อ Tuning Line จากวงจรกรองสัญญาณแบบพาย (π -section filter)	38
5.1	ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิในท่อ Displacer ด้านร้อน และปริมาณน้ำที่สูบได้ (ลิตร/ชั่วโมง)	42
5.2	สัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นและปริมาณน้ำที่สูบได้ที่ อุณหภูมิด้านร้อนประมาณ 550-600°C	45
5.3	ความสัมพันธ์ระหว่างระดับน้ำในท่อ Tuning Line และปริมาณน้ำที่สูบได้	46
5.4	ภาพของเครื่องชนิดฟลูอิดไดน์ขณะสูบน้ำขึ้นที่ระยะประมาณ 1 เมตร	47
5.5	ผลการวัดความถี่สูงสุดของการแกว่งของน้ำในท่อ Tuning Line	47
5.6	ผลการวัดความถี่ต่ำสุดของการแกว่งของน้ำในท่อ Tuning Line	48

บทที่ 1

บทนำ

1.1 สถานภาพและความสำคัญของโครงการวิจัย

งานวิจัยนี้มีจุดเริ่มต้นมาจากเหตุจูงใจที่ต้องการจะตอบสนองนโยบายของรัฐบาลในการใช้พลังงานที่มีอยู่อย่างคุ้มค่าที่สุด โดยปัจจุบันมนุษย์ได้ใช้พลังงานจากเชื้อเพลิงจำพวกฟอสซิลเป็นแหล่งพลังงานหลัก เช่น ถ่านหิน น้ำมันดิบ ก๊าซธรรมชาติ เป็นต้น สิ่งเหล่านี้เป็นทรัพยากรธรรมชาติที่มีอยู่อย่างจำกัด และมีราคาแพงขึ้น เป็นผลทำให้ในปัจจุบันนี้มนุษย์ได้มีการใช้และพัฒนาพลังงานทดแทนมากขึ้น เช่น พลังงานลม โดยมีชุดกังหันเป็นเครื่องแปลงพลังงานลมเป็นพลังงานกล พลังงานแสงอาทิตย์ โดยมีชุดแผงเซลล์แสงอาทิตย์เป็นเครื่องแปลงพลังงานแสงอาทิตย์เป็นพลังงานไฟฟ้า เป็นต้น อีกทั้งพลังงานความร้อนที่ทิ้งเปล่าไปขณะที่ระบบความร้อนทำงานซึ่งเป็นพลังงานที่ทิ้งไปมิได้นำมาใช้ประโยชน์นั้นยังมีมากมาย เช่น ความร้อนที่สูญเสียในระบบเตาเผาขยะอาจมีความร้อนสูงถึงระดับพันองศาเซลเซียส ความร้อนที่สูญเสียในระบบการกลั่นน้ำมัน หรือความร้อนจากแผงทำความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์ เป็นต้น จากเหตุผลดังกล่าวคณะผู้วิจัยจึงต้องการเน้นศึกษาเครื่องยนต์ ฟลูอิดไดน์ (Fluidyne Engine) หรือเครื่องยนต์สเตอร์ลิงลูกสูบเหลว (Liquid Piston Stirling Engine) [1] เพื่อสนับสนุนหรือนำไปใช้งานในภาคเกษตรกรรม เช่น ชุดสูบน้ำเพื่อใช้ในแปลงเกษตร ซึ่งคณะผู้วิจัยได้คาดการณ์ในอนาคตโดยจะนำพลังงานเหลือทิ้งจากชุดเตาเผาขยะมาเป็นพลังงานขับเคลื่อนเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์

ในช่วงเวลา 30 กว่าปีที่ผ่านมานับตั้งแต่เครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์ได้ถูกคิดค้นในปี ค.ศ. 1971 โดย CD West แต่มันก็ยังไม่ได้รับความนิยมนและพัฒนาอย่างต่อเนื่องเพื่อนำไปใช้งานให้เห็นผลอย่างชัดเจนซึ่งได้อาศัยหลักการทำงาน โดยการแกว่ง (Oscillate) ของลำน้ำที่ระดับความถี่เรโซแนนซ์ (Resonance Frequency) ในท่อทรงกระบอกรูปตัว U โดยใช้หลักการของความแตกต่างของอุณหภูมิด้านร้อนและด้านเย็นของลำน้ำในท่อทรงกระบอกรูปตัว U ด้านซ้าย และด้านขวา เราเรียกทอลักษณะนี้ว่าทอดีสเพลซเซอร์ (Displacer) ดังนั้นเครื่องยนต์ชนิดนี้จึงถูกเรียกว่า เครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์ จากการแกว่งของน้ำในท่อที่ความถี่เรโซแนนซ์เราสามารถนำพลังงานจากการแกว่งของน้ำไปใช้ประโยชน์ได้ อาทิเช่น การนำทอเออร์ทพุทที่มีส่วนประกอบของชุดข้อเหวี่ยง (Crankshaft) มาต่อรวมเพื่อนำพลังงานจากการแกว่งของน้ำในท่อที่เคลื่อนที่ขึ้นลงมาเป็นแรงขับเคลื่อนซึ่งเสมือนเป็นลูกสูบของเครื่องยนต์ให้กับชุดข้อเหวี่ยง และได้พลังงานกลที่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ต่อไป [1,2] หรือการนำทอสูบน้ำที่มีส่วนประกอบของเช็ควาล์ว (Check Valve) ต่อเข้ากับเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์ [1,3] เป็นต้น ข้อดีของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์คือมีโครงสร้างไม่ซับซ้อน และยังมีชุดลูกสูบเป็นของเหลวจึงไม่มีการสึกหรอเหมือนเครื่องยนต์ชนิดอื่น ๆ อีกทั้ง

สิ่งสำคัญคือการนำพลังงานความร้อนที่เหลือทิ้งมาใช้งานร่วมกับท่อคิสเพลซเซอร์ทางด้านร้อน อย่างไรก็ตามเครื่องชนิดนี้ก็มีข้อเสียที่พบได้คือระบบการทำงานของเครื่องชนิดนี้ไม่เสถียรภาพนั้นคือเอาท์พุทที่ได้ไม่คงที่ และได้ประสิทธิภาพต่ำไม่เกิน 5% สำหรับการใช้งานเป็นเครื่องสูบน้ำในปี ค.ศ. 1981 โดย West แต่ก่อนนี้ Pendey [1] ได้สร้างชุดทดลองต้นแบบเครื่องชนิดฟลูอิดไดน์สำหรับสูบน้ำมีประสิทธิภาพ 4.7 % สูบน้ำได้ในอัตรา 460 U.S gal/hr ถึงแม้ว่าเครื่องชนิดนี้จะมีประสิทธิภาพต่ำแต่เมื่อพิจารณาถึงพลังงานอินพุทที่เป็นพลังงานได้เปล่าปราศจากต้นทุนแล้ว การพิจารณาผลหรือพลังงานขาออกที่ได้จากเครื่องชนิดนี้น่าจะเป็นสิ่งที่สำคัญควรพิจารณา ในขณะเดียวกันส่วนของความไม่เสถียรของเครื่องชนิดนี้ซึ่งถือว่าเป็นจุดด้อยนั้น เราอาจนำมาปรับเปลี่ยนให้เป็นจุดเด่นสำหรับการใช้งานที่ต้องการความต่อเนื่องของเอาท์พุท เช่นการสูบน้ำไปยังบ่อพักน้ำ หรือการใช้ในระบบน้ำแบบหยด เป็นต้น

สำหรับในงานวิจัยนี้จะเน้นถึงการพัฒนาและปรับปรุงเครื่องชนิดฟลูอิดไดน์จากโครงสร้างเดิมในปี ค.ศ. 1971 เพื่อมุ่งศึกษาถึงพฤติกรรมการทำงานจริงของเครื่องชนิดโดยได้นำชุดตรวจจับสมบัติทางกลต่าง ๆ (Sensors) ต่อเข้ากับเครื่องวัดทางไฟฟ้าเพื่อนำสัญญาณทางไฟฟ้าที่ได้มาวิเคราะห์ผลการทำงานและหาแนวทางของเงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสมที่สุดเพื่อนำไปออกแบบระบบที่ถูกต้องและสอดคล้องกับการประยุกต์ใช้งานจริงของชุดสูบน้ำต่อไป

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย

- 1.2.1 เพื่อศึกษาการทำงานของเครื่องชนิดฟลูอิดไดน์ผ่านชุดตรวจจับสมบัติทางกล (Sensors)
- 1.2.2 หาแนวทางการประยุกต์ใช้งานเป็นชุดสูบน้ำเพื่อให้เหมาะสมกับงานในภาคเกษตรกรรม

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

- 1.3.1 ปรับปรุงและพัฒนาโครงสร้างเครื่องชนิดฟลูอิดไดน์
- 1.3.2 ออกแบบระบบการวัดและชุดตรวจวัด (Sensors) ปริมาณทางฟิสิกส์ต่าง ๆ
- 1.3.3 ออกแบบและสร้างอุปกรณ์สูบน้ำทางด้านเอาท์พุท
- 1.3.4 ศึกษาและวิเคราะห์หาความสัมพันธ์ของตัวแปรต่าง ๆ ที่ได้จากการวัด และผลของประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องชนิดนี้
- 1.3.5 ศึกษาผลอัตราการสูบน้ำและแนวทางการประยุกต์ใช้งาน

1.4 วิธีการดำเนินการวิจัย

- 1.4.1 ศึกษาโครงสร้างเครื่องชนิดฟลูอิดไดน์ตามแบบ C.D. West ในปี ค.ศ. 1971

- 1.4.2 ปรับปรุงโครงสร้างเดิมในส่วนรอยต่อต่าง ๆ ของท่อเพื่อลดแรงเสียดทาน
- 1.4.3 ปรับเปลี่ยน โครงสร้างของท่อลดแรงดันเพื่อลดอัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศร้อนจากท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อนไปยังด้านเย็น
- 1.4.4 ออกแบบและสร้างชุดเช็ควาล์วในระบบสูบน้ำให้เหมาะสมกับการใช้งานร่วมกับเครื่องยนต์ รวมถึงการทดสอบหาคุณสมบัติของเช็ควาล์ว
- 1.4.5 ออกแบบและสร้างชุดตรวจจับแบบคาปาซิทีฟเพื่อวัดความถี่ของน้ำที่แกว่งในท่อปลายเปิด และทดสอบหาคุณสมบัติของชุดตรวจจับแบบคาปาซิทีฟที่ต่อเข้ากับชุดแสดงผล
- 1.4.6 ประกอบชิ้นส่วนต่าง ๆ ในข้างต้น และติดตั้งชุดตรวจจับอุณหภูมิ (Thermometer) ทางท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อน และด้านเย็น และทำการทดสอบการทำงานของเครื่องยนต์
- 1.4.7 ปรับเปลี่ยนตัวแปรต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องับระบบการทำงานของเครื่องยนต์เพื่อให้ได้เงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสม อาทิเช่น ระดับความร้อนทางด้านอินพุตที่จ่ายให้ท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อน ค่าอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ผ่านท่อคิสเพลสเซอร์ด้านเย็น และปริมาณน้ำในระบบเครื่องยนต์ที่สถานะเริ่มต้น
- 1.4.8 วัดปริมาณน้ำที่สูบได้จากชุดสูบน้ำทางเอาท์พุทและวิเคราะห์ผลเพื่อหาเงื่อนไขที่เหมาะสม
- 1.4.9 ศึกษาหาแนวโน้มของการนำแรงดันน้ำที่ได้ไปใช้งานภาคการเกษตร

1.5 ประโยชน์ที่ได้รับจากการวิจัย

- 1.5.1 เรียนรู้ถึงแนวทางการผลิตพลังงานได้เปล่าจากพลังงานเหลือทิ้งภายในประเทศ ทำให้ประเทศมีความมั่นคงทางด้านพลังงานสูงขึ้น
- 1.5.2 สร้างแรงกระตุ้นให้เกิดการนำพลังงานเหลือทิ้งจากหมู่บ้านตามชนบท และหน่วยงานต่าง ๆ ภายในประเทศ เพื่อนำกลับมาใช้ให้เกิดประโยชน์สูงสุด

บทที่ 2

ความรู้พื้นฐานของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์

2.1 บทนำ

เครื่องยนต์ความร้อนที่ใช้งานครั้งแรกในระบบเครื่องสูบน้ำถูกสร้างขึ้นครั้งแรกในปี ค.ศ. 1698 โดย Thomas Savery ซึ่งถือได้ว่าเป็นกลไกแบบลูกสูบเหลวชนิดหนึ่ง [4] ที่ใช้หลักการทำงานของการควบแน่นจากไอน้ำที่อยู่ในถังแยกและมีการหล่อเย็นรอบ ๆ ภายนอกถังนั้น การควบแน่นดังกล่าวจะเกิดส่วนของสุญญากาศขึ้น เมื่อนำไปต่อร่วมกับระบบของวาล์วทางเดียวก็สามารถสูบน้ำขึ้นไปได้ ต่อมาได้มีผู้ศึกษาและสร้างลูกสูบเหลวในรูปแบบต่าง ๆ ต่อมาในปี ค.ศ. 1965 บริษัท Philip ได้จดสิทธิบัตร โครงสร้างเครื่องยนต์ที่มีกระบอกลูกสูบเป็นชนิดของแข็งที่ถูกเชื่อมต่อเข้าด้วยกันเรียกกันว่าเครื่องยนต์สเตอร์ริง ซึ่งมีของเหลวเป็นตัวกลางในการขับเคลื่อน หลังจากนั้นในปี ค.ศ. 1971 CD West ได้ออกแบบเครื่องยนต์ชนิดหนึ่งซึ่งอาศัยหลักการทำงานของการแกว่ง (Oscillate) ถ้าน้ำที่ระดับความถี่เรโซแนนซ์ (Resonance Frequency) ในท่อทรงกระบอกรูปตัว U ที่เรียกว่าท่อดิสเพลสเซอร์ (Displacer) การแกว่งนี้เกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิด้านร้อนและด้านเย็นของลำน้ำในแต่ละด้านของท่อ ดังนั้นเครื่องยนต์ชนิดนี้จึงถูกเรียกว่า เครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์ ต่อมาในปี ค.ศ. 1975 Dunn และ Thring ได้ออกแบบเครื่องยนต์สเตอร์ริงที่ใช้ของเหลวบรรจุในกระบอกลูกสูบเป็นรูปที่ทำด้วยยางเป็นตัวขับเคลื่อนซึ่งเรียกว่าระบบไฮโครลิกนั้นเอง

เครื่องยนต์ที่มีกระบอกลูกสูบเป็นของเหลวหรือฟลูอิดไดน์ (Fluidyne) นั้นมีรูปแบบต่าง ๆ กันมากมายซึ่งมีความเกี่ยวข้องกับงานของของไหลแบบสองสถานะ (Two-Phase Working Fluid) คือสถานะของเหลว และไอ (Liquid-Gas Phase) ภายในท่อรูปตัว U สถานะดังกล่าวนี้จึงเกิดกระบวนการที่ไม่สมดุลเชิงความร้อนขึ้น ดังนั้นตัวแปรต่าง ๆ ของระบบจึงยากที่จะที่ถูกระบุอย่างแน่นอนในสภาวะหนึ่ง ๆ อย่างไรก็ตามรายงานการวิจัยในส่วนของบทที่สองนี้ไม่เพียงแต่นำเสนอหลักการของเครื่องยนต์ชนิดนี้ในวิธีการต่าง ๆ เพื่อให้เกิดกำลังขับเคลื่อนทางด้านเอาต์พุตซึ่งกล่าวไว้ในหัวข้อที่ 2.3 แต่ยังคงกล่าวถึงสถานภาพ และการพัฒนาในโครงสร้างต่าง ๆ กันไว้ในหัวข้อที่ 2.4 อีกด้วย

2.2 คุณสมบัติเด่นของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์

เครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์เป็นเครื่องยนต์ลูกสูบเหลวที่ใช้อุปกรณ์สร้างที่ไม่ยุ่งยากนัก และไม่มีชิ้นส่วนของชุดเคลื่อนที่ที่เป็นของแข็งซึ่งจะเป็นสาเหตุของการสึกหรอเหมือนกับเครื่องยนต์ทั่วไป จากโครงสร้างดังกล่าวนี้ทำให้ง่ายต่อการบำรุงรักษา อีกทั้งยังมีคุณสมบัติเด่นของพลังงานขับเคลื่อน

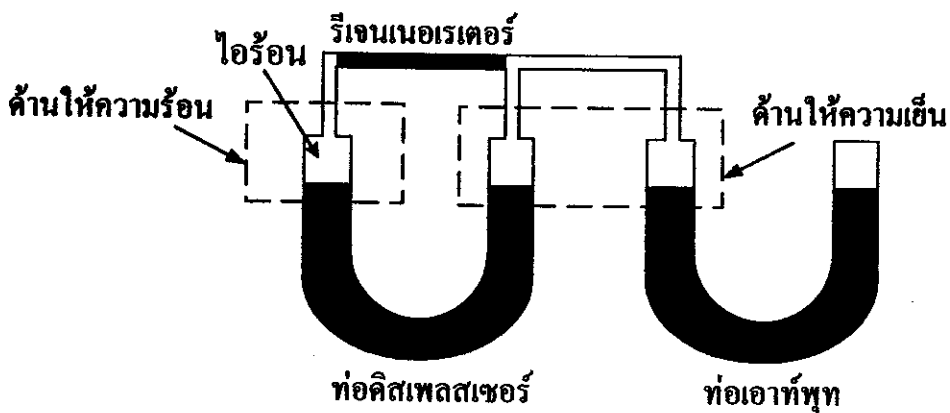
ที่ได้จากท่อเอาท์พุท ที่เราสามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้ในงานหลัก ดังนี้

1. การสูบน้ำโดยการออกแบบชุดปั๊มน้ำที่ต่อทางด้านท่อเอาท์พุท [5], [6]
2. การขับเคลื่อนทางกลโดยการออกแบบชุดลูกสูบที่ใช้ขับเคลื่อนข้อเหวี่ยงที่ต่อทางท่อดิสเพลสเซอร์ หรือต่อทางด้านท่อเอาท์พุท

นอกจากคุณสมบัติเด่นเกี่ยวกับประโยชน์การใช้งานที่ใช้โครงสร้างที่ไม่ซับซ้อนแล้ว เครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์ยังมีคุณสมบัติที่พิเศษแตกต่างจากเครื่องยนต์อื่น ๆ ในแง่ของการใช้พลังงานอินพุทที่เป็นพลังงานเกรดต่ำ นั่นหมายถึงไม่จำเป็นต้องใช้ระดับความร้อนขาเข้าคองที่ และมีระดับความร้อนสูง ซึ่งลักษณะของพลังงานอินพุทนี้ส่วนใหญ่เป็นพลังงานได้เปล่า เช่น ได้จากความร้อนที่เสียทิ้งไปของระบบความร้อนต่างๆ ที่อยู่ในระหว่างการเกิดกระบวนการถ่ายเทความร้อน หรือได้จากการเผาไหม้ของเตาเผาขยะ หรือที่ได้จากพลังงานแสงอาทิตย์ เป็นต้น

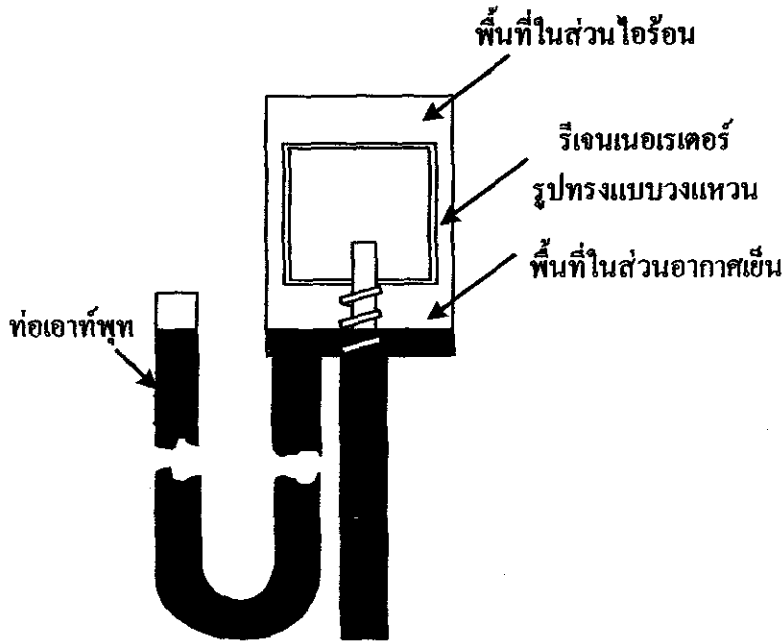
2.3 หลักการทำงานเบื้องต้นของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์

หลักการพื้นฐานอย่างง่ายของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์แสดงดังรูปที่ 2.1 ในกรณีของ โครงสร้างนี้ประกอบด้วยท่อดิสเพลสเซอร์ (Displacer) และท่อเอาท์พุท ที่มีโครงสร้างแบบรูปตัว U ทำหน้าที่เป็นชุดกำลังลูกสูบ (Power Piston) ท่อทั้งสองนี้ถูกเชื่อมต่อกันด้วยท่อเล็ก ๆ โดยภายในท่อบรรจุของเหลวโดยทั่วไปใช้น้ำ และมีอากาศอยู่เหนือระดับน้ำ ส่วนปลายด้านหนึ่งของท่อถูกให้ความร้อน และปลายอีกด้านหนึ่งของท่อดิสเพลสเซอร์และท่อเอาท์พุทถูกหล่อเย็นด้วยน้ำที่ผิวด้านนอกของท่อซึ่งแสดงในรูปที่ 2.1 ดังนั้นอากาศร้อนที่อยู่เหนือผิวน้ำจะถูกถ่ายเทไประหว่างช่องอากาศในท่อด้านร้อนและเย็นทำให้เกิดการแกว่งของน้ำในลำท่อรูปตัว U ขึ้น เป็นผลให้ความดันทางด้านบนของน้ำในลำท่อเอาท์พุทเปลี่ยนแปลงซึ่งเป็นเหตุทำให้น้ำในลำท่อเอาท์พุทเคลื่อนที่ขึ้นลงด้วย เราเรียกส่วนนี้ว่าชุดกำลังลูกสูบ



รูปที่ 2.1 โครงสร้างเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์อย่างง่าย

จากรูปที่ 2.1 จะเห็นว่าลูกสูบเหลวทางด้านเอาท์พุทไม่จำเป็นต้องใช้ฝาประกบกันของลิ้นสูบเพื่อกันการรั่ว ซึ่งในส่วนนี้เป็นปัญหาของการสึกหรอของชุดเพลลาข้อเหวี่ยงในเครื่องยนต์สเตอร์ลิงทั่วไป เนื่องจากส่วนกระบอกสูบเหลวในชุดคิสเพลสเซอร์นั้นมีกลไกการเคลื่อนที่ขึ้นลงอย่างอิสระ จึงไม่จำเป็นต้องมีฝากันการรั่วที่ท้อคิสเพลสเซอร์เหมือนกับชนิดกระบอกสูบที่เป็นของแข็ง แสดงในรูปที่ 2.2

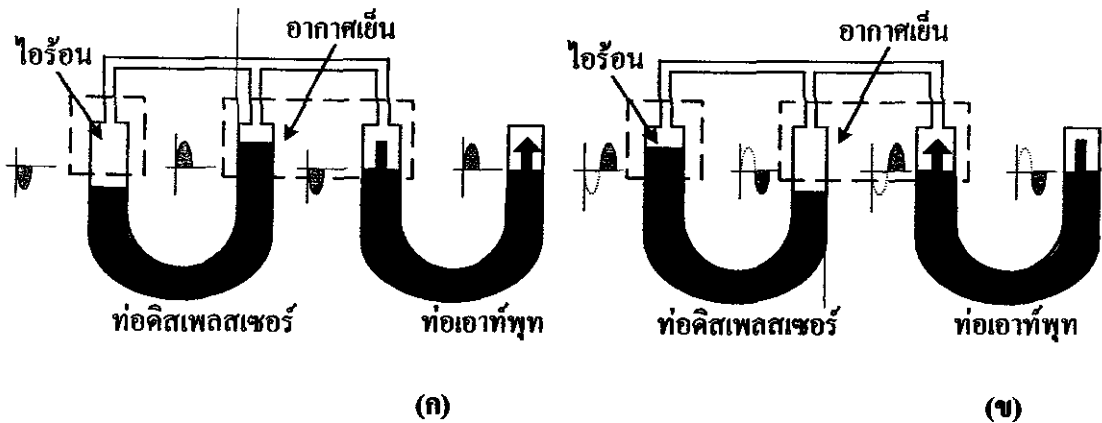


รูปที่ 2.2 เครื่องยนต์ลูกสูบเหลว พิจารณาด้านท้อเอาท์พุทซึ่งมีคิสเพลสเซอร์เป็นชนิดลูกสูบของแข็ง

วิธีที่นำเอาความร้อนกลับเข้ามาใช้ใหม่ในระบบ (Heat Regeneration) เป็นส่วนย่อยที่ต้องคำนึงถึงอย่างหนึ่ง ส่วนใหญ่ในทางปฏิบัติเรามักจะใช้ท่อทรงกระบอกเล็ก ๆ เชื่อมต่อระหว่างจุดปลายของท้อด้านร้อน และด้านเย็นซึ่งภายในท่ออาจมีลักษณะเป็นหลอดโลหะถักเป็น โครงข่ายหรือใช้หลอดท่อโลหะขดที่เรียกว่าท่อลดแรงดัน หรืออาจเป็นตะแกรงรวงผึ้งซ้อนกันที่ทำจากวัสดุเซรามิก โดยวัสดุส่วนนี้เราเรียกว่ารีเจนเนอเรเตอร์มีหน้าที่กักไอร้อนเพื่อให้การเดินทางของไอร้อนจากด้านร้อนทางซ้ายไปยังด้านเย็นทางขวานั้นแคบลงซึ่งนั่นหมายถึงเป็นการรักษาอุณหภูมิด้านเย็นทางขวาให้ต่ำ แสดงโครงสร้างในรูปที่ 2.1 ในทำนองเดียวกันอุณหภูมิภายในรีเจนเนอเรเตอร์จะค่อย ๆ ลดลงอย่างสม่ำเสมอไปทางด้านขวา เมื่อไอร้อนไหลไปยังปลายท้อด้านเย็นความร้อนนี้ถูกระบายออกด้วยชุดหล่อเย็น เมื่อไอเย็นไหลกลับ ไปทางท้อด้านร้อน อุณหภูมิด้านร้อนจะค่อย ๆ เพิ่มขึ้นอย่างช้า ๆ จากความร้อนที่ส่งมาจากทางด้านซ้ายของรีเจนเนอเรเตอร์ในครั้งตอนที่ไอร้อนเคลื่อนที่ไปทางด้านเย็น ดังนั้นในทางอุดมคติความร้อนนี้จึงไม่มีการสูญเสีย การทำงานของรีเจนเนอเรเตอร์จึงเหมือนกับแหล่งกักเก็บความร้อนและเป็นผลให้เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพสูง

2.3.1 การแกว่งของของไหลในเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์

การทำงานพื้นฐานของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์ในข้างต้น ได้อธิบายอย่างง่าย ๆ มีหลักการเช่นเดียวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงชนิดที่มีโครงสร้างแบบแกมมา (Gamma) จากรูปที่ 2.3 แสดงพื้นฐานการทำงานของฟลูอิดไดน์ โดยสมมุติว่าในท่อคิสเพลสเซอร์แกว่งจากชุดตัว U ด้านหนึ่งกลับไปยังอีกด้านหนึ่ง โดยมีระดับศูนย์ตายบน (Top Dead Center) ในปลายด้านเย็นจะสอดคล้องกับศูนย์ตายล่าง (Bottom Dead Center) ในปลายด้านร้อน เหตุการณ์นี้ถูกแสดงไว้ในรูปที่ 2.3 (ก) ซึ่งมีอากาศเป็นมวลส่วนใหญ่ในท่อปิดที่อยู่เหนือระดับน้ำของท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อนทางซ้ายมือ ดังนั้นอากาศส่วนมากจึงร้อนเกิดความดันสูงขึ้น ซึ่งมีแนวโน้มที่เกิดแรงกระทำกับน้ำในท่อเอ้าท์พุท ทำให้เกิดการเคลื่อนที่จากซ้ายไปขวาแสดงทิศทางของลูกศรดังรูป 2.3 (ก)



รูปที่ 2.3 พื้นฐานการทำงานของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์

(ก) ระดับศูนย์ตายบนในปลายด้านเย็นของท่อคิสเพลสเซอร์

(ข) ระดับศูนย์ตายบนในปลายด้านร้อนของท่อคิสเพลสเซอร์

เมื่อเวลาผ่านไปครึ่งคาบ น้ำในท่อคิสเพลสเซอร์จะแกว่งกลับไปอีกด้านหนึ่ง ดังนั้นผิวของน้ำทางด้านเย็นนั้นจึงอยู่ที่ระดับศูนย์ตายล่าง ซึ่งเหตุการณ์นี้แสดงในรูปที่ 2.3 (ข) อากาศส่วนมากในขณะนี้จึงอยู่ทางด้านเย็น ดังนั้นความดันจึงตกลงทำให้ดึงน้ำทางด้านท่อเอ้าท์พุทกลับจากขวาไปทางด้านซ้าย

2.3.2 การปรับระดับของลำน้ำในท่อเอ้าท์พุท

ในระบบที่มีการแกว่งนั้นถ้าค่าความถี่นั้นเปลี่ยนแปลงตามความดันในระบบแล้วจะเกิดการแกว่งของของเหลวในท่อเอ้าท์พุทที่มีระยะสูงสุด (Maximum Amplitude) ซึ่งการแกว่งในระยะนี้จะมีค่าความถี่เท่ากับค่าความถี่ธรรมชาติ (Natural Frequency) หรือค่าความถี่รีโซแนนซ์ (Resonance Frequency) ส่วนความดันในระบบที่เปลี่ยนแปลงก็เกิดขึ้นจากการแกว่งของน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์

ดังนั้นผลที่สืบเนื่องมาจากการเคลื่อนที่ของลำน้ำสูงสุด เราจึงต้องพิจารณาว่าความถี่ของการแกว่งของน้ำทั้งในท่อเอาท์พุท และท่อคิสเพลสเซอร์เท่ากับค่าความถี่ธรรมชาติด้วย

สิ่งที่เกิดขึ้นเมื่อระดับลำน้ำในท่อเอาท์พุทไม่ได้ถูกปรับอย่างเหมาะสมแล้วค่าความถี่ของน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์จะไม่เท่ากับค่าความถี่ธรรมชาติ เป็นผลเนื่องมาจากลำน้ำในท่อเอาท์พุทยาวเกินไป มวลของน้ำจะมากจะเกิดการเปลี่ยนแปลงความดันในระดับที่ทำให้น้ำเคลื่อนที่ได้ระยะไม่ไกล ซึ่งปริมาตรของก๊าซในวัฏจักรแทบจะไม่มีเปลี่ยนแปลงเลย ดังนั้นเกือบจะไม่มีการเกิดขึ้น ในทางตรงกันข้ามถ้าลำน้ำในท่อเอาท์พุทสั้นเกินไป น้ำจะเคลื่อนที่ได้ง่าย ความดันภายในจะไม่สามารถเพิ่มขึ้น ได้อย่างมีนัยสำคัญก่อนที่ลำน้ำจะเคลื่อนไปที่ขอบเขตสูงสุดของท่อได้ ส่งผลทำให้เกือบจะไม่มีการเกิดขึ้น ดังนั้นจึงต้องมีการปรับระดับลำน้ำของท่อเอาท์พุทรูปตัว U ให้เหมาะสมกับความถี่ที่เครื่องทำงาน หรือความถี่ธรรมชาติ

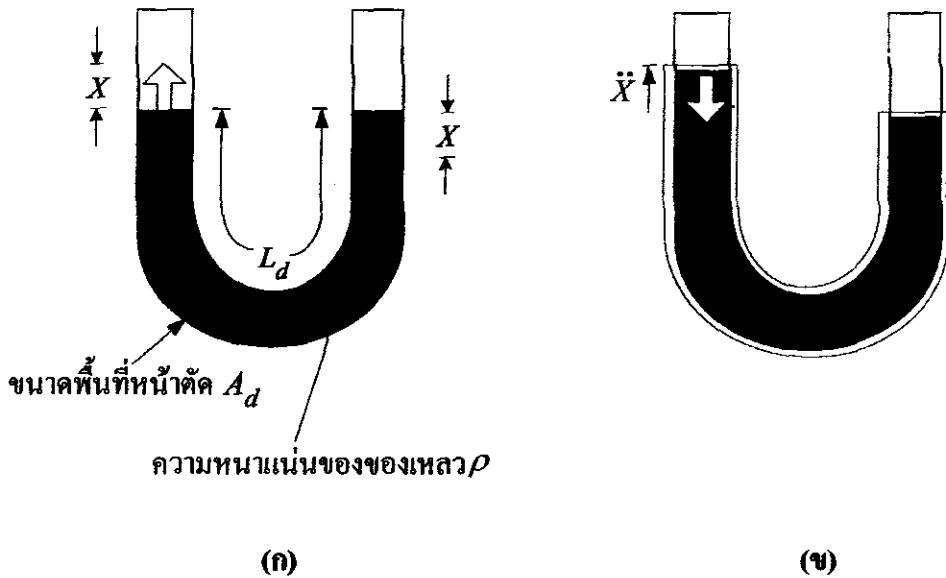
เมื่อน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์รูปตัว U มีการแกว่งไปมาในท่อ น้ำในท่อเอาท์พุทก็จะมีแกว่งไปมาด้วย พลังงานที่ได้นั้นจะเกิดจากการเปลี่ยนแปลงความดันของอากาศในเครื่องยนต์ อย่างไรก็ตามการเปลี่ยนแปลงของความดันนี้ไม่มีผลกระทบไปถึงลำน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์ แต่จะมีผลที่บริเวณอากาศในปลายท่อด้านร้อนและด้านเย็น ถ้าลำน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์ถูกยกขึ้นด้วยตัวเอง เป็นผลทำให้ลำน้ำนั้นเกิดการแกว่ง (Oscillation) และมันอาจจะหายไปในที่สุดอันเนื่องมาจากแรงต้านทานจากความหนืด และการสูญเสียต่าง ๆ

2.3.3 ความถี่ของลำน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์

การที่จะให้เกิดขนาดระยะเวลาการแกว่งสูงสุดของลำน้ำนั้น น้ำควรจะมีการสูญเสียของการไหลน้อยที่สุดเพื่อให้ได้ความถี่ของการแกว่งของน้ำมีค่าเข้าใกล้กับความถี่ธรรมชาติมากที่สุด ดังนั้นในส่วนนี้ได้กำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นโดยพิจารณาการแกว่งของน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์เพียงส่วนเดียว และสมมติให้ปลายท่อทั้งสองในแนวตั้งเปิดสู่บรรยากาศ

ในรูปที่ 2.4 (ก) แสดงน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์ในระดับสมดุลที่มีความยาวของลำน้ำตามแนวท่อเท่ากับ L_0 ซึ่งในความเป็นจริงแล้วปลายท่อทั้งสองไม่ได้เปิดสู่บรรยากาศ แต่มีความดันของไอร้อนที่ปลายท่อทั้งสองด้านมีค่าเท่ากัน ดังนั้นผลของความดันจึงสามารถละทิ้งได้ เมื่อระบบเริ่มทำงานซึ่งมีการแกว่งของน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์แล้ว ที่ผิวน้ำของปลายด้านหนึ่งถูกยกขึ้นจากระดับสมดุลเป็นระยะ X เป็นผลทำให้ระดับน้ำที่ปลายท่ออีกด้านหนึ่งลดต่ำลงในระดับที่เท่ากัน แสดงในรูปที่ 2.4 (ข) ในขณะนี้ที่ปลายท่อด้านซ้ายนั้นลำน้ำมีน้ำหนัก (w) มากกว่าปลายอีกด้านหนึ่งเท่ากับ

$2XA_d\rho$ และมีความดัน(P) สูงขึ้นจากจุดเดิมเท่ากับ $2X\rho g$ โดยที่ g คือแรงโน้มถ่วงของโลก และมีผลของแรง (F) เท่ากับ $2XA_d\rho g$ และมวลของลำน้ำในท่อ (m) เท่ากับ $A_d\rho L_D$



รูปที่ 2.4 (ก) น้ำในท่อคิสเทลเซอร์ในระดับสมดุล

(ข) ระดับการยกขึ้นของน้ำในท่อคิสเทลเซอร์

จากรูปที่ 2.4 พิจารณามวลควบคุม (Control Mass) ซึ่งมีมวล (m) เท่ากับ $A_d\rho L_D$ มีแรงกระทำ (F) เนื่องจากน้ำหนักของของเหลวด้านบนซึ่งยกตัวสูงขึ้นมีค่าเท่ากับ $2XA_d\rho g$ ทำให้เกิดความเร่ง (a) คือ \ddot{X} ซึ่งมีทิศทางตรงข้ามกับการเคลื่อนที่ของลำน้ำ และความเร่งนี้ลดลงตามแรงกระทำ โดยสมมุติว่าไม่มีการสูญเสียใด ๆ ในระบบ พฤติกรรมดังกล่าวสามารถแสดงได้ในสมการการเคลื่อนที่จากกฎของที่ 2 ของนิวตัน ดังนี้

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

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

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

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

ในสมการที่ (2.4) เป็นสมการการแกว่งแบบฮาร์มอนิกอย่างง่ายโดยไม่มีการหน่วง (Undamped Simple Harmonic) จะให้ความเร่ง \ddot{X} จะแปรผันโดยตรงกับการเปลี่ยนแปลงตำแหน่ง X แต่มีเครื่องหมายลบ หรือสามารถเขียนให้อยู่ในรูปสมการอนุพันธ์ดังนี้

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

ดังนั้นเราสามารถแสดงความสัมพันธ์ของความถี่ธรรมชาติเชิงมุมของการแกว่ง (ω) จะได้ว่า

$$\omega = \sqrt{\frac{2g}{L_d}} \quad \text{rad/sec.} \quad (2.6)$$

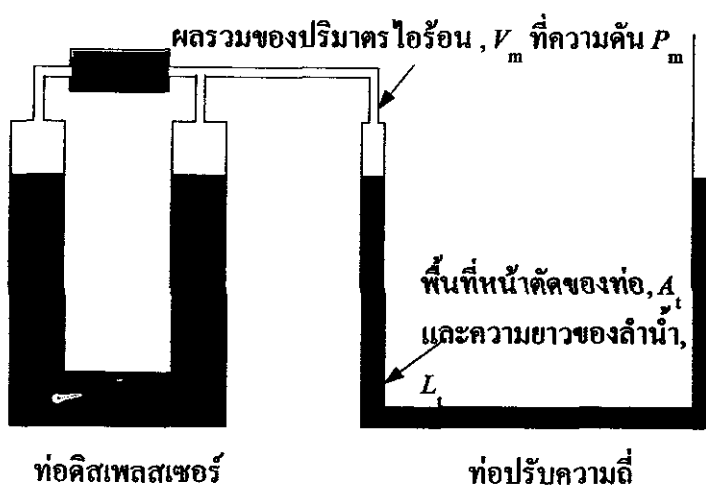
หรือแสดงในเทอมของความถี่ธรรมชาติจะได้ว่า

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

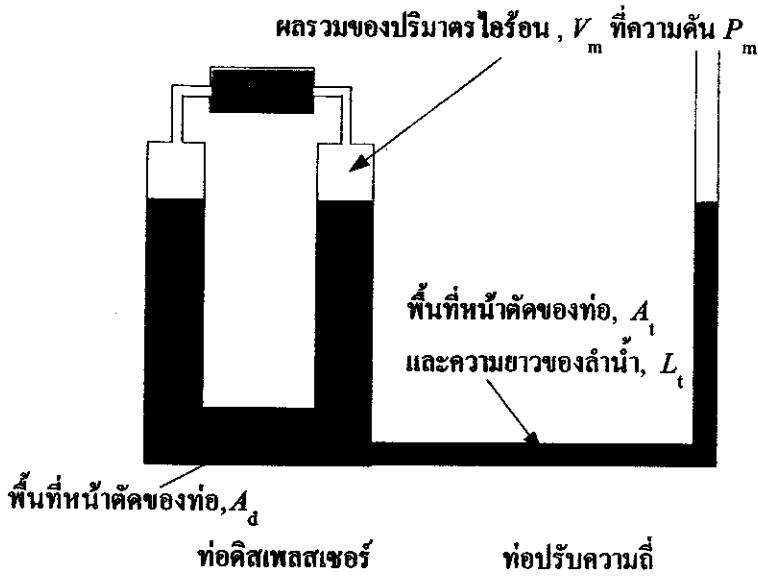
ในทางปฏิบัตินั้น C.D. West (1983) แนะนำว่าควรใช้ L_d อยู่ระหว่าง 0.3 m - 3.0 m ซึ่งจะส่งผลให้ความถี่ธรรมชาติอยู่ระหว่าง 0.4 - 1.3 Hz

2.3.4 ความถี่ของน้ำในท่อปรับความถี่

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

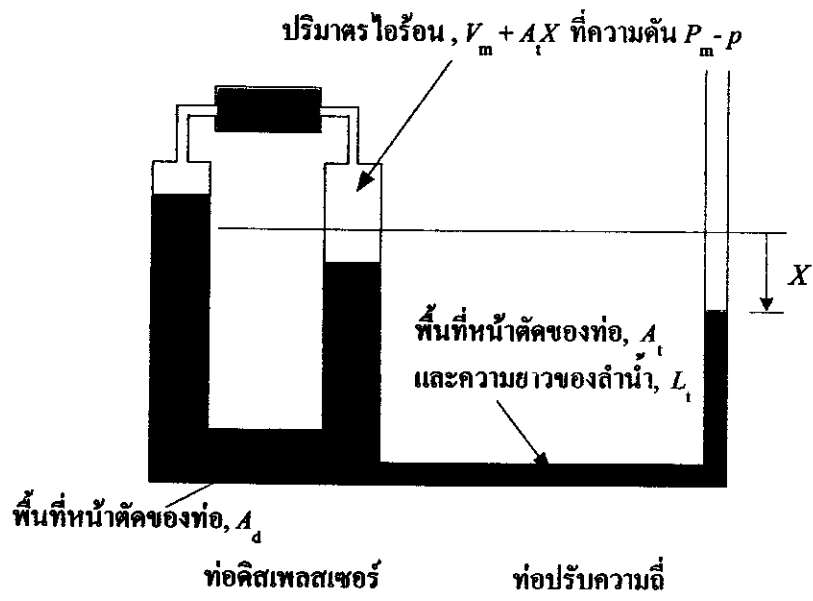


(ก) การต่อท่อปรับความถี่แบบกระบอกสูบแยก



(ข) การต่อท่อปรับความถี่แบบกระบอกสูบรวม
รูปที่ 2.5 โครงสร้างของการต่อท่อปรับความถี่

ในงานวิจัยนี้ได้ศึกษาโครงสร้างของท่อปรับความถี่แบบกระบอกสูบรวมแสดงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างในรูปที่ 2.6 โดยพิจารณาที่ความยาวของลำน้ำ L_t และขนาดพื้นที่หน้าตัดของท่อ A_t โดยที่ปลายท่อด้านหนึ่งเปิดสู่บรรยากาศ และอีกปลายด้านหนึ่งต่อโดยตรงกับท่อดิสเพลสเซอร์



รูปที่ 2.6 การต่อท่อปรับความถี่แบบกระบอกสูบรวมขณะที่มีการเคลื่อนที่ของระดับน้ำ

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

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

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

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

โดยที่

P_m = ความดันที่สถานะเริ่มต้น

V_m = ปริมาตรของก๊าซที่ตำแหน่งกึ่งกลางระยะชัก (Midstroke)

p = ความดันที่เพิ่มขึ้นที่เกิดจากการอัดตัวของก๊าซ

จากสมการที่ 2.8 จะได้ว่า

$$P_m V_m = P_m V_m + P_m A_t X - p V_m - p A_t X$$

$$V_m p = A_t X (P_m - p) \quad (2.9)$$

เครื่องยนต์สเตอร์ลิง โดยปกติจะมีอัตราส่วนการอัด (Compression ratio) ค่อนข้างต่ำ ดังนั้นความดันที่เพิ่มขึ้นที่เกิดจากการอัดตัวของก๊าซ (p) จะมีค่าต่ำเมื่อเทียบกับความดันที่สถานะเริ่มต้น (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 $\rho g X A_t / 2 A_d$

ดังนั้นจะได้สมการความสัมพันธ์ของความดันแตกต่าง (ΔP) ที่กระทำระหว่างผิวหน้าในท่อคิสเพลสเซอร์ด้านขวา 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

$$\sum F = ma$$

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

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

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

พิจารณาในเทอมของความถี่เชิงมุมจากสมการอนุพันธ์เชิงเส้นดังนี้

$$m \ddot{y} + ky = 0$$

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

ในสมการที่ 2.14 สามารถจัดให้อยู่ในรูปของสมการการแกว่งฮาร์โมนิก (Harmonic Oscillation) ดังนี้

$$y(t) = A \cos \omega_0 t + B \sin \omega_0 t \quad \omega_0 t = \sqrt{k/m} \quad (2.15)$$

ดังนั้นสามารถแสดงความสัมพันธ์ในเทอมของความถี่เชิงมุมได้ในสมการที่ 2.16

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

ในทำนองเดียวกันก็สามารถแสดงความสัมพันธ์ในเทอมของความถี่ธรรมชาติได้ในสมการที่ 2.17

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

2.3.5 การต่อปั๊มในเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์

ในงานวิจัยเครื่องยนต์ฟลูอิด ไดน์นี้ได้สนใจการนำเครื่องยนต์ฟลูอิด ไดน์ไปประยุกต์ใช้ในการปั๊มน้ำ โดยหลักการแล้วมีวิธีการต่อปั๊มอย่างง่าย ๆ อยู่ 3 วิธีคือ

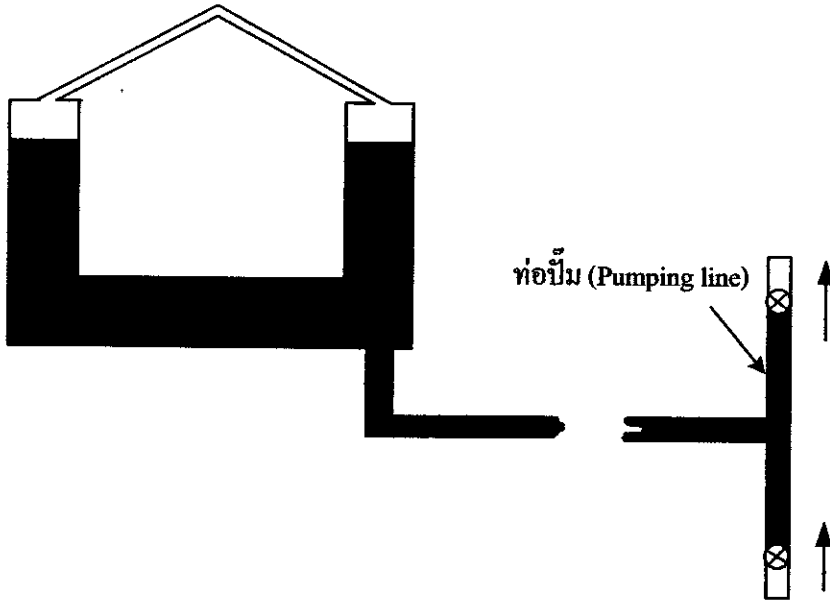
1. การต่อปั๊มแบบอนุกรมกับท่อเอาท์พุท (Series Coupling)

โครงสร้างการต่อปั๊มแบบอนุกรมซึ่งต่อเข้ากับเครื่องยนต์ฟลูอิด ไดน์แสดงในรูปที่ 2.7 น้ำในท่อของชุดปั๊มจะเกิดช่วงชักเข้า (Inward Stroke) ทำให้ภายในเครื่องยนต์มีความดันของก๊าซต่ำ น้ำในท่อปั๊ม (Pumping line) จะไหลผ่านวาล์วทางเดียว (Check valve) ตัวล่าง ส่วนช่วงชักออก (Outward Stroke) นั้นจะเกิดขึ้นเมื่อภายในเครื่องยนต์มีความดันสูง น้ำจะถูกแรงกระทำให้ไหลผ่านวาล์วทางเดียวตัวบน การเปลี่ยนแปลงปริมาตรในเครื่องยนต์จะเท่ากับปริมาตรของน้ำที่ถูกปั๊มผ่านวาล์วในแต่ละช่วงชักทางท่อเอาท์พุทซึ่งเท่ากับปริมาตรของน้ำที่ถูกปั๊มผ่านวาล์วในแต่ละช่วงชักภายใต้ Head ค่าหนึ่ง ๆ งานที่ใช้ปั๊มน้ำต้องมากกว่างานที่ใช้ในการเปลี่ยนแปลงปริมาตรในเครื่องยนต์ โดยมากการต่อวิธีนี้ใช้ได้กับเครื่องยนต์ขนาดเล็ก วิธีนี้มีข้อเสียคือ วาล์วทางเดียวจะรบกวนการแกว่งของน้ำภายในท่อคิสเพลสเซอร์ทางด้านหนึ่งนั่นเอง

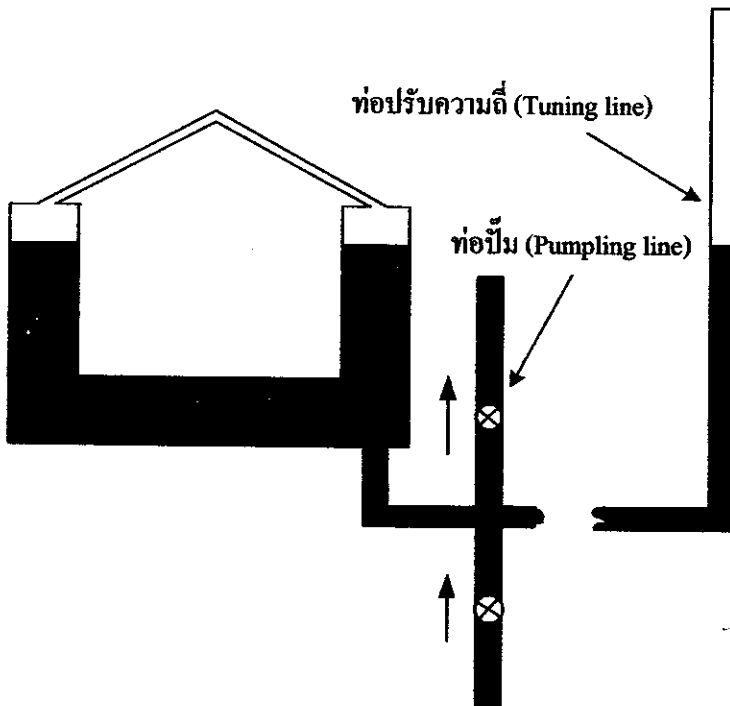
2. การต่อปั๊มแบบขนานกับท่อเอาท์พุท (Parallel Coupling)

โครงสร้างการต่อปั๊มแบบขนานซึ่งต่อเข้ากับเครื่องฟลูอิด ไดน์แสดงในรูปที่ 2.8 ซึ่งท่อปั๊ม (Pumping line) ถูกต่อเข้าใกล้กับท่อคิสเพลสเซอร์ และขนานกับท่อปรับความถี่ (Tuning line)

สำหรับการต่อชนิดนี้ ปริมาตรของน้ำที่เคลื่อนที่ในท่อเอาท์พุทมากกว่าปริมาณที่ผ่านปั๊ม และเป็นผลทำให้ท่อเอาท์พุทไม่ต้องทำงานโดยตรงเพียงแต่เอาชนะการสูญเสียในท่อมันเองเท่านั้น



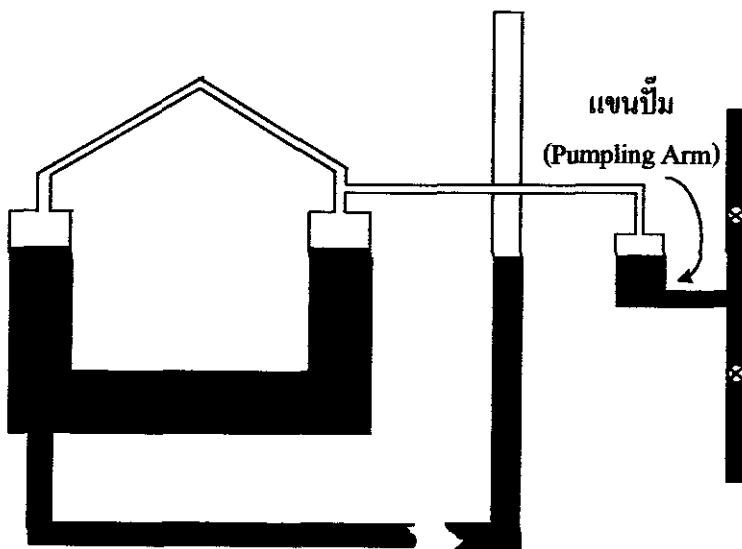
รูปที่ 2.7 การต่อปั๊มแบบอนุกรม (Series Coupling)



รูปที่ 2.8 การต่อปั๊มแบบขนาน (Parallel Coupling)

3. การต่อปั๊มแบบก๊าซคลิปลิง (Gas Coupling)

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



รูปที่ 2.9 การต่อปั๊มแบบก๊าซคลิปลิง (Gas Coupling)

2.4 สถานภาพของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์สำหรับการประยุกต์ใช้งาน

จากโครงสร้างที่ประกอบด้วยชิ้นส่วนต่าง ๆ ที่กล่าวไว้ข้างต้นแสดงให้เห็นอย่างชัดเจนถึงส่วนดีของเครื่องยนต์ที่ถูกสูบเหลวที่มีโครงสร้างที่ง่ายไม่มีส่วนที่เป็นแหวนรองที่ทำหน้าที่เป็นตัวกัน (Sealing) ไม่มีส่วนของฝาประกบเพลา (Bearing) ที่ใช้ในส่วนชุดหมุนที่ใช้เป็นส่วนประกอบของชุดแกว่งเลข ดังนั้นเครื่องยนต์ฟลูอิด ไดน์จึงสร้างได้ง่ายและใช้วัสดุที่หาได้ภายในประเทศ

ในอดีต ได้มีกลุ่มนักวิทยาศาสตร์หลายกลุ่มได้ทำการศึกษาและนำเสนอการทำงานในรูปแบบโครงสร้างแบบต่าง ๆ ตั้งแต่ขนาดเล็กในลักษณะของชุดสาริตที่ทำจากแก้ว และใช้แหล่งความร้อนจากเทียนไข โดย John Geisow หรือแม้กระทั่งใช้พลังงานความร้อนแสงอาทิตย์ โดย David Herbert ซึ่งในขณะนั้นเครื่องฟลูอิด ไดน์โดยใช้พลังงานแสงแดดได้ถูกนำไปแสดงนิทรรศการหลายครั้งและสามารถพิสูจน์ให้เห็นถึงความน่าเชื่อถือได้ซึ่งเป็นสิ่งหนึ่งที่น่าจับตาในเวลานั้น ความร้อนที่ให้เพียง

16 Watts สำหรับเครื่องขนาดเล็กซึ่งใช้หลอดไฟชนิดฮาโลเจนส่องไปยังท่อด้านร้อนของเครื่อง อีกทั้งได้มีการสาธิตสร้าง โมเดลดังกล่าวให้มีขนาดเครื่องใหญ่ขึ้น โดยใช้งานร่วมกับพลังงานแสงอาทิตย์ ผ่านเลนส์พลาสติกแบบเฟรสเนล (Fresnel lens) โฟกัสแสงไปตกที่ท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อน ในส่วนของการดูดกลืนความร้อนที่ท่อได้คิดแผ่นสะท้อนกลับหรือให้ผิวท่อเป็นสีดำ อีกทั้งการสาธิตครั้งนั้น ได้เติมน้ำหมึกผสมในน้ำเพื่อให้เกิดเป็นฝ้าหรือทึบแสงเพื่อเพิ่มการดูดกลืนแสง อีกทั้งยังมีเครื่องสาธิตขนาดเล็กทำจากแก้ว โดย Devid Herbert สำหรับในปี ค.ศ. 1971 นั้น เครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์ได้ถูกสร้างขึ้นเพื่อประยุกต์ใช้งานสำหรับปั้มน้ำ และถูกตีพิมพ์เผยแพร่ครั้งแรก โดย CD West กำลังงานที่ให้กับเครื่องยนต์นี้คือความร้อนจากฮีตเตอร์ไฟฟ้า และระบายความร้อนโดยใช้น้ำ วัสดุที่ใช้ในการสร้างเครื่องยนต์นี้ได้ใช้ทองแดง และทองเหลือง จะผลการทดสอบในครั้งนั้นพบว่าเมื่อให้กำลังงาน 250 Watt จะให้อัตราการปั้มสูงสุด 370 ลิตร/ชั่วโมง หรือ 100 แกลลอนUS /ชั่วโมง ที่ความสูงของการปั้มเพียงเล็กน้อย และเมื่อให้กำลังงานเพิ่มขึ้นเป็น 530 Watts จะได้อัตราการปั้มเท่าเดิมคือ 100 แกลลอนUS /ชั่วโมง หรือ 0.38 ลูกบาศก์เมตร/ชั่วโมง ที่ความสูงของการปั้มเพิ่มขึ้นเป็น 1.6 เมตร หรือ 5 ฟุต 3 นิ้ว โดย มีประสิทธิภาพของเครื่องมากที่สุดเท่ากับ 0.35 %

2.5 สรุป

ในบทนี้แสดงให้เห็นว่าเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์ที่สามารถทำงานได้มีโครงสร้างอย่างง่าย ๆ ได้หลายแบบ แต่จำเป็นต้องมีส่วนประกอบที่สำคัญคือ ท่อคิสเพลสเซอร์รูปตัว U ที่มีส่วนของชุดรีเจนเนอเรเตอร์หรืออาจใช้ท่อลดแรงดัน และท่อปรับความถี่ (Tuning Column) รวมถึงชุดคัลป์ปลิงทางท่อเอาท์พุท จากการสังเกตสภาพที่ผ่านมาของโครงสร้างเครื่องยนต์ขนาดเล็กในแบบต่าง ๆ นั้นผู้วิจัยจึงได้กำหนดโครงสร้างหลักแบบ CD West ที่ให้ประสิทธิภาพดีกว่าแบบอื่นๆ นั้นเป็นจุดเริ่มต้นในการศึกษาถึงพฤติกรรมการทำงานในส่วนต่าง ๆ เพื่อเน้นไปประยุกต์ใช้งานในการสูบน้ำ อย่างไรก็ตามในส่วนจากรายละเอียดของส่วนประกอบต่าง ๆ ผู้วิจัยได้ออกแบบเพื่อความเหมาะสมเพื่อให้ได้ประสิทธิภาพสูงยิ่งขึ้น ซึ่งจะได้อีกกล่าวไว้ในบทที่ 3 ต่อไป

บทที่ 3

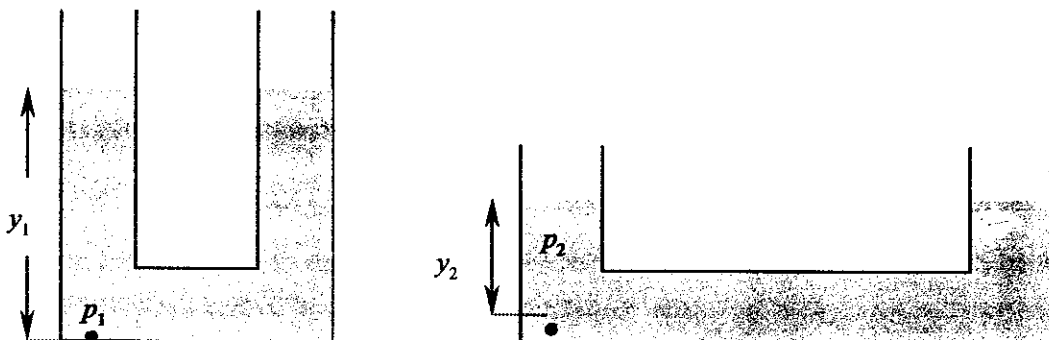
การสร้างเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์สำหรับโครงการวิจัย

3.1 บทนำ

สำหรับ โครงสร้างเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์ในโครงการวิจัยนี้ ได้ศึกษาเงื่อนไขการเลือกโครงสร้างของส่วนประกอบต่าง ๆ คือ ท่อคิสเพลสเซอร์รูปตัว U อย่างง่าย การต่อท่อปรับความถี่แบบกระบอกสูบรวม ท่อลดแรงดัน และการต่อปั๊มแบบอนุกรม อีกทั้งได้มีการศึกษาออกแบบวาล์วและคุณสมบัติของมันอย่างเบื้องต้น ในทางเดียวกันนั้นเพื่อลดความยุ่งยากในการศึกษาการไหลในระบบซึ่งเป็นแบบไม่คงตัว (Transient) เนื่องจากเกิดการแกว่งของลำน้ำ และมีบางส่วนของระบบที่เปิดสู่บรรยากาศเพื่อปรับความดัน รวมถึงความถี่ในการแกว่งของลำน้ำ เราจึงสมมติให้ระบบมีการไหลแบบคงตัว (Steady state) อย่างไรก็ตามเพื่อให้การศึกษานี้บรรลุถึงผลกระทบจากตัวแปรต่าง ๆ อย่างแท้จริงนั้น เครื่องยนต์ในโครงการวิจัยนี้จึงได้ทำการติดตั้งเครื่องตรวจจับปริมาณทางฟิสิกส์ต่าง ๆ เช่น ตัวตรวจจับอุณหภูมิ และตัวตรวจจับความถี่ลำน้ำ เพื่อศึกษาความถี่ในโหมดต่าง ๆ ของระบบ ซึ่งรายละเอียดของส่วนนี้จะได้กล่าวไว้ในบทที่ 4 ต่อไป

3.2 การสร้างท่อคิสเพลสเซอร์อย่างง่าย

โครงการวิจัยนี้ผู้วิจัยได้กำหนดขนาด และเลือกโครงสร้างของท่อคิสเพลสเซอร์ดังรูปที่ 3.1 ในแบบที่มีความยาวของท่อแนวตั้งสั้นกว่าความยาวในแนวนอน ถึงแม้ว่าโครงสร้างดังกล่าวมีรอยต่อทางด้านมุมของท่อก่อให้เกิดค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสูงกว่าท่อแบบโค้งรูปตัว U แต่ในทางปฏิบัติการสร้างท่อโค้งนั้นความยุ่งยาก อย่างไรก็ตามได้พิจารณาเลือกใช้โครงสร้างของท่อแนวตั้งสั้นเพื่อใช้ปริมาณความร้อนต่ำที่ทำให้เกิดความดันอากาศในท่อไปกระตุ้นให้ลำน้ำในท่อเกิดการแกว่ง จากหลักการพื้นฐานของความดัน โดยพิจารณาท่อเปิดสู่บรรยากาศ จะได้ว่า



รูปที่ 3.1 ท่อคิสเพลสเซอร์รูปตัว U ที่พิจารณาความสูงที่แตกต่างกัน

$$p = p_o + p_g$$

$$p = p_o + \rho gy \quad (3.1)$$

โดยที่ p คือ ความดันสัมบูรณ์ที่ระดับความสูง y ใด ๆ (N/m^2)

P_o และ p_g คือ ความดันบรรยากาศและความดันเกจตามลำดับ

ρ คือ ความหนาแน่นของน้ำ (kg/m^3)

g คือ แรงโน้มถ่วงของโลก (m/sec^2)

y คือ ความสูงของระดับน้ำในท่อแนวตั้ง

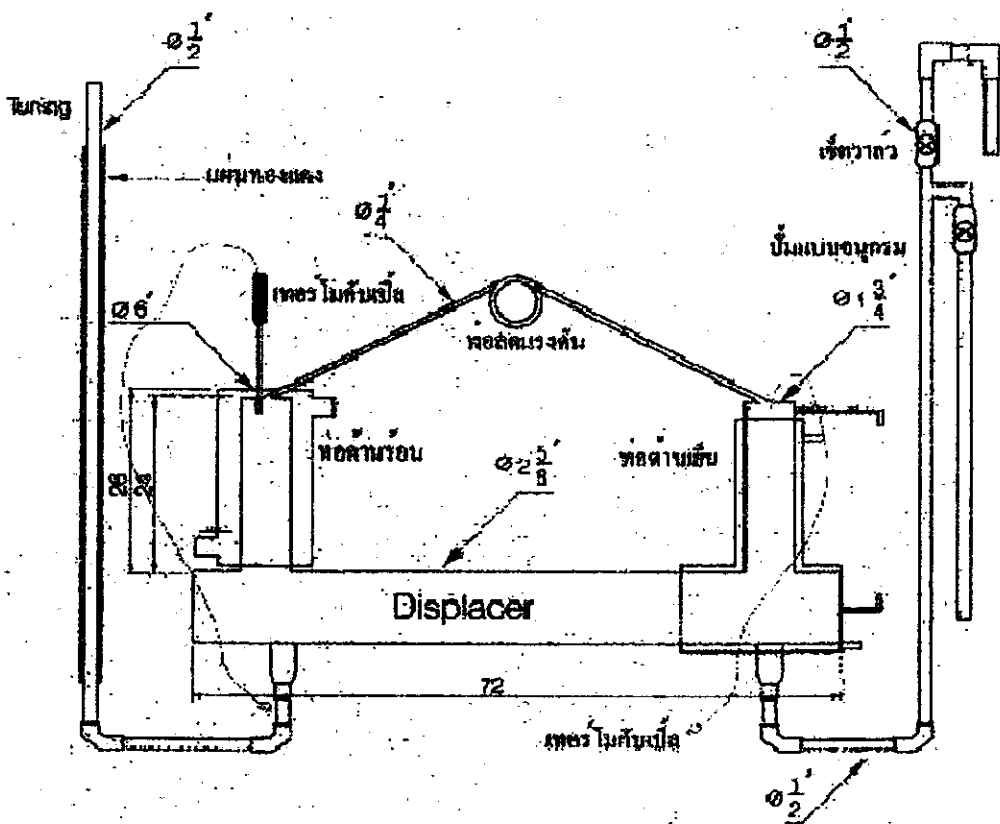
จากสมการที่ 3.1 แสดงให้เห็นว่า ความดันเกจ (p_g) ที่กระทำต่อระบบแปรผันตรงตามค่าความสูง (y) ของระดับน้ำในแนวตั้ง ดังนั้นถ้าพิจารณาในท่อแนวตั้งที่สั้นกว่า (y_2) เมื่อปริมาตรของน้ำทั้งสองมีค่าเท่ากันแล้วความดัน $p_2 < p_1$ เมื่อพิจารณาการให้ความร้อนแก่อากาศที่ผิวน้ำแล้วเป็นผลทำให้ความดันอากาศในท่อมียค่าสูงขึ้น จนกระทั่งมีค่าสูงกว่าความดันสัมบูรณ์จึงทำให้น้ำในระบบเกิดการเคลื่อนที่ได้ ถ้า y มีค่าน้อยย่อมแสดงให้เห็นว่าความดันอากาศก็ไม่จำเป็นต้องสูงมากเมื่อเทียบกับน้ำในท่อแนวตั้งที่มีระดับน้ำสูงกว่า และทำให้ความร้อนที่ใช้ป้อนให้แก่ระบบทางท่อดิสเพลสเซอร์ด้านร้อนมีค่าน้อยกว่า

ขนาดของเครื่องชนิดฟลูอิดไดน์ดันแบบขนาดเล็กสำหรับโครงการวิจัยนี้ซึ่งประกอบด้วยท่อดิสเพลสเซอร์โดยได้เลือกใช้ท่อทองแดง เนื่องจากสามารถนำความร้อนได้ดี และทนความร้อนที่อุณหภูมิสูงได้ มีขนาด 4.45 cm. ในแนวตั้งสูง 24 cm. และขนาด 6.67 cm. ในแนวนอน จากรูปที่ 3.2 เราสามารถสังเกตเห็นห้องความร้อนที่ทำจากเหล็กอบสังกะสีและหุ้มแผ่นฉนวนใยแก้วซึ่งใช้สะสมความร้อนเพื่อถ่ายเทความร้อนไปยังท่อด้านร้อนอย่างสม่ำเสมอ โดยมีรูปร่างเป็นทรงกระบอกหุ้มท่อด้านร้อนและมีช่องทางเข้าเพื่อป้อนความร้อนจากภายนอกไปยังระบบทางท่อด้านร้อน ในขณะที่เดียวกันห้องความร้อนดังกล่าวมีช่องทางอากาศขาออก เพื่อให้ความร้อนสามารถถ่ายเทความร้อนจากแหล่งกำเนิดไปสู่ระบบได้ดี และเกิดการเผาไหม้ได้สมบูรณ์ยิ่งขึ้น ท่อด้านเย็นของดิสเพลสเซอร์ถูกหุ้มด้วยชุดระบายความร้อนซึ่งทำจากทองแดงแสดงในรูปที่ 3.2 จากโครงสร้างดังกล่าวทำให้เกิดผลต่างของความดันทางท่อด้านร้อน และด้านเย็น (Δp) เป็นผลทำให้เกิดการแกว่งของลำน้ำ

3.3 การต่อท่อปรับความถี่แบบกระบอกสุบรวม

จากหลักการทำงานของเครื่องชนิดฟลูอิดไดน์พบว่ารูปแบบของการทำงานที่สำคัญอย่างหนึ่งก็คือการรักษาการแกว่งของลำน้ำในท่อดิสเพลสเซอร์ได้โดยใช้การป้อนกลับของน้ำที่เกิดการ

แกว่งแบบกำรจากท่อปรับความถี่ (Tuning Column) ซึ่งลักษณะการต่อท่อร่วมกันระหว่างท่อปรับความถี่ และท่อคิสเพลสเซอร์สำหรับโครงการงานวิจัยนี้ได้เลือกใช้แบบการต่อกระบอกสูบรวม เพราะใช้ความดันภายนอกหรือพลังงานความร้อนอินพุทให้แก่ระบบน้อยกว่า หรืออาจจะกล่าวอีกนัยหนึ่งว่าลักษณะการต่อชนิดนี้เหมาะสำหรับระบบเครื่องต้นแบบขนาดเล็ก โครงสร้างนี้ปลายท่อด้านหนึ่งของท่อปรับความถี่ต่อร่วมกับปลายท่อด้านล่างของคิสเพลสเซอร์ด้านเช่น แสดงในรูปที่ 3.2 จากผลกระทบทที่มีต่อกันของน้ำที่ไหลไปกลับระหว่างท่อปรับความถี่และท่อคิสเพลสเซอร์เหมือนกับเป็นปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อการทำงานของระบบทั้งหมด



รูปที่ 3.2 โครงสร้างเครื่องชนิดฟลูอิดไดน์ชุดต้นแบบสำหรับโครงการงานวิจัย

การไหลไปกลับของน้ำระหว่างในท่อปรับความถี่และในท่อคิสเพลสเซอร์นั้นสามารถกล่าวถึงได้ในลักษณะโหมดการกระตุ้น (Excitation Modes) [5] ต่าง ๆ เพื่อให้เกิดการเคลื่อนที่ของน้ำที่มีการต่อท่อร่วมกันนั้นถูกแบ่งได้เป็น 2 แบบคือ โหมดการเคลื่อนที่ของน้ำอันเนื่องมาจากความดันของอากาศที่ตกลงในน้ำ (Hydrostatic Mode) ซึ่งมีโครงสร้างการต่อท่อปรับความถี่แบบกระบอกสูบแยก และ โหมดการเคลื่อนที่ของน้ำอันเนื่องมาจากกำลังของน้ำในระบบของมันเอง (Hydrodynamic Mode) ซึ่งมีโครงสร้างการต่อท่อปรับความถี่แบบกระบอกสูบรวม

จาก โครงสร้างการต่อท่อปรับความถี่แบบกระบอกสูบรวมนี้ที่ปรับความถี่มีลำน้ำไหลเข้าไปในส่วนของคิสเพลสเซอร์ซึ่งการไหลนี้มีความเร็วสูงกว่าในส่วนของท่อคิสเพลสเซอร์ ทำให้พลังงานจะถูกส่งถ่ายจากด้านท่อปรับความถี่ไปยังท่อคิสเพลสเซอร์ ส่งผลให้ line flow ของทั้งสองมีเฟสตรงกัน (in phase) จากรูปที่ 3.2 แสดง line flow ของความเร็วของน้ำในท่อปรับความถี่และท่อคิสเพลสเซอร์ในรูปของคลื่นไซน์ ซึ่งเราพบว่าความเร็วของน้ำในท่อปรับความถี่มีค่าสูงกว่าในท่อคิสเพลสเซอร์ จากลักษณะดังกล่าวนี้บ่งบอกถึงระบบได้มีการถ่ายโอนพลังงานจากการเคลื่อนที่ของน้ำในท่อปรับความถี่ไปสู่ท่อคิสเพลสเซอร์ ถ้าการแกว่งทั้งสองมีลักษณะเป็นรูปคลื่นไซน์ที่มีเฟสตรงกัน 90° degree แล้วระบบดังกล่าวจะให้ประสิทธิภาพการส่งถ่ายพลังงานสูงสุด เนื่องจากการเคลื่อนที่ของน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์เป็นลักษณะ steady state แสดงในสมการที่ 3.1

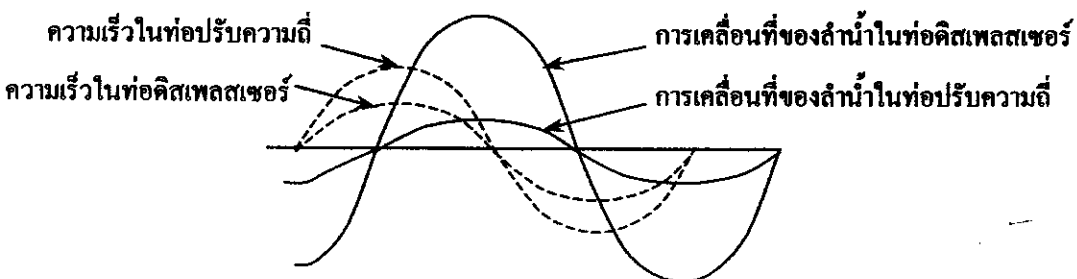
$$s_d = A \sin \omega \quad (3.1)$$

สำหรับการกระตุ้นจากการเคลื่อนที่ของน้ำในท่อปรับความถี่สามารถถูกจำลองด้วยสมการที่ 3.2

$$F_i = B \sin \omega + C \sin(\omega - 90^\circ) \quad (3.2)$$

สมการ 3.2 สามารถรวมเพื่อแสดงความสัมพันธ์ในตัวแปรของมุมต่างเฟส (ϕ) ระหว่างการเคลื่อนที่ของน้ำในท่อปรับความถี่และในท่อคิสเพลสเซอร์ได้ในสมการที่ 3.3 จะพบว่าถ้าเกิดการเคลื่อนที่ของลำน้ำที่มีมุมเฟส ตรงกันมากเท่าใดซึ่งอาจหมายถึงการไหลสวนทางกันจะทำให้ประสิทธิภาพการส่งถ่ายพลังงานต่ำลง

$$F_i = D \sin(\omega - \phi) \quad (3.3)$$



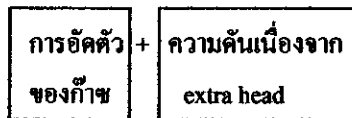
รูปที่ 3.2 Line Flow ในความเร็วและระดับของน้ำที่ไหลในท่อปรับความถี่และท่อคิสเพลสเซอร์
ในกรณี Hydrodynamic Coupling

จากการตั้งสมมติฐานเกี่ยวกับปริมาณพลังงานอินพุทที่น้อยกว่าเมื่อเทียบกับโครงสร้างของท่อปรับความถี่แบบต่อท่อแยกสามารถแสดงรูปความสัมพันธ์ของความดันอินพุทได้ จากสมการที่ 3.4 แสดงสมการความแตกต่างของความดัน (Δp_1) ระหว่างเกิดการอัดตัวของก๊าซในโครงสร้างแบบ Hydrodynamic Coupling ที่พิจารณาความดันแตกต่างกันระหว่างบริเวณผิวของน้ำทางท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อน และบริเวณท่อปลายเปิดของท่อปรับความถี่ในท่อแนวตั้ง ซึ่งเกิดจากผลรวมของความดันที่เกิดจากการอัดตัวของก๊าซทางด้านร้อนของท่อคิสเพลสเซอร์ ความดันเนื่องจากระดับน้ำในท่อปรับความถี่ลดต่ำลง และความดันในส่วนที่ระดับน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์เพิ่มขึ้น ส่วนค่าความแตกต่างของความดัน (Δp_2) ในแบบ Hydrostatic Coupling เกิดจากผลรวมของความดันที่เกิดจากการอัดตัวของก๊าซทางด้านร้อนของท่อคิสเพลสเซอร์ และความดันเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงของระดับน้ำทั้งสองด้านของท่อปรับความถี่ แสดงได้ในสมการที่ 3.5

Hydrodynamic Coupling
$$\Delta p_1 = \frac{P_m A_t x}{V_m} + \rho g x + \frac{\rho g x A_t}{2 A_d} \quad (3.4)$$



Hydrostatic Coupling
$$\Delta p_2 = \frac{P_m A_t x}{V_m} + 2 \rho g x \quad (3.5)$$



จากสมการที่ 3.4 พิจารณาในเทอมของความดันที่เกิดจากระดับในท่อคิสเพลสเซอร์ถูกยกขึ้นจะเห็นว่ามีย่านน้อยกว่าความดันในเทอม $\rho g x$ หลายเท่าเนื่องจากขนาดพื้นที่หน้าตัดของท่อปรับความถี่เล็กกว่าท่อคิสเพลสเซอร์เป็นผลทำให้ค่าอัตราส่วนระหว่าง $A_t/2A_d$ น้อยกว่าหนึ่ง จากผลดังกล่าวในสมการที่ 3.4 เราอาจจะทิ้งเทอมที่สามได้ ดังนั้นเราสามารถเปรียบเทียบค่าความแตกต่างความดันในแบบ Hydrodynamic และ Hydrostatic Coupling ได้ซึ่งพบว่า $\Delta p_2 > \Delta p_1$ และจากเหตุผลนี้อาจกล่าวได้โครงสร้างเครื่องชนิดในแบบ Hydrostatic Coupling ที่มีการต่อท่อปรับความถี่แบบกระบอกสูบแยกนั้นต้องใช้พลังงานความร้อนอินพุทเพื่อให้เกิดความดันอัดตัวที่ท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อน มีค่าสูงกว่าเครื่องชนิดที่มีโครงสร้างแบบ Hydrodynamic Coupling ที่มีการต่อท่อปรับความถี่แบบกระบอกสูบรวม ดังนั้นโครงการวิจัยนี้จึงได้เลือกใช้โครงสร้างแบบ Hydrodynamic Coupling เพื่อให้บรรลุตามวัตถุประสงค์การใช้พลังงานเหลือทิ้งที่มีระดับความร้อนอยู่ในเกรดต่ำ ดังนั้นในโครงการวิจัยนี้เครื่องฟลูอิดไดนามิกได้ออกข้อแนะนำที่ปลายด้านล่างของท่อคิสเพลสเซอร์เพื่อส่งถ่ายพลังงานจากการเคลื่อนที่ของน้ำไปยังระบบสูบน้ำต่อไป

3.4 ท่อลดแรงดัน

ท่อลดแรงดันเป็นส่วนประกอบที่สำคัญส่วนหนึ่งของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์ที่ทำให้ระบบมีประสิทธิภาพการทำงานสูงขึ้นเช่นเดียวกับเครื่องยนต์สเตอร์ลิงที่มีชุดกักเก็บความร้อนซึ่งมีหน้าที่กั้นความร้อนจากส่วนอากาศร้อน(ปลายท่อร้อนด้านบนของคิสเพลสเซอร์) ไปยังด้านอากาศเย็น (ปลายท่อเย็นด้านบนของคิสเพลสเซอร์) หลักการนี้ก็เช่นเดียวกันกับเครื่องยนต์ลูกสูบเหลวที่มีวิธีที่นำเอาความร้อนภายในส่วนด้านร้อนกลับมาใช้ใหม่ เพื่อให้ได้ประสิทธิภาพทางความร้อนที่เหมาะสมของเครื่องยนต์ เนื่องจากมันจะก่อให้เกิดความสมดุลที่เหมาะสมระหว่างการสูญเสียการไหล (Flow Losses) ขณะที่ถ้ามีการแกว่ง และความร้อนกลับคืนหรือชดเชยขึ้นในขณะที่ระบบมีอุณหภูมิสูงมาก โดยทั่วไปแล้วท่อลดความดันหรือแรงดันนั้นมีโครงสร้างหรือใช้วัสดุแตกต่างกันไปขึ้นอยู่กับลักษณะของเครื่องฟลูอิดไดน์นั้น เช่นอาจใช้วัสดุฉนวนที่มีโครงสร้างแบบโครงคาน้ำ หรืออาจใช้วัสดุโลหะที่มีโครงสร้างแบบขดเพื่อเพิ่มระยะทางการเคลื่อนที่ของความร้อน สำหรับโครงการวิจัยนี้ได้เลือกใช้ท่อทองแดงเพื่อนำมาเป็นท่อลดแรงดันแบบขด มีเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับ 0.635 cm. มีความยาวทั้งหมด 68 cm. จากรอยต่อตั้งแต่ท่อด้านบนของคิสเพลสเซอร์ด้านร้อนจนถึงท่อด้านเย็นจากการกำหนดเลือกใช้ขนาดและความยาวของท่อลดแรงดันดังกล่าว เราสามารถแสดงความสัมพันธ์ของอัตราการถ่ายเทความร้อน (Q) ซึ่งมีกลไกแบบการพาความร้อน (Heat Convection) และผลต่างของอุณหภูมิของท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อนและด้านเย็น ($T_r - T_c$) ได้จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน (Cooling Law of Newton) ดังนี้

$$Q = hA\Delta T \quad (3.6)$$

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 ($^\circ C$)

ดังนั้นสมการข้างต้นสามารถแสดงในเทอมของความยาวท่อได้ดังนี้

$$Q = h\pi dL\Delta T \quad (3.7)$$

เมื่อพิจารณาระบบในสถานะอุณหภูมิกคงที่ (Isothermal) ไม่พิจารณาการสูญเสียเนื่องจากสถานะทรานเซียน (transient) จากสมการที่ 3.7 พบว่าการพาความร้อนของก๊าซร้อนจากท่อด้านร้อนไปยังด้านเย็นนั้นมีความสัมพันธ์กับความยาวของท่อลดแรงดัน สำหรับการทำงานของเครื่อง

ยนต์ฟลูอิดไดน์นั้นจำเป็นต้องเกิดความดันลดลง (Pressure Drop) อย่างเหมาะสมที่ตัวกลางระหว่าง ด้านร้อนและด้านเย็นซึ่งในที่นี้ก็คือท่อลดแรงดัน เหตุผลที่สำคัญก็คือความต้องการเพื่อให้เกิดความแตกต่างระหว่างความดันทางด้านร้อนและด้านเย็น Δp ที่มีค่าเหมาะสมเพื่อให้เกิดการทำงานใน โหมด Hydrodynamic ขึ้น ในทำนองเดียวกันความดันสูญเสียของท่อลดแรงดันนั้นก็มีความสัมพันธ์แบบแปรผันตามกับความแตกต่างของอุณหภูมิ (ΔT) ด้านร้อนและด้านเย็นด้วย สำหรับชุด เครื่องยนต์คันแบบนี้มีโครงสร้างไม่ซับซ้อนซึ่งรวมถึงการเลือกใช้ท่อลดแรงดันแบบชนิด 1 รอบที่มีความยาวคงที่ค่าหนึ่งเพื่อเกิดความดันลดลง (Pressure Drop) อย่างไรก็ตามท่อลดแรงดันนั้นยังไม่มีประสิทธิภาพในการกักเก็บความร้อนได้ดีเหมือนกับรีเจนเนอเรเตอร์ ดังนั้นจึงได้มีการชดเชยเพื่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่เหมาะสมโดยเพิ่มชุดระบายความร้อนให้ทางท่อด้านเย็นอย่างต่อเนื่อง แสดงโครงสร้างในรูปที่ 3.2

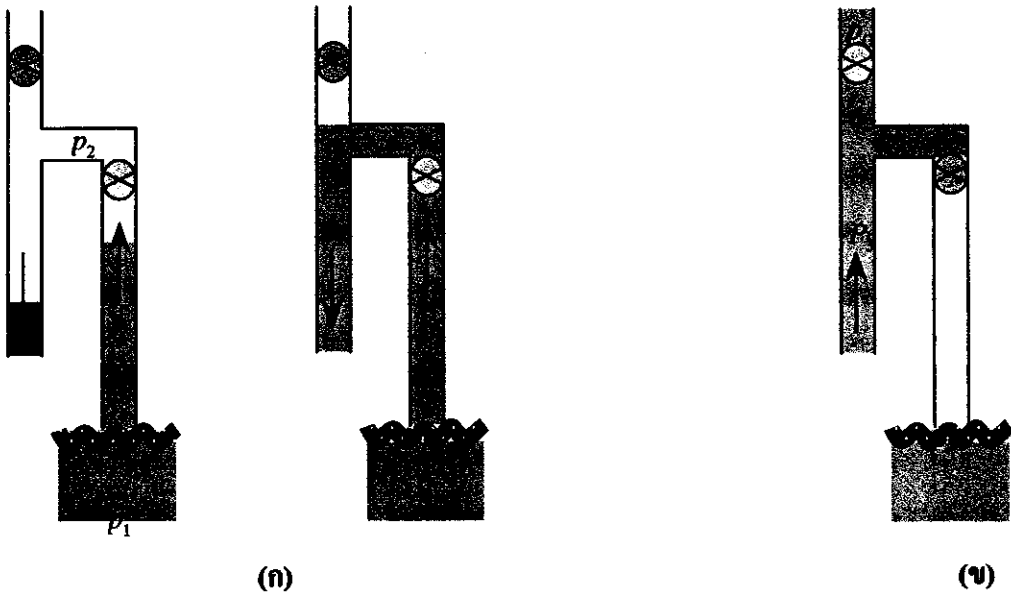
ถึงแม้ว่าการทำงานจริงของเครื่องยนต์ฟลูอิด ไดน์เป็นแบบสภาวะไม่คงที่ (Transient) เราสามารถคำนวณอย่างง่ายโดยพิจารณาสมการ 3.7 ซึ่งเราสามารถรู้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิ ด้านร้อนและด้านเย็นจากการติดตั้งชุดตรวจจับอุณหภูมิทางด้านร้อน และด้านเย็นเพื่อศึกษาเงื่อนไข การทำงานของเครื่องยนต์ฟลูอิด ไดน์ชุดนี้ และจะได้นำเสนอผลการทดสอบในเงื่อนไขต่างๆ ในบทที่ 5 เพื่อหาเงื่อนไขการทำงานที่ให้ประสิทธิภาพการสูบน้ำสูงสุด

3.5 การต่อปั๊มแบบอนุกรม

เป็นที่ทราบกันแล้วว่าในระบบการทำงานจริงของเครื่องยนต์ฟลูอิด ไดน์นั้นเป็นแบบ สภาวะไม่คงที่ (Transient) เนื่องจากเกิดการอัดตัวของก๊าซทางท่อด้านร้อนเมื่อให้ความร้อนแก่ ระบบเป็นผลทำให้ลำน้ำทางด้านเย็นมีการยกตัวขึ้น และเคลื่อนลงตามแรงโน้มถ่วงของโลกกับผล ของความดันทางท่อด้านเย็น จึงเกิดการแกว่งของลำน้ำในระบบซึ่งรายละเอียดได้กล่าวไว้แล้วใน ส่วนข้างต้น ดังนั้นเราจึงได้นำปั๊มมาต่อเพื่อนำการเคลื่อนที่ของลำน้ำเปลี่ยนเป็นงานขึ้น ในส่วนรายละเอียดของโครงสร้างในการต่อปั๊มชนิดนี้ถูกกล่าวไว้ในบทที่ 2 สำหรับในส่วนนี้จะได้นำเสนอถึง การออกแบบเช็ควาล์ว หรือวาล์วทางเดียวสำหรับชุดคันแบบขนาดเล็กที่มีแรงดันน้ำน้อย ๆ ส่งไป ยังวาล์ว ด้วยเหตุดังกล่าวนี้ เป็นผลให้เช็ควาล์วจำเป็นต้องถูกออกแบบให้ใช้แรงดันเปิดวาล์วน้อยที่ สุดหรือมีแรงเสียดทานของการเปิดปิดวาล์วให้น้อยที่สุด โดยได้ทำการสร้างจากอะลูมิเนียมที่มีน้ำหนักเบาเพียง 60 กรัม และใช้แหวนยางเพื่อป้องกันน้ำและอากาศรั่วซึม ชุดปั๊ม ถูกต่อแบบ อนุกรมสังเกตได้ใน โครงสร้างรูปที่ 3.2 ซึ่งประกอบด้วยวาล์วทางเดียวจำนวน 2 ชุด หลักการ ทำงานของวาล์วทั้งสองคือ การสลับปิด-เปิดจากผลการแกว่งขึ้น-ลงของลำน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์ ทำให้ส่วนของท่อซึ่งอยู่บริเวณระหว่างปลายจุดต่อของวาล์วทั้งสอง และปลายที่ต่อกับคิสเพลส เซอร์ด้านเย็นท่อมีความดันลดลงเรื่อย ๆ จนกระทั่งมีค่าต่ำกว่าความดันสัมบูรณ์ที่ระยะความสูง

ประมาณ 1 เมตร น้ำที่ระดับต่ำสามารถถูกสูบขึ้นได้จากความแตกต่างของความดันดังกล่าว เราสามารถแบ่งการพิจารณาการไหลในท่อสุบน้ำได้เป็น 2 ส่วน

พิจารณากรณีเครื่องรอบชักแรกของลำน้ำ ($\frac{1}{2}$ Stroke) ที่เริ่มสูบน้ำได้ ลำน้ำในท่อถูกกดลงทำให้วาล์วตัวบนปิด เกิดความดัน (p_2) ระหว่างวาล์วทั้งสองค่าหนึ่งต่ำกว่าความดันสัมบูรณ์ทำให้วาล์วตัวล่างเปิดและน้ำไหลขึ้นผ่านวาล์วตัวล่างได้ ซึ่งน้ำได้ถูกขังในท่อ แสดงการทำงานในรูปแบบที่ 3.4 (ก)



รูปที่ 3.4 (ก) การทำงานของวาล์วเมื่อลำน้ำในท่อถูกกดลง พิจารณาที่ $\frac{1}{2}$ stroke แรก
(ข) การทำงานของวาล์วเมื่อลำน้ำในท่อถูกยกขึ้น พิจารณาที่ $\frac{1}{2}$ stroke หลัง

พิจารณากรณีเครื่องรอบชักหลังของลำน้ำ เมื่อลำน้ำในท่อถูกยกขึ้น ความดันในท่อที่อยู่ระหว่างวาล์วตัวบน และวาล์วตัวล่างจะมีค่าสูงกว่าบรรยากาศทำให้วาล์วตัวล่างปิด และวาล์วตัวบนเปิด จากความดันดังกล่าวทำให้น้ำถูกดันออกสู่ปลายท่อที่ความดันบรรยากาศ แสดงการทำงานในรูปแบบที่ 3.4 (ข)

เราสามารถพิจารณาได้จากสมการเบอร์นูลลี (Bernoulli's Equation) ดังนี้

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 + \rho g y_1 = p_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \rho g y_2 \quad (3.8)$$

โดยที่ p_1 คือ ความดันของน้ำบริเวณปลายท่อด้านล่าง (Pa)

p_2 คือ ความดันที่บริเวณปลายท่อด้านบนวาล์วตัวล่าง (Pa)

- v_1 คือ ความเร็วของน้ำที่บริเวณปลายท่อด้านล่าง (m/s)
 v_2 คือ ความเร็วของน้ำที่บริเวณปลายท่อด้านบนวาล์วตัวล่าง (m/s)
 y_1 คือ ระดับความสูงของปลายท่อด้านต่ำจากระดับอ้างอิงใด ๆ (m)
 y_2 คือ ระดับความสูงของปลายท่อด้านบนจากระดับอ้างอิงใด ๆ (m)
 ρ คือ ความหนาแน่นของน้ำ (kg/m^3) เท่ากับ $1,000 \text{ kg/m}^3$
 g คือ แรงโน้มถ่วงของโลก (9.8 m/s^2)

สมมติให้ระบบทั้งหมดมีการไหลแบบอุดมคติ พิจารณาที่ครึ่งช่วงชักแรก เราสามารถหาความดันสะสม (p_2) ค่าสุดที่สามารถสูบน้ำขึ้นผ่านวาล์วตัวล่างได้จากสมการเบอร์นูลี ซึ่งความดันที่ปลายท่อจุ่มน้ำ (p_1) เท่ากับ $p_o + \rho gh$ ความเร็วของน้ำในท่อสูบน้ำที่จุดใด ๆ เท่ากันจากการสมมุติให้พื้นที่หน้าตัดของท่อและวาล์วที่น้ำไหลผ่านให้มีขนาดเท่ากันทั้งหมด ดังนั้นในเทอม $\frac{1}{2} \rho (v_2 - v_1)$ พิจารณาเป็นศูนย์ และ $y_1 - y_2$ คือระยะความสูงระหว่างปลายท่อที่จุ่มน้ำถึงวาล์วตัวล่างถ้าระยะดังกล่าวมีค่าเท่ากับ 0.7 m . โดยคิดเครื่องหมายลบเมื่อให้ y_1 เป็นระดับอ้างอิง ดังนั้นแล้วสามารถเขียนสมการใหม่ได้ดังนี้

$$p_2 = (p_o + \rho gh) + \frac{1}{2} \rho (v_1 - v_2) + \rho g (y_1 - y_2) \quad (3.9)$$

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

เมื่อแทนค่าต่าง ๆ ทำให้รู้ระดับความดันค่าสุดที่สามารถสูบน้ำขึ้นกระทั่งไปถึงวาล์วตัวล่างได้มีค่าเพียงประมาณ $0.95 \times 10^5 \text{ Pa}$ ต่ำกว่าความดันบรรยากาศเล็กน้อย

พิจารณาที่ครึ่งช่วงชักหลัง เมื่อวาล์วตัวบนเปิดเนื่องจากความดันสะสมในระบบสูงขึ้นจากที่ลำนํ้าในท่อถูกยกขึ้น เราสามารถหาความสัมพันธ์ของความดัน (p_3) สะสมในระบบจากสมการเบอร์นูลีดังนี้

$$p_3 = p_o + \rho g (y_o - y_3) \quad (3.10)$$

โดยที่ p_3 คือ ความดันสะสมค่าสุดที่ทำให้วาล์วตัวบนเปิด (Pa)

p_o คือ ความดันบรรยากาศ $1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$

y_o คือ ระดับความสูงของวาล์วตัวบน (m)

y_3 คือ ระดับความสูงของท่อที่เกิดความดันสะสมค่าสุดที่ทำให้วาล์วตัวบนเปิด (m)

เมื่อพิจารณา y_3 เป็นระดับอ้างอิงแล้วเราสามารถเขียนสมการ 3.10 ใหม่ได้ดังนี้

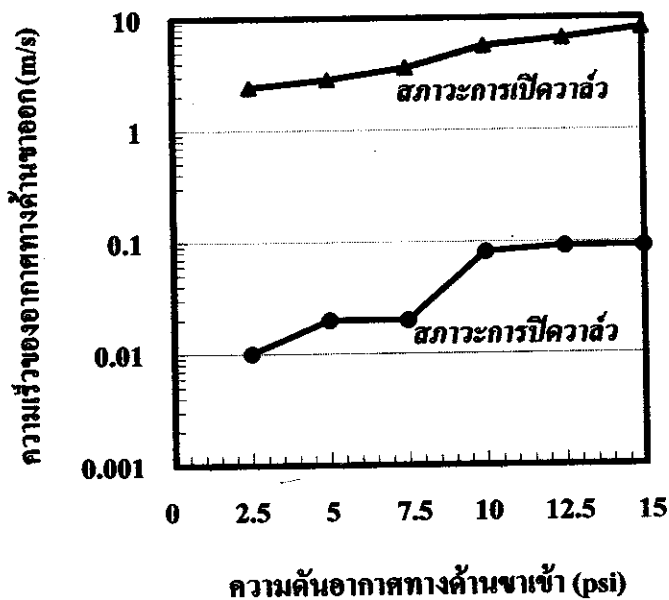
$$p_3 = p_o + \rho g y_o \quad (3.11)$$

จากสมการพบว่าความดันสะสมต่ำสุดที่ทำให้ชุดสูบน้ำนั้นสามารถสูบน้ำได้มีความสัมพันธ์แปรตามกับระดับความสูงของวาล์วตัวบน ดังนั้นการออกแบบที่ดีเราควรติดตั้งวาล์วไม่สูงมากนักแต่ไม่ต่ำกว่าระดับน้ำในระบบ(ในที่จรูปตัว U) ขณะเริ่มต้น



รูปที่ 3.5 ส่วนประกอบของวาล์วทางเดียวสำหรับโครงการวิจัยนี้

หลังจากการออกแบบสร้างวาล์วได้ทำการตรวจสอบคุณสมบัติพื้นฐานการทำงานของวาล์วอย่างง่าย ๆ โดยทดสอบวาล์วในสถานะเปิดและปิดด้วยอากาศโดยใช้ปั๊มลม PUMA พร้อมติดตั้ง Regulator และเครื่องวัดความเร็วลม TESTO 425 พิกัด 10 m/s และใช้เวลาในการทดสอบในแต่ละครั้ง 120 วินาที

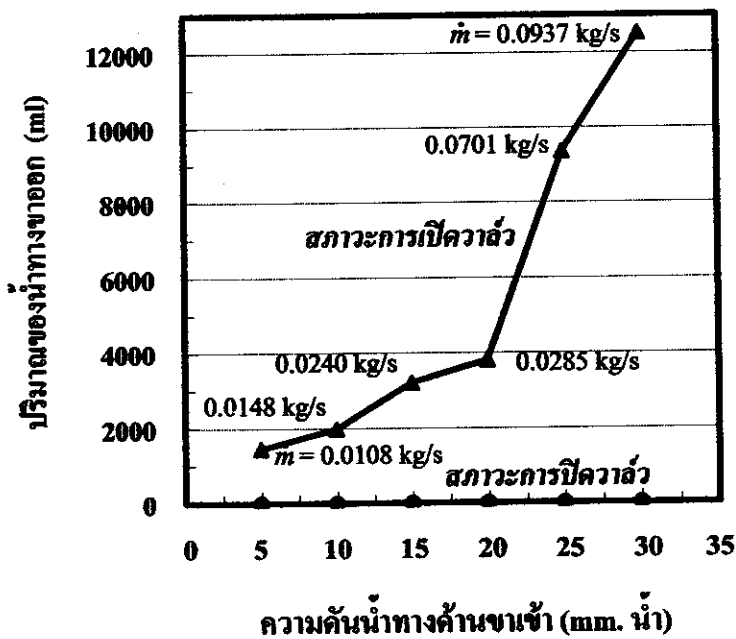


รูปที่ 3.6 ความสัมพันธ์ของความดันอากาศที่ภายใต้การทดสอบสภาวะเปิดปิดของวาล์วและค่าความเร็วของอากาศทางขาออกของวาล์ว

จากรูปที่ 3.6 แสดงความสัมพันธ์ของความดันของอากาศที่ทดสอบการเปิดปิดของวาล์ว และความเร็วของอากาศทางขาออกของวาล์วถูกพบว่า การทดสอบที่สภาวะการปิดวาล์ว นั้นค่าความดันของอากาศที่อัดเข้าไปสูงกว่า 12.5 psi ตรวจวัดความเร็วของอากาศที่รั่วออกมาได้เพียง 0.09 m/s สำหรับการทดสอบในทางตรงกันข้ามพบว่าความดันอากาศในระดับต่ำสุดที่ทำให้การทดสอบเพียง 2.5 psi ก็สามารทำให้วาล์วเปิดที่ระดับความเร็วลมวัดได้ 2.45 m/s และความเร็วสูงสุดที่วัดได้เท่ากับ 8.15 m/s ที่ระดับความดันอากาศสูงสุดที่ทำให้การทดสอบเท่ากับ 15 psi

จากผลการทดสอบคุณสมบัติการปิดเปิดด้วยอากาศพบว่าผลที่ดังกล่าวเป็นที่น่าพอใจ และสามารถประเมินการทำงานของวาล์วอย่างเบื้องต้นเมื่อระบบมีการทำงานจริงในช่วงขณะที่ชุดปั๊มสร้างสูญญากาศนั้นจะมีประสิทธิภาพการสร้างสูญญากาศได้

ในกรณีช่วงที่ระบบชุดปั๊มทำงานเพื่อสูบน้ำจากระดับต่ำขึ้นสู่ที่สูงนั้นเราจำเป็นต้องตรวจสอบคุณสมบัติการทำงานของปั๊มในสภาวะเปิดปิดด้วยน้ำ โดยมีเครื่องมือที่ใช้สำหรับทดสอบคือ TQ GILUES และ GH 5.0 Centrifugal Pump Test Set และใช้เวลาในการทดสอบในแต่ละครั้ง 120 วินาที โดยแสดงความสัมพันธ์ของความดันของน้ำที่ส่งผ่านวาล์วและปริมาณของน้ำทางขาออกของวาล์วในรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 ความสัมพันธ์ของความดันน้ำที่ทดสอบการเปิดปิดของวาล์วและปริมาณของน้ำทางขาออกของวาล์ว

จากรูปที่ 3.7 พบว่าการทดสอบที่สภาวะการเปิดวาล์วที่ความดันของน้ำต่ำสุดที่ทำการทดสอบเพียง 5 ml ก็สามารถตรวจวัดปริมาณของน้ำทางขาออกของวาล์วได้สูงถึง 1450 ml ที่อัตราการไหลเท่ากับ 0.0108 kg/s และที่ความดันของน้ำสูงสุดที่ทำการทดสอบเท่ากับ 30 mm น้ำในทำนองเดียวกันเรายังสามารถวัดปริมาณน้ำทางขาออกได้เท่ากับ 12,500 ml ที่อัตราการไหล 0.0937 kg/s สำหรับการทดสอบในทางตรงกันข้ามพบว่าความดันของน้ำตั้งแต่ 5 - 30 mm น้ำ ไม่พบการรั่วของน้ำทางขาออก ดังนั้นจากผลการทดสอบคุณสมบัติการปิดเปิดด้วยน้ำพบว่าผลที่ได้ดังกล่าวเป็นที่น่าพอใจมาก และสามารถประเมินการทำงานของวาล์วอย่างเบื้องต้นเมื่อระบบมีการทำงานจริงในช่วงขณะที่ชุดปั๊มทำการสูบน้ำนั้นจะมีประสิทธิภาพการสูบน้ำได้ดี

ถึงแม้ว่าผลการทดสอบการทำงานปิดเปิดของวาล์วทางเดียวนั้นได้ผลเบื้องต้นเป็นที่น่าพอใจ แต่อย่างไรก็ตามจากโครงสร้างของวาล์วขณะที่วาล์วเปิดนั้นได้เกิดแรงต้านทานของการไหลจากตัวมันเองสูงกว่าวาล์วที่ขายตามท้องตลาดซึ่งมีมุมการเปิดได้สูงสุดถึง 90° อย่างไรก็ตามวาล์วตามท้องตลาดนั้นต้องใช้ความดันน้ำและอากาศเริ่มต้นเพื่อเปิดวาล์วมีค่าสูงกว่า เนื่องจากวัสดุมีน้ำหนักมากกว่าหลายเท่าตัว จากเหตุผลดังกล่าวจึงทำให้วาล์วทางเดียวที่ออกแบบสำหรับชุดปั๊มในเครื่องยนต์คันแบบชนิดนี้มีความเหมาะสมสำหรับระบบปั๊มที่มีแรงดันต่ำ

3.6 สรุป

ชุดเครื่องยนต์ฟลูอิด ไลน์คันแบบสำหรับโครงการวิจัยนี้ ได้สร้างในแบบกระบอกสูบรวมเพื่อวัตถุประสงค์เบื้องต้นในการใช้พลังงานอินพุตค่า และต่อชุดสูบน้ำแบบอนุกรมเพื่อใช้หลักการของกำลังของน้ำที่เคลื่อนที่ขึ้นลงในท่อคิสเพลสเซอร์มาสร้าง ความดันสะสมในชุดสูบน้ำต่อไป อีกทั้งวาล์วทางเดียวซึ่งเป็นส่วนประกอบที่สำคัญของชุดสูบน้ำนั้น ได้ถูกออกแบบให้มีความเหมาะสมกับความดันเปิด-ปิดวาล์วค่า และพบว่าคุณสมบัติของวาล์วมีผลต่อประสิทธิภาพต่อการสูบน้ำ ดังนั้นแล้วในการปรับปรุงเพื่อการประยุกต์ใช้งานจริงตามวัตถุประสงค์ อีกทั้งการปรับปรุงประสิทธิภาพจึงไม่เพียงแต่คำนึงถึงขนาดของแรงดันลำนน้ำในท่อขาออกมีค่าสูงสุดที่ความถี่ธรรมชาติเพื่อให้ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์สูงเท่านั้น แต่ต้องพิจารณาคุณสมบัติที่ดี และความเหมาะสมในส่วนชุดสูบน้ำด้วย

บทที่ 4

การออกแบบชุดวัดความถี่

4.1 บทนำ

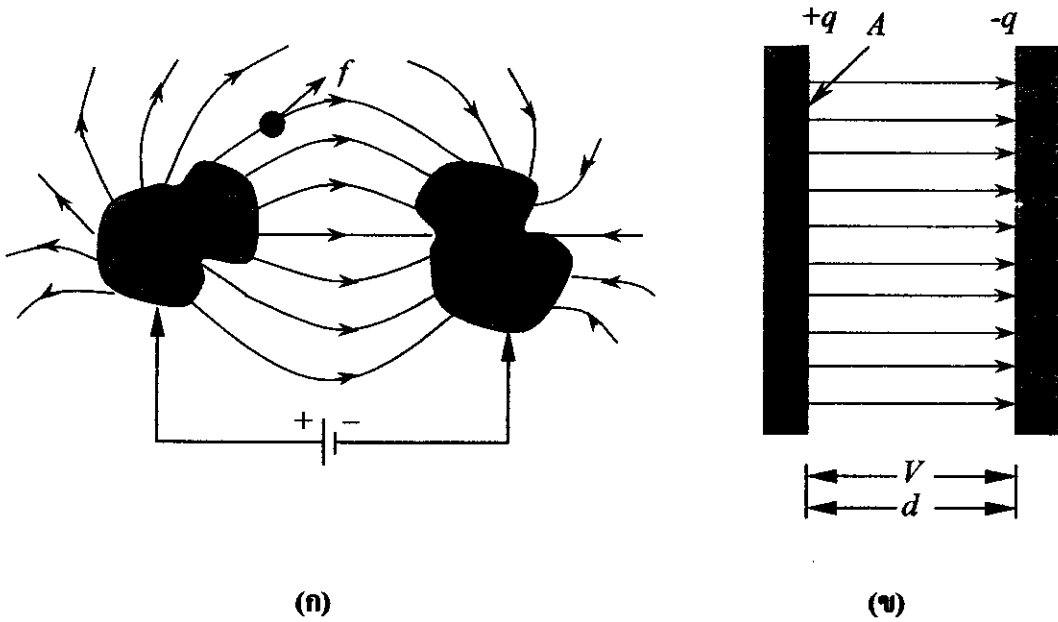
จากหลักการทำงานของเครื่องฟลูอิดไดน์ที่ได้นำการเคลื่อนที่ของลำน้ำมาเป็นพลังงานต้นกำลัง เพื่อให้ระบบเกิดงานขึ้น กลไกการเคลื่อนที่ของลำน้ำหรือเรียกว่าการแกว่ง (Oscillation) นั้นจำเป็นต้องอาศัยหลักการกำจร (Resonance) ของคลื่นลำน้ำในท่อปลายเปิด ดังนั้นส่วนประกอบที่สำคัญอย่างหนึ่งที่ทำให้ระบบเกิดการ ทำงานอย่างมีประสิทธิภาพคือ ท่อปรับความถี่ (Tuning Column) ซึ่งมีปลายของท่อเปิดสู่บรรยากาศ และอีกด้านต่อเข้ากับด้านล่างของท่อคิสเพลสเซอร์ วัตถุประสงค์ในการต่อท่อปรับความถี่เข้ากับระบบเพื่อให้เกิดการแกว่งของลำน้ำ หรือเกิดการกำจรเข้าใกล้ความถี่ธรรมชาติมากที่สุด ซึ่งจะเป็นผลทำให้ได้พลังงานสูงสุดในรูปของขนาด (Amplitude) และความถี่ (frequency) ของคลื่นลำน้ำขึ้นลงมากที่สุด ดังนั้นในโครงการวิจัยในบทที่ 4 นี้ได้นำเสนอการออกแบบตัวตรวจจับความถี่ขึ้นลงอย่างง่ายของลำน้ำในท่อปรับความถี่ โดยอาศัยหลักการของคาปาซิทีฟทรานสดิวเซอร์ (Capacitive Transducer) เมื่อค่าไดอิเล็กตริกของวัสดุเปลี่ยนแปลงซึ่งหมายถึงลำน้ำในท่อ tuning Line เปลี่ยนแปลงแล้วค่าคาปาซิแตนซ์จะเปลี่ยนแปลงเนื่องจากค่ารีแอคแตนซ์มีการเปลี่ยนแปลงเมื่อให้ความถี่ของแหล่งจ่ายไฟฟ้าคงที่ ลักษณะดังกล่าวนี้เป็นพฤติกรรมที่สำคัญอย่างหนึ่งเพราะสามารถบ่งบอกถึงประสิทธิภาพและพลังงานขาออกได้

4.2 หลักการ และการออกแบบคาปาซิทีฟทรานสดิวเซอร์

เมื่อพิจารณาวัตถุหรือแผ่นตัวนำสองชนิดที่ถูกวางห่างกันและทำการต่อเบดเคอร์รี่เข้าไป ดังรูปที่ 4.1 แผ่นตัวนำทั้งสองจะได้รับประจุตรงข้ามจำนวนเท่ากัน แผ่นที่ถูกประจุด้วยขั้วลบจะได้รับอิเล็กตรอน ขณะที่แผ่นที่ถูกประจุด้วยขั้วบวกจะสูญเสียหรือให้อิเล็กตรอน ถ้าปลดเบดเคอร์รี่ออกแล้วและแผ่นตัวนำทั้งสองถูกแยกออกจากกันในสุญญากาศแล้วมันจะยังคงมีประจุตลอดไป ดังนั้นชุดแผ่นตัวนำทั้งสองซึ่งเก็บประจุไฟฟ้าไว้ได้ถูกเรียกว่าตัวเก็บประจุ (Capacitor) ตัวเก็บประจุอาจจะถูกแสดงลักษณะได้ในเทอมของประจุ q และแรงดันไฟฟ้า V ที่ป้อนให้กับวัตถุทั้งสอง สามารถแสดงความสัมพันธ์ได้ดังสมการที่ 4.1

$$C = \frac{q}{V} \quad (4.1)$$

โดยที่ C คือ ค่าคาปาซิแตนซ์ของตัวเก็บประจุ ซึ่งค่านี้จะขึ้นอยู่กับรูปร่างและตำแหน่งสัมพัทธ์ของวัตถุตัวนำทั้งสอง อีกทั้งค่าคาปาซิแตนซ์ยังขึ้นอยู่กับตัวกลางระหว่างวัตถุหรือแผ่นตัวนำด้วย ในหน่วย SI นั้นค่าคาปาซิแตนซ์มีหน่วยเป็น ฟารัด (Farad) ซึ่งเท่ากับ คูลอมบ์ต่อ โวลท์



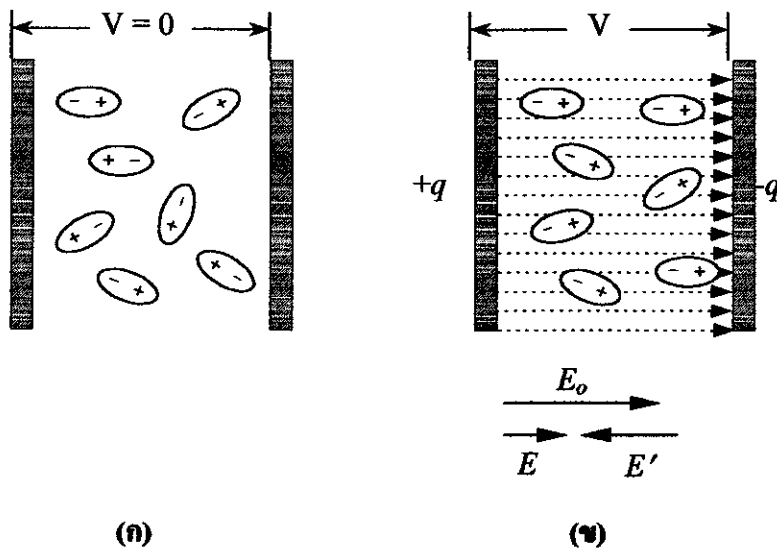
รูปที่ 4.1 (ก) ประจุไฟฟ้า และแรงดันไฟฟ้าที่กำหนดค่าคาปาซิแตนซ์ระหว่างวัตถุตัวนำทั้งสอง
(ข) ตัวเก็บประจุไฟฟ้าในแบบการขนานกันของแผ่นตัวนำ

ในทำนองเดียวกัน ค่าคาปาซิแตนซ์ในแบบที่มีโครงสร้างในดังรูปที่ 4.1 (ข) เราสามารถแสดงความสัมพันธ์ในเทอมของระยะห่างระหว่างแผ่นตัวนำซึ่งอยู่ในสุญญากาศที่มีค่าสภาพยอม (Permittivity Constant, ϵ_0) เท่ากับ $8.8542 \cdot 10^{-12} \text{ C}^2/\text{Nm}^2$ แสดงในสมการที่ 4.2 ซึ่งเป็นสมการที่มีความสำคัญสำหรับการออกแบบทรานซิสเตอร์แบบคาปาซิทิฟ

$$C = \frac{\epsilon_0 A}{d} \quad (4.2)$$

การเปลี่ยนแปลงพารามิเตอร์ต่าง ๆ ในสมการนั้นจะทำให้ค่าความเก็บประจุไฟฟ้าของมันเปลี่ยนแปลงเป็นเชิงเส้น ถึงแม้ว่าความสัมพันธ์อย่างเป็นเชิงเส้นนี้ใช้อธิบายได้เฉพาะ โครงสร้างการขนานกันของแผ่นตัวนำเท่านั้น แต่เราสามารถปรับเปลี่ยนสมการได้จากการให้ค่าอัตราส่วนของ A/d เป็นตัวแปรเรขาคณิต (Geometry Factor, G) อีกทั้งในปี ค.ศ 1837 ไมเคิล ฟาราเดย์ได้ค้นพบอิทธิพลของตัวกลางที่อยู่ระหว่างแผ่นตัวนำที่มีผลต่อค่าคาปาซิแตนซ์ของมันซึ่งเรียกตัวแปรของตัวกลางใด ๆ นี้ว่าค่าคงที่ไดอิเล็กตริก (Dielectric Constant, K) เมื่อป้อนสนามไฟฟ้าภายนอกให้แก่ตัวเก็บประจุแบบแผ่นตัวนำที่ขนานกันแล้ว ไดอิเล็กตริกของตัวกลางใด ๆ จะแยกตัวและเคลื่อนที่ โมเลกุลในทิศทางเดียวกัน (Molecular Polarization) หรือเรียกว่าการโพลาไรซ์เป็นผลทำให้ค่าคาปาซิแตนซ์เพิ่มขึ้น จากตัวอย่างรูป

ที่ 4.2 (ก) ที่มีไดอิเล็กตริกของน้ำเป็นตัวกลางระหว่างแผ่นตัวนำ ในขณะที่ไม่มีสนามไฟฟ้าภายนอกนั้น โมเมนต์ของไดอิเล็กตริกต่างๆ นั้นจะมีไดโพล โมเมนต์ (Dipole Moment) ถาวร ในขณะที่ไดอิเล็กตริกอื่น ๆ ในรูปที่ 4.2 (ข) ถูกโพลาริซ์เนื่องจากมีสนามไฟฟ้าภายนอกกระทำ การเกิดกระบวนการเช่นนี้ เราเรียกว่าไดอิเล็กตริกโพลาริเซชัน (Dielectric Polarization) ซึ่งทิศทางของไดโพลจะวางแนวเดียวกับกับเส้นสนามไฟฟ้า อย่างไรก็ตามการปรวนแปรเนื่องจากความร้อนจะทำให้ทิศทางไม่ถูกวางให้เป็นเส้นตรง ในไดโพลแต่ละตัวจะสร้างสนามไฟฟ้าในตัวมันเองขึ้น (E') ซึ่งมีอำนาจในทิศทางตรงข้ามกับสนามไฟฟ้าภายนอก E_o เป็นผลทำให้เกิดผลของการรวมตัวไดโพล E' ขึ้นและเกิดสนามไฟฟ้าในตัวเก็บประจุที่อ่อนลงในที่สุด ($E=E_o+E'$)



รูปที่ 4.2 (ก) ทิศทางของไดโพลแบบอิสระปราศจากการป้อนสนามไฟฟ้าภายนอก

(ข) ทิศทางของไดโพลวางตามแนวเดียวกับสนามไฟฟ้าภายนอก

สนามไฟฟ้าที่ลดลงนี้ก่อให้เกิดแรงดันไฟฟ้าคคร่อมค่าน้อย ๆ ที่ตัวเก็บประจุซึ่ง $V=V_o/\kappa$ แทนค่าแรงดันไฟฟ้านี้ลงในสมการที่ 4.1 จะแสดงค่าความจุไฟฟ้าได้ในเทอมของตัวแปรไดอิเล็กตริก

$$C = \kappa \frac{q}{V_o} = \kappa C_o \quad (4.3)$$

สำหรับตัวเก็บประจุในระบบแผ่นตัวนำขนานกันจะได้ว่า

$$C = \frac{\kappa \epsilon_o A}{d} \quad (4.3)$$

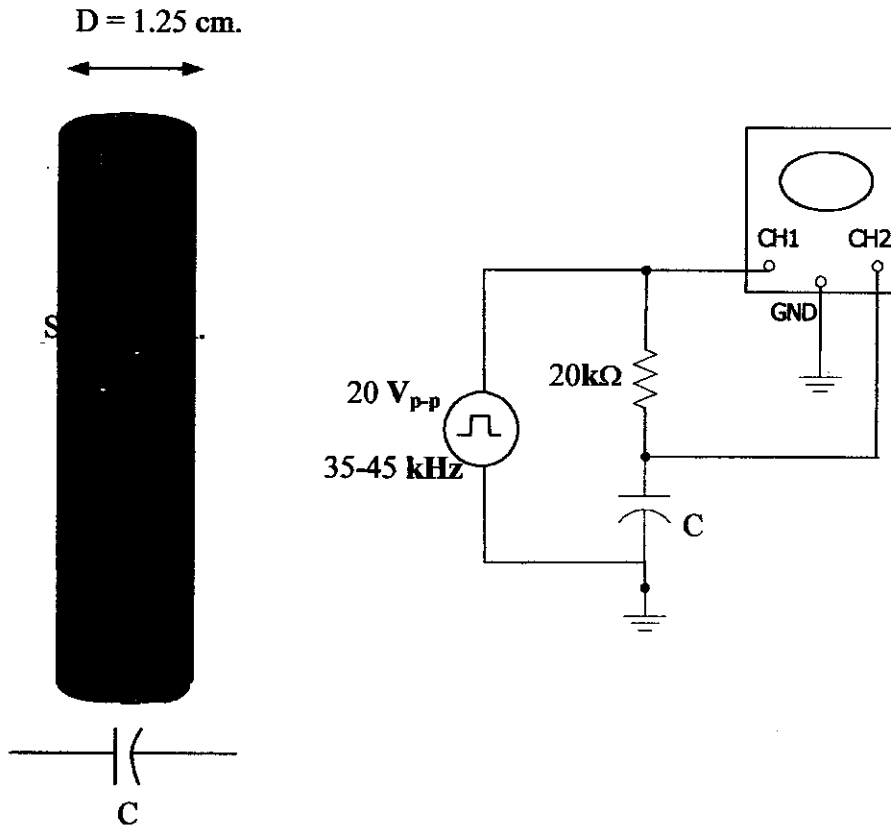
ในรูปทรงอื่น ๆ โดยทั่วไปเราสามารถแสดงความสัมพันธ์ของค่าความจุไฟฟ้าที่เกิดจากวัตถุตัวนำสองตัวในเทอมของตัวแปรทางเรขาคณิต (Geometry Factor, G) ดังสมการที่ 4.4

$$C = \epsilon_0 KG \quad (4.4)$$

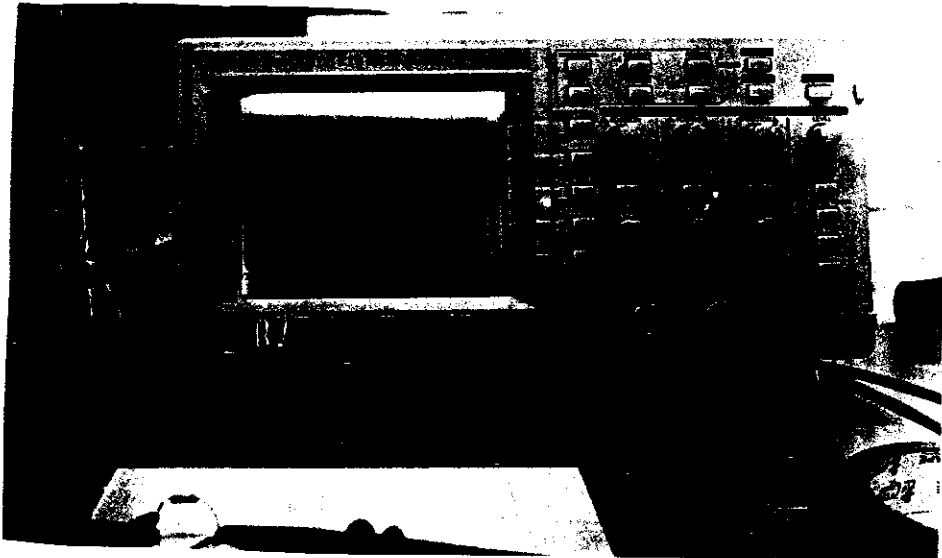
โดยที่ ค่า G ขึ้นอยู่กับรูปร่างของวัตถุตัวนำ ค่า K คือค่าคงที่ไดอิเล็กตริกของวัสดุ จากสมการที่ 4.4 สามารถแสดงให้เห็นถึงความสำคัญของตัวแปร ไดอิเล็กตริกที่มีต่อค่าความจุไฟฟ้าในแบบเชิงเส้น ดังนั้นจึงถูกนำไปประยุกต์ใช้ในการออกแบบตัวตรวจจับระดับน้ำที่เปลี่ยนไปในระหว่างวัตถุตัวนำทั้งสอง โดยถูกแปลงเป็นสัญญาณทางไฟฟ้า (Capacitive Sensor) ซึ่งวัตถุตัวนำนี้ ได้เลือกใช้แผ่นทองแดงหุ้มท่อปรับความถี่ที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง $\frac{1}{2}$ นิ้ว หรือประมาณ 1.25 cm. และความยาวของท่อ 130 cm. มีระยะห่างของการหุ้มทองแดงเท่ากับ 0.25 cm. ความสูงเท่ากับ 60 cm. แสดงโครงสร้างในรูปที่ 4.3 วัตถุประสงค์เพื่อวัดระดับน้ำที่เคลื่อนที่ขึ้นลงในท่อ ส่วนค่าคาปาซิแตนซ์ที่วัดได้จะผ่านวงจร RC แสดงวงจรสมมูลในรูปที่ 4.3 เพื่อแสดงคุณสมบัติการเก็บประจุและคายประจุของชุดตรวจจับนี้

รูปที่ 4.4 แสดงภาพถ่ายของแบบจำลองขนาดเล็กสำหรับวัดสัญญาณไฟฟ้าที่ตกคร่อมของชุดตรวจจับการเคลื่อนที่ของลำน้ำจากเครื่องมือวัด Real Time Oscilloscope ของ Tektronix รุ่น CFG 250 วงจรที่ออกแบบสำหรับหาคุณสมบัติการสะสมและการคายประจุไฟฟ้านั้นมีวงจรเช่นเดียวกับรูปที่ 4.3 แต่ปรับเปลี่ยนสัญญาณแหล่งจ่ายแรงดันไฟฟ้ารูปสามเหลี่ยมให้มีความถี่สูงขึ้นประมาณเท่ากับ 1 MHz เนื่องจากชุดจำลองตรวจจับขนาดเล็กมีค่าคาปาซิแตนซ์ต่ำเพียงประมาณ 40 pF พิจารณาเมื่อมีตัวกลางเป็นน้ำบรรจุอยู่เต็ม ผลที่ได้ดังกล่าววัดได้จากเครื่องมือวัด Precision LCR Meter ของ Hewlett Packard 4284A จากผลของสัญญาณที่วัดได้จาก Real Time Oscilloscope นั้นเราพบว่าชุดตรวจจับการเคลื่อนที่ของลำน้ำในแบบขนาดจำลองที่สร้างขึ้นนั้นมีคุณสมบัติการสะสมและการคายประจุไฟฟ้าซึ่งแสดงอยู่ในความสัมพันธ์ของเอกโปเนนเชียล (Exponential curve)

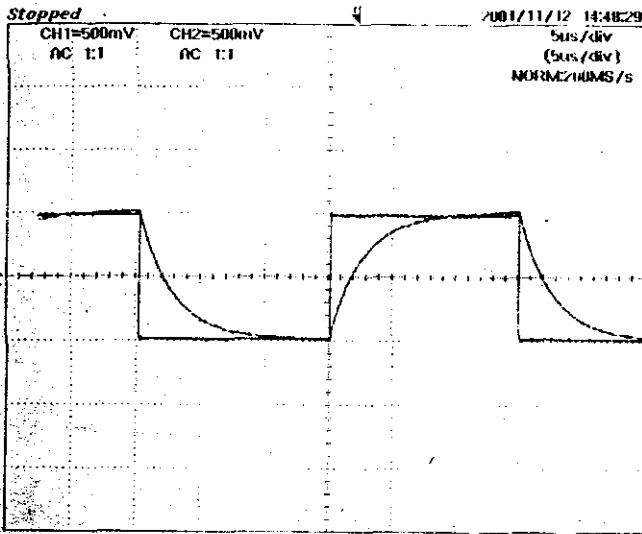
ดังนั้นเราจึงได้สร้างชุดตรวจจับในแบบขนาดจริงขึ้นจากท่อสายยางมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางประมาณ 1.25 cm. ความยาวของท่อเท่ากับ 130 cm. และระยะห่างของแผ่นทองแดงเท่ากับ 0.25 cm. รูปที่ 4.5 แสดงคุณสมบัติการสะสมและการคายประจุไฟฟ้าจากถาวรวัดแรงดันไฟฟ้าตกคร่อมชุดตรวจจับดังกล่าว เมื่อพิจารณาความถี่ของแหล่งกำเนิดสัญญาณคงที่คงที่ค่าหนึ่งระดับเดียวกัน จากผลการวัดเราพบว่าชุดตรวจจับในแบบขนาดจริงมีอัตราการสะสมและการคายประจุที่ 100% ได้เร็วกว่าในแบบจำลองเนื่องจากผลของค่าตัวต้านทานไฟฟ้าและค่าคาปาซิแตนซ์มีขนาดใหญ่ขึ้น



รูปที่ 4.3 โครงสร้างของคาปาซิทีฟทรานสดิวเซอร์ที่สร้างขึ้น และการต่อวงจร RC เพื่อหาคุณสมบัติการเก็บประจุไฟฟ้า (Charge) และคายประจุไฟฟ้า (Discharge) ของอุปกรณ์ตรวจจับที่สร้างขึ้นในชุดท่อปรับความถี่ (Tuning Line)

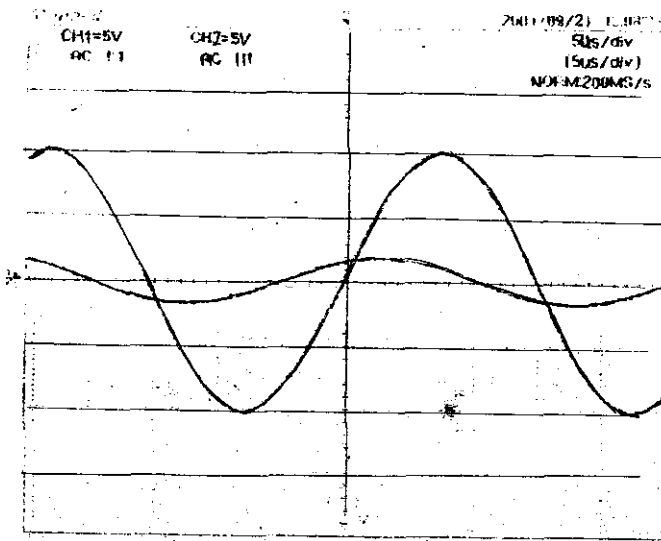


รูปที่ 4.4 ภาพถ่ายการวัดสัญญาณไฟฟ้าที่ตกคร่อมของชุดตรวจจับการเคลื่อนที่ของลำน้ำขนาดจำลองขึ้นด้วยเครื่องมือวัด Real Time Oscilloscope ของ Tektronix รุ่น CFG 250

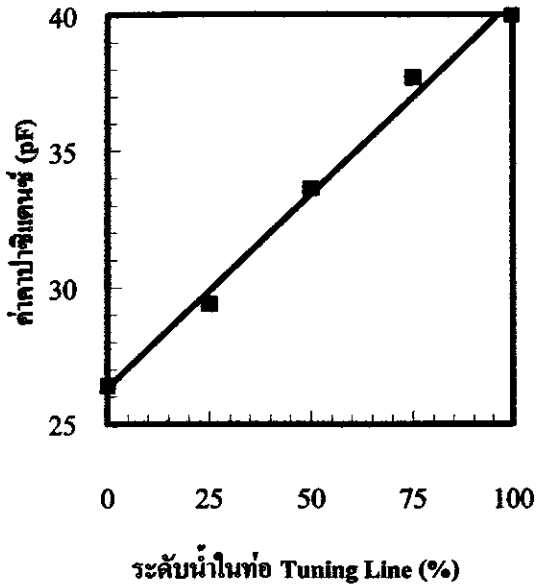


รูปที่ 4.5 ผลการวัดคุณสมบัติการเก็บและการคายประจุไฟฟ้าของทรานซิสเตอร์แบบคาปาซิทีฟ

อีกทั้งได้ทำการวัดความแตกต่างของมุมเฟสระหว่างแรงดันที่ตกคร่อมที่ $Tuning\ Line\ (V_c)$ และ V_R ที่ตัวความต้านทานไฟฟ้า $20K\Omega$ แสดงผลการวัดในรูปที่ 4.6 จากผลการวัดเราสามารถคำนวณหามุมต่างเฟสได้ประมาณ 65° ที่ระดับน้ำในท่อสูงสุด จากค่าของมุมต่างเฟสนั้นเราสามารถประเมินคุณสมบัติของความเป็นฉนวน (Insulating Property) [7] ได้ ถ้าตัวเก็บประจุมีมุมต่างเฟสเข้าใกล้ 90° มันจะแสดงคุณสมบัติของความเป็นฉนวนได้ดี ขณะเดียวกันเราได้ทดลองวัดค่าคาปาซิแตนซ์ ด้วย LCR Meter ที่มีน้ำในท่อที่สร้างจำลองไว้ที่ระดับแตกต่างกันซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าคาปาซิแตนซ์ของ $Tuning\ Line$ และระดับความสูงของน้ำในท่อแสดงในรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.6 ผลการวัดความแตกต่างของมุมเฟสระหว่างแรงดันที่ตกคร่อมที่ $Tuning\ Line\ (V_c)$ และ V_R ที่ตัวความต้านทานไฟฟ้า $20K\Omega$ ด้วยเครื่องมือวัด Real Time Oscilloscope ของ Tektronix รุ่น CFG 250



รูปที่ 4.7 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าคาปาซิแตนซ์ของ Tuning Line และระดับความสูงของน้ำในท่อที่วัดได้จาก LCR Meter

จากรูปที่ 4.7 เราพบว่าความสัมพันธ์ระหว่างค่าคาปาซิแตนซ์มีลักษณะเป็นแนวโน้มอย่างเป็นเชิงเส้นเมื่อทำการเปลี่ยนแปลงค่าไดอิเล็กตริกของวัสดุโดยการเปลี่ยนแปลงระดับน้ำในท่อ Tuning Line จากผลดังกล่าวนี้เราสามารถยืนยันว่าความสัมพันธ์ดังกล่าวสอดคล้องกับสมการที่ (4.4) ถึงแม้ว่าจะมีความผิดพลาดจากความไม่เป็นเชิงเส้นอย่างสมบูรณ์ก็ตาม แต่โดยภาพรวมความผิดพลาดดังกล่าวไม่ส่งผลมากนักต่อวงจรกรองสัญญาณในส่วนที่ 4.3 ที่จะถูกออกแบบในวงจรทรานสดิวเซอร์เพื่อตรวจจับการแกว่งขึ้นลงของลำน้ำในท่อที่อยู่ในรูปของสัญญาณแรงดันที่คกคร่อมคาปาซิเตอร์หรือท่อ Tuning Line

4.3 วงจรวัดการเคลื่อนที่ของลำน้ำในท่อ Tuning Line

จากส่วนที่ 4.2 เราได้ออกแบบชุดทรานสดิวเซอร์แบบคาปาซิทีฟ และทดสอบคุณสมบัติคาปาซิทีฟอย่างง่ายแล้ว สำหรับส่วนนี้ได้มีการนำเสนอ วงจรวัดการเคลื่อนที่ของลำน้ำซึ่งประกอบด้วยวงจร RC มีลักษณะของวงจรเช่นเดียวกับการวัดมุมต่างเฟส แต่ส่วนนี้ได้มุ่งเน้นถึงผลการวัดค่าแรงดันไฟฟ้าคกคร่อมตัวต้านทาน R_L ต่อการเปลี่ยนแปลงของค่าแรงดันไฟฟ้าที่คกคร่อม C_S เมื่อพิจารณาแหล่งจ่ายกระแสสลับที่มีความถี่คงที่ จากการวิเคราะห์ห้วงจรอนุกรม RC เราจะได้ว่า

$$V_S = V_R - jV_C \quad (4.4)$$

โดยที่ขนาดของแหล่งจ่ายแรงดันมีค่าเท่ากับ

$$V_S = \sqrt{V_R^2 + V_C^2} \quad (4.5)$$

และมุมเฟสระหว่าง V_R และ V_C มีค่าเท่ากับ

$$\theta = -\tan^{-1}\left(\frac{V_C}{V_R}\right) \quad (4.6)$$

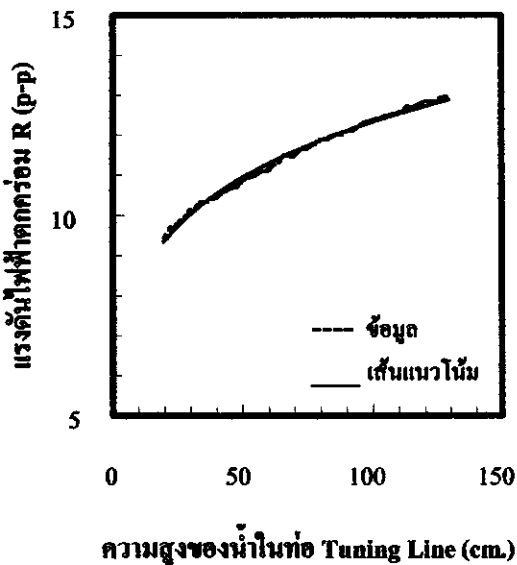
ในวงจรอนุกรม RC ค่าแรงดันไฟฟ้าตกคร่อมทรานสดีวเซอร์ V_C แปรผันตรงกับค่ารีแอกแตนซ์ X_C ของตัวมันเองด้วยแสดงในสมการที่ (4.7)

$$X_C = \frac{V_C}{I} \quad (4.7)$$

โดยที่ค่ารีแอกแตนซ์ X_C เป็นคุณสมบัติทางไฟฟ้าที่ขึ้นอยู่กับคุณสมบัติทางฟิสิกส์ของตัว ทรานสดีวเซอร์ แสดงได้ในสมการที่ (4.8)

$$X_C = \frac{1}{2\pi f C} = \frac{1}{2\pi f (\epsilon_0 K G)} \quad (4.8)$$

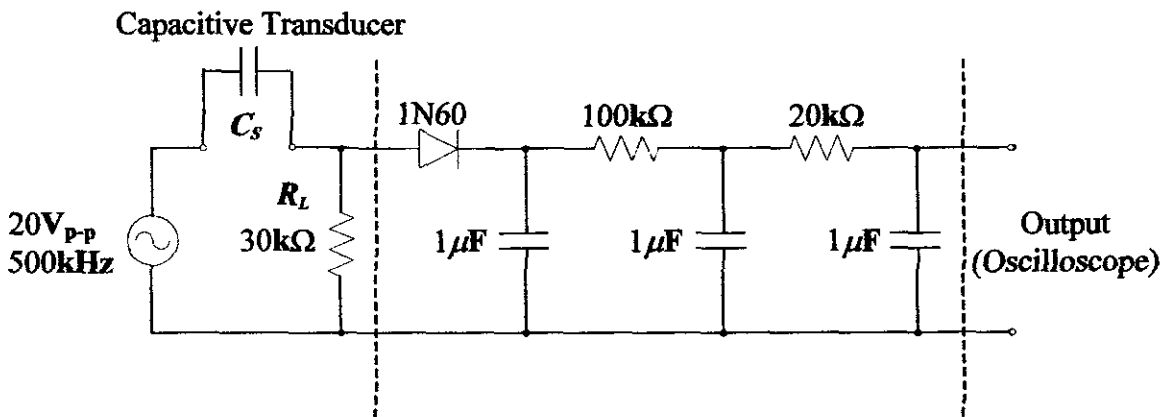
ถ้าค่าไดอิเล็กทริก K มีการเปลี่ยนแปลงอย่างเชิงเส้นกับระดับน้ำภายในท่อแล้วจะมีผลทำให้ค่า รีแอกแตนซ์ X_C แปรผกผันตามอย่างเป็นเชิงเส้นด้วย ดังสมการที่ (4.8) ในทำนองเดียวกันค่ารีแอกแตนซ์ X_C ในวงจรอนุกรม RC มีความสัมพันธ์กับแรงดันไฟฟ้า V_R จากความสัมพันธ์ดังกล่าวได้ทำการวัดแรงดันไฟฟ้า V_R (p-p) ที่ระดับน้ำในท่อแตกต่างกัน โดยใช้ท่อ Tuning Line มีความสูง 130 cm. วัดทุก ๆ ระดับที่เพิ่มขึ้น 2 cm. และวัดซ้ำทั้งหมด 5 ครั้ง จากผลการวัดดังกล่าวจะได้ค่าเฉลี่ยของแรงดัน ไฟฟ้า V_R (p-p) ที่ระดับความสูงต่าง ๆ ของน้ำในท่อ



รูปที่ 4.8 ความสัมพันธ์ระหว่างระดับความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line และแรงดันไฟฟ้า V_R (p-p)

จากผลการวัดแรงดันไฟฟ้า V_r ที่ระดับความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line แยกต่างหากที่ระยะ 2 cm. ได้พบว่าความสัมพันธ์มีลักษณะเป็นสมการแนวโน้มแบบเส้นโค้งควอดราติก เช่นเดียวกับสมการ (4.5) เมื่อพิจารณาแหล่งจ่ายแรงดันไฟฟ้าคงที่ ถึงแม้ว่าค่าที่วัดบางช่วงมีลักษณะเป็นขั้นบันไดซึ่งเกิดจากความผิดพลาดจากการขาดความแม่นยำอันเนื่องจากในทางปฏิบัติยังมีความยุ่งยากในปรับระดับน้ำในท่อให้คงที่ขณะทำการวัด อีกทั้งได้ใช้มิเตอร์วัดแรงดันไฟฟ้ากระแสสลับที่มีความละเอียดเพียงทศนิยมสองตำแหน่ง ยอดถึงยอด จากผลการวัดซ้ำกัน 5 ครั้ง เราจะได้ช่วงของความผิดพลาดสูงสุดประมาณ $\pm 2V$

อย่างไรก็ตามระดับของลำน้ำที่อยู่ในเทอมของคุณสมบัติทางไฟฟ้าอย่างแรงดันไฟฟ้า V_r นั้นยังไม่ได้เป็นปริมาณทางฟิสิกส์ที่ต้องการ ดังนั้นจึงต้องมีวงจรกระแส และวงจรกรองสัญญาณแบบพาย (π -section filter) เพื่อตรวจจัดการเปลี่ยนแปลงของยอดสัญญาณแรงดันไฟฟ้าในเทอมของเวลา แสดงวงจรในรูปที่ 4.9 ซึ่งผลที่ได้จะอยู่ในเทอมของโคไซน์เมื่อลำน้ำในท่อเกิดการแกว่งขึ้นลง



รูปที่ 4.9 วงจรวัดความถี่การแกว่งของลำน้ำในท่อ Tuning Line จากวงจรกรองสัญญาณแบบพาย (π -section filter)

4.3 สรุป

ได้ทำการศึกษาผลของการเปลี่ยนแปลงระดับน้ำในท่อ Tuning Line ซึ่งเป็นคุณสมบัติทางฟิสิกส์ที่สำคัญอย่างหนึ่งที่เป็นพฤติกรรมที่สำคัญในการศึกษาการทำงานเครื่องฟลูอิดโคนโดยทำการออกแบบทรานสดิวเซอร์แบบคาปาซิทีฟอย่างง่ายขึ้น อีกทั้งได้ออกแบบวงจรไฟฟ้าเพื่อตรวจปริมาณดังกล่าวในเทอมของปริมาณทางไฟฟ้าเพื่อศึกษาถึงพฤติกรรมการถ่ายโอนพลังงานแบบ Hydrodynamic จากทางด้านท่อ Tuning Line ไปยังท่อคิสเพลสเซอร์หรือทางกลับกัน

ดังนั้นวงจรวัดการเคลื่อนที่หรือการแกว่งขึ้นลงของน้ำในเทอมของเวลาได้ถูกออกแบบขึ้น วงจร

ดังกล่าวอยู่บนพื้นฐานของวงจรอนุกรม RC ในภาคแรก จากผลการทดสอบเบื้องต้นนั้นการเปลี่ยนแปลงของระดับน้ำในท่อมีความสัมพันธ์ในเทอมของค่าไดอิเล็กตริกของทรานสคิวเซอร์ซึ่งค่านี้ยังสัมพันธ์กับแบบเชิงเส้นกับค่าคาปาซิแตนซ์ และในทำนองเดียวกันก็มีความสัมพันธ์กับแบบผกผันกับค่าคาปาซิทิฟรีแอกแตนซ์ด้วย จากความสัมพันธ์เบื้องต้นดังกล่าวนี้สามารถนำไปใช้งานร่วมกับวงจรเรียงกระแสและกรองสัญญาณแบบพาสในภาคที่สองได้ซึ่งถ้าลำน้ำในท่อมีการเคลื่อนที่หรือแกว่งขึ้นลง สัญญาณรูปคลื่นจะถูกแสดงทางด้านขาออกซึ่งจะได้นำเสนอผลการวัดจริงร่วมกับการทดสอบการทำงานของเครื่องฟลูอิดไคน์ในบทที่ 5 ต่อไป

บทที่ 5

การศึกษาหาเงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสมของเครื่องยนต์ฟลูอิดโคईน

5.1 บทนำ

ในบทนี้จะได้กล่าวถึงปัจจัยที่สำคัญที่มีผลต่อการทำงานของเครื่องยนต์ฟลูอิดโคईน อาทิเช่น ของไหล ความดัน อุณหภูมิ ความถี่ของการแกว่งของลำน้ำที่ทำให้เกิดงาน การศึกษานี้อยู่บนพื้นฐานของการหาเงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสมเฉพาะของเครื่องยนต์นั้น ๆ เนื่องจากยังไม่มีวิธีการคำนวณ จลน์ศาสตร์ของของเหลวในแนวคิ่งในวิธีอย่างง่ายที่ใช้งาน ได้จริง สาเหตุนี้มาจากระบบมีการสูญเสียพลังงานภายในหลายทางเช่น จากการถ่ายเทความร้อนแบบสภาวะไม่คงที่ (Transient heat-transfer loss) จากความหนืดของน้ำ และจากข้อต่อของท่อในส่วนต่าง ๆ อย่างไรก็ตามเราสามารถออกแบบโดยการประมาณบนพื้นฐานการคำนวณเพื่อให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้แค่สำหรับประสิทธิภาพการทำงานสูงสุดนั้นจำเป็นต้องปรับหาเงื่อนไขที่เหมาะสมต่อไป ดังนั้นเครื่องยนต์ฟลูอิดโคईนสำหรับโครงการวิจัยนี้ได้ถูกกำหนดขนาดของบางส่วนที่สำคัญจากการทดลองของ C.D. West เช่นส่วนขนาดของท่อคิสเพลสเซอร์

5.2 ปัจจัยที่สำคัญต่อการทำงานของเครื่องยนต์ฟลูอิดโคईน

โครงสร้างของเครื่องยนต์ฟลูอิดโคईนสำหรับโครงการนี้ได้นำเสนอและแสดงรายละเอียดในบทที่ 3 รูปที่ 3.2 ซึ่งประกอบด้วยส่วนประกอบหลักคือ ท่อปรับความถี่ขนาด $\frac{1}{2}$ นิ้ว มีความสูงประมาณ 130 cm. ท่อคิสเพลสเซอร์ซึ่งได้สร้างท่อทางเข้าและออกของความร้อนอินพุทหุ้มท่อด้านร้อนไว้เพื่อให้ท่อได้รับความร้อนสูงสุด ท่อลดแรงดันที่ค่ออยู่ระหว่างท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อนและด้านเย็น และส่วนของปั๊มที่ค่อแบบอนุกรม นอกจากส่วนประกอบที่กล่าวมานั้นยังมีส่วนของการระบายความร้อนที่ท่อด้านเย็นของท่อคิสเพลสเซอร์อีกด้วยเพื่อให้เกิดความแตกต่างของอุณหภูมิของอากาศร้อนและอากาศเย็นอย่างเหมาะสมภายในท่อส่วนบนของท่อคิสเพลสเซอร์รูปตัว U

ดังนั้นเราได้กำหนดเงื่อนไขของการทดสอบเบื้องต้นดังนี้

5.2.1 แหล่งกำเนิดความร้อนใช้ก๊าซโปปน หรือก๊าซหุงต้มซึ่งมีหัวฉีดปรับอัตราการไหลของก๊าซได้

ความร้อนจะแผ่ไปยังส่วนของน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อนแทนที่จะเป็นส่วนของอากาศด้านบนของท่อตามหลักการทำงานของสถานะก๊าซ (Gas phase) โดย C.D West สาเหตุที่เลือกให้ความร้อนที่ส่วนของน้ำเพื่อให้เกิดงานจากสองสถานะ (Two-phase) คือจากอากาศและน้ำนั้นเนื่องจากเราได้กำหนดเป้าหมายของการใช้พลังงานความร้อนอินพุทเกรดต่ำซึ่งตามหลักการแล้วควรใช้โครงสร้างของ

ท่อคิสเพลสเซอร์ในแนวตั้งสั้นกว่าแนวนอนรายละเอียดดังกล่าวได้แสดงในบทที่ 3 จากการกำหนดเป้าหมายเบื้องต้นดังกล่าวเป็นผลทำให้ส่วนของอากาศที่จะเป็นไอร้อนที่ทำให้ก๊าซขยายตัวไปผลักดันน้ำในท่อนั้นมีแรงผลักดัน อาจจะทำให้ไม่สามารถทำให้ระบบเกิดการทำงานขึ้น ดังนั้นจำเป็นต้องให้ความร้อนที่น้ำที่ระดับเหมาะสมจนเดือดกลายเป็นไอร้อนเพื่อให้ไอร้อนเกิดการขยายตัวมากขึ้น การให้ความร้อนแก่ท่อคิสเพลสเซอร์นั้น ได้ทำการติดตั้งปลอกฉนวนใยหิน (Asbestos) หุ้มซึ่งท่อให้ความร้อนเข้าและออกแสดงในรูปที่ 3.2

5.2.2 ปริมาณของน้ำในระบบที่เหมาะสมที่สภาวะเริ่มต้นเพื่อให้เกิดช่วงรั้งของลำน้ำสูงสุด เนื่องจากชุดส่งกำลังอาศัยการทำงานของการไหลของน้ำที่เรียกว่า Hydrodynamic coupling เราสามารถกำหนดปริมาณของน้ำโดยสังเกตได้จากระดับน้ำในท่อปรับความถี่

5.2.3 อัตราการไหลต่ำสุดของน้ำหล่อเย็นทางท่อคิสเพลสเซอร์ด้านเย็นที่สามารถทำให้เกิดความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างทางด้านร้อนและด้านเย็นเหมาะสมเพื่อให้การแกว่งของน้ำในระบบเกิดการคงตัว ในกรณีนี้ได้สร้างท่อน้ำแบบโลหะขดเชื่อมพันรอบท่อด้านเย็นและใช้โกลดามิเตอร์เป็นตัวปรับอัตราการไหลของน้ำ สำหรับการทดสอบนี้ได้ใช้น้ำจากแหล่งภายนอก อย่างไรก็ตามเราสามารถต่อระบบส่งกลับจากท่อน้ำขาออกไปยังชุดหล่อเย็นได้

5.3 อิทธิพลของอุณหภูมิในท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อนที่มีผลต่อปริมาณน้ำที่สูบได้

ผลต่างของความดันภายในของปลายท่อคิสเพลสเซอร์รูปตัว U ที่บรรจุของเหลวเป็นสิ่งที่สำคัญอย่างหนึ่งที่เป็นเหตุให้ของเหลวนั้นเกิดการแกว่งเข้าสู่ความถี่ธรรมชาติ อีกทั้งประกอบกับส่วนของท่อปรับความถี่หรือ Tuning Line เปิดปลายสู่บรรยากาศซึ่งคั่นร่วมกับส่วนด้านปลายที่เป็นของเหลวในท่อคิสเพลสเซอร์ ความดันที่แตกต่างนั้นเกิดจากความแตกต่างของความร้อนระหว่างปลายทั้งสองของท่อคิสเพลสเซอร์ ในกรณีนี้เราจะพิจารณาอุณหภูมิในท่อด้านร้อนเสมือนเป็นอุณหภูมิของแหล่งกำเนิดความร้อนขาเข้า ดังนั้นในส่วนนี้เราได้ทำการทดสอบศึกษาถึงพฤติกรรมการทำงานและหาเงื่อนไขของปริมาณความร้อนทางขาเข้าที่มีผลต่อปริมาณน้ำที่สูบได้โดยทำการกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นอื่น ๆ ดังที่แสดงในตารางที่ 5.1

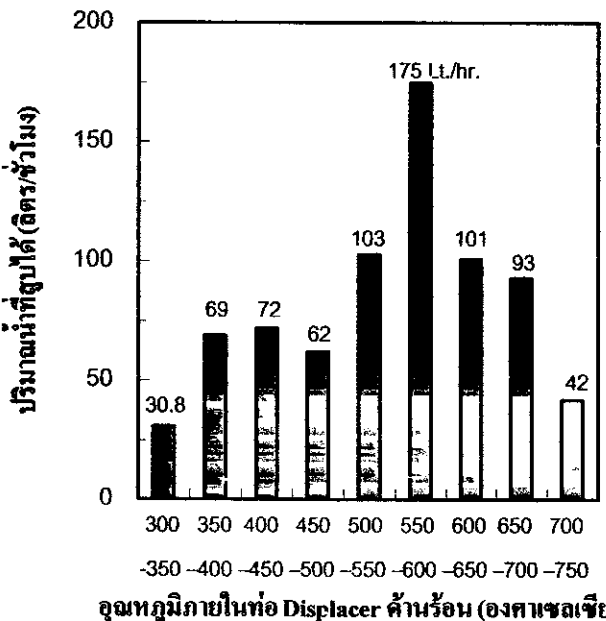
ตารางที่ 5.1 การกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นคงที่เพื่อพิจารณาอิทธิพลของอุณหภูมิของท่อด้านความร้อน

ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line	50 cm.
อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ท่อด้านเย็น	1 GPM.
ระยะเวลาการทดสอบ	60 min.

ในกรณีนี้ความร้อนทางท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อนมีอุณหภูมิตั้งแต่ 300-700°C ซึ่งถูกแบ่งเป็น

9 ช่วงคือ 300-350°C 350-400°C 400-450°C 450-500°C 500-550°C 550-600°C 600-650°C 650-700°C และ 700-750°C ในการทดสอบนี้เราได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์ตรวจจับอุณหภูมิของอากาศร้อนทางปลายท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อนซึ่งเป็นชนิด K-type Air Probe รุ่น Fluke 80PK-4A มีช่วงการวัดตั้งแต่ -40 ถึง 816°C สำหรับทางด้านปลายท่อคิสเพลสเซอร์ด้านเย็น ได้ติดตั้งอุปกรณ์ตรวจจับอุณหภูมิชนิด K-type Thermocouple จากวัสดุ निकเกิล-โครเมียม และนิกเกิล-อลูมิเนียม ผลการวัดอุณหภูมิทั้งสองด้าน ได้แสดงผ่านอุปกรณ์แสดงผล Fluke 52 J/K Type

สำหรับการบันทึกผลการทดสอบนั้น อุณหภูมิของความร้อนขาเข้าต้องปรับจนกระทั่งคงที่จากนั้นทำการบันทึกผลของอุณหภูมิด้านร้อน ด้านเย็น ระยะเวลาแกว่งของน้ำในท่อ Tuning line และระยะเวลาแกว่งของท่อคิสเพลสเซอร์ด้านเย็น เนื่องจากท่อดังกล่าวทำจากทองแดงไม่สามารถสังเกตพฤติกรรมเคลื่อนที่ของลำน้ำภายในได้ ดังนั้นเราจึงได้ทำการต่อท่อเล็ก ๆ ขนานกับท่อทองแดงซึ่งทำจากสายยาง ไปลงแสง จากนั้นได้ทำการบันทึกผลเมื่ออุณหภูมิเข้าสู่ช่วงที่กำหนด และปรับให้คงที่โดยปรับจากหัวฉีด burner สังเกตอุณหภูมิที่มิเตอร์ หลังจากนั้นบันทึกผลทุก ๆ 1 นาทีในช่วง 10 นาทีแรก หลังจากนั้นบันทึกผลทุก ๆ 2 นาทีจนครบ 1 ชม. ในระหว่างทำการทดสอบต้องปรับเงื่อนไขที่กำหนดในตารางที่ 5.1 ให้คงที่เสมอ ในทำนองเดียวกันส่วนของอุปกรณ์ตรวจจับความถี่การแกว่งของน้ำในท่อ Tuning Line ก็ับ วงจรกรองสัญญาณแบบพาย ได้แสดงผ่านอุปกรณ์แสดงผล DL 1540 Digital Oscilloscope Yokogawa ผลการทดสอบถูกนำเสนอรายละเอียดในภาคผนวก ก. ในการทดสอบในแต่ละครั้งได้ทำการชั่งน้ำหนักของก๊าซ ไปปนทุกครั้งเพื่อไปคำนวณหาพลังงานอินพุทของระบบ และคำนวณหาประสิทธิภาพต่อไป ซึ่งแสดงรายละเอียดในส่วนที่ 5.7 จากผลการทดสอบหาอิทธิพลของอุณหภูมิขาเข้าที่มีผลต่อปริมาณน้ำที่สูบได้แสดงรายละเอียดการวัดผลในภาคผนวก ก นั้นเราสามารถสรุปผลและแสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิและปริมาณน้ำที่สูบได้ในรูปที่ 5.1



รูปที่ 5.1 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิในท่อ Displacer ด้านร้อน และปริมาณน้ำที่สูบได้ (ลิตร/ชั่วโมง)

จากผลการทดสอบพบว่าอุณหภูมิภายในท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อนอยู่ในช่วง $550-600^{\circ}\text{C}$ หรือวัดเฉลี่ยได้เท่ากับ 572.95°C ภายในเวลาทดสอบ 1 ชั่วโมง อุณหภูมิภายในของท่อคิสเพลสเซอร์ด้านเย็นเมื่อมีอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่นั้นมีค่าเท่ากับ 33.77°C ดังนั้นผลต่างของอุณหภูมิทางด้านร้อนและด้านเย็นมีค่าประมาณ 539.18°C ผลการทดสอบสำหรับเครื่องยนต์ฟลูอิด ไลน์ชุดนี้สามารถสูบน้ำได้สูงสุดประมาณ 175 Lt/hr. การไหลของน้ำผ่านชุดสูบน้ำแบบอนุกรมมีลักษณะเป็นช่วงชัก (Stroke) ซึ่งกล่าวไว้ในบทที่ 3

การทดสอบครั้งนี้ใช้เชื้อเพลิงประมาณ 0.3 kg. ซึ่งแสดงผลสรุปต่าง ๆ ในตารางที่ 5.2 ในรูปที่ 5.1 ปรากฏว่าเครื่องยนต์ฟลูอิด ไลน์นี้ยังมีขอบเขตการทำงานที่กว้าง นั่นหมายถึงว่าปริมาณความร้อนขาเข้าอยู่ในช่วงกว้างประมาณ 500 ถึง 700°C เครื่องยนต์ชุดนี้ยังสามารถสูบน้ำได้ตั้งแต่ 93 ถึง 175 Lt/hr. จากข้อมูลเหล่านี้ได้บ่งบอกถึงศักยภาพการนำไปประยุกต์ใช้งานสูบน้ำได้จริงเป็นสถานการณ์ที่มีแหล่งกำเนิดความร้อนไม่คงที่

ตารางที่ 5.2 ผลการทดสอบการทำงานของเครื่องยนต์ฟลูอิด ไลน์ที่ให้ปริมาณน้ำที่สูบน้ำได้สูงสุด

1. ปริมาณน้ำที่สูบน้ำได้	175 Lt./hr.
2. T_{Avg} (HOT) อากาศในท่อ Displacer ด้านร้อน	572.95°C
3. ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (Average Deviation) ของ T_{HOT} (avg. dev.)	4.15°C
4. ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation) ของ T_{HOT} (std. dev.)	6.57°C
5. ความคลาดเคลื่อนที่เป็นไปได้ (Probable Error) ของการวัด T_{HOT}	4.43°C
6. T_{Avg} (COLD) อากาศในท่อ Displacer ด้านเย็น	41.88°C
7. T_{Avg} (COLD) เมื่อเริ่มเข้าสู่สภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่	33.77°C
8. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Tuning Line	48.17-78.17cm.
9. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Displacer	17.06-22.93cm.
10. เชื้อเพลิงใช้ไปทั้งหมด	0.3 kg./hr.
11. ความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างด้านร้อนและด้านเย็น	539.18°C

5.4 อิทธิพลของค่าอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่มีผลต่อปริมาณน้ำที่สูบได้

จากหลักการทำงานเบื้องต้นของเครื่องชนิดฟลูอิดโคโรที่กล่าวไว้ในบทที่ 2 และ 3 นั้นที่กล่าวถึงความแตกต่างของอุณหภูมิภายในท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อน และด้านเย็นมีผลต่อความดันที่แตกต่างกัน เพื่อให้เกิดการผลัดของลำน้ำ เมื่อมีการให้ความร้อนแก่ของไหลในทางท่อด้านร้อนบริเวณอากาศด้านบนของท่อ น้ำทางด้านท่อด้านร้อนจะนำความร้อนไปยังด้านเย็นถึงแม้ว่าเราได้ทำการติดตั้งท่อลดแรงดันซึ่งมีหน้าที่ลดอัตราการถ่ายเทอุณหภูมิทางด้านร้อน ไปสู่ด้านเย็นก็ตาม ดังนั้นเราจึงทำการติดตั้งชุดหล่อเย็นหรือชุดระบายความร้อนแบบปลอกหุ้มโดยใช้น้ำจากภายนอกไหลผ่านท่อแบบปลอกหุ้มจากด้านล่างสู่ด้านบนสังเกตได้จากรูปที่ 3.2 และติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นหรือ โกลดามิเตอร์ แม้กระนั้นจากเป้าหมายเพื่อบรรลุถึงการได้พลังงานมาอย่างคุ้มค่าที่สุด จากระบบการทำงานที่ง่ายที่สุดนั้นส่วนประกอบอื่น ๆ เช่นการใช้ชุดหล่อเย็นที่ใช้น้ำจากภายนอกควรใช้น้อยที่สุด ดังนั้นในส่วนนี้ได้ทำการศึกษาตัวแปรที่สำคัญต่อระบบการทำงานก็คืออัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ท่อคิสเพลสเซอร์ด้านเย็นในระดับที่ต่ำกว่า 1GPM. เช่น 0.5 0.25 รวมระบบที่ปราศจากชุดระบายความร้อนดังกล่าว

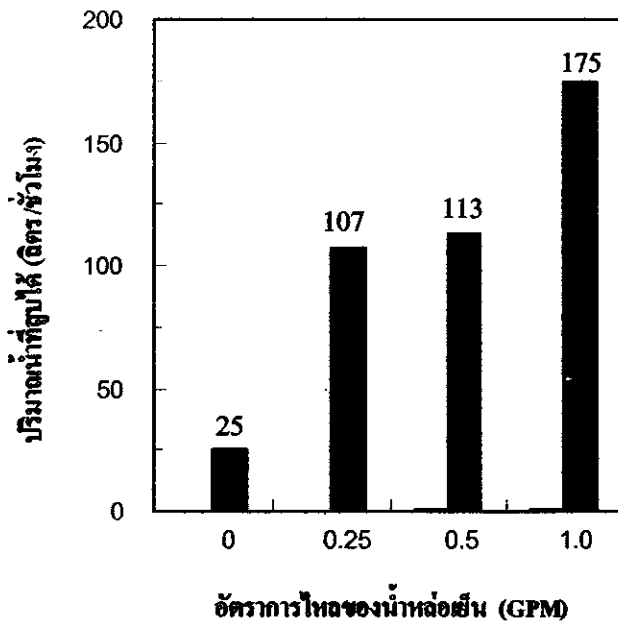
ในส่วนของ 5.3 ได้ทำการทดสอบการทำงานโดยกำหนดอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่เท่ากับ 1 GPM. จากการสังเกตพบว่าในช่วง 10 นาทีแรกนั้นอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนยังไม่คงที่ อุณหภูมิเริ่มต้นอาจสูงถึง 65°C และค่อย ๆ ลดลง หลังจาก 10-15 นาที อุณหภูมิของน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์ด้านเย็นจะเข้าสู่สภาวะคงที่ในช่วงประมาณ $30-35^{\circ}\text{C}$ โดยทำการกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นอื่น ๆ คงที่แสดงในตารางที่ 5.3

ตารางที่ 5.3 การกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นคงที่เพื่อพิจารณาอิทธิพลของอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น

อุณหภูมิของอากาศในท่อ Displacer ด้านร้อน	$550-600^{\circ}\text{C}$
ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line	50 cm.
ระยะเวลาการทดสอบ	60 min.

ขั้นตอนการทดสอบมีลักษณะเช่นเดียวกับการทดสอบหาระง่อนไขของอุณหภูมิในท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อนแต่ทำการเปลี่ยนค่าอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นซึ่งแสดงความสัมพันธ์ต่อปริมาณน้ำที่สูบได้ในรูปที่ 5.2 และแสดงรายละเอียดของการบันทึกผลในภาคผนวก ข

จากผลการทดสอบพบว่าเมื่อทำการลดอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นลงจาก 1GPM ปริมาณน้ำที่สูบได้ลดลงประมาณ 35 % 39% และ 86% ที่อัตราการไหล 0.5 0.25 และ 0 GPM ตามลำดับ จากผลดัง



รูปที่ 5.2 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นและปริมาณน้ำที่สูบได้ที่อุณหภูมิด้านร้อนประมาณ 550-600°C

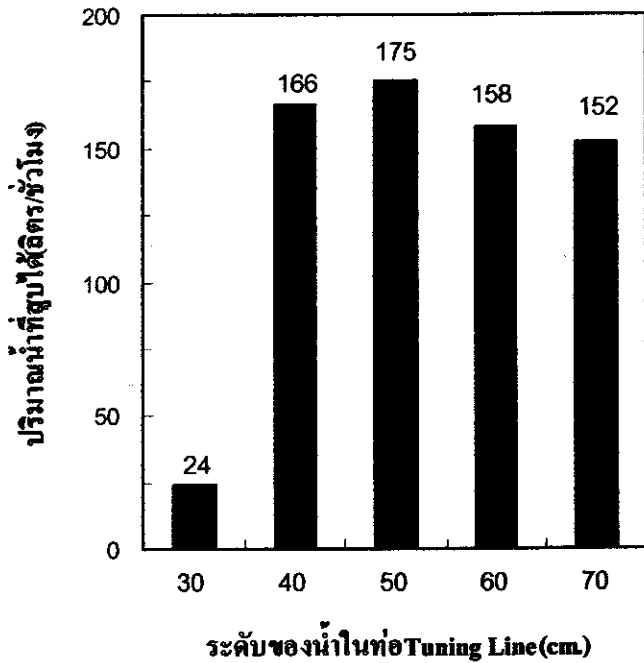
กล่าวสามารถสรุปได้ว่าชุดหล่อเย็นที่ท่อคิสเพลสเซอร์ด้านเย็นมีความจำเป็นต่อการรักษาอุณหภูมิด้านเย็นให้เข้าสู่สภาวะอุณหภูมิคงที่ ถ้าปราศจากชุดหล่อเย็นแล้วอุณหภูมิด้านเย็นจะเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ สูงกว่า 40°C ระยะการแกว่งของน้ำในท่อ Tuning Line ลดลงมาก เป็นผลทำให้เครื่องยนต์ฟลูอิด ไคน์นี้ไม่สามารถสูบน้ำได้ ดังนั้นชุดหล่อเย็นจึงมีความจำเป็นต่อการทำงาน ถึงแม้ว่าปรับอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเพียง 0.25 GPM ระบบก็สามารถสูบน้ำได้ซึ่งลดลงจากประสิทธิภาพสูงสุดเพียง 39 %

5.5 อิทธิพลของปริมาณน้ำในท่อ Tuning Line

ในส่วนนี้ได้ทำการศึกษาผลของระดับน้ำในท่อ Tuning Line ซึ่งสามารถบ่งบอกถึงปริมาณน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์รูปตัว U ได้เพราะปลายท่อ Tuning Line ด้านล่างต่อเข้ากับปลายด้านล่างของท่อคิสเพลสเซอร์ด้านร้อน หรือในทำนองเดียวกันปริมาณของน้ำในท่อคิสเพลสเซอร์นั้นมีความสัมพันธ์กับปริมาณอากาศในท่อคิสเพลสเซอร์ ดังนั้นจึงทำการทดสอบการทำงานของเครื่องยนต์โดยปรับระดับน้ำในท่อ Tuning Line ตั้งแต่ 30 – 70 cm. แสดงผลการวัดและบันทึกรายละเอียดในภาคผนวก ค จากผลดังกล่าวเราสามารถแสดงความสัมพันธ์ระหว่างระดับน้ำในท่อ Tuning Line และปริมาณน้ำที่สูบได้ในรูปที่ 5.3 โดยทำการกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นอื่น ๆ คงที่แสดงในตารางที่ 5.4

ตารางที่ 5.4 การกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นคงที่เพื่อพิจารณาอิทธิพลของระดับน้ำในท่อ Tuning Line

อุณหภูมิของอากาศในท่อ Displacer ด้านร้อน	550-600°C
อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น	1 GPM.
ระยะเวลาการทดสอบ	60 min.



รูปที่ 5.3 ความสัมพันธ์ระหว่างระดับน้ำในท่อ Tuning Line และปริมาณน้ำที่สูบได้

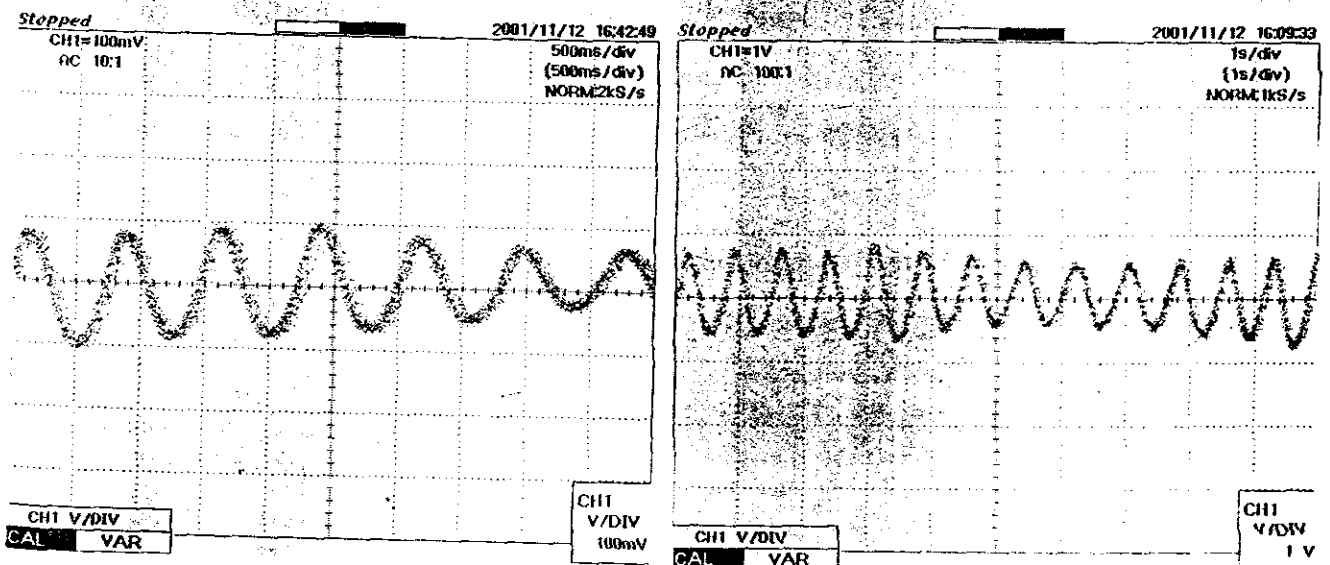
จากผลการทดสอบพบว่าเครื่องยนต์ฟลูอิด โคน์นี้มีช่วงการทำงานที่กว้างเมื่อพิจารณาถึงอิทธิพลของปริมาณน้ำในท่อ Tuning Line แสดงให้เห็นถึงการทำงานอย่างมีประสิทธิภาพถึงแม้ว่าปริมาณของน้ำในระบบมีการเปลี่ยนแปลงมากสังเกตได้จากระดับการเปลี่ยนแปลงของน้ำในท่อ Tuning Line ค่อนข้างสูง เปลี่ยนแปลงตั้งแต่ 40 ถึง 70 cm. แต่ปริมาณน้ำที่สูบยังมีปริมาณที่สูง ในการใช้งานจริงนั้นปริมาณน้ำในระบบอาจจะลดลงได้จากน้ำในส่วนของท่านร้อนมีการเดือดเป็น ไอน้ำ หรือสูญเสียน้ำในช่วงที่ดูดสูบน้ำมีช่วงชัก (Stroke) ที่สูงผิดปกติ และสูบน้ำบางส่วนจากระบบ จากเหตุดังกล่าวเราสามารถเติมน้ำให้แก่ระบบได้ซึ่งจะพบว่าปริมาณน้ำที่มากขึ้นสังเกตจากระดับน้ำในท่อ Tuning Line นั้นอาจจะไม่ใช่ปริมาณที่แท้จริงขณะที่เกิดการแกว่งอย่างที่ไม่คาดหมาย เนื่องจากท่อดูดสูบน้ำแบบอนุกรมและอาศัยหลักการการทำงานแบบ Hydrodynamic Coupling ปริมาณน้ำสามารถไหลออกทางชุดสูบน้ำได้ เสมือนระบบสามารถปรับเปลี่ยนความเหมาะสมของการทำงานด้วยตัวเอง ได้และให้ปริมาณน้ำที่สูบได้สูง ด้วยเหตุนี้จึงสามารถสนับสนุนถึงการนำไปใช้งานอย่างง่าย ๆ ได้ในพื้นที่ชนบท



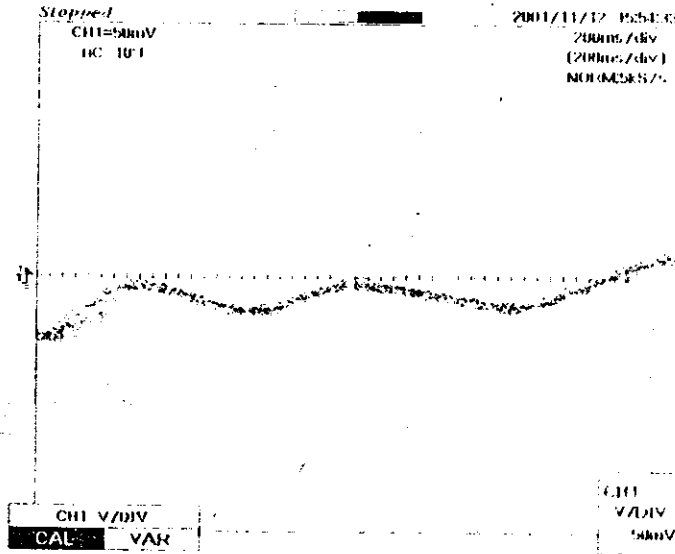
รูปที่ 5.4 ภาพของเครื่องชนิดฟลูอิดไดน์ขณะสูบน้ำขึ้นที่ระยะประมาณ 1 เมตร

5.6 การศึกษาพฤติกรรมการทำงานจากความถี่ของของลำนํ้าในท่อ Tuning Line

จากการติดตั้งชุดตรวจจับความถี่การแกว่งของลำนํ้าในท่อ Tuning Line โดยอาศัยหลักการของ capacitive transducer และวงจรกรองสัญญาณแบบพาส เราสามารถวัดความถี่สูงสุดของระบบได้ ซึ่งมีความสัมพันธ์กับความสูงหรือระยะการแกว่งของลำนํ้าในท่อ Tuning Line แสดงผลการวัดในรูปที่ 5.5 อย่างไรก็ตามจากการพิจารณาโครงสร้างแบบ Hydrodynamic coupling เราสามารถคำนวณหาความสัมพันธ์ของความถี่ธรรมชาติของระบบได้จากกฎของนิวตันซึ่งแสดงรายละเอียดในบทที่ 2 แสดงในสมการที่ (2.17) จากการคำนวณของ C.D.West (1983) เลือกใช้ความยาวของท่อคิสเพลสเซอร์ทั้งหมด L_D อยู่ระหว่าง 0.3 – 3.0 เมตร จะได้ความถี่ธรรมชาติระหว่าง 0.3 – 1.3 Hz



รูปที่ 5.5 ผลการวัดความถี่สูงสุดของการแกว่งของลำนํ้าในท่อ Tuning Line



รูปที่ 5.6 ผลการวัดความถี่ต่ำสุดของการแกว่งของน้ำในท่อ Tuning Line

จากผลการวัดพบว่าค่าความถี่สูงสุดหรือความถี่ธรรมชาติของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์นี้มีค่าเท่ากับ 1.25 Hz หรือคาบของเวลา (T) เท่ากับ 0.8 sec. ซึ่งผลการคำนวณของ C.D. West สอดคล้องกับผลการวัดความถี่สำหรับ โครงการวิจัยนี้ อีกทั้งที่ความถี่ธรรมชาตินั้น ได้ระยะความสูงของการแกว่งของลำน้ำในท่อ Tuning Line สูงสุดด้วย ดังนั้นขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ Tuning Line ควรออกแบบให้มีขนาดเล็ก

5.7 การคำนวณหาค่าประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์

ถึงแม้ว่าการประยุกต์ใช้งานของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์ได้นำพลังงานเหลือใช้เกรดต่ำหรือพลังงานได้เปล่ามาเป็นพลังงานขาเข้าที่ท่อด้านร้อนเพื่อให้ได้พลังงานกลทางด้านขาออกซึ่งผ่านส่วนชุดสูบน้ำและอาจจะพิจารณาปริมาณของน้ำที่สูบได้เป็นผลที่ได้รับเพียงอย่างเดียว แต่เมื่อพิจารณาถึงการเปรียบเทียบศักยภาพการทำงานของเครื่องยนต์ฟลูอิดไดน์ในโครงสร้างแบบต่าง ๆ เราจำเป็นต้องคำนวณหาประสิทธิภาพการสูบน้ำของเครื่องยนต์ชนิดนี้จากสมการหาประสิทธิภาพของระบบดังนี้

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100 \quad (5.1)$$

ซึ่ง P_{out} หาได้จาก

$$P_{out} = \dot{m}_w g \cdot h \quad (5.2)$$

โดยที่

\dot{m}_w คืออัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ (kg/sec.) เท่ากับ 175 Lt./hr. จากการทดสอบ

- g คือแรงโน้มถ่วงของโลก ($m./sec.^2$)
 h คือระดับความสูงของชุดสูบน้ำ (m.)

ดังนั้น

$$\begin{aligned}
 P_{out} &= \dot{m}_w g \cdot h \\
 &= 175 \frac{\text{Lt.}}{\text{hr.}} \times \frac{\text{hr.}}{3600 \text{ sec.}} \times 9.81 \frac{\text{m.}}{\text{sec.}^2} \times 1 \text{ m.} \\
 &= 0.4768 \frac{\text{kg} \cdot \text{m.}}{\text{sec.}^2} \cdot \frac{\text{m.}}{\text{sec.}} \\
 &= 0.4768 \text{ Watts.}
 \end{aligned}$$

หาค่า P_{in} ได้จาก

$$P_{in} = \dot{m}_g \cdot C \quad (5.3)$$

โดยที่

- \dot{m}_g คืออัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซโพรเพน C_3H_8 (kg/sec.)
 C คือความร้อนของเชื้อเพลิงโพรเพนเท่ากับ 12034 (kCal./kg.)

แทนค่าหา P_{in} จะได้ว่า

$$\begin{aligned}
 P_{in} &= \dot{m}_g \cdot C \\
 &= 0.3 \frac{\text{kg.}}{\text{hr.}} \times \frac{\text{hr.}}{3600 \text{ sec.}} \times 12034 \frac{\text{kCal.}}{\text{kg.}} \times 4.189 \frac{\text{kJ.}}{\text{kCal.}} \\
 &= 4198.8 \text{ Watts.}
 \end{aligned}$$

แทนค่า P_{in} และ P_{out} ลงในสมการที่ 5.1 จะได้ว่า

$$\begin{aligned}
 \eta &= \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100 \\
 &= \frac{0.4768 \text{ W.}}{4198.8 \text{ W.}} \times 100 \\
 &= 0.0114\%
 \end{aligned}$$

เครื่องยนต์ฟลูอิดไดนามิกขนาดเล็กที่ถูกสร้างขึ้นใน โครงการงานวิจัยนี้มีประสิทธิภาพการสูบน้ำเท่ากับ

0.0114%

บทที่ 6

สรุป และข้อเสนอแนะ

1. เครื่องยนต์ฟลูอิด ไลน์ต้นแบบในโครงการวิจัยนี้ได้สร้างในแบบกระบอกสูบรวมเพื่อวัตถุประสงค์เบื้องต้นในการใช้พลังงานอินพุตต่ำ และต่อชุดสูบน้ำแบบอนุกรม โดยใช้ท่อลดแรงดันแบบขด
2. ประสบความสำเร็จในการสร้างวาล์วทางเดียวซึ่งเป็นส่วนประกอบที่สำคัญของชุดสูบน้ำซึ่งได้ถูกออกแบบให้มีความเหมาะสมกับความดันเปิด-ปิดวาล์วต่ำ และพบว่าวาล์วมีประสิทธิภาพสูบน้ำได้ดี
3. ประสบความสำเร็จในระดับหนึ่งในการออกแบบทรานสดิวเซอร์แบบคาปาซิทีฟอย่างง่ายขึ้น อีกทั้งได้ออกแบบวงจรไฟฟ้าเพื่อตรวจจับปริมาณดังกล่าวในเทอมของปริมาณทางไฟฟ้าเพื่อศึกษาถึงพฤติกรรมการถ่ายโอนพลังงานแบบ Hydrodynamic จากทางด้านท่อ Tuning Line ไปยังท่อคิสเพลสเซอร์หรือทางกลับกัน
4. หาเงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสมของเครื่องยนต์ฟลูอิด ไลน์ขนาดเล็กสำหรับโครงการวิจัยนี้ และพบว่าเครื่องยนต์ฟลูอิด ไลน์นี้มีขอบเขตของเงื่อนไขการทำงานที่กว้างซึ่งสอดคล้องกับการนำไปใช้งาน นั่นคืออุณหภูมิความร้อนที่เหมาะสมอยู่ในช่วง $500-700^{\circ}\text{C}$ ซึ่งสอดคล้องกับการใช้งานร่วมกับแหล่งพลังงานจากเตาเผาขยะ หรือพลังงานเหลือทิ้งอื่น ๆ
5. จากการศึกษาเราพบว่าชุดหล่อเย็นทางท่อคิสเพลสเซอร์ด้านเย็นมีความจำเป็นต่อเครื่องยนต์ฟลูอิด ไลน์นี้ และการระบายความร้อนต่ำสุดที่ระบบต้องการเท่ากับ 0.25 GPM
6. ระดับของน้ำในท่อ Tuning Line อยู่ในช่วงกว้าง 40-70 cm. และให้ปริมาณการสูบน้ำสูงสุดประมาณ 175Lt/hr. ประสิทธิภาพการสูบน้ำเท่ากับ 0.0114%
7. จากการวัดความถี่ธรรมชาติเราสามารถพบความสัมพันธ์ของความถี่กับระยะการแกว่งของน้ำในท่อ Tuning Line ซึ่งที่ความถี่ธรรมชาติที่ให้พลังงานสูงสุดนั้นมีระยะการแกว่งของน้ำสูงสุด ดังนั้นขนาดของท่อ Tuning Line ควรมีขนาดเล็กเพื่อให้ระยะของแกว่งของน้ำสูง และความถี่ธรรมชาติที่ได้จากการวัดมีค่าประมาณ 1.25 Hz
8. การศึกษาเครื่องยนต์ฟลูอิด ไลน์สำหรับโครงการวิจัยนี้พบว่ามันสามารถนำไปใช้งานสำหรับสูบน้ำได้จริงในสถานะเงื่อนไขการทำงานที่ไม่ยุ่งยาก มีช่วงการทำงานที่กว้าง

บรรณานุกรม

1. C.D.West, 1983, *Liquid Piston Stirling Engine*, Van Nostrand Reinhold Company: new York
2. Fauvel, O.R., C.D.West, 1990, *Excitation 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, Piscataway, NJ, USA, p. 336-341
3. Yu L., Fauvel O.R., 1992, *Application of The Fluidyne in Developing Countries*, In Proceedings of the 27th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference; Vol.5.; Publ by IEEE SAE, Warrendale, PA, USA, p. 5.441-5.415
4. Yu L., Fauvel O.R., 1994, *Development of A Composite Fluidyne Regenerator*, In Proceedings of the 29th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference; Vol.4.; Publish by IEEE Service Center, Piscataway, NJ, USA, p. 1908-1910
5. Fauvel O.R., Walker G., 1990, *Excitation of A Fluidyne Tuning Line*, In Proceedings of the 25th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference; Vol.5.; Publish by IEEE Service Center, Piscataway, NJ, USA, p. 315-318
6. สมหมาย ปรีเปรม, (2538) “การศึกษาเครื่องยนต์ลูกสูบเหลว” วิศวกรรมสารมหาวิทยาลัยขอนแก่น ปีที่ 22 ฉบับที่ 1 เดือนมกราคม-มิถุนายน 2538

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก.

ระดับความร้อนขาเข้าที่เหมาะสม

การทดสอบครั้งที่ ก1

เงื่อนไขการทดสอบ

- อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 300-350°C
- อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 1 GPM.
- ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line เท่ากับ 50 cm.

เวลา (min.)	T (ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำ ในท่อ Tuning (cm.)	ระยะการแกว่งของน้ำใน ท่อ Displacer (cm.)	หมายเหตุ
	27.8	29.6	-	-	
	99.8	29.3	70-75	5-5.5	
	108.3	74.8	90-95	7-7.3	เริ่มไหลน้อย
	164.6	76.0	75-82	7-7.5	
	196.5	76.2	75-78	7-7.5	
	220.5	73.9	38-70	7-8	
	248.0	67.5	42-72	9.5-10	
1	300.8	66.5	45-72	11-11.5	เริ่มไหลมาก
2	302.4	57.7	45-75	13-14.5	
3	320.5	57.0	48-75	13.5-15	
4	344.1	54.7	48-74	14-15	
5	328.3	55.9	48-74	14-15	
6	338.1	55.4	45-72	15-16	ไหลมากขึ้น
7	344.4	53.1	45-72	15-16	น้ำไหล
8	347.8	52.8	45-70	15-15.5	ปกติ
9	340.7	55.9	48-72	15-16	
10	330.3	54.2	48-70	15-16	
12	346.5	52.9	45-70	15.5-16.5	
14	346.8	51.8	45-70	15.5-16.5	
16	338.6	51.2	46-68	16-16.5	
18	337.5	49.0	48-70	16-16.5	
20	332.3	48.0	48-72	16.5-17	
22	332.6	49.4	50-72	16.5-17	
24	328.1	46.9	46-70	17-18	
26	328.9	45.7	50-70	17.5-18	
28	335.6	36.9	48-72	17.5-18.5	
30	335.6	36.4	45-70	17-18	
32	337.6	31.9	45-69	18-20	
34	342.8	31.4	41-65	18-20.5	
36	339.5	31.2	40-65	18.5-21	
38	328.2	30.9	45-68	18.5-21	
40	338.6	30.9	45-70	19-21	
42	326.6	30.9	48-70	19-21.5	
44	328.3	31.1	45-70	19-22	
46	332.2	31.1	45-70	19-22	
48	336.1	31.1	42-65	19-22.5	

เวลา (min.)	T (ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำ ในท่อ Tuning (cm.)	ระยะการแกว่งของน้ำใน ท่อ Displacer (cm.)	หมายเหตุ
50	335.0	31.5	40-65	19-22	
52	333.2	31.7	40-64	19-23	
54	334.8	31.9	38-65	19.5-23.5	
56	335.9	31.9	38-64	19.5-24	
58	338.7	32.2	36-64	20-24	
60	331.2	32.3	39-62	20-24	

สรุปผลการทดลอง ก1

1. สูบน้ำได้ 30.8 Lt. / hr.
2. เชื้อเพลิงใช้ไปทั้งหมด 0.19 kg. / hr.
3. $T_{HOT} (avg.)$ อากาศในท่อ Displacer ด้านร้อนเฉลี่ยเท่ากับ $333.67^{\circ}C$
4. ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (Average Deviation) ของ $T_{HOT} (avg. dev.)$ เท่ากับ $6.93^{\circ}C$
5. ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation) ของ $T_{HOT} (std. dev.)$ เท่ากับ $10.17^{\circ}C$
6. ความคลาดเคลื่อนที่เป็นไปได้ (Probable Error) ของการวัด $T_{HOT} (avg.)$ เท่ากับ $6.86^{\circ}C$
7. $T_{Avg} (COLD)$ อากาศในท่อ Displacer ด้านเย็นเท่ากับ $42.95^{\circ}C$
8. $T_{Avg} (COLD)$ เท่ากับ $31.47^{\circ}C$ เมื่อเริ่มเข้าสู่สภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่
9. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Tuning Line เท่ากับ 44.66–66.31cm.
10. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Displacer เท่ากับ 16.86–22.29cm.

การทดสอบครั้งที่ ก2

เงื่อนไขการทดสอบ

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 350-400°C
2. อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 1 GPM
3. ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line เท่ากับ 50 cm.

เวลา (min.)	T (ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำ ในท่อ Tuning (cm.)	ระยะการแกว่งของน้ำใน ท่อ Displacer (cm.)	หมายเหตุ
1	353.2	61.4	45-75	12.5-13	น้ำไหล
2	366.7	59.4	46-75	12.5-13	ปกติ
3	373.5	59.5	48-74	13-14	
4	375.5	59.4	48-74	13-14	
5	376.5	57.3	48-74	13-14	
6	368.9	56.5	44-74	13.5-15	
7	377.1	56.3	42-70	14-15.5	
8	370.8	54.3	42-70	15-16.5	
9	371.2	53.6	45-68	15-16.5	
10	370.0	49.3	45-69	15-16.5	
12	370.8	49.9	44-69	16-17	
14	372.8	48.3	45-70	17-18	
16	373.8	40.9	48-72	17-17.5	
18	374.5	43.0	52-74	17.5-18	
20	372.6	41.9	50-74	18-19	
22	372.5	35.5	48-70	18-19	
24	381.4	33.9	45-70	18-20	
26	380.5	33.1	45-68	18-21	
28	378.2	32.6	40-68	18-21	
30	378.5	33.0	38-64	19-23	
32	374.5	33.2	35-62	19-23	
34	374.5	33.2	36-62	19-24	
36	373.2	33.1	36-60	19.5-24	
38	373.1	32.6	41-65	20-23.5	
40	370.2	32.9	45-65	20.5-24	
42	369.2	32.6	48-68	20-24	
44	368.5	32.6	45-68	19.5-22	
46	374.9	32.8	45-68	20-24	
48	375.6	33.1	45-65	20-24	
50	376.5	33.3	45-65	20-24	
52	374.7	33.3	44-65	20-24	
54	369.8	33.0	44-64	20-24	
56	368.7	33.0	45-65	20-24	
58	370.1	33.1	46-65	20-24	
60	375.2	33.1	46-64	20-24	

สรุปผลการทดลอง ก2

1. สูบน้ำได้ 69 Lt. / hr.
2. เชื้อเพลิงใช้ไปทั้งหมด 0.2 kg. / hr.
3. T_{Avg} (HOT) อากาศในท่อ Displacer ด้านร้อนเท่ากับ 372.79°C
4. ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (Average Deviation) ของ T_{HOT} (avg. dev.) เท่ากับ 4.87°C
5. ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation) ของ T_{HOT} (std. dev.) เท่ากับ 4.87°C
6. ความคลาดเคลื่อนที่เป็นไปได้ (Probable Error) ของการวัด T_{HOT} เท่ากับ 3.29°C
7. T_{Avg} (COLD) อากาศในท่อ Displacer ด้านเย็นเท่ากับ 41.54°C
8. T_{Avg} (COLD) เท่ากับ 33.15°C เมื่อเริ่มเข้าสู่สภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่
9. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Tuning Line เท่ากับ 44.40– 68.37cm.
10. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Displacer เท่ากับ 17.44–19.94cm.

การทดสอบครั้งที่ ก3

เงื่อนไขการทดสอบ

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 400-450°C
2. อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 1 GPM
3. ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line เท่ากับ 50 cm.

เวลา (min.)	T (ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำ ในท่อ Tuning (cm.)	ระยะการแกว่งของน้ำใน ท่อ Displacer (cm.)	หมายเหตุ
1	410.5	33.2	45-67	20-24	น้ำไหล
2	412.6	33.1	50-70	20-24	ปกติ
3	415.3	33.1	50-70	20-24	
4	423.9	33.1	50-70	20-24	
5	430.4	33.2	48-70	20-24	
6	412.5	33.2	45-70	20-24	
7	418.6	33.1	45-70	20-24	
8	429.8	33.9	45-68	20-24	
9	435.7	32.6	40-70	20-24	
10	435.8	32.4	42-68	20-24	
12	436.4	32.3	40-65	20-24	
14	438.6	32.4	38-64	20-24	
16	428.9	33.2	44-65	21-24	
18	436.3	33.1	48-70	21-24	
20	438.5	32.3	48-70	20.5-24	
22	434.1	32.1	48-68	20.5-24	
24	432.6	32.4	45-65	20-24	
26	432.5	32.2	40-68	20-24	
28	432.2	32.7	42-66	20-24	
30	435.8	33.3	40-65	20-24	
32	434.5	33.3	38-62	20-24	
34	438.5	33.6	40-64	20-24	
36	430.3	33.4	45-68	20-24	
38	431.4	33.3	50-70	20-24	
40	431.5	33.3	46-68	20-24	
42	438.5	33.2	45-68	20-24	
44	437.2	33.1	45-68	20-24	
46	432.7	32.5	40-65	20-24	
48	439.1	32.3	40-64	20-24	
50	434.7	32.2	39-62	20-24	
52	430.4	32.1	38-62	20-24	
54	436.1	31.7	38-62	20-24	
56	430.8	31.7	42-68	20-24	
58	431.3	31.6	48-68	20-24	
60	428.9	32.0	45-66	20-24	

สรุปผลการทดลอง ก3

1. สูบน้ำได้ 72 Lt. / hr.
2. เชื้อเพลิงใช้ไปทั้งหมด 0.2 kg. / hr.
3. T_{Avg} (HOT) อากาศในท่อ Displacer ด้านร้อนเท่ากับ 430.77°C
4. ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (Average Deviation) ของ T_{HOT} (avg. dev.) เท่ากับ 5.55°C
5. ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation) ของ T_{HOT} (std. dev.) เท่ากับ 7.84°C
6. ความคลาดเคลื่อนที่เป็นไปได้ (Probable Error) ของการวัด T_{HOT} เท่ากับ 5.29°C
7. T_{Avg} (COLD) อากาศในท่อ Displacer ด้านเย็นเท่ากับ 32.75°C
8. T_{Avg} (COLD) เท่ากับ 32.75°C เมื่อเริ่มเข้าสู่สภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่
9. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Tuning Line เท่ากับ 43.77– 66.97cm.
10. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Displacer เท่ากับ 20.09–24cm.

การทดสอบครั้งที่ ก.4

เงื่อนไขการทดสอบ

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 450-500°C
2. อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 1 GPM
3. ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line เท่ากับ 50 cm.

เวลา (min.)	T (ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำ ในท่อ Tuning (cm.)	ระยะการแกว่งของน้ำใน ท่อ Displacer (cm.)	หมายเหตุ
1	478.5	35.0	42-75	18-25	น้ำไหล
2	535.2	31.0	42-78	20-25	ปกติ
3	532.8	30.8	40-68	20-25	
4	529.0	30.9	40-68	20-25	
5	518.4	31.2	38-62	20-24	
6	501.5	31.2	40-45	20-24	
7	493.8	30.9	45-70	20-24	
8	466.0	30.9	50-72	20-24	
9	473.0	30.7	48-70	20-25	
10	485.1	30.5	45-70	20-24	
12	482.5	30.6	45-68	20-24	
14	490.8	30.6	45-68	20-24	
16	490.6	30.5	44-68	20-24.5	
18	489.1	31.0	40-65	20-24	
20	488.5	31.4	40-65	20-24	
22	481.3	31.3	40-66	20-24	
24	488.4	31.0	36-65	20-25	
26	488.7	30.9	36-65	20-24	
28	492.5	30.9	38-62	20.5-24	
30	487.4	30.7	40-65	20-24	
32	487.0	30.7	54-70	20-24	
34	482.4	30.6	50-70	20-24	
36	479.5	30.6	45-70	20-24	
38	483.3	30.5	45-70	20-24	
40	486.1	30.7	45-68	20-24	
42	485.3	30.7	45-68	20-24	
44	474.8	30.7	45-68	20-24	
46	480.4	30.7	42-66	20-24	
48	483.6	30.7	40-62	20-24	
50	475.2	30.8	40-62	20-24	
52	489.5	30.9	40-65	20-24	
54	482.8	30.9	40-68	20-24	
56	482.0	30.9	45-68	20-24	
58	490.8	31.0	40-78	20-24	
60	483.7	31.0	48-70	20-24	

สรุปผลการทดลอง ก4

1. สูบน้ำได้ 62 Lt. / hr.
2. เชื้อเพลิงใช้ไปทั้งหมด 0.2 kg. / hr.
3. T_{Avg} (HOT) อากาศในท่อ Displacer ด้านร้อนเท่ากับ 489.7°C
4. ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (Average Deviation) ของ T_{HOT} (avg. dev.) เท่ากับ 10.19°C
5. ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation) ของ T_{HOT} (std. dev.) เท่ากับ 15.83°C
6. ความคลาดเคลื่อนที่เป็นไปได้ (Probable Error) ของการวัด T_{HOT} เท่ากับ 10.68°C
7. T_{Avg} (COLD) อากาศในท่อ Displacer ด้านเย็นเท่ากับ 30.95°C
8. T_{Avg} (COLD) เท่ากับ 30.95°C เมื่อเริ่มเข้าสู่สภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่
9. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Tuning Line เท่ากับ 42.8– 67.37cm.
10. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Displacer เท่ากับ 19.96–24.17cm.

การทดสอบครั้งที่ ก.5

เงื่อนไขการทดสอบ

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 500-550°C
2. อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 1 GPM
3. ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line เท่ากับ 50 cm.

เวลา (min.)	T (ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำ ในท่อ Tuning (cm.)	ระยะการแกว่งของน้ำใน ท่อ Displacer (cm.)	หมายเหตุ
1	520.7	56.1	38-70	13-14	น้ำไหล
2	532.3	55.9	32-65	14-16	ปกติ
3	530.4	51.3	32-68	15-17	
4	532.8	49.0	30-62	16-17	
5	533.2	43.3	35-65	17-19	
6	533.8	32.3	35-65	17-20	
7	538.1	30.7	40-70	18-22	
8	530.6	30.4	40-70	18-23	
9	531.6	30.7	40-72	18-23	
10	534.9	30.7	45-72	18-24	
12	532.4	30.4	45-78	18.5-24	
14	532.8	31.0	45-72	18-25	
16	538.9	30.8	40-72	18-25	
18	531.1	31.1	40-70	18-25	
20	532.8	31.3	58-68	19-25	
22	532.9	31.4	38-65	19-25	
24	531.9	31.3	32-62	19-25	
26	530.2	31.4	32-60	19-25	
28	535.4	31.5	35-65	19-25	
30	519.8	31.5	40-65	19-25	
32	532.0	31.3	40-68	19-25	
34	525.1	30.9	45-70	19-24	
36	538.6	30.8	48-72	20-25	
38	534.7	30.8	50-70	20-25	
40	540.8	30.5	60-70	23-23.5	
42	538.6	30.8	45-70	23-23.5	
44	535.6	31.0	40-70	23-23.5	
46	534.5	30.9	40-70	19-25	
48	536.0	30.9	40-65	19-25	
50	536.1	31.5	38-65	19-25	
52	540.5	30.5	60-70	23-23.5	
54	538.4	30.8	45-70	23-23.5	
56	535.5	31.0	40-70	23-23.5	
58	534.2	30.9	40-70	19-25	
60	536.0	30.9	40-65	19-25	

สรุปผลการทดลอง ก5

1. สูบน้ำได้ 103 Lt. / hr.
2. เชื้อเพลิงใช้ไปทั้งหมด 0.3 kg. / hr.
3. T_{Avg} (HOT) อากาศในท่อ Displacer ด้านร้อนเท่ากับ 533.52°C
4. ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (Average Deviation) ของ T_{HOT} (avg. dev.) เท่ากับ 3.27°C
5. ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation) ของ T_{HOT} (std. dev.) เท่ากับ 4.65°C
6. ความคลาดเคลื่อนที่เป็นไปได้ (Probable Error) ของการวัด T_{HOT} เท่ากับ 3.14°C
7. T_{Avg} (COLD) อากาศในท่อ Displacer ด้านเย็นเท่ากับ 33.87°C
8. T_{Avg} (COLD) เท่ากับ 31.0°C เมื่อเริ่มเข้าสู่สภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่
9. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Tuning Line เท่ากับ 41.23– 68.31cm.
10. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Displacer เท่ากับ 18.9–23.11cm.

การทดสอบครั้งที่ 6
เงื่อนไขการทดสอบ

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 550-600°C
2. อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 1 GPM
3. ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line เท่ากับ 50 cm.

เวลา (min.)	T (ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำ ในท่อ Tuning (cm.)	ระยะการแกว่งของน้ำใน ท่อ Displacer (cm.)	หมายเหตุ
1	550.7	67.7	50-75	13-14	น้ำไหล
2	555.3	66.8	50-76	13-14	ปกติ
3	558.9	65.2	50-78	13-14	
4	564.2	63.4	50-78	13-14	
5	570.3	61.4	50-80	14-15	
6	574.2	59.8	50-80	15.5-16	
7	579.5	57.4	50-78	15-16	
8	574.5	56.9	50-76	16-17	
9	571.5	56.3	50-75	16-20	
10	572.9	54.4	50-80	16.5-20.5	
12	573.2	40.5	50-80	17-22	
14	574.5	36.9	50-80	17-24	
16	573.8	35.2	48-85	17-26	
18	575.5	34.9	40-80	17-26	
20	580.4	34.7	40-70	18-26	
22	583.3	34.6	40-75	18-26	
24	579.8	34.3	50-80	18-26	
26	577.8	34.1	48-78	18-26	
28	575.4	33.9	50-80	18-26	
30	572.8	33.9	50-80	18-26	
32	575.4	33.9	40-70	18-26	
34	576.0	33.8	50-80	18-26	
36	573.2	33.7	50-80	18-26	
38	574.1	33.7	50-82	19-26	
40	574.4	33.8	50-80	18-26	
42	571.3	33.6	50-80	18-26	
44	575.9	33.7	50-80	18-26	
46	575.6	33.6	40-70	21-24	
48	576.8	33.6	40-70	20-26	
50	575.7	33.5	50-80	18-26	
52	576.4	33.4	50-80	18-26	
54	572.2	33.4	50-80	18-26	
56	571.3	33.5	50-80	18-26	
58	575.1	33.2	50-80	18-26	
60	571.5	33.2	50-80	18-26	

สรุปผลการทดลอง ก6

1. สูบน้ำได้ 175 Lt. / hr.
2. เชื้อเพลิงใช้ไปทั้งหมด 0.3 kg. / hr.
3. T_{Avg} (HOT) อากาศในท่อ Displacer ด้านร้อนเท่ากับ 572.95°C
4. ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (Average Deviation) ของ T_{HOT} (avg. dev.) เท่ากับ 4.15°C
5. ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation) ของ T_{HOT} (std. dev.) เท่ากับ 6.57°C
6. ความคลาดเคลื่อนที่เป็นไปได้ (Probable Error) ของการวัด T_{HOT} เท่ากับ 4.43°C
7. T_{Avg} (COLD) อากาศในท่อ Displacer ด้านเย็นเท่ากับ 41.88°C
8. T_{Avg} (COLD) เท่ากับ 33.77°C เมื่อเริ่มเข้าสู่สภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่
9. ระยะกว้างของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Tuning Line เท่ากับ 48.17– 78.17cm.
10. ระยะกว้างของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Displacer เท่ากับ 17.06–22.93cm.

การทดสอบครั้งที่ ๗

เงื่อนไขการทดสอบ

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 600-650°C
2. อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 1 GPM
3. ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line เท่ากับ 50 cm.

เวลา (min.)	T (ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำ ในท่อ Tuning (cm.)	ระยะการแกว่งของน้ำใน ท่อ Displacer (cm.)	หมายเหตุ
1	622.7	31.6	35-70	19-25	น้ำไหล
2	624.1	31.6	35-72	19-25	ปกติ
3	629.3	31.6	38-74	19-25	
4	633.2	31.8	40-72	19-25	
5	640.2	31.7	45-80	18-25	
6	642.0	31.9	44-80	18-25	
7	645.9	31.7	45-75	18-25	
8	642.7	31.7	40-68	18-25	
9	637.2	31.7	65-70	19-25	
10	636.9	31.7	40-70	19-25	
12	635.0	31.6	35-65	18-25	
14	636.7	31.5	35-55	19-25	
16	643.1	31.4	30-55	19-25	
18	641.9	31.4	35-60	19-25	
20	641.6	31.6	38-62	20-25	
22	641.3	31.8	40-72	19.5-25	
24	639.9	31.7	45-75	18-25	
26	638.7	31.9	40-75	20-25	
28	639.2	31.7	40-72	18-25	
30	642.3	31.8	40-75	18-25	
32	642.8	32.0	40-75	20-25	
34	645.0	32.1	40-70	19-25	
36	646.3	31.2	45-70	18-25	
38	644.8	32.0	40-70	20-25	
40	646.3	32.2	40-65	19-25	
42	647.8	31.9	40-65	20-25	
44	642.2	31.9	35-70	19-25	
46	643.8	31.9	35-68	18-25	
48	641.8	31.9	35-70	18-25	
50	630.0	31.9	40-75	18-25	
52	618.9	31.8	45-75	19-25	
54	627.6	31.6	45-75	19-25	
56	620.4	31.6	40-72	19-25	
58	634.7	31.5	38-70	18-25	
60	638.9	31.7	40-70	19-25	

สรุปผลการทดลอง ก7

1. สูบน้ำได้ 101 Lt. / hr.
2. เชื้อเพลิงใช้ไปทั้งหมด 0.4 kg. / hr.
3. T_{Avg} (HOT) อากาศในท่อ Displacer ด้านร้อนเท่ากับ 637.86°C
4. ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (Average Deviation) ของ T_{HOT} (avg. dev.) เท่ากับ 6.03°C
5. ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation) ของ T_{HOT} (std. dev.) เท่ากับ 7.69°C
6. ความคลาดเคลื่อนที่เป็นไปได้ (Probable Error) ของการวัด T_{HOT} เท่ากับ 5.18°C
7. T_{Avg} (COLD) อากาศในท่อ Displacer ด้านเย็นเท่ากับ 31.73°C
8. T_{Avg} (COLD) เท่ากับ 31.73°C เมื่อเริ่มเข้าสู่สภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่
9. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Tuning Line เท่ากับ 40.09–70.2cm.
10. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Displacer เท่ากับ 18.79–25cm.

การทดสอบครั้งที่ ๘

เงื่อนไขการทดสอบ

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 650-700°C
2. อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 1 GPM
3. ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line เท่ากับ 50 cm.

เวลา (min.)	T (ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำ ในท่อ Tuning (cm.)	ระยะการแกว่งของน้ำใน ท่อ Displacer (cm.)	หมายเหตุ
1	650.0	32.2	40-62	19-25	น้ำไหล
2	656.1	31.7	38-60	20-25	ปกติ
3	663.0	33.2	35-60	20-25	
4	665.0	32.1	32-58	20-25	
5	670.0	31.9	40-68	20-25	
6	669.6	31.9	42-70	19-25	
7	669.0	32.0	42-70	19.5-25	
8	665.0	32.0	45-78	19-25	
9	663.1	32.1	42-80	19-25	
10	641.5	32.3	40-68	19-25	
12	650.8	33.1	40-65	21-25	
14	664.2	33.7	42-70	20-25	
16	671.5	34.0	45-70	20-25	
18	668.8	34.4	45-72	20-25	
20	665.1	34.4	40-65	20-25	
22	644.0	34.2	40-65	20-25	
24	660.2	34.2	45-65	21-25	
26	660.3	34.2	45-65	20-25	
28	645.7	34.7	40-70	21-25	
30	657.8	34.3	42-80	19-25	
32	644.6	34.6	40-65	22-25	
34	656.3	34.2	42-65	22-25	
36	657.1	34.4	42-62	21-25	
38	657.4	34.3	42-62	21-25	
40	658.6	34.2	40-62	21-25	
42	657.7	34.4	40-65	19.5-25	
44	658.4	34.8	38-60	19-25	
46	660.2	33.5	50-65	21-25	
48	653.1	33.9	40-85	20-25	
50	644.6	33.1	45-70	20-25	
52	657.8	32.5	40-80	20-25	
54	660.0	33.5	50-64	21-25	
56	653.2	33.9	40-85	20-25	
58	645.1	33.0	45-70	20-25	
60	657.5	32.5	40-80	20-25	

สรุปผลการทดลอง ก8

1. สูบน้ำได้ 93 Lt. / hr.
2. เชื้อเพลิงใช้ไปทั้งหมด 0.5 kg. / hr.
3. $T_{Avg}(HOT)$ อากาศในท่อ Displacer ด้านร้อนเท่ากับ $657.78^{\circ}C$
4. ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (Average Deviation) ของ T_{HOT} (avg. dev.) เท่ากับ $6.27^{\circ}C$
5. ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation) ของ T_{HOT} (std. dev.) เท่ากับ $8.17^{\circ}C$
6. ความคลาดเคลื่อนที่เป็นไปได้ (Probable Error) ของการวัด T_{HOT} เท่ากับ $5.51^{\circ}C$
7. $T_{Avg}(COLD)$ อากาศในท่อ Displacer ด้านเย็นเท่ากับ $33.41^{\circ}C$
8. $T_{Avg}(COLD)$ เท่ากับ $33.41^{\circ}C$ เมื่อเริ่มเข้าสู่สภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่
9. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Tuning Line เท่ากับ 40.97– 68.6cm.
10. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Displacer เท่ากับ 20.11–25cm.

การทดสอบครั้งที่ ๑๑
เงื่อนไขการทดสอบ

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 700-750°C
2. อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 1 GPM
3. ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line เท่ากับ 50 cm.

เวลา (min.)	T (ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำ ในท่อ Tuning (cm.)	ระยะการแกว่งของน้ำใน ท่อ Displacer (cm.)	หมายเหตุ
1	700.6	34.7	38-72	21-25	น้ำไหล
2	700.8	34.6	38-60	23-25	ปกติ
3	700.8	34.6	38-70	21-25	
4	701.9	34.7	35-65	22-25	
5	700.9	34.7	35-72	22-25	
6	711.2	34.1	35-62	22-25	
7	720.1	33.3	35-75	22-24	
8	722.2	33.8	35-70	22-25	
9	716.2	34.5	35-70	23-25	
10	722.4	34.7	35-65	23-25	
12	717.6	34.3	30-72	23-25	
14	718.1	33.6	35-65	23-25	
16	719.4	33.3	42-74	23-25	
18	719.2	33.1	40-65	23-25	
20	715.5	33.0	40-70	22.5-25	
22	722.4	33.1	40-72	23.5-25	
24	703.2	34.2	40-74	20-25	
26	695.2	34.2	38-72	21-25	
28	698.1	34.5	40-72	21-25	
30	697.1	34.6	40-65	21-25	
32	700.6	34.7	38-72	21-25	
34	700.8	34.6	38-60	20-25	
36	710.8	34.6	38-70	21-25	
38	701.9	34.7	35-65	21-25	
40	700.9	34.7	35-72	21-25	
42	711.2	34.1	35-62	23-25	
44	720.1	33.3	35-75	21-25	
46	722.2	33.8	35-70	22-25	
48	716.2	34.5	35-70	22-25	
50	722.4	34.7	35-65	22-25	
52	717.6	34.3	30-72	22-24	
54	718.1	33.6	35-65	22-25	
56	719.4	33.3	42-74	23-25	
58	719.2	33.1	40-65	23-25	
60	715.5	33.0	40-70	23-25	

สรุปผลการทดลอง ก9

1. สูบน้ำได้ 42 Lt. / hr.
2. เชื้อเพลิงใช้ไปทั้งหมด 0.6 kg. / hr.
3. T_{Avg} (HOT) อากาศในท่อ Displacer ด้านร้อนเท่ากับ 711.42°C
4. ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (Average Deviation) ของ T_{HOT} (avg. dev.) เท่ากับ 8.39°C
5. ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation) ของ T_{HOT} (std. dev.) เท่ากับ 9.28°C
6. ความคลาดเคลื่อนที่เป็นไปได้ (Probable Error) ของการวัด T_{HOT} เท่ากับ 6.25°C
7. T_{Avg} (COLD) อากาศในท่อ Displacer ด้านเย็นเท่ากับ 34.07°C
8. T_{Avg} (COLD) เท่ากับ 34.07°C เมื่อเริ่มเข้าสู่สภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่
9. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Tuning Line เท่ากับ 36.86– 68.83cm.
10. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Displacer เท่ากับ 21.97–24.94cm.

ภาคผนวก ข.

อัตราการไหลของน้ำในส่วนระบายความร้อน

การทดสอบครั้งที่ ข1

เงื่อนไขการทดสอบ

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 550-600°C
2. อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 0.5 GPM.
3. ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line เท่ากับ 50 cm.

เวลา (min.)	T (ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำ ในท่อ Tuning (cm.)	ระยะการแกว่งของน้ำใน ท่อ Displacer (cm.)	หมายเหตุ
1	550.2	32.2	38-70	19-25	
2	571.6	32.3	35-65	20-25	น้ำไหล
3	572.8	32.3	40-68	20-25	ปกติ
4	577.6	32.6	40-68	20-25	
5	570.1	32.5	42-66	20-25	
6	570.8	32.7	45-70	19-25	
7	572.8	32.8	45-72	20-25	
8	574.1	32.5	45-75	19-25	
9	573.7	32.3	50-75	19-25	
10	576.4	32.2	50-72	19-25	
12	575.6	32.3	45-70	19-25	
14	578.2	32.2	45-70	20-25	
16	576.8	33.1	40-68	20-25	
18	579.4	33.2	40-65	20-25	
20	578.2	32.9	35-62	20-25	
22	577.6	32.7	35-62	20-25	
24	583.1	33.1	35-60	20-25	
26	578.2	33.3	40-62	20-25	
28	575.2	33.3	40-65	20-25	
30	581.2	33.5	40-70	20-25	
32	585.1	33.3	42-68	20-25	
34	584.2	33.6	40-70	20-25	
36	578.6	33.6	45-70	20-25	
38	573.8	33.3	45-70	20-25	
40	566.7	33.4	45-70	20-25	
42	579.3	33.9	48-75	20-25	
44	574.6	34.5	45-72	20-25	
46	574.8	33.6	45-70	20-25	
48	576.7	33.4	45-70	20-25	
50	571.4	33.8	40-65	20-25	
52	571.4	34.2	40-65	20-25	
54	574.9	33.7	45-70	20-25	
56	576.8	33.5	45-70	20-25	
58	571.5	33.6	45-72	20-25	
60	571.4	34.0	45-72	20-25	

สรุปผลการทดลอง ข1

1. สูบน้ำได้ 113 Lt. / hr.
2. เชื้อเพลิงใช้ไปทั้งหมด 0.25 kg. / hr.
3. $T_{Avg}(HOT)$ อากาศในท่อ Displacer ด้านร้อนเท่ากับ $574.99^{\circ}C$
4. ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (Average Deviation) ของ T_{HOT} (avg. dev.) เท่ากับ $3.90^{\circ}C$
5. ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation) ของ T_{HOT} (std. dev.) เท่ากับ $5.94^{\circ}C$
6. ความคลาดเคลื่อนที่เป็นไปได้ (Probable Error) ของการวัด T_{HOT} เท่ากับ $4.00^{\circ}C$
7. $T_{Avg}(COLD)$ อากาศในท่อ Displacer ด้านเย็นเท่ากับ $33.13^{\circ}C$
8. $T_{Avg}(COLD)$ เท่ากับ $33.13^{\circ}C$ เมื่อเริ่มเข้าสู่สภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่
9. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Tuning Line เท่ากับ 42.43– 68.69cm.
10. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Displacer เท่ากับ 19.83–24.94cm.

การทดสอบครั้งที่ ๒

เงื่อนไขการทดสอบ

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 550-600°C
2. อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 0.25 GPM.
3. ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line เท่ากับ 50 cm.

เวลา (min.)	T (ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำ ในท่อ Tuning (cm.)	ระยะการแกว่งของน้ำใน ท่อ Displacer (cm.)	หมายเหตุ
1	551.6	36.8	40-70	18-25	น้ำไหล
2	580.6	33.0	38-65	19-25	ปกติ
3	581.2	32.6	38-65	20-25	
4	578.3	32.4	35-65	20-25	
5	577.2	32.4	36-66	20-25	
6	577.4	32.4	38-68	20-25	
7	583.2	32.2	50-60	23-24	
8	578.4	32.0	40-70	20-25	
9	572.0	32.4	45-72	20-25	
10	568.0	32.4	50-70	19-25	
12	573.6	32.5	50-72	19-25	
14	574.5	33.4	50-75	23-24	
16	576.3	33.2	50-75	19-25	
18	579.9	32.6	50-75	19-25	
20	573.6	32.7	50-78	19-25	
22	576.1	32.6	50-76	19-25	
24	568.3	32.9	48-78	19-25	
26	570.6	32.6	50-75	19-25	
28	575.6	32.7	48-75	19-25	
30	571.4	33.4	48-76	21-25	
32	577.0	33.6	48-80	20-25	
34	572.0	33.8	50-78	19-25	
36	574.3	35.6	50-72	19-25	
38	576.0	35.5	48-72	18-25	
40	577.9	35.6	48-78	18-25	
42	569.8	35.6	50-78	19-25	
44	571.3	35.6	45-80	19-25	
46	578.2	35.6	50-80	19-25	
48	573.3	35.9	50-80	19-25	
50	577.8	35.8	40-80	20-25	
52	574.9	35.2	48-78	18.5-25	
54	578.2	35.6	50-80	19-25	
56	573.4	35.9	50-80	19-25	
58	577.5	35.8	40-80	20-25	
60	575.0	35.2	48-78	19-25	

สรุปผลการทดลอง ข2

1. สูบน้ำได้ 107 Lt. / hr.
2. เชื้อเพลิงใช้ไปทั้งหมด 0.3 kg. / hr.
3. T_{Avg} (HOT) อากาศในท่อ Displacer ด้านร้อนเท่ากับ 574.70°C
4. ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (Average Deviation) ของ T_{HOT} (avg. dev.) เท่ากับ 3.59°C
5. ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation) ของ T_{HOT} (std. dev.) เท่ากับ 5.38°C
6. ความคลาดเคลื่อนที่เป็นไปได้ (Probable Error) ของการวัด T_{HOT} เท่ากับ 3.63°C
7. T_{Avg} (COLD) อากาศในท่อ Displacer ด้านเย็นเท่ากับ 33.93°C
8. T_{Avg} (COLD) เท่ากับ 33.93°C เมื่อเริ่มเข้าสู่สภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่
9. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Tuning Line เท่ากับ 46.26–74.29cm.
10. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Displacer เท่ากับ 19.44–24.94cm.

การทดสอบครั้งที่ ๓3

เงื่อนไขการทดสอบ

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 550-600°C
2. อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 0 GPM.
3. ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line เท่ากับ 50 cm.

เวลา (min.)	T (ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำ ในท่อ Tuning (cm.)	ระยะการแกว่งของน้ำใน ท่อ Displacer (cm.)	หมายเหตุ
1	577.3	33.8	45-70	20-25	น้ำไหล
2	578.8	35.2	45-70	20-25	ปกติ
3	579.1	36.2	44-70	20-25	„
4	574.1	37.3	45-70	20-25	„
5	570.2	38.5	42-68	19.5-25	„
6	570.8	39.5	40-68	20-25	„
7	573.8	40.5	40-65	20-25	ไหลน้อย
8	572.6	41.6	40-65	20-25	„
9	575.2	42.8	45-65	20-25	น้ำหยุดไหล
10	578.6	44.3	45-65	23-24	„
12	572.0	45.7	38-62	20-25	„
14	574.3	46.3	40-70	23-24	„
16	580.5	47.7	45-62	24-25	„
18	578.2	49.1	40-55	20-25	„
20	576.4	50.1	35-60	24-25	„
22	581.6	52.4	30-50	23-25	„
24	583.3	53.6	35-55	23-25	„
26	580.2	55.0	32-54	23-25	„
28	584.7	56.6	30-52	23-25	„
30	584.3	57.0	30-52	23-25	„

สรุปผลการทดลอง ๓3

1. สูบน้ำได้ 25 Lt. / hr.
2. เชื้อเพลิงใช้ไปทั้งหมด 0.3 kg. / hr.
3. T_{Avg} (HOT) อากาศในท่อ Displacer ด้านร้อนเท่ากับ 577.3°C
4. ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (Average Deviation) ของ T_{HOT} (avg. dev.) เท่ากับ 3.63°C
5. ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation) ของ T_{HOT} (std. dev.) เท่ากับ 4.38°C
6. ความคลาดเคลื่อนที่เป็นไปได้ (Probable Error) ของการวัด T_{HOT} เท่ากับ 2.95°C
7. T_{Avg} (COLD) อากาศในท่อ Displacer ด้านเย็นเท่ากับ 45.16°C
8. T_{Avg} (COLD) เท่ากับ - เมื่อเริ่มเข้าสู่สภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่
9. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Tuning Line เท่ากับ 39.3– 62.4cm.
10. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Displacer เท่ากับ 21.43–24.9cm.

ภาคผนวก ค.

ปริมาณน้ำในท่อ Tuning Line ที่เหมาะสม

การทดสอบครั้งที่ ๑.1

เงื่อนไขการทดสอบ

- อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 550-600°C
- อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 1 GPM.
- ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line เท่ากับ 30 cm.

เวลา (min.)	T (ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำ ในท่อ Tuning (cm.)	ระยะการแกว่งของน้ำใน ท่อ Displacer (cm.)	หมายเหตุ
1	550.7	31.2	45-60	24-25	น้ำไหลน้อย
2	557.5	31.3	45-60	23-25	
3	565.4	31.6	50-65	23-25	
4	583.2	31.6	50-70	23-25	
5	579.4	31.5	50-70	23-25	
6	572.8	32.1	50-65	23-25	
7	578.3	32.5	50-68	23-25	
8	575.2	32.4	52-68	23-25	
9	574.5	32.3	52-68	23-25	
10	572.6	31.9	52-68	23-25	
12	576.6	31.6	50-70	23-25	
14	577.3	31.6	50-65	23-25	
16	578.9	31.8	52-68	23-25	
18	576.3	31.8	52-68	23-25	
20	574.1	31.8	50-65	23-25	
22	575.3	32.1	50-65	23-25	
24	572.8	32.1	52-65	23-25	
26	575.4	31.9	55-70	23-25	
28	576.3	31.6	50-65	23-25	
30	575.6	31.6	50-65	23-25	
32	574.9	31.4	50-65	23-25	
34	574.6	31.3	50-65	23-25	
36	574.5	31.2	50-65	23-25	
38	576.5	31.3	50-70	23-25	
40	576.8	31.3	50-65	21-25	
42	576.4	31.3	50-80	23-24	
44	577.8	31.5	50-70	20-26	
46	577.9	31.4	50-70	20-26	
48	573.3	31.3	50-70	21-26	
50	571.2	31.2	50-70	20-26	
52	574.7	31.3	50-70	20-25	
54	572.7	31.3	50-75	20-26	
56	571.0	31.2	50-70	20-26	
58	574.6	31.3	50-70	20-25	
60	572.5	31.3	50-75	20-25	

สรุปผลการทดลอง ค1

1. สูบน้ำได้ 24 Lt. / hr.
2. เชื้อเพลิงใช้ไปทั้งหมด 0.3 kg. / hr.
3. T_{Avg} (HOT) อากาศในท่อ Displacer ด้านร้อนเท่ากับ 573.93°C
4. ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (Average Deviation) ของ T_{HOT} (avg. dev.) เท่ากับ 3.47°C
5. ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation) ของ T_{HOT} (std. dev.) เท่ากับ 5.84°C
6. ความคลาดเคลื่อนที่เป็นไปได้ (Probable Error) ของการวัด T_{HOT} เท่ากับ 3.94°C
7. T_{Avg} (COLD) อากาศในท่อ Displacer ด้านเย็นเท่ากับ 31.60°C
8. T_{Avg} (COLD) เท่ากับ 31.60°C เมื่อเริ่มเข้าสู่สภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่
9. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Tuning Line เท่ากับ 50.2– 67.94cm.
10. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Displacer เท่ากับ 22.23–25.14cm.

การทดสอบครั้งที่ ค.2

เงื่อนไขการทดสอบ

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 550-600°C
2. อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 1 GPM.
3. ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line เท่ากับ 40 cm.

เวลา (min.)	T (ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำ ในท่อ Tuning (cm.)	ระยะการแกว่งของน้ำใน ท่อ Displacer (cm.)	หมายเหตุ
1	550.8	34.6	50-78	18-25	น้ำไหลปกติ
2	563.2	31.1	50-76	19-26	
3	570.2	34.9	50-80	18-26	
4	572.4	34.9	50-80	18-26	
5	576.4	34.9	50-80	19-26	
6	578.3	35.1	50-80	19-26	
7	574.4	35.1	50-80	19-26	
8	573.8	34.9	50-80	19-26	
9	575.4	34.5	50-80	19-26	
10	572.3	34.8	50-80	20-26	
12	573.2	35.1	50-80	18.5-26	
14	575.6	35.1	48-80	19-26	
16	572.1	35.1	48-80	18-26	
18	574.4	35.5	48-80	18-26	
20	574.6	35.1	50-80	19-26	
22	575.6	35.1	50-80	18-26	
24	574.6	34.8	48-50	18-26	
26	576.2	34.8	50-80	18-26	
28	576.3	34.9	50-80	18-26	
30	576.4	35.1	50-80	19-26	
32	576.7	35.1	50-80	18-26	
34	566.7	35.1	50-80	18-26	
36	573.5	35.2	50-80	18-26	
38	576.8	35.8	50-80	18-26	
40	569.2	35.5	50-80	18-26	
42	570.2	35.3	50-70	18-26	
44	575.9	35.3	48-80	18-26	
46	569.4	35.5	45-85	18-26	
48	570.2	35.5	48-80	18-26	
50	573.3	35.3	50-80	18-26	
52	570.4	35.4	50-80	18-26	
54	571.2	35.6	50-80	18-26	
56	573.2	35.3	50-80	18-26	
58	570.5	35.6	50-80	18-26	
60	571.0	35.6	50-80	18-26	

สรุปผลการทดลอง ค2

1. ควบน้ำได้ 166 Lt. / hr.
2. เชื้อเพลิงใช้ไปทั้งหมด 0.3 kg. / hr.
3. T_{Avg} (HOT) อากาศในท่อ Displacer ด้านร้อนเท่ากับ 572.41°C
4. ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (Average Deviation) ของ T_{HOT} (avg. dev.) เท่ากับ 3.22°C
5. ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation) ของ T_{HOT} (std. dev.) เท่ากับ 4.93°C
6. ความคลาดเคลื่อนที่เป็นไปได้ (Probable Error) ของการวัด T_{HOT} เท่ากับ 3.33°C
7. T_{Avg} (COLD) อากาศในท่อ Displacer ด้านเย็นเท่ากับ 35.04°C
8. T_{Avg} (COLD) เท่ากับ 35.04°C เมื่อเริ่มเข้าสู่สภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่
9. ระยะเวลาของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Tuning Line เท่ากับ 49.51– 78.83cm.
10. ระยะเวลาของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Displacer เท่ากับ 18.33-25.97cm.

การทดสอบครั้งที่ 3

เงื่อนไขการทดสอบ

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 550-600°C
2. อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 1 GPM.
3. ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line เท่ากับ 60 cm.

เวลา (min.)	T (ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำ ในท่อ Tuning (cm.)	ระยะการแกว่งของน้ำใน ท่อ Displacer (cm.)	หมายเหตุ
1	569.3	56.2	38-68	20.5-23	น้ำไหลปกติ
2	571.9	49.6	40-70	20.5-23	
3	570.2	42.9	40-70	18-24	
4	576.0	33.4	40-74	18-26	
5	575.3	33.2	45-72	18-26	
6	574.2	32.7	45-72	19-26	
7	570.2	32.2	48-75	19-26	
8	569.3	32.3	50-75	19-26	
9	571.2	32.3	50-78	19-26	
10	570.8	32.5	42-74	19-26	
12	572.5	32.4	50-78	19-26	
14	575.5	32.4	50-80	19-26	
16	573.4	32.5	50-75	19-26	
18	574.7	32.4	50-75	19-26	
20	570.8	32.4	50-75	19-26	
22	571.8	32.7	50-80	18-26	
24	572.8	32.7	50-80	19-26	
26	578.2	32.7	50-80	19-26	
28	576.3	32.6	50-80	20-26	
30	576.1	32.9	50-80	18-26	
32	579.8	33.0	50-80	18-26	
34	576.7	33.0	50-80	18-26	
36	574.2	31.0	50-80	18-26	
38	572.4	33.0	50-80	18-26	
40	571.4	32.9	50-80	19-26	
42	570.9	33.1	50-80	19-26	
44	572.2	33.1	50-80	19-26	
46	574.5	33.1	50-80	19-26	
48	574.6	33.1	50-80	19-26	
50	575.3	33.0	50-80	19-26	
52	575.8	33.0	50-80	19-26	
54	574.5	33.1	50-80	19-26	
56	574.6	33.1	50-80	19-26	
58	575.3	33.0	50-80	19-26	
60	575.8	33.0	50-80	19-26	

สรุปผลการทดลอง ค3

1. สูบน้ำได้ 158 Lt. / hr.
2. เชื้อเพลิงใช้ไปทั้งหมด 0.3 kg. / hr.
3. T_{Avg} (HOT) อากาศในท่อ Displacer ด้านร้อนเท่ากับ 573.67°C
4. ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (Average Deviation) ของ T_{HOT} (avg. dev.) เท่ากับ 2.15°C
5. ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation) ของ T_{HOT} (std. dev.) เท่ากับ 2.55°C
6. ความคลาดเคลื่อนที่เป็นไปได้ (Probable Error) ของการวัด T_{HOT} เท่ากับ 1.72°C
7. T_{Avg} (COLD) อากาศในท่อ Displacer ด้านเย็นเท่ากับ 34.19°C
8. T_{Avg} (COLD) เท่ากับ 32.74°C เมื่อเริ่มเข้าสู่สภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่
9. ระยะเวลาของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Tuning Line เท่ากับ 48.23– 77.46cm.
10. ระยะเวลาของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Displacer เท่ากับ 18.89-25.77cm.

การทดสอบครั้งที่ ๓4

เงื่อนไขการทดสอบ

1. อุณหภูมิที่ป้อนให้แก่ระบบเท่ากับ 550-600°C
2. อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 1 GPM.
3. ความสูงของน้ำในท่อ Tuning Line เท่ากับ 70 cm.

เวลา (min.)	T (ร้อน) °C	T (เย็น) °C	ระยะการแกว่งของน้ำ ในท่อ Tuning (cm.)	ระยะการแกว่งของน้ำใน ท่อ Displacer (cm.)	หมายเหตุ
1	550.2	62.3	50-82	13-15	น้ำไหลปกติ
2	556.3	58.8	50-80	15-17	
3	577.7	57.1	50-80	16-18	
4	575.2	56.9	50-80	16-20	
5	576.4	56.4	50-80	16-20	
6	577.4	54.9	50-70	17-20	
7	576.1	50.4	50-80	17-25	
8	579.8	41.6	40-80	16-25	
9	572.3	33.1	40-75	18-25	
10	570.3	32.7	50-80	18-25	
12	576.5	32.6	50-80	19-25	
14	575.9	32.5	50-80	18-25	
16	570.5	32.5	50-80	18-25	
18	574.7	32.5	50-80	18-25	
20	573.3	32.5	50-80	18-25	
22	571.7	32.5	45-85	18-26	
24	570.8	32.5	45-85	18-26	
26	578.1	32.5	40-75	18-26	
28	573.4	32.3	50-80	18-26	
30	576.2	32.3	40-70	18-26	
32	570.4	32.3	50-80	28-26	
34	570.3	32.4	50-85	20-26	
36	574.4	32.1	45-85	18-26	
38	572.2	31.9	50-85	20-25	
40	573.6	31.9	40-72	18-25	
42	574.4	32.5	50-80	18-25	
44	572.2	32.7	50-80	18-25	
46	574.6	32.8	50-80	18-26	
48	571.1	32.5	50-80	18-26	
50	574.2	32.2	40-75	18-26	
52	574.5	32.2	40-75	18-26	
54	574.6	32.8	50-80	18-26	
56	571.1	32.5	50-80	18-26	
58	574.2	32.2	40-75	18-26	
60	574.5	32.2	40-75	18-26	

สรุปผลการทดลอง ค4

1. สูบน้ำได้ 152 Lt. / hr.
2. เชื้อเพลิงใช้ไปทั้งหมด 0.3 kg. / hr.
3. T_{Avg} (HOT) อากาศในท่อ Displacer ด้านร้อนเท่ากับ 572.83°C
4. ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (Average Deviation) ของ T_{HOT} (avg. dev.) เท่ากับ 3.28°C
5. ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation) ของ T_{HOT} (std. dev.) เท่ากับ 5.51°C
6. ความคลาดเคลื่อนที่เป็นไปได้ (Probable Error) ของการวัด T_{HOT} เท่ากับ 3.71°C
7. T_{Avg} (COLD) อากาศในท่อ Displacer ด้านเย็นเท่ากับ 37.55°C
8. T_{Avg} (COLD) เท่ากับ 32.43°C เมื่อเริ่มเข้าสู่สภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนคงที่
9. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Tuning Line เท่ากับ 47– 79.11cm.
10. ระยะแกว่งของลำน้ำเฉลี่ยในท่อ Displacer เท่ากับ 17.91-24.31cm.

ประวัติคณะผู้วิจัย

หัวหน้าโครงการวิจัย

- ชื่อ (ภาษาไทย) นางทิพย์วรรณ ฟังสุวรรณรักษ์
(ภาษาอังกฤษ) Mrs.Thipwan Fangsuwannarak
- รหัสประจำตัวนักวิจัยแห่งชาติ -
- ตำแหน่งปัจจุบัน อาจารย์
- หน่วยงานที่อยู่ติดต่อได้พร้อมโทรศัพท์ และ โทรสาร
สาขาวิศวกรรมไฟฟ้า สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
111 ถนนมหาวิทยาลัย ตำบลสุรนารี
อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา 30000
โทรศัพท์ 044-224403
- ประวัติการศึกษา

ปีจบการศึกษา	ระดับปริญญา	อักษรย่อปริญญา และชื่อเต็ม	สาขาวิชา	วิชาเอก	ชื่อ สถาบัน การศึกษา	ประเทศ
2536	ปริญญาตรี	วศ.บ./วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (เกียรตินิยมอันดับ 2)	วิศวกรรมอิเล็กทรอนิกส์	-	มหาวิทยาลัยวงษ์ชวลิตกุล	ไทย
2539	ปริญญาโท	วศ.ม./วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต	วิศวกรรมไฟฟ้า	-	จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย	ไทย

- สาขาวิชาการที่มีความชำนาญพิเศษ -
- ประสบการณ์ที่เกี่ยวข้องเกี่ยวกับการบริหารงานวิจัย -