

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การศึกษาผลกระทบจากการเกิดควิเทชั่นต่อสมรรถนะของปั๊มหอยโข่งโดยวิธีการทดลอง
STUDY ON EFFECT OF THE CAVITATION ON PERFORMANCE OF
A CENTRIFUGAL PUMP BY TESTING



ฉป
กช.ก
2548

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน.....**62399**
วัน,เดือน,ปี.....**17 ส.ค. 2549**

b.....**11623019**
i.....

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2548

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาโทปีการศึกษา 2548

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาผลกระทบจากการเกิดคาวิตีชั่นต่อสมรรถนะของปั๊มหอยโข่งโดยวิธีการทดลอง

STUDY ON EFFECT OF THE CAVITATION ON PERFORMANCE OF A CENTRIFUGAL
PUMP BY TESTING

ผู้จัดทำ

1. นายเกรียงไกร มหาวัน รหัสประจำตัว 46015392
2. นายธีระพล พลเดช รหัสประจำตัว 46015401
3. นายนนทวัฒน์ ตุกวุ่น รหัสประจำตัว 46015402



อาจารย์ที่ปรึกษา

(รศ.ดร. จำลอง ปรามแก้ว)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาผลกระทบจากการเกิดควิเดชั่นต่อสมรรถนะของปื้มหอยโข่งโดยวิธีการทดลอง

นายเกรียงไกร มหาวัน 46015392

นายธีระพล พลเดช 46015401

นายนนทวัฒน์ ตุกวุ่น 46015402

รศ.ดร. จำลอง ปราบแก้ว อาจารย์ที่ปรึกษา

ปีการศึกษา 2548

บทคัดย่อ

โครงการนี้เป็นการศึกษาผลกระทบจากการเกิดควิเดชั่นต่อสมรรถนะของปื้มหอยโข่งโดยวิธีการทดลอง โดยเริ่มจากการสร้างชุดทดลองเพื่อทำการทดสอบหาสมรรถนะของปื้มหอยโข่งในสภาวะที่ยังไม่เกิดควิเดชั่นและทำการทดสอบหาสมรรถนะของปื้มหอยโข่งในขณะที่เกิดควิเดชั่น เพื่อนำผลที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะของปื้มหอยโข่งทั้งสองกรณีมาเปรียบเทียบกัน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Study on Effect of the Cavitation on Performance of a Centrifugal pump by testing

Kriangkrai Mahawan

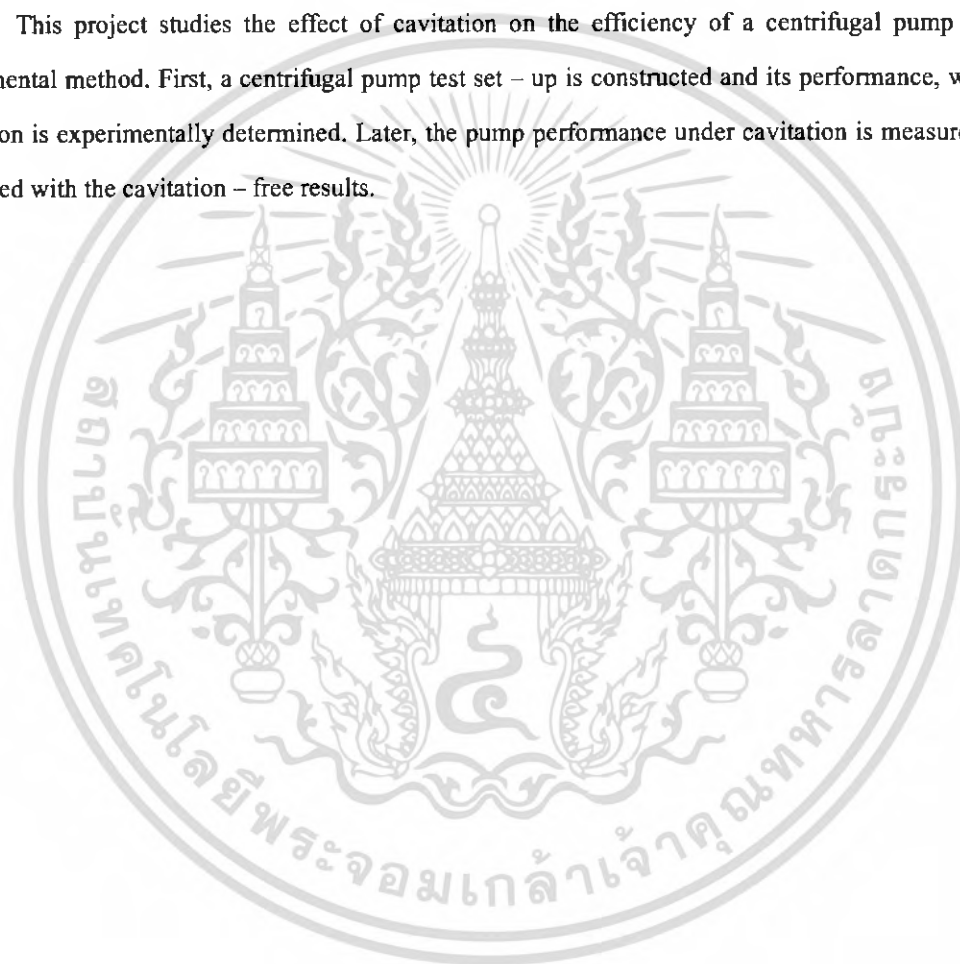
Teerapon Pondech

Nontawat Tukwun

Assoc.Prof.Dr.Chamlong Prabkeo Advisor

ABSTRACT

This project studies the effect of cavitation on the efficiency of a centrifugal pump by an experimental method. First, a centrifugal pump test set – up is constructed and its performance, without cavitation is experimentally determined. Later, the pump performance under cavitation is measured and compared with the cavitation – free results.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้คงไม่อาจเสร็จได้ด้วยดี หากไม่ได้รับความช่วยเหลือ และร่วมมือจากหลาย ๆ ฝ่ายด้วยกัน บุคคลแรกที่ต้องกล่าวถึงเพราะเป็นส่วนสำคัญที่ทำให้วิทยานิพนธ์นี้เสร็จลงได้ก็คือ รองศาสตราจารย์ ดร.จำลอง ปรานแก้ว อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ที่ให้ความเอาใจใส่ แนะนำและช่วยเหลือเสมอมา ซึ่งต้องขอขอบพระคุณเป็นอย่างมาก

และต้องขอขอบพระคุณบุคคลสำคัญที่สุดที่ทำให้ข้าพเจ้ามีวันนี้ ก็คือ บิดา มารดา อันเป็นที่เคารพรักยิ่ง ซึ่งได้เลี้ยงดูผู้เขียนมาเป็นอย่างดี พร้อมทั้งให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มที่ และยังให้กำลังใจเอาใจใส่เสมอมา ในทุก ๆ ด้านอันหาที่เปรียบมิได้ข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสุดประมาณและขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้าที่
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VII
สารบัญรูป	VIII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	1
1.3 ขอบเขตของโครงการ	1
1.4 วิธีการดำเนินงาน	2
บทที่ 2 หลักการและทฤษฎีพื้นฐานเกี่ยวกับปั๊ม	3
2.1 ชนิดของปั๊ม (Pump Classification)	3
2.2 หลักการทำงานของปั๊มหอยโข่ง	5
2.3 เซดปั๊ม (Head Pump)	6
2.3.1 การคำนวณหาค่าเซดปั๊ม	7
2.4 เซดของระบบ (System Head)	8
2.4.1 เซดสูญเสียในระบบท่อ (Total Head Loss; $H_{loss,T}$)	8
2.4.1.1. การสูญเสียหลัก (Major loss, $H_{loss,l}$)	8
2.4.1.2. การสูญเสียรอง (minor loss, $H_{loss,m}$)	9
2.5 สมรรถนะของปั๊มหอยโข่ง	9
2.5.1 การวัดค่าจากการทดสอบสมรรถนะของปั๊ม	9
2.5.1.1 กำลังงานที่มอเตอร์ให้แก่ปั๊ม และที่ปั๊มให้แก่ น้ำ	10
2.5.1.2 การวัดอัตราการไหลด้วยออร์ฟิซ	11
1. ลักษณะแผ่นออร์ฟิซที่ใช้ในการทดลอง	11
2. การหาอัตราการไหลผ่านออร์ฟิซ	11
2.5.2 การแปลงหน่วยจากเครื่องมือวัดความดัน	14
2.5.2.1 เซดความดันทางเข้า (Suction Pressure Head)	14
2.5.2.2 เซดความดันทางออก (Discharge Pressure Head)	14

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

หน้าที่

2.6 Net Positive Suction Head (NPSH)	14
2.6.1 Required Net Positive Suction Head (NPSHr)	14
2.6.2 Available Net Positive Suction Head (NPSHa)	15
2.7 ทฤษฎีการเกิดคาวิเทชัน	16
2.7.1 สาเหตุของการเกิดคาวิเทชัน	17
2.7.2 ขั้นตอนของการเกิดคาวิเทชัน	17
2.8 การทดสอบคาวิเทชัน (Cavitation Test)	18
บทที่ 3 การทดสอบสมรรถนะของปั๊มหอขัง	20
3.1 การห้อตราการไหลของน้ำโดยการสอบเทียบ (Calibrate) กับถังวัดปริมาตร	21
3.1.1 อุปกรณ์การทดลอง	21
3.1.2 ขั้นตอนการเก็บข้อมูล	22
3.1.3 การวิเคราะห์ข้อมูล	22
3.2 วิธีการทดสอบสมรรถนะของปั๊ม	23
3.2.1 การทดสอบหาสมรรถนะของปั๊ม	23
3.3 ผลการทดสอบสมรรถนะของปั๊ม	24
3.4 การทดสอบคาวิเทชัน	26
3.4.1 วิธีการทดสอบคาวิเทชัน	26
3.5 ผลการทดสอบการเกิดคาวิเทชันของปั๊ม	27
3.5.1 เมื่อหัววาล์วคันคูด 1 รอบ	27
3.5.2 เมื่อหัววาล์วคันคูด 2 รอบ	28
3.5.3 เมื่อหัววาล์วคันคูด 3 รอบ	30
3.5.4 เมื่อหัววาล์วคันคูด 4 รอบ	31
3.5.5 เมื่อหัววาล์วคันคูด 5 รอบ	33
3.6 การเปรียบเทียบค่าของ NPSHa, NPSHr กับอัตราการไหลเมื่อเกิดคาวิเทชัน	35
3.7 การเปรียบเทียบค่าของเสดปั๊มกับอัตราการไหลเมื่อเกิดคาวิเทชัน	35
3.8 การเปรียบเทียบกำลังที่ใช้ในการขับปั๊มกับอัตราการไหลเมื่อเกิดคาวิเทชัน	36
3.9 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพของปั๊มกับอัตราการไหลเมื่อเกิดคาวิเทชัน	36
3.10 การเปรียบเทียบเสดของระบบกับอัตราการไหลเมื่อเกิดคาวิเทชัน	37

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

	หน้าที่
บทที่ 4 สรุปและวิจารณ์ผลการทดลอง	38
4.1 สรุปผลการทดลองในส่วนของการทดสอบสมรรถนะของปั๊ม	38
4.2 สรุปผลการทดลองในส่วนของการทดสอบควาวิตะชน	38
4.2.1 เมื่อหรีวาล้วด้านคุด 1 รอบ	38
4.2.2 เมื่อหรีวาล้วด้านคุด 2 รอบ	39
4.2.3 เมื่อหรีวาล้วด้านคุด 3 รอบ	39
4.2.4 เมื่อหรีวาล้วด้านคุด 4 รอบ	39
4.2.5 เมื่อหรีวาล้วด้านคุด 5 รอบ	40
4.3 วิจารณ์ผลการทดลอง	40
ภาคผนวก	41
ภาคผนวก ก	42
ภาคผนวก ข	50
ภาคผนวก ค	54
ภาคผนวก ง	63
บรรณานุกรม	69

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

	หน้าที่
ตารางที่ 1 ก. แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Δh ที่मानอมิเตอร์กับอัตราการไหล (Q)	42
ตารางที่ 2 ก. บันทึกผลการหาสมรรถนะของปั๊มหอยโข่ง	43
ตารางที่ 3 ก. ตารางบันทึกผลการทดสอบควิตซ์	44
ตารางที่ 4 ก. ตารางบันทึกผลการทดสอบควิตซ์	45
ตารางที่ 5 ก. ตารางบันทึกผลการทดสอบควิตซ์	46
ตารางที่ 6 ก. ตารางบันทึกผลการทดสอบควิตซ์	47
ตารางที่ 7 ก. ตารางบันทึกผลการทดสอบควิตซ์	48
ตารางที่ 8 ก. ตารางบันทึกผลเสถียรของระบบกับอัตราการไหลที่สภาวะต่าง ๆ	49
ตารางที่ 1 ข. แสดงคุณสมบัติทางฟิสิกส์ของน้ำที่อุณหภูมิต่างๆ (หน่วยเอสไอ)	50
ตารางที่ 2 ข. แสดงค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสีย (K) สำหรับการไหลผ่านช่องอ ข้อต่อและวาล์ว	51
ตารางที่ 3 ข. แสดงค่าความขรุขระสัมบูรณ์ ϵ สำหรับท่อชนิดต่างๆ	51

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้าที่
2.1 แสดงหลักการของปั๊มโดยทั่วไป	3
2.2 แสดงชนิดของปั๊มแบบดูดอัด (Positive Displacement)	3
2.3 แสดงชนิดของปั๊มแบบดูดเหวี่ยง (Non-Positive Displacement)	4
2.4 แสดงปั๊มหอยโข่งที่ประกอบด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า	5
2.5 แสดงลักษณะโครงสร้างของปั๊มหอยโข่ง	5
2.6 แสดงรูปร่างลักษณะของใบพัดปั๊มหอยโข่งแบบเปิดและแบบปิด	6
2.7 แสดงกราฟ H-Q ของปั๊ม	6
2.8 แสดงการคำนวณหาค่าเฮดปั๊ม	7
2.9 แสดงกราฟแสดงสมรรถนะของปั๊ม (Performance curve)	9
2.10 แสดงขนาดของออร์ฟิซ	11
2.11 แสดงตำแหน่งการติดตั้งออร์ฟิซ	11
2.12 แสดงเฮดแรงดันทั้งหมดที่เกิดขึ้นบริเวณทางเข้าของใบพัด	15
2.13 NPSH _a เมื่อปั๊มอยู่สูงกว่าระดับของของเหลวทางด้านดูด	16
2.14 แสดงความเสียหายที่เกิดจากควาวิเทชั่น	17
2.15 แสดงชุดทดสอบแบบใช้วาล์วเพื่อปรับเฮดด้านดูดของปั๊ม	18
2.16 แสดงชุดทดสอบแบบปรับระดับน้ำเพื่อเพิ่มเฮดด้านดูดของปั๊ม	18
2.17 แสดงชุดทดสอบแบบควบคุมความดันและอุณหภูมิ	19
3.1 แสดงองค์ประกอบของชุดทดสอบสมรรถนะของปั๊ม	20
3.2 แสดงชุดทดสอบสมรรถนะของปั๊ม	21
3.3 รูปแผ่นออร์ฟิซ	21
3.4 มานอมิเตอร์	21
3.5 การติดตั้งออร์ฟิซ	22
3.6 ถังวัดปริมาตร	22
3.7 แสดงกราฟการ Calibrate Orifice	23
3.8 กราฟแสดงสมรรถนะของปั๊ม	24
3.9 แสดงกราฟเฮดปั๊ม, เฮดระบบ กับอัตราการไหล	24
3.10 แสดงกราฟ NPSH _a , NPSH _r กับอัตราการไหล	25
3.11 แสดงชุดท่อไอทางด้านดูดของปั๊ม	26
3.12 แสดงกราฟสมรรถนะของปั๊มเมื่อหรีวาล์วด้านดูด 1 รอบ	27
3.13 แสดงกราฟเฮดปั๊ม, เฮดระบบกับอัตราการไหลเมื่อหรีวาล์วด้านดูด 1 รอบ	27

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้าที่
3.14 แสดงกราฟ NPSHa, NPSHr กับอัตราการไหล เมื่อหริ้วาล้วด้านคูค 1 รอบ	28
3.15 แสดงกราฟสมรรถนะของปั้มเมื่อหริ้วาล้วด้านคูค 2 รอบ	28
3.16 แสดงกราฟเสคปั้ม, เสคระบบกับอัตราการไหลเมื่อหริ้วาล้วด้านคูค 2 รอบ	29
3.17 แสดงกราฟ NPSHa, NPSHr กับอัตราการไหล เมื่อหริ้วาล้วด้านคูค 2 รอบ	29
3.18 แสดงกราฟสมรรถนะของปั้มเมื่อหริ้วาล้วด้านคูค 3 รอบ	30
3.19 แสดงกราฟเสคปั้ม, เสคระบบกับอัตราการไหลเมื่อหริ้วาล้วด้านคูค 3 รอบ	30
3.20 แสดงกราฟ NPSHa, NPSHr กับอัตราการไหล เมื่อหริ้วาล้วด้านคูค 3 รอบ	31
3.21 แสดงกราฟสมรรถนะของปั้มเมื่อหริ้วาล้วด้านคูค 4 รอบ	31
3.22 แสดงกราฟเสคปั้ม, เสคระบบกับอัตราการไหลเมื่อหริ้วาล้วด้านคูค 4 รอบ	32
3.23 แสดงกราฟ NPSHa, NPSHr กับอัตราการไหล เมื่อหริ้วาล้วด้านคูค 4 รอบ	32
3.24 แสดงกราฟสมรรถนะของปั้มเมื่อหริ้วาล้วด้านคูค 5 รอบ	33
3.25 แสดงกราฟเสคปั้ม, เสคระบบกับอัตราการไหลเมื่อหริ้วาล้วด้านคูค 5 รอบ	33
3.26 แสดงกราฟ NPSHa, NPSHr กับอัตราการไหล เมื่อหริ้วาล้วด้านคูค 5 รอบ	34
3.27 กราฟแสดงการเปรียบเทียบ NPSHa, NPSHr กับอัตราการไหลเมื่อเกิดควาเวเตชั่น	35
3.28 กราฟแสดงการเปรียบเทียบเสคกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควาเวเตชั่น	35
3.29 กราฟแสดงการเปรียบเทียบกำลังที่ใช้ในการขับปั้มกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควาเวเตชั่น	36
3.30 กราฟแสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของปั้มกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควาเวเตชั่น	36
3.31 กราฟแสดงการเปรียบเทียบเสคของระบบกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควาเวเตชั่น	37
1 ข. สัมประสิทธิการไหล K และ Re_0/K กับ Re_0 สำหรับมาตรอัตราการไหลแบบเวนจูรี มาตรอัตราการไหลแบบหัวฉีด และมาตรอัตราการไหลแบบออริฟิซ	52
2 ข Moody diagram	53

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

เนื่องด้วยต้นเหตุของปัญหาที่เกิดขึ้นกับปั๊มโดยส่วนใหญ่แล้วมีสาเหตุมาจากท่อทางด้านดูดของปั๊ม ดังนั้นในการติดตั้งปั๊มเพื่อใช้งาน โดยส่วนมากการติดตั้งปั๊มจะอยู่ที่บริเวณปากบ่อ ส่วนในกรณีที่ไม่สามารถเลือกและติดตั้งปั๊มในตำแหน่งที่เหมาะสมได้ ถ้าหากว่าปริมาณน้ำในบ่อมีอยู่ค่อนข้างน้อยหรือมีระดับน้ำอยู่ลึกมาก ๆ เทียบได้จากการวัดระยะห่างระหว่างพื้นผิวของน้ำกับศูนย์กลางของเพลาน้ำหรือกับจุดศูนย์กลางของท่อทางด้านดูดของปั๊ม การที่จะปั๊มน้ำขึ้นมาจากบ่อได้นั้นจำเป็นจะต้องใช้ปั๊มที่มีเพลายาวหรือไม่ก็โดยการวางชุดมอเตอร์ไฟฟ้าและปั๊มให้อยู่ต่ำกว่าระดับพื้นผิวของน้ำ แต่ถ้าหากหลีกเลี่ยงไม่ได้หรือไม่สามารถหาตำแหน่งในการติดตั้งปั๊มที่เหมาะสมได้ ก็จะทำให้เกิดปรากฏการณ์ที่เรียกว่า “คาวิเทชัน (Cavitations)” หรือการเกิดฟองอากาศขึ้นภายในปั๊มที่สืบเนื่องมาจากค่าเสดสุทธิต่ำกว่าที่ปั๊มต้องการ โดยเกิดขึ้นจากการติดตั้งปั๊มในตำแหน่งที่ไม่ถูกต้องและไม่เหมาะสมนั่นเอง

การเกิดคาวิเทชัน (Cavitation) เป็นสาเหตุสำคัญที่ทำให้ประสิทธิภาพในการทำงานของปั๊มลดลง ทำให้ปั๊มเกิดเสียงดัง ปั๊มมีอาการสั่น ถ้าหากคาวิเทชันเกิดขึ้นอย่างรุนแรงและเกิดติดต่อกันเป็นเวลานานก็จะทำให้เกิดการกัดกร่อนที่ใบพัดและ โลหะภายในของปั๊ม ส่งผลทำให้อายุการใช้งานของปั๊มสั้นลงและทำให้ต้องสูญเสียค่าใช้จ่ายเพิ่มขึ้น ซึ่งอาจจะต้องมีการเปลี่ยนปั๊มก่อนหมดอายุในการใช้งานจริง อีกทั้งยังส่งผลกระทบต่อและทำให้เกิดผลเสียต่อระบบอื่น ๆ ต่อไปอีกด้วย

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

- 1.2.1 สร้างชุดทดสอบปั๊มหอยโข่งเพื่อใช้ในห้องปฏิบัติการ
- 1.2.2 ทดสอบสมรรถนะของปั๊มหอยโข่งโดยวิธีการทดลอง
- 1.2.3 ศึกษาผลกระทบของการเกิดคาวิเทชันในปั๊มหอยโข่งต่อสมรรถนะของปั๊มโดยวิธีการทดลอง

1.3 ขอบเขตของโครงการ

โครงการนี้ศึกษาถึงผลกระทบที่มีต่อสมรรถนะของปั๊มหอยโข่งในขณะที่เกิดปรากฏการณ์คาวิเทชันเพียงช่วงขณะหนึ่งเท่านั้นแต่ไม่ได้มุ่งเน้นให้เห็นถึงความผิดปกติและความเสียหายที่จะเกิดขึ้นกับชิ้นส่วนภายในของปั๊มอันเนื่องมาจากการเกิดคาวิเทชันในช่วงระยะเวลาที่ยาวนาน

1.4 วิธีการดำเนินงาน

ในโครงการนี้เริ่มต้นโดยการศึกษาทฤษฎีที่เกี่ยวกับปี่มหอยโข่งและทฤษฎีการเกิดควิเตชั่น จากนั้นจึงทำการสร้างชุดทดสอบ และทำการทดสอบหาสมรรถนะของปี่มหอยโข่งในสภาวะที่ยังไม่เกิดควิเตชั่น แล้วหลังจากนั้นจึงทำการทดสอบหาสมรรถนะของปี่มหอยโข่งในขณะที่เกิดควิเตชั่น เพื่อศึกษาถึงผลกระทบของการเกิดควิเตชั่นที่มีต่อสมรรถนะของปี่มหอยโข่ง โดยรายละเอียดของผลการทดสอบและผลการเปรียบเทียบที่ได้จากการทดสอบนั้นจะแสดงไว้ในผลการทดสอบและสรุปผล

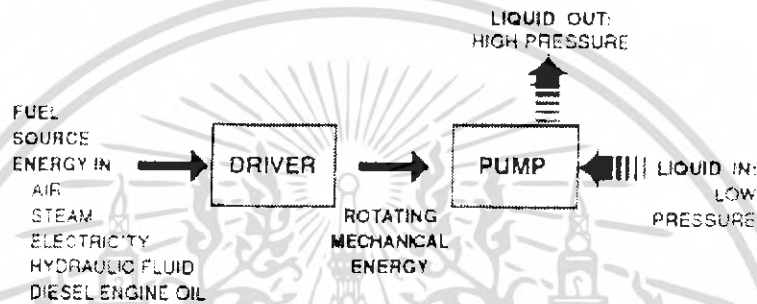


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

หลักการและทฤษฎีพื้นฐานเกี่ยวกับปั๊ม

ปั๊ม เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานกลเป็นพลังงานของของไหล พลังงานที่ใช้ในการขับปั๊ม อาจจะได้มาจากเครื่องยนต์ หรือมอเตอร์ไฟฟ้า เมื่อปั๊มหมุนจะทำให้ค่าความดันทางด้านดูดลดลง ความดันบรรยากาศก็จะกดดันของไหลให้ไหลเข้าไปในช่องทางดูดของตัวปั๊ม จากนั้นปั๊มก็ผลักดันของไหลให้ไหลออกไปสู่ระบบท่อทางส่ง หลักการทำงานของปั๊มโดยทั่วไปจะแสดงดังรูปที่ 2.1

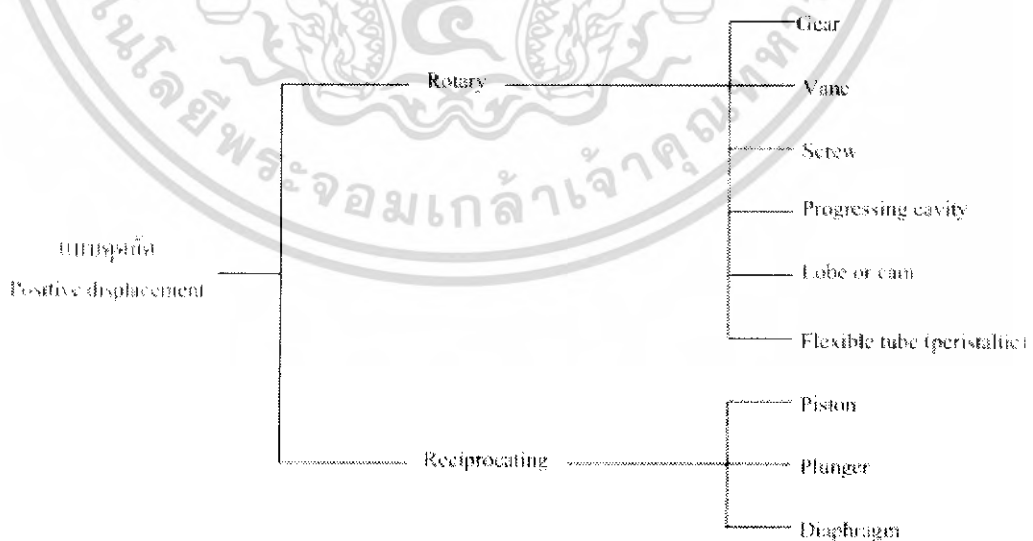


รูปที่ 2.1 แสดงหลักการของปั๊มโดยทั่วไป

2.1 ชนิดของปั๊ม (Pump Classification)

โดยแบ่งตามลักษณะการขับเคลื่อนของเหลวในห้องสูบ ซึ่งแบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ

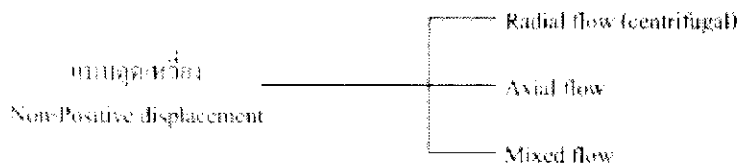
1. แบบดูดอัด (Positive Displacement)



รูปที่ 2.2 แสดงชนิดของปั๊มแบบดูดอัด (Positive Displacement)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. แบบคูดเหวียง (Non-Positive Displacement)



รูปที่ 2.3 แสดงชนิดของปั๊มแบบคูดเหวียง (Non-Positive Displacement)

การจำแนกปั๊มแบบคูดเหวียง (Non - Positive Displacement) มักจะอ้างอิงทิศทางการไหลของของไหลนั้นว่าเป็นลักษณะตามแนวแกนของการหมุน หรือขนานกับแกนหมุน (ของไหลไหลผ่านเข้ามาในแนวรัศมีของปั๊มในทิศทางตั้งฉากกับแกนหมุนของปั๊ม) ในการหมุนแบบผสมทิศทางการไหลของของไหลไม่ได้ไหลแบบผ่านในแนวแกนหรือตั้งฉากกับแนวแกนอย่างสมบูรณ์ แต่มีการผสมผสานกันทั้งสองแบบ ดังนั้นจึงสามารถแบ่งประเภทของปั๊มตามทิศทางการไหลได้ 3 แบบคือ

ก. ในแนวรัศมี(Radial Flow) ของเหลวไหลเข้ามาสู่ศูนย์กลางของใบพัด มีทิศทางขนานกับแกนของเพลาลูกสูบไหลออกด้วยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางเพียงอย่างเดียวทิศทางการไหลจะทำมุม 90 องศากับทิศทางที่ไหลเข้า

ข. ในแนวทำมุมเดียวกับเพลาลูกสูบ(Mixed Flow) ปั๊ม หรือ ใบพัดแบบนี้จะเพิ่มพลังงานให้กับของเหลว โดยอาศัยทั้งแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางและแรงผลักดันของแผ่นใบพัดในแนวขนานกับแกนของเพลาลูกสูบของเหลวที่ไหลออกจะทำมุม 45 ถึง 80 องศากับแกนของเพลาลูกสูบ

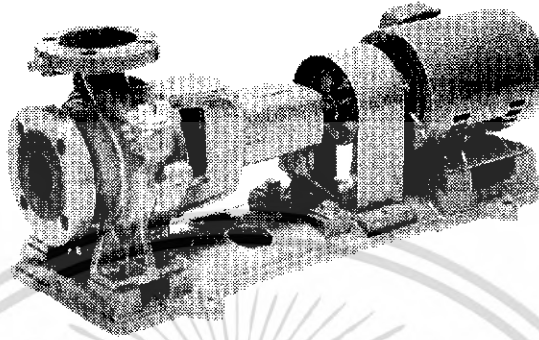
ค. ในแนวขนานกับเพลาลูกสูบ (Axial Flow) ของเหลวที่ไหลเข้า และออกจากใบพัดมีทิศทางขนานกับแกนของเพลาลูกสูบที่เพิ่มพลังงานให้กับของเหลวเป็นแรงผลักดันในทิศทางการไหลเพียงอย่างเดียว

สำหรับปั๊มแบบทำงานโดยอาศัยหลักการแทนที่ของเหลวในห้องสูบด้วยการเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนของปั๊ม (Positive Displacement) มีการออกแบบเพื่อใช้งานในหลาย ๆ แบบ โดยมีลูกสูบของเหลวเข้ามาในจังหวะดูดและดันของเหลวออกในจังหวะคาย และมีลิ้นปิดเปิดแบบทางเดียวเพื่อควบคุมทิศทางการไหล Rotary Gear Pump เป็นปั๊มแบบ Positive Displacement อีกประเภทหนึ่ง ซึ่งประกอบด้วยเฟืองสองตัวซึ่งหมุนขบกันอยู่ภายในเรือนปั๊ม เมื่อเฟืองหมุนของเหลวจะถูกขับเคลื่อนเข้าไปในช่องว่างระหว่างฟันเฟืองสองตัวและจะถูกส่งออกไปยังอีกด้านหนึ่ง การเลือกใช้ปั๊มจะต้องพิจารณาตามที่บริษัทผู้ผลิตได้ออกแบบแลทำการทดสอบกำหนดค่าสมรรถนะของปั๊มไว้เพื่อนำไปใช้ในสภาพการทำงานที่เหมาะสม

สำหรับในโครงการนี้ ได้เลือกใช้ปั๊มแบบไหลตามแนวรัศมี (Centrifugal Pump) หรือเรียกอีกอย่างหนึ่งว่า “ปั๊มเหวียง”

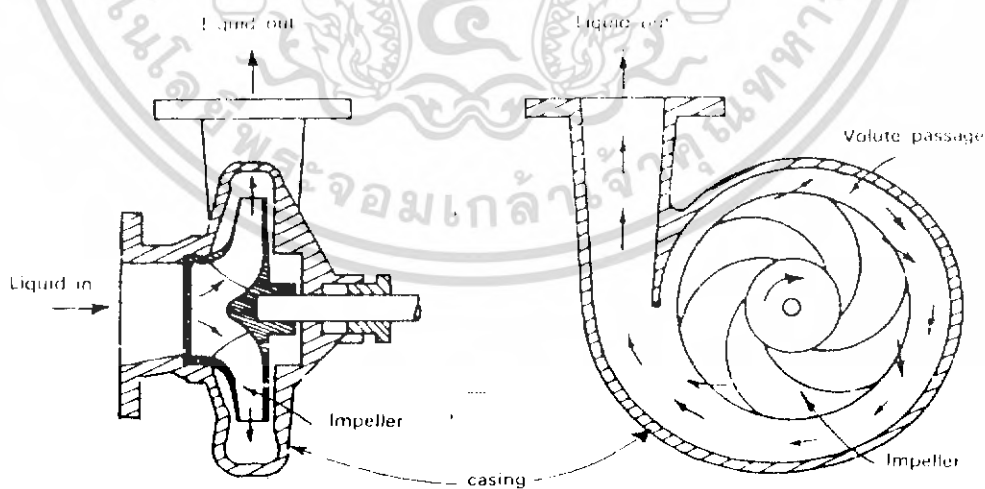
2.2 หลักการทำงานของปั๊มหยอยโข่ง

มีส่วนประกอบที่สำคัญสองส่วนคือ ส่วนใบพัด (Impeller) ซึ่งมีลักษณะเป็นใบโค้งมนหล่อยึดติดกับแผ่นประกบสำหรับประกอบเข้ากับเพลาชัก และส่วนเรือนปั๊ม (Housing) เป็นชิ้นส่วนที่อยู่กับที่สำหรับห่อหุ้มตัวใบพัดและพวกแบริ่งภายในตัวปั๊ม



รูปที่ 2.4 แสดงปั๊มหยอยโข่งที่ประกอบกับมอเตอร์ไฟฟ้า

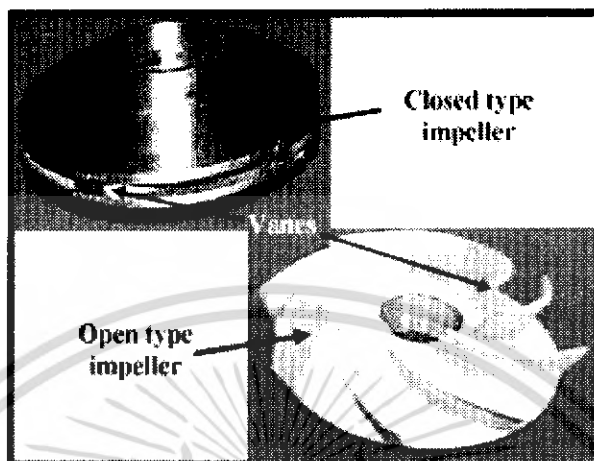
หลักการทำงานของปั๊มหยอยโข่งเริ่มจากการหมุนของต้นกำลังซึ่งอาจเป็นมอเตอร์ไฟฟ้า หรือ เครื่องยนต์ถ่ายทอดพลังงานผ่านปั๊มไอยังใบพัดให้หมุนด้วยความเร็วสูงทำให้ช่องทางคูมมีความดันต่ำกว่าความดันบรรยากาศ ของเหลวจึงไหลเข้าไปในเรือนปั๊มแล้วถูกใบพัดขับดันเหวี่ยงของเหลวออกไปทางช่องส่งออก ซึ่งอยู่ในแนวตั้งฉากกับแกนเพลาลงเข้าไปสู่ระบบท่อ ปั๊มหยอยโข่งส่งของไหลได้อย่างต่อเนื่องและราบเรียบ หากเปิดวาล์วคั่นท่อส่งของปั๊มก็จะไม่ทำให้เกิดความเสียหายใด ๆ ต่อปั๊ม จึงไม่จำเป็นต้องมีวาล์วลดความดันเหมือนกับปั๊มแบบ Positive Displacement



รูปที่ 2.5 แสดงลักษณะ โครงสร้างของปั๊มหยอยโข่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

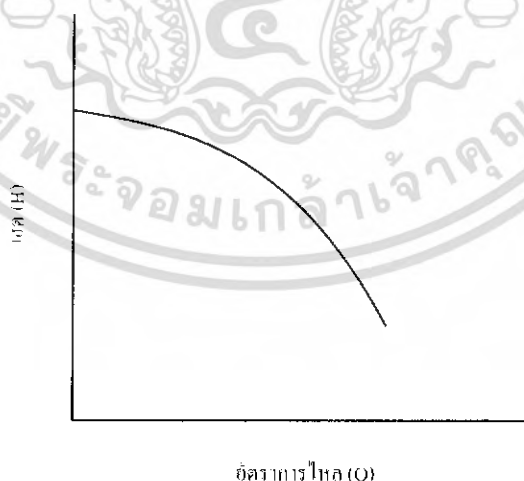
ใบพัดของปั๊มหออยโขงมีหลายแบบ บางแบบหล่อขึ้นโดยไม่มีงานประกบ (Shroud) คือมีแต่กรีบ ใบพัดยึดติดกับปลอกที่ใช้สำหรับสวมกับเพลาส่งกำลังใบพัดลักษณะนี้เรียกว่าแบบเปิด (Open) ในทางกลับกันใบพัดที่มีแผ่นประกบทั้งสองข้างก็จะเรียกว่าใบพัดแบบปิด (Closed)



รูปที่ 2.6 แสดงรูปร่างลักษณะของใบพัดปั๊มหออยโขงแบบเปิดและแบบปิด

2.3 เฮดปั๊ม (Head Pump)

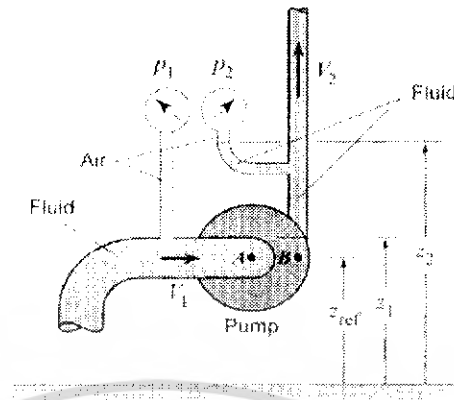
เฮดปั๊ม คือ พลังงานที่ปั๊มให้กับของไหลเพื่อให้เกิดการไหลจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่ง โดยปกติเฮดปั๊มจะแสดงคู่กับอัตราการไหลเรียกว่า กราฟ H-Q ของปั๊มหรือ Head capacity curve ซึ่งจะแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบ (Q) กับเฮดที่ปั๊มนั้นสามารถทำได้ตั้งแต่อัตราการสูบเป็นศูนย์จนถึงอัตราการสูบสูงสุด



รูปที่ 2.7 แสดงกราฟ H-Q ของปั๊ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3.1 การคำนวณหาค่าเฮดปั๊ม



รูปที่ 2.8 แสดงการคำนวณหาค่าเฮดปั๊ม

จากรูปเป็นสมการพลังงานระหว่างจุด A และ B ได้

$$\left(\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + Z \right)_A + h_p = \left(\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + Z \right)_B \quad (2.1)$$

โดยที่ $Z_A \approx Z_B$ จะได้ว่า

$$h_p = \frac{P_B - P_A}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad (2.2)$$

เมื่อ γ = น้ำหนักจำเพาะของของไหล

V_1 และ V_2 คือความเร็วที่ทางเข้าและทางออกของปั๊ม

พิจารณา P_A , P_B ในสมการ (2.2) เนื่องจากจุดทดลองได้มีการติดตั้งเกจวัดความดันที่ทางเข้าและทางออกของปั๊ม ดังนั้น P_A และ P_B สามารถแทนได้ด้วย

$$P_A = P_1 + \gamma(Z_1 - Z_{ref}) \quad \text{และ} \quad P_B = P_2 + \gamma(Z_2 - Z_{ref})$$

แทนค่า P_A และ P_B ลงในสมการ (2.2) จะได้ว่า

$$h_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) \quad (2.3)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซึ่งสมการที่ (2.3) เป็นสมการที่ใช้ในการคำนวณหาค่าเฮดปั๊มในโครงการนี้ โดยระยะ $Z_2 - Z_1$ คือระยะห่างของแนวความดันตรงทางเข้าและทางออกของปั๊ม เท่ากับ 0.27 เมตร

2.4 เฮดของระบบ (System Head)

ถ้าหากในระบบไม่มีเสดสถิต (Static Head) ดังนั้นเฮดของระบบก็คือเฮดที่สูญเสียในระบบท่อ

2.4.1 เฮดสูญเสียในระบบท่อ (Total Head Loss; $H_{loss,T}$)

ในขณะที่ของเหลวไหลผ่านระบบทั้งทางด้านดูดและทางด้านจ่ายพลังงานหรือเฮดในการไหล ส่วนหนึ่งจะสูญเสียไปเนื่องจากความฝืดระหว่างของเหลวกับผนังท่อและส่วนประกอบต่าง ๆ ซึ่งรวมเรียกว่า เฮดความฝืด (Friction Head)

ในระบบสูบน้ำทั่วไปการเสียดเนื่องจากความฝืดอาจเกิดขึ้นได้หลายจุด การเสียดทั้งหมดนี้ขึ้นอยู่กับอัตราการไหลผ่านระบบท่อ ซึ่งจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้น

ซึ่งเสดสูญเสียในระบบท่อมียู่ 2 แบบ คือ การสูญเสียหลัก (Major loss; $H_{loss,L}$) และการสูญเสียรอง (Minor loss; $H_{loss,m}$) โดยการสูญเสียรวม (Total Head Loss; $H_{loss,T}$) ก็คือการสูญเสียหลักรวมกับการสูญเสียรอง

$$H_{loss,T} = H_{loss,L} + H_{loss,m} \quad (2.4)$$

2.4.1.1 การสูญเสียหลัก (Major loss, $H_{loss,L}$) เป็นพลังงานที่สูญเสียไปกับความเสียดทานภายในท่อ ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ (2.5)

$$H_{loss,L} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2.5)$$

โดยที่ $H_{loss,L}$ - การสูญเสียเนื่องจากความฝืด (m)

f - สัมประสิทธิ์ของความฝืด (ดูได้จากรูปที่ 2 ข. Moody Diagram)

L - ความยาวของท่อ (m)

D - ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (m)

V - ความเร็วของการไหลในท่อ (m/s)

g - ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (m/s^2)

ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์ความฝืด f จะขึ้นอยู่กับอัตราส่วน $\frac{E}{D}$ และค่าเรโนลด์นัมเบอร์ (Re)

โดย E - ความขรุขระสัมบูรณ์ (ดูได้จาก ตารางที่ 3 ข.) ส่วนค่าเรโนลด์นัมเบอร์ (Re) หาได้จากสมการที่ (2.6)

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.6)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- โดย Re - ค่าเรโนลด์นัมเบอร์
 ρ - ความหนาแน่นของของเหลว (ดูได้จาก ตารางที่ 1 ข.)
 μ - ค่าความหนืดสัมบูรณ์ (ดูได้จากตารางที่ 1 ข.)

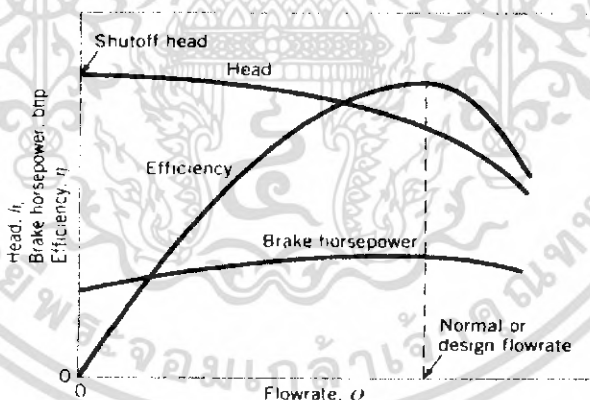
2.4.1.2 การสูญเสียรอง (Minor loss, $H_{loss, m}$) เป็นการสูญเสียพลังงานเนื่องจากอุปกรณ์ในระบบท่อ เช่น ข้อต่อ ประตูน้ำ ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ (2.7)

$$H_{loss, m} = K \frac{V^2}{2g} \quad (2.7)$$

- โดย $H_{loss, m}$ การสูญเสียเนื่องจากอุปกรณ์ในระบบท่อ
 K สัมประสิทธิ์ของความต้านการไหล (ดูได้จาก ตารางที่ 2 ข.)

2.5 สมรรถนะของปั๊มหยอปั๊ง

สมรรถนะของปั๊มหยอปั๊งจะแสดงในลักษณะของกราฟสมรรถนะของปั๊ม (Performance curve) โดยจะแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเสดปั๊ม (h_p) ประสิทธิภาพของปั๊ม (η_p) และกำลังที่ใช้ขับ ปั๊ม (P_{in}) เทียบกับอัตราการไหล (Q) ดังแสดงในรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9 แสดงกราฟแสดงสมรรถนะของปั๊ม (Performance curve)

2.5.1 การวัดค่าจากการทดสอบสมรรถนะของปั๊ม

ในการทดสอบสมรรถนะของปั๊มจำเป็นต้องวัดค่าต่าง ๆ เพื่อใช้ในการคำนวณ และเขียนกราฟแสดงสมรรถนะ ค่าที่ทำการวัดมีดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.5.1.1 กำลังงานที่มอเตอร์ให้แก่มอเตอร์ปั๊มและที่ปั๊มให้แก่น้ำ

กำลังงาน หมายถึง อัตราการทำงานต่อหน่วยเวลา หน่วยของกำลังงานที่นิยมใช้ทั่วไป ได้แก่ แรงม้าและวัตต์ ซึ่ง 1 แรงม้า เท่ากับ 746 วัตต์

ประสิทธิภาพของปั๊ม หมายถึง ร้อยละของกำลังงานที่ปั๊มผลิตได้ เมื่อเทียบกับกำลังงานที่จ่ายให้ของเหลวโดยผ่านเพลลาจากต้นกำลังและใบพัด ดังแสดงในสมการที่ (2.8)

$$\eta_p = \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100\% \quad (2.8)$$

โดย P_{out} กำลังงานที่ได้จากปั๊ม, (kw)

P_{in} = กำลังงานที่ใช้ขับปั๊ม, (kw)

กำลังงานที่ปั๊มผลิตได้สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2.9)

$$P_{out} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot h_p}{1000} \quad (2.9)$$

โดย P_{out} กำลังงานที่ได้จากปั๊ม, (kw)

ρ = ความหนาแน่นของของเหลว ขึ้นอยู่กับชนิดและอุณหภูมิของของเหลว, (kg/m^3)

g = ค่าแรงโน้มถ่วง, (m/s^2)

Q = อัตราการไหล, (m^3/s)

h_p = เฮดปั๊ม, (m)

สมการ(2.9) สามารถจัดรูปใหม่ให้เหลือดังสมการที่ (2.10)

$$P_{out} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot h_p}{1000} \quad (2.10)$$

โดย γ = น้ำหนักจำเพาะของของเหลว

ส่วน P_{in} ที่ให้แก่มอเตอร์หรือ P_{motor} ของมอเตอร์นั้น คือกำลังเพลลาของมอเตอร์หาได้โดยการวัดค่าความต่างศักย์ และกระแสไฟฟ้าที่มอเตอร์ใช้ แล้วคูณกับค่าประสิทธิภาพของมอเตอร์, (η_m) และค่าพาวเวอร์แฟกเตอร์, ($\cos \theta$) ดังสมการที่ (2.11)

$$P_{in} = E \times I \times \eta_m \times \cos \theta \quad (2.11)$$

โดย P_{in} = กำลังของมอเตอร์ที่ให้ปั๊ม, (kw)

E = ความต่างศักย์, (Volts)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

I :- กระแสไฟฟ้า, (Amp)

η_m :- ประสิทธิภาพของมอเตอร์, (%)

$\cos \theta$:- ค่าพาวเวอร์แฟกเตอร์

ซึ่ง $\eta_m \times \cos \theta$ นั้นคำนวณได้จากป้ายของมอเตอร์ โดยในโรงงานนี้มีค่าเท่ากับ 0.6087

2.5.1.2 การวัดอัตราการไหลด้วยออริฟิซ

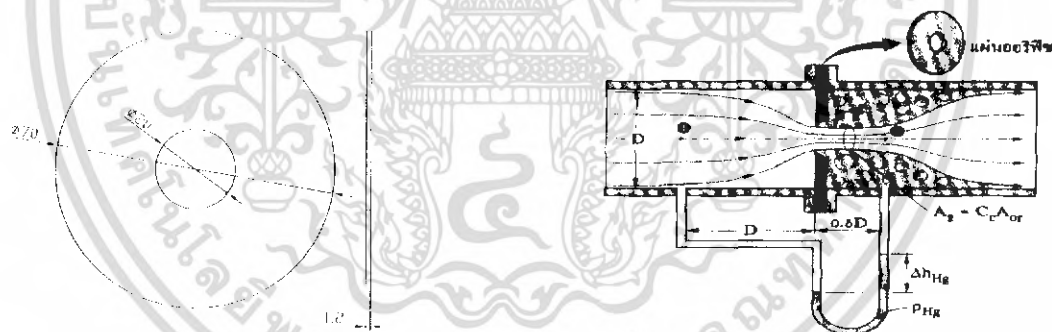
ในโรงงานนี้จะใช้วิธีวัดอัตราการไหลโดยใช้มาตรวัดอัตราการไหลแบบออริฟิซ

1. ลักษณะแผ่นออริฟิซที่ใช้ในการทดลอง

การวัดอัตราการไหลผ่านแผ่นออริฟิซบางตามมาตรฐาน JIS Z 8762-1988 เรื่อง

“Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes” โดยมีรายละเอียดต่างๆดังนี้

1. ตามมาตรฐาน JIS Z 8762-1988 เรื่อง “Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes”
2. ใช้วัดอัตราการไหลของน้ำที่ผ่านท่อด้านจ่ายขนาด 1 นิ้ว (25.4 mm)
3. การติดตั้งจุดวัดความดันแตกต่างจะเป็นลักษณะ D และ 0.5 D
4. มานอมิเตอร์ที่ใช้วัดอ่านค่าเป็นเซนติเมตรปรอท
5. ขนาดและรายละเอียดของออริฟิซดังแสดงในรูปที่ 2.10 และรูปที่ 2.11



รูปที่ 2.10 แสดงขนาดของออริฟิซ

รูปที่ 2.11 แสดงตำแหน่งการติดตั้งออริฟิซ

2. การหาอัตราการไหลผ่านออริฟิซ

การหาอัตราการไหลของน้ำผ่านออริฟิซสามารถคำนวณได้จากสมการเบอร์นูลลี และจากการนำมาตรการวัดอัตราการไหลแบบออริฟิซไปสอบเทียบกับถังวัดปริมาตรเพื่อหาค่าอัตราการไหลจริงของน้ำที่ผ่านออริฟิซ ซึ่งเป็นวิธีหาอัตราการไหลที่ใช้ในโรงงานนี้ โดยจะกล่าวในหัวข้อถัดไป

2.1 การหาอัตราการไหลของน้ำจากสมการเบอร์นูลลี

จากสมการสมการเบอร์นูลลีกล่าวไว้ว่า ของไหลที่ปราศจากความเสียดทาน ผลบวกของสกดความเร็ว เหนือความดันและสกดของระดับความสูงในทุกจุดของเส้นทางการไหลจะมีค่าคงตัวเสมอ พิจารณาเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 2.11 โดยเลือกหน้าตัด 1 เป็นหน้าตัดของท่อที่อยู่ด้านหน้าแผ่นอริฟและหน้าตัด 2 เป็นหน้าตัดของวิน้ำคอนแทรกตา พบว่า

$$\frac{P_1}{\rho_w \cdot g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho_w \cdot g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \quad (2.12)$$

โดยที่ ρ_w คือ ความหนาแน่นของน้ำ

เนื่องจาก $Z_1 = Z_2$ จะได้

$$\frac{P_1}{\rho_w \cdot g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho_w \cdot g} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (2.13)$$

เมื่อ $A_2 < A_1$ และ $V_2 > V_1$ ดังนั้น $P_1 > P_2$ เมื่อจัดสมการ (2.13) ใหม่แล้วแทน $v_1 = \frac{Q}{A_1}$ และ
 แทน $v_2 = \frac{Q}{A_2}$ โดยที่ Q คือ อัตราการไหล

$$\frac{1}{2g} (V_2^2 - V_1^2) = \frac{P_1 - P_2}{\rho_w \cdot g} \quad (2.14)$$

เนื่องจากอ่านระดับความแตกต่างได้ว่า

$$P_1 - P_2 = (\rho_{Hg} - \rho_w) g \cdot \Delta h_{Hg} \quad (2.15)$$

โดยที่ ρ_{Hg} คือ ความหนาแน่นของปรอท

Δh_{Hg} คือ ระดับความสูงแตกต่างที่மானอมิเตอร์

แทนสมการ (2.14) และ (2.15) ในสมการ (2.13) ได้

$$\frac{Q^2}{2} \left[\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right] = \frac{(\rho_{Hg} - \rho_w) g \cdot \Delta h_{Hg}}{\rho_w} \quad (2.16)$$

$$\frac{Q^2}{A_2^2} \left(1 - \frac{A_2^2}{A_1^2} \right) = 2g \left(\frac{\rho_{Hg}}{\rho_w} - 1 \right) \Delta h_{Hg}$$

ดังนั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Q_{th} = \frac{A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \sqrt{2g \left(\frac{\rho_{Hg}}{\rho_w} - 1\right) \Delta h_{Hg}} \quad (2.17)$$

กำหนดให้พื้นที่การไหลเป็น $A_2 = C_c \cdot A_{or}$

โดยที่ A_2 คือ พื้นที่รูเจาะบนแผ่นออริฟิซ

C_c คือ สัมประสิทธิ์คอนแทรกตา (Contracta coefficient)

A_{or} คือ พื้นที่หน้าตัดวินาลอนแทรกตา

จะได้

$$Q_{th} = \frac{C_c \cdot A_{or}}{\sqrt{1 - \left(\frac{C_c \cdot A_{or}}{A_1}\right)^2}} \sqrt{2g \left(\frac{\rho_{Hg}}{\rho_w} - 1\right) \Delta h_{Hg}} \quad (2.18)$$

สมการ (2.18) เป็นสมการคำนวณหาอัตราการไหลเชิงทฤษฎีสำหรับการไหลแบบบัพตัวไม่ได้ผ่านออริฟิซที่ไม่เกิดผลของความหนืดของน้ำ และใช้ได้กับการไหลที่มีเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์สูง ๆ สำหรับการไหลที่มีเลขเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่ำปานกลางจะเกิดผลของความหนืด โดยพิจารณาสัมประสิทธิ์ของความเร็ว (Coefficient of velocity) เข้าไปในสมการ (2.18) จะได้สมการของอัตราการไหลจริง Q_{ac} เป็น

$$Q_{ac} = \frac{C_v \cdot C_c \cdot A_{or}}{\sqrt{1 - \left(\frac{C_c \cdot A_{or}}{A_1}\right)^2}} \sqrt{2g \left(\frac{\rho_{Hg}}{\rho_w} - 1\right) \Delta h_{Hg}} \quad (2.19)$$

ผลคูณของ $C_v \cdot C_c$ เรียกว่าสัมประสิทธิ์การวัดผ่านออริฟิซและสัมประสิทธิ์การไหล (Flow coefficient) เขียนได้เป็น

$$K = \frac{C_v \cdot C_c}{\sqrt{1 - \left(\frac{C_c \cdot A_{or}}{A_1}\right)^2}} \quad (2.20)$$

ดังนั้น จะได้สมการคำนวณอัตราการไหลจริง ดังนี้

$$Q_{ac} = K A_{or} \sqrt{2g \cdot \Delta h} \quad (2.21)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่ K คือ สัมประสิทธิ์การไหลของมาตรวัดอัตราการไหลแบบออร์ฟิซ ค่าของ K ขึ้นอยู่กับอัตราส่วนของเส้นผ่านศูนย์กลางของออร์ฟิซต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (d / D) และค่าปรับโนลด์ซึ่งสามารถดูได้จาก ตารางที่ 4 ข.

2.2 การหาอัตราการไหลของน้ำโดยการสอบเทียบ (Calibrate) กับถังวัดปริมาตร

ซึ่งวิธีการและรายละเอียดจะอยู่ในหัวข้อที่ 3.2

2.5.2 การแปลงหน่วยจากเครื่องมือวัดความดัน

เนื่องจากสเกลที่อ่านได้จากเครื่องมือวัดความดันไม่ได้อยู่ในรูปของสเกล ดังนั้นค่าที่ได้จากการวัดต้องทำการแปลงหน่วย ซึ่งได้แก่ สเกลความดันทางเข้า สเกลความดันทางออก ซึ่งเราจะกำหนดได้ดังนี้

2.5.2.1 สเกลความดันทางเข้า (Suction Pressure Head)

เกจวัดความดันทางเข้าสเกลจะเป็น cm Hg ซึ่งสามารถแปลงให้อยู่ในรูปสเกลของน้ำ (m) ได้ดังนี้

$$P_1 \text{ (เมตรน้ำ)} = \frac{P_{1,\text{cmHg}} \times 1333.22}{\rho_w \cdot g} \quad (2.22)$$

โดยค่า ρ_w จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของน้ำ (ซึ่งดูได้จากตารางที่ 1 ข. แสดงคุณสมบัติทางฟิสิกส์ของน้ำที่อุณหภูมิต่างๆ)

2.5.2.2 สเกลความดันทางออก (Discharge Pressure Head)

เกจวัดความดันทางออกสเกลจะเป็น kg/cm² ซึ่งสามารถแปลงให้อยู่ในรูปสเกลของน้ำ (m) ได้ดังนี้

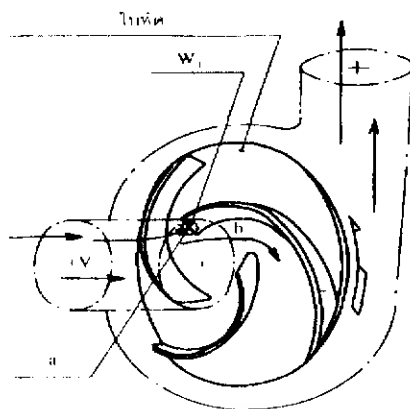
$$P_2 \text{ (เมตรน้ำ)} = \frac{P_{2,\text{kg/cm}^2} \times 98.0665 \times 10^3}{\rho_w \cdot g} \quad (2.23)$$

2.6 Net Positive Suction Head (NPSH)

Net Positive Suction Head: NPSH คือ สเกลดูดสุทริซึ่งมีอยู่ 2 ชนิด คือ

2.6.1 Required Net Positive Suction (NPSH_r) คือ เสดมรดงด้านที่เกิดขึ้นบริเวณทางเข้าไบพัตของปั๊ม เมื่อเดินเครื่องให้ปั๊มทำงานของเหลวที่ไหลมาด้วยความเร็ว V_1 ไหลเข้าชนส่วนหัวของไบพัต a ดังรูปที่ 2.12 ซึ่งทำให้เกิดเสดมรดงด้าน หลังจากนั้นของไหลก็จะไหลเข้าไปที่ไบพัตบริเวณ b ซึ่งที่จุดนี้ก็จะเกิดเสดมรดงด้านอีก กล่าวคือ NPSH_r ก็คือ ผลรวมของมรดงด้านทั้งหมดที่เกิดขึ้นบริเวณทางเข้าของไบพัต

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.12 แสดงเสดแรงต้านทั้งหมดที่เกิดขึ้นบริเวณทางเข้าของใบพัด

ซึ่งค่า NPSH_r นั้นบริษัทผู้ผลิตจะบอกมาพร้อมกับรายละเอียดอย่างอื่นของปั๊ม ซึ่งในโครงการนี้สามารถดูได้จาก ตารางที่ 14 ก.

ในกรณีที่เป็นการติดตั้งปั๊มที่ทราบค่า NPSH_r ดังเช่นในโครงการนี้ค่า NPSH_a จะเป็นสิ่งบอกให้ทราบว่าสามารถติดตั้งปั๊มให้อยู่สูงกว่าระดับของของเหลวได้มากที่สุดเท่าใด จากสมการที่ (2.24)

$$H_s = H_p - H_f - \text{NPSH}_r - H_p \quad (2.24)$$

เมื่อ H_s = ความสูงต่างระหว่างระดับผิวของของเหลวกับศูนย์กลางของปั๊มหรือระยะดูดยก (Static Suction Lift) ซึ่งถ้าหากค่าของ H_s ติดลบแสดงว่าปั๊มให้ติดตั้งอยู่ต่ำกว่าระดับผิวของของเหลว

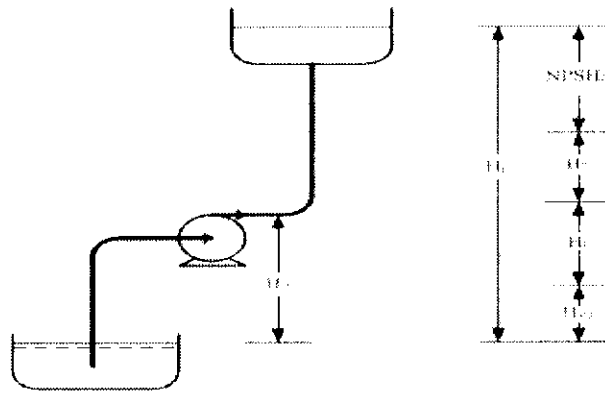
H_p = ความดันสัมบูรณ์ (Absolute pressure) บนผิวของของเหลวทางด้านดูด โดยบวกกับแท่งความสูงของของเหลวที่อุณหภูมิต่ำกว่าของของเหลวในกรณีที่เป็นการวัดความดันของบรรยากาศ H_a จะเป็นค่าความกดดันจริงที่ระดับความสูงของของเหลวซึ่งมีค่าเท่ากับ 10.325 เมตรน้ำ

$H_{p,p}$ = ความดันไอของของเหลวที่อุณหภูมิที่กำหนด บอกเป็นแท่งความสูงของของเหลว (ซึ่งดูได้จากตารางที่ 1ข. แสดงคุณสมบัติทางฟิสิกส์ของน้ำที่อุณหภูมิต่างๆ)

H_f = ผลรวมของเสดที่เสียไป (Head loss) ในท่อดูดทั้งหมด

2.6.2 Available Net Positive Suction Head (NPSH_a) คือเสดที่มีอยู่จริงขึ้นอยู่กับสภาพการทำงานและลักษณะการติดตั้งของปั๊ม

ในโครงการนี้เราสามารถหาค่า NPSH_a ได้โดยสมการที่ (2.25) และสามารถทำความเข้าใจได้มากยิ่งขึ้นเมื่อพิจารณาจากรูปที่ 2.13



รูปที่ 2.13 NPSH_a เมื่อปั๊มอยู่สูงกว่าระดับของของเหลวทางด้านดูด

$$NPSH_a = H_p - H_{fp} - H_f - H_d \quad (2.25)$$

ซึ่งในโครงการนี้ H_f มีค่าเท่ากับ 0.8 เมตร

ซึ่งความจำเป็นของการคำนวณ Net Positive Suction Head เมื่อเรากำหนดค่า NPSH_a และ NPSH_r แล้วสามารถนำค่าทั้งสองมาเปรียบเทียบกันเพื่อจะดูว่าระบบปั๊มและอุปกรณ์ด้านดูดสามารถทำงานได้เหมาะสมกันโดยไม่เกิดคาวิตชัน ซึ่งเมื่อพบว่าค่าดังกล่าวไม่เหมาะสมแล้วจำเป็นต้องมีมาตรการในการปรับปรุงอุปกรณ์ดังกล่าว สมการที่ใช้พิจารณาความเหมาะสมคือ

$$NPSH_a \geq 1.3NPSH_r \quad (2.26)$$

2.7 ทฤษฎีการเกิดคาวิตชัน

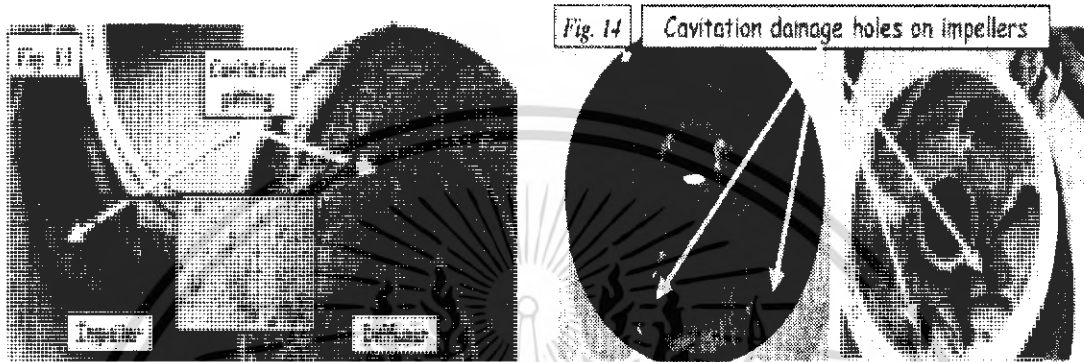
คาวิตชัน คือการเกิดโพรงอากาศที่บริเวณปากทางเข้าของปั๊ม ทำให้ปั๊มไม่สามารถทำงานได้อย่างปกติ โดยจะมีฟองอากาศมาเข้าไปกับของเหลวเข้าสู่ปั๊ม ทำให้อัตราการไหลและประสิทธิภาพในการทำงานลดลง ทั้งยังทำให้อายุการใช้งานของปั๊มนั้นสั้นลงด้วย เนื่องจากคาวิตชันทำให้ใบพัดและผนังด้านใบของปั๊มเกิดการกัดกร่อนจากฟองอากาศที่แตกตัว

คาวิตชัน อาจเกิดจากการใช้งานปั๊มที่มี Static Suction Lift สูงมากหรือท่อดูดยาวมากเกินไปทำให้ความดันที่ปากทางเข้าที่ท่อดูดต่ำลงมากจนน้อยกว่าความดันไอ โดยปกติความดันที่ปากทางเข้าที่ท่อดูดจะเท่ากับความดันของอากาศเหนือผิวน้ำ และลดลงเรื่อย ๆ ตามความยาวของท่อดูดและความสูงของค่า Static Suction Lift

ถ้าหากพิจารณาจากสมการของเบอร์นูลลีที่ว่า $\{(P/\gamma) + (V^2/2g) - Z\} =$ ค่าคงที่ จะเห็นได้ว่าถ้าจุดใดจุดหนึ่งในเส้นทางการไหลมีเฮดความเร็ว $(V^2/2g)$ สูงขึ้นจุดนั้นก็จะมีเฮดความดัน (P/γ) ต่ำลง แต่ของเหลวทุกชนิดจะมีความดันอิ่มตัวต่ำสุดได้เพียงระดับหนึ่งเท่านั้น ซึ่งความดันนี้เรียกว่า “ความดันไอ (Vapour - Pressure)” ของของเหลว ขนาดของความดันไอนี้จะขึ้นอยู่กับชนิดและอุณหภูมิของของเหลว นั่นก็คือจุดใดของของเหลวมีความดันต่ำกว่าความดันไอของของเหลวแล้ว ของเหลวตรงจุดนั้นก็กลายเป็นไอ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หรือเดือดเมื่อของเหลวเดือดก็จะมีฟองอากาศเกิดขึ้นและหากของเหลวไหลไปถึงจุดที่มีความดันสูง ฟองไอน้ำเหล่านี้ก็จะกลั่นตัวเป็นของเหลวหรือพุดอีกลักษณะหนึ่งว่าขุดตัวหายไป การขุดตัวนี้ทำให้เกิด Dynamic pressure ที่สูงมากความดันนี้จะส่งแรงไปกระทำกับวัตถุที่อยู่ใกล้ ๆ โดยรอบและเนื่องจากการขุดตัวของฟองเหล่านี้เกิดขึ้นอยู่ตลอดเวลาด้วยความถี่ที่สูงมาก ดังนั้นจึงสามารถทำความเสียหายให้กับวัตถุได้ ใบจักรของกังหัน ใบพัดของเครื่องสูบน้ำ และใบพัดเรือมักได้รับความเสียหายจากการเกิดลิวิตชันนี้อยู่เสมอ ความเสียหายดังกล่าวนี้มักหมายถึง การเกิดรอยขรุขระที่เรียกว่า หน้าข้าวตัง (Pitting) ที่ผิววัสดุ



รูปที่ 2.14 แสดงความเสียหายที่เกิดจากลิวิตชัน

2.7.1 สาเหตุของการเกิดลิวิตชัน

สาเหตุการเกิดลิวิตชันสามารถสรุปได้ดังนี้

1. ให้ปั๊มทำงานที่เฮดต่ำกว่าเฮดของปั๊มที่จะทำให้เกิดประสิทธิภาพสูงสุดมาก เช่น ปั๊มทำงานได้ประสิทธิภาพสูงสุดที่เฮด 30 เมตร แต่นำปั๊มนั้นไปใช้งานที่มีเฮดเพียง 3 เมตร
2. ให้ปั๊มทำงานที่อัตราการสูบสูงกว่าอัตราการสูบที่จะให้ประสิทธิภาพสูงสุดมาก
3. ระยะดูดยก (Suction life) มากกว่า หรือ NPSHa น้อยกว่าความต้องการของปั๊มตามที่บริษัทผู้ผลิตกำหนดไว้
4. อุณหภูมิของของเหลวสูงกว่าค่าที่ใช้ในการออกแบบมาก
5. ความเร็วของใบพัดสูงกว่าที่บริษัทผู้ผลิตกำหนดไว้มาก

2.7.2 ขั้นตอนของการเกิดลิวิตชัน

1. ปั๊มถูกใช้งานในสภาพที่ความดันปากทางเข้าของปั๊มต่ำกว่าความดันไอ ของของเหลวที่อุณหภูมิในขณะนั้น จะทำให้เกิด Flashing ขึ้น (Flashing คือ การที่ของเหลวเปลี่ยนสภาพเป็นก๊าซเนื่องจากความดันไอของของเหลวสูงกว่าความดันที่ขูดรอบ ๆ ของเหลวนั้น)
2. การเปลี่ยนสภาพจากของเหลวเป็นก๊าซทำให้เกิดโพรงอากาศหรือช่องว่างขึ้นที่ปากทางเข้าปั๊มทำให้ของเหลวที่ไหลผ่านไปสู่อุปกรณ์มีปริมาตรลดลง และมีฟองอากาศปนเข้าไปด้วย ถ้าความดันลดลงจนของเหลวกลายเป็นไอหมดการไหลสู่อุปกรณ์ก็หยุดลง เรียกว่า Break of point

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอก และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. ฟองอากาศที่เกิดขึ้นนี้ เป็นฟองอากาศที่มีความดันต่ำ เมื่อไหลเข้าสู่ปั๊มจะมีปริมาณมากขึ้นเพราะของเหลวถูกใบพัดดีเป็นฟอง และฟองนี้จะไหลไปตามใบพัดด้วยแรงหนีศูนย์กลางไปสู่ปลายใบพัด

4. ที่ปลายใบพัดจะมีความดันสูง ทำให้ฟองอากาศความดันต่ำถูกบีบแตก และแรงกระแทกจากการที่ฟองอากาศแตกตัวนี้ จะทำให้เกิดเสียงดังและปั๊มเกิดการสั่น

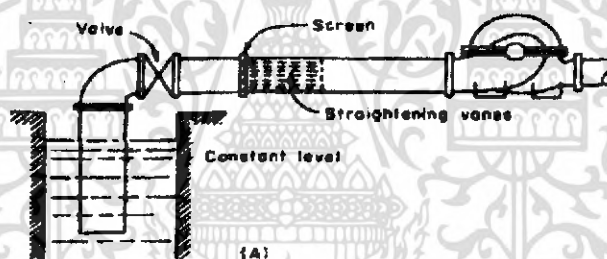
5. แรงกระแทกจากการแตกตัวของฟองอากาศจะทำให้โลหะที่ปลายใบพัดและที่ผนังภายในปั๊มหลุดเป็นชิ้นเล็ก ๆ หรือ เรียกว่า Chipping และจะเกิดต่อเนื่องไปเรื่อย ๆ จนทำให้ใบพัดและผนังภายในเรือนปั๊มสึกหรอหรือบวมครั้งอาจทะลุเป็นรู ทำให้ของเหลวพุ่งออกมาภายนอก เรียกว่า pitting

การเกิดคาวิเตชันเกิดขึ้นได้กับปั๊มทุกชนิด แต่ผลกระทบที่เกิดขึ้นกับปั๊มแบบโรตารีจะมีน้อยมาก เพราะปั๊มประเภทนี้มักใช้กับงานที่มีอัตราการสูดต่ำ และปั๊มแบบโรตารีได้ออกแบบมาเพื่อรองรับสภาพความดันสูงอยู่แล้ว

2.8 การทดสอบคาวิเตชัน (Cavitation Test)

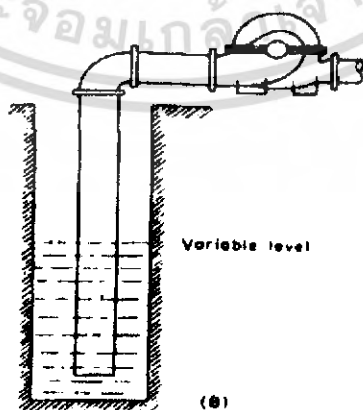
การทดสอบคาวิเตชันนั้นมีวิธีการและรูปแบบของชุดทดสอบอยู่ 3 แบบใหญ่ ๆ ด้วยกัน คือ

1. ท่อดูดของปั๊มจะอยู่ในท่อดูดที่มีระดับน้ำลงที่ แต่ที่ท่อทางด้านดูดของปั๊มจะมีวาล์วเพื่อใช้ปรับเสถียรด้านดูดของปั๊มในขณะที่ทำการทดสอบคาวิเตชัน ดังแสดงในรูปที่ 2.15



รูปที่ 2.15 แสดงชุดทดสอบแบบใช้วาล์วเพื่อปรับเสถียรด้านดูดของปั๊ม

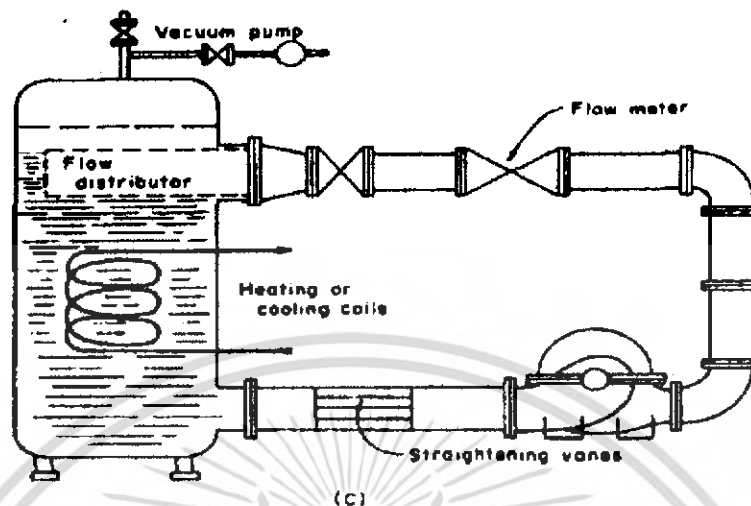
2. ท่อดูดของปั๊มจะอยู่ในท่อดูดที่สามารถปรับระดับน้ำได้ เพื่อเพิ่มเสถียรด้านดูดของปั๊มในขณะที่ทำการทดสอบคาวิเตชัน ดังแสดงในรูปที่ 2.16



รูปที่ 2.16 แสดงชุดทดสอบแบบปรับระดับน้ำเพื่อเพิ่มเสถียรด้านดูดของปั๊ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. ท่อคูดของป้อนอยู่ในที่ควบคุมความดันและอุณหภูมิไว้ โดยทั้งระบบจะทำงานในลักษณะของระบบปิด ดังแสดงในรูปที่ 2.16



รูปที่ 2.17 แสดงชุดทดสอบแบบควบคุมความดันและอุณหภูมิ

ซึ่งในโครงการนี้ได้ทำการออกแบบชุดทดสอบที่มีลักษณะเช่นเดียวกับแบบที่ 1 โดยใช้วิธีการหรั่ววาล์วเพื่อเพิ่มเสถียรค่าคู่อไหลมากขึ้นจนเกิดควาวิต้าน

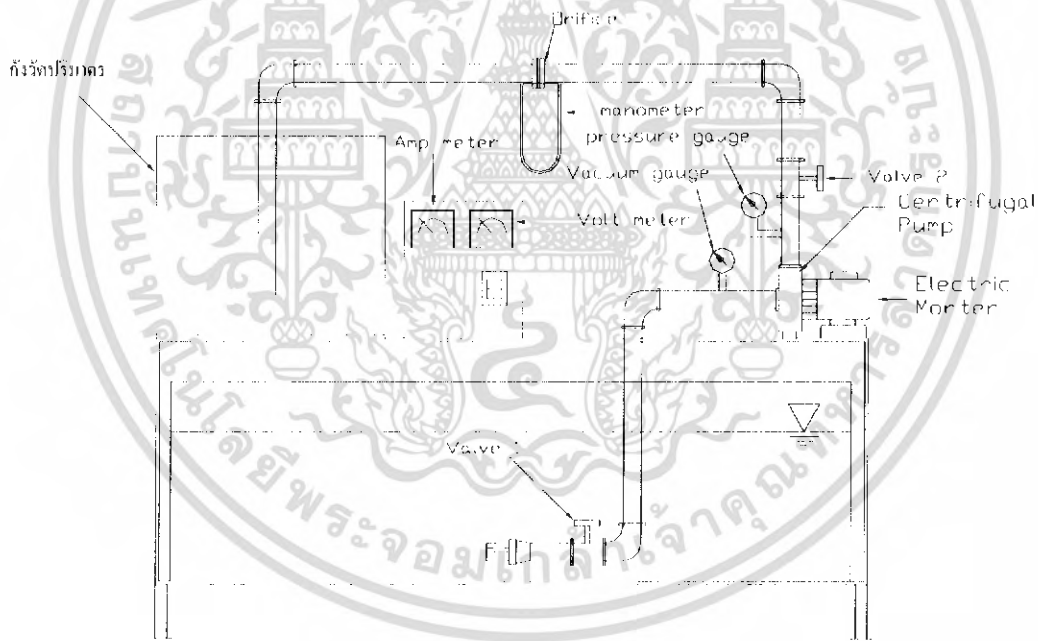
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

การทดสอบสมรรถนะของปั๊มหอยโข่ง

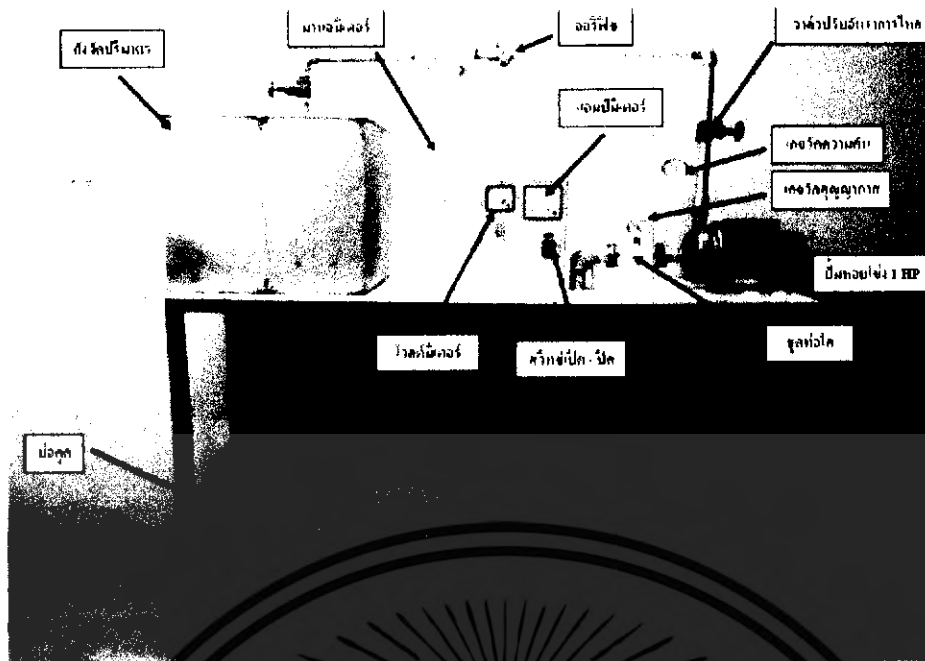
ในการออกแบบชุดทดสอบสมรรถนะของปั๊มหอยโข่งที่ใช้ในโครงการนี้จะมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 3.1 และ 3.2 โดยจะใช้ปั๊มหอยโข่ง ขนาด 1 เฟส 1 แรงม้า ใจพัฒนาแบบปิด วัดอัตราการไหลโดยใช้มาตรวัดอัตราการไหลแบบออร์ฟิซร่วมกับมานอมิเตอร์แบบปรอทเพื่อใช้วัดค่าความแตกต่างของความดันระหว่างทางเข้าและทางออกของแผ่นออร์ฟิซโดยตรงและสามารถปรับอัตราการไหลได้จากวาล์วปรับอัตราการไหล ส่วนกำลังที่ขับเคลื่อนปั๊มสามารถวัดได้โดยใช้แอมป์มิเตอร์และโวลต์มิเตอร์ ความดันที่ด้านดูดและด้านจ่ายสามารถอ่านได้จากเกจวัดสุญญากาศและเกจวัดความดันตามลำดับ

ในส่วนของท่อด้านดูดจะมีวาล์วสำหรับปรับเฮดด้านดูดเพื่อใช้ในการทดสอบควิตซ์และมิทอคะครีลิสเพื่อสังเกตอุณหภูมิจากและพฤติกรรมการไหลทางกายภาพของน้ำในขณะที่ทำการทดสอบควิตซ์



รูปที่ 3.1 แสดงองค์ประกอบของชุดทดสอบสมรรถนะของปั๊ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.2 แสดงชุดทดสอบสมรรถนะของปั๊ม

3.1 การหาอัตราการไหลของน้ำโดยการสอบเทียบ (Calibrate) กับถังวัดปริมาตร

วิธีการหาอัตราการไหลของน้ำในโครงการนี้เพื่อความสะดวกในการทดสอบสมรรถนะของปั๊มที่อัตราการไหลต่างๆ ถ้าหากทราบค่าอัตราการไหลได้ทันที จากการดูค่าความสูงแตกต่างที่มานอิมิตอร์

3.1.1 อุปกรณ์การทดลอง

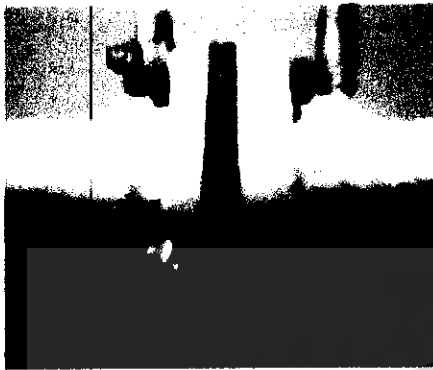


รูปที่ 3.3 รูปแผ่นออริฟิซ

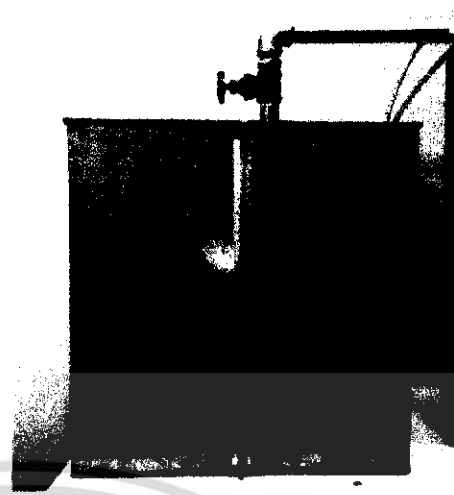


รูปที่ 3.4 มานอิมิตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.5 การติดตั้งออร์พิซ



รูปที่ 3.6 ถังวัดปริมาตร

1. แผ่นออร์พิซ ในโครงการนี้ ใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูเจาะเท่ากับ 20 มิลลิเมตร
2. มานอมิเตอร์แบบปรอทเพื่อใช้วัดค่าความแตกต่างของความดันระหว่างทางเข้าและทางออกของแผ่นออร์พิซโดยตรง
3. ท่อด้านจ่ายที่เจาะรูไว้สำหรับต่อท่อวัดความดันไปยังมานอมิเตอร์และหน้าแปลนลำยัดแผ่นออร์พิซ
4. ถังวัดปริมาตร (Measuring tank) ขนาด 50x50x50 เซนติเมตร และมีสเกลที่บอกความสูงของน้ำในถังอยู่ที่ด้านข้างของถัง

3.1.2 ขั้นตอนการเก็บข้อมูล

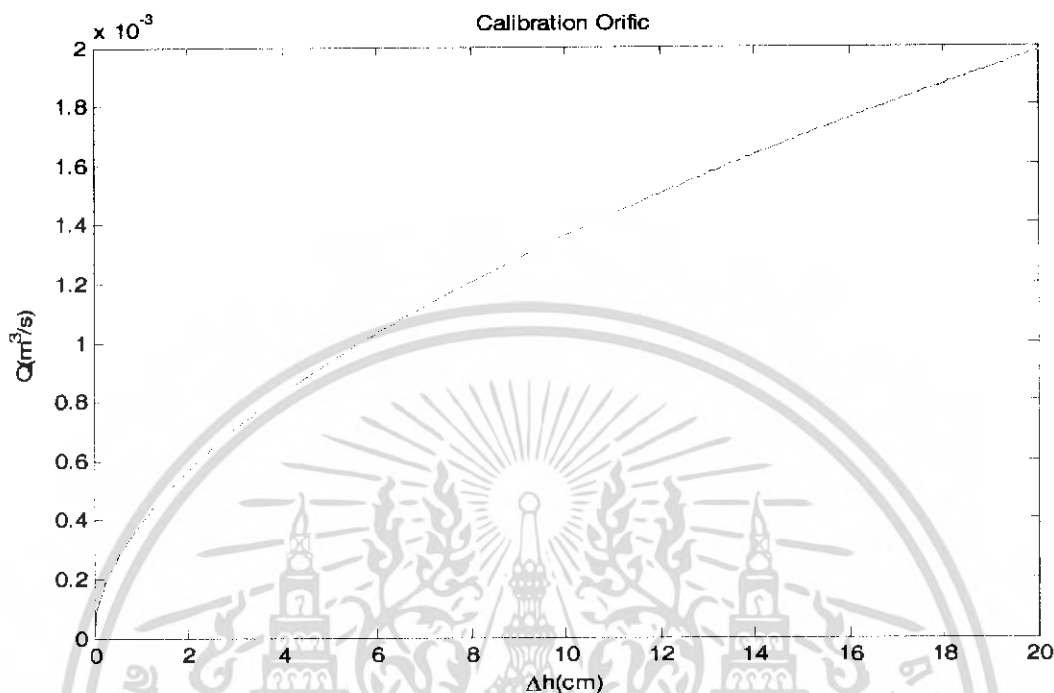
1. ตรวจสอบความพร้อมของชุดทดลองก่อนเดินเครื่อง เช่น ระดับน้ำในถังหรือรอยรั่วตามข้อต่อต่างๆ ที่อาจเกิดขึ้นได้
2. เปิดเครื่องให้ปัมทำงาน ปรับความดันตกคร่อมระหว่างแผ่นออร์พิซ (โดยการปรับวาล์วด้านจ่ายชุดทดลอง) โดยอ่านค่าความสูงแตกต่าง (Δh) ของปรอทจากมานอมิเตอร์ เริ่มแรกที่ 2 cm.Hg. จับเวลา 10 วินาที แล้ววัดปริมาตรของน้ำในถังวัดปริมาตรทำการทดลองซ้ำ 5 ครั้ง แล้วหาค่าเฉลี่ย หลังจากนั้นเปลี่ยนความสูงแตกต่างของปรอทครั้งละ 2 cm.Hg. จนถึง 20 cm.Hg. โดยทุกครั้งที่เปลี่ยนระดับความดันแตกต่างจะต้องควบคุมอุณหภูมิของน้ำไม่ให้เปลี่ยนแปลงมากนัก

3.1.3 การวิเคราะห์ข้อมูล

จากการทดลองจะให้ความสัมพันธ์ระหว่าง Δh ที่มานอมิเตอร์กับอัตราการไหล (Q) ดังแสดงในตารางที่ 1 ภาคผนวก ก. และค่าที่ได้จากการทดลองนำมาหาความสัมพันธ์ระหว่าง Δh ที่มานอมิเตอร์กับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการไหล (Q) โดยวิธี Least - Squares Regression แบบ Linearization of Nonlinear Relationships จากวิชา Numerical ได้สมการความสัมพันธ์เป็นสมการ Power equation; $y = (0.0003892)x^{0.54325}$ จากนั้นนำมาเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ โดยให้ Δh เป็นแกน x และ อัตราการไหล (Q) เป็นแกน y ได้ดังรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 แสดงกราฟการ Calibrate Orifice

ซึ่งเมื่อทราบ Δh ที่मानอมิเตอร์ ก็จะทราบค่าอัตราการไหลของน้ำจากตารางหรือจากกราฟ Calibrate Orifice

3.2 วิธีการทดสอบสมรรถนะของปั๊ม

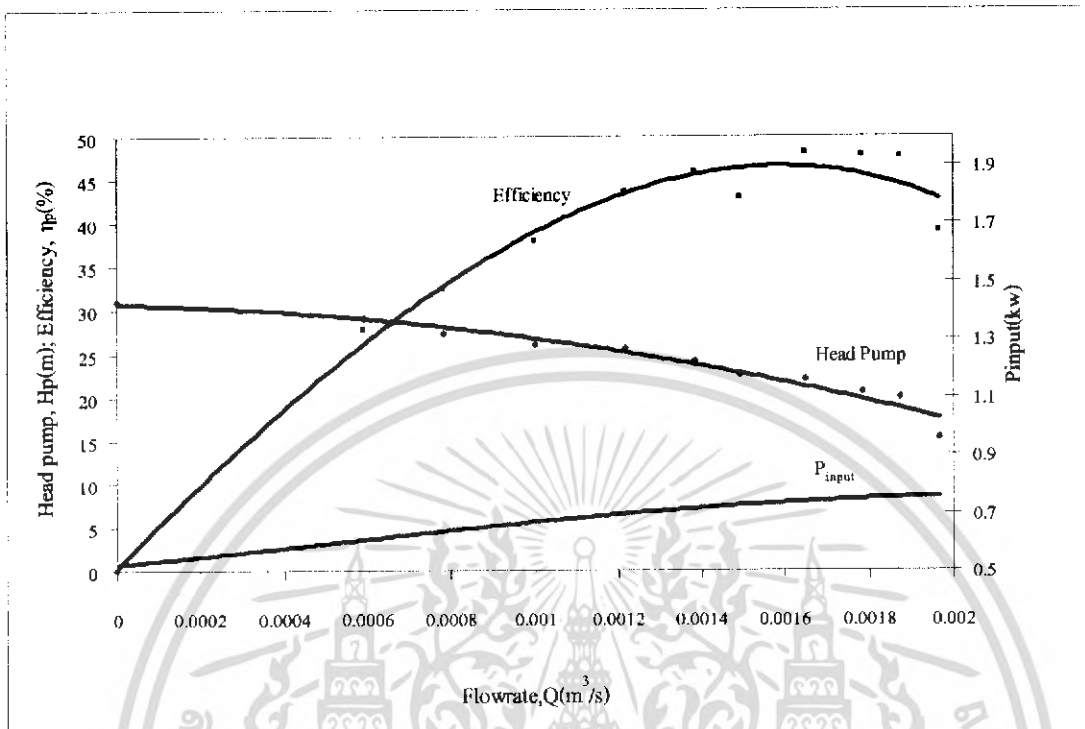
3.2.1 การทดสอบหาสมรรถนะของปั๊ม

1. วัดอุณหภูมิของน้ำ
2. ปิดวาล์วด้านจ่ายให้สนิทและเปิดวาล์วด้านดูดให้สุดแล้วเปิดให้ปั๊มทำงาน
3. ค่อย ๆ เปิดวาล์วด้านจ่ายจนเห็นระดับความแตกต่าง (Δh) ในमानอมิเตอร์
4. บันทึกข้อมูล ต่อการปรับวาล์วแต่ละครั้ง ดังนี้ กระแสไฟฟ้า (Amp), ความต่างศักย์ (Volts), ความดันที่ท่อดูด (cm Hg), ความดันที่ท่อจ่าย (kg/cm^2), Δh ที่मानอมิเตอร์ (cm.)
5. ปรับวาล์วด้านจ่ายให้ระดับความแตกต่าง (Δh) ในमानอมิเตอร์เพิ่มครั้งละ 2 cm. แล้วบันทึกค่าตามข้อ 4.
6. นำข้อมูลที่ได้มาคำนวณหา η_p , เหน็ดปั๊ม, กำลังที่ใช้ขับปั๊มแล้วนำค่าที่ได้มาเขียนกราฟสมรรถนะของปั๊ม

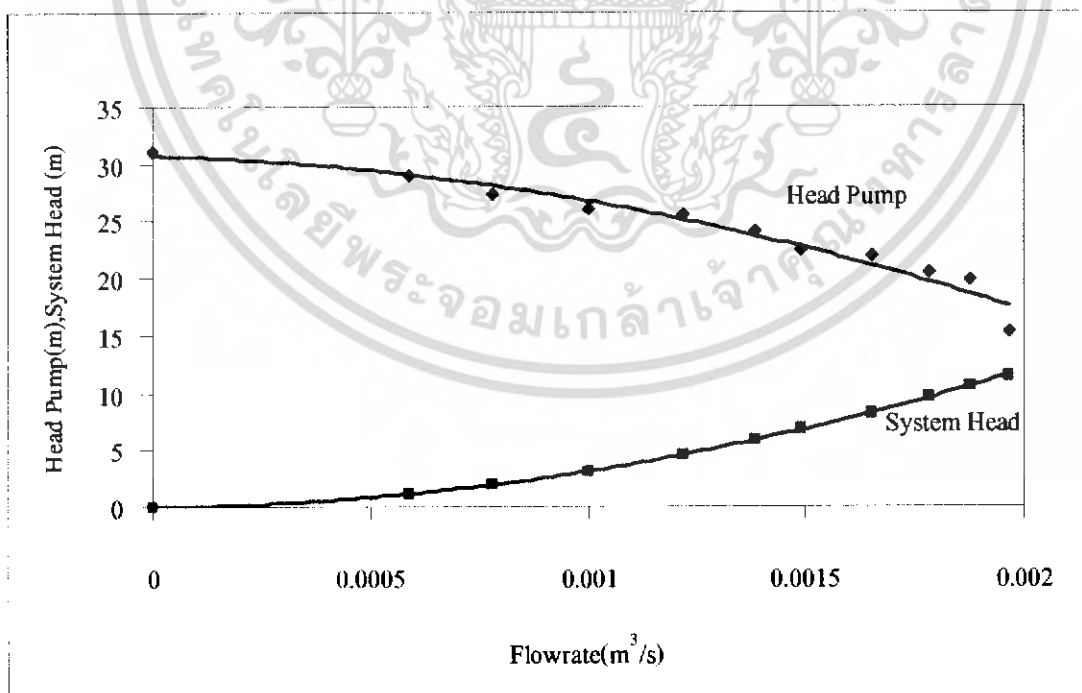
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3 ผลการทดสอบสมรรถนะของปั๊ม

สำหรับผลการทดลองจะแสดงในรูปของกราฟสมรรถนะของปั๊ม ซึ่งแสดงดังรูปที่ 3.8

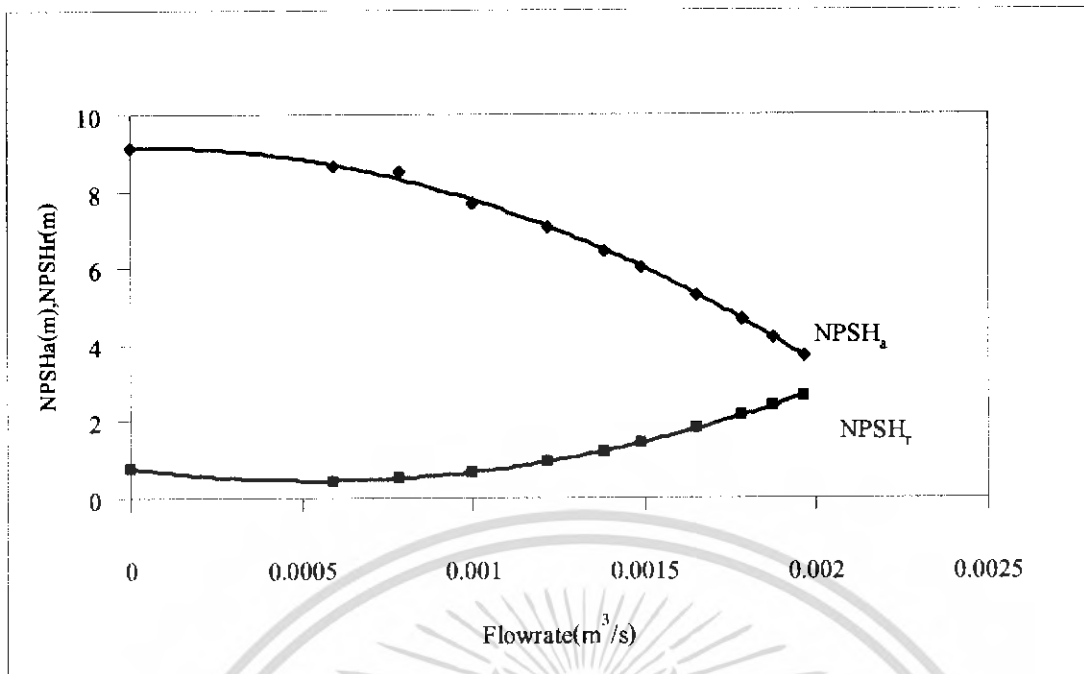


รูปที่ 3.8 กราฟแสดงสมรรถนะของปั๊ม



รูปที่ 3.9 แสดงกราฟ Head Pump, System Head กับอัตราการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.10 แสดงกราฟ NPSHa, NPSHr กับอัตราการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4 การทดสอบควาเว้เต้ช้ัน

การทดสอบสมรรถนะของปั้มนั้ในขณะที่เกิดควาเว้เต้ช้ัน เพื่อควา้ในขณะที่เกิดควาเว้เต้ช้ันนั้น สมรรถนะของปั้มนั้จะเป็นอยา้างไร เมื่อเทียบกับสภาวะการทำงานปกติที่ไม่เกิดควาเว้เต้ช้ัน จากสาเหตุของการเกิดควาเว้เต้ช้ันที่ได้กล่าวไว้ในบทที่ 2 นั้น ในครงงานนี้ได้จำลองสภาวะการทำงานของปั้มนั้ เมื่อมีระยะดูดยก (Suction Lift) เพิ่มขึ้นจนเกิดควาเว้เต้ช้ันและเพื่อความสะดวกในทางปฏิบัติจะใช้วิธีห้รั้วาล้วที่ท่อดูดของปั้มนั้เพื่อเพิ่มเฮดที่ท่อดูด โดยไม่ใช้วิธีลดระดับผิวของของเหลว

โดยชุดทดสอบและอุปกรณ์จะเป็นชุดเดียวกับชุดทดสอบหาสมรรถนะของปั้มนั้ ซึ่งในขณะที่เกิดควาเว้เต้ช้ันนั้นเราจะสามารถสังเกตเห็นฟองอากาศและพฤติกรรมการไหลทางกายภาพของน้ำได้จากท่อใสทางด้านดูดของปั้มนั้ดังแสดงในรูปที่ 3.11



รูปที่ 3.11แสดงชุดท่อใสทางด้านดูดของปั้มนั้

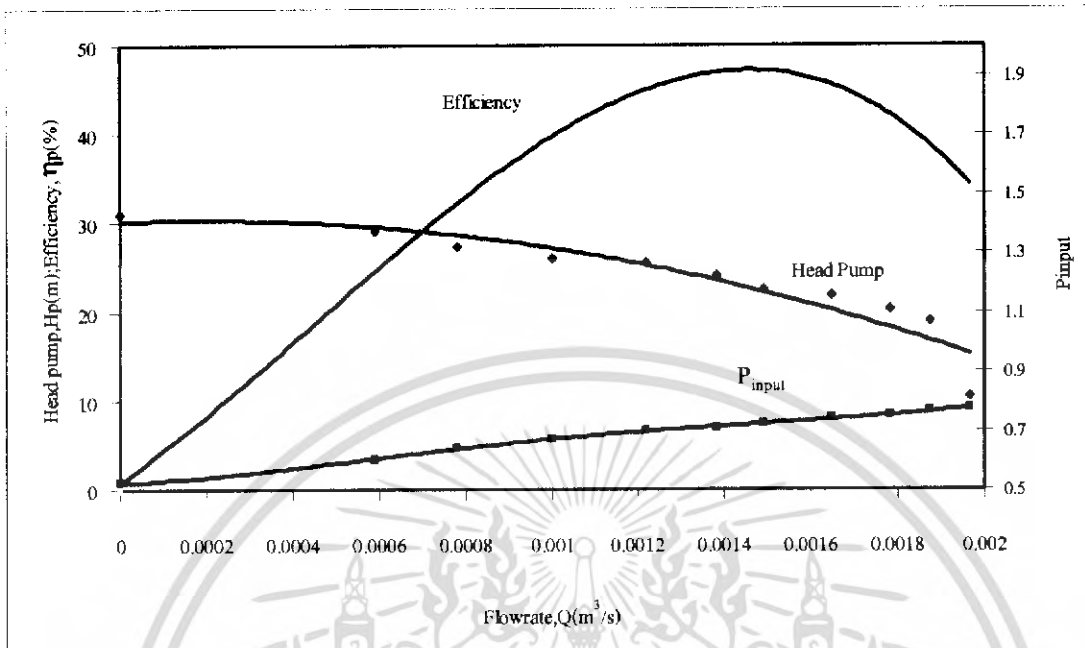
3.4.1 วิธีิการทดสอบควาเว้เต้ช้ัน

1. วัดอุณหภูมิของน้ำ
2. ปิดวาล้วด้านจ่ายให้สนิทและเปิดวาล้วด้านดูดให้สุดแล้วเปิดให้ปั้มนั้ทำงาน
3. ทำการห้รั้วาล้วด้านดูด (วาล้วตัวที่ 1 ในชุดทดลอง) โดยเริ่มต้นที่ 1 รอบ
4. ค่อย ๆ เปิดวาล้วด้านจ่ายจนเห็นระดับความแตกต่าง (Δh) ในमानอมิเตอร์ โดยเริ่มต้นที่ 2 เซนติเมตร
5. บันทึกข้อมูลต่อการปรับวาล้วด้านจ่ายแต่ละครั้งดังนี้กระแสไฟฟ้า (A), ความต่างศักย์ (Volts), ความดันที่ท่อดูด (cm Hg), ความดันที่ท่อจ่าย (kg/cm^2), Δh ที่मानอมิเตอร์
6. ทำการห้รั้วาล้วด้านดูดเพิ่มครั้งละ 1 รอบ แล้ว ทำตามข้อ 4 และข้อ 5 ตามลำดับ
7. นำข้อมูลที่ได้อ่านวนหา η , เฮดปั้มนั้, กำลังที่ใช้ขับปั้มนั้แล้วนำค่าที่ได้มาเขียนกราฟสมรรถนะของปั้มนั้

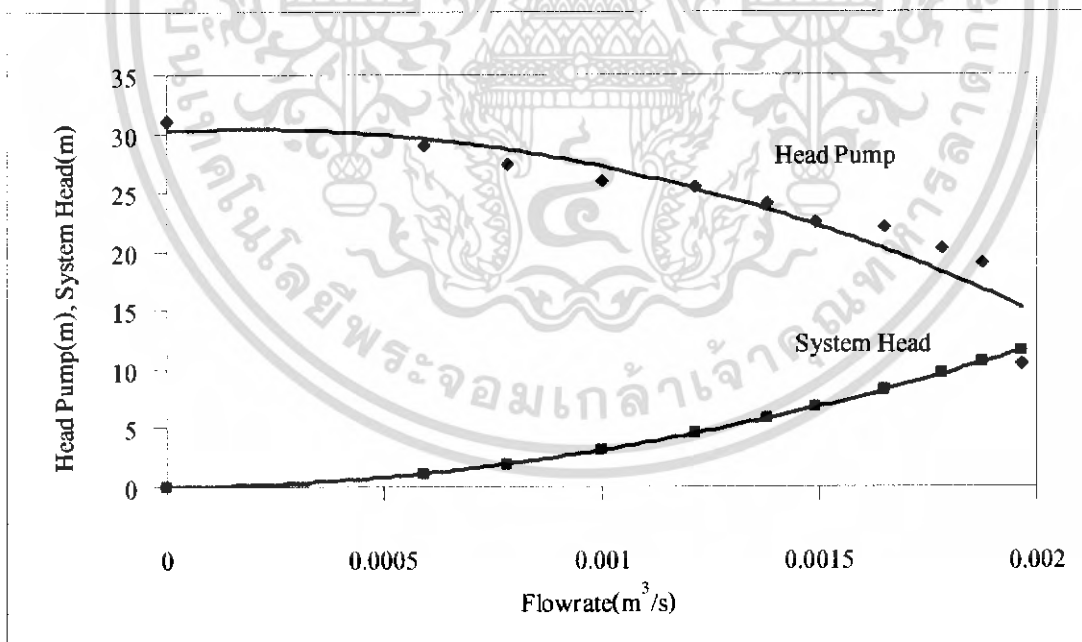
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.5 ผลการทดสอบการเกิดควาเวิตซ์นซ์ของปั้ม

3.5.1 เมื่อบริเวณวาล์วด้านดูด 1 รอบ

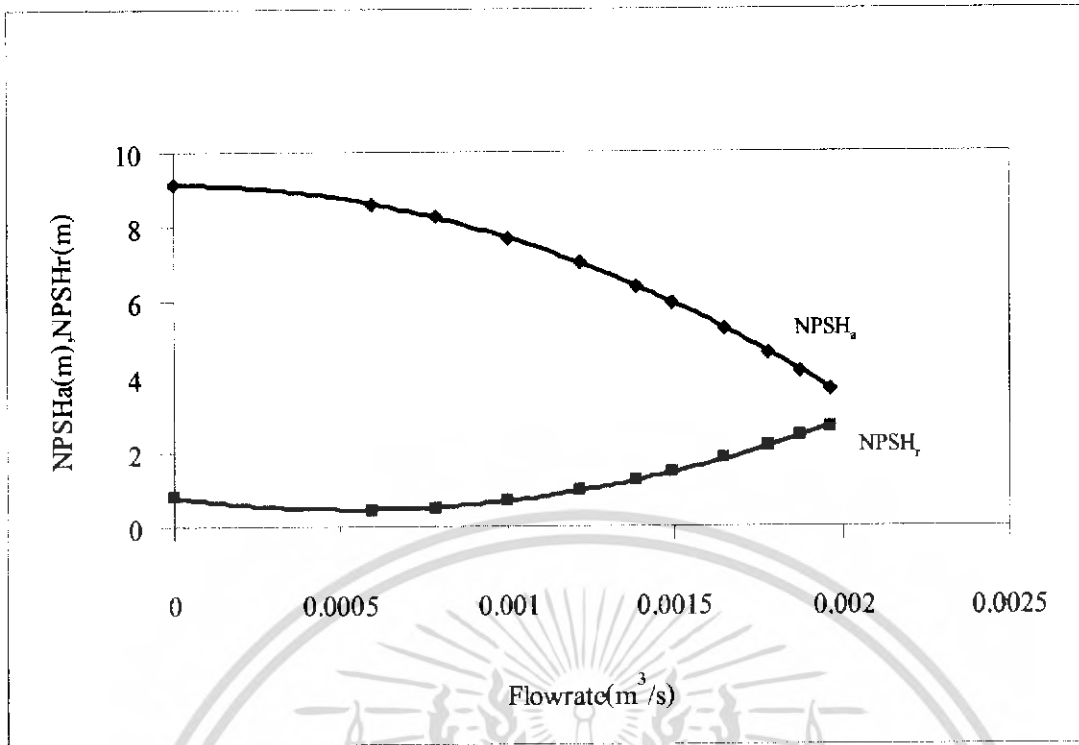


รูปที่ 3.12 แสดงกราฟสมรรถนะของปั้มเมื่อบริเวณวาล์วด้านดูด 1 รอบ



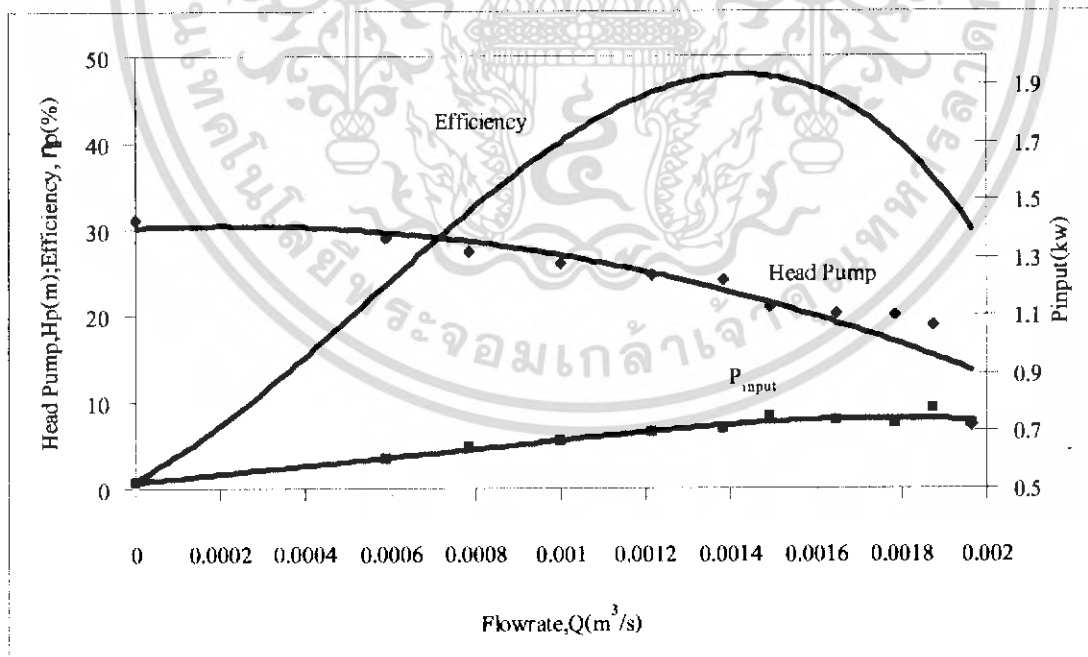
รูปที่ 3.13 แสดงกราฟ Head Pump, System Head กับอัตราการไหลเมื่อบริเวณวาล์วด้านดูด 1 รอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



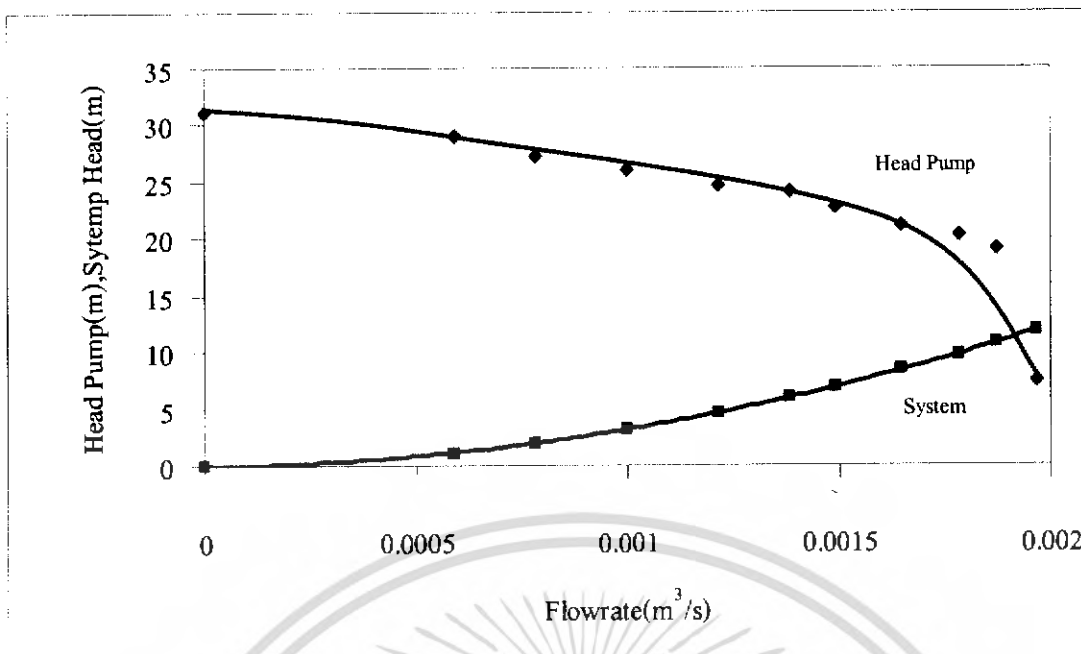
รูปที่ 3.14 แสดงกราฟ NPSHa, NPSHr กับอัตราการไหล เมื่อหริวาล์วด้านดูด 1 รอบ

3.5.2 เมื่อหริวาล์วด้านดูด 2 รอบ

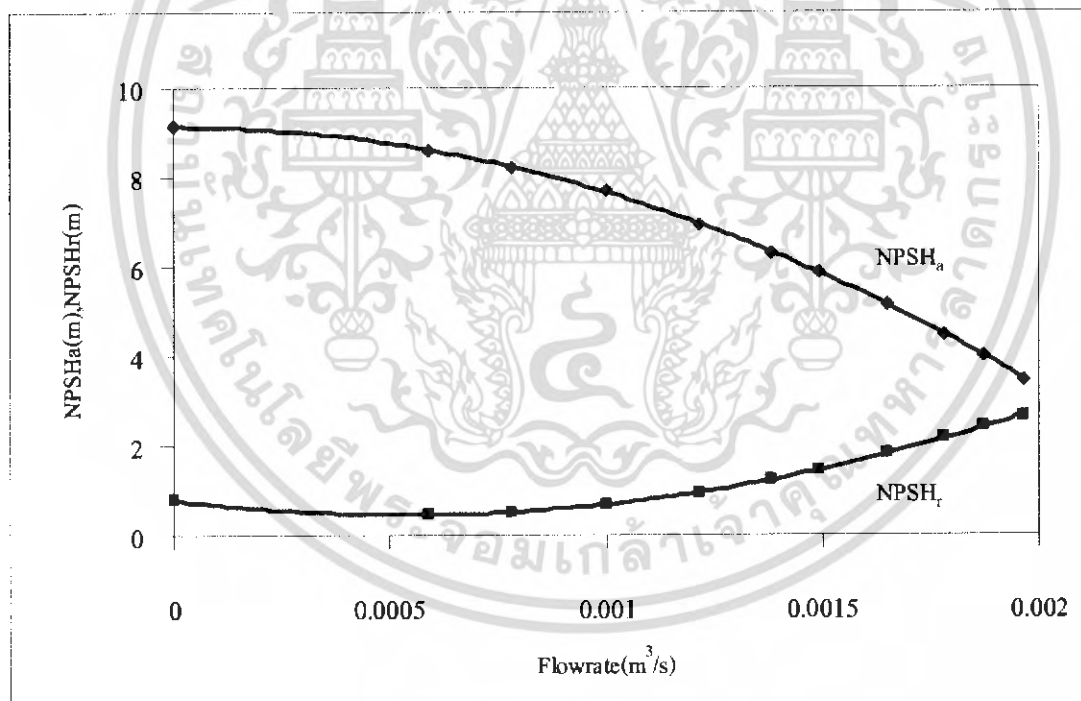


รูปที่ 3.15 แสดงกราฟสมรรถนะของปั๊มเมื่อหริวาล์วด้านดูด 2 รอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



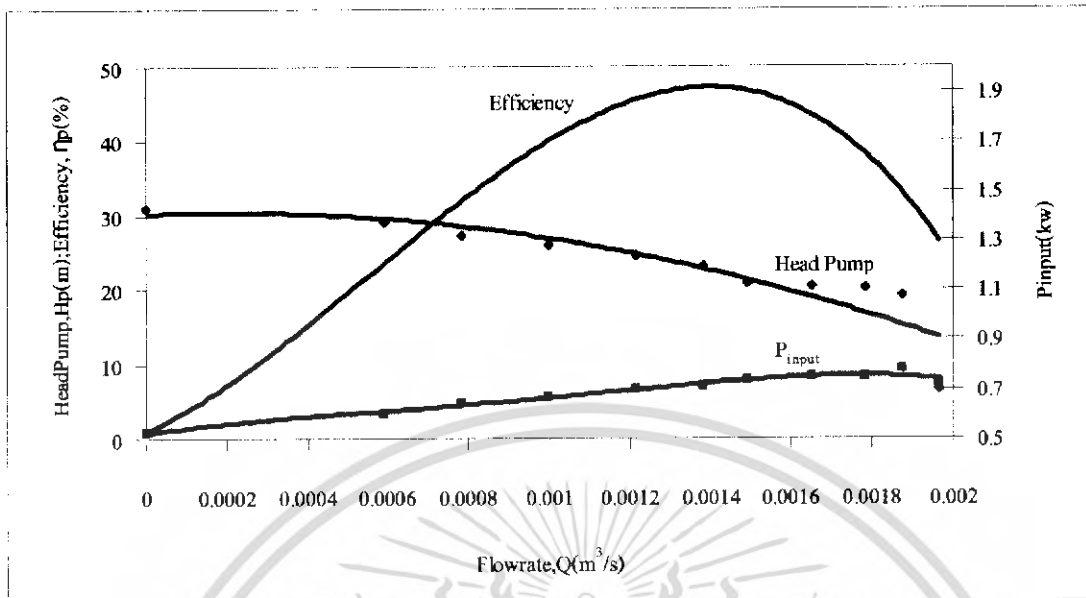
รูปที่ 3.16 แสดงกราฟ Head Pump, System Head กับอัตราการไหลเมื่อหริวาล์วคันจุด 2 รอบ



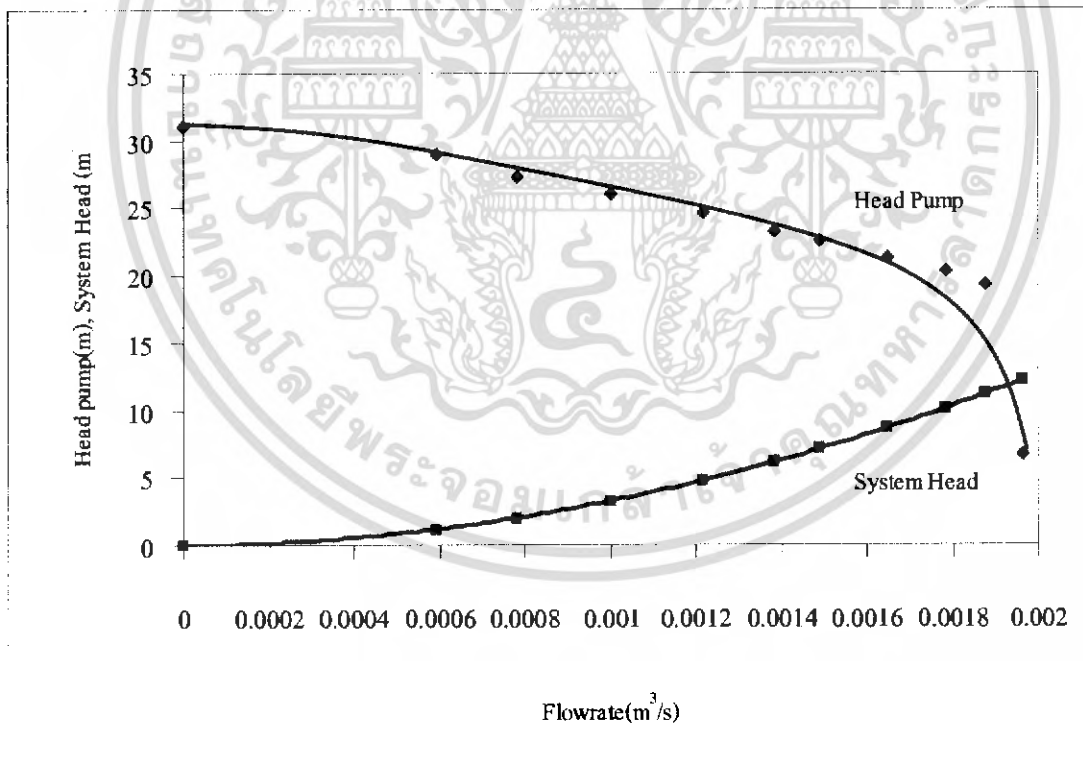
รูปที่ 3.17 แสดงกราฟ NPSHa, NPSHr กับอัตราการไหลเมื่อหริวาล์วคันจุด 2 รอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.5.3 เมื่อบริเวณด้านตุค 3 รอบ

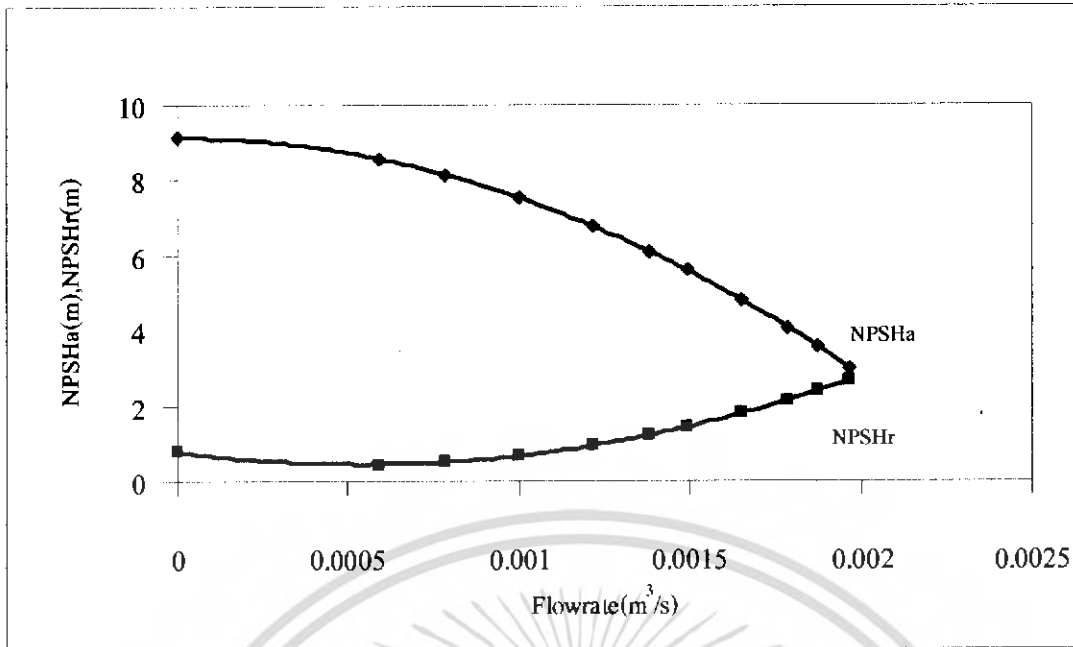


รูปที่ 3.18 แสดงกราฟสมรรถนะของปั๊มเมื่อบริเวณด้านตุค 3 รอบ



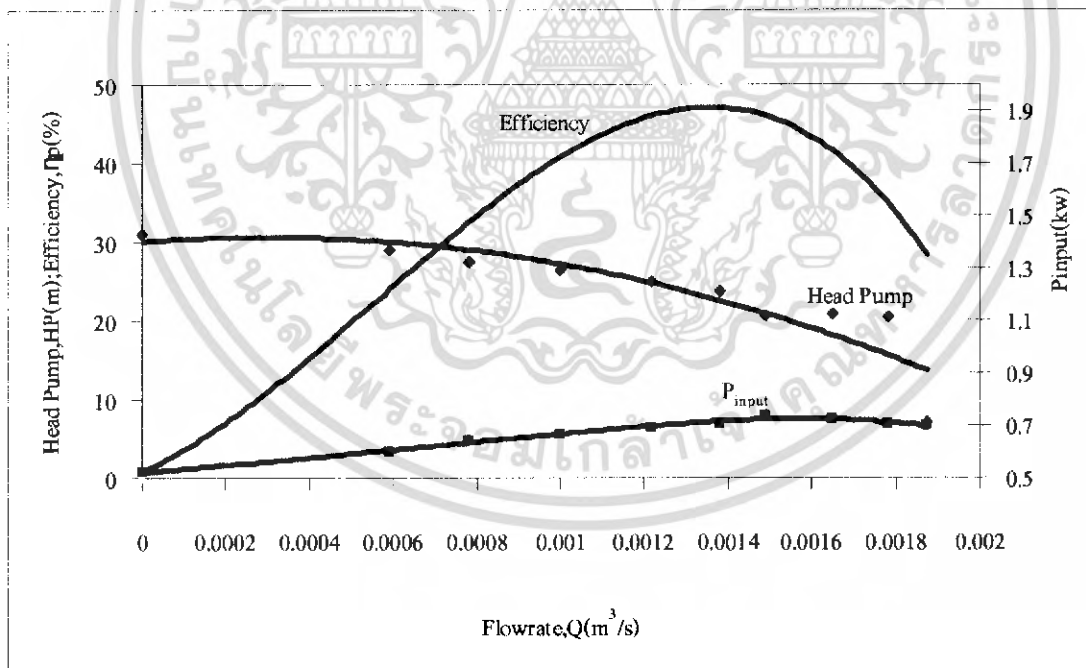
รูปที่ 3.19 แสดงกราฟ Head Pump, System Head กับอัตราการไหลเมื่อบริเวณด้านตุค 3 รอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



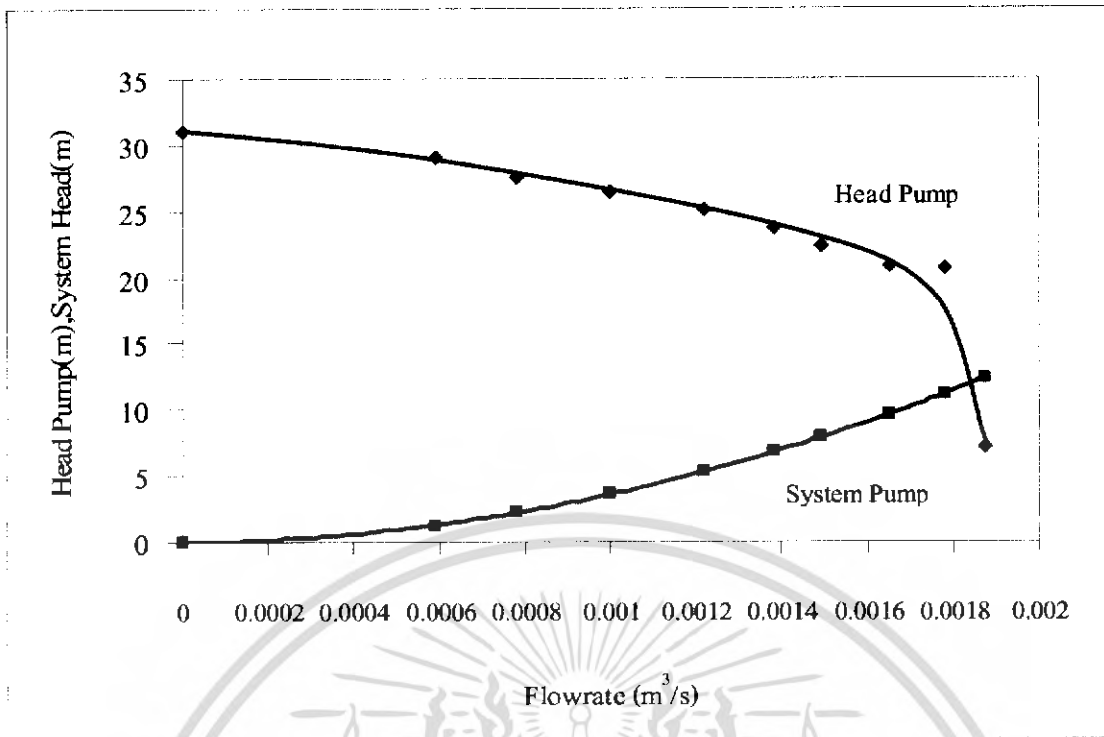
รูปที่ 3.20 แสดงกราฟ NPSHa, NPSHr กับอัตราการไหลเมื่อหริวาล์วด้านชุด 3 รอบ

3.5.4 เมื่อหริวาล์วด้านชุด 4 รอบ

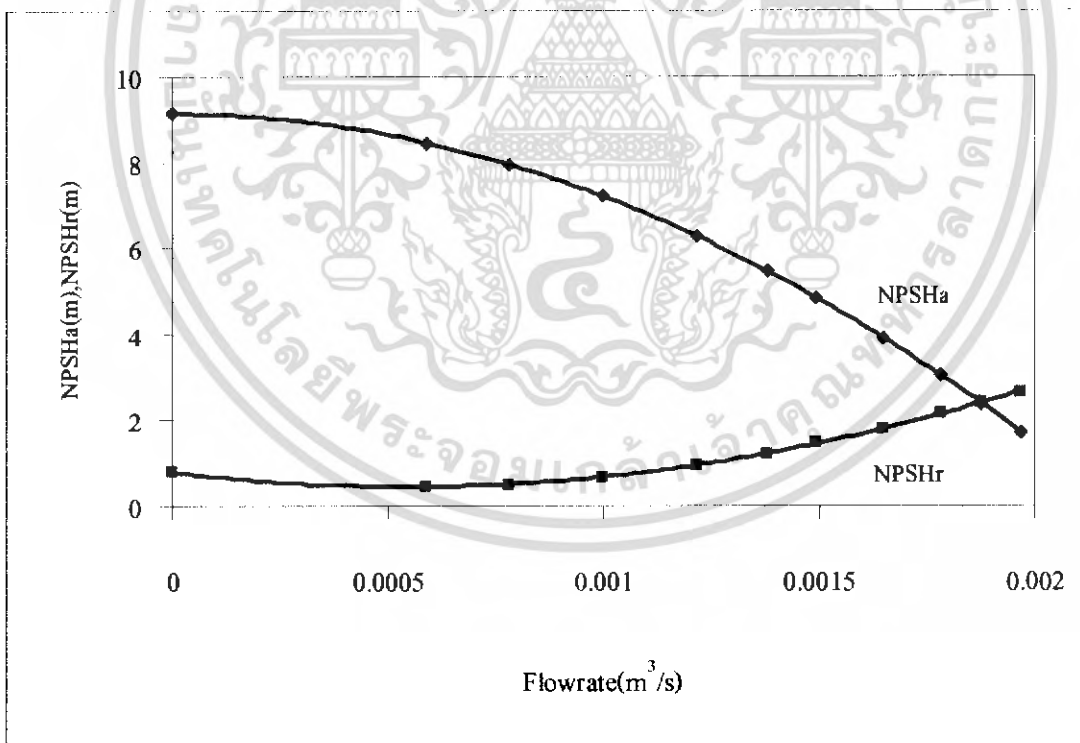


รูปที่ 3.21 แสดงกราฟสมรรถนะของปั๊มเมื่อหริวาล์วด้านชุด 4 รอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



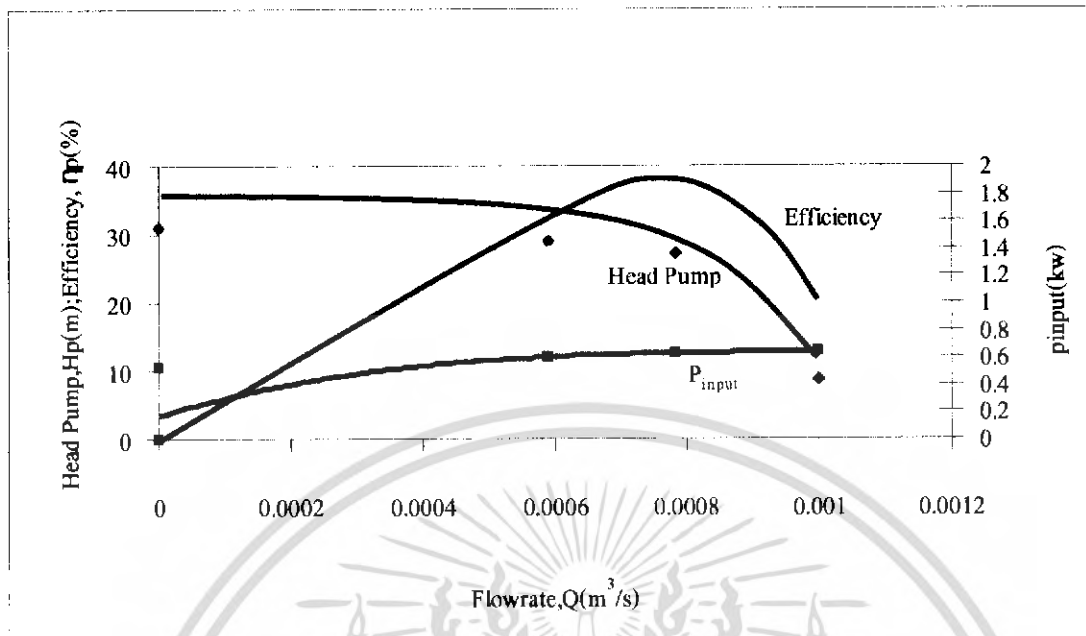
รูปที่ 3.22 แสดงกราฟ Head Pump, System Head กับอัตราการไหลเมื่อหริวาล์วด้านดูด 4 รอบ



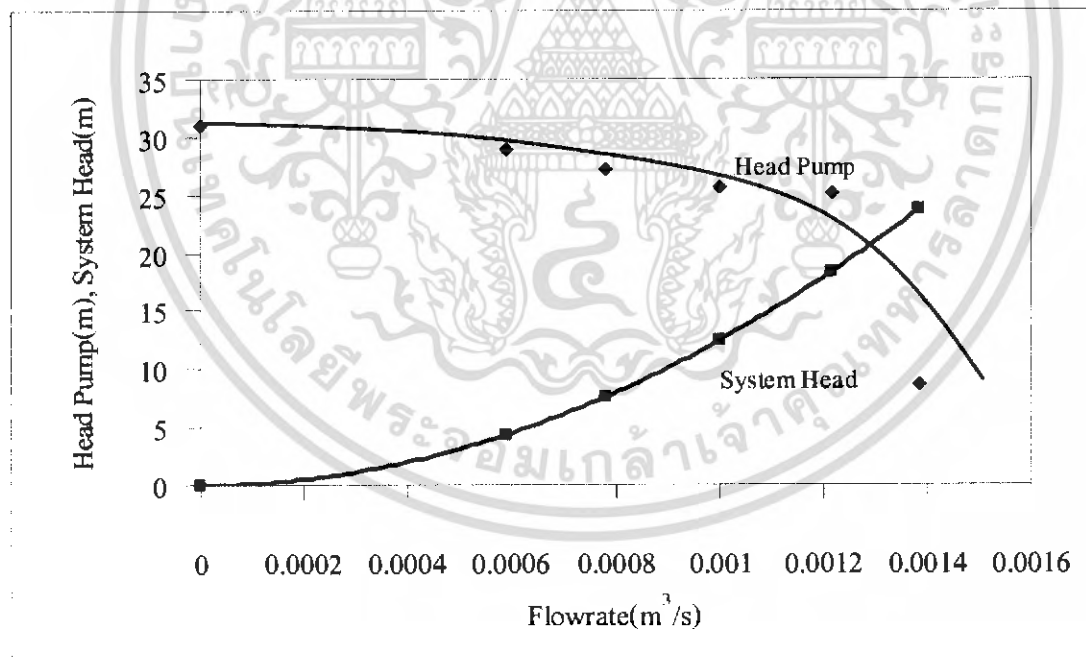
รูปที่ 3.23 แสดงกราฟ NPSHa, NPSHr กับอัตราการไหลเมื่อหริวาล์วด้านดูด 4 รอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.5.5 เมื่อหริวาล้วด้านดุด 5 รอบ

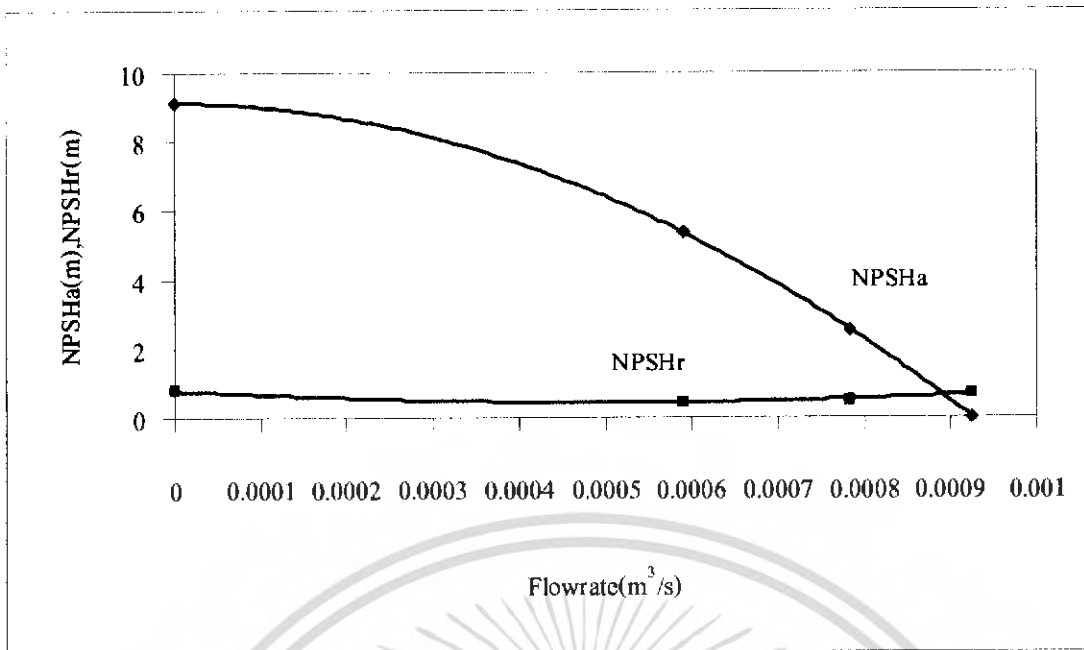


รูปที่ 3.24 แสดงกราฟสมรรถนะของปั๊มเมื่อหริวาล้วด้านดุด 5 รอบ



รูปที่ 3.25 แสดงกราฟ Head Pump, System Head กับอัตราการไหลเมื่อหริวาล้วด้านดุด 5 รอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

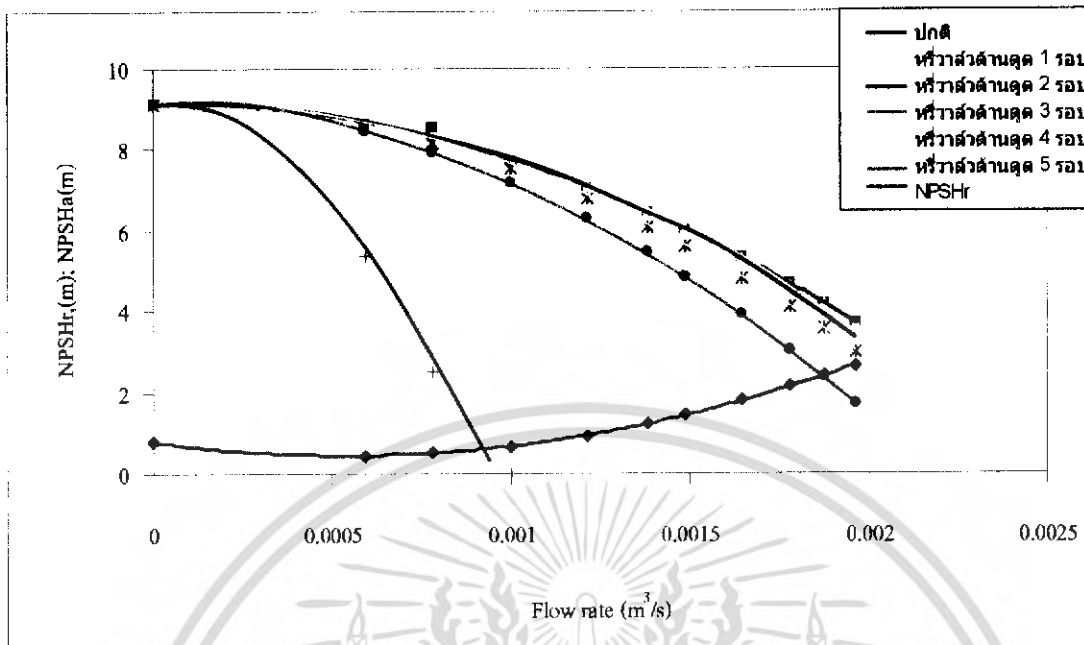


รูปที่ 3.26 แสดงกราฟ NPSHa, NPSHr กับอัตราการไหลเมื่อหรือว่าตัวค้ำดูด 5 รอบ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

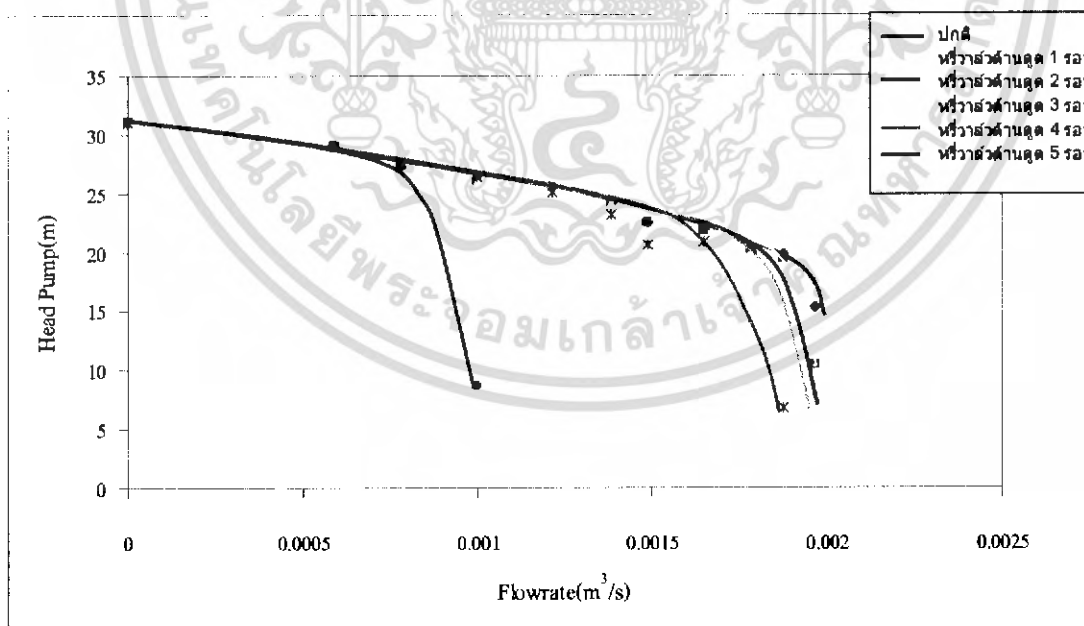
3.6 การเปรียบเทียบ NPSHa, NPSHr กับอัตราการไหลเมื่อเกิดควิเตชัน



หมายเหตุ : เกิดควิเตชันที่การหริวาล้วด้านดุด 4 รอบ และ 5 รอบ

รูปที่ 3.27 กราฟแสดงการเปรียบเทียบ NPSHa, NPSHr กับอัตราการไหลเมื่อเกิดควิเตชัน

3.7 การเปรียบเทียบเฮดปั้มกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควิเตชัน

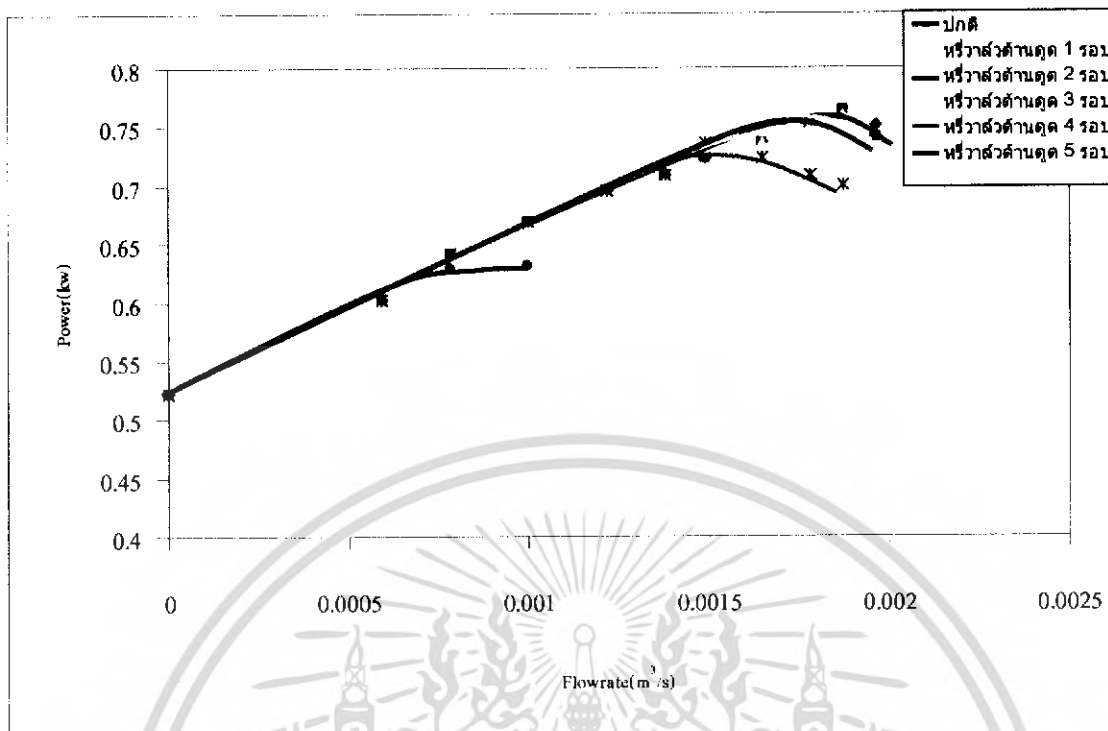


หมายเหตุ : เกิดควิเตชันที่การหริวาล้วด้านดุด 4 รอบ และ 5 รอบ

รูปที่ 3.28 กราฟแสดงการเปรียบเทียบเฮดกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควิเตชัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

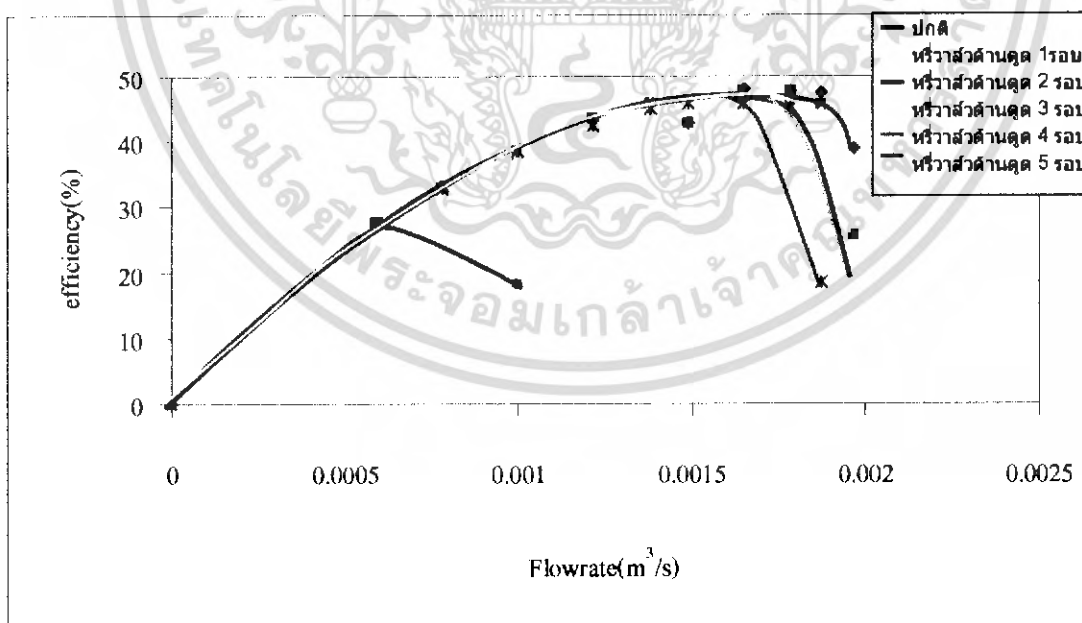
3.8 การเปรียบเทียบกำลังที่ใช้ในการขับปั๊มกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควิตซ์ัน



หมายเหตุ : เกิดควิตซ์ันที่การหรือว่าลัดด้านจุด 4 รอบ และ 5 รอบ

รูปที่ 3.29 กราฟแสดงการเปรียบเทียบกำลังที่ใช้ในการขับปั๊มกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควิตซ์ัน

3.9 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพของปั๊มกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควิตซ์ัน

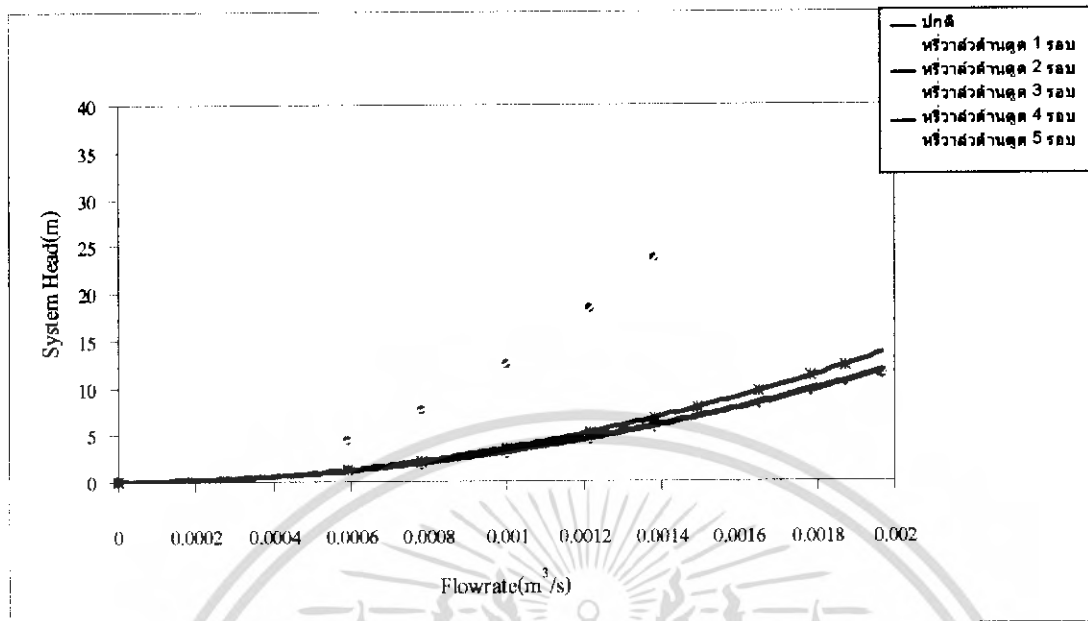


หมายเหตุ : เกิดควิตซ์ันที่การหรือว่าลัดด้านจุด 4 รอบ และ 5 รอบ

รูปที่ 3.30 กราฟแสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของปั๊มกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควิตซ์ัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.10 การเปรียบเทียบเสถียรของระบบกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควิตซ์ัน



หมายเหตุ : เกิดควิตซ์ันที่การหริวาล้วด้านสุด 4 รอบ และ 5 รอบ

รูปที่ 3.31 กราฟแสดงการเปรียบเทียบเสถียรของระบบกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควิตซ์ัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

สรุปและวิจารณ์ผลการทดลอง

4.1 สรุปผลการทดลองในส่วนของการทดสอบสมรรถนะของปั๊ม

ในการทดสอบสมรรถนะของปั๊มจากรูปที่ 3.8 พบว่าประสิทธิภาพสูงสุดที่ปั๊มทำได้คือ 48.09 เปอร์เซ็นต์ ที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.00165 \text{ m}^3/\text{s}$ (99 l/min) และเฮดปั๊มกับ P_{in} เท่ากับ 21.9 m กับ 0.736 kw ตามลำดับ ซึ่งค่าอัตราการไหลและค่าเฮดปั๊มเป็นค่าที่สอดคล้องกันกับช่วงการทำงานของปั๊มโดยระบุไว้ใน Name plate คืออัตราการไหลเท่ากับ 20 - 110 l/min และเฮดปั๊มเท่ากับ 30.3 m - 19.5 m

เมื่อพิจารณากราฟแสดงสมรรถนะของปั๊ม จะเห็นได้ว่าเฮดของระบบ (System Head) มีค่าน้อยกว่าเฮดปั๊มในทุกช่วงอัตราการไหล แสดงว่าปั๊มที่ใช้ทดสอบสามารถทำงานได้ในทุกช่วงอัตราการไหล แต่จะทำงานได้ดีที่สุดที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.00165 \text{ m}^3/\text{s}$ ซึ่งเป็นจุดที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุด

และถ้าพิจารณาค่าของ $NPSH_r$ และ $NPSH_a$ ก็จะพบว่าค่า $NPSH_r$ มีค่ามากกว่า $NPSH_a$ ในทุกช่วงอัตราการไหลซึ่งแสดงว่าปั๊มที่ใช้ในการทดสอบสามารถทำงานได้โดยไม่เกิดปรากฏการณ์ควิเคชั่น

4.2 สรุปผลการทดลองในส่วนของการทดสอบควิเคชั่น

ในการทดสอบเพื่อหาสมรรถนะของปั๊มเมื่อเกิดควิเคชั่นที่ได้อธิบายไว้ในบทที่ 3 โดยการหริวาล์วด้านดูดครั้งละ 1 รอบ แล้วบันทึกผลซึ่งจากการทดลองพบว่า

4.2.1 เมื่อหริวาล์วด้านดูด 1 รอบ

พิจารณาจากกราฟแสดงสมรรถนะของปั๊ม จะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพสูงสุดที่ปั๊มทำได้คือ 47.8 เปอร์เซ็นต์ ที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.00165 \text{ m}^3/\text{s}$ และเฮดปั๊มกับ P_{in} เท่ากับ 21.82 m กับ 0.740 kw ตามลำดับ และถ้าพิจารณาเปรียบเทียบค่าเฮดของระบบ (System Head) กับค่าเฮดของปั๊ม และค่า $NPSH_r$ กับ $NPSH_a$ ก็จะพบว่าค่าเฮดของระบบจะมีค่าน้อยกว่าค่าเฮดของปั๊มและค่า $NPSH_r$ ก็จะมีค่ามากกว่าค่า $NPSH_a$ ในทุกช่วงอัตราการไหล แสดงว่าในขณะที่ทำการปิดวาล์วด้านดูด 1 รอบนั้นปั๊มที่ใช้ในการทดสอบสามารถทำงานได้ตลอดทุกช่วงอัตราการไหลโดยไม่เกิดปรากฏการณ์ควิเคชั่นถึงแม้จุดที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุดจะอยู่ที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.00165 \text{ m}^3/\text{s}$ ซึ่งเท่ากับตอนที่ยังไม่ปิดวาล์วด้านดูด (ตอนทดสอบสมรรถนะโดยทั่วไปของปั๊ม) แต่ค่าประสิทธิภาพนั้นลดลงจาก 48.09 เปอร์เซ็นต์ เป็น 47.8 เปอร์เซ็นต์ และค่าเฮดปั๊มก็ลดลงจาก 21.97 เมตร เป็น 21.82 เมตร ซึ่งเป็นผลมาจากการปิดวาล์วด้านดูดนั้นเป็นการเพิ่มเฮดให้กับระบบทำให้ปั๊มต้องใช้กำลังมากขึ้น

4.2.2 เมื่อหริวาว์ด้านดุด 2 รอบ

พิจารณาจากกราฟแสดงสมรรถนะของปั๊ม จะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพสูงสุดที่ปั๊มทำได้คือ 46-93 เปอร์เซ็นต์ ที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.00149125 \text{ m}^3/\text{s}$ และเฮดกับ P_{in} เท่ากับ 21.1 m กับ 0.25 kw ตามลำดับ และถ้าพิจารณาเปรียบเทียบค่าเฮดของระบบ (System Head) กับค่าเฮดปั๊มและค่า NPSH_r กับ NPSH_a ก็จะพบว่าค่าเฮดของระบบจะมีค่ามากกว่าค่าเฮดของปั๊มที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.00196625 \text{ m}^3/\text{s}$ ส่วนค่า NPSH_a จะมีค่ามากกว่า NPSH_r ในทุกช่วงของอัตราการไหล แสดงว่าในขณะที่ทำการปิดวาล์วด้านดุด 2 รอบนั้น ปั๊มที่ใช้ในการทดสอบสามารถทำงานได้ตลอดทุกช่วงของอัตราการไหลโดยไม่เกิดปรากฏการณ์ควิเวชัน แต่ปั๊มจะมีประสิทธิภาพต่ำมากคือ 19.6 เปอร์เซ็นต์ ในจุดที่เฮดของระบบมากกว่าเฮดของปั๊มคือ ที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.00149125 \text{ m}^3/\text{s}$ เพราะฉะนั้นจะให้ปั๊มทำงานที่อัตราการไหลมากกว่าหรือเท่ากับ $0.00149125 \text{ m}^3/\text{s}$ ไม่ได้เนื่องจากปั๊มจะมีประสิทธิภาพต่ำมาก

4.2.3 เมื่อหริวาว์ด้านดุด 3 รอบ

พิจารณาจากกราฟแสดงสมรรถนะของปั๊ม จะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพสูงสุดที่ปั๊มทำได้คือ 46.6 เปอร์เซ็นต์ ที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.00149125 \text{ m}^3/\text{s}$ และเฮดกับ P_{in} เท่ากับ 20.8 เมตร กับ 0.73 kw ตามลำดับ และถ้าพิจารณาเปรียบเทียบค่าเฮดของระบบ (System Head) กับค่าเฮดปั๊มและค่า NPSH_r กับ NPSH_a ก็จะพบว่าค่าเฮดของระบบจะมีค่ามากกว่าค่าเฮดของปั๊มที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.00196625 \text{ m}^3/\text{s}$ ส่วนค่า NPSH_a จะมีค่ามากกว่า NPSH_r ในทุกช่วงของอัตราการไหล แสดงว่าในขณะที่ทำการปิดวาล์วด้านดุด 3 รอบนั้น ปั๊มที่ใช้ในการทดสอบสามารถทำงานได้โดยไม่เกิดปรากฏการณ์ควิเวชัน แต่ปั๊มจะมีประสิทธิภาพต่ำมากคือ 17.7 เปอร์เซ็นต์ ในจุดที่เฮดของระบบมากกว่าเฮดของปั๊มคือ ที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.00149125 \text{ m}^3/\text{s}$ เพราะฉะนั้นจะให้ปั๊มทำงานที่อัตราการไหลมากกว่าหรือเท่ากับ $0.00149125 \text{ m}^3/\text{s}$ ไม่ได้เนื่องจากปั๊มจะมีประสิทธิภาพต่ำมาก

4.2.4 เมื่อหริวาว์ด้านดุด 4 รอบ

พิจารณาจากกราฟแสดงสมรรถนะของปั๊ม จะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพสูงสุดที่ปั๊มทำได้คือ 45.86 เปอร์เซ็นต์ ที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.00149125 \text{ m}^3/\text{s}$ และเฮดกับ P_{in} เท่ากับ 20.64 m กับ 0.736 kw ตามลำดับ และถ้าพิจารณาเปรียบเทียบค่าเฮดของระบบ (System Head) กับค่าเฮดของปั๊ม และค่า NPSH_r กับ NPSH_a ก็จะพบว่าค่าเฮดของระบบจะมีค่ามากกว่าค่าเฮดของปั๊มที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.001875 \text{ m}^3/\text{s}$ ส่วนค่า NPSH_a จะมีค่าน้อยกว่าค่า NPSH_r ที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.0018375 \text{ m}^3/\text{s}$ แสดงว่าในขณะที่ทำการปิดวาล์วด้านดุด 4 รอบนั้น ปั๊มที่ใช้ในการทดสอบจะเกิดควิเวชันเมื่อปั๊มมีอัตราการไหลเท่ากับ $0.001875 \text{ m}^3/\text{s}$

จากปรากฏการณ์ควิเวชันที่เกิดขึ้นส่งผลให้อัตราการไหลสูงสุดที่ปั๊มทำได้ลดลงจาก $0.00196675 \text{ m}^3/\text{s}$ เป็น $0.001875 \text{ m}^3/\text{s}$ และประสิทธิภาพของปั๊มที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.001875 \text{ m}^3/\text{s}$ ลดลงจาก 47.57 เปอร์เซ็นต์ เป็น 18.47 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับสภาวะปกติที่ยังไม่เกิดควิเวชัน

ซึ่งถ้าหากใช้สมการที่ 2.24 คำนวณหาระยะสูงสุดที่จะติดตั้งปั๊มเหนือผิวน้ำได้ หรือ ระยะดูดยกสูงสุด ก็จะได้เท่ากับ 0.784 m คือสามารถติดตั้งปั๊มให้สูงกว่าระดับผิวน้ำไม่เกิน 0.784 m แต่ในชุดทดสอบมีการติดตั้งปั๊มสูงกว่าระดับผิวน้ำเท่ากับ 0.8 m แสดงว่าที่สภาวะดังกล่าวมีระยะดูดยกมากเกินไปจึงทำให้เกิดคาวิตีชัน

4.2.5 เมื่อหริว่าตัวด้านดูด 5 รอบ

พิจารณาจากกราฟแสดงสมรรถนะของปั๊ม จะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพสูงสุดที่ปั๊มทำได้คือ 33.06 เปอร์เซ็นต์ ที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.00078325 \text{ m}^3/\text{s}$ และเฮดปั๊มกับ P_{in} เท่ากับ 27.23 m กับ 0.629 kw ตามลำดับ และถ้าพิจารณาเปรียบเทียบค่าเฮดของระบบ (System Head) กับค่าเฮดของปั๊ม และค่า NPSH_r กับ NPSH_a ก็จะพบว่าค่าเฮดของระบบจะมีค่ามากกว่าค่าเฮดของปั๊มที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.001 \text{ m}^3/\text{s}$ ส่วนค่า NPSH_a จะมีค่าน้อยกว่าค่า NPSH_r ที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.001 \text{ m}^3/\text{s}$ แสดงว่าในขณะที่ทำการปิดวาล์วด้านดูด 5 รอบนั้น ปั๊มที่ใช้ในการทดสอบจะเกิดคาวิตีชันเมื่อปั๊มมีอัตราการเท่ากับ $0.001 \text{ m}^3/\text{s}$

จากปรากฏการณ์คาวิตีชันที่เกิดขึ้นส่งผลให้อัตราการไหลสูงสุดที่ปั๊มทำได้ลดลงจาก $0.00196675 \text{ m}^3/\text{s}$ เป็น $0.001 \text{ m}^3/\text{s}$ และประสิทธิภาพของปั๊มที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.001 \text{ m}^3/\text{s}$ ลดลงจาก 37.96 เปอร์เซ็นต์ เป็น 18.22 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับสภาวะปกติที่ยังไม่เกิดคาวิตีชัน

ซึ่งถ้าหากใช้สมการที่ 2.24 คำนวณหาระยะสูงสุดที่จะติดตั้งปั๊มเหนือผิวน้ำได้ หรือ ระยะดูดยกสูงสุด ก็จะได้เท่ากับ -1.504 m คือต้องติดตั้งปั๊มให้ต่ำกว่าระดับผิวน้ำไม่น้อยกว่า 1.504 m แต่ในชุดทดสอบมีการติดตั้งปั๊มสูงกว่าระดับผิวน้ำเท่ากับ 0.8 m แสดงว่าที่สภาวะดังกล่าวมีระยะดูดยกมากเกินไปจึงทำให้เกิดคาวิตีชัน

4.3 วิเคราะห์ผลการทดลอง

1. ในการหา Power input ของปั๊มเราไม่สามารถใช้สมการ $P = T \cdot \omega$ เนื่องจากโครงสร้างของปั๊มกับมอเตอร์จะรวมอยู่ในชุดเดียวกัน ซึ่งไม่สามารถออกมาวัดหาทอร์กได้ ทำให้ต้องหา Power input ของปั๊ม โดยการหา Power input ของมอเตอร์แล้วนำไปคูณกับค่าประสิทธิภาพและค่าเพาเวอร์แฟกเตอร์ ($\cos \theta$) ของมอเตอร์ เพื่อให้เป็นค่า Power input ของปั๊มซึ่งค่าจะคลาดเคลื่อนไป
2. ในการอ่านค่าความดันโดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ด้านดูดเพิ่มของ Pressure gauge จะสั่งจึงทำให้ค่าที่อ่านได้นั้นคลาดเคลื่อนไปบ้างถึงแม้จะทำการทดสอบหลายครั้งแล้วหาค่าเฉลี่ยก็ตาม
3. เนื่องจาก Volt meter และ Amp meter ที่ใช้ในโครงการนี้เป็นแบบ Analog ดังนั้นค่าที่อ่านได้อาจไม่ค่อยเที่ยงตรง
4. ที่อัตราการไหลสูง ๆ ระดับน้ำในบ่อดูดลดลงประมาณ 3 - 5 เซนติเมตร เนื่องจากน้ำจะไหลกลับบ่อดูดไม่ทันทำให้ระยะดูดยก (Suction Life) เปลี่ยนแปลงไปเล็กน้อย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- [1] วิบูลย์ บุญยธรโรกุล, “ปั๊มและระบบสูบน้ำ”, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์, 1986
- [2] ฉัตรชัย มานะดี, โทคิจิ โอนิชิ, “คู่มือการใช้งานปั๊มชนิดทันทานต่อการกัดกร่อน”, ปี พ.ศ. 2542
- [3] กัทธาภรณ์ เมฆพุกยวงษ์, วิชระ เพิ่มชาติ, “เครื่องสูบน้ำในงานวิศวกรรม”, ปี พ.ศ. 2543
- [4] มนตรี พิรุณเกษตร, “กลศาสตร์ของไหล”
- [5] Bruce R. Munson, Donald F. Young, Theodore H. Okiishi, “Fundamentals of Fluid Mechanics”,
John Wiley & Sons
- [6] Anthony Esposito, Fluid Mechanics with Applications, Prentice Hall, Inc, 1988
- [7] EBARA Hatakeyama Memorial Fund, “Fundamentals of Pump Technology”, Doc
No.EHMF-7D230, 1997
- [8] Japanese Standards Association “Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice Plates”,
Nozzles and Venturi Tubes



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก

ตารางที่ 1 ก. แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Δh ที่มานอมิเตอร์กับอัตราการไหล (Q)

Δh (มานอมิเตอร์ cm)	อัตราการไหล Q(m ³ /s)
2	0.00059175
4	0.00078325
6	0.001
8	0.00121675
10	0.001383
12	0.00149175
14	0.00165
16	0.00178325
18	0.001875
20	0.00196675

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2 ก. บันทึกผลการหาสมรรถนะของปั๊มหอขยโป่ง

Δh Manometer (cm)	P_1 Suction (cm Hg)	P_2 Discharge (kg / cm ²)	Q Flow Rate (m ³ /s)	I Current (Amp)	H_p Head Pump (m)	P_{in} Power Input (kw)	P_{out} Power Output (kw)	η_p Efficiency (%)	NPSH _a	NPSH _R
0	5	3.0	0.00000000	3.9	31.055	0.522	0.000	0.00	9.13	0.789
2	12	2.7	0.00059175	4.5	29.035	0.602	0.167	27.74	8.631	0.451
4	14	2.5	0.00078325	4.8	27.320	0.642	0.209	32.55	8.529	0.509
6	19	2.3	0.00100000	5.0	26.040	0.669	0.254	37.96	7.716	0.677
8	22	2.2	0.00121675	5.2	25.490	0.696	0.303	43.53	7.044	0.942
10	26	2.0	0.00138300	5.3	24.080	0.709	0.325	45.83	6.441	1.22
12	29	1.8	0.00149125	5.4	22.510	0.723	0.310	42.87	6.007	1.46
14	32	1.7	0.00165000	5.5	21.970	0.736	0.354	48.09	5.309	1.81
16	36	1.5	0.00178325	5.6	20.550	0.750	0.358	47.73	4.669	2.15
18	38	1.4	0.00187500	5.7	19.860	0.763	0.363	47.57	4.201	2.41
20	41	0.9	0.00196675	5.6	15.290	0.750	0.293	39.06	3.711	2.654

ตารางที่ 3 ก. ตารางบันทึกผลการทดสอบคาวิตีเตชัน

เมื่อหัวว่าตัวดูด 1 ขอบ

Δh Manometer (cm)	P_1 Suction (cm Hg)	P_2 Discharge (kg / cm ²)	Q Flow Rate (m ³ /s)	I Current (Amp)	h_p Head Pump (m)	P_{in} Power Input (kw)	P_{out} Power Output (kw)	η_p Efficiency (%)	NPSH _a	NPSH _r
0	5	3.0	0.0000000	3.9	31.055	0.522	0.000	0.00	9.13	0.789
2	12	2.7	0.00059175	4.5	29.035	0.602	0.167	27.74	8.627	0.451
4	14	2.5	0.00078325	4.8	27.320	0.642	0.209	32.55	8.253	0.509
6	19	2.3	0.00100000	5.0	26.040	0.669	0.254	37.96	7.705	0.677
8	22	2.2	0.00121675	5.2	25.490	0.696	0.303	43.53	7.029	0.942
10	26	2.0	0.00138300	5.3	24.080	0.709	0.325	45.83	6.42	1.22
12	29	1.8	0.00149125	5.4	22.510	0.723	0.310	42.87	5.983	1.46
14	32	1.7	0.00165000	5.5	21.820	0.740	0.354	47.80	5.281	1.81
16	36	1.5	0.00178325	5.6	20.250	0.750	0.358	47.73	4.635	2.15
18	39	1.3	0.00187500	5.7	18.990	0.763	0.347	45.47	4.164	2.41
20	42	0.4	0.00196675	5.8	10.410	0.776	0.200	25.77	3.671	2.654

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4 ก. ตารางบันทึกผลการทดสอบคาวิตีเตชัน

เมื่อหัววัดด้านดูด 2 รอบ

Δh Manometer (cm)	P_1 Suction (cm Hg)	P_2 Discharge (kg / cm ²)	Q Flow Rate (m ³ /s)	I Current (Amp)	h_p Head Pump (m)	P_{in} Power Input (kw)	P_{out} Power Output (kw)	η_p Efficiency (%)	NPSH _s	NPSH _R
0	5	3.0	0.00000000	3.9	31.055	0.522	0.000	0.00	9.13	0.789
2	12	2.7	0.00059175	4.5	29.035	0.602	0.167	27.74	8.6093	0.451
4	14	2.5	0.00078325	4.8	27.320	0.642	0.209	32.55	8.22	0.509
6	19	2.3	0.00100000	5.0	26.040	0.669	0.254	37.96	7.683	0.677
8	23	2.1	0.00121675	5.2	24.630	0.696	0.292	41.95	6.951	0.942
10	26	2.0	0.00138300	5.3	24.080	0.709	0.325	45.83	6.319	1.22
12	30	1.8	0.00149125	5.4	21.100	0.750	0.352	46.93	5.866	1.46
14	33	1.6	0.00165000	5.5	20.250	0.736	0.340	46.19	5.137	1.81
16	36	1.5	0.00178325	5.6	20.250	0.723	0.325	45.64	4.468	2.15
18	39	1.3	0.00187500	5.7	18.990	0.776	0.347	44.71	3.979	2.41
20	42	0.1	0.00196675	5.4	7.39	0.723	0.142	19.64	3.467	2.654

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5 ก. ตารางบันทึกผลการทดสอบคาวิตีเตชัน

เมื่อหัววัดค่าความตื้น 3 รอบ

Δh Manometer (cm)	P_1 Suction (cm Hg)	P_2 Discharge (kg / cm ²)	Q Flow Rate (m ³ /s)	I Current (Amp)	h_p Head Pump (m)	P_{in} Power Input (kw)	P_{out} Power Output (kw)	η_p Efficiency (%)	NPSH _a	NPSH _R
0	5	3.0	0.00000000	3.9	31.055	0.522	0.000	0.00	9.13	0.789
2	12	2.7	0.00059175	4.5	29.035	0.602	0.167	27.74	8.567	0.451
4	14	2.5	0.00078325	4.8	27.320	0.642	0.209	32.55	8.147	0.509
6	19	2.3	0.00100000	5.0	26.040	0.669	0.254	37.96	7.533	0.677
8	23	2.1	0.00121675	5.2	24.630	0.696	0.292	41.95	6.774	0.942
10	27	1.9	0.00138300	5.3	23.210	0.709	0.313	44.14	6.09	1.22
12	29	1.8	0.00149125	5.4	20.800	0.736	0.342	46.60	5.60	1.46
14	34	1.6	0.00165000	5.5	20.250	0.746	0.340	45.48	4.812	1.81
16	36	1.5	0.00178325	5.6	20.200	0.750	0.338	45.06	4.087	2.15
18	41	1.3	0.00187500	5.7	19.260	0.776	0.300	38.65	3.558	2.41
20	44	0.0	0.00196675	5.4	6.670	0.723	0.128	17.70	3.0046	2.654

ตารางที่ 6 ก. ตารางบันทึกผลการทดสอบควาวิตะชั่น

เพื่อหว่านค่าตามจุด 4 รอบ

Δh Manometer (cm)	P_1 Suction (cm Hg)	P_2 Discharge (kg / cm ²)	Q Flow Rate (m ³ /s)	I Current (Amp)	h_p Head Pump (m)	P_{in} Power Input (kw)	P_{out} Power Output (kw)	η_p Efficiency (%)	NPSH _s	NPSH _R
0	5	3.0	0.0000000	3.9	31.055	0.522	0.000	0.00	9.13	0.789
2	12	2.7	0.00059175	4.5	29.035	0.602	0.167	27.74	8.451	0.451
4	16	2.5	0.00078325	4.8	27.600	0.642	0.211	32.86	7.9443	0.509
6	22	2.3	0.00100000	5.0	26.450	0.669	0.258	38.56	7.202	0.677
8	26	2.1	0.00121675	5.2	25.040	0.696	0.297	42.67	6.2837	0.942
10	31	1.9	0.00138300	5.3	23.760	0.709	0.321	44.95	5.4573	1.22
12	35	1.7	0.00149125	5.4	20.640	0.736	0.325	45.86	4.8645	1.46
14	39	1.5	0.00165000	5.5	20.920	0.723	0.337	45.78	3.910	1.81
16	44	1.4	0.00178325	5.6	20.330	0.709	0.359	45.27	3.034	2.15
18	48	0.0	0.00187500	5.3	7.178	0.700	0.131	18.47	2.394	2.41

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 7 ก. ตารางบันทึกผลการทดสอบคาวิตีชัน

เผื่อหัวว่าส่วนชุด 5 รอบ

Δh Manometer (cm)	P_1 Suction (cm Hg)	P_2 Discharge (kg / cm ²)	Q Flow Rate (m ³ /s)	I Current (Amp)	h_p Head Pump (m)	P_{in} Power Input (kw)	P_{out} Power Output (kw)	η_p Efficiency (%)	NPSH _a	NPSH _R
0	5	3.0	0.00000000	3.9	31.055	0.522	0.000	0.00	9.13	0.789
2	19	2.6	0.00059175	4.5	28.980	0.602	0.167	27.74	5.360	0.451
4	28	2.3	0.00078325	4.7	27.230	0.629	0.208	33.06	2.527	0.509
6	60	0	0.00100000	4.8	8.680	0.642	0.117	18.22	0	0.677

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 8 ก. ตารางบันทึกผลของระบบกับอัตราการไหลที่สภาวะต่างๆ

Flow rate Q(m ³ /s)	ที่สภาวะปกติ	System Head(m)				
		หัววัดด้านดูด 1 รอบ	หัววัดด้านดูด 2 รอบ	หัววัดด้านดูด 3 รอบ	หัววัดด้านดูด 4 รอบ	หัววัดด้านดูด 5 รอบ
0.00000000	0	0	0	0	0	0
0.00059175	1.10701	1.112	1.1299	1.1718	1.2876	4.3786
0.00078325	1.91061	1.917	1.9493	2.0228	2.2258	7.6418
0.00100000	3.0956	3.1059	3.1579	3.2779	3.6094	12.44
0.00121675	4.5316	4.5473	4.6251	4.8016	5.2916	18.3686
0.00138300	5.7922	5.8129	5.9132	6.1422	6.772	23.67
0.00149125	6.8774	6.7552	6.8722	7.1382	7.8742	
0.00165000	8.1974	8.2264	8.3694	8.6954	9.5904	
0.00178325	9.5504	9.584	9.7504	10.1314	11.1844	
0.00187500	10.523	10.565	10.7504	11.171	12.335	
0.00196675	11.463	11.506	11.709	12.172		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข.

ตารางที่ 1 ข. แสดงคุณสมบัติทางฟิสิกส์ของน้ำที่อุณหภูมิต่างๆ (หน่วยเอสไอ)

อุณหภูมิ °C	ความหนาแน่น $\rho, \text{kg/m}^3$	ความหนืด $\mu, \text{Pa}\cdot\text{s}$	ความดันไอ P_v, kPa
0	999.9	1.792×10^{-3}	0.6
5	1000.0	1.519	0.9
10	999.7	1.308	1.2
15	999.1	1.140	1.7
20	998.2	1.005	2.5
25	997.1	0.894	3.2
30	995.7	0.801	4.3
35	994.1	0.723	5.7
40	992.2	0.656	7.5
45	990.2	0.599	9.6
50	988.1	0.549	12.4
55	985.7	0.509	15.8
60	983.2	0.469	19.9
65	980.6	0.436	25.1
70	977.8	0.406	31.4
75	974.9	0.380	38.8
80	971.8	0.357	47.7
85	968.6	0.336	58.1
90	965.3	0.317	70.4
95	961.9	0.299	84.5
100	958.4	0.284	101.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2 ข. แสดงค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสีย (K) สำหรับการไหลผ่านข้องอ ข้อต่อและวาล์ว

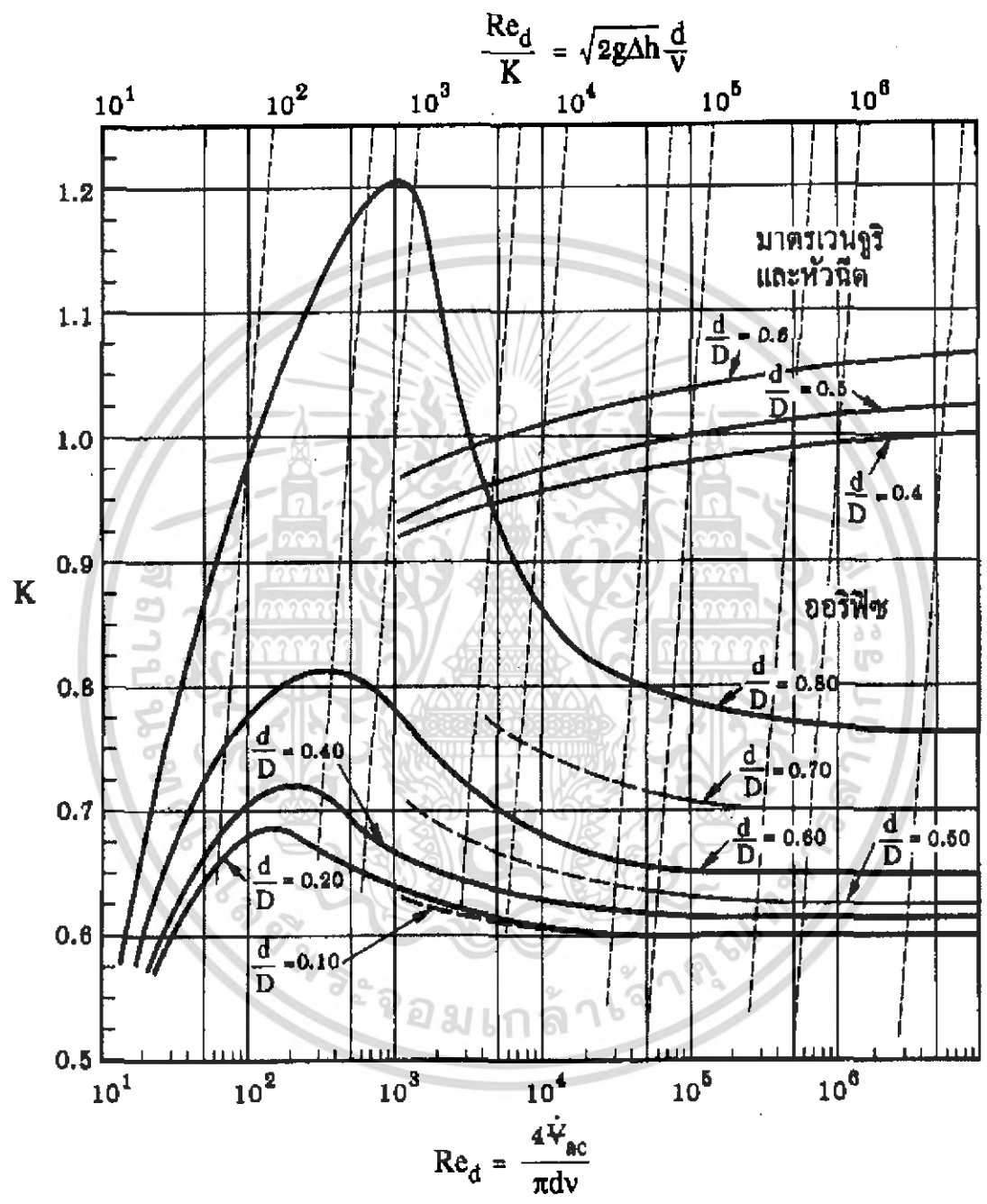
อุปกรณ์ในระบบท่อ	K
ข้องอ 90°,แบบเกลียว	1.50
ข้อต่อยูเนียน(Union) ,แบบเกลียว (theaded)	0.08
เกจวาล์ว (gage valve) , เปิดเต็มที่	0.15
เกจวาล์วปิด 1/6	0.26
เกจวาล์วปิด 1/3	0.81
เกจวาล์วปิด 1/2	2.06
เกจวาล์วปิด 2/3	5.52
เกจวาล์วปิด 5/6	97.80
Foot valve	10.00

ตารางที่ 3 ข. แสดงค่าความขรุขระสัมบูรณ์ E สำหรับท่อชนิดต่างๆ

ท่อประเภทต่างๆ	E มิลลิเมตร
ท่อที่ได้จากการรีดขึ้นรูป ท่อทองเหลือง ท่อดีบุก ท่อซีเมนต์ที่หล่อโดยการเหวี่ยงหินปูน ท่อที่เคลือบด้วยบิพมินัส	0.0015
ท่อเหล็กเหนียวที่ผลิตขายไขอุตสาหกรรมหรือ	0.046
ท่อเหล็กที่ขึ้นรูปโดยการเชื่อม	0.046
ท่อเหล็กหล่อเคลือบยางมะตอย	0.12
ท่อชุบสังกะสี	0.15
ท่อเหล็กหล่อทั่ว ๆ ไป	0.25
ท่อไม้	0.18 ถึง 0.9
ท่อคอนกรีต	0.3 ถึง 3
ท่อเหล็กที่ขัดด้วยหมุดขี้	0.9 ถึง 9

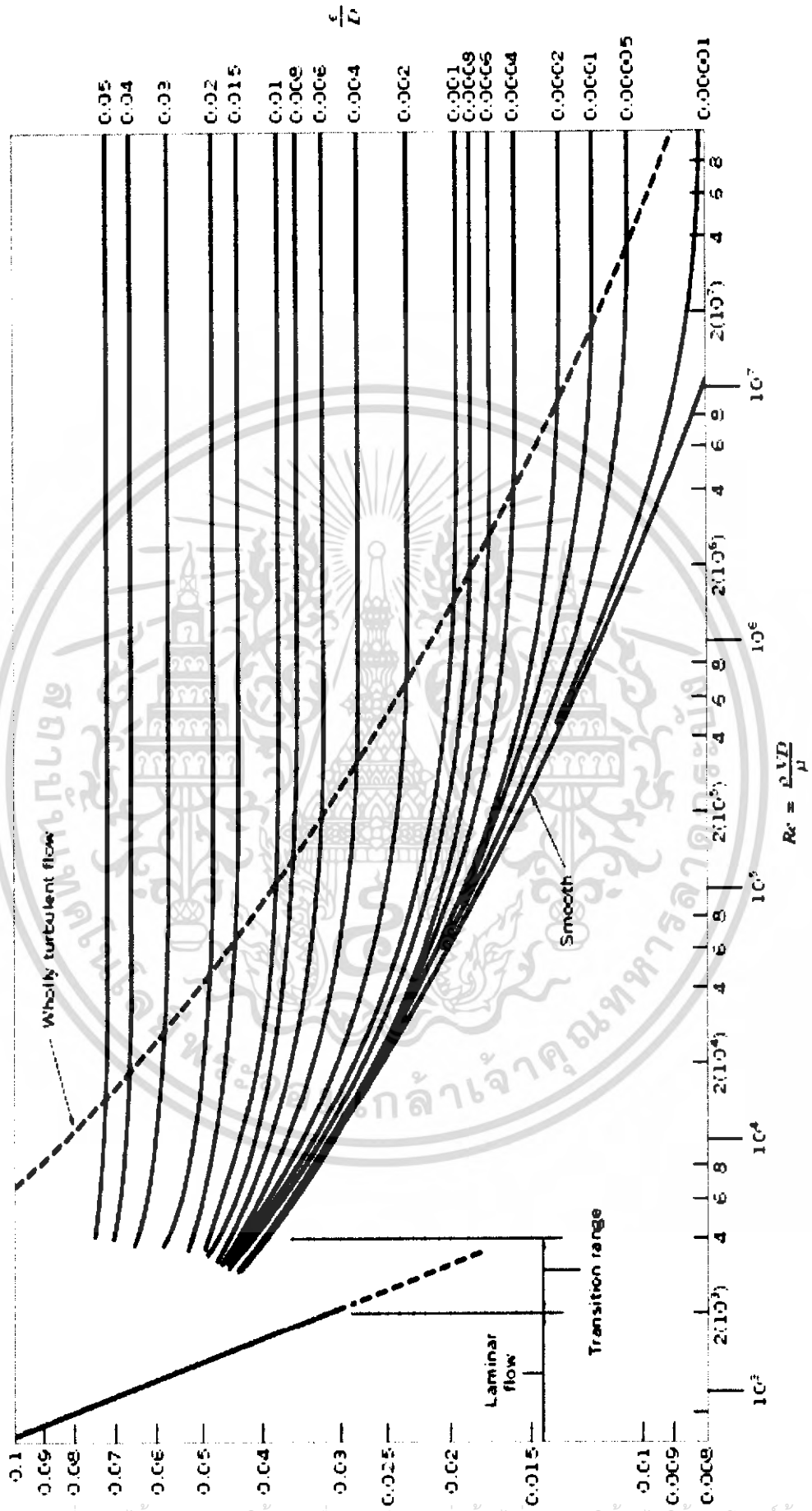
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 1 ข. สัมประสิทธิ์การไหล K และ Re_d/K กับ Re_d สำหรับมาตรฐานการไหลแบบเวนจูรี มาตรฐานการไหลแบบหัวฉีด และมาตรฐานการไหลแบบออริฟิซ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 2 ข Moody diagram



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ค
การทดสอบสมรรถนะของบีเอ็มฮอยโข่ง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

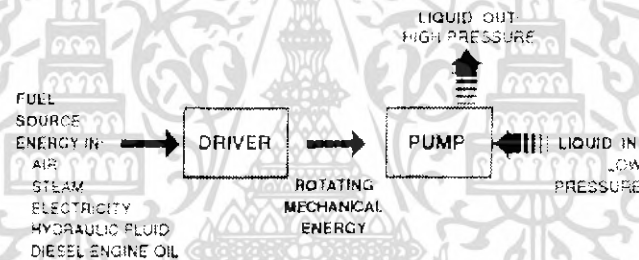
การทดสอบสมรรถนะของปั๊มหอยโข่ง Characteristics of a Centrifugal Pump Testing

1. วัตถุประสงค์

เพื่อทดสอบสมรรถนะของปั๊มหอยโข่ง โดยการเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ค่าเสกกำลัง อัตราการไหล และประสิทธิภาพของปั๊มหอยโข่ง

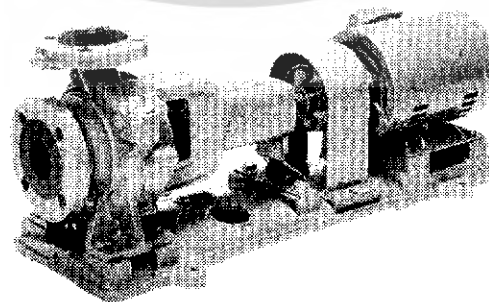
2. ทฤษฎี

ปั๊ม เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานกลเป็นพลังงานของของไหล พลังงานที่ใช้ในการขับปั๊มอาจจะได้มาจากเครื่องยนต์ หรือมอเตอร์ไฟฟ้า เมื่อปั๊มหมุนจะทำให้ค่าความดันเป็นลบทางด้านดูด ความดันบรรยากาศจะกดดันของไหลให้ไหลเข้าไปในช่องทางดูดของตัวปั๊ม จากนั้นปั๊มก็จะผลักดันของไหลให้ไหลออกไปสู่ระบบท่อทางส่ง หลักการทำงานของปั๊มโดยทั่วไปจะแสดงดังรูปที่ 1.



รูปที่ 1. หลักการของปั๊มโดยทั่วไป

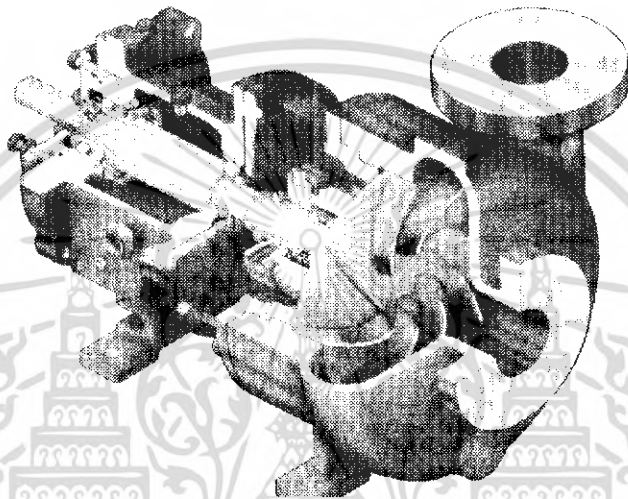
2.1 หลักการทำงานของปั๊มหอยโข่ง (Centrifugal pumps) มีส่วนประกอบที่สำคัญสองส่วนคือ ส่วนใบพัด (Impeller) ซึ่งมีลักษณะเป็นใบโค้งมนหล่อยึดติดกับแผ่นประกบสำหรับประกอบเข้ากับเพลลาขับ และส่วนตัวเรือนปั๊ม (housing) เป็นชิ้นส่วนที่อยู่กับที่สำหรับห่อหุ้มตัวใบพัด และพวกแบริ่งรองเพลลาภายในตัวปั๊ม



รูปที่ 2. แสดงปั๊มหอยโข่งที่ประกอบกับมอเตอร์ไฟฟ้า

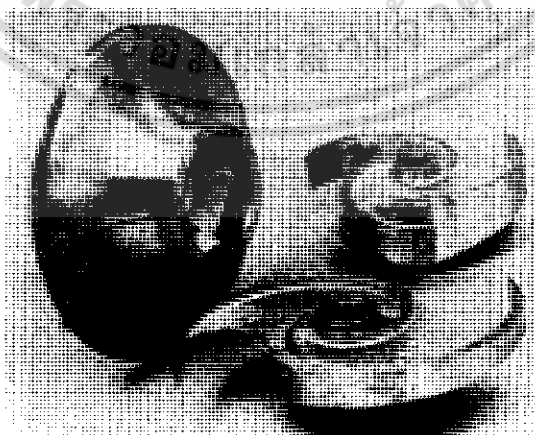
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หลักการการทำงานของปั๊มหอยโข่งเริ่มจากการหมุนของต้นกำลังซึ่งอาจจะเป็นมอเตอร์ไฟฟ้าหรือเครื่องยนต์ถ่ายทอดพลังงานผ่านปั๊มไปยังใบพัดให้หมุนด้วยความเร็วสูงทำให้ช่องทางคูมมีความดันต่ำกว่าความดันบรรยากาศ ของเหลวจึงไหลเข้าไปในเรือนปั๊มแล้วถูกใบพัดขับดันเหวี่ยงของเหลวออกไปทางช่องส่งออกซึ่งอยู่ในแนวตั้งฉากกับแกนเพลลา เข้าไปสู่ระบบท่อ ปั๊มหอยโข่งส่งของไหลได้อย่างต่อเนื่องและราบเรียบ หากปิดวาล์วด้านท่อส่งของปั๊มก็จะไม่ทำให้เกิดความเสียหายใดๆ ต่อปั๊ม จึงไม่จำเป็นต้องมีวาล์วลดความดันเหมือนกับปั๊มแบบ Positive displacement



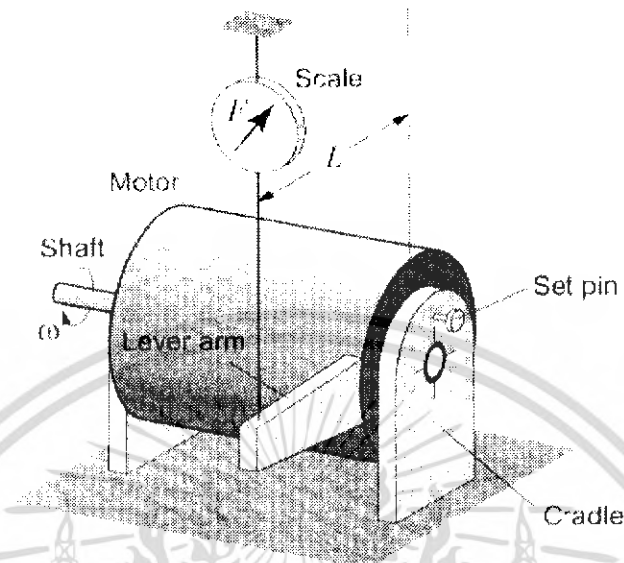
รูปที่ 3. แสดงภายในตัวปั๊มหอยโข่ง

ใบพัดของปั๊มหอยโข่งมีหลายแบบ บางแบบหล่อขึ้น โดยไม่มีงานประกบ(Shroud) คือ มีแต่ครีบบใบพัดยึดติดกับปลอกที่ใช้สำหรับสวมกับเพลลาส่งกำลังใบพัดลักษณะนี้เรียกว่าแบบเปิด (Open) ในทางกลับกันใบพัดที่มีแผ่นประกบทั้งสองข้างจะเรียกว่าใบพัดแบบปิด (Closed)



รูปที่ 4. แสดงรูปร่างลักษณะของใบพัดปั๊มหอยโข่งแบบเปิดและแบบปิด

2.2 กำลังงานที่มอเตอร์ให้แก่ปั๊ม (Input power) หรือเรียกว่า (brake horsepower) ในการวัดกำลังจากมอเตอร์อาจเริ่มจากการวัดค่าแรงบิด (Torque) และวัดความเร็วรอบ ดังแสดงในรูป



รูปที่ 5 แสดง การวัดแรงบิดของมอเตอร์

เมื่อ $P_{input} = T\omega$

T - แรงบิด (N.m)

ω - ความเร็วเชิงมุม = $2\pi N/60$ (rad/Sec)

หรือโดยการวัดจากกำลังงานไฟฟ้า ที่อ่านค่ามาจากจาก Volt meter และ Amp meter แล้วนำค่าที่ได้ ไปคูณกับค่า power factor และค่าประสิทธิภาพของมอเตอร์ที่ได้จาก Name plate ของมอเตอร์

$$P_{input} = \frac{V \times A \times \cos\theta \eta_{motor}}{1000} \quad : \text{ kW}$$

เมื่อ $\cos\theta$ = power factor

η_{motor} - ประสิทธิภาพมอเตอร์

V - โวลต์ที่อ่านได้จากโวลต์มิเตอร์ (Volt)

A - กระแสไฟฟ้าที่อ่านได้จากแอมมิเตอร์ (Amp)

$\cos\theta \times \eta_{motor} = 0.6087$ (จาก Name plate)

2.3 กำลังที่ปั๊มให้แก่น้ำ (Pump Output Power) หรือเรียกว่า Water horse power

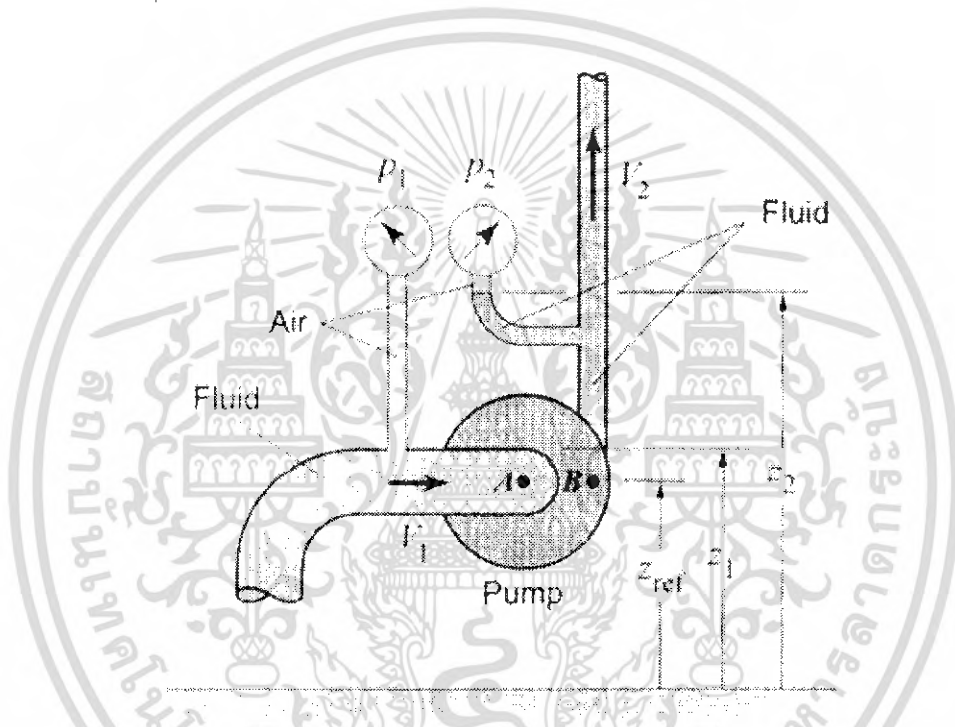
$$P_{\text{output}} = \gamma Q \cdot h_p$$

เมื่อ γ Specific weight ของของไหล $\cdot \rho g$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

ρ - ความหนาแน่นของของเหลวขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของของเหลว (kg/m^3)

h_p = Pump head (m)



รูปที่ 6 แสดง การคำนวณหาค่า Pump Head

จากรูปเขียนสมการพลังงานระหว่างจุด A และ B จะได้

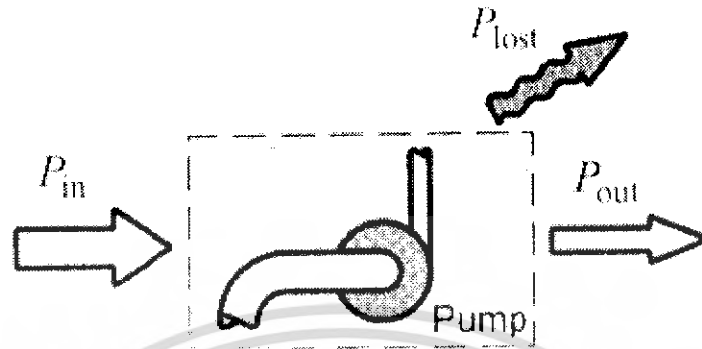
$$\left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right) + h_p = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right)$$

$$\therefore h_p = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \right) + (Z_2 - Z_1)$$

เมื่อ V_1 - ความเร็วการไหลที่จุด A (ขึ้นอยู่กับขนาดท่อ)

V_2 - ความเร็วการไหลที่จุด B (ขึ้นอยู่กับขนาดท่อ)

2.4 ประสิทธิภาพของปั๊ม (Pump efficiency) หมายถึง ร้อยละของกำลังงานที่ปั๊มผลิตได้ เมื่อเทียบกับกำลังงานที่จ่าย ให้ของเหลวโดยผ่านเพลลาจากต้นกำลังและใบพัด ตามสมการ

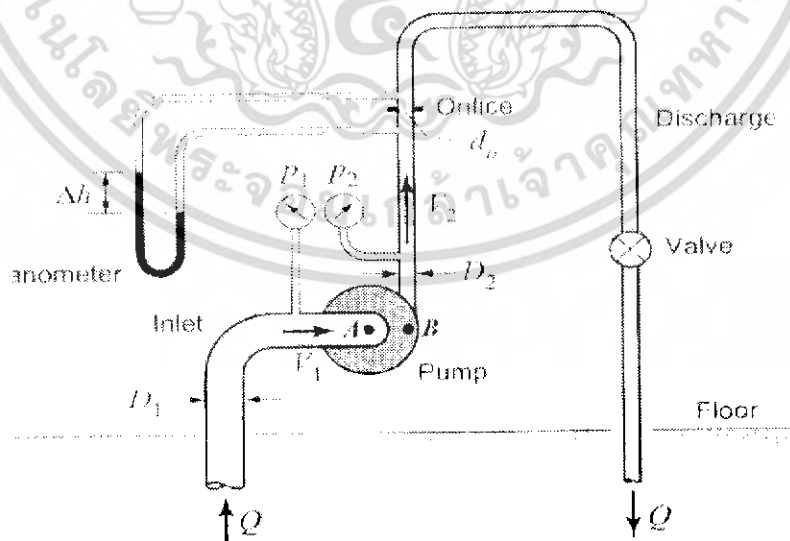


รูปที่ 7. แสดง การคำนวณหาค่า Pump Head

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100$$

ตัวอย่างการคำนวณ

จงคำนวณหาเสดน้ำ, กำลังงานที่ต้องใช้ขับปั๊มและประสิทธิภาพของปั๊ม เมื่อ Δh ที่मानอ มีเตอร์เท่ากับ 6 cm, ความดันด้านดูด (P_1) = 18 cm.Hg, ความดันด้านจ่าย (P_2) = 2.4 kg/cm² ขนาด ท่อด้านดูด = 1.2 in = 0.03048 m, ขนาดท่อด้านจ่าย = 1 in = 0.0254 m, ระยะห่าง ($Z_2 - Z_1$) = 0.2 m, แรงดันไฟฟ้าเท่ากับ 220 V, และกระแสไฟฟ้าเท่ากับ 4.6 แอมแปร์



รูปที่ 8. แสดงรูปประกอบตัวอย่างการคำนวณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมมติว่าอัตราการไหลได้ $Q \approx 0.001 \text{ m}^3/\text{s}$

$$P_1 = 18 \text{ cm.Hg} = 18 \text{ cm.Hg} \times 1.333 \text{ kPa/cm.Hg} = -23.994 \text{ kPa}$$

$$P_2 = 2.4 \text{ kg/cm}^2 \times 98.066 \text{ kPa/(kg/cm}^2) = 235.35 \text{ kPa}$$

จาก $Q = A.v$ จะได้

$$v_1 = \frac{0.001}{\frac{\pi}{4} \times (0.03048)^2} = 1.37 \text{ m/s}$$

$$v_2 = \frac{0.001}{\frac{\pi}{4} \times (0.0254)^2} = 1.97 \text{ m/s}$$

$$\text{จาก } h_p = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \right) + (Z_2 - Z_1)$$

$$\therefore h_p = \left(\frac{235.35 - (-23.994)}{9810} \right) \times 10^3 + \left(\frac{1.97^2 - 1.37^2}{2 \times 9.81} \right) + 0.2 = 26.73 \text{ m}$$

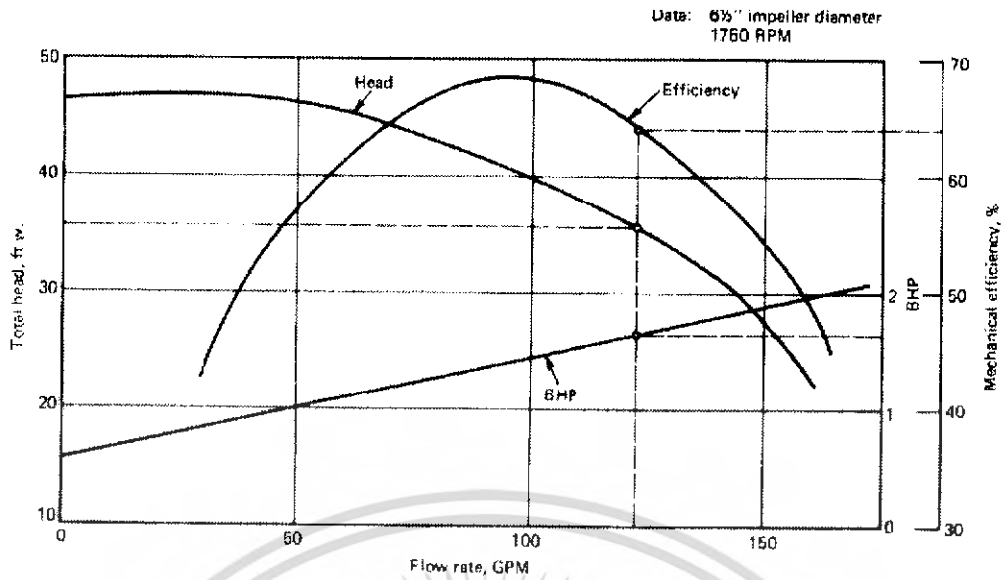
$$\text{จาก } P_{\text{input}} = \frac{V \times I \times \cos \theta \times \eta_{\text{motor}}}{1000}; \cos \theta \times \eta_{\text{motor}} = 0.6087$$

$$\therefore P_{\text{input}} = \frac{220 \times 4.6 \times 0.6087}{1000} = 0.616 \text{ kW}$$

$$\text{จาก } P_{\text{output}} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot h_p}{1000} = \frac{9810 \times 0.001 \times 26.73}{1000} = 0.262$$

$$\text{ดังนั้น } \eta_p = \frac{P_{\text{output}}}{P_{\text{input}}} \times 100 = \frac{0.262}{0.616} \times 100 = 42.53\%$$

2.5 สมรรถนะของปั๊มหอยโข่ง บริษัทผู้ผลิตปั๊มจะทำการทดสอบสมรรถนะของปั๊มที่ผลิตขึ้น แล้วเขียนเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Head เทียบกับอัตราการไหล, ประสิทธิภาพเทียบกับอัตราการไหลและกำลังที่ต้องใช้ขับปั๊ม เทียบกับอัตราการไหล จากรูปจะสังเกตเห็นว่าเมื่ออัตราการไหลเริ่มจากศูนย์ประสิทธิภาพก็จะเริ่มจากศูนย์จนกระทั่งถึงค่าสูงสุด แล้วจะลดลงจุดให้ประสิทธิภาพสูงสุดเรียกว่า Best efficiency Point (BEP) อัตราการไหล ณ จุดนี้เรียกว่า design flow rate ในการเลือกปั๊มมาใช้งานจะต้องเลือกที่อัตราไหลและประสิทธิภาพสูงสุดหรือใกล้เคียง

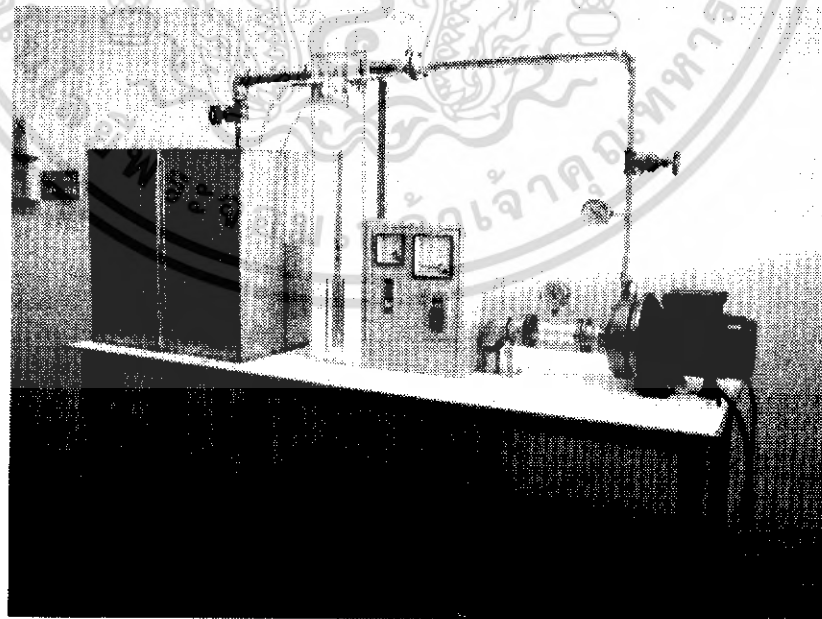


รูปที่ 9. กราฟแสดงสมรรถนะของปั๊มหอยโข่ง

จากกราฟแสดงสมรรถนะของปั๊มดังรูปที่ 9. ปั๊มทำงานที่ความเร็วรอบ 1750 RPM. ส่งอัตราการไหล 120 GPM. จะเห็นว่าค่า Head จะอยู่ที่ 35.5 ฟุต ค่า Input Power (Bhp.) จะอยู่ที่ 1.6 HP. และค่าประสิทธิภาพจะอยู่ที่ 64 %

3. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ชุดทดลองประกอบด้วยอุปกรณ์ดังรูป



รูปที่ 6 แสดง ชุดทดสอบสมรรถนะของปั๊ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วิธีการทดลอง

1. ปิดวาล์วด้านจ่ายแล้วเปิดให้ปั๊มทำงานแล้วจึงค่อยๆ ปรับด้วยวาล์วด้านจ่ายให้ได้อัตราการไหลที่ต้องการ
2. ทำการสอบเทียบ (Calibration) Orifice เสียก่อน โดยการเขียนกราฟ แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหล (Q) กับระยะเบี่ยงเบนของมานอมิเตอร์ (Δh)
3. วัดกำลังงานที่มอเตอร์ให้แก่ปั๊ม (Input power) หรือเรียกว่า (brake horsepower) โดยการวัดจากกำลังงานไฟฟ้า ที่อ่านค่าจาก Volt meter และ Amp meter แล้วนำค่าที่ได้ไปคูณกับค่า power factor และค่าประสิทธิภาพของมอเตอร์ที่ได้จาก Name plate ของมอเตอร์
4. คำนวณค่าต่างๆ ลงในตารางบันทึกผลการทดลอง แล้วนำค่าจากตารางไปเขียนกราฟแสดงสมรรถนะของปั๊ม

ตารางบันทึกผลการทดลอง

No.	$P_1(\text{cm.Hg})$	$P_2(\text{kg/cm}^2)$	$Q(\text{m}^3/\text{s})$	$V_1(\text{m/s})$	$V_2(\text{m/s})$	hp(m)	$P_m(\text{kW})$	$P_{out}(\text{kW})$	$\eta(\%)$
1.									
2.									
3.									
4.									
5.									

4. เอกสารอ้างอิง

1. Avallone, E.A., and T.Baumeister. eds.1987. Standard Handbook for Mechanical Engineers, 9 th ed New York McGraw- Hill.
2. Shames, I.H.1992. Mechanics of Fluids, 3rd ed. New York McGraw- Hill.
3. Street, R.L., G.Z. Watters, and J.K. Vennard. 1996. Elementary Fluid Mechanic, 7th ed. New York: Wiley.

ภาคผนวก ง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษามลกระทบจากการเกิดคาวิเตชันต่อสมรรถนะของปั๊มหอยโข่งโดยวิธีการทดลอง Study on Effect of the Cavitation on Performance of a Centrifugal pump by testing

เกรียงไกร มหาวิน, ชีระพล พลเดช, นนทวัฒน์ ดุกุ่น

อาจารย์ที่ปรึกษา

รศ.ดร. จำลอง ปรายแก้ว

บทคัดย่อ

โครงการนี้เป็นการศึกษาผลกระทบจากการเกิดคาวิเตชันต่อสมรรถนะของปั๊มหอยโข่งโดยวิธีการทดลองโดยเริ่มจากการสร้างชุดทดลอง เพื่อทำการทดสอบหาสมรรถนะของปั๊มหอยโข่ง ในสภาวะที่ยังไม่เกิดคาวิเตชัน และทำการทดสอบหาสมรรถนะของปั๊มหอยโข่งในขณะที่เกิดคาวิเตชัน เพื่อนำผลที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะของปั๊มหอยโข่งทั้งสองกรณีมาเปรียบเทียบกัน

Abstract

This project studies the effect of cavitation on the efficiency of a centrifugal pump by an experimental method. First, a centrifugal pump test set – up is constructed and its performance, without cavitation is experimentally determined. Later, the pump performance under cavitation is measured and compared with the cavitation – free results.

1. บทนำ

เนื่องจากปัญหาที่เกิดขึ้นกับปั๊มโดยสาเหตุส่วนใหญ่มีสาเหตุมาจากหลักการดูด (Suction lift) ดังนั้นในการติดตั้งปั๊มต้องออกแบบให้มี Net Positive Suction Head (NPSH) หรือเฮดดูดสุทธิให้มากกว่าที่ปั๊มนั้นต้องการ เพื่อหลีกเลี่ยงการเกิดคาวิเตชันหรือฟองอากาศภายในปั๊ม การเกิดคาวิเตชันก็เป็นอีกสาเหตุหนึ่งที่ทำให้ประสิทธิภาพในการทำงานของปั๊มลดลง เกิดเสียงดังและมีอาการสั่น ถ้าหากคาวิเตชันเกิดขึ้นบ่อยครั้งรุนแรงจะกัดฉุดตลับกลึงเป็นเวลานานจะทำให้เกิดการกัดกร่อนที่ใบพัดและโลหะภายในปั๊มทำให้อายุการใช้งานสั้นลง

2. วัตถุประสงค์ของโครงการ

1. สร้างชุดทดสอบปั๊มหอยโข่งเพื่อใช้ในห้องปฏิบัติการ
2. ทดสอบสมรรถนะของปั๊มหอยโข่งในสภาวะปกติ
3. ศึกษาผลกระทบของการเกิดคาวิเตชันในปั๊มหอยโข่งต่อสมรรถนะของปั๊มโดยวิธีการทดลอง

3. ขอบเขตของโครงการ

โครงการนี้ศึกษาถึงผลกระทบที่มีต่อสมรรถนะของปั๊มหอยโข่งในขณะที่เกิดปรากฏการณ์คาวิเตชันเพียงช่วงหนึ่งเท่านั้นแต่ไม่ได้มุ่งเน้นให้เห็นถึงความผิดปกติและความเสียหายที่จะเกิดขึ้นกับชิ้นส่วนภายในของปั๊มอื่นเนื่องมาจากการเกิดคาวิเตชันในช่วงระยะเวลาที่ยาวนาน

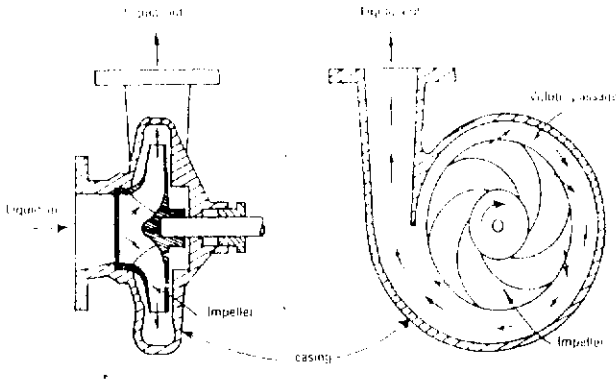
4. วิธีการดำเนินงาน

ในโครงการนี้เริ่มต้นโดยการศึกษาทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับปั๊มหอยโข่งและการเกิดคาวิเตชัน จากนั้นจึงทำการสร้างชุดทดสอบ และทำการทดสอบหาสมรรถนะของปั๊มหอยโข่งในสภาวะที่ยังไม่เกิดคาวิเตชัน แล้วหลังจากนั้นจึงทำการทดสอบหาสมรรถนะของปั๊มหอยโข่งในขณะที่เกิดคาวิเตชัน เพื่อศึกษาถึงผลกระทบของการเกิดคาวิเตชันที่มีต่อสมรรถนะของปั๊มหอยโข่ง

5. โครงสร้างและหลักการทำงานของปั๊มหอยโข่ง

ปั๊มหอยโข่ง (Centrifugal pumps) มีส่วนประกอบที่สำคัญสองส่วนคือ ส่วนใบพัด (Impeller) ซึ่งมีลักษณะเป็นใบโค้งมนหรือที่คล้ายกับแผ่นประกอบสำหรับประกอบเข้ากับเพลลาและเรือนปั๊ม (Housing) ซึ่งเป็นชิ้นส่วนที่อยู่กับที่สำหรับห่อหุ้มตัวใบพัดและแบร์ริงภายในตัวปั๊ม การทำงานของปั๊มหอยโข่ง โดยเริ่มจากการหมุนของต้นกำลังซึ่งอาจจะเป็นมอเตอร์ไฟฟ้าหรือเครื่องยนต์ถ่ายทอดพลังงานผ่านปั๊มไปยังใบพัดให้หมุนด้วยความเร็วสูงทำให้ช่องทางดูดมีความดันต่ำกว่าความดันบรรยากาศของเหลวจึงไหลเข้าไปในเรือนปั๊มแล้วถูกใบพัดขับดันเหวี่ยงของเหลวออกไปทางช่องออกซึ่งอยู่เป็นแนวตั้งฉากกับแกนเพลลาเข้าไปสู่ระบบท่อ ปั๊มหอยโข่งส่งของไหลได้อย่างต่อเนื่องและราบเรียบ หากปั๊มคว่ำแล้วด้านท่อส่งของปั๊มก็จะไม่ทำให้เกิดความเสียหายใด ๆ ต่อปั๊ม จึงไม่จำเป็นต้องมีวาล์วลดความดันเหมือนกับปั๊มแบบ Positive Displacement

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

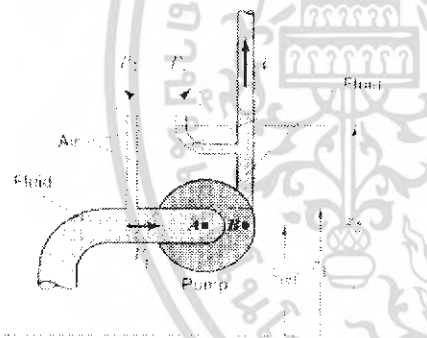


รูปที่ 1 แสดงลักษณะ โครงสร้างปั๊มเหวี่ยง

6. เฮดปั๊ม (Head Pump)

เฮดปั๊ม คือ พลังงานที่ปั๊มให้กับของไหลเพื่อให้เกิดการไหลจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่ง โดยปกติ เฮดปั๊มจะแสดงคู่กับอัตราการไหลเริ่มทำ กราฟ H-Q ของปั๊มหรือ Head capacity curve ซึ่งจะแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบลบกับเฮดที่ปั๊มนั้นสามารถทำได้ตั้งแต่อัตราการสูบลบเป็นศูนย์จนถึงอัตราการสูบลบสูงสุด

6.1 การคำนวณหาค่าเฮดปั๊ม



รูปที่ 2 แสดงการคำนวณหาค่าเฮดปั๊ม

จากรูปเป็นสมการพลังงานระหว่างจุด A และ B ได้

$$\left[\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + Z \right]_A = h_p + \left[\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + Z \right]_B \quad (1)$$

โดยที่ $Z_A = Z_B$ จะได้ว่า

$$h_p = \frac{P_B - P_A}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad (2)$$

เมื่อ γ = น้ำหนักจำเพาะของของไหล

V_1 และ V_2 คือความเร็วที่ทางเข้าและทางออกของปั๊ม

พิจารณา $P_B - P_A$ ในสมการ (2) เนื่องจากชุดทดลองได้มีการติดตั้งเกจวัดความดันที่ทางเข้าและทางออกของปั๊ม ดังนั้น P_A และ P_B สามารถแทนได้ด้วย

$$P_A = P_1 + \gamma(Z_1 - Z_{ref}) \text{ และ } P_B = P_2 + \gamma(Z_2 - Z_{ref})$$

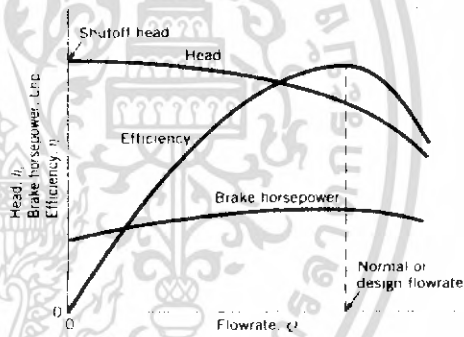
แทนค่า P_A และ P_B ลงในสมการ (2) จะได้ว่า

$$h_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) \quad (3)$$

ซึ่งสมการที่ (3) เป็นสมการที่ใช้ในการคำนวณหาค่าเฮดปั๊มในโครงการนี้ โดยระยะ $Z_2 - Z_1$ ก็คือระยะห่างของเกจวัดความดันตรงทางเข้าและทางออกของปั๊ม เท่ากับ 0.27 เมตร

7. สมรรถนะของปั๊มเหวี่ยง

สมรรถนะของปั๊มเหวี่ยงจะแสดงในลักษณะของกราฟสมรรถนะของปั๊ม (Performance curve) โดยจะแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเฮดปั๊ม (h_p) ประสิทธิภาพของปั๊ม (η_p) และกำลังที่ใช้ปั๊ม (P_{in}) เทียบกับอัตราการไหล (Q) ดังแสดงในรูปที่ 3



รูปที่ 3 กราฟแสดงคุณลักษณะ (Pump characteristics)

ในระบบสูบน้ำทั่วไปการเสียดเนื่องจากความฝืดอาจเกิดขึ้นได้หลายจุด การเสียดทั้งหมดนี้ขึ้นอยู่กับอัตราการไหลผ่านระบบท่อ ซึ่งจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้น

ซึ่งเฮดสูญเสียในระบบท่อมียู่ 2 แบบ คือ การสูญเสียหลัก (Major loss, $H_{loss,l}$) และการสูญเสียรอง (Minor loss, $H_{loss,m}$) โดยการสูญเสียรวม (Total Head Loss; $H_{loss,t}$) ก็คือการสูญเสียหลักรวมกับการสูญเสียรอง

$$H_{loss,t} = H_{loss,l} + H_{loss,m} \quad (4)$$

8. Net Positive Suction Head (NPSH)

Net Positive Suction Head; NPSH ก็คือ เฮดดูดสุกซ์ที่จำเป็นต้องมีอยู่ 2 ชนิด คือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

11. วิธีการทดสอบ

11.1 การทดสอบหาสมรรถนะของปั๊ม

1. วัดอุณหภูมิของน้ำ
2. ปิดวาล์วด้านจ่ายให้สนิทและเปิดวาล์วด้านดูดให้สุดแล้วเปิดให้ปั๊มทำงาน
3. ค่อย ๆ เปิดวาล์วด้านจ่ายจนเห็นระดับความแตกต่าง (Δh) ในமானมิเตอร์
4. บันทึกข้อมูลต่อการปรับวาล์วแต่ละครั้ง ดังนี้กระแสไฟฟ้า (A), ความดันที่ท่อดูด (cm.Hg), ความดันที่ท่อจ่าย (kg/cm^2), Δh ที่மானมิเตอร์ (cm.)
5. ปรับวาล์วด้านจ่ายให้ระดับความแตกต่าง (Δh) ในமானมิเตอร์เพิ่มครั้งละ 2 cm. แล้วบันทึกค่าตามข้อ 4.

6. นำข้อมูลที่ได้อ่านหาค่า η_p , เฮดปั๊ม, กำลังที่ใช้ขับปั๊ม แล้วนำค่าที่ได้มาเขียนกราฟสมรรถนะของปั๊ม

11.2 การทดสอบควาิเตชั่น

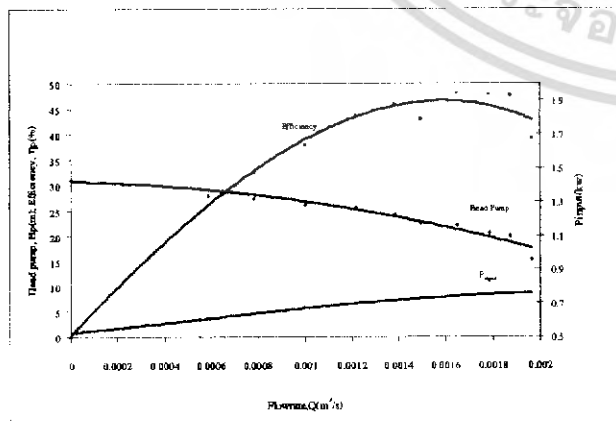
1. วัดอุณหภูมิของน้ำ
2. ปิดวาล์วด้านจ่ายให้สนิทและเปิดวาล์วด้านดูดให้สุดแล้วเปิดให้ปั๊มทำงาน
3. ทำการหริวาล์วด้านดูด (วาล์วตัวที่ 1 ในชุดทดลอง) โดยเริ่มต้นที่ 1 รอบ
4. ค่อย ๆ เปิดวาล์วด้านจ่ายจนเห็นระดับความแตกต่าง (Δh) ในமானมิเตอร์โดยเริ่มต้นที่ 2 เซนติเมตร
5. บันทึกข้อมูลต่อการปรับวาล์วด้านจ่ายแต่ละครั้งดังนี้ กระแสไฟฟ้า (A), ความต่างศักย์ (Volts), ความดันที่ท่อดูด (cm Hg), ความดันที่ท่อจ่าย (kg/cm^2), Δh ที่மானมิเตอร์

6. ทำการหริวาล์วด้านดูดเพิ่มครั้งละ 1 รอบ แล้ว ทำตามข้อ 4 และข้อ 5 ตามลำดับ

7. นำข้อมูลที่ได้อ่านหาค่า η_p , เฮดปั๊ม, กำลังที่ใช้ขับปั๊ม แล้วนำค่าที่ได้มาเขียนกราฟ สมรรถนะของปั๊ม

12. ผลการทดสอบ

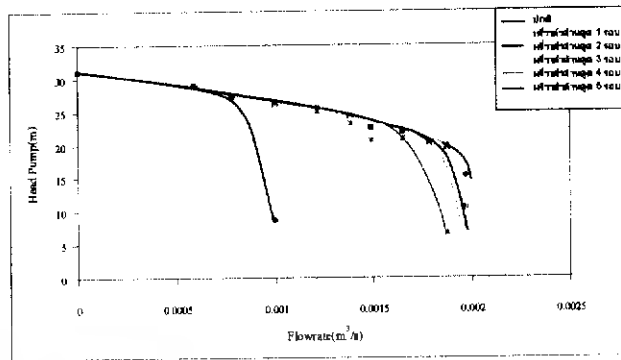
12.1 สมรรถนะของปั๊ม



รูปที่ 7 แสดงกราฟสมรรถนะของปั๊มที่ได้จากการทดลอง

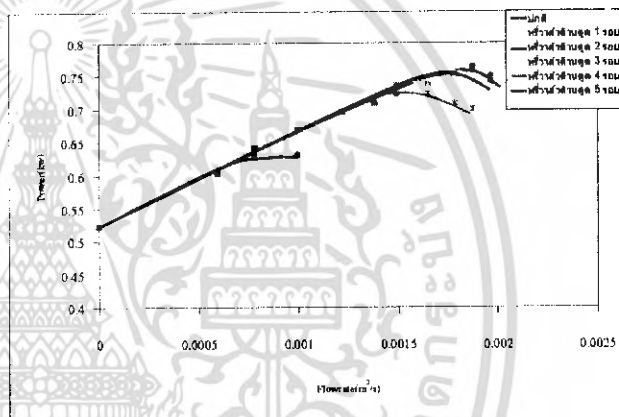
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

12.2 การเปรียบเทียบค่าของเฮดปั๊มกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควาิเตชั่น



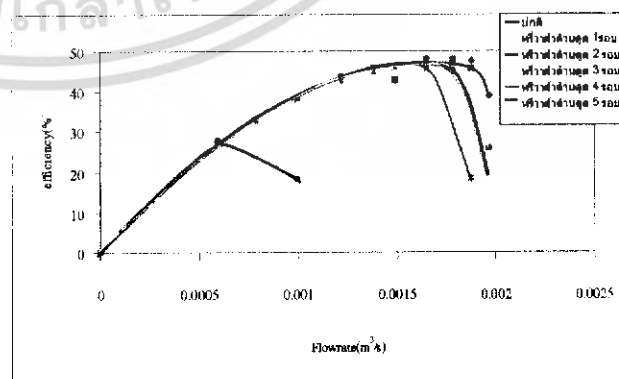
รูปที่ 8 กราฟแสดงเฮดกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควาิเตชั่น

12.3 การเปรียบเทียบกำลังที่ใช้ในการขับปั๊มกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควาิเตชั่น



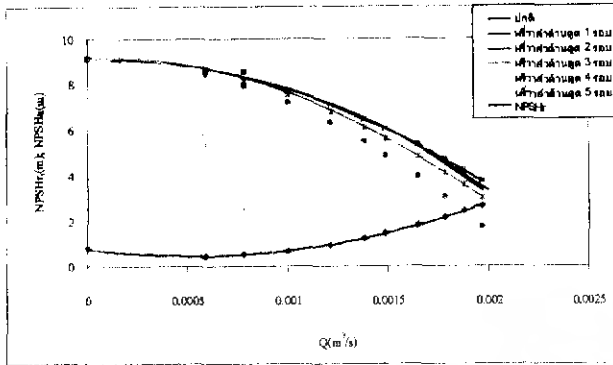
รูปที่ 9 กราฟแสดงกำลังที่ใช้ในการขับปั๊มกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควาิเตชั่น

12.4 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพของปั๊มกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควาิเตชั่น



รูปที่ 10 กราฟแสดงประสิทธิภาพของปั๊มกับอัตราการไหลเมื่อเกิดควาิเตชั่น

12.5 การเปรียบเทียบค่าของ NPSHa, NPSHr กับอัตราการไหลเมื่อเกิดควิเคชั่น



รูปที่ 11 กราฟแสดง NPSHa, NPSHr กับอัตราการไหลเมื่อเกิดควิเคชั่น

13. สรุปผลการทดลอง

เมื่อพิจารณากราฟ Net Positive Suction Head พบว่าที่การหริวาล์วตัวด้านดูด 4 รอบ และ 5 รอบ นั้นค่า NPSHa < NPSHr ซึ่งที่ภาวะดังกล่าวจะเกิดควิเคชั่น

- ที่การหริวาล์วตัวด้านดูด 4 รอบ จะเห็นได้ว่าที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.001875 \text{ m}^3/\text{s}$ นั้น NPSHa < NPSHr ซึ่งที่สภาวะนี้จะเกิดควิเคชั่น ส่งผลให้เฮดปั๊มลดลงจาก 19.86 เมตร เป็น 7.178 เมตร และประสิทธิภาพของปั๊มลดลงจาก 47.57 เปอร์เซ็นต์ เป็น 18.47 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับสภาวะปกติที่ยังไม่เกิดควิเคชั่น

- ที่การหริวาล์วตัวด้านดูด 5 รอบ จะเห็นได้ว่าที่อัตราการไหลเท่ากับ $0.001 \text{ m}^3/\text{s}$ นั้น NPSHa < NPSHr ซึ่งที่สภาวะนี้จะเกิดควิเคชั่นส่งผลให้เฮดปั๊มลดลงจาก 26.04 เมตร เป็น 8.68 เมตร และประสิทธิภาพของปั๊มลดลงจาก 37.96 เปอร์เซ็นต์ เป็น 18.22 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับสภาวะปกติที่ยังไม่เกิดควิเคชั่น

และถ้าหากพิจารณาที่การหริวาล์วตัวด้านดูด 1 รอบ, 2 รอบ และ 3 รอบนั้น ถึงแม้ว่าที่สภาวะดังกล่าวจะไม่เกิดควิเคชั่นแต่จะเห็นได้ว่าทั้งค่าเฮดปั๊มและประสิทธิภาพของปั๊มก็มีค่าลดลงเหมือนกัน แต่จะเป็นผลมาจากการเพิ่มเฮดทางด้านดูดไม่ใช่ผลจากการเกิดควิเคชั่น

14. กิตติกรรมประกาศ

ในการทำโครงการนี้ผู้จัดทำขอขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ดร. จำลอง ปราบแก้ว เป็นอย่างสูงที่ท่านอาจารย์กรุณาให้แนวความคิดและคำแนะนำรวมถึงข้อมูลต่างๆซึ่งเป็นประโยชน์อย่างสูงที่สุดในการดำเนินงานเป็นอย่างดี

นอกจากนี้ขอขอบพระคุณท่านอาจารย์ท่านอื่น ๆ และเจ้าหน้าที่ประจำภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้ความช่วยเหลือและอำนวยความสะดวกในด้านต่างๆ คณะผู้จัดทำขอขอบคุณเป็นอย่างสูงไว้อีกครั้ง

เอกสารอ้างอิง

- [1] วิบูลย์ บุญยโรกุล, "ปั๊มและระบบสูบน้ำ", มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์, 1986
- [2] ฉัตรชัย มานะดี, โคคิจิ โอนิชิ, "คู่มือการใช้งานปั๊มนิตทันทนต่อการกัดกร่อน", ปี พ.ศ. 2542
- [3] ภัทราภรณ์ เมฆพฤษวงค์, วิชระ เพิ่มชาติ, "เครื่องสูบน้ำงานวิศวกรรม", ปี พ.ศ. 2543
- [4] Anthony Esposito, Fluid Mechanics with Applications, Prentice Hall, Inc, 1988
- [5] EBARA Hatakeyama Memorial Fund, "Fundamentals of Pump Technology", Doc No.EHMF-7D230, 1997

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้