

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การศึกษาประสิทธิภาพการเหนี่ยวนำอากาศของปั้มน้ำแบบหัวฉีด

The Study of Water-Air Ejector Efficiency



เลขหมู่.....**103128**
เลขทะเบียน.....
วัน,เดือน,ปี.....**2 8 ส.ค. 2552**

.b.....
.....

ปริญญานิพนธ์เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2551

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาประสิทธิภาพการเหนี่ยวนำอากาศของปั้มน้ำแบบหัวฉีด

The Study of Water-Air Ejector Efficiency

จัดทำโดย

นายกษกร นิดเยี่ยม

นายเกรียงไกร จงประเสริฐวิทยา

นายพรเทพ พรหมมานอก

อาจารย์ที่ปรึกษา

รศ.ดร.จำลอง ปราบแก้ว

ปริญญานิพนธ์เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2551

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2551

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาประสิทธิภาพการเหนี่ยวนำอากาศของปั้มน้ำแบบหัวฉีด

The Study of Water-Air Ejector Efficiency

ผู้จัดทำ

นายชกร นิลเอี่ยม รหัสนักศึกษา 48010001

นายเกรียงไกร จงประเสริฐวิทยา รหัสนักศึกษา 48010067

นายพรเทพ พรหมมานอก รหัสนักศึกษา 48010578



อาจารย์ที่ปรึกษา

(รศ.ดร.จำลอง ปราบแก้ว)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาประสิทธิภาพการเหนี่ยวนำอากาศของปั้มน้ำแบบหัวฉีด

นายกษกร นิลเอี่ยม

นายเกรียงไกร จงประเสริฐวิทยา

นายพรเทพ พรหมานอก

รศ.ดร.จำลอง ปราบแก้ว อาจารย์ที่ปรึกษา

ปีการศึกษา 2551

บทคัดย่อ

ปั้มน้ำแบบหัวฉีดมีโครงสร้างที่เรียบง่าย ไม่มีชิ้นส่วนใดเคลื่อนที่หรือหมุนโดยมีส่วนประกอบหลักที่สำคัญคือ หัวฉีด, ท่อผสมและท่อลดความเร็ว มีการนำไปประยุกต์ใช้ในงานวิศวกรรมกันอย่างหลากหลาย ในการออกแบบปั้มน้ำแบบหัวฉีดจะต้องคำนึงถึงตัวแปรต่างๆที่มีผลต่อประสิทธิภาพของปั้มน้ำแบบหัวฉีด เช่น อัตราส่วนพื้นที่ของหัวฉีดกับห้องผสม (d/D), ขนาดและรูปแบบของหัวฉีด ตลอดจนค่าความเสียดทานตามจุดต่างๆ

โครงการนี้ จะศึกษาถึงสมรรถนะของปั้มน้ำแบบหัวฉีดที่ใช้เหนี่ยวนำอากาศในท่อชุดเพื่อนำไปประยุกต์ใช้กับเครื่องกำจัดฝุ่น โดยการหาขนาดของหัวฉีดที่เหมาะสมที่สุดสำหรับปั้มน้ำแบบหัวฉีดที่ใช้ในการเหนี่ยวนำอากาศเพื่อที่จะทำให้ได้ประสิทธิภาพสูงสุด โดยการวิเคราะห์หาสมการคำนวณสมรรถนะแล้วทำการทดลองโดยการหาผลกระทบจากอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดของหัวฉีดกับห้องผสม (d/D) ผลปรากฏว่าที่อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดของหัวฉีดกับห้องผสม (d/D) = 0.5 จะได้ค่าประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 24.2%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The Study of Water-Air Ejector Efficiency

Kotchahorn Nileam

Kriangkrai Jongprasertvittaya

Pornthep Prommanok

Assc.Prof.Chamlong Prabkeao , Advisor

Abstract

Jet pump has a simple structure. There are no parts which move or rotate with the core components is critical nozzle, mixing chamber and diffuser. There are many applications in engineering to use. The jet pump design must consider variables that affect. For example, efficiency of jet pump-like nozzle area ratio of nozzle to mix room (d/D), size and format of the nozzle. As well as the value of friction.

This project will study the performance of water-pump nozzle inductance used to suck the air in the pipes that apply with vacuum cleaner. The size of the nozzle find the most suitable for water-pump nozzle. Inductance will cause the air to high performance. The analytical equations for calculating performance and then perform experiments to find the effect of cutting face area ratio of nozzle to mix room (d/D) results show that the intersection of the face area ratio nozzle with mixed room (d/D) = 0.5 to maximum 24.2% performance fee.

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาโทและโครงการนี้จะไม่สามารถจะสำเร็จลุล่วงได้ถ้าขาดความช่วยเหลือจากหลายฝ่ายด้วยกัน บุคคลแรกที่มีส่วนสำคัญที่ทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้เสร็จลงได้ คืออาจารย์จำลอง ปรามแก้ว และอาจารย์มณฑล ใจกุศล อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ที่ให้ความดูแลเอาใจใส่ แนะนำและให้การช่วยเหลือเสมอมาซึ่งต้องขอบพระคุณอาจารย์เป็นอย่างมากและขอขอบพระคุณคณาจารย์ท่านอื่นๆ ในภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลที่ให้การปรึกษาทางด้านอื่นที่เกี่ยวข้อง และขอขอบคุณเพื่อนๆ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกคนที่คอยช่วยเหลือให้กำลังใจตลอดมา

และที่สำคัญที่สุดคือขอขอบพระคุณ บิดา มารดา อันเป็นที่เคารพรักยิ่งที่ทำให้ข้าพเจ้ามีวันนี้ ซึ่งให้การเลี้ยงดูข้าพเจ้ามาเป็นอย่างดี พร้อมทั้งให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มที่และยังให้กำลังใจและเอาใจใส่เสมอมา ในทุกๆด้านอันมิอาจหาที่เปรียบได้

นาย กชกร นิลเยี่ยม

นาย เกรียงไกร จงประเสริฐวิทยา

นาย พรเทพ พรหมมานอก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สัญลักษณ์ (Symbols)

A	: พื้นที่หน้าตัด	[m ²]
B	: อัตราส่วนพื้นที่ระหว่างหัวฉีดกับห้องผสม (Nozzle-throat area ratio) (d/D)	
H	: Loss of head	
P	: ความดัน (Pressure)	[Pa]
Q	: อัตราการไหลโดยปริมาตร (Volumetric flow rate)	[m ³]
\vec{v}	: ความเร็ว (Velocity)	[m/s]
\dot{m}	: อัตราการไหลโดยมวล (Weight flow rate)	[kg/s]
γ	: น้ำหนักจำเพาะ (Specific weight)	
ε	: อัตราการไหลของมวลอากาศต่ออัตราไหลของมวลทั้งหมด	
Φ	: Flow rate ratio	
η	: Efficiency	
P ₁	: ความดันที่ตำแหน่ง 1	[kPa, kg/cm ²]
P ₂	: ความดันที่ตำแหน่ง 2	[kPa, kg/cm ²]
v ₁	: ความเร็วที่ตำแหน่ง 1	[m/s]
v ₂	: ความเร็วที่ตำแหน่ง 2	[m/s]
γ_1	: คือน้ำหนักจำเพาะของของไหลที่ตำแหน่ง 1	[kN/m ³]
γ_2	: คือน้ำหนักจำเพาะของของไหลที่ตำแหน่ง 2	[kN/m ³]
h _m	: พลังงานกล (เครื่องจักร ปัม) ที่ใส่ให้กับของไหลคิดต่อหน่วยน้ำหนักของของไหล	[m]
Q _H	: คือพลังงานความร้อนที่ใส่ให้กับของไหล คิดต่อหน่วยน้ำหนักของของไหล	[m]
h _L	: พลังงานสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานระหว่างตำแหน่งที่ 1 และตำแหน่งที่ 2	[m]
$\frac{P}{\gamma}$: เสดความดัน (pressure head) คือความดันต่อหน่วยน้ำหนักของของไหล	[m]
$\frac{v^2}{2g}$: เสดความเร็ว (velocity head) คือพลังงานจลน์ต่อหน่วยน้ำหนักของของไหล อันเนื่องจากความเร็วของกระแสไหล มีหน่วยเป็นความสูงของของไหลเช่นเดียวกับเสดความดัน	
Z	: เรียกว่าเสดความสูง (elevation head) คือพลังงานศักย์ต่อหน่วยน้ำหนักของของไหล อันเนื่องจากระดับของของไหลเทียบกับระดับมาตรฐาน	

กำกับล่าง (Subscripts)

d	: ด้านจ่าย (Discharge side)
j	: หัวฉีด (Nozzle)
s	: ด้านดูด (Suction side)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้าที่
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สัญลักษณ์	IV
สารบัญ	V
สารบัญภาพ	VII
สารบัญตาราง	VIII
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ความสำคัญและที่มา	1
1.2 วัตถุประสงค์	2
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย	3
1.4 ประโยชน์ที่ได้รับจากโครงการ	3
1.5 วิธีการดำเนินโครงการ	3
บทที่ 2 ทฤษฎีเบื้องต้น	
2.1 สมการพลังงาน (Energy equation)	4
2.2 สมการพลังงานสำหรับการไหลแบบคงตัวของไหลที่อัดตัวไม่ได้	8
2.3 การคำนวณหาประสิทธิภาพการเหนี่ยวนำอากาศของปั๊มน้ำแบบหัวฉีดทางทฤษฎี	11
2.3.1 เงื่อนไขกำหนด	13
2.3.2 การหา Induced Work Load	14
2.3.3 การหาค่า Primary Work Load	16
2.3.4 สมการประสิทธิภาพ	17
2.3.5 การหาค่า v_s	18
2.3.6 การหาค่า v_d	19
2.3.7 การหาค่า P_s	19
2.3.8 การหาค่า P_d	20
2.4 การวัดความเร็วด้วยหลอดพิโท	21
บทที่ 3 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	24
3.1 อุปกรณ์ที่ใช้	25

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

	หน้าที่
3.1.1 ชิ้นส่วนหลักของชุดปั้มน้ำแบบหัวฉีด	25
3.1.2 อุปกรณ์ประกอบอื่นๆในชุดการทดลอง	26
3.2 วิธีการทดลอง	27
3.3 เงื่อนไขในการทำการทดลอง	28
บทที่ 4 ผลการทดลอง	29
บทที่ 5 สรุปและวิจารณ์ผลการทดลอง	39
ภาคผนวก	40
บรรณานุกรม	41



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญภาพ

	หน้าที่
รูปที่ 2.1 ลำการไหลที่มีปริมาตรกำหนด	5
รูปที่ 2.2 แสดงหลักการทำงานของปั้มน้ำแบบหัวฉีด (jet pump)	11
รูปที่ 2.3 แสดงจุดต่างๆที่ใช้ในการวิเคราะห์สมการ	13
รูปที่ 2.4 แสดงจุดที่พิจารณาบนหัวฉีด (Nozzle)	16
รูปที่ 2.5 แสดงจุดที่พิจารณา และ Control volume	18
รูปที่ 2.6 ลักษณะการวางตามแนวการไหลของของไหลของ หลอดพิโท	21
รูปที่ 2.7 หลอดพิโท	21
รูปที่ 3-1 แสดงชุดการทดลอง	24
รูปที่ 3-2 ส่วนประกอบของปั้มน้ำแบบหัวฉีด	25
รูปที่ 3-3 แสดงอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดของหัวฉีดกับห้องผสม(d/D) = 0.4, 0.5 และ 0.6	25
รูปที่ 3-4 เกจวัดความดัน (pressure gauge)	26
รูปที่ 3-5 เครื่องมือวัดอัตราการไหลของอากาศเข้าหัวฉีด (PITOT TUBE) รุ่น FLUKE 922	26
รูปที่ 3-6 เกจวัดปริมาตรน้ำ	27
รูปที่ 4.1 กราฟเปรียบเทียบระหว่าง Flow rate ratio กับ Hp/H ที่ความดัน 1.25 Bar. และอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดต่างกัน	32
รูปที่ 4.2 กราฟเปรียบเทียบระหว่าง Flow rate ratio กับ Hp/H ที่ความดัน 1.35 Bar. และอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดต่างกัน	33
รูปที่ 4.3 กราฟเปรียบเทียบระหว่าง Flow rate ratio กับ Hp/H ที่ความดัน 1.5 Bar. และอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดต่างกัน	34
รูปที่ 4.4 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพที่อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด = 0.4 ที่ความดันต่างกัน	35
รูปที่ 4.5 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพที่อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด = 0.5 ที่ความดันต่างกัน	36
รูปที่ 4.6 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพที่อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด = 0.6 ที่ความดันต่างกัน	37
รูปที่ 4.7 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพที่ดีที่สุดแต่ละอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด ต่ออัตราส่วนการไหล	38

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

	หน้าที่
ตารางที่ 4.1 ผลการทดลองของอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด 0.4	29
ตารางที่ 4.2 ผลการทดลองของอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด 0.5	30
ตารางที่ 4.3 ผลการทดลองของอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด 0.6	31



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

ปัจจุบันนี้ได้มีการนำปั้มน้ำแบบหัวฉีดหรือที่เรียกว่า เจ็ทปั้ม ไปประยุกต์ใช้ในงานอุตสาหกรรมอย่างแพร่หลายทั้งนี้ก็เป็นเพราะปั้มน้ำแบบหัวฉีดมีโครงสร้างที่เรียบง่ายไม่มีส่วนใดเคลื่อนที่หรือหมุนในขณะที่ใช้งาน จึงไม่ต้องบำรุงรักษามาก ทำให้ประหยัดต้นทุนในการทำงาน ส่วนประกอบที่สำคัญของปั้มน้ำแบบหัวฉีดมีสามส่วนคือหัวฉีด (Nozzle), ห้องผสม (Mixing Chamber) และท่อลดความเร็ว (Diffuser) การทำงานของปั้มน้ำแบบหัวฉีดอาศัยหลักการจลน์ศาสตร์ของไหล โดยให้ของไหลที่มีความดันสูงไหลผ่านหัวฉีดด้วยความเร็วสูง ผลของความเร็วยุ่งจะทำให้ความดันต่ำในช่วงทางเข้าของห้องผสมจึงทำให้ของไหลที่ช่องทางดูด (Suction) ถูกดูดเข้ามา การดูดเข้ามาในห้องผสมจะเกิดโมเมนตัมเคลื่อนที่ด้วยความเร็วเฉลี่ยระหว่างความเร็วของของไหลจากหัวฉีดและความเร็วของของไหลจากท่อดูด โดยความเร็วจะลดลงในส่วนของท่อขยาย (Diffuser) และเปลี่ยนเป็นความดันผลักดันให้ของผสมไหลออกทางท่อส่ง โดยคุณลักษณะเฉพาะของเจ็ทปั้มจะขึ้นอยู่กับตัวแปรและปัจจัยต่างๆ มากมายที่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพการทำงานของปั้มน้ำแบบหัวฉีด อันได้แก่ nozzle-throat area ratio, head ratio, flow rate ratio, loss coefficient เป็นต้น

ในการออกแบบปั้มน้ำแบบหัวฉีดต้องมีความเข้าใจในเรื่องเกี่ยวกับความสัมพันธ์ของตัวแปรข้างต้นเป็นอย่างดี แบบของปั้มน้ำแบบหัวฉีดอาจแบ่งตามองค์ประกอบของของไหล ที่หัวฉีดอาจใช้ของไหลเป็นของเหลวหรือก๊าซได้เช่นกัน และที่ช่องทางดูดอาจใช้ของเหลว, ก๊าซ หรืออาจเป็นของผสมที่ผสมมาในอากาศเช่นจี๊ด้าสารเคมี เป็นต้น ลักษณะของตัวอย่างการประยุกต์ใช้งานของปั้มน้ำแบบหัวฉีดมากมายดังนี้

1.1.1 Deep-well pumping งานปั้มที่ระดับของเหลวอยู่ระดับลึกๆเช่นน้ำหรือน้ำมันที่จะต้องดูดขึ้นมาจากระดับที่ลึกมาก ความยาวของท่อดูดยาวมากจนความดันที่ทางด้านดูดมีความดันต่ำเท่ากับความดันไอสมบูรณ์ของของเหลว ซึ่งมีผลอย่างมากเมื่อใช้ปั้มแบบหอยโข่งจึงมีการใช้ปั้มแบบหัวฉีดร่วมด้วย

1.1.2 Dredging เพื่อที่จะหลีกเลี่ยงวัสดุที่เป็นของแข็งไหลผ่านใบพัดของปั้มหอยโข่ง ในการใช้ดูดตะกอนได้น้ำ สามารถจะใช้ปั้มน้ำแบบหัวฉีดแทน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.1.3 Booster pumping สามารถใช้เพิ่มความดันให้แก่ระบบท่อ น้ำที่กักเก็บจะมีความดันสูงพอที่จะใช้เป็นของไหลฉีดผ่านหัวฉีดตั้งแต่ด้านจ่ายออกของอ่างเก็บน้ำ

1.1.4 Tail-water suppressors ใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าของเขื่อน เมื่อระดับน้ำปลายทางมีระดับที่สูงขึ้น จะทำให้ความแตกต่างของความดันระหว่างต้นทางและปลายทางลดลง จึงมีการใช้เจ็ทปั๊มเพิ่มอัตราการไหลให้สูงขึ้น

1.1.5 Priming devices ใช้ในการขนส่งของเหลวจากที่หนึ่งไปอีกที่หนึ่งโดยหลักการแบบเดียวกับกาลักน้ำ และไม่ต้องอาศัย foot valve

1.1.6 Gas burner injectors ใช้ในการฉีดของไหลที่เป็นแก๊สเชื้อเพลิงเข้าห้องเผาไหม้

1.1.7 Ventilation ใช้ในระบบปรับอากาศสำหรับกำจัดอากาศเสียหรืออากาศที่มีอุณหภูมิสูงหรือในทางตรงกันข้ามจะใช้ในการทำให้อากาศสกปรกเจือจาง

มีรายงานการศึกษาสมรรถนะหรือประสิทธิภาพของปั๊มน้ำแบบหัวฉีดทางทฤษฎี และการทดลองมากมายแต่เป็นการศึกษาการศึกษาคุณลักษณะของปั๊มน้ำแบบหัวฉีดที่ใช้แรงดันจากน้ำหรือของเหลวอื่นๆเป็นของไหลทำงานเพื่อที่จะถ่ายเทของไหลหรือสารที่มีสถานะเดียวกัน แต่ในบทความนี้เป็นการศึกษาปั๊มน้ำแบบหัวฉีดเพื่อใช้ในการดูดอากาศซึ่งเป็นของไหลที่ทำงานต่างสถานะกัน โดยสนใจที่ผลจากการเปลี่ยนแปลงของ Nozzle-throat area ratio, head ratio, flow rate ratio ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มน้ำแบบหัวฉีด และแทนค่าการทดลองลงในสมการประสิทธิภาพแล้วทำการวิเคราะห์ผล

1.2 วัตถุประสงค์

1.2.1 วิเคราะห์สมการเพื่อคำนวณประสิทธิภาพของการเหนี่ยวนำอากาศด้วยปั๊มน้ำแบบหัวฉีด

1.2.2 ทดสอบหาประสิทธิภาพการเหนี่ยวนำอากาศด้วยปั๊มน้ำแบบหัวฉีด

1.2.3 ศึกษาผลกระทบจากอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดกับห้องผสม (d/D)

1.3 ขอบเขตของการศึกษา

โครงการนี้เป็นการศึกษาผลกระทบต่อประสิทธิภาพการทำงานของปั้มน้ำแบบหัวฉีดเหนือยวน้ำอากาศ จากการวิเคราะห์สมการและทดสอบหาประสิทธิภาพการทำงานของปั้มน้ำแบบหัวฉีดเหนือยวน้ำอากาศ ที่อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีด กับห้องผสม (d/D) เท่ากับ 0.4, 0.5 และ 0.6

1.4 ประโยชน์ที่ได้รับจากโครงการ

- 1.4.1 ได้สมการประสิทธิภาพของปั้มน้ำแบบหัวฉีดเหนือยวน้ำอากาศ
- 1.4.2 ได้อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดระหว่างหัวฉีดกับช่องทางดูด (d/D) ที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุด
- 1.4.3 โครงการนี้จะเป็นประโยชน์แก่ผู้สนใจนำไปประยุกต์ใช้งานต่อไป และเป็นแนวทางในการศึกษาและพัฒนาต่อไปในอนาคต

1.5 วิธีการดำเนินโครงการ

วิธีและขั้นตอนในการดำเนินงานวิจัยนี้สามารถแบ่งออกได้หลักๆเป็น ขั้นตอนดังนี้

- 1.5.1 วิเคราะห์สมการที่ใช้หาประสิทธิภาพปั้มน้ำแบบหัวฉีดในการเหนือยวน้ำอากาศ
- 1.5.2 ทดลองหาประสิทธิภาพปั้มน้ำแบบหัวฉีดในการเหนือยวน้ำอากาศ
- 1.5.3 วิเคราะห์และสรุปผลหาอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดที่ให้ประสิทธิภาพการเหนือยวน้ำอากาศที่สูงที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

ทฤษฎีเบื้องต้น

2.1 สมการพลังงาน (Energy equation)

สมการพลังงานจะถูกนำมาใช้กับการไหลของของไหล เมื่อของไหลเคลื่อนที่ที่จะมีพลังงานต่างๆเกิดขึ้นด้วย เช่น พลังงานจลน์ พลังงานศักย์ และพลังงานภายในที่เปลี่ยนแปลง จากพลังงานต่างๆ จะเขียนในรูปของความดัน ความเร็ว และตำแหน่ง นอกจากนี้แล้ว ยังอาจมีพลังงานเพิ่มจากเครื่องจักรหรือความร้อน และพลังงานลดจากกัมมันตภาพรังสีและความเสียดทานอีกด้วย การวิเคราะห์ปัญหาของของไหลที่เคลื่อนที่อาจใช้หลักต่างๆ ดังนี้

2.1.1 หลักการกฏทรงมวล (principle of conservation of mass)

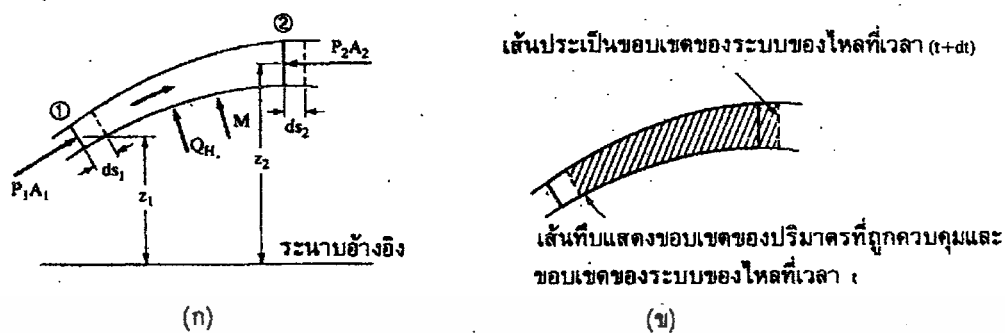
2.1.2 หลักการอนุรักษ์พลังงาน (principle of conservation of energy)

2.1.3 หลักการอนุรักษ์โมเมนตัม (principle of conservation of momentum)

จากกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์หรือที่เรียกว่าหลักการอนุรักษ์พลังงาน ซึ่งกล่าวไว้ว่า พลังงานจะไม่สามารถสร้างขึ้น หรือถูกทำลายได้ หมายความว่าพลังงานที่มีอยู่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงรูปของพลังงานจากรูปหนึ่งไปเป็นรูปหนึ่ง ในกรณีของการไหลแบบคงตัว งานภายนอกที่กระทำกับระบบใดๆ รวมกับพลังงานความร้อนที่ถ่ายเทเข้าหรือออกจากระบบ ย่อมมีค่าเท่ากับอัตราการเปลี่ยนแปลงพลังงานของระบบ

$$\text{งาน} + \text{ความร้อน} = \text{พลังงานที่เปลี่ยนแปลง}$$

ทั้งงาน ความร้อน และพลังงานที่เปลี่ยนแปลงต่างๆก็มีหน่วยเดียวกัน จากรูปที่ 2.1 มวลของของไหลถูกบรรจุอยู่ในปริมาตรกำหนดที่เวลา t ระหว่างหน้าตัดที่ 1 และ 2 ของลำการไหล ปริมาตรกำหนดนี้ถูกกำหนดให้มีตำแหน่งที่แน่นอน จะไม่มีการเคลื่อนที่หรือเปลี่ยนแปลงรูปทรงเลย แสดงดังรูปที่ (ข)



รูปที่ 2.1 ลำการไหลที่มีปริมาตรกำหนด

จากรูปที่ (ก) ระบบของของไหลนี้ประกอบด้วยของไหลที่ถูกบรรจุอยู่ในลำการไหลระหว่างหน้าตัด 1 และ 2 ที่เวลา t ระบบของของไหลนี้จะเคลื่อนที่เปลี่ยนตำแหน่งใหม่ในช่วงเวลา dt ช่วงเวลาน้อยๆที่เปลี่ยนไปนี้ เราสมมุติว่า ของไหลสามารถเคลื่อนที่ไปได้เล็กน้อยเป็นระยะ ds_1 ที่หน้าตัด 1 และระยะ ds_2 ที่หน้าตัด 2 ถ้าการไหลเป็นแบบคงตัว และมวลหรือน้ำหนักของของไหลที่เคลื่อนที่ไปนั้นไม่มีการเปลี่ยนแปลง จะทำให้ $\gamma_1 A_1 ds_1 = \gamma_2 A_2 ds_2$ ซึ่งการเคลื่อนตัวของของไหลไปเพียงเล็กน้อยในระบบนั้นจะเกิดจากการกระทำของแรงเนื่องจากความดัน $P_1 A_1 = P_2 A_2$ งานที่กระทำกับของไหลนี้เรียกว่า งานการไหล (flow work) อาจเขียนเป็นสมการได้ว่า

$$\text{งานการไหล} = P_1 A_1 ds_1 = P_2 A_2 ds_2 \quad (2.1)$$

เครื่องหมาย (-) แสดงว่า แรงและระยะทางมีทิศทางตรงข้ามกัน

ถ้ามีการเพิ่มเครื่องจักรเข้ามาระหว่างหน้าตัด 1 และ 2 เรียกว่า งานเพลลา (shaft work) ระหว่างช่วงเวลานั้นๆ dt เขียนได้

$$\begin{aligned} \text{งานเพลลา} &= \frac{\text{น้ำหนัก}}{\text{เวลา}} \times \frac{\text{พลังงาน}}{\text{น้ำหนัก}} \times \text{เวลา} \\ &= \left[\gamma_1 A_1 \frac{ds_1}{dt} \right] h_m dt \\ &= [\gamma_1 A_1 ds_1] h_m \end{aligned} \quad (2.2)$$

เมื่อ h_m คือพลังงานกลของเครื่องจักรต่อหนึ่งหน่วยน้ำหนักที่ถูกใส่เข้าไปในระบบการไหลของของไหล ถ้าเครื่องจักรเป็นปั๊มจะมีค่าเป็นบวก (+) และถ้าเครื่องจักรเป็นกังหันน้ำ จะมีค่าเป็นลบ(-) จะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สังเกตเห็นว่าแรงเสียดทานเนื่องจากความเค้นเฉือนที่ขอบของระบบ ของไหลจะเกิดงานขึ้นในระบบ ด้วยงานนี้จะอยู่ในรูปความร้อน และทำให้อุณหภูมิของของไหลเพิ่มขึ้น ความร้อนที่ถ่ายเทจากภายนอกเข้าไปในระบบของไหลในช่วงเวลา dt คือ

$$\text{ความร้อน} = \left[\gamma_1 A_1 \frac{ds_1}{dt} \right] Q_H dt = [\gamma_1 A_1 ds_1] Q_H \quad (2.3)$$

เมื่อ Q_H คือ พลังงานความร้อนต่อหน่วยน้ำหนักที่ถูกใส่ไปในระบบการไหลของของไหล ถ้าความร้อนถูกถ่ายเทออกจากระบบของไหล ค่าของ Q_H จะมีค่าเป็นลบ (-)

ในการใช้ปริมาตรกำหนดมาพิจารณาในระบบของไหล โดยให้มวลของของไหลอยู่ในปริมาตรกำหนดที่เวลา t และที่เวลา $(t+dt)$ มวลของของไหลเดิมก็จะเคลื่อนที่ไปตำแหน่งใหม่ ที่สถานะนี้ พลังงานของระบบของไหล E_2 จะมีค่าเท่ากับพลังงาน E_1 ที่เกิดจากมวลของของไหลที่ถูกกระทำโดยปริมาตรกำหนดที่เวลา t บวกกับพลังงาน ΔE_{out} ซึ่งไหลเข้าในปริมาตรกำหนดในช่วงเวลา dt ดังนั้น

$$E_2 = E_1 + \Delta E_{out} - \Delta E_{in} \quad (2.4)$$

การเปลี่ยนแปลงพลังงาน ΔE ของระบบของไหลในช่วงเวลา dt คือ

$$\Delta E = E_2 - E_1 = \Delta E_{out} - \Delta E_{in} \quad (2.5)$$

ระหว่างช่วงเวลา dt น้ำหนักของของไหลที่ไหลเข้าหน้าตัด 1 คือ $\gamma_1 A_1 ds_1$ และสำหรับการไหลแบบคงตัว ย่อมมีค่าเท่ากับน้ำหนักของของไหลที่ไหลออกหน้าตัด 2 ในช่วงเวลาเดียวกัน ดังนั้น พลังงาน ΔE_{in} ซึ่งไหลเข้าที่หน้าตัด 1 ในช่วงเวลา dt คือ

$$\Delta E_{in} = \gamma_1 A_1 ds_1 \left[\alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + u_1 \right]$$

พลังงาน ΔE_{out} ซึ่งไหลออกจากหน้าตัด 2 ในช่วงเวลา dt คือ

$$\Delta E_{out} = \gamma_2 A_2 ds_2 \left[\alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + u_2 \right]$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และพลังงานที่เปลี่ยนแปลง

$$\Delta \text{energy} = \Delta E = \gamma_2 A_2 ds_2 \left[\alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + u_2 \right] - \gamma_1 A_1 ds_1 \left[\alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + u_1 \right] \quad (2.6)$$

ใช้กฎข้อแรกของเทอร์โมไดนามิกส์ที่กล่าวไว้ว่า

งาน + ความร้อน = พลังงานที่เปลี่ยนแปลง

ในช่วงเวลาเดียวกัน ถ้าการไหลเป็นแบบคงตัว เราสามารถจัดเทอมของน้ำหนักได้

$$\gamma_1 A_1 ds_1 = \gamma_2 A_2 ds_2$$

ดังนั้น

$$\frac{P_1}{\gamma_1} - \frac{P_2}{\gamma_2} + h_m + Q_H = \left[\alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + u_2 \right] - \left[\alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + u_1 \right] \quad (2.7)$$

หรือ

$$\left[\frac{P_1}{\gamma_1} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + u_1 \right] + h_m + Q_m = \left[\frac{P_2}{\gamma_2} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + u_2 \right]$$

สมการนี้สามารถประยุกต์ใช้ได้ทั้งของเหลว ก๊าซ และไอ นอกจากนี้ยังใช้ได้ทั้งของไหลสมมติและของไหลจริงที่เกิดความเสียดทาน แต่มีข้อแม้ว่า ต้องเป็นการไหลแบบคงตัวเท่านั้น

เทอม $\frac{P}{\gamma}$ เป็นพลังงานความดันที่เกิดจากการไหลมีหน่วยเป็น Head ความสูงต่อหนึ่งหน่วยน้ำหนักของของไหล และสามารถเปลี่ยนในรูปพลังงานอื่นๆ ได้ เช่น พลังงานจลน์ พลังงานศักย์ หรือพลังงานภายใน

ในการไหลแบบปั่นป่วน ความเสียดทานและกระแสไหลวนจะเพิ่มขึ้น ทำให้ความเร็วมีการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลา ดังนั้นพลังงานจลน์จึงไม่มีค่าคงที่ด้วย และอาจจะยังผลให้ค่า $\frac{P}{\gamma}$ หรือ z เพิ่มขึ้นด้วย

สมการพลังงานทั่วไปและสมการสภาพต่อเนื่องเป็นสมการหลักที่ใช้สำหรับแก้ปัญหากลศาสตร์ของของไหล โดยเฉพาะของไหลอัดตัวไม่ได้ และในกรณีของของไหลประเภทอัดตัวได้ เราจำเป็นต้องรู้ถึง 3 สมการซึ่งเป็นความสัมพันธ์ของความหนาแน่น (หรือปริมาตรจำเพาะ) กับ ค่าสมบูรณ์ของความดันและอุณหภูมิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในบางครั้งสมการนี้สามารถทำให้สั้นลงได้ ในกรณีที่ค่าของพลังงานบางรูปเท่ากันเราสามารถจัดหรือทำให้เป็นศูนย์ได้ ดังเช่น จุดที่พิจารณาทั้งสองอยู่ที่ระดับเดียวกัน จะได้ $Z_1 = Z_2 = 0$

2.2 สมการพลังงานสำหรับการไหลแบบคงตัวของของไหลที่อัดตัวไม่ได้

(Energy equation for steady flow of incompressible fluids)

สำหรับของเหลวที่มีค่าความดันเปลี่ยนแปลงน้อยมาก เราจะพิจารณาเป็นของไหลประเภทอัดตัวไม่ได้ ซึ่งจะมีความหนาแน่นคงที่ ในการไหลแบบปั่นป่วน ค่า α จะมีค่าเข้าใกล้ 1 มากเพื่อความสะดวกจึงสมมติให้มีค่าเป็น 1 และการไหลเป็นแบบราบเรียบ ค่า $v^2/2g$ จะมีค่าน้อยมากเมื่อเปรียบเทียบกับสมการเทอมอื่นๆ ดังสมการ

$$\left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 \right) + h_m + Q_H = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \right) + (u_2 - u_1) \quad (2.7)$$

ถ้ามีความเสียดทานจากการไหลเพิ่มขึ้นจะทำให้การไหลเป็นแบบปั่นป่วน พลังงานจลน์จะถูกเปลี่ยนให้อยู่ในรูปพลังงานความร้อน ถ้าไม่มีการถ่ายเทพลังงานความร้อนเกิดขึ้น ผลกระทบของความเสียดทานจะทำให้อุณหภูมิเพิ่มขึ้น ดังนั้น u_2 ย่อมมากกว่า u_1

ให้ความสูญเสีย Q_H อยู่ในอัตราที่อุณหภูมิคงที่ ดังนั้น $u_2 = u_1$ ในกรณีนี้พลังงานสูญเสียจริงๆจากระบบจะมีค่าเท่ากับพลังงานกล ซึ่งได้เปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อนเนื่องจากความเสียดทาน

การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของของไหลอันเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ จะมีค่าเท่ากับความร้อนที่เพิ่มขึ้นจากภายนอกหรือความร้อนที่ลุดออกจากของไหลคูณด้วยความร้อนที่เกิดจากความเสียดทานในของไหล ดังนั้น

$$\frac{\text{พลังงานภายในที่เปลี่ยนแปลง}}{\text{หน่วยของมวล}} = \Delta u = u_2 - u_1 = C(T_2 - T_1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\text{พลังงานภายในที่เปลี่ยนแปลง}}{\text{หน่วยของน้ำหนัก}} &= \Delta U = \frac{\Delta u}{g} \\ &= U_2 - U_1 = \frac{C}{g}(T_2 - T_1) \\ &= Q_H + Q_L \end{aligned} \quad (2.8)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ C คือความร้อนจำเพาะของของไหลที่อัดตัวไม่ได้

h_L คือพลังงานสูญเสียอันเกิดจากความเสียดทานของของไหลต่อหน่วยน้ำหนัก ซึ่งเขียนได้ดังนี้

$$h_L = (U_2 - U_1) - Q_H = \frac{C}{g}(T_2 - T_1) - Q_H \quad (2.9)$$

ถ้าความร้อนสูญเสีย (Q_H มีค่าเป็นลบ) มีค่ามากกว่า h_L ดังนั้น T_2 มีค่าน้อยกว่า T_1 และถ้ามีการดูดซึมความร้อน (Q_H มีค่าเป็นบวก) T_2 จะมีค่ามากกว่าค่าที่ได้จากความเสียดทาน ค่าความเสียดทาน h_L จำนวนมากจะทำให้อุณหภูมิเพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อยเท่านั้นถ้าไม่มีการส่งผ่านความร้อนเกิดขึ้น หรืออาจจะอธิบายได้ว่า ต้องการเพียงการถ่ายเทความร้อนเพียงน้อยนิดเท่านั้น ก็สามารถทำให้เกิดการไหลแบบอุณหภูมิคงที่ได้ (isothermal flow)

ถ้าไม่มีเครื่องจักรในช่วงภาคตัด 1 และ 2 และถ้าไม่มีการเพิ่มหรือสูญเสียความร้อนเลยแทนค่าสมการที่ (2.9) ลงในสมการที่ (2.7) สมการพลังงานสำหรับของไหลแบบอัดตัวไม่ได้ เขียนได้ดังนี้

$$\left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 \right) = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \right) + h_L \quad (2.10)$$

เมื่อ h_L เป็นพลังงานสูญเสียที่คิดต่อหนึ่งหน่วยน้ำหนักของของไหล

ในบางกรณี ค่าพลังงานสูญเสีย h_L จะมีค่ามาก ดังนั้น สำหรับของไหลจริง ค่า h_L จะต้องไม่เป็นศูนย์ และในกรณีที่ h_L มีค่าน้อยมากๆ เราก็อาจจะตัดทิ้งได้ ดังนั้นสมการพลังงานเขียนได้ดังนี้

$$\left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 \right) = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \right) \quad (2.11)$$

หรืออาจจะเขียนได้เป็น

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + z_1 = \text{ค่าคงที่} \quad (2.12)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการที่ (2.11) และ (2.12) เรียกว่าสมการของเบอร์นูลลี (Bernoulli's theorem) สมการของเบอร์นูลลีนี้ใช้สำหรับของไหลที่ไม่มี ความเสียดทานและอัดตัวไม่ได้ (frictionless incompressible fluid) และยังสามารถประยุกต์ใช้กับของไหลจริงที่อัดตัวไม่ได้ก็ด้วย แต่จะได้ผลมากเมื่อผลกระทบเนื่องจากความเสียดทานมีค่าน้อยมากเท่านั้น

จากสมการของเบอร์นูลลี (2.12) ซึ่งเป็นผลรวมของเสดความดัน เสดความเร็วและเสดความสูง จะมีค่าเท่ากับค่าคงที่ หรืออาจเรียกว่าเสดรวม (total head) ก็ได้ ใช้ตัวย่อว่า H ดังนั้นสมการเสดมาเขียนได้เป็น P_1 และ P_2 คือความดันที่ตำแหน่ง 1 และ 2 ในหน่วย kPa , kg/cm^2 , lb/in^2 (psi)

v_1 และ v_2 คือความเร็วที่ตำแหน่ง 1 และ 2 ในหน่วย m/s , ft/s

γ_1 และ γ_2 คือน้ำหนักจำเพาะของของไหลที่ตำแหน่ง 1 และ 2 ในหน่วย kN/m^3 , kgf/m^3 , lb/ft^3

h_m คือพลังงานกล (เครื่องจักร ปัม) ที่ใส่ให้กับของไหล คิดต่อหน่วยน้ำหนักของของไหลมีหน่วยเป็น m

Q_H คือพลังงานความร้อนที่ใส่ให้กับของไหล คิดต่อหน่วยน้ำหนักของของไหลมีหน่วยเป็น J/N

h_L คือพลังงานสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานระหว่างตำแหน่งที่ 1 และตำแหน่งที่ 2 มีหน่วยเป็น m

$\frac{P}{\gamma}$ เรียกว่าเสดความดัน (pressure head) คือความดันต่อหน่วยน้ำหนักของของไหล มีหน่วยเป็น ความสูงของของไหล m

$\frac{v^2}{2g}$ เรียกว่าเสดความเร็ว (velocity head) คือพลังงานจลน์ต่อหน่วยน้ำหนักของของไหล อันเนื่องมาจากความเร็วของกระแสไหล มีหน่วยเป็นความสูงของของไหลเช่นเดียวกับเสดความดัน

Z เรียกว่าเสดความสูง (elevation head) คือพลังงานศักย์ต่อหน่วยน้ำหนักของของไหล อันเนื่องจากระดับของของไหลเทียบกับระดับมาตรฐาน

$$H = \frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + z \quad (2.13)$$

เสดรวม H มีหน่วยเป็น m หรือ ft ของของไหล ซึ่งก็เหมือนกับเสดรูปอื่นๆ

สำหรับของไหลที่ไม่มี ความเสียดทานและอัดตัวไม่ได้ ซึ่งไม่มีเครื่องจักรระหว่างตำแหน่ง 1 และ 2 เขียนสมการเสดรวมได้ดังนี้

$$H_1 = H_2 \quad (2.14)$$

สำหรับของไหลจริง ที่มีความเสียดทาน เขียนสมการเสดรวมได้เป็น

$$H_1 = H_2 + h_L \quad (2.15)$$

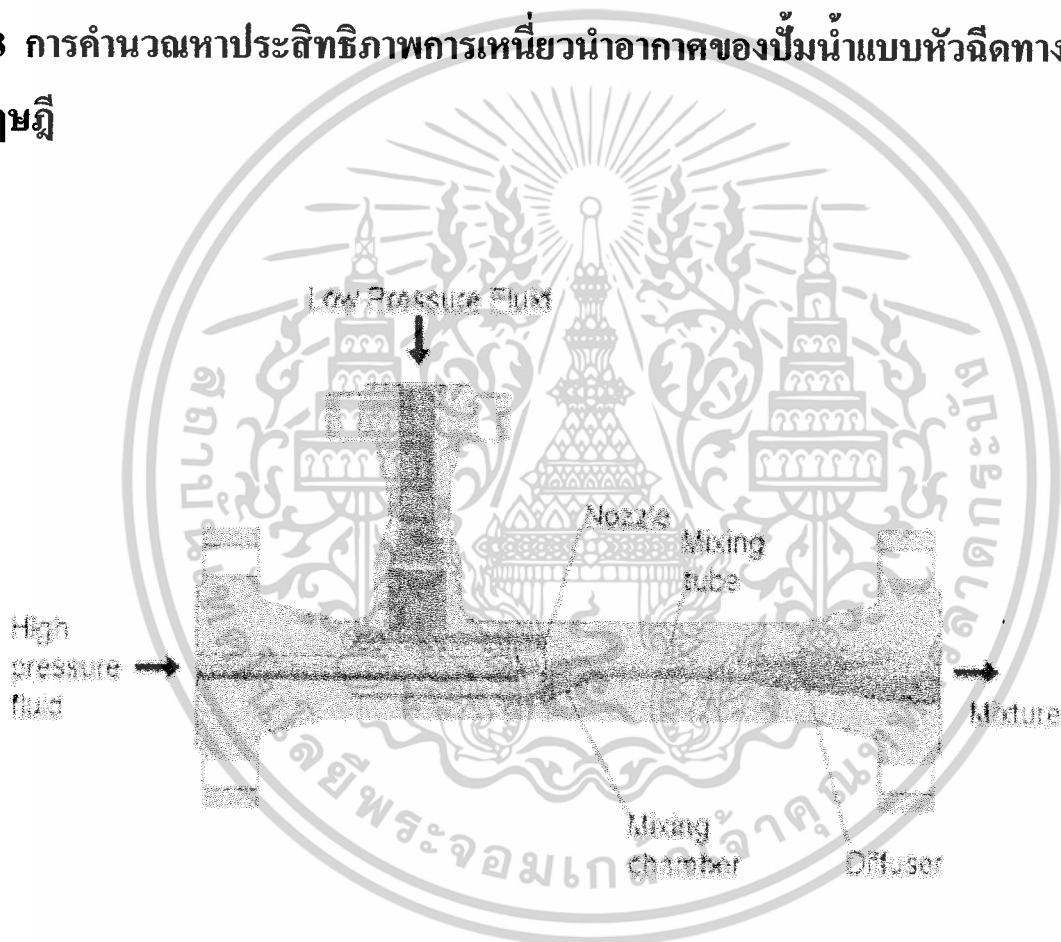
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ้ามีเครื่องจักรระหว่างตำแหน่ง 1 และ 2 สมการเฮดรวมเขียนได้ดังนี้

$$H_1 + h_m = H_2 + h_L \quad (2.16)$$

ถ้าเครื่องจักรเป็นปั๊ม $h_m = h_p$ เมื่อ h_p เป็นตัวเพิ่มพลังงานให้กับระบบการไหล และถ้าเครื่องจักรเป็นเครื่องเทอร์ไบน์หรือเครื่องกั้นน้ำ $h_m = -h_t$ เมื่อ h_t เป็นตัวดึงพลังงานออกจากระบบการไหล จึงมีเครื่องหมายเป็นลบ (-)

2.3 การคำนวณหาประสิทธิภาพการเหนี่ยวนำอากาศของปั๊มน้ำแบบหัวฉีดทางทฤษฎี



รูปที่ 2.2 แสดงหลักการทำงานของปั๊มน้ำแบบหัวฉีด (jet pump)

ปั๊มน้ำแบบหัวฉีดมีโครงสร้างที่เรียบง่าย โดยส่วนประกอบที่สำคัญมีสามส่วนคือหัวฉีด (Nozzle), ห้องผสม (Mixing Chamber) และท่อลดความเร็ว (Diffuser) การทำงานของปั๊มน้ำแบบหัวฉีดอาศัยหลักการจลน์ศาสตร์ของไหล โดยให้ของไหลที่มีความดันสูงไหลผ่านหัวฉีดด้วยความเร็วสูงผลของความเร็วสูงจะทำให้ความดันต่ำในช่วงทางเข้าของห้องผสมจึงทำให้ของไหลที่ช่องทางดูด (Suction) ถูกดูดเข้ามา การดูดเข้ามาในห้องผสมจะเกิดโมเมนตัมเคลื่อนที่ด้วยความเร็วเฉลี่ยระหว่าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเร็วของของไหลจากหัวฉีดและความเร็วของของไหลจากท่อดูด โดยความเร็วจะลดลงในส่วน
ของท่อขยาย (Diffuser) และเกิดการเปลี่ยนเป็นความดันผลักดันให้ของผสมไหลออกที่ท่อส่ง

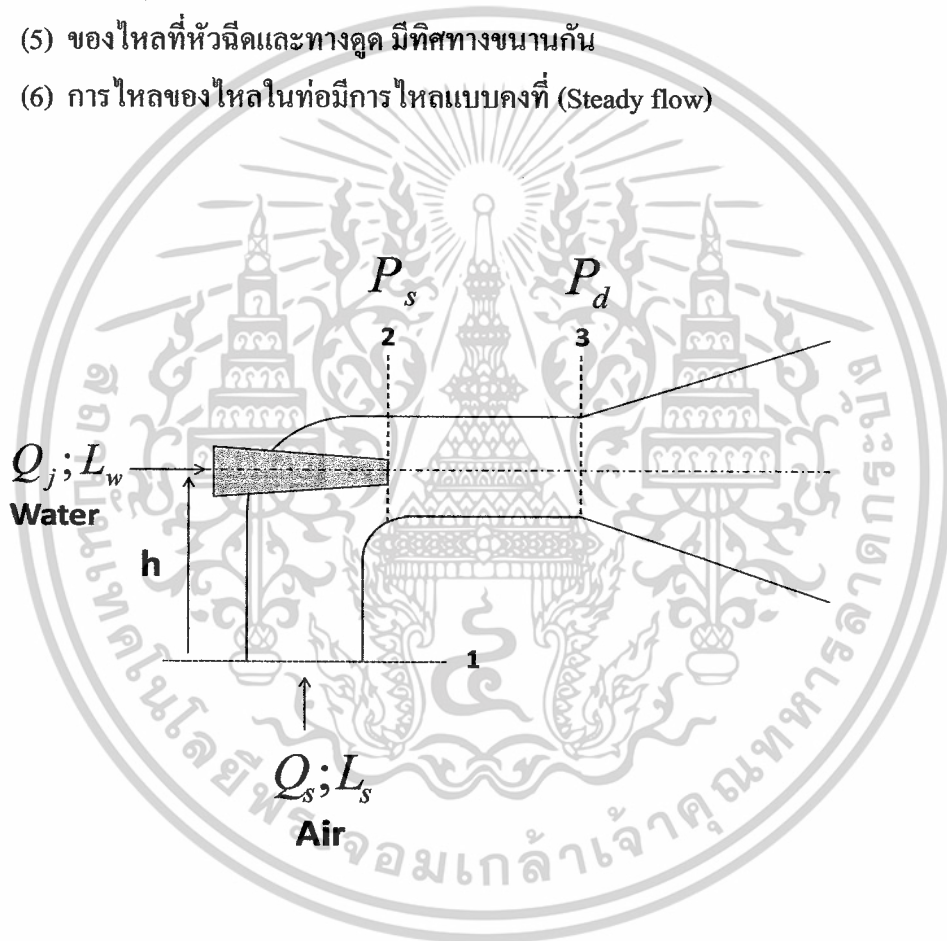
ในการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพการเหนี่ยวนำอากาศของปั๊มน้ำแบบหัวฉีด จะขึ้นอยู่กับตัว
ประกอบมากมาย ดังนั้นการที่จะคำนวณหาประสิทธิภาพการเหนี่ยวนำอากาศของปั๊มน้ำแบบหัวฉีด
จึงต้องพิจารณาถึงองค์ประกอบต่างๆเหล่านั้นด้วย เช่น อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดระหว่างหัวฉีดกับห้อง
ผสม(d/D), ความดันที่ด้านดูดอากาศ, ความดันน้ำที่หัวฉีด, ความดันของผสมที่ทางออกห้องผสม
(Mixing chamber), อัตราการไหลของน้ำที่หัวฉีด, อัตราการไหลของอากาศที่ถูกดูด, ความเร็วของน้ำ
ที่ฉีดออกมาจากหัวฉีด, ความเร็วของอากาศที่ถูกดูด เป็นต้น

การวิเคราะห์เบื้องต้นในการคำนวณหาประสิทธิภาพการเหนี่ยวนำอากาศของปั๊มน้ำแบบหัวฉีด
เมื่อปั๊มน้ำผ่านหัวฉีด หัวฉีดจะบังคับทำให้ความเร็วที่ปลายหัวฉีดเพิ่มมากขึ้นแต่มีความดันลดลง
ส่งผลให้เกิดการดูดอากาศผ่านช่องดูดไหลมาผสมกับน้ำจากหัวฉีดในห้องผสม (Mixing chamber) และ
ไหลผ่านท่อขยายส่งออก (diffuser) ซึ่งจะเกิดการเปลี่ยนพลังงานจลน์ของห้องผสมให้เป็นพลังงาน
ความดัน ณ ตำแหน่งนี้

ในการวิเคราะห์ใช้ความสัมพันธ์กฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ (First law of
thermodynamics) กระบวนการไอเซนโทรปิก (Isentropic) สมการกฏทรงมวล (Continuity Equation)
ความสัมพันธ์ของเบอร์นูลลี (Bernoulli's Equation) และใช้สมการอนุรักษ์โมเมนตัม (Total
momentum equation)

2.3.1 เงื่อนไขกำหนด

- (1) อุณหภูมิของไหลทั้งระบบมีค่าเท่ากัน
- (2) ระยะห่างระหว่างหัวฉีดและทางเข้าห้องผสมมีค่าเป็นศูนย์
- (3) ความหนาของผนังหัวฉีดมีค่าเป็นศูนย์
- (4) การกระจายความดันที่ทางเข้าห้องผสม (mixing chamber) เป็นแบบสม่ำเสมอตลอดหน้าตัดทางเข้า
- (5) ของไหลที่หัวฉีดและทางดูด มีทิศทางขนานกัน
- (6) การไหลของไหลในท่อมีการไหลแบบคงที่ (Steady flow)



รูปที่ 2.3 แสดงจุดต่างๆที่ใช้ในการวิเคราะห์สมการ

Primary flow = Water

Secondary flow = Gas

L_s = induced work ; η = Throat efficiency

$$L_w = \text{Primary work Load} ; \eta = \frac{\text{output}}{\text{input}} = \frac{L_s}{L_w} \quad (2.17)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมมติให้อากาศ (Air) ที่ถูกดูดเข้าเป็นกระบวนการ Isentropic
ซึ่งจะได้ความสัมพันธ์

$$Pv^k = c \text{ (Constant)} \quad (2.18)$$

2.3.2 การหา Induced Work Load (L_s) โดย

สมมติให้เป็นกรณี REVERSIBLE STEADY – FLOW WORK:

จากความสัมพันธ์ข้อที่หนึ่ง ของเทอร์โมไดนามิกส์ (First law of thermodynamics) และ
กรณีที่เป็นระบบเปิด (Open Thermodynamic System) ซึ่งจะได้ความสัมพันธ์

$$w_{rev} = \int v dP + \Delta ke + \Delta pe \quad (\text{kJ/kg})$$

กำหนดให้ $L_s = w_{rev}$ และ การเปลี่ยนแปลง KE และ PE น้อยมาก

$$L_s = \int v dP \quad (2.19)$$

From Eq. (2.18)

$$Pv^k = P_s v_s^k = P_a v_a^k$$

$$v = (P_s / P)^{\frac{1}{k}} \cdot v_s$$

แทนค่า v ในสมการที่ (2.19); $L_s = \int_{P_s}^{P_d} (P_s / P)^{\frac{1}{k}} \cdot v_s dP$

$$= v_s P_s^{\frac{1}{k}} \int_{P_s}^{P_d} (P^{-\frac{1}{k}}) dP$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= v_s P_s^k \left[\frac{P_d^{\frac{k-1}{k}}}{k-1} \right]_{P_s}$$

$$= v_s P_s^k \left[\frac{P_d^{\frac{k-1}{k}} - P_s^{\frac{k-1}{k}}}{\frac{k-1}{k}} \right]$$

จะได้ $L_s = \frac{k}{k-1} v_s P_s \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (\text{J/kg}) \quad (2.20)$

เปลี่ยนหน่วยของ L_s ให้เป็นหน่วย J/s โดยการคูณ L_s ด้วย \dot{m}_s

เมื่อกำหนดให้ \dot{m}_s = อัตราการไหลของมวลอากาศ; (kg/s) ดังนี้

เปลี่ยนหน่วยของ L_s ให้เป็น J/s จะได้ $= L_s \times \dot{m}_s$

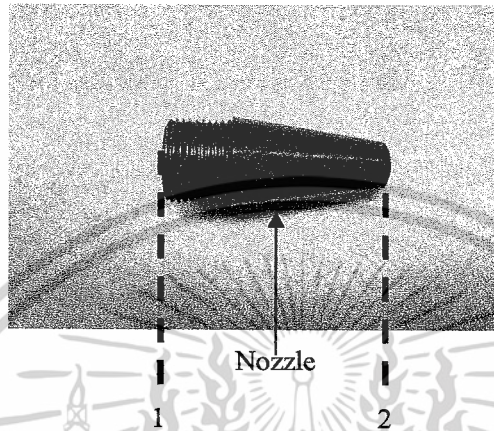
$$L_s = \frac{k}{k-1} v_s \dot{m}_s P_s \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$\therefore L_s = \frac{k}{k-1} Q_s P_s \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (\text{J/s})$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3.3 การหาค่า Primary Work Load; (L_w)

ซึ่งกรณีนี้ Primary Work Load อยู่ในรูปของพลังงานจลน์ พิจารณาดังนี้



รูปที่ 2.4 แสดงจุดที่พิจารณาบนหัวฉีด (Nozzle)

จากความสัมพันธ์ของ Bernoulli's Equation; สมมติให้ ไม่มี friction losses

Input = Output

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{\bar{v}_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\bar{v}_2^2}{2g} + z_2 \quad (2.21)$$

เนื่องจาก $z_1 = z_2$ ดังนั้น

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{\bar{v}_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\bar{v}_2^2}{2g} \quad (2.22)$$

เมื่อ $\frac{P_2}{\rho g} = 0$ เนื่องจาก $P_{abs} = P_{atm} \therefore P_{gage} = 0$; ณ ตำแหน่งที่ 2 จะได้ว่า

$$\frac{P_{tot.}}{\rho g} = \frac{\bar{v}_2^2}{2g} \quad (2.23)$$

ดังนั้น $P_w = P_{tot.} = \rho \frac{\bar{v}_2^2}{2}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะเห็นได้ว่า ความสัมพันธ์ของ P_w จะอยู่ในรูปของพลังงานจลน์ (KE) ซึ่ง $KE \propto \bar{v}$
 ดังนั้น จากความสัมพันธ์ของพลังงานจลน์: $KE = \frac{1}{2} m \bar{v}^2$

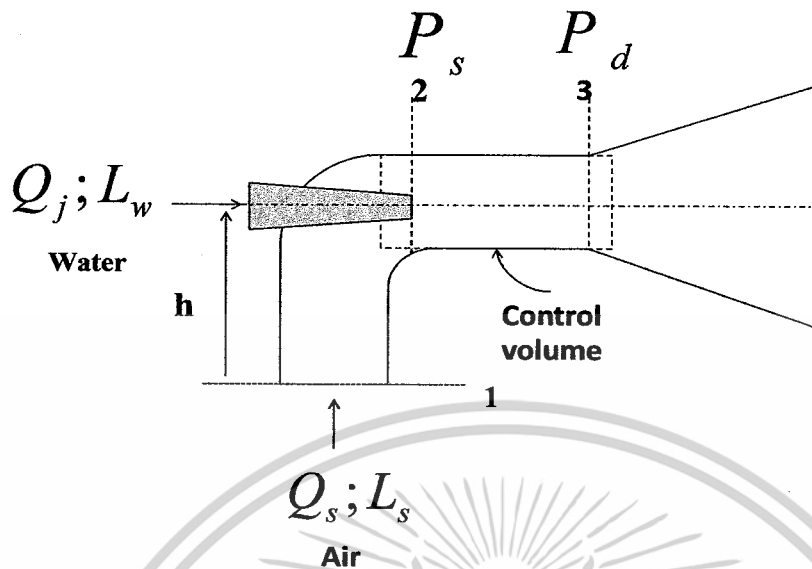
$$\begin{aligned} \therefore KE &= L_w = \frac{1}{2} m_w \bar{v}_w^2 \\ &= \frac{1}{2} \frac{\gamma_w}{g} Q_w \bar{v}_w^2 \\ &= \frac{\bar{v}_w^2}{2g} \gamma_w Q_w \end{aligned} \tag{2.24}$$

จาก Kinetic energy ในสมการ (2.23) จะได้ว่า

$$\begin{aligned} \frac{P_w}{\gamma_w} &= \frac{\bar{v}_w^2}{2g} \\ \text{เมื่อ } \gamma_w &= \rho g \\ L_w &= \frac{P_w}{\gamma_w} \gamma_w Q_w = P_w Q_w \end{aligned} \tag{2.25}$$

$$\therefore \text{จาก } \eta = \frac{\text{output}}{\text{input}} = \frac{L_s}{L_w} ; \quad \eta = \frac{\frac{k}{k-1} Q_s P_s \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{Q_w P_w}$$

2.3.4 สมการประสิทธิภาพ
$$\eta = \frac{Q_s}{Q_w} \cdot \frac{P_s}{P_w} \cdot \left[\frac{k}{k-1} \left(\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]$$



รูปที่ 2.5 แสดงจุดที่พิจารณา และ Control volume

2.3.5 การหาค่าความเร็วด้านจุด (v_s)

กำหนดให้ $\varepsilon = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_j + \dot{m}_s}$, $\rho_d = [(1-\varepsilon)\rho_j + \varepsilon\rho_s]$, $\phi = \frac{\gamma_s Q_s}{\gamma_j Q_j}$

ใช้หลักกฎทรงมวล (principle of conservation of mass) จากตำแหน่งที่ 2 \rightarrow 3 ดังนี้

$$\dot{m}_j + \dot{m}_s = \dot{m}_d$$

$$(\rho \bar{v} A)_j + (\rho \bar{v} A)_s = (\rho \bar{v} A)_d$$

$$(\rho \bar{v} A)_s = \{ \bar{v}_d A_d [(1-\varepsilon)\rho_j + \varepsilon\rho_s] \} - (\rho \bar{v} A)_j$$

ดังนั้น

$$\bar{v}_s = \frac{\{ \bar{v}_d A_d [(1-\varepsilon)\rho_j + \varepsilon\rho_s] \} - (\rho \bar{v} A)_j}{\rho_s A_s}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3.6 การหาค่าความเร็วทางออก (\bar{v}_d)

ใช้หลักกฏทรงมวล (principle of conservation of mass) จากตำแหน่งที่ 2 → 3 ดังนี้

$$\gamma_d Q_d = \gamma_j Q_j + \gamma_s Q_s$$

$$g(\rho \bar{v}_d A_d) = \gamma_j Q_j + \gamma_s Q_s$$

$$\bar{v}_d = \frac{\gamma_j Q_j + \gamma_s Q_s}{g A_d [(1-\varepsilon)\rho_j + \varepsilon\rho_s]}$$

$$\bar{v}_d = \frac{\left(1 + \frac{\gamma_s Q_s}{\gamma_j Q_j}\right) \gamma_j Q_j}{g A_d [(1-\varepsilon)\rho_j + \varepsilon\rho_s]}$$

$$= \frac{\left(1 + \frac{\gamma_s Q_s}{\gamma_j Q_j}\right) \gamma_j (\bar{v}_j A_j)}{g A_d [(1-\varepsilon)\rho_j + \varepsilon\rho_s]}$$

$$\bar{v}_d = \frac{B(1+\phi)\bar{v}_j \gamma_j}{g [(1-\varepsilon)\rho_j + \varepsilon\rho_s]}$$

2.3.7 การหาค่าความดันด้านดูด (P_s)

โดยความสัมพันธ์ของ Bernoulli's Equation; จากตำแหน่งที่ 1 → 2 ดังนี้

$$\frac{P_{atm}}{g\rho_{air}} + \frac{\bar{v}_{air}^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_{atm}}{g\rho_{air}} + \frac{\bar{v}_s^2}{2g} + h + h_L$$

เมื่อกำหนดให้ $\bar{v}_{air} = 0; Z_1 = 0; h_L = 0$ จะได้สมการดังต่อไปนี้

$$P_s = P_{atm} - \frac{\bar{v}_s^2}{2}(\rho_{air}) - h(\rho_{air}g)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\therefore P_s = P_{atm} - \frac{\rho_s \left\{ \left[\frac{\{\bar{v}_d A_d [(1-\varepsilon)\rho_j + \varepsilon\rho_s]\} - (\rho\bar{v}A)_j}{\rho_s A_s} \right]^2 \right\}}{2} - h\rho_s g$$

2.3.8 การหาค่าความดันด้านจ่าย (P_d)

จากความสัมพันธ์ของ Total momentum equation: $\sum F_{sys} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \bar{v} dV + \int_{CS} \rho \bar{v} (\bar{v}\bar{n}) dA$

กำหนดให้เป็นการไหลแบบ Steady flow และไม่มี Friction losses

ดังนั้น: $\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \bar{v} dV = 0$

$$\begin{aligned} \sum F &= \int_{CS} \rho \bar{u}_1 (-\bar{v}_1) dA_1 + \int_{CS} \rho \bar{u}_2 (-\bar{v}_2) dA_2 + \int_{CS} \rho \bar{u}_3 (-\bar{v}_3) dA_3 \\ &= \rho_1 \bar{u}_1 (-v_1) A_1 + \rho_2 \bar{u}_2 (-v_2) A_2 + \rho_3 \bar{u}_3 (-v_3) A_3 \\ &= \bar{u}_1 (-\dot{m}_1) + \bar{u}_2 (-\dot{m}_2) + \bar{u}_3 \dot{m}_3 \rightarrow \langle 1 \rangle \\ &= P_1 A_1 + P_2 A_2 - P_3 A_3 \\ &= P_s A_s + P_j A_j - P_d A_d \rightarrow \langle 2 \rangle \end{aligned}$$

แทนสมการ (2) ใน สมการ (1)

$$P_s A_s = -\bar{u}_1 \dot{m}_1 - \bar{u}_2 \dot{m}_2 + \bar{u}_3 \dot{m}_3 + P_d A_d$$

$$P_d A_d = P_s A_s + \bar{u}_s \dot{m}_s + \bar{u}_j \dot{m}_j - \bar{u}_d \dot{m}_d + P_j A_j$$

$$P_d = \frac{P_s A_s + \bar{u}_s \dot{m}_s + \bar{u}_j \dot{m}_j - \bar{u}_d \dot{m}_d + P_j A_j}{A_d}$$

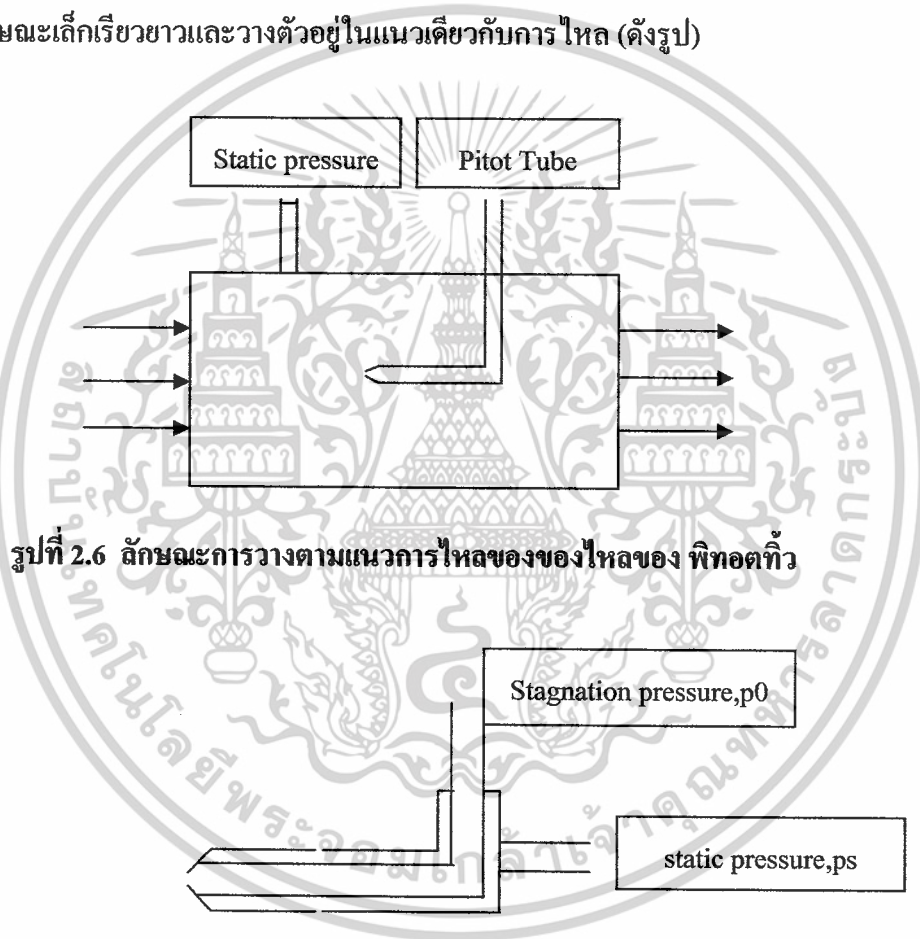
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น

$$P_d = \frac{P_s A_s + \vec{v}_s \dot{m}_s + \vec{v}_j \dot{m}_j - \vec{v}_d \dot{m}_d + P_j A_j}{A_d}$$

2.4 การวัดความเร็วด้วยพิทอตก๊ว (Flow Measurement by Pitot Tube)

อาจวัดหาความเร็วของของไหลได้โดยประยุกต์หลักการของเบอร์นูลลีที่ว่า “ความเร็วยิ่งลดลง ความดันยิ่งสูงขึ้น” อุปกรณ์ที่ใช้หลักการนี้ในการวัดความเร็วของของไหลคือ พิทอตก๊ว (pitot tube) หลอดท่อมี่ลักษณะเล็กเรียวยาวและวางตัวอยู่ในแนวเดียวกับการไหล (ดังรูป)



รูปที่ 2.7 พิทอตก๊ว

จากรูปจะเห็นได้ว่าเป็นท่อ 2 ชั้นที่มีรูด้านข้างเพื่อใช้วัดความดันนิ่ง (static pressure, p_s) ส่วนรูด้านหน้าจะใช้วัด “ความดันหยุด”(Stagnation pressure, p_0) ซึ่งความดันนิ่งและความดันหยุดนั้นมีความหมายแตกต่างกันซึ่งอาจพิจารณาได้จากคำนิยามข้างล่าง

$$P_s + \frac{1}{2} \rho V^2 = P_0$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

“ความดันนิ่ง” เป็นความดันทางเทอร์โมไดนามิกส์ในของไหลในขณะที่เคลื่อนตัวไป ความดันนี้วัดได้ที่ผิวของพิทอตทิว (ในแนวขนาน) โมเลกุลของไหลจะแพร่ (diffuse) เข้าไปในหลอดด้วยค่าความเร็วของโมเลกุลเท่านั้นทำให้ความดันที่วัดได้เป็นความดันอันเนื่องมาจากความเร็วของโมเลกุล แต่เพียงอย่างเดียวส่วนพจน์ $0.5\rho v^2$ บางครั้งวิศวกรเรียกว่า “ความดันจลน์” หรือ “ความดันวิ่ง” (dynamic pressure) ส่วน “ความดันหยุด” นั้นคือความดันรวมที่ได้จากการทำให้ของไหล (ที่กำลังวิ่งอยู่) หยุดตัวลงอย่างไม่มี การสูญเสีย ในภาษาอังกฤษมักเรียกว่า stagnation pressure หรือ total pressure จะเห็นว่าความดันหยุดก็คือพลังงานรวมที่ได้จากการเปลี่ยนพลังงานจลน์ (หรือความดันจลน์) ให้มาอยู่ในรูปของความดัน (ซึ่งก็คือพลังงานศักย์รูปหนึ่ง) ดังนั้นจึงวัดความดันนี้ได้โดยการปล่อยให้ของไหลวิ่งเข้าชนกันทางรูด้านหน้าด้วยการสร้างพิทอตทิว เป็นหลอดคดลง 2 ชั้นในลักษณะนี้จึงสามารถวัดความดันทั้งสองได้พร้อมกันทำให้สะดวกต่อการคำนวณใช้ประโยชน์ต่อไป

จากสมการเบอร์นูลลีที่เขียนระหว่างจุดที่มีการไหลกับจุดหยุด (ความเร็วเป็นศูนย์) จะได้

$$P_s + \frac{1}{2}\rho v^2 + \rho g Z_s \approx P_o + \frac{1}{2}\rho v^2 + \rho g Z_o$$

สมมติว่าท่อวางอยู่ในแนวระนาบ ดังนั้นพจน์ $\rho g(Z_s - Z_o)$ จึงหักล้างกันหมดไป สมการจะลดรูปเป็น

$$v \approx \left[2 \frac{(P_o - P_s)}{\rho} \right]^{1/2}$$

ค่า $(P_o - P_s)$ นั้นสามารถอ่านได้จากมาตรวัดความดันที่ต่อเชื่อมของไหลด้านในท่อและของไหลที่อยู่ในช่องว่างระหว่างท่อในและท่อนอก (ดูรูปด้านล่าง) ส่วนความหนาแน่นก็คำนวณเอาได้หรือเป็นค่าที่ทราบแล้วซึ่งทำให้สามารถคำนวณหาความเร็วได้ สมการข้างบนนี้เรียกว่า สูตรพิทอต (Pitot formula) ตามชื่อวิศวกรชาวฝรั่งเศสผู้ได้ออกแบบอุปกรณ์นี้ขึ้น ในปี ค.ศ. 1732

อย่าลืมว่าการใช้สมการเบอร์นูลลีนั้นจะมีความถูกต้องสูงก็ต่อเมื่อไม่มีความเสียดทานหรือมีความเสียดทานน้อยเท่านั้น จึงอาจอนุมานได้ว่า ถ้า $Re_o > 1,000$ ก็สามารถใช้สูตรนี้ได้ดี เพราะ Re สูง แสดงว่าความหนืด (หรือความฝืด) มีค่าน้อยเมื่อเทียบกับแรงจลน์ จุดด้อยที่สำคัญของพิทอตทิว คือจะต้องถูกวางตัวให้อยู่ในแนวเดียวกับทิศทางการไหล ซึ่งบางครั้งไม่สามารถทราบได้ว่าทิศทางการไหลของของไหลเป็นเช่นไรสำหรับมุมของหลอดที่เบี่ยงตัวออกไปจากแนวการไหลที่มีขนาดมากกว่า 5° จะส่งผลให้มีความผิดพลาดมากพอสมควรทั้งในการวัด P_o และ P_s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พิพัตทั่ว มีประโยชน์มากในการวัดของไหลและแก๊สที่อัดตัวไม่ได้ (incompressible flow) นั้นคือของไหลที่มีความเร็วต่ำกว่าความเร็วเสียงมากๆ สำหรับการไหลที่มีความเร็วสูง (compressible flow) ก็สามารถใช้วัดได้แต่ต้องมีการแก้ค่าความผิดพลาดจากผลของการเปลี่ยนความหนาแน่นด้วย

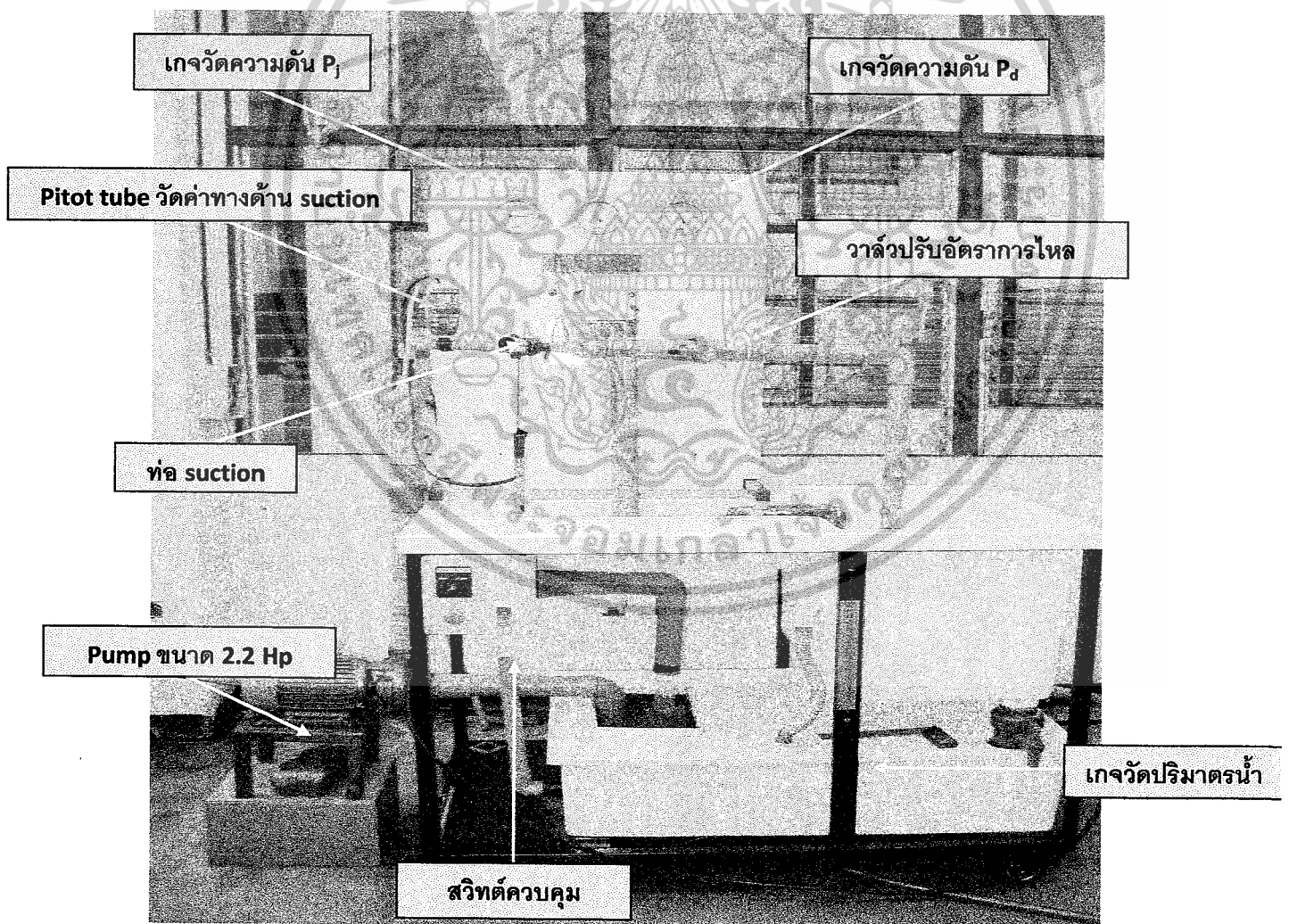


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

อุปกรณ์ที่ใช้และวิธีการทดลอง

จากชุดการทดลอง ใช้ปั๊มขนาด 2.2 แรงม้า เพื่อสร้างแรงดันให้น้ำที่ออกจากหัวฉีดมีแรงดันและความเร็วสูงเข้าสู่ห้องผสม โดยสามารถวัดแรงดันที่น้ำออกจากหัวฉีดด้วยเกจวัดความดัน เมื่อน้ำที่ไหลเข้าสู่ห้องผสมมีความเร็วทำให้ความดันบริเวณนั้นต่ำกว่าความดันบรรยากาศ จึงสามารถเหนี่ยวนำอากาศภายนอกเข้าไป การวัดความเร็วและแรงดันของอากาศที่ท่อทางดูดด้วยพิทอตทิว โดยปรับอัตราการไหลของน้ำที่ท่อทางออกด้วยวาล์วตั้งรูปจากนั้นวัดค่าความดันทางออกด้วยเกจวัดความดันและวัดปริมาตรน้ำที่ใช้จากเกจวัดปริมาตรตั้งรูป

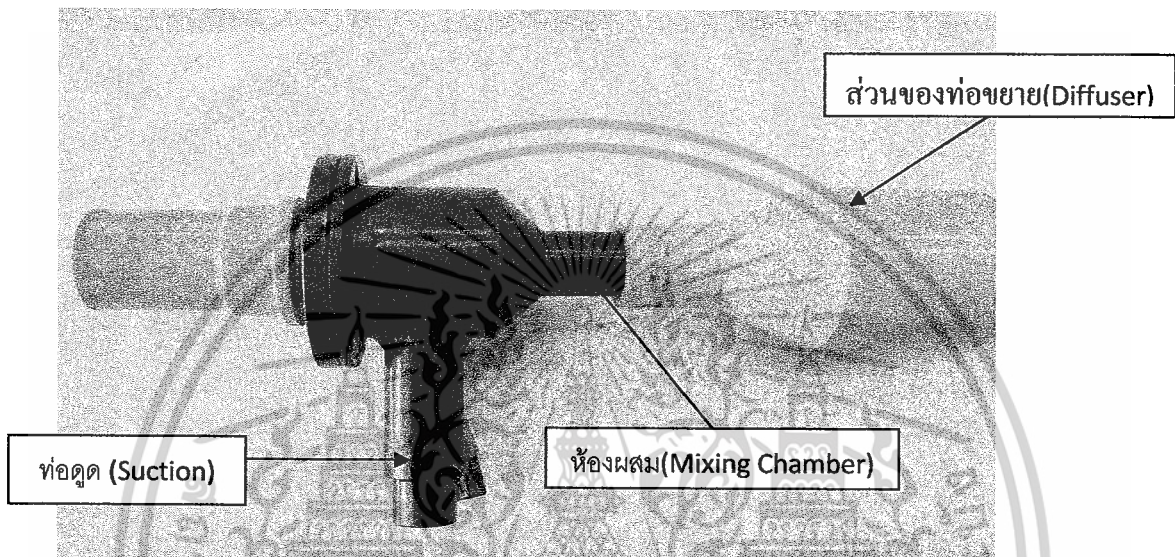


รูปที่ 3-1 แสดงชุดการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

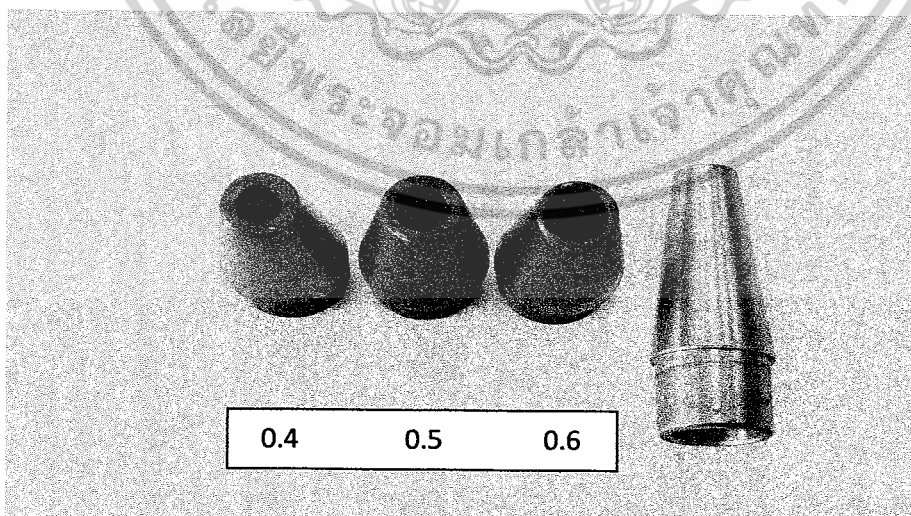
3.1 อุปกรณ์ที่ใช้

3.1.1 ชิ้นส่วนหลักของชุดปั๊มน้ำแบบหัวฉีด ประกอบด้วยส่วนประกอบสำคัญ 4 ส่วน คือ ส่วนของห้องผสม ส่วนของหัวฉีด ส่วนของท่อด้านดูดอากาศ ส่วนของท่อขยาย



รูปที่ 3-2 แสดงส่วนประกอบของปั๊มน้ำแบบหัวฉีด

หัวฉีด (nozzle) มี 3 หัว ด้วยกันคือ ขนาด 0.006,0.0075,0.009 m. ซึ่งมีลักษณะดังรูป

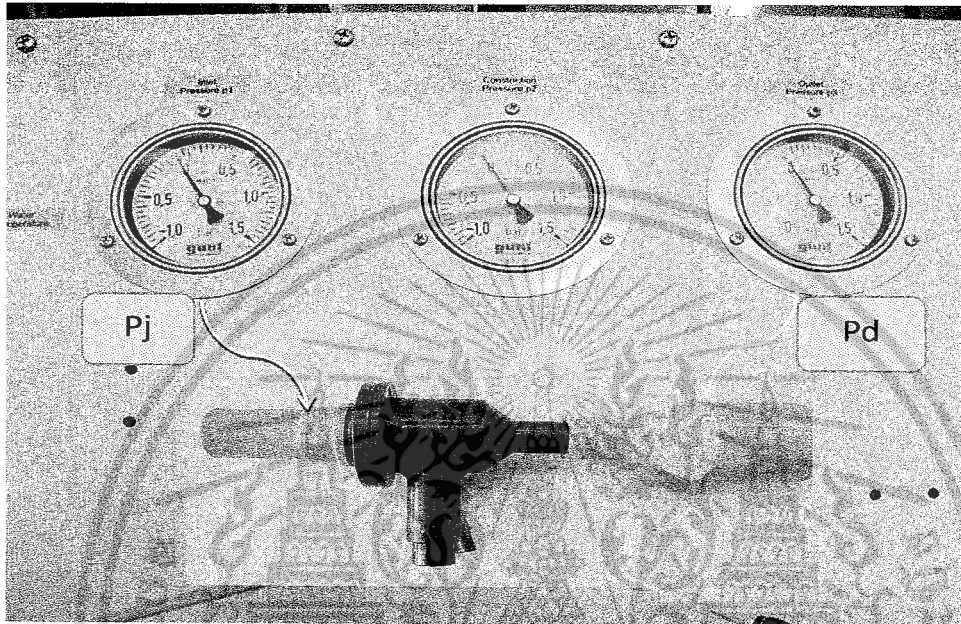


รูปที่ 3-3 แสดงอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดของหัวฉีดกับห้องผสม (d/D) = 0.4,0.5 และ 0.6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

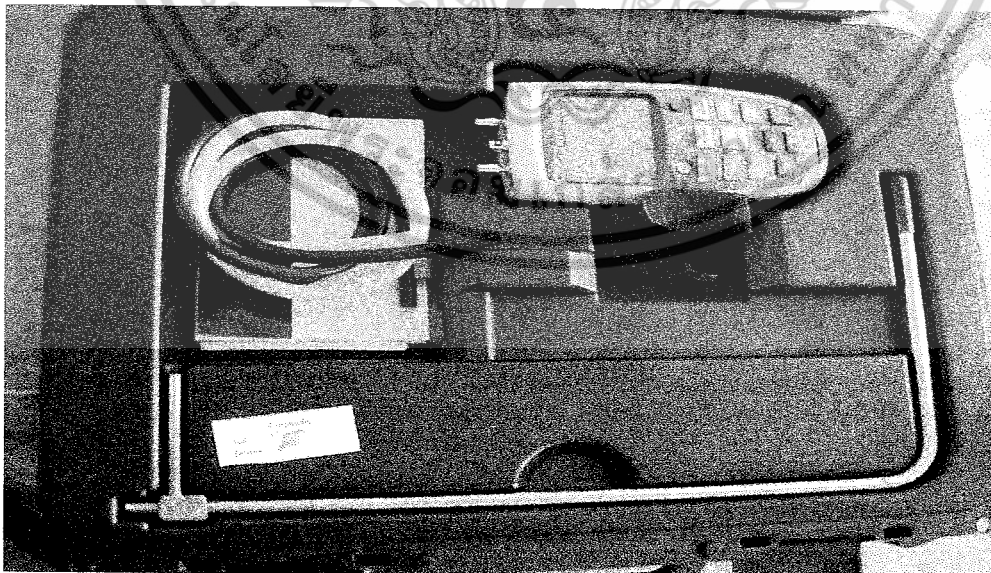
3.1.2 อุปกรณ์ประกอบอื่นๆในชุดการทดลอง

(1) เกจวัดความดัน (pressure gauge)



รูปที่ 3-4 แสดงภาพเกจวัดความดัน (pressure gauge)

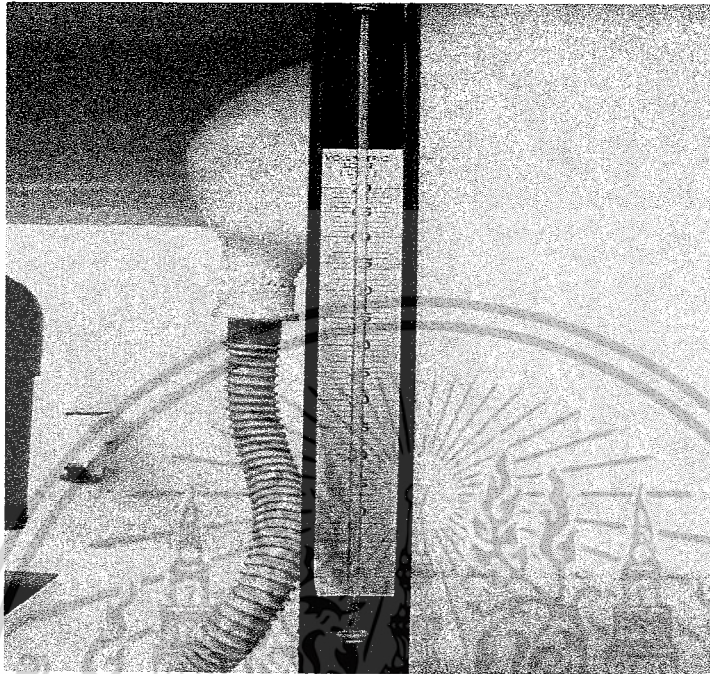
(2) เครื่องมือวัดอัตราการไหลของอากาศเข้าหัวฉีด (PITOT TUBE) รุ่น FLUKE 922



รูปที่ 3-5 แสดงภาพพิทอททิว (PITOT TUBE) รุ่น FLUKE 922

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(3) เกจวัดปริมาตรน้ำ



รูปที่ 3-6 แสดงภาพเกจวัดปริมาตรน้ำ

3.2 วิธีการทดลอง

- 3.2.1 เปิดสวิตซ์ให้ปั๊มหอยโข่งทำงานและเปิดวาล์ว 1 และเปิดวาล์ว 2 ให้สุด
- 3.2.2 เมื่อปั๊มเริ่มทำงาน ให้เปิดวาล์ว 1 ให้ค่าความดันที่ $P_j = 1.5$ bar หลังจากนั้นทำการปรับวาล์วด้าน วาล์ว 2 ให้มีอัตราการไหลลดลงเรื่อยที่ตำแหน่ง 0,25,50 และ 75 องศา
- 3.2.3 อ่านค่าอัตราการไหลของน้ำเข้าหัวฉีดและของอากาศเข้าทางเข้าช่องดูดอากาศ ค่าความเร็วขาเข้าของอากาศที่ท่อด้านดูด (suction), ค่าความดันที่เข้าหัวฉีดและที่ทางเข้าของช่อง suction แล้วบันทึกผลลงในตารางทดลอง
- 3.2.4 ทำการทดลองซ้ำที่ความดันน้ำเข้าหัวฉีด(P_j)ที่ค่าใหม่ตามค่าที่ได้กำหนดไว้ในตารางบันทึกผลโดยปรับวาล์วหมายเลข 1 แล้วทำการทดลองซ้ำตามขั้นตอนก่อนหน้านี้นี้แล้วบันทึกค่าในตาราง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.5 หลังจากเสร็จจากขั้นตอนที่ 4 แล้ว ให้ทำการเปลี่ยนขนาดของหัวฉีดแล้วทำการทดลองตามขั้นตอนที่ 1,2,3,4 ตามลำดับ โดยทำการเปลี่ยนขนาดหัวฉีดจนครบทั้ง 3 ขนาด คือ ขนาด 0.006,0.0075 และ 0.0009 m.ตามลำดับ

3.3 เงื่อนไขในการทำการทดลอง

- 3.3.1 ในการเปลี่ยนขนาดของหัวฉีดแต่ละครั้งต้องให้ส่วนปลายของหัวฉีดอยู่ห่างจากส่วนของทางเข้าห้องผสมเป็นระยะที่คงที่
- 3.3.2 ต้องสำรวจรอยรั่วของอุปกรณ์ทางด้านดูดของปั๊มหอยโข่งทุกครั้งเพื่อไม่ให้เกิดฟองอากาศไหลเข้ามาในส่วนของหัวฉีด
- 3.3.3 ในการอ่านค่าแต่ละครั้งควรปล่อยให้ระบบทำงานไปก่อนประมาณ 2 นาที
- 3.3.4 ในการทดลองให้ถือว่าอุณหภูมิของอากาศและน้ำในขณะนั้นคงที่

บทที่ 4

ผลการทดลอง

D (m.)	d (m.)	d/D	Q _j (m ³ /s)	Q _s (m ³ /s)	V _j (m/s)	V _d (m/s)	Patm (Pa)	LOW น้ำ (kg/m ³)	LOW air (kg/m ³)	P _j (Pa)	(k-1)/k	k/(k-1)	P _d (Pa)	P _s (Pa)	P _d /P _s (Pa)	ประสิทธิภาพ (ร้อยละ)
0.015	0.006	0.400	0.0005	0.100	11.500	1.862	101325	1000	1.184	150000	0.286	3.500	101325	1.5	67550.0	0.153
0.015	0.006	0.400	0.0005	0.100	11.182	1.811	101325	1000	1.184	150000	0.286	3.500	101325	2.4	42218.8	0.217
0.015	0.006	0.400	0.0005	0.108	11.182	1.813	101325	1000	1.184	150000	0.286	3.500	101325	1.5	67550.0	0.169
0.015	0.006	0.400	0.0005	0.042	11.500	1.850	101325	1000	1.184	150000	0.286	3.500	101325	1.2	84437.5	0.055
0.015	0.006	0.400	0.0005	0.100	10.616	1.722	101325	1000	1.184	135000	0.286	3.500	101325	1.0	101325.0	0.134
0.015	0.006	0.400	0.0005	0.108	10.616	1.722	101325	1000	1.184	135000	0.286	3.500	101325	1.9	53328.9	0.229
0.015	0.006	0.400	0.0005	0.108	10.014	1.626	101325	1000	1.184	135000	0.286	3.500	101325	1.3	77942.3	0.181
0.015	0.006	0.400	0.0005	0.050	10.014	1.615	101325	1000	1.184	135000	0.286	3.500	101325	0.9	112583.3	0.065
0.015	0.006	0.400	0.0005	0.092	10.014	1.622	101325	1000	1.184	125000	0.286	3.500	101325	1.3	81060.0	0.158
0.015	0.006	0.400	0.0005	0.092	10.014	1.623	101325	1000	1.184	125000	0.286	3.500	101325	1.8	56291.7	0.209
0.015	0.006	0.400	0.0005	0.100	10.014	1.625	101325	1000	1.184	125000	0.286	3.500	101325	1.3	77942.3	0.182
0.015	0.006	0.400	0.0005	0.042	10.297	1.656	101325	1000	1.184	125000	0.286	3.500	101325	1.2	83053.3	0.072

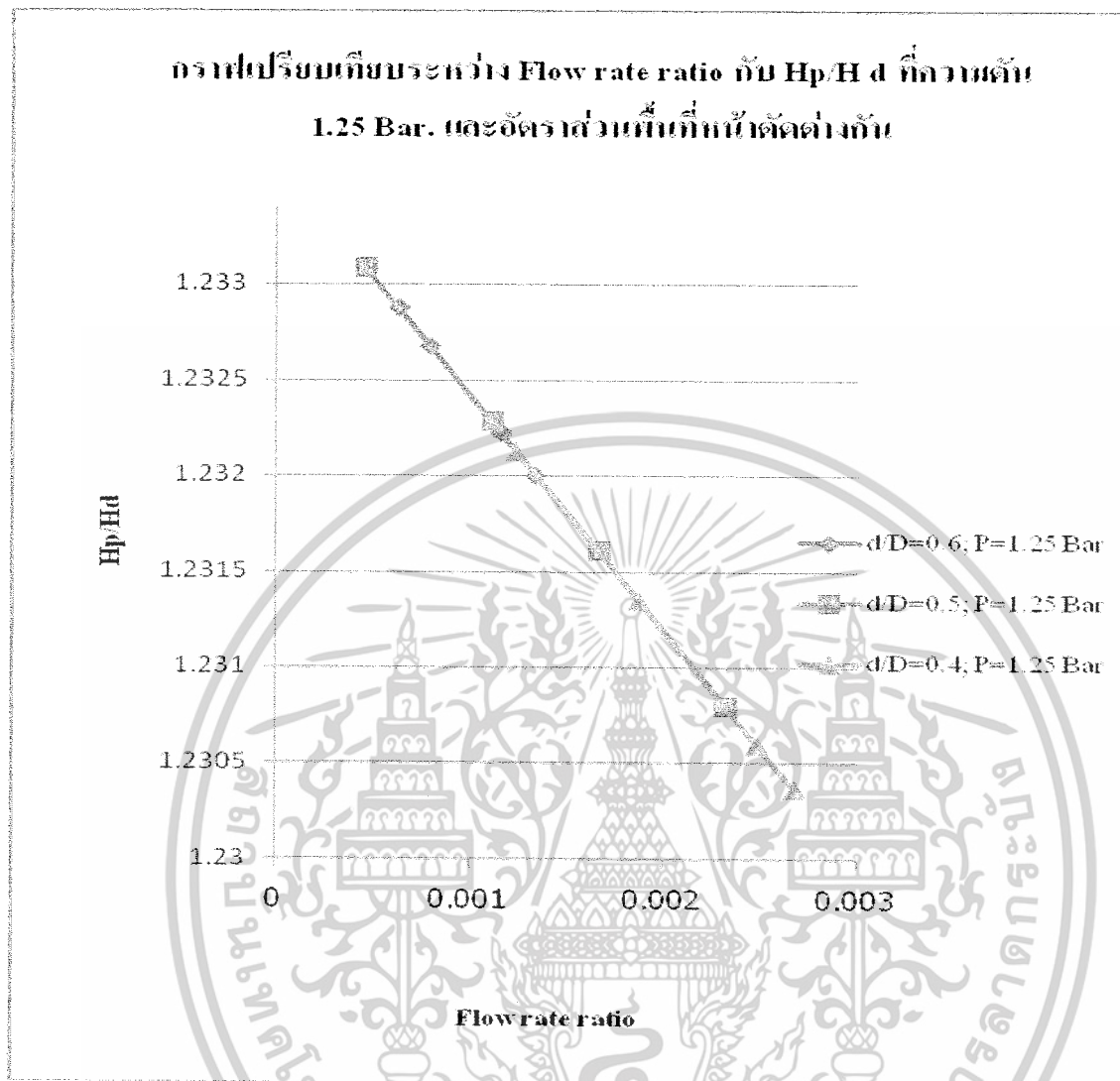
ตารางที่ 4.1 ผลการทดลองของอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด 0.4

D (m.)	d (m.)	d/D	Qj (m ³ /s)	Qs (m ³ /s)	Vj (m/s)	Vd (m/s)	Patm (Pa)	LOW น้ำ (kg/m ³)	LOW air (kg/m ³)	Pj (Pa)	(k-1)/k	k/(k-1)	Pd (Pa)	Ps (Pa)	Pd/Ps (Pa)	ประสิทธิภาพ (ร้อยละ)
0.015	0.0075	0.500	0.0007	0.150	12.071	3.052	101325	1000	1.184	135000	0.286	3.500	101325	1.5	5536.9	0.183
0.015	0.0075	0.500	0.0007	0.133	11.686	2.952	101325	1000	1.184	135000	0.286	3.500	101325	2.3	4474.8	0.224
0.015	0.0075	0.500	0.0007	0.125	11.686	2.949	101325	1000	1.184	135000	0.286	3.500	101325	1.4	4263.3	0.149
0.015	0.0075	0.500	0.0007	0.050	11.505	2.886	101325	1000	1.184	135000	0.286	3.500	101325	1.2	20610.0	0.054
0.015	0.0075	0.500	0.0007	0.125	10.553	2.669	101325	1000	1.184	135000	0.286	3.500	101325	1.4	6095.8	0.159
0.015	0.0075	0.500	0.0007	0.117	10.553	2.668	101325	1000	1.184	135000	0.286	3.500	101325	2.8	4557.6	0.242
0.015	0.0075	0.500	0.0007	0.125	10.553	2.666	101325	1000	1.184	135000	0.286	3.500	101325	1.3	3890.7	0.151
0.015	0.0075	0.500	0.0007	0.050	10.938	2.747	101325	1000	1.184	135000	0.286	3.500	101325	1.0	27295.0	0.050
0.015	0.0075	0.500	0.0006	0.100	9.635	2.429	101325	1000	1.184	125000	0.286	3.500	101325	1.2	9082.8	0.128
0.015	0.0075	0.500	0.0006	0.091	9.635	2.427	101325	1000	1.184	125000	0.286	3.500	101325	2.0	7541.1	0.166
0.015	0.0075	0.500	0.0006	0.100	9.421	2.376	101325	1000	1.184	125000	0.286	3.500	101325	1.3	3426.9	0.136
0.015	0.0075	0.500	0.0006	0.042	9.421	2.465	101325	1000	1.184	125000	0.286	3.500	101325	1.0	21928.0	0.047

ตารางที่ 4.2 ผลการทดลองของอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด 0.5

D (m.)	d (m.)	d/D	Qj (m ³ /s)	Qs (m ³ /s)	Vj (m/s)	Vd (m/s)	Patm (Pa)	LOW น้ำ (kg/m ³)	LOW air (kg/m ³)	Pj (Pa)	(k-1)/k	k/(k-1)	Pd (Pa)	Ps (Pa)	Pd/Ps (Pa)	ประสิทธิภาพ (ร้อยละ)
0.015	0.009	0.600	0.0011	0.167	14.406	5.251	101325	1000	1.184	150000	0.286	3.500	101325	2.5	5904.4	0.172
0.015	0.009	0.600	0.0011	0.158	14.406	5.220	101325	1000	1.184	150000	0.286	3.500	101325	3.0	5636.5	0.185
0.015	0.009	0.600	0.0011	0.117	14.406	5.207	101325	1000	1.184	150000	0.286	3.500	101325	2.0	6668.5	0.103
0.015	0.009	0.600	0.0011	0.050	14.406	5.198	101325	1000	1.184	150000	0.286	3.500	101325	1.6	33530.0	0.038
0.015	0.009	0.600	0.0012	0.158	12.314	4.474	101325	1000	1.184	130000	0.286	3.500	101325	2.4	5547.8	0.172
0.015	0.009	0.600	0.0012	0.150	12.314	4.467	101325	1000	1.184	130000	0.286	3.500	101325	3.3	5477.7	0.204
0.015	0.009	0.600	0.0012	0.117	12.314	4.460	101325	1000	1.184	130000	0.286	3.500	101325	2.5	5807.0	0.131
0.015	0.009	0.600	0.0012	0.050	12.314	4.444	101325	1000	1.184	130000	0.286	3.500	101325	1.5	32297.0	0.039
0.015	0.009	0.600	0.0011	0.125	11.261	4.084	101325	1000	1.184	110000	0.286	3.500	101325	2.2	5756.1	0.161
0.015	0.009	0.600	0.0011	0.133	11.528	4.179	101325	1000	1.184	110000	0.286	3.500	101325	2.8	6377.3	0.199
0.015	0.009	0.600	0.0011	0.133	11.528	4.176	101325	1000	1.184	110000	0.286	3.500	101325	2.0	6980.5	0.158
0.015	0.009	0.600	0.0011	0.058	11.528	4.160	101325	1000	1.184	110000	0.286	3.500	101325	1.0	34574.0	0.042

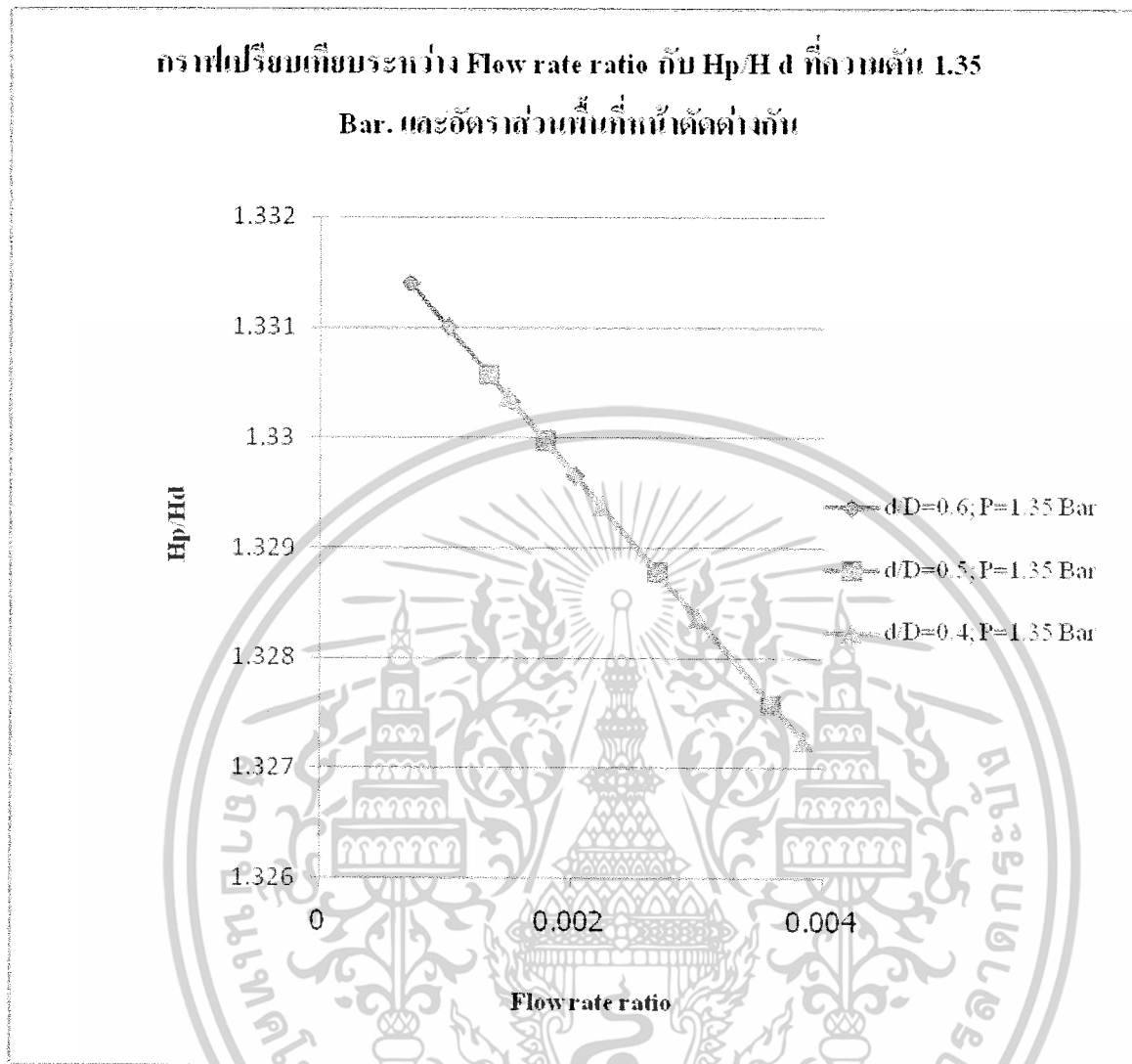
ตารางที่ 4.3 ผลการทดลองของอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด 0.6



รูปที่ 4.1 กราฟเปรียบเทียบระหว่าง Flow rate ratio กับ H_p/H_d ที่ความดัน 1.25 Bar. และอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดต่างกัน

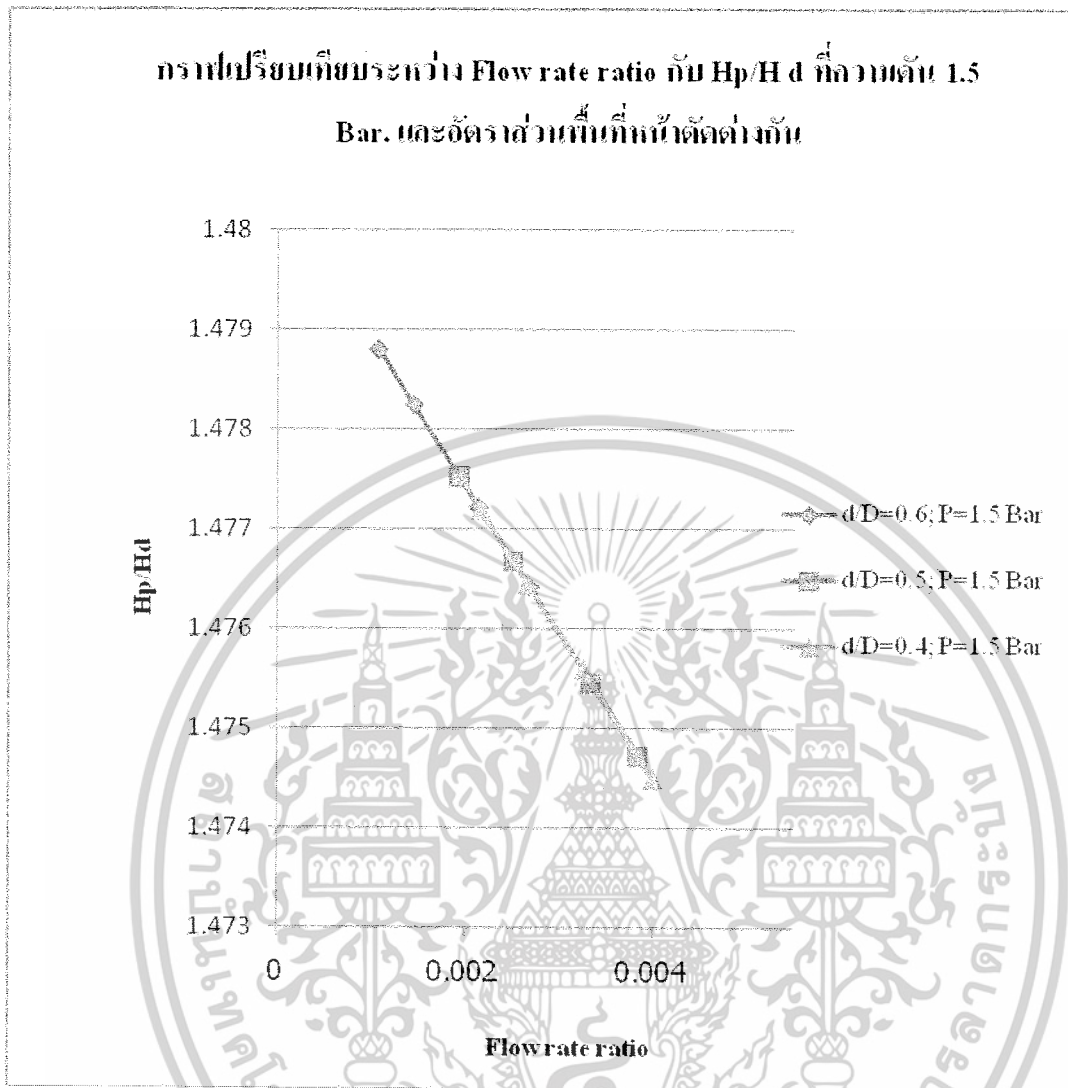
จากกราฟแสดงให้เห็นความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเฮด (H_p/H_d) กับอัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) โดยที่แรงดันหัวฉีดคงที่เท่ากับ 1.25 bar และมีการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด (d/D) พบว่า เมื่ออัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้อัตราส่วนเฮด (H_p/H_d) มีการลดลงเป็นแบบเส้นตรง โดยที่อัตราส่วนเฮด (H_p/H_d) สูงสุดจากกราฟคือที่อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด (d/D)=0.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.2 กราฟเปรียบเทียบระหว่าง Flow rate ratio กับ H_p/H_d ที่ความดัน 1.35 Bar. และอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดต่างกัน

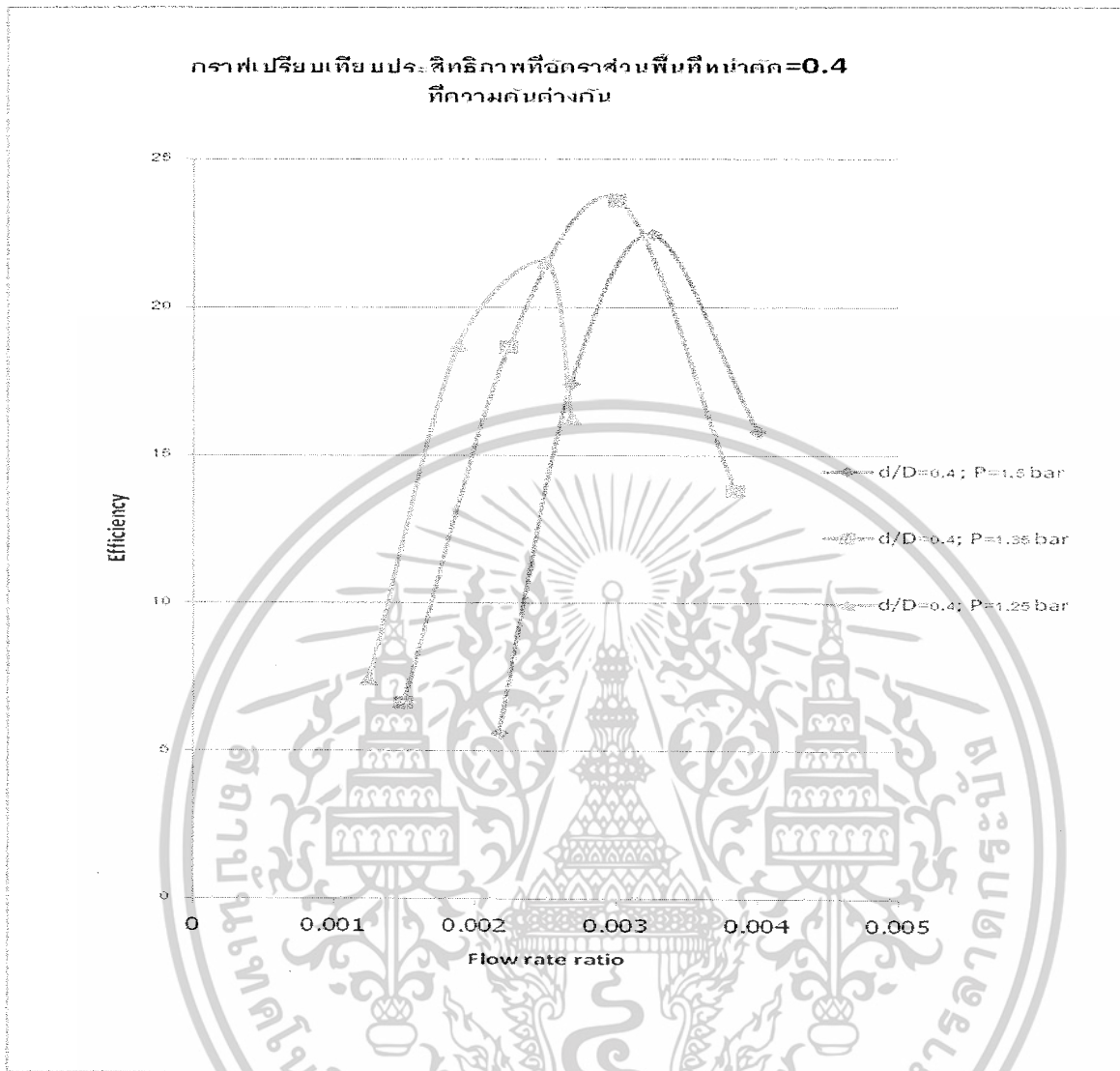
จากกราฟแสดงให้เห็นความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเฮด (H_p/H_d) กับอัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) โดยที่แรงดันหัวฉีดคงที่เท่ากับ 1.35 bar และมีการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด (d/D) พบว่าเมื่ออัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้อัตราส่วนเฮด (H_p/H_d) มีการลดลงเป็นแบบเส้นตรง และเมื่อขนาดหัวฉีดโตขึ้นจะให้อัตราส่วนเฮด (H_p/H_d) เพิ่มขึ้นแต่อัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) ลดลง



รูปที่ 4.3 กราฟเปรียบเทียบระหว่าง Flow rate ratio กับ H_p/H_d ที่ความดัน 1.5 Bar. และอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดต่างกัน

จากกราฟแสดงให้เห็นความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเฮด (H_p/H_d) กับอัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) โดยที่แรงดันหัวฉีดคงที่เท่ากับ 1.5 bar และมีการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด (d/D) พบว่าเมื่ออัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้อัตราส่วนเฮด (H_p/H_d) มีการลดลงเป็นแบบเส้นตรง และเมื่อขนาดหัวฉีดโตขึ้นจะให้อัตราส่วนเฮด (H_p/H_d) เพิ่มขึ้นแต่อัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) ลดลง

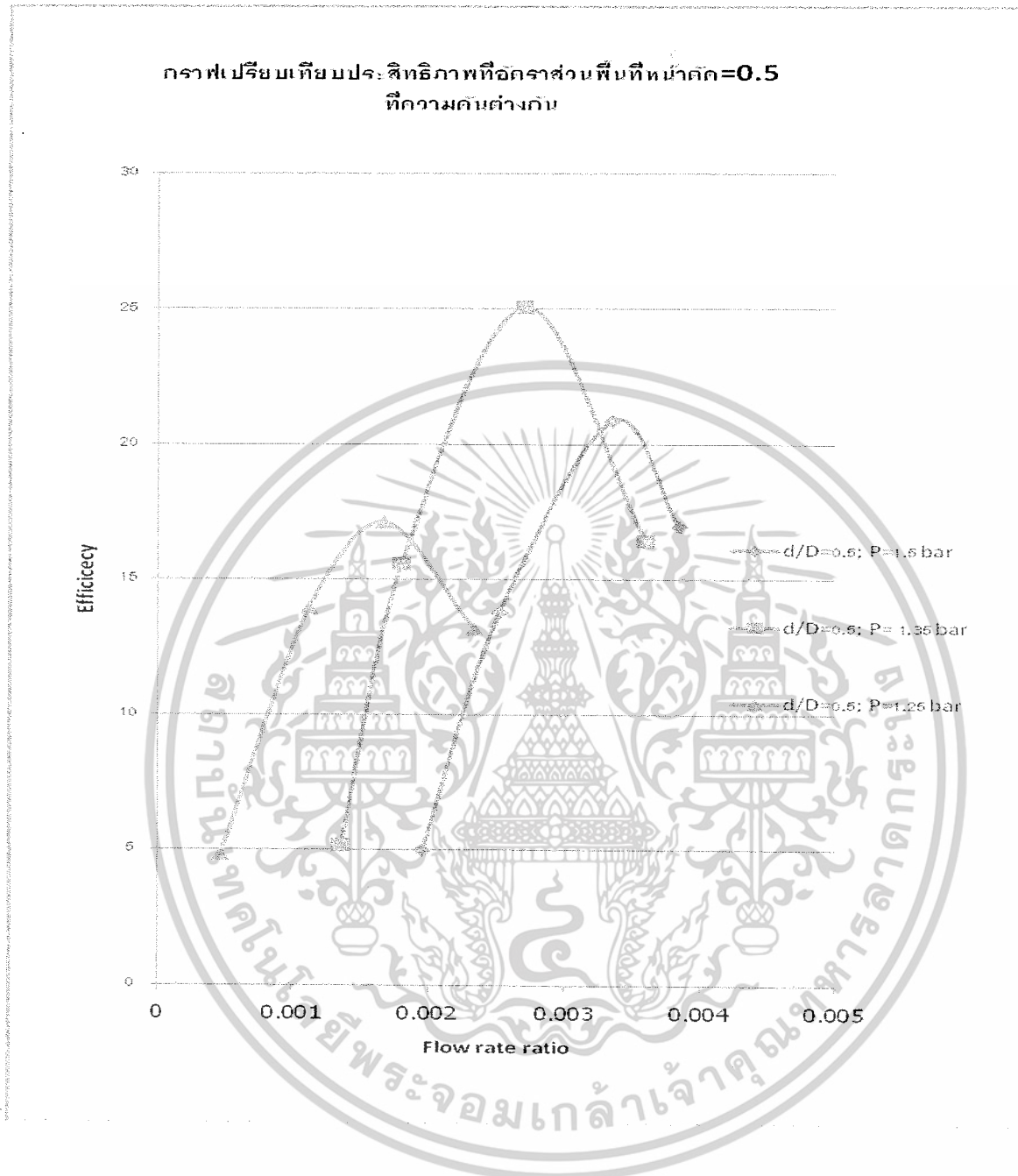
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.4 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพที่อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด = 0.4 ที่ความดันต่างกัน

จากกราฟแสดงให้เห็นความสำคัญระหว่างประสิทธิภาพ (Efficiency) กับอัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) โดยที่อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด (d/D) คงที่เท่ากับ 0.4 และมีการเปลี่ยนแปลงแรงดันหัวฉีด (P_j) พบว่าที่กราฟ $P_j = 1.35$ bar จะให้ ประสิทธิภาพ (Efficiency) สูงที่สุด

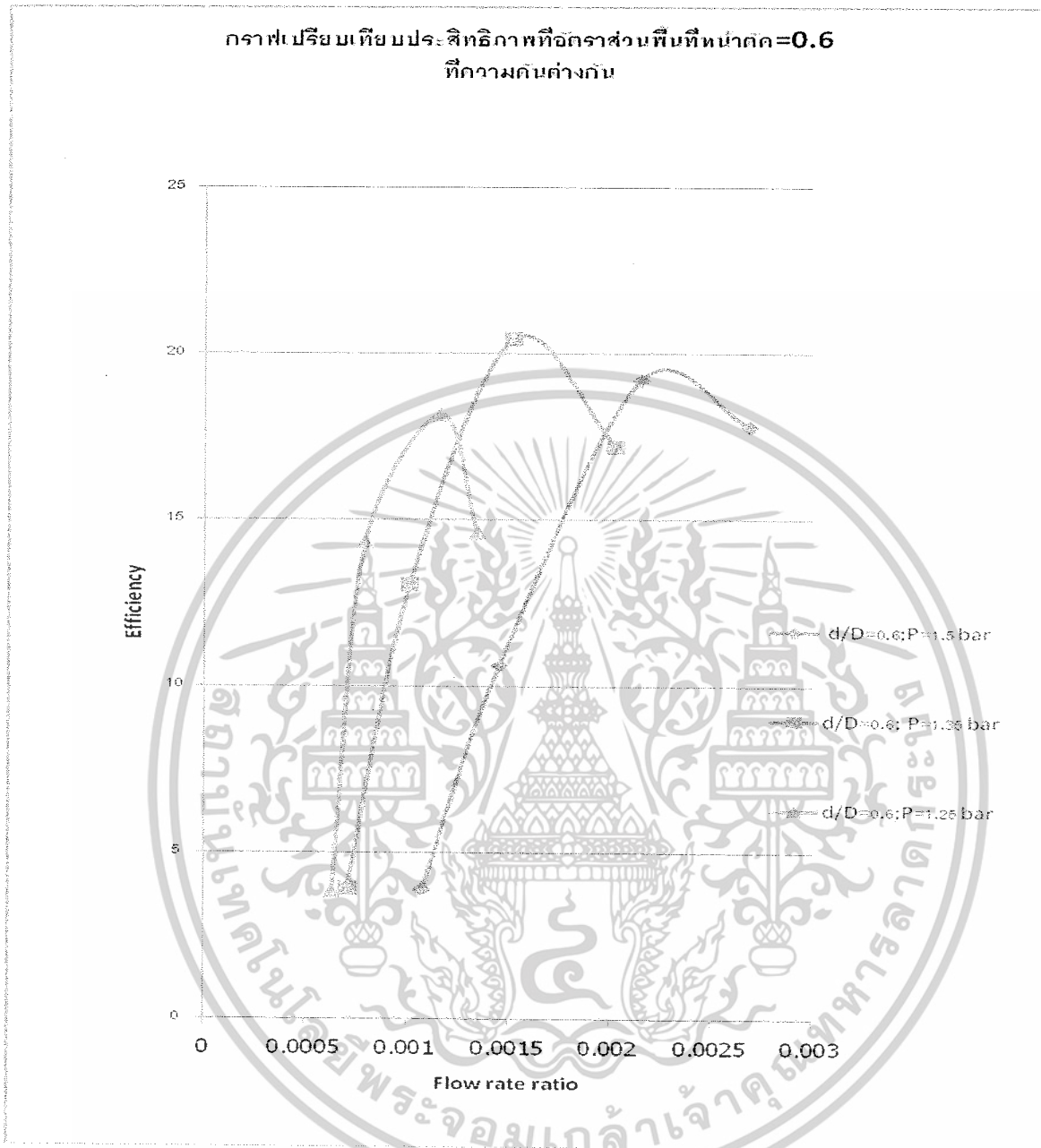
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.5 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพที่อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด = 0.5 ที่ความดันต่างกัน

จากกราฟแสดงให้เห็นความสำคัญระหว่างประสิทธิภาพ (Efficiency) กับอัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) โดยที่อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด (d/D) คงที่เท่ากับ 0.5 และมีการเปลี่ยนแปลงแรงดันหัวฉีด (P_j) พบว่าที่กราฟ $P_j = 1.35$ bar จะให้ ประสิทธิภาพ (Efficiency) สูงที่สุด

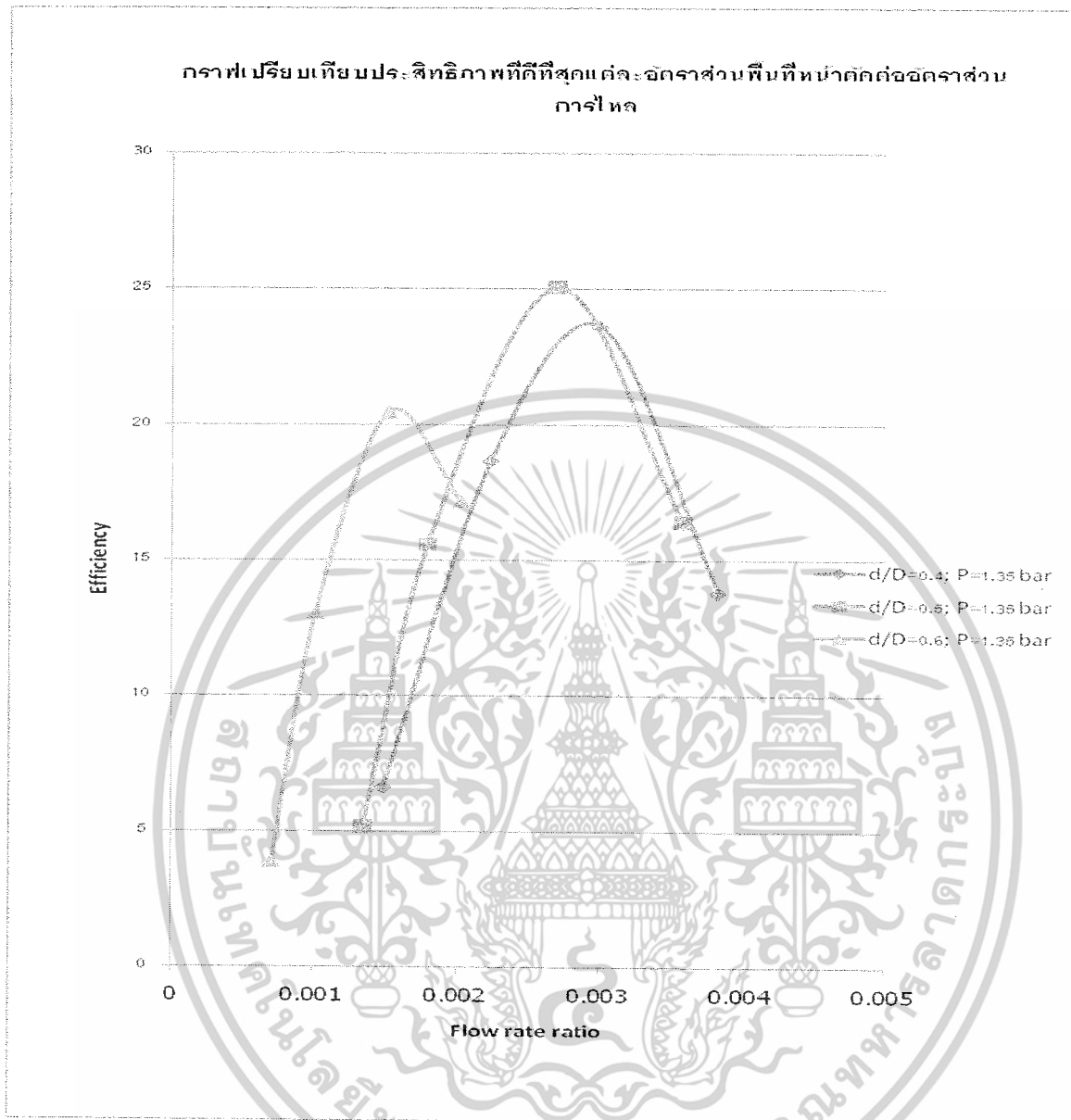
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.6 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพที่อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด = 0.6 ที่ความดันต่างกัน

จากกราฟแสดงให้เห็นความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพ (Efficiency) กับอัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) โดยที่อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด (d/D) คงที่เท่ากับ 0.6 และมีการเปลี่ยนแปลงแรงดันหัวฉีด (P_j) พบว่าที่กราฟ $P_j = 1.35$ bar จะให้ประสิทธิภาพ (Efficiency) สูงที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.7 กราฟเปรียบเทียบประสิทธิภาพที่ดีที่สุดแต่ละอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดต่ออัตราส่วนการไหล

จากกราฟแสดงให้เห็นความสำคัญระหว่างประสิทธิภาพ (Efficiency) ที่ดีที่สุดแต่ละอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด (d/D) กับอัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) พบว่าประสิทธิภาพ (Efficiency) สูงสุดเกิดที่ อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด (d/D) เท่ากับ 0.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

สรุปผลการทดลอง

1. สามารถนำหลักการอนุรักษ์โมเมนตัม (principle of conservation of momentum), หลักการอนุรักษ์พลังงาน (principle of conservation of momentum energy), หลักการกฎทรงมวล (principle of conservation of mass), สมการความสัมพันธ์ของเบอร์นูลลี (Bernoulli's Equation) และกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิก (First law of thermodynamics) มาวิเคราะห์หาสมการประสิทธิภาพ
2. ผลการทดลองจากกราฟระหว่างอัตราส่วนเฮด (H_p/H_0) กับอัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) โดยที่แรงดันหัวฉีดคงที่ และมีการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด (d/D) พบว่าเมื่ออัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้อัตราส่วนเฮด (H_p/H_0) มีการลดลงเป็นแบบเส้นตรง และเมื่อขนาดหัวฉีดโตขึ้นจะให้อัตราส่วนเฮด (H_p/H_0) เพิ่มขึ้นแต่อัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) ลดลง
3. ผลการทดลองจากกราฟระหว่างประสิทธิภาพ (Efficiency) ที่ดีที่สุดแต่ละอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด (d/D) กับอัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) พบว่าประสิทธิภาพ (Efficiency) สูงสุดเท่ากับ 24.2% ที่อัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) เท่ากับ 0.00269 และความดันเท่ากับ 1.35 Bar ที่อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด (d/D) เท่ากับ 0.5

วิจารณ์ผลการทดลอง

เนื่องจากความละเอียดของเครื่องมือวัด และการอ่านค่าอาจเกิดการผิดพลาดได้ ในการวัดค่าแต่ละค่าจึงควรทำการทดลองซ้ำหลายครั้งเพื่อหาค่าเฉลี่ย

และค่าที่ได้จากการทดลองอาจจะมีข้อผิดพลาดไปบ้าง เนื่องจากสมมติฐานในการทำการทดลองนั้น ได้ตัดปัจจัยบางอย่างที่อาจมีมีผลต่อการคำนวณทิ้งเพื่อความง่ายต่อการวัดค่า ต่อการทดลอง และการคำนวณ ถึงแม้ในความเป็นจริงปัจจัยเหล่านั้นยังคงมีผลอยู่ จึงทำให้ค่าที่คำนวณได้ อาจไม่ใช่ค่าที่แท้จริงในโลกแห่งความเป็นจริง แต่ก็ได้ค่าที่มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน ดังนั้นผลการทดลองนี้สามารถนำไปประยุกต์ใช้งานได้จริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



การศึกษาประสิทธิภาพการเหนี่ยวนำอากาศของปั้มน้ำแบบหัวฉีด

กชกร นิลเยี่ยม², เกรียงไกร จงประเสริฐวิทยา², พรเทพ พรหมมานอก², จำลอง ปราบแก้ว³

บทคัดย่อ

ปั้มน้ำแบบหัวฉีดมีโครงสร้างที่เรียบง่าย ไม่มีชิ้นส่วนใดเคลื่อนที่หรือหมุนโดยมีส่วนประกอบหลักที่สำคัญคือ หัวฉีด, ท่อผสมและท่อลดความเร็ว มีการนำไปประยุกต์ใช้ในงานวิศวกรรมกันอย่างหลากหลาย ในการออกแบบปั้มน้ำแบบหัวฉีดจะต้องคำนึงถึงตัวแปรต่างๆที่มีผลต่อประสิทธิภาพของปั้มน้ำแบบหัวฉีด เช่น อัตราส่วนพื้นที่ของหัวฉีดกับห้องผสม (d/D), ขนาดและรูปแบบของหัวฉีด ตลอดจนค่าความเสียดทานตามจุดต่างๆ

โครงการนี้ จะศึกษาถึงสมรรถนะของปั้มน้ำแบบหัวฉีดที่ใช้เหนี่ยวนำอากาศในท่อดูดเพื่อนำไปประยุกต์ใช้กับเครื่องกำจัดฝุ่น โดยการหาขนาดของหัวฉีดที่เหมาะสมที่สุดสำหรับปั้มน้ำแบบหัวฉีดที่ใช้ในการเหนี่ยวนำอากาศเพื่อที่จะทำให้ได้ประสิทธิภาพสูงสุด โดยการวิเคราะห์หาสมการคำนวณสมรรถนะแล้วทำการทดลองโดยการหาผลกระทบจากอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดของหัวฉีดกับห้องผสม (d/D) ผลปรากฏว่าที่อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดของหัวฉีดกับห้องผสม (d/D) = 0.5 จะได้ค่าประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 24.2%

Abstract

Jet pump has a simple structure. There are no parts which move or rotate with the core components is critical nozzle, mixing chamber and diffuser. There are many applications in engineering to use. The jet pump design must consider variables that affect. For example, efficiency of jet pump-like nozzle area ratio of nozzle to mix room (d/D), size and format of the nozzle. As well as the value of friction.

This project will study the performance of water-pump nozzle inductance used to suck the air in the pipes that apply with vacuum cleaner. The size of the nozzle find the most suitable for water-pump nozzle. Inductance will cause the air to high performance. The analytical equations for calculating performance and then perform experiments to find the effect of cutting face area ratio of nozzle to mix room (d/D) results show that the intersection of the face area ratio nozzle with mixed room (d/D) = 0.5 to maximum 24.2% performance fee.

Keywords: -

1. บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

ในปัจจุบัน ปั้มน้ำแบบฉีดจะถูกใช้งานในขอบเขตจำกัด แต่ก็มีมีการประยุกต์ใช้งานกันได้หลากหลาย เนื่องจากความสามารถและหลักการทางด้วยโครงสร้างอุปกรณ์ที่ง่าย ไม่มีชิ้นส่วนใดเคลื่อนที่ ในการออกแบบปั้มน้ำแบบหัวฉีดจะต้องคำนึงถึงตัวแปรต่างๆที่มีผลต่อประสิทธิภาพของปั้มน้ำซึ่งเป็นเรื่องสำคัญมาก เช่น อัตราส่วนพื้นที่ของหัวฉีดกับห้องผสม, ขนาดและรูปแบบของหัวฉีด ตลอดจนค่าความเสียดทานตามจุดต่างๆ

ในโครงการฉบับนี้ จะมีเนื้อหาเน้นในเรื่องเกี่ยวกับการหาขนาดของหัวฉีดที่เหมาะสมที่สุดสำหรับปั้มน้ำแบบหัวฉีดที่ใช้ในการเหนี่ยวนำอากาศเพื่อที่จะทำให้ได้ประสิทธิภาพสูงสุด โดยการวิเคราะห์จากสมการประสิทธิภาพที่แสดงลักษณะเฉพาะของปั้มน้ำแบบหัวฉีดใน ทางทฤษฎีเปรียบเทียบกับผลการทดลอง

ชื่ออังกฤษ " The Study of Water-Air Ejector Efficiency

นักศึกษาคณะวิศวกรรมเครื่องกล สจล. ห้อง 4G รหัส48010001, 48010067 และ 48010578 ตามลำดับ

อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สจล., โทร. 0 2326 4197, อีเมล kssayam@kmitl.ac.th

1.2 วัตถุประสงค์

- 1.2.1 วิเคราะห์สมการเพื่อคำนวณประสิทธิภาพของการเหนี่ยวนำอากาศด้วยปั๊มน้ำแบบหัวฉีด
- 1.2.2 ทดสอบหาประสิทธิภาพการทำงานของการทำงานของการเหนี่ยวนำอากาศด้วยปั๊มน้ำแบบหัวฉีด
- 1.2.3 ศึกษาผลกระทบจากอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดกับห้องผสม (d/D)

2 ขอบเขตของโครงการ

โครงการนี้เป็นการศึกษาผลกระทบต่อประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มน้ำแบบหัวฉีดเหนี่ยวนำอากาศ จากการวิเคราะห์สมการและทดสอบหาประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มน้ำแบบหัวฉีดเหนี่ยวนำอากาศที่อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดกับห้องผสม (d/D) เท่ากับ 0.4, 0.5 และ 0.6

3 ประโยชน์ที่ได้รับจากโครงการ

- 3.1 ได้สมการประสิทธิภาพของปั๊มน้ำแบบหัวฉีดเหนี่ยวนำอากาศ
- 3.2 ได้อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัดระหว่างหัวฉีดกับช่องทางดูด (d/D) ที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุด
- 3.3 โครงการนี้จะเป็นประโยชน์แก่ผู้สนใจนำไปประยุกต์ใช้งานต่อไป และเป็นแนวทางในการศึกษาและพัฒนาต่อไปในอนาคต

4 ทฤษฎีการคำนวณ

สัญลักษณ์

- A : พื้นที่หน้าตัด
- B : อัตราส่วนพื้นที่ระหว่างหัวฉีดกับห้องผสม (Nozzle-throat area ratio) $(d/D)^2$
- H : Loss of head
- P : ความดัน (Pressure)
- Q : อัตราการไหลโดยปริมาตร (Volumetric flow rate)
- V : ความเร็ว (Velocity)
- \dot{m} : อัตราการไหลโดยมวล (Weight flow rate)
- γ : น้ำหนักจำเพาะ (Specific weight)
- \mathcal{E} : อัตราการไหลของมวลอากาศต่ออัตราไหลของมวลเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
- Φ : Flow rate ratio

η : Efficiency

สัญลักษณ์ตัวห้อย

- d : ด้านจ่าย (Discharge side)
- j : หัวฉีด (Nozzle)
- s : ด้านดูด (Suction side)

ในการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มน้ำแบบหัวฉีด จะขึ้นอยู่กับตัวประกอบมากมาย ดังนั้นการที่จะคำนวณหาสมรรถนะการเหนี่ยวนำอากาศของปั๊มน้ำแบบหัวฉีด จึงต้องพิจารณาถึงองค์ประกอบต่างๆเหล่านั้นด้วย เช่น อัตราส่วนพื้นที่ระหว่างหัวฉีดกับช่องทางดูด(d/D), ความดันที่ด้านดูดอากาศ, ความดันน้ำที่หัวฉีด, ความดันของผสมที่ทางออกห้องผสม (Mixing chamber), อัตราการไหลของน้ำที่หัวฉีด, อัตราการไหลของอากาศที่ถูกดูด, ความเร็วของน้ำที่ฉีดออกมาจากหัวฉีด, ความเร็วของอากาศที่ถูกดูด เป็นต้น

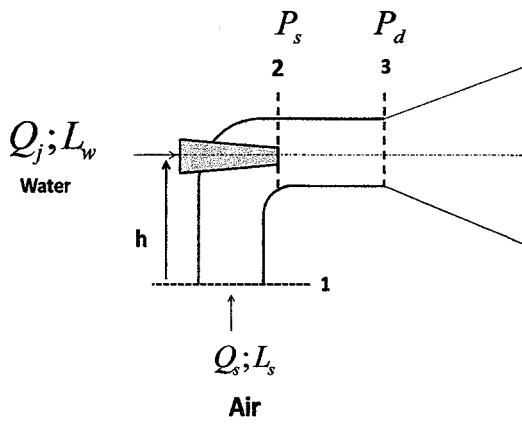
การวิเคราะห์เบื้องต้นในการคำนวณหาประสิทธิภาพการเหนี่ยวนำอากาศของปั๊มน้ำแบบหัวฉีด เมื่อปั๊มน้ำผ่านหัวฉีด หัวฉีดจะขับเคลื่อนทำให้ความเร็วที่ปลายหัวฉีดเพิ่มมากขึ้นแต่มีความดันลดลงส่งผลให้เกิดการดูดอากาศผ่านช่องทางไหลมาผสมกับน้ำจากหัวฉีดที่ห้องผสม (Mixing chamber) และไหลผ่านท่อขยายส่งออก (diffuser) ซึ่งจะทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ของห้องผสมให้เป็นพลังงานความดัน

ในการวิเคราะห์ใช้ความสัมพันธ์กฎข้อที่หนึ่ง ของเทอร์โมไดนามิกส์ (First law of thermodynamics) กระบวนการไอเซนทรอปิก (Isentropic) สมการกฎทรงมวล (Continuity Equation) ความสัมพันธ์ของเบอร์นูลลี (Bernoulli's Equation) และใช้สมการโมเมนตัม (Total momentum equation) โดยมีเงื่อนไขกำหนดดังนี้

1. อุณหภูมิของไหลทั้งระบบมีค่าเท่ากัน
2. ระยะห่างระหว่างหัวฉีดและทางเข้าห้องผสมมีค่าเป็นศูนย์
3. ความหนาของผนังหัวฉีดมีค่าเป็นศูนย์
4. การกระจายความดันที่ทางเข้าห้องผสม (mixing chamber) เป็นแบบสม่ำเสมอตลอดหน้าตัดทางเข้า
5. ของไหลที่หัวฉีดและทางดูด มีทิศทางขนานกัน
6. การไหลของไหลในท่อมมีการไหลแบบคงที่ (Steady flow)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาต หากต้องการนำเอกสารนี้ไปใช้ซ้ำ กรุณาติดต่อเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



$$= v_s P_s^{\frac{1}{k}} \left[\frac{P_d^{\frac{k-1}{k}} - P_s^{\frac{k-1}{k}}}{\frac{k-1}{k}} \right]$$

จะได้

$$L_s = \frac{k}{k-1} v_s P_s \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (\text{J/kg}); \quad (4.4)$$

เปลี่ยนหน่วยของ L_s ให้เป็น J/s โดยการคูณ L_s ด้วย \dot{m}_s

เมื่อกำหนดให้ \dot{m}_s = อัตราการไหลของมวลอากาศ; (kg/s) ดังนี้

เปลี่ยนหน่วยของ L_s ให้เป็น J/s จะได้

$$= L_s \times \dot{m}_s$$

$$L_s = \frac{k}{k-1} v_s \dot{m}_s P_s \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$L_s = \frac{k}{k-1} Q_s P_s \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (\text{J/s})$$

ที่ 1 แสดงตำแหน่งต่างๆที่ใช้ในการวิเคราะห์สมการ

Primary flow = Water

Secondary flow = Gas

L_s = induced work Load ; η = Throat efficiency

L_w = Primary work Load ; $\eta = \frac{\text{output}}{\text{input}} = \frac{L_s}{L_w}$ (4.1)

สมมติให้อากาศ (Air) ที่ถูกดูดเข้าเป็นกระบวนการ Isentropic

ซึ่งจะได้ความสัมพันธ์ $Pv^k = c$ (Constant) (4.2)

การหา Induced Work Load; (L_s)

โดยสมมติให้เป็นกรณี REVERSIBLE STEADY - FLOW WORK:

จากความสัมพันธ์กฎข้อที่หนึ่ง ของเทอร์โมไดนามิกส์ (First law of

thermodynamics) และกรณีที่เป็นระบบเปิด

(Open Thermodynamic System) ซึ่งจะได้ความสัมพันธ์

$$w_{rev} = \int v dP + \Delta ke + \Delta pe \quad (\text{kJ/kg})$$

กำหนดให้ $L_s = w_{rev}$ และ การเปลี่ยนแปลง KE และ PE น้อยมาก

$$\therefore L_s = \int v dP \quad (4.3)$$

$$\text{From Eq. (4.2); } Pv^k = P_s v_s^k = P_o v_o^k$$

$$v = (P_s / P)^{\frac{1}{k}} \cdot v_s$$

แทนค่า v ในสมการที่ (4.3);

$$L_s = \int_{P_s}^{P_d} (P_s / P)^{\frac{1}{k}} \cdot v_s dP$$

$$= v_s P_s^{\frac{1}{k}} \int_{P_s}^{P_d} (P^{-\frac{1}{k}}) dP$$

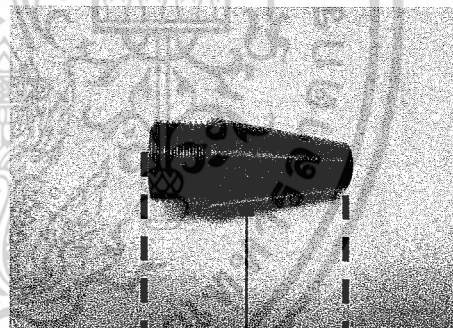
$$= v_s P_s^{\frac{1}{k}} \left[\frac{P^{-\frac{1}{k} + 1}}{-\frac{1}{k} + 1} \right] \Bigg|_{P_s}^{P_d}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หาค่า Primary Work Load; (L_w)

ซึ่งกรณีนี้ Primary Work Load อยู่ในรูปของพลังงานจลน์ เนื่องจาก



รูปที่ 2 แสดงจุดที่พิจารณาบนหัวฉีด (Nozzle)

จากความสัมพันธ์ของ Bernoulli's Equation; สมมติให้ไม่มี friction losses

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{\bar{v}_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\bar{v}_2^2}{2g} + z_2 \quad (4.5)$$

เนื่องจาก $z_1 = z_2$ ดังนั้น;

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{\bar{v}_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\bar{v}_2^2}{2g} \quad (4.6)$$

เมื่อ $\frac{P_2}{\rho g} = 0$ เนื่องจาก $P_{abs} = P_{atm} \therefore P_{gage} = 0$;

ณ ตำแหน่งที่ 2 จะได้ว่า

$$\frac{P_{tot.}}{\rho g} = \frac{\bar{v}_2^2}{2g} \quad (4.7)$$

ดังนั้น;

$$P_w = P_{tot.} = \rho \frac{\bar{v}_2^2}{2}$$

จะเห็นได้ว่า ความสัมพันธ์ของ P_w จะอยู่ในรูปของพลังงานจลน์ (KE)

ซึ่ง $KE \propto \bar{v}$

ดังนั้น จากความสัมพันธ์ของพลังงานจลน์ :

$$\begin{aligned} KE &= \frac{1}{2} m \bar{v}^2 \quad KE = L_w = \frac{1}{2} \dot{m}_w \bar{v}_w^2 \\ &= \frac{1}{2} \frac{\gamma_w}{g} Q_w \bar{v}_w^2 \\ &= \frac{\bar{v}_w^2}{2g} \cdot \gamma_w \cdot Q_w \end{aligned} \quad (4.8)$$

จาก Kinetic energy ในสมการ (4.7) จะได้ว่า

$$\begin{aligned} \frac{P_w}{\gamma_w} &= \frac{\bar{v}_w^2}{2g} \quad ; \text{เมื่อ } \gamma_w = \rho g \\ L_w &= \frac{P_w}{\gamma_w} \gamma_w Q_w = P_w Q_w \end{aligned} \quad (4.9)$$

\therefore จาก $\eta = \frac{\text{output}}{\text{input}} = \frac{L_s}{L_w}$;

$$\eta = \frac{\frac{k}{k-1} Q_s \cdot P_s \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{Q_w \cdot P_w}$$

$$\eta = \frac{Q_s}{Q_w} \cdot \frac{P_s}{P_w} \cdot \left[\frac{k}{k-1} \left(\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]$$

กำหนดให้ $\varepsilon = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_j + \dot{m}_s}$

$$\rho_d = [(1-\varepsilon)\rho_j + \varepsilon\rho_s], \phi = \frac{\gamma_s Q_s}{\gamma_j Q_j}$$

ใช้หลักการทรงมวล (principle of conservation of mass) จากตำแหน่งที่ 2 \rightarrow 3 ดังนี้

$$\begin{aligned} \dot{m}_j + \dot{m}_s &= \dot{m}_d \\ (\rho \bar{v} A)_j + (\rho \bar{v} A)_s &= (\rho \bar{v} A)_d \\ (\rho \bar{v} A)_s &= \{ \bar{v}_d A_d [(1-\varepsilon)\rho_j + \varepsilon\rho_s] \} - (\rho \bar{v} A)_j \end{aligned}$$

ดังนั้น

$$\bar{v}_s = \frac{\{ \bar{v}_d A_d [(1-\varepsilon)\rho_j + \varepsilon\rho_s] \} - (\rho \bar{v} A)_j}{\rho_s A_s}$$

ที่ \bar{v}_d ใช้หลักการทรงมวล (principle of conservation of mass) จากตำแหน่งที่ 2 \rightarrow 3 ดังนี้

$$\gamma_d Q_d = \gamma_j Q_j + \gamma_s Q_s$$

$$g(\rho \bar{v}_d A_d) = \gamma_j Q_j + \gamma_s Q_s$$

$$\bar{v}_d = \frac{\gamma_j Q_j + \gamma_s Q_s}{g A_d [(1-\varepsilon)\rho_j + \varepsilon\rho_s]}$$

$$\bar{v}_d = \frac{\left(1 + \frac{\gamma_s Q_s}{\gamma_j Q_j} \right) \gamma_j Q_j}{g A_d [(1-\varepsilon)\rho_j + \varepsilon\rho_s]}$$

$$= \frac{\left(1 + \frac{\gamma_s Q_s}{\gamma_j Q_j} \right) \gamma_j (\bar{v}_j A_j)}{g A_d [(1-\varepsilon)\rho_j + \varepsilon\rho_s]}$$

$$\bar{v}_d = \frac{B(1+\phi)\bar{v}_j \gamma_j}{g [(1-\varepsilon)\rho_j + \varepsilon\rho_s]}$$

ที่ P_s โดยความสัมพันธ์ของ Bernoulli's Equation; จากตำแหน่งที่ 1 \rightarrow 2 ดังนี้

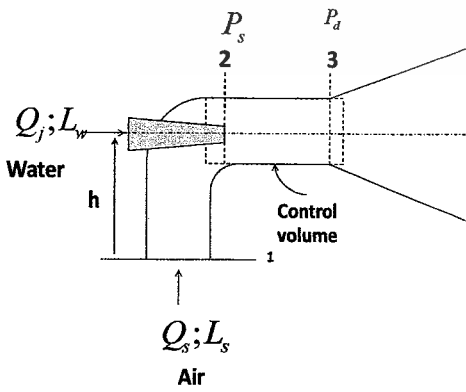
$$\frac{P_{atm}}{g\rho_{air}} + \frac{\bar{v}_{air}}{2g} + Z_1 = \frac{P_{atm}}{g\rho_{air}} + \frac{\bar{v}_s}{2g} + h + h_L$$

เมื่อกำหนดให้ $\bar{v}_{air} = 0; Z_1 = 0; h_L = 0$ จะได้สมการดังต่อไปนี้

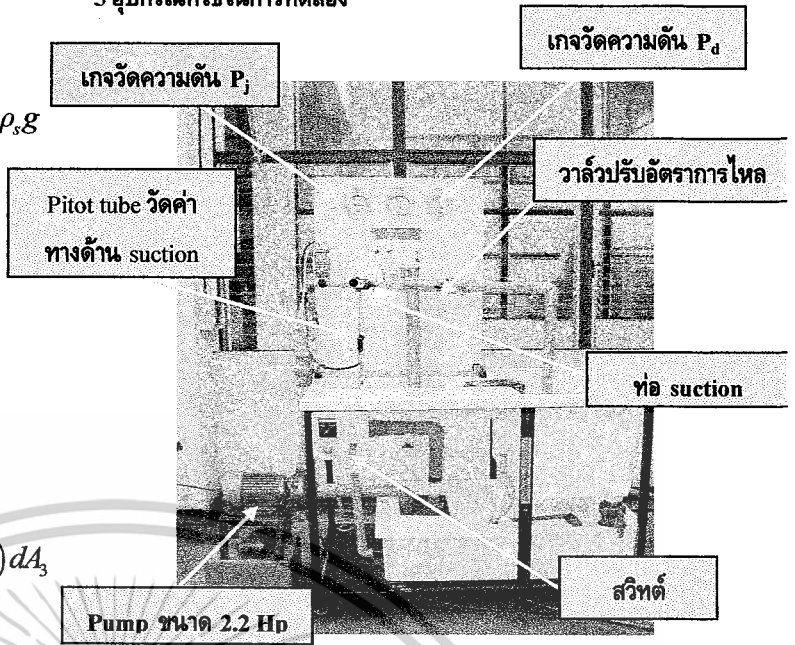
$$P_s = P_{atm} - \frac{\bar{v}_s^2}{2} (\rho_{air}) - h(\rho_{air} g)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

รูปที่ 3 แสดงจุดที่พิจารณา และ Control volume ที่ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



5 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง



$$\therefore P_s = P_{atm} - \frac{\rho_s \left\{ \left[\frac{\bar{v}_d A_d [(1-\epsilon)\rho_j + \epsilon\rho_s]}{\rho_s A_s} \right] - (\rho \bar{v} A)_j \right\}^2}{2} - h\rho_s g$$

หา P_d จากความสัมพันธ์ของ Total momentum equation:

$$\sum F_{sys} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \bar{v} dV + \int_{CS} \rho \bar{v} (\bar{v} \cdot \bar{n}) dA$$

กำหนดให้เป็นการไหลแบบ Steady flow และไม่มี Friction losses

ดังนั้น:
$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \bar{v} dV = 0$$

$$\sum F = \int_{CS} \rho \bar{u}_1 (-\bar{v}_1) dA_1 + \int_{CS} \rho \bar{u}_2 (-\bar{v}_2) dA_2 + \int_{CS} \rho \bar{u}_3 (-\bar{v}_3) dA_3$$

$$= \rho_1 \bar{u}_1 (-v_1) A_1 + \rho_2 \bar{u}_2 (-v_2) A_2 + \rho_3 \bar{u}_3 (-v_3) A_3$$

$$= \bar{u}_1 (-\dot{m}_1) + \bar{u}_2 (-\dot{m}_2) + \bar{u}_3 \dot{m}_3 \rightarrow \langle 4.10 \rangle$$

$$= P_1 A_1 + P_2 A_2 - P_3 A_3$$

$$= P_s A_s + P_j A_j - P_d A_d \rightarrow \langle 4.11 \rangle$$

แทนสมการ (4.11) ใน สมการ (4.10)

$$P_s A_s = -\bar{u}_1 \dot{m}_1 - \bar{u}_2 \dot{m}_2 + \bar{u}_3 \dot{m}_3 + P_d A_d$$

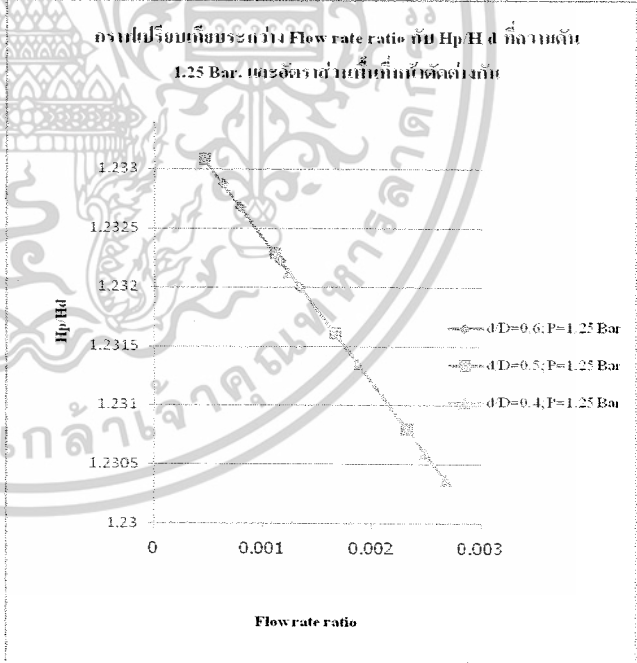
$$P_d A_d = P_s A_s + \bar{u}_s \dot{m}_s + \bar{u}_j \dot{m}_j - \bar{u}_d \dot{m}_d + P_j A_j$$

$$P_d = \frac{P_s A_s + \bar{u}_s \dot{m}_s + \bar{u}_j \dot{m}_j - \bar{u}_d \dot{m}_d + P_j A_j}{A_d}$$

ดังนั้น
$$P_d = \frac{P_s A_s + \bar{v}_s \dot{m}_s + \bar{v}_j \dot{m}_j - \bar{v}_d \dot{m}_d + P_j A_j}{A_d}$$

รูปที่ 4 ชุดการทดลอง

6 ผลการทดลอง



จากกราฟแสดงให้เห็นความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเฮด (Hp/Hd) กับอัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) โดยที่แรงดันหัวฉีดคงที่เท่ากับ 1.25bar และมีการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด (d/D) พบว่า เมื่ออัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้อัตราส่วนเฮด (Hp/Hd) มีการลดลงเป็นแบบเส้นตรง โดยที่อัตราส่วน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่ควรนำข้อมูลไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
 เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่ควรนำข้อมูลไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
 ไม่ว่ากรรมใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. ผลการทดลองจากกราฟระหว่างประสิทธิภาพ (Efficiency) ที่ดีที่สุดแต่ละอัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด (d/D) กับอัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio) พบว่าประสิทธิภาพ (Efficiency) สูงสุดเท่ากับ 24.2% ที่อัตราส่วนการไหล (Flow rate ratio)เท่ากับ 0.00269 และความดันเท่ากับ 1.35 Bar ที่อัตราส่วนพื้นที่หน้าตัด (d/D) เท่ากับ 0.5

อ้างอิง

[1] Fundamentals of Fluid Mechanics, Fifth Edition
Bruce R. Munson, Donald F. Young, Okiishi, Theodore, H.
ISBN-13:978-0-471-72578-7
ISBN-10:0-471-72578-1

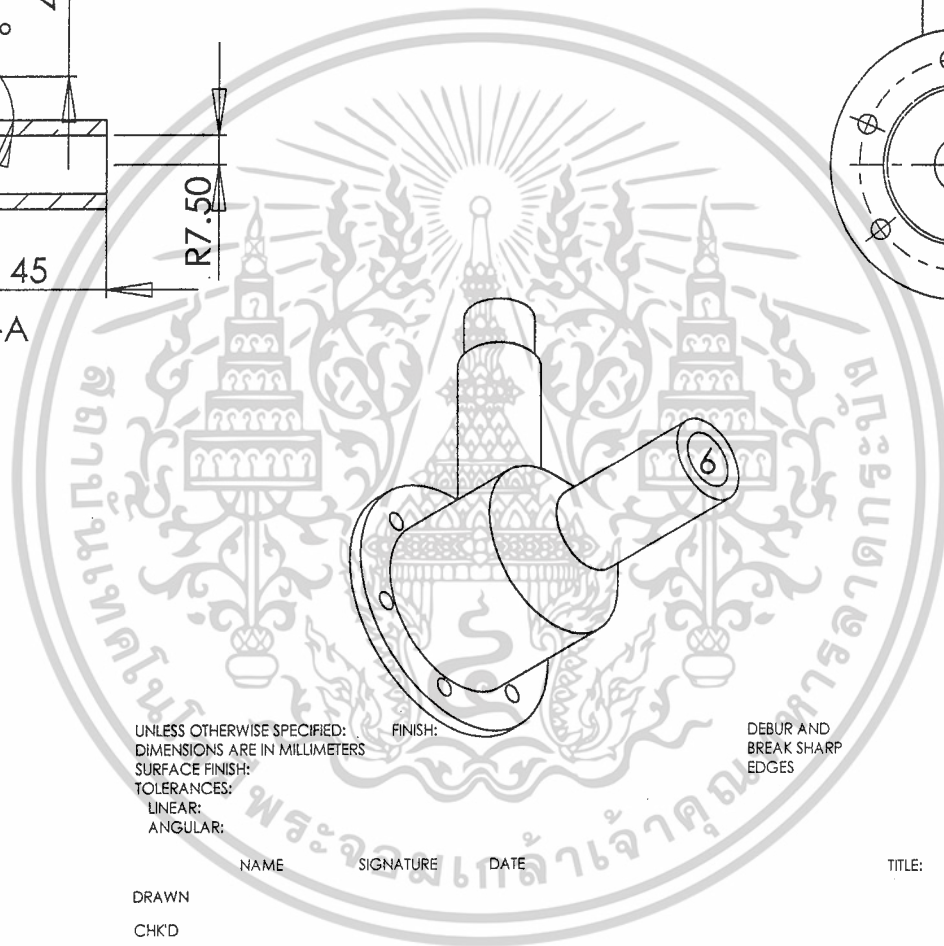
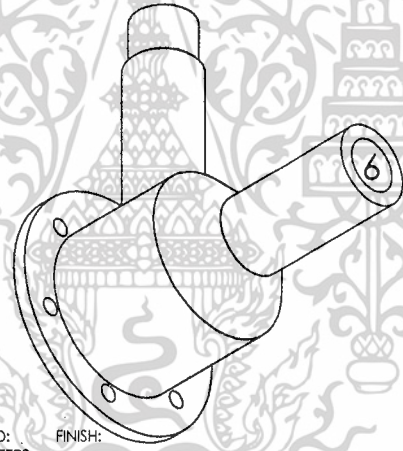
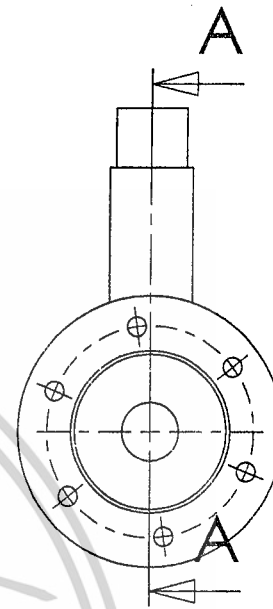
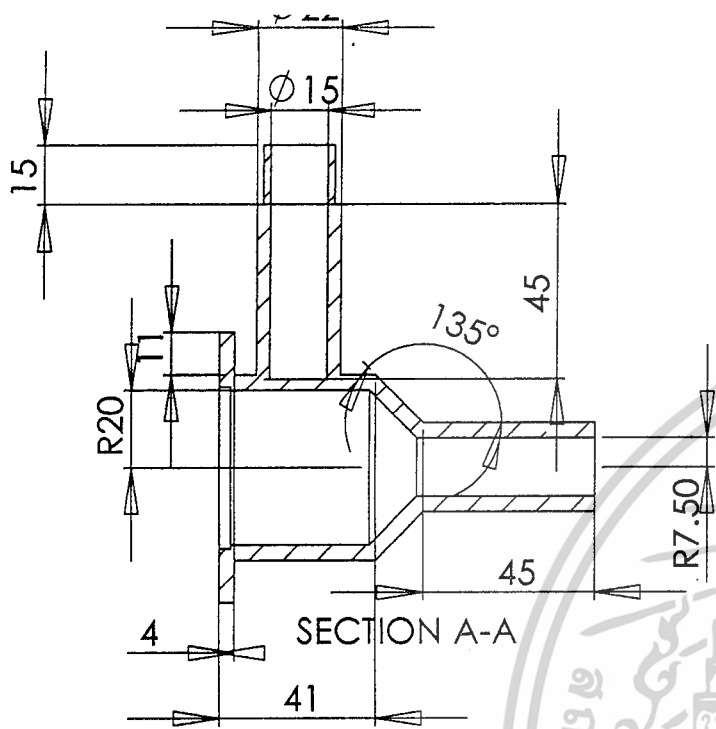
[2] Thermodynamics An Engineer Approach, Six Edition
Yunus A. Cengel, Michael A. Boles
10 09 08 07 06 05 04 03 02 01
20 11 10 09 0

[3] กลศาสตร์ของไหล
วิศิษฐ์ จาตุรमार, ขวัญชัย สนิทพิสัยสมบุญ
แผนกวิชาช่างยนต์ สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตเทคนิค
กรุงเทพ
ISBN 974-509-114-6

[4] Theoretical Analysis on Hydraulic Transportation of
Solids Using The Jet Pump by Chamlong PRABKEAO
and Katsumi AOKI, Reprinted from Proceedings of the
school of Engineering Tokai University, Series E
Vol. 26, 2001

[5] Study on the Optimum Mixing Throat Length for Drive
Nozzle Position of the central Jet Pump,
Prabkeao, C. and Aoki, k

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
 SURFACE FINISH:
 TOLERANCES:
 LINEAR:
 ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
 BREAK SHARP
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

DRAWN
 CHK'D
 APPVD
 MFG
 Q.A

NAME SIGNATURE DATE

MATERIAL:

TITLE:

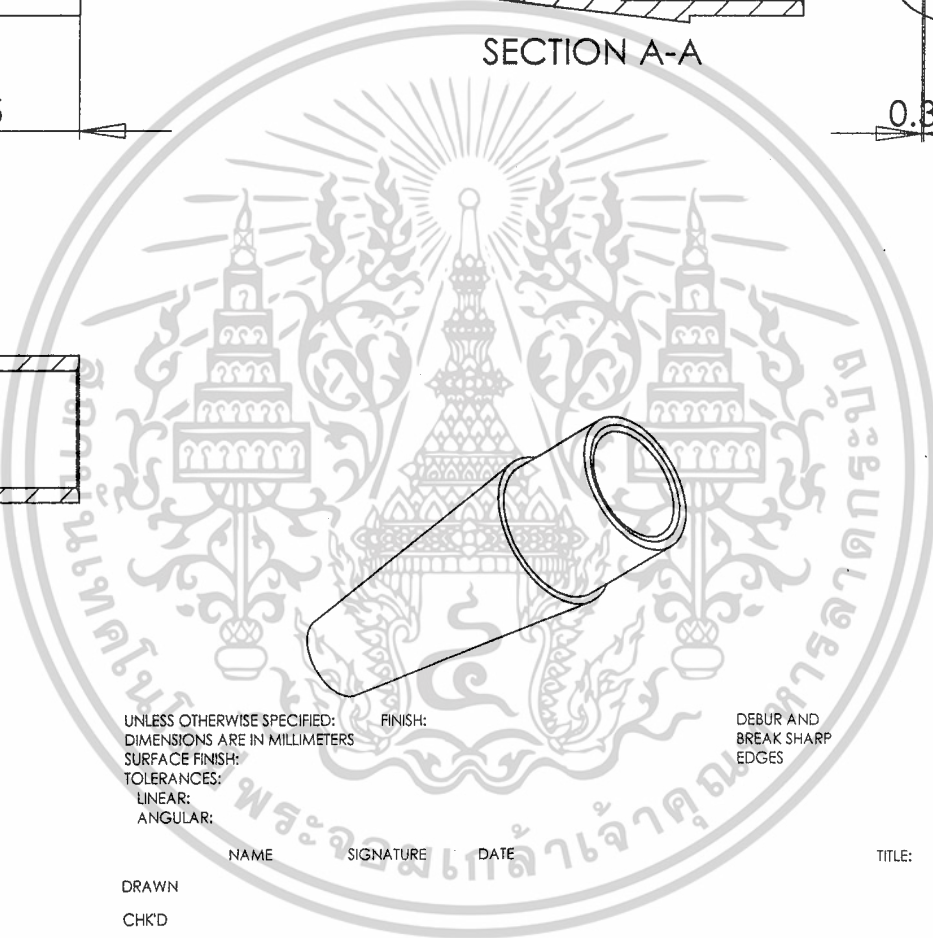
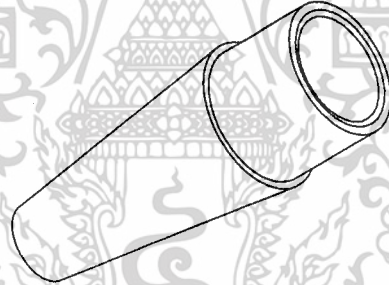
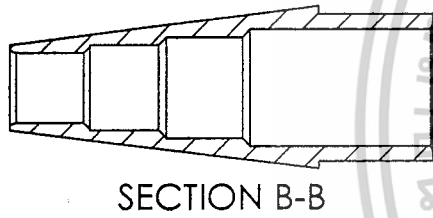
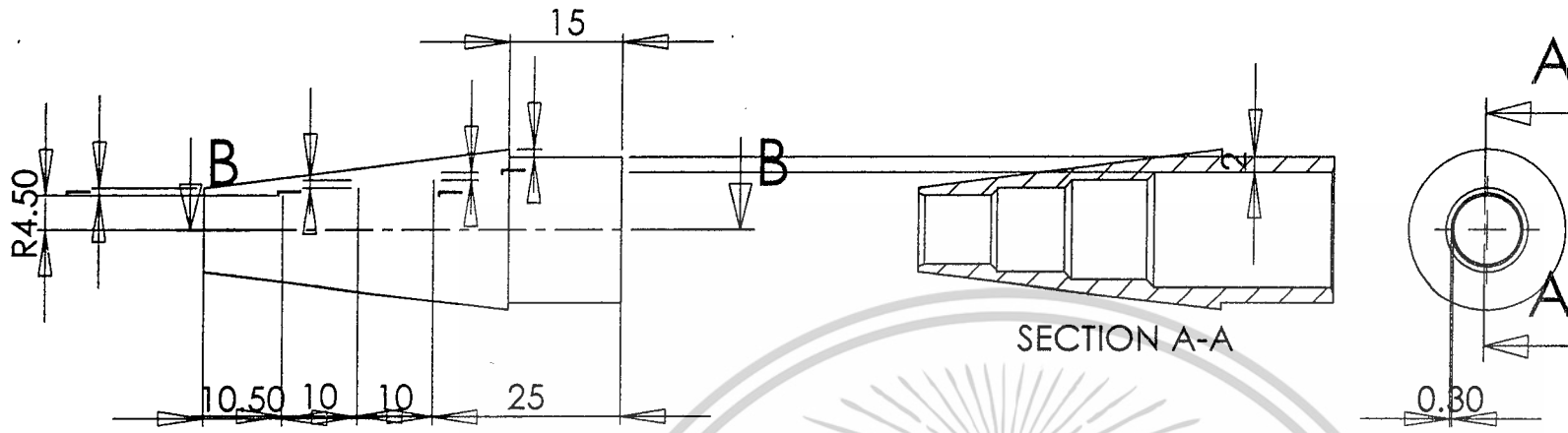
DWG NO.

chamber 3

WEIGHT:

SCALE:1:2

SHEET 1 OF 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
 SURFACE FINISH:
 TOLERANCES:
 LINEAR:
 ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
 BREAK SHARP
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

DRAWN
 CHK'D
 APPV'D
 MFG
 Q.A

NAME SIGNATURE DATE

MATERIAL:

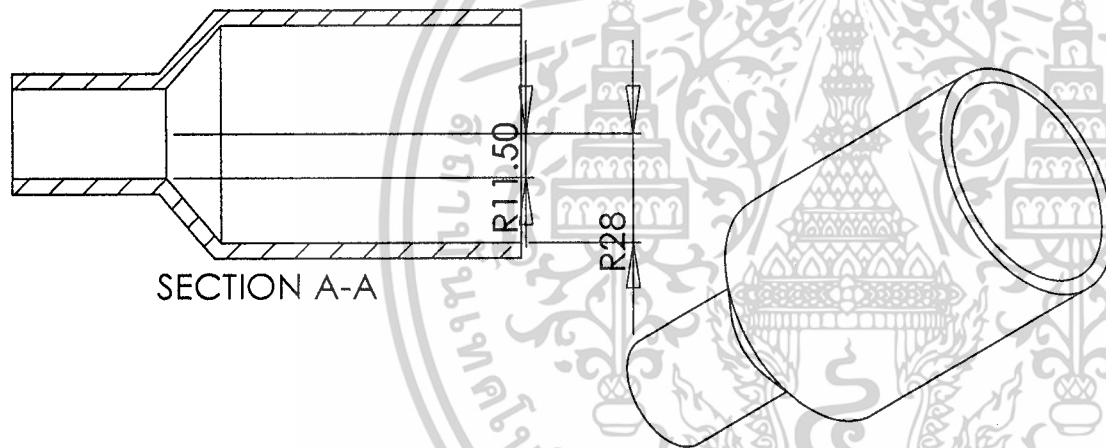
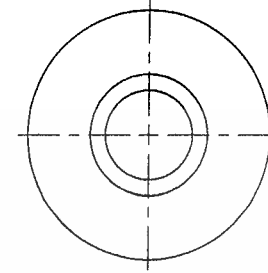
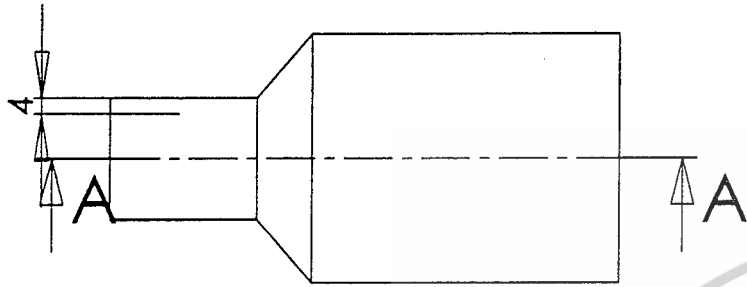
TITLE:

DWG NO. หัวฉีด.SLDDRW2

WEIGHT:

SCALE:1:1

SHEET 1 OF 1



SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
 SURFACE FINISH:
 TOLERANCES:
 LINEAR:
 ANGULAR:

FINISH:

DEBUR AND
 BREAK SHARP
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

NAME SIGNATURE DATE

TITLE:

DRAWN
 CHK'D
 APPV'D
 MFG
 Q.A

MATERIAL:

DWG NO.

แบบdiffuser

WEIGHT:

SCALE:1:2

SHEET 1 OF 1

บรรณานุกรม

- [1] Fundamentals of Fluid Mechanics, Fifth Edition (Bruce R. Munson, Donald F. Young, Okiishi, Theodore, H.) ISBN-13:978-0-471-72578-7 ;ISBN-10:0-471-72578-1
- [2] Thermodynamics An Engineer Approach, Six Edition (Yunus A. Cengel, Michael A. Boles)
10 09 08 07 06 05 04 03 02 01
20 11 10 09 0
- [3] กลศาสตร์ของไหล วิศิษฐ์ จาตุรमार, ขวัญชัย สนิทพิย์สมบูรณ์ แผนกวิชาช่างยนต์ สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตเทคนิคกรุงเทพ
ISBN 974-509-114-6
- [4] Theoretical Analysis on Hydraulic Transportation of Solids Using The Jet Pump by Chamlong PRABKEAO and Katsumi AOKI, Reprinted from Proceedings of the school of Engineering Tokai University, Series E
Vol. 26, 2001
- [5] Study on the Optimum Mixing Throat Length for Drive Nozzle Position of the central Jet Pump, Prabkeao, C. and Aoki, k