

การทดสอบและการจำลองการไหลเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำ  
แบบไหลตามแนวแกนแบบ 2 ใบจักร

EXPERIMENT AND NUMERICAL SIMULATION OF A TWO-STAGE  
AXIAL FLOW PUMP



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ.2567

KMITL-2024-EN-M-037-215

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

EXPERIMENT AND NUMERICAL SIMULATION OF A TWO-STAGE  
AXIAL FLOW PUMP



THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING  
SCHOOL OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG  
2024  
KMITL-2024-EN-M-037-215

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



**COPYRIGHT 2024**

**SCHOOL OF ENGINEERING**

**KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การทดสอบและการจำลองการไหลเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกนแบบ 2 ใบจักร
นักศึกษา	นาย อุกฤษฏ์ คงเตี้ย
รหัสประจำตัว	62601238
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2567
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	ศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาพฤติกรรมการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกนแบบ 2 ใบจักร ด้วยการต่อแบบอนุกรม และเพื่อพัฒนาชุดทดสอบสมรรถนะให้มีระดับการยอมรับเกรด 1 ตามมาตรฐาน JIS B8301 ซึ่งทำการทดสอบทั้งในรูปแบบภาคสนามและรูปแบบห้องปฏิบัติการที่มีความแม่นยำของเครื่องมือวัดแตกต่างกัน สำหรับการจำลองการไหลจะใช้โปรแกรม ANSYS CFX และใช้แบบจำลองความปั่นป่วน Shear Stress Transport (SST)  $k - \omega$  โดยกำหนดให้ใบจักรทั้งสองชุดหมุนด้วยความเร็วรอบ 1,450 รอบต่อนาที จากการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการพบว่าเครื่องสูบน้ำได้ประสิทธิภาพสูงสุด  $77.45 \pm 0.49\%$  ที่เฮด 6.94 เมตร  $\pm 0.22\%$  และมีการใช้กำลังที่ทางไฟฟ้า 18.00 กิโลวัตต์  $\pm 0.43\%$  ณ อัตราการไหล 12,016 ลิตรต่อนาที  $\pm 0.40\%$  และมีค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ในระดับการยอมรับเกรด 1 ตามมาตรฐานทั้งหมด ในขณะที่การทดสอบในรูปแบบภาคสนามมีความคลาดเคลื่อนของเฮดปั๊มและพลังงานที่เครื่องสูบน้ำสร้างได้สูงเกินเกณฑ์การยอมรับตามมาตรฐาน JIS เนื่องจากความแม่นยำของเกจวัดความดันและการวัดอัตราการไหลของฝายน้ำล้นในช่วงที่เครื่องสูบน้ำทำงานในอัตราการไหลสูง อีกทั้งยังทำการสอบเทียบผลการจำลองกับผลการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการที่เงื่อนไขเดียวกัน จากการศึกษาพบว่า ผลลัพธ์ที่จุดออกแบบเป็นที่น่าพอใจ โดยได้ค่าเฮดไม่น้อยกว่า 8 เมตร อัตราการไหลไม่ต่ำกว่า 9,000 ลิตรต่อนาที และกำลังที่ใช้ไม่เกิน 40 แรงม้า ยกเว้นประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำที่ไม่เป็นตามเป้าหมายที่ 75% เนื่องจากการสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหลระหว่างกลีบเรียงกระแสน้ำชุดแรกกับใบจักรชุดที่สอง และการสูญเสียดังกล่าวจะมีค่าลดลงเมื่อเครื่องสูบน้ำทำงานในช่วงอัตราการไหลสูง โดยที่จุด BEP พบว่าการไหลมีความเป็นระเบียบมากขึ้นและไม่เกิดการยุ่งเหยิงของการไหลบริเวณช่องว่างระหว่างใบจักรทำให้การไหลเกิดการอันที่น้อยลงและส่งผลให้ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำมีค่าสูงขึ้น ดังนั้นในการออกแบบเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกนแบบ 2 ใบจักร จำเป็นต้องคำนึงถึงพฤติกรรมการไหลและการสูญเสียที่เกิดขึ้นบริเวณที่มีการต่อใบจักรแบบอนุกรมเป็นสำคัญ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

<b>Thesis</b>	EXPERIMENT AND NUMERICAL SIMULATION OF A TWO-STAGE AXIAL FLOW PUMP
<b>Student</b>	Mr. Ukit Kongtia
<b>Student ID.</b>	62601238
<b>Degree</b>	Master of Engineering
<b>Program</b>	Mechanical Engineering
<b>Year</b>	2024
<b>Thesis Advisor</b>	Prof. Dr. Jarruwat Charoensuk

## ABSTRACT

The purpose of this research is to study the flow behavior inside an Axial-Flow Pump in series and develop a test setup to meet Grade 1 acceptance criteria according to JIS B8301 standards. Both laboratory and field tests were conducted using instruments of varying accuracies. For simulation, the ANSYS CFX program was used along with the Shear Stress Transport (SST) turbulence model. Both impellers were set to rotate at 1,450 rpm. From the laboratory testing, it was found that the pump achieved maximum efficiency of  $77.45 \pm 0.49\%$ , a discharge head of  $6.94 \text{ m} \pm 0.22\%$ , and a power input of  $18 \text{ kW} \pm 0.43\%$ , at  $12,016 \text{ Liter per Minute} \pm 0.40\%$ , with all uncertainty parameters within Grade 1 acceptance level as per standards. However, the head and power output in the field testing did not meet the JIS standards due to the accuracy of the pressure gauge and flow rate measurement of the weir during high flow rates. Additionally, a comparison of the simulated results with the laboratory results was conducted under the same conditions. From this study, it was found that the results at the design point were satisfactory with a head of no less than 8 m, a flow rate of no less than 9,000 lpm, and a power input of no more than 40 hp. Except for the pump efficiency not reaching the target of 75%, it was attributed to losses occurring within the flow passage between the guide vane at stage 1 and the impeller at stage 2, and these losses decreased when the flow rate increased. At the BEP, the flow was found to be more uniform and was no swirl within the flow path in between the impellers. This resulted in reduced flow restriction and consequently increased pump efficiency. Therefore, in the design of a 2-stage pump, it is necessary to consider the flow behavior and losses occurring in the area of impellers in series connected as a crucial factor.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ สำเร็จลุล่วงได้อย่างสมบูรณ์ด้วยความกรุณาอย่างยิ่งจากอาจารย์ที่ปรึกษา ศาสตราจารย์ ดร. จารุวัตร เจริญสุข ที่ได้สละเวลาอันมีค่าให้แก่ผู้วิจัย เพื่อให้คำปรึกษาและแนะนำ ตลอดจนตรวจทานแก้ไขข้อบกพร่องต่าง ๆ ด้วยความเอาใจใส่เป็นอย่างยิ่งจนงานวิจัยฉบับนี้สำเร็จ สมบูรณ์ลุล่วงได้ด้วยดี ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ ที่นี้ จากใจจริง

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของโครงการ “การพัฒนาเครื่องสูบน้ำพญานาคขนาด 10 นิ้ว สำหรับการเกษตรและการระบายน้ำ” ผู้วิจัยจึงขอขอบคุณคณะทำงานทุกท่าน รวมไปถึงถึงสำนักงาน พัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ (สวทช.) และบริษัท นิยมค้ำมารีนเอ็นจิเนียริง จำกัด ที่ทำให้ผู้วิจัยได้มีโอกาสศึกษาข้อมูลเชิงลึกในทฤษฎีกระบวนการออกแบบใบจักรและกลีบเรียงกระแสน้ำ รวมถึงเครื่องมือวัด อุปกรณ์ และชุดทดสอบสมรรถนะเครื่องสูบน้ำทั้งในรูปแบบห้องปฏิบัติการและ รูปแบบภาคสนาม

สุดท้ายนี้ ขออุทิศคุณงามความดีที่เกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้มอบให้แก่บิดา มารดา ผู้ซึ่งเป็นที่รักและเคารพยิ่ง ตลอดจนครูอาจารย์ที่เคารพทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอด ประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

อุกฤษฏ์ คงเตี้ย

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ .....	II
กิตติกรรมประกาศ .....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VIII
สารบัญรูป .....	IX
รายการคำย่อและสัญลักษณ์ .....	XV
บทที่ 1 บทนำ .....	1
1.1 ความเป็นและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย.....	2
1.3 สมมุติฐานของงานวิจัย.....	3
1.4 ขอบเขตของงานวิจัย.....	3
1.5 วิธีการของงานวิจัย.....	3
1.6 ขั้นตอนการดำเนินงาน.....	4
1.7 ประโยชน์และผลที่คาดว่าจะได้รับ.....	4
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทัศน์.....	5
2.1 บทนำ.....	5
2.2 วรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง .....	5
บทที่ 3 หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง .....	15
3.1 บทนำ.....	15
3.2 คำจำกัดความและหลักการใช้งานของเครื่องสูบน้ำ.....	15
3.3 การจำแนกประเภทของเครื่องสูบน้ำ.....	15
3.3.1 แบ่งตามลักษณะการเพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลว .....	16
3.3.2 แบ่งตามลักษณะการขับเคลื่อนของเหลวในเครื่องสูบน้ำ .....	16
3.4 ทฤษฎีของเครื่องสูบน้ำ .....	17
3.4.1 เสถียรภาพ ..... 17	
3.4.2 เสถียรภาพเร็ว..... 17	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.4.3 เสดความสูง .....	18
3.4.4 การสูญเสียเสดของการไหลในท่อ .....	18
3.4.5 การสูญเสียเนื่องจากอุปกรณ์ในระบบท่อ.....	19
3.4.6 เสดปั้ม .....	19
3.5 คุณสมบัติของเครื่องสูบน้ำ (Pump characteristics) .....	19
3.5.1 ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ (Pump Efficiency).....	19
3.5.2 คุณสมบัติของเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกน (Axial Flow Pump).....	20
3.5.3 ความเร็วจำเพาะ (Specific Speed).....	21
3.6 การติดตั้งเครื่องสูบน้ำให้ทำงานร่วมกันหลายชุด .....	22
3.6.1 การติดตั้งเครื่องสูบน้ำแบบอนุกรม .....	22
3.6.2 การติดตั้งเครื่องสูบน้ำแบบขนาน.....	23
3.7 การคำนวณหาความคลาดเคลื่อน .....	23
บทที่ 4 วิธีทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ .....	26
4.1 บทนำ.....	26
4.2 สมการพื้นฐาน.....	26
4.2.1 กฎการอนุรักษ์มวลในระบบ 3 มิติ.....	26
4.2.2 กฎการอนุรักษ์โมเมนตัมในระบบ 3 มิติ.....	28
4.3 แบบจำลองความปั่นป่วนที่นิยมใช้ในการแก้ปัญหาทางด้าน Turbomachinery.....	30
4.3.1 แบบจำลองความปั่นป่วน $k - \epsilon$ .....	31
4.3.2 แบบจำลองความปั่นป่วน $RNG k - \epsilon$ .....	32
4.3.3 แบบจำลองความปั่นป่วน Wilcox $k - \omega$ .....	34
4.3.4 แบบจำลองความปั่นป่วน Shear Stress Transport $k - \omega$ .....	35
4.4 การหาผลเฉลย .....	36
4.5 การจัดการปัญหาบริเวณใกล้ผนัง.....	37
บทที่ 5 การออกแบบและการจำลองเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำ.....	41
5.1 การออกแบบใบจักรและกลีบเรียงกระแสน้ำของเครื่องสูบน้ำต้นแบบ .....	41
5.1.1 การออกแบบใบจักร .....	41
5.1.2 การออกแบบกลีบเรียงกระแสน้ำ.....	46
5.2 การสร้างแบบจำลองและการจำลองเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร .....	49

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
5.2.1 การสร้างแบบจำลองการไหล.....	50
5.2.2 การสร้างเมช.....	51
5.2.3 การกำหนดเงื่อนไขของขอบเขตปัญหา.....	53
5.2.4 ผลเฉลยที่ไม่ขึ้นกับขนาดของกริด.....	54
5.2.5 ผลลัพธ์จากการจำลองเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร.....	55
5.3 การสร้างแบบจำลองและการจำลองเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร.....	58
5.3.1 การสร้างแบบจำลองการไหล.....	58
5.3.2 การสร้างเมช.....	59
5.3.3 การกำหนดเงื่อนไขของขอบเขตปัญหา.....	60
5.3.4 ผลเฉลยที่ไม่ขึ้นกับขนาดของกริด.....	61
5.3.5 ผลลัพธ์จากการจำลองเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร.....	62
5.4 การเปรียบเทียบผลลัพธ์ของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร และแบบ 2 ใบจักร.....	65
บทที่ 6 วิธีการเชิงทดสอบภาคสนาม.....	68
6.1 การออกแบบชุดทดสอบภาคสนาม.....	68
6.2 อุปกรณ์และเครื่องมือสำหรับการทดสอบ.....	69
6.2.1 อุปกรณ์และเครื่องมือสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ.....	73
6.2.2 อุปกรณ์และเครื่องมือสำหรับการทดสอบในรูปแบบภาคสนาม.....	74
6.3 การสอบเทียบเครื่องมือวัดสำหรับการทดสอบในรูปแบบภาคสนาม.....	78
6.3.1 การสอบเทียบอัตราการไหลสำหรับการทดสอบรูปแบบภาคสนาม.....	78
6.4 วิธีการทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำ.....	80
6.5 ผลการทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำต้นแบบขนาด 10 นิ้ว.....	81
6.5.1 ผลทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำในรูปแบบห้องปฏิบัติการ.....	82
6.5.2 ผลทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำในรูปแบบภาคสนาม.....	84
6.6 การเปรียบเทียบผลลัพธ์ของการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการและภาคสนาม.....	87
บทที่ 7 การสอบเทียบและวิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลข.....	90
7.1 การตรวจสอบความน่าเชื่อถือของผลการจำลองเชิงตัวเลข.....	90
7.2 การวิเคราะห์ผลลัพธ์จากการจำลองเชิงตัวเลข.....	93
7.2.1 เส้นกระแสการไหลภายในช่องทางการไหลของเครื่องสูบน้ำ.....	93
7.2.2 สนามเวกเตอร์ความเร็วภายในช่องทางการไหลของเครื่องสูบน้ำ.....	95

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
7.2.3 การกระจายความดันรวมภายในช่องทางการไหลของเครื่องสูบน้ำ.....	100
บทที่ 8 สรุปผลการทดสอบ การจำลอง และข้อเสนอแนะ.....	105
8.1 การจำลองการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 และ 2 ใบจักร.....	105
8.2 การทดสอบภาคสนามทั้งในรูปแบบห้องปฏิบัติการและภาคสนาม.....	106
8.3 การสอบเทียบผลการทดสอบและการจำลองเชิงตัวเลข.....	107
8.4 การจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ.....	108
8.5 ข้อเสนอแนะ.....	110
เอกสารอ้างอิง.....	111
ภาคผนวก ก ตัวอย่างการคำนวณของการออกแบบใบจักร และกليبเรียงกระแสน้ำสำหรับเครื่องสูบน้ำต้นแบบขนาด 10 นิ้ว.....	114
ภาคผนวก ข แบบแสดงรายละเอียดของการออกแบบชุดทดสอบภาคสนาม.....	124
ภาคผนวก ค แบบแสดงรายละเอียดของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร.....	133
ภาคผนวก ง ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์.....	141
ประวัติผู้เขียน.....	152

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 คุณสมบัติเฉพาะของท่อสูบน้ำพญานาคที่ใช้สำหรับการทดสอบ.....	8
2.2 สมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกนสำหรับการสูบน้ำภายใต้เงื่อนไขที่แตกต่างกัน .....	10
5.1 เงื่อนไขการออกแบบใบจักรของเครื่องสูบน้ำขนาด 10 นิ้ว.....	41
5.2 พารามิเตอร์ที่ใช้สำหรับการออกแบบใบจักรของเครื่องสูบน้ำขนาด 10 นิ้ว .....	43
5.3 พารามิเตอร์ที่ใช้สำหรับการออกแบบกลีบเรียงกระแสน้ำ .....	46
5.4 การกำหนดเงื่อนไขของแบบจำลองการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร .....	53
5.5 ความแตกต่างสัมพัทธ์ของการศึกษาอิทธิพลของกริดสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร .....	54
5.6 ความแตกต่างสัมพัทธ์ของการศึกษาอิทธิพลของกริดสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร .....	61
6.1 อุปกรณ์และเครื่องมือวัดของการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการและภาคสนาม .....	77
6.2 ผลการสอบเทียบอัตราการไหลจาก Flow Meter กับระดับน้ำที่ไหลผ่านฝายน้ำล้น .....	79
6.3 อุปกรณ์และเครื่องมือวัดสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ.....	82
6.4 การกำหนดสถานะและเงื่อนไขสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ .....	82
6.5 ผลทดสอบการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ในรูปแบบห้องปฏิบัติการ.....	83
6.6 การประเมินความคลาดเคลื่อนของการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ ณ จุด BEP .....	84
6.7 อุปกรณ์และเครื่องมือวัดสำหรับการทดสอบในรูปแบบภาคสนาม.....	85
6.8 ผลทดสอบการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ในรูปแบบภาคสนาม.....	85
6.9 การประเมินความคลาดเคลื่อนของการทดสอบในรูปแบบภาคสนาม ณ จุด BEP .....	86

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 ระหัด “เทพฤทธิ” .....	6
2.2 ระหัดเหล็กเทพฤทธิ.....	6
2.3 (ก) การออกแบบปั๊มแบบไหลตามแนวแกนในพื้นที่จังหวัดฉะเชิงเทรา ประเทศไทย .....	7
2.3 (ข) ใบจักรความเร็วต่ำ (ซ้าย) และใบจักรความเร็วสูง (ขวา) .....	7
2.4 (ก) การออกแบบปั๊มแบบไหลตามแนวแกนในพื้นที่จังหวัดสุพรรณบุรี ประเทศไทย .....	7
2.4 (ข) ใบจักรความเร็วรอบต่ำปั๊มแบบไหลตามแนวแกน.....	7
2.5 ชุดทดสอบภาคสนามสำหรับปั๊มน้ำแบบไหลตามแนวแกน .....	9
2.6 บ่อทดสอบสมรรถนะการทำงานของท่อสูบน้ำพญานาค.....	10
2.7 การเปลี่ยนแปลงมุมทางเข้าและมุมทางออกของใบจักร .....	11
2.8 (ก) ลักษณะของใบจักรได้จากการออกแบบผ่านโปรแกรม SolidWorks.....	13
2.8 (ข) ลักษณะของใบจักรที่ผลิตขึ้นจริง .....	13
2.9 ใบจักรทั้ง 5 บริษัทของผู้ประกอบการในประเทศไทย .....	13
2.10 แสดงลักษณะการไหลหลังปรับปรุงด้วยวัสดุทึบ (Bluff Body) .....	14
3.1 ประเภทของเครื่องสูบน้ำ โดยแบ่งตามลักษณะการเพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลว .....	16
3.2 ประเภทของเครื่องสูบน้ำ โดยแบ่งตามลักษณะการขับเคลื่อนของเหลว .....	17
3.3 เสดความสูงของระบบส่งของเหลวสำหรับชุดทดสอบเครื่องสูบบแบบไหลตามแนวแกน.....	18
3.4 เครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกน (Axial Flow Pump).....	20
3.5 จุดทำงานที่เหมาะสม ณ จุดตัดระหว่างกราฟของระบบและกราฟของเครื่องสูบน้ำ .....	21
3.6 การแบ่งประเภทของใบจักรตามความเร็วจำเพาะ .....	22
3.7 คุณสมบัติของเฮดกับอัตราการไหล สำหรับการติดตั้งเครื่องสูบน้ำแบบอนุกรม.....	22
3.8 คุณสมบัติของเฮดกับอัตราการไหล สำหรับการติดตั้งเครื่องสูบน้ำแบบขนาน .....	23
3.9 ค่า Degrees of freedom for Student’s t Distribution .....	25
4.1 การไหลของมวลเข้าและมวลออกภายในชิ้นส่วนปริมาตรควบคุมของของไหล.....	27
4.2 องค์ประกอบของความเค้นบนขอบผิวทั้งสามทิศทางที่กระทำกับชิ้นส่วนของไหล .....	29
4.3 องค์ประกอบของความเค้นในทิศทางแกน $x$ บนพื้นที่ผิวของปริมาตร .....	29
4.4 ลักษณะรูปทรงของกริด.....	37
4.5 ตัวอย่างของกริดแบบผสม .....	37
4.6 การพัฒนาชั้นขอบเขตสำหรับการไหลเหนือแผ่นพื้นเรียบ .....	38
4.7 ชั้นขอบเขตของความปั่นป่วน (Turbulent boundary layer).....	38
4.8 โครงสร้างของชั้นหนีคบริเวณใกล้ผนัง .....	39

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.9 การจัดการกับปัญหาที่ผนังแบบ Wall Function และ Near-wall .....	39
5.1 ส่วนประกอบของเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกน .....	42
5.2 สามเหลี่ยมความเร็วสำหรับการออกแบบใบจักรและกليبเรียงกระแสน้ำ.....	42
5.3 ภาพตัดด้านข้างสำหรับการออกแบบใบจักรในรูป 2 มิติ .....	44
5.4 ใบจักรที่มีลักษณะเป็น Airfoil ในรูป 2 มิติ .....	44
5.5 โพรไฟล์ความหนาตลอดความยาวของใบจักร ณ ตำแหน่งดุมของใบจักร.....	44
5.6 มุมทางเข้าและมุมทางออกตลอดความยาวของใบจักรที่ตำแหน่ง Hub.....	45
5.7 มุมทางเข้าและมุมทางออกตลอดความยาวของใบจักรที่ตำแหน่ง Mid-span.....	45
5.8 มุมทางเข้าและมุมทางออกตลอดความยาวของใบจักรที่ตำแหน่ง Shroud.....	45
5.9 การออกแบบใบจักรในรูป 3 มิติ สำหรับเครื่องสูบน้ำต้นแบบขนาด 10 นิ้ว .....	46
5.10 ภาพตัดด้านข้างสำหรับการออกแบบกليبเรียงกระแสน้ำในรูป 2 มิติ .....	47
5.11 การออกแบบกليبเรียงกระแสน้ำในรูป 2 มิติ สำหรับเครื่องสูบน้ำต้นแบบขนาด 10 นิ้ว .....	47
5.12 โพรไฟล์ความหนาของกليبเรียงกระแสน้ำ สำหรับเครื่องสูบน้ำต้นแบบขนาด 10 นิ้ว .....	47
5.13 มุมทางเข้าและมุมทางออกตลอดความยาวของกليبเรียงกระแสน้ำที่ตำแหน่ง Hub.....	48
5.14 มุมทางเข้าและมุมทางออกตลอดความยาวของกليبเรียงกระแสน้ำที่ตำแหน่ง Mid-span.....	48
5.15 มุมทางเข้าและมุมทางออกตลอดความยาวของกليبเรียงกระแสน้ำที่ตำแหน่ง Shroud .....	48
5.16 การออกแบบกليبเรียงกระแสน้ำในรูป 3 มิติ สำหรับเครื่องสูบน้ำต้นแบบขนาด 10 นิ้ว .....	49
5.17 การแบ่งโดเมนของเครื่องสูบน้ำต้นแบบ 1 ใบจักร ออกเป็น 3 ส่วน .....	50
5.18 การสร้างแบบจำลองการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร .....	50
5.19 ค่า Skewness และ Orthogonal Quality ที่เหมาะสมสำหรับแบบจำลองการไหล.....	51
5.20 การสร้างเมชของแบบจำลองการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร.....	52
5.21 การกำหนดขอบเขตบนโดเมนของแบบจำลองการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร .....	53
5.22 Streamline ของการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร ณ จุดออกแบบ.....	55
5.23 Velocity Vector (XZ-Plane) ของการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร ณ จุดออกแบบ.....	55
5.24 Velocity Contour (XZ-Plane) ของการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร ณ จุดออกแบบ.....	56
5.25 Pressure Contour (XZ-Plane) ของการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร ณ จุดออกแบบ.....	56
5.26 เส้นสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร.....	57

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.27 การแบ่งโดเมนของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ออกเป็น 5 ส่วน.....	58
5.28 การสร้างแบบจำลองการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร .....	58
5.29 การสร้างเมชของแบบจำลองการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร.....	59
5.30 การกำหนดขอบเขตบนโดเมนของแบบจำลองการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร .....	60
5.31 Streamline ของการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ณ จุดออกแบบ.....	62
5.32 Velocity Vector (XZ-Plane) ของการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ณ จุดออกแบบ .....	62
5.33 Velocity Contour (XZ-Plane) ของการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ณ จุดออกแบบ .....	63
5.34 Pressure Contour (XZ-Plane) ของการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ณ จุดออกแบบ .....	64
5.35 เส้นสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร.....	64
5.36 ความสัมพันธ์ของเฮดกับอัตราการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 และ 2 ใบจักร .....	65
5.37 ความสัมพันธ์ของต้นกำลังกับอัตราการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 และ 2 ใบจักร.....	66
5.38 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพกับอัตราการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 และ 2 ใบจักร....	67
6.1 การออกแบบชุดทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำขนาด 10 นิ้ว .....	68
6.2 การออกแบบชุดทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำขนาด 10 นิ้ว (ภาพด้านข้าง).....	69
6.3 การออกแบบชุดทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำขนาด 10 นิ้ว (ภาพด้านบน).....	69
6.4 ชุดทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำขนาด 10 นิ้ว (ภาพด้านข้าง).....	70
6.5 ชุดทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำขนาด 10 นิ้ว (ภาพด้านหน้า).....	70
6.6 อุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหลของเครื่องสูบน้ำสำหรับการทดสอบภาคสนาม.....	71
6.7 วงแหวนวัดความดันบริเวณใกล้ใบจักรสำหรับการทดสอบในรูปแบบภาคสนาม .....	71
6.8 มอเตอร์ไฟฟ้าที่เป็นต้นกำลังของเครื่องสูบน้ำสำหรับการทดสอบภาคสนาม .....	72
6.9 อินเวอร์เตอร์สำหรับควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ .....	72
6.10 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของเครื่องสูบน้ำสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ.....	73
6.11 อุปกรณ์วัดความดันที่หัวใบจักรสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ .....	73
6.12 อุปกรณ์วัดแรงบิดของเพลลาสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ .....	74
6.13 การวัดอัตราการไหลด้วยฝายน้ำล้นสำหรับการทดสอบในรูปแบบภาคสนาม .....	74
6.14 บ่อน้ำของการวัดอัตราการไหลด้วยฝายน้ำล้นสำหรับชุดทดสอบในรูปแบบภาคสนาม.....	75
6.15 อุปกรณ์ในการอ่านระดับน้ำของฝายน้ำล้นสำหรับชุดทดสอบในรูปแบบภาคสนาม .....	75

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.16 เงามัดความดันบริเวณใกล้ใบจักรสำหรับการทดสอบในรูปแบบภาคสนาม.....	76
6.17 เครื่องมือบันทึกคุณภาพกำลังไฟฟ้าสามเฟส .....	76
6.18 เครื่องมือวัดความเร็วของมอเตอร์ .....	77
6.19 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง $\log H$ กับ $\log Q$ ในรูปของสมการเส้นตรง.....	79
6.20 ชุดโปรแกรมแสดงผลและหน้าจอบันทึกผลการทดสอบ .....	80
6.21 ผลการทดสอบผ่านชุดโปรแกรมและหน้าจอแสดงผล.....	81
6.22 เส้นสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร สำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ .....	83
6.23 เส้นสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร สำหรับการทดสอบในรูปแบบภาคสนาม .....	86
6.24 ความสัมพันธ์ระหว่างเฮดกับอัตราการไหลสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการและรูปแบบภาคสนาม .....	87
6.25 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังที่ใช้กับอัตราการไหลสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการและรูปแบบภาคสนาม .....	88
6.26 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำกับอัตราการไหลสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการและรูปแบบภาคสนาม.....	89
7.1 การเปรียบเทียบเฮดปั้มของผลการจำลองกับการทดสอบที่อัตราการไหลแตกต่างกัน.....	90
7.2 การเปรียบเทียบกำลังที่ใช้ของผลการจำลองกับการทดสอบที่อัตราการไหลแตกต่างกัน .....	91
7.3 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพของผลการจำลองกับการทดสอบที่อัตราการไหลแตกต่างกัน.....	92
7.4 ช่องการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร .....	93
7.5 เส้นกระแสการไหลภายในช่องทางการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร .....	94
7.6 สนามเวกเตอร์ความเร็วภายในช่องทางการไหลบริเวณใบจักรชุดแรก (XZ Plane) .....	95
7.7 สนามเวกเตอร์ความเร็วภายในช่องทางการไหลบริเวณใบจักรชุดที่สอง (XZ Plane).....	96
7.8 การตัดระนาบ XY บริเวณช่องการไหลของใบจักรชุดแรก ณ ตำแหน่ง $Z = 0.446$ .....	96
7.9 การตัดระนาบ XY บริเวณช่องการไหลของใบจักรชุดที่สอง ณ ตำแหน่ง $Z = 0.920$ .....	97
7.10 การตัดระนาบเพื่อแสดงเวกเตอร์ความเร็วบริเวณกึ่งกลางใบจักร ณ ตำแหน่ง $Z=0.446$ .....	97
7.11 สนามเวกเตอร์ความเร็วบริเวณกึ่งกลางของใบจักรชุดแรก ณ ตำแหน่ง $Z = 0.446$ .....	98
7.12 สนามเวกเตอร์ความเร็วบริเวณกึ่งกลางของใบจักรชุดที่สอง ณ ตำแหน่ง $Z = 0.920$ .....	98
7.13 การกระจายความเร็วภายในตัวเรือนของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร (XZ Plane).....	99
7.14 การกระจายความเร็วบริเวณกึ่งกลางของใบจักรชุดแรก ณ ตำแหน่ง $Z = 0.446$ .....	99

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
7.15 การกระจายความเร็วบริเวณกึ่งกลางของใบจักรชุดที่สอง ณ ตำแหน่ง $Z = 0.920$ .....	100
7.16 การกระจายความดันรวมภายในตัวเรือนของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร (XZ Plane).....	101
7.17 การกระจายความดันรวมบริเวณกึ่งกลางของใบจักรชุดแรก ณ ตำแหน่ง $Z = 0.446$ .....	102
7.18 การกระจายความดันรวมบริเวณกึ่งกลางของใบจักรชุดที่สอง ณ ตำแหน่ง $Z = 0.920$ .....	102
7.19 ความดันที่เกิดขึ้นภายในระบบตั้งแต่ทางเข้าจนถึงทางออกของเครื่องสูบน้ำ.....	103
7.20 ความดันรวมที่เกิดขึ้นภายในระบบตั้งแต่ทางเข้าจนถึงทางออกของเครื่องสูบน้ำ.....	104
ข.1 แบบชุดทดสอบภาคสนาม.....	125
ข.2 ขนาดของความยาวและความกว้างสำหรับชุดทดสอบภาคสนาม (ภาพด้านข้าง).....	125
ข.3 ขนาดของความยาวและความกว้างสำหรับชุดทดสอบภาคสนาม (ภาพด้านบน).....	126
ข.4 ขนาดของความยาวและความกว้างสำหรับชุดทดสอบภาคสนาม (ภาพด้านหน้า).....	126
ข.5 ตำแหน่งในการติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือวัดสำหรับชุดทดสอบภาคสนาม.....	127
ข.6 แบบฝายน้ำล้นสำหรับการวัดอัตราการไหลในรูปแบบภาคสนาม.....	127
ข.7 การประกอบชุดทดสอบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำกับฐานรับน้ำหนัก.....	128
ข.8 ส่วนประกอบของฐานรับน้ำหนักสำหรับชุดทดสอบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ.....	128
ข.9 แบบแผ่นเหล็กสำหรับรองรับน้ำหนักของมอเตอร์.....	129
ข.10 แบบแผ่นเหล็กสำหรับรองรับน้ำหนักของเครื่องสูบน้ำ.....	129
ข.11 แบบแผ่นเหล็กสำหรับรองรับน้ำหนักชุดทดสอบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ.....	130
ข.12 ส่วนประกอบของชุดทดสอบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ.....	130
ข.13 แบบท่อลดขนาดจาก 10 นิ้ว ไปเป็น 8 นิ้ว.....	131
ข.14 แบบท่อน้ำก่อนถึงการติดตั้งวาล์ว.....	131
ข.15 แบบท่อน้ำหลังการติดตั้งวาล์ว.....	132
ข.16 แบบท่ออบริเวณทางออกของชุดทดสอบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ.....	132
ค.1 ส่วนประกอบและขนาดของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร.....	134
ค.2 ส่วนประกอบภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร.....	134
ค.3 แบบเพลลาภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร.....	135
ค.4 แบบดุมของกลีบเรียงกระแสน้ำภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร.....	135
ค.5 แบบกลีบเรียงกระแสน้ำชุดที่สองภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร.....	136
ค.6 แบบใบจักรชุดที่สองภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร.....	136
ค.7 แบบแผ่นยึดใบจักรชุดที่สองภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร.....	137
ค.8 แบบกลีบเรียงกระแสน้ำชุดแรกภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร.....	137

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
ค.9 แบบใบจักรชุดแรกภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร.....	138
ค.10 แบบคุมสำหรับยึดใบจักรชุดแรกภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร .....	138
ค.11 แบบแหวนรองใบจักรภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร .....	139
ค.12 แบบधारองรับน้ำหนักของเพลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร.....	139
ค.13 แบบแหวนวัดความดัน (Pressure ring) .....	140
ค.14 รายละเอียดและส่วนประกอบของแหวนวัดความดัน (Pressure ring) .....	140



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์

$P$	ความดัน
$\rho$	ความหนาแน่น
$g$	ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง
$\gamma$	น้ำหนักจำเพาะ
$V$	ความเร็ว
$\Delta Z$	เฮดความสูง
$H_d$	เฮดความดัน
$H_v$	เฮดความเร็ว
$h_f$	การสูญเสียเฮดอันเนื่องมาจากความฝืด
$f$	Friction factor
$L$	ความยาวท่อ
$D$	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ
$h_L$	การสูญเสียเฮดเนื่องข้อต่อ ข้องอ และวาล์ว
$K_L$	ค่าสูญเสียจากข้อต่อ ข้องอ และวาล์ว
$H_p$	เฮดปั๊ม
$P_{atm}$	ความดันบรรยากาศ
$P_{input}$	กำลังที่ใช้ในการขับเคลื่อนเครื่องสูบน้ำ
$T_{Shaft}$	แรงบิดของเพลา
$\omega$	ความเร็วเชิงมุม
$P_{Output}$	กำลังที่ใช้ในการผลักดันของไหล
$\eta$	ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ
$N_s$	ความเร็วจำเพาะ
$U_x$	ความคลาดเคลื่อน
$B_x$	ความคลาดเคลื่อนที่เกิดจากเครื่องมือวัด
$P_x$	ความคลาดเคลื่อนที่ได้จากการทดสอบ
$t_{v,n}$	Student's t-distribution
$S_{\bar{x}}$	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของค่าเฉลี่ย
$S_x$	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน
$n$	จำนวนครั้งของการทดสอบ
$x$	ผลการทดสอบของตัวแปรที่จะพิจารณาความคลาดเคลื่อน
$\bar{x}$	ค่าเฉลี่ยของผลการทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

CFD	พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ
FVM	ระเบียบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม
$x, y, z$	พิกัดในทิศทาง $x, y, z$
$\tau$	ความเค้น
$\mu$	ความหนืด
$t$	เวลา
$\varepsilon$	อัตราการสูญเสีย
RNG	Re-Normalization Group
SST	Shear Stress Transport
LE	Leading Edge
TE	Tailing
Beta	Blade Angle
Theta	Angular Position
M	Meridional Location
BEP	Best Efficiency Point
MRF	Moving Reference Frame

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความเป็นและความสำคัญของปัญหา

เนื่องจากประชากรส่วนใหญ่ของประเทศไทยประกอบอาชีพเกษตรกรรม ทำให้พื้นที่ส่วนใหญ่ในประเทศไทยเป็นพื้นที่สำหรับการเพาะปลูกพืชพรรณต่าง ๆ โดยเฉพาะการทำนาข้าว การเพาะเลี้ยงสัตว์น้ำสำหรับการค้าขายและส่งออก รวมถึงใช้ในการอุปโภคบริโภค ทำให้เกษตรกรส่วนใหญ่อาศัยอยู่ใกล้กับแหล่งน้ำ เพื่อให้สะดวกและง่ายต่อการนำน้ำมาใช้ งาน ดังนั้นเกษตรกรไทยจึงได้ประดิษฐ์เครื่องมือและการคิดค้นอุปกรณ์ที่ใช้ในการสูบน้ำหรือการวิดน้ำ โดยอาศัยการดัดแปลงและการลองผิดลองถูกในการออกแบบปั้มน้ำหรือเครื่องสูบน้ำ (Pump) นอกจากนี้ยังมีการพัฒนาและปรับปรุงกระบวนการออกแบบอย่างต่อเนื่องจนกลายเป็นเครื่องสูบน้ำไทย (Thai Irrigation Pump) หรือที่เรียกกันว่า ท่อสูบน้ำพญานาค ที่มีการใช้งานอย่างแพร่หลายในปัจจุบัน

เครื่องสูบน้ำแบบท่อพญานาค (Tor-Phayanak) ถือเป็นเครื่องมือที่สำคัญอย่างหนึ่งไม่ว่าจะเป็นการใช้งานในด้านเกษตรกรรมที่มีมาอย่างยาวนานกว่า 65 ปี นำมาใช้ในด้านอุตสาหกรรม และกิจกรรมต่าง ๆ รวมถึงการนำไปใช้เพื่อระบายน้ำในช่วงภัยพิบัติทางธรรมชาติ อาทิเช่น ภัยแล้ง และน้ำท่วม เนื่องจากเครื่องสูบน้ำชนิดนี้สามารถสูบน้ำได้ในปริมาณมากเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องสูบน้ำชนิดอื่น อีกทั้งยังมีราคาถูก สามารถดูแลรักษาได้ง่าย และสะดวกในการเคลื่อนย้าย นอกจากนี้ยังสามารถเลือกใช้ได้ทั้งมอเตอร์ไฟฟ้าและเครื่องยนต์เป็นต้นกำลัง และมีลักษณะของใบจักรที่จมอยู่ในน้ำจึงไม่จำเป็นต้องมีการล่อน้ำ ทำให้เครื่องสูบน้ำชนิดนี้เป็นอุปกรณ์ที่ชาวบ้านหรือผู้ประกอบการทางเกษตรนิยมมีไว้ใช้งาน อีกทั้งท่อพญานาคยังจัดเป็นเครื่องสูบน้ำประเภทเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกน (Axial Flow Pump) และเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามไหลผสม (Mixed Flow Pump)

ในอดีตเกษตรกรไทยยังขาดการนำความรู้ทางวิชาการและขาดแคลนเครื่องมือในการพัฒนาสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบท่อพญานาค ทำให้เครื่องสูบน้ำชนิดนี้มีประสิทธิภาพไม่สูงมากนักและเป็นการใช้พลังงานหรือเชื้อเพลิงที่สิ้นเปลืองโดยเปล่าประโยชน์ อีกทั้งในปัจจุบันยังมีการเพิ่มขึ้นของราคาเชื้อเพลิงเป็นเหตุผลการศึกษาในรายละเอียดนี้เป็นที่น่าสนใจ เพื่อให้เกษตรกรและผู้ใช้เครื่องสูบน้ำสามารถเลือกใช้เครื่องสูบน้ำได้อย่างเหมาะสมและมีประสิทธิภาพมากขึ้น นอกจากนี้ การศึกษาพฤติกรรมและปรากฏการณ์ของการไหลที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำนั้นเป็นสิ่งสำคัญในการออกแบบใบจักรและกลีบเรียงกระแสน้ำ รวมถึงเครื่องสูบน้ำ เพื่อช่วยลดการสูญเสียที่เกิดขึ้นและทำให้สมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำมีค่าเพิ่มสูงขึ้น โดยในปัจจุบันได้มีการใช้เทคโนโลยีทางด้านพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics; CFD) เข้ามาช่วยในการวิเคราะห์ปัญหาของการไหลและทำนายปรากฏการณ์ของการไหลได้อย่างถูกต้องและมีความแม่นยำ ทำให้เป็น

ที่นิยมกันอย่างแพร่หลายในงานวิจัยทางด้านเครื่องจักรกลของไหล (Turbomachines) สำหรับการ

ไม่ทราบว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ออกแบบและพัฒนาประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ เช่น การออกแบบใบจักรและกลีบเรียงกระแสน้ำ การปรับปรุงพื้นที่ของช่องการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ และการประยุกต์ใช้แพนอากาศ (Airfoil) เพื่อเพิ่มศักยภาพของใบจักร เป็นต้น โดยมีการสร้างแบบจำลองในการวิเคราะห์ปัญหาของการไหลในกรณีศึกษาต่าง ๆ เพื่อใช้ในการหาคำตอบของปัญหาที่เกิดขึ้น อีกทั้งเทคโนโลยีนี้ยังมีส่วนช่วยในการลดต้นทุนของการผลิตชิ้นงานและการทดสอบอีกด้วย

งานวิจัยนี้เป็นส่วนหนึ่งของโครงการ การพัฒนาเครื่องสูบน้ำพญานาคขนาด 10 นิ้ว สำหรับการเกษตรและระบายน้ำ ซึ่งเป็นความร่วมมือระหว่างสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง (KMITL) สำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ (สวทช.) และบริษัท นิยมค้ามารีนเอ็นจิเนียริ่ง จำกัด โดยจะทำการพัฒนาเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกนให้มีประสิทธิภาพไม่ต่ำกว่า 75% ที่อัตราการไหลไม่ต่ำกว่า 9,000 ลิตรต่อนาที ได้เฮด 8 เมตร และกำลังที่ใช้ไม่เกิน 40 แรงม้า จากการคำนวณในระดับเบื้องต้นพบว่า ค่าความเร็วจำเพาะที่จุดออกแบบจัดว่าเป็น เครื่องสูบน้ำแบบไหลผสม ดังนั้นหากเลือกใช้เครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกนจำเป็นต้องออกแบบให้ใบจักรและกลีบเรียงกระแสน้ำทำงานร่วมกันสองชุดด้วยการต่อแบบอนุกรม เพื่อให้เฮดสูงตามความต้องการ นอกจากนี้ยังมีการกำหนดให้เครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร มีประสิทธิภาพไม่ต่ำกว่า 75% สามารถสูบน้ำได้เฮด 4 เมตร และกำลังที่ใช้ไม่เกิน 20 แรงม้า ที่อัตราการไหลไม่ต่ำกว่า 9,000 ลิตรต่อนาที

ดังนั้นงานวิจัยนี้เป็นการใช้องค์ความรู้เกี่ยวกับการทดสอบสมรรถนะและการจำลองการไหลเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร โดยมีการนำเทคโนโลยีทางด้าน CFD เข้ามาช่วยในการวิเคราะห์ปัญหาของการไหล เพื่อศึกษาปัจจัยที่ส่งผลต่อการสูญเสียภายในระบบและทำนายพฤติกรรมของการไหลที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำ รวมถึงใช้ในประเมินประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำในระดับเบื้องต้นและทำการเปรียบเทียบกับผลลัพธ์จากการทดสอบภาคสนาม เพื่อเป็นการตรวจสอบและยืนยันผลลัพธ์จากการจำลองเชิงตัวเลข จากนั้นจึงนำแบบจำลองการไหลไปใช้ในการวิเคราะห์และหาแนวทางปรับปรุงสมรรถนะการทำงานจากการสูญเสียที่เกิดขึ้นได้ อีกทั้งในงานวิจัยนี้ยังมีความคาดหวังเป็นอย่างยิ่งว่าองค์ความรู้ที่ได้จากการศึกษาจะสามารถพัฒนาศักยภาพในด้านการใช้พลังงานและการแข่งขันทางด้านเศรษฐกิจของผู้ประกอบการภายในประเทศไทยอีกด้วย

## 1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1. เพื่อศึกษาพฤติกรรมของการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกนแบบ 2 ใบจักร ด้วยวิธีการจำลองเชิงตัวเลข
2. เพื่อพัฒนาชุดทดสอบภาคสนามและทำการหาความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้น โดยอ้างอิงตามมาตรฐาน JIS B8301
3. เพื่อศึกษาและเปรียบเทียบผลลัพธ์จากการจำลองเชิงตัวเลขและการทดสอบภาคสนาม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 1.3 สมมุติฐานของงานวิจัย

1. กำหนดให้การไหลเป็นแบบสภาวะคงตัว (Steady State)
2. ไม่คิดอิทธิพลของแรงโน้มถ่วง (Neglect gravity)
3. การไหลภายในเครื่องสูบน้ำเป็นการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulence Flow)
4. ของไหลเป็นแบบอัดตัวไม่ได้ (Incompressible Fluid)
5. ไม่มีการถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer) เนื่องจากแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นจากชิ้นส่วนที่มีการหมุนของใบจักร
6. พื้นผิวของใบจักรและช่องการไหลถือว่ามีความราบเรียบและไม่มีความขรุขระ
7. มีการสูญเสียที่เกิดขึ้นจากมอเตอร์และอินเวอร์เตอร์จากการเปลี่ยนแปลงพลังงาน
8. ไม่ได้คำนึงถึงผลจากการสั่นสะเทือน (Vibration) ที่เกิดขึ้น

### 1.4 ขอบเขตของงานวิจัย

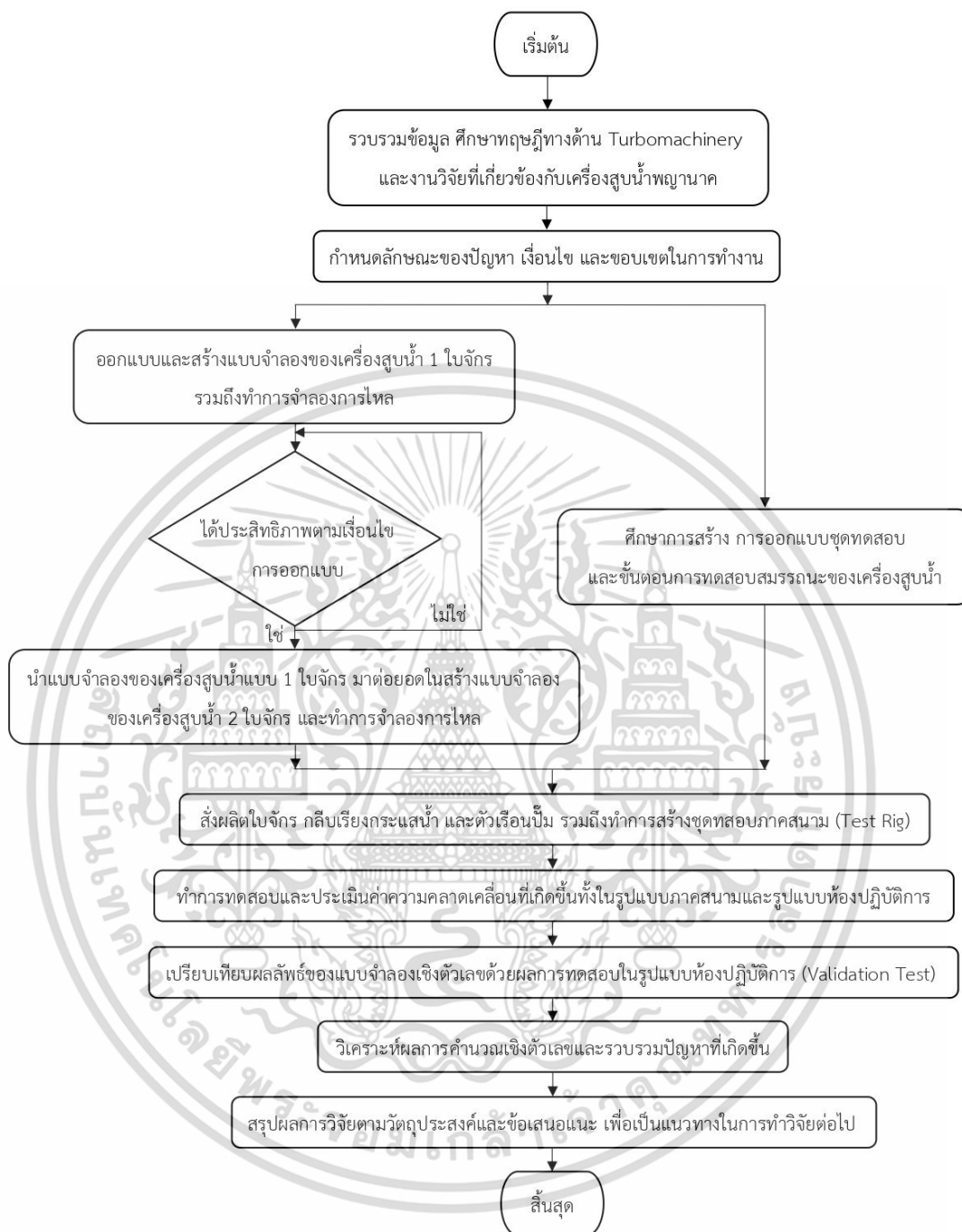
1. แบบจำลองความปั่นป่วนใช้ Shear Stress Transport (SST)  $k - \omega$
2. การทดสอบภาคสนามใช้มอเตอร์ขนาด 40 แรงม้า เป็นต้นกำลัง
3. ความเร็วรอบของการใช้งานอยู่ที่ 1,450 รอบต่อนาที
4. ของไหลที่ใช้ในการทดสอบเป็นน้ำจืด และความดันที่เกิดขึ้นภายในระบบไม่เกิน 1.5 บาร์
5. ทำการจำลองการไหลที่อุณหภูมิ 25°C
6. ในการวิเคราะห์ไม่ได้คำนึงถึงประสิทธิภาพจากตลับลูกปืน (Bearing)

### 1.5 วิธีการของงานวิจัย

1. ประยุกต์ใช้ทฤษฎีพื้นฐานทาง Turbomachinery เพื่อศึกษาการออกแบบใบจักรและกลีบเรียงกระแสน้ำ
2. ใช้วิธีการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณบนพื้นฐานของระเบียบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม (Finite Volume Method) เพื่อใช้ในการประเมินสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำ
3. ออกแบบและสร้างชุดทดสอบภาคสนาม รวมถึงการติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือวัด ตามมาตรฐาน Hydraulic Institute (HI) และ Japanese Industrial Standards (JIS)
4. ทดสอบเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกนแบบ 2 ใบจักร และบันทึกข้อมูลในสภาวะคงที่
5. ตรวจสอบความคลาดเคลื่อน (Uncertainty) ของเครื่องมือวัดจากการทดสอบภาคสนามตามมาตรฐาน JIS B8301
6. ตรวจสอบความถูกต้องของผลการจำลองการไหลโดยอาศัยข้อมูลจากการทดสอบ เพื่อมาเปรียบเทียบและยืนยันผลลัพธ์ (Validation)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 1.6 ขั้นตอนการดำเนินงาน



## 1.7 ประโยชน์และผลที่คาดว่าจะได้รับ

1. ทำให้ทราบถึงพฤติกรรมและปรากฏการณ์ของการไหลที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร จากผลการจำลองด้วยวิธีทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ
2. ได้ชุดทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกนและแบบไหลผสมที่มีความแม่นยำสูง ซึ่งสามารถใช้เป็นการศึกษาและถ่ายทอดองค์ความรู้
3. พัฒนาองค์ความรู้ เทคโนโลยี และเป็นแนวทางในการวิจัยเครื่องสูบน้ำพญานาค

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 2

# วรรณกรรมปริทัศน์

### 2.1 บทนำ

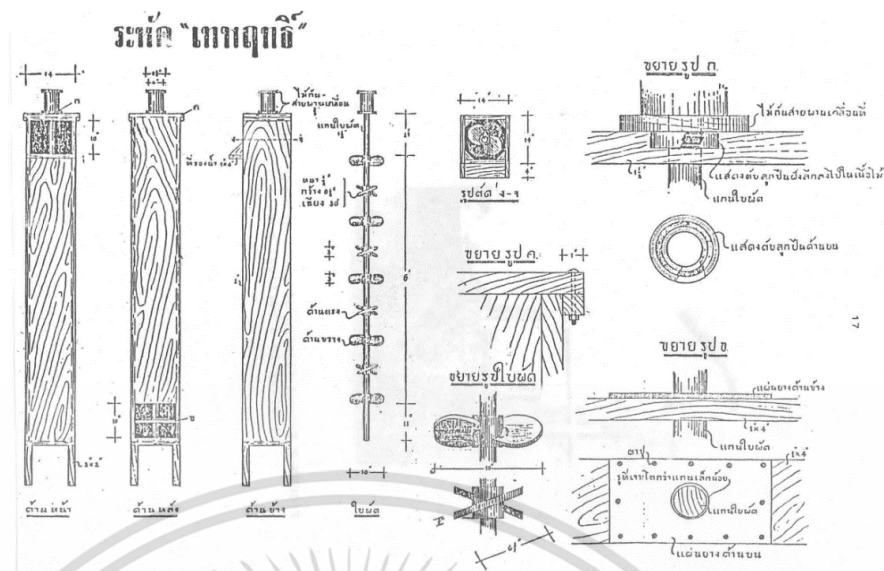
ในปัจจุบันประเทศไทยมีงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำพญานาค เพื่อประเมินประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ ณ สภาพที่แตกต่างกัน การศึกษาและการออกแบบใบจักรและกลีบเรียงกระแสน้ำ และการเพิ่มสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำด้วยการทำงานร่วมกันของปั้มน้ำ รวมถึงการจำลองเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำพญานาคด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ เพื่อวิเคราะห์โครงสร้างของสนามการไหลที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำ ซึ่งงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการศึกษาดังกล่าวมีจำนวนที่น้อยมาก ดังนั้นในการศึกษาและการพัฒนาเครื่องสูบน้ำแบบท่อพญานาคจึงเป็นสิ่งสำคัญที่ช่วยยกระดับเครื่องสูบน้ำไทยให้สามารถแข่งขันในระดับสากลได้จากความสำคัญดังกล่าวทำให้มีความจำเป็นอย่างยิ่งที่ต้องศึกษาหลักการและค้นคว้าทฤษฎีพื้นฐานที่เกี่ยวข้อง รวมไปถึงรวบรวมงานวิจัยที่มีผู้ศึกษาแล้วในอดีต โดยการศึกษาและการพัฒนาเครื่องสูบน้ำพญานาคถูกดำเนินการมาอย่างต่อเนื่องจากอดีตจนถึงปัจจุบัน ซึ่งมีรายงานการวิจัยที่เกี่ยวข้องดังต่อไปนี้

### 2.2 วรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง

เครื่องสูบน้ำไทยหรือปั้มน้ำไทย (Thai Irrigation Pump) ถือเป็นเครื่องมือที่สำคัญอย่างหนึ่งสำหรับเกษตรกรไทย เนื่องจากในอดีตประชากรส่วนใหญ่ของประเทศไทยประกอบอาชีพเกษตรกรรม โดยที่เกษตรกรและชาวบ้านส่วนใหญ่จำเป็นต้องอาศัยใกล้แหล่งน้ำ เพื่อต้องการนำน้ำมาใช้ในการอุปโภค บริโภค และทำการเกษตร ดังนั้นจึงได้มีการประดิษฐ์ คิดค้น และออกแบบเครื่องมือสำหรับการสูบน้ำหรือวิดน้ำเข้านาข้าว การสูบน้ำเข้าบ่อเพาะเลี้ยงสัตว์น้ำ การสูบน้ำจากแหล่งที่มีน้ำท่วมขัง รวมถึงการสูบน้ำเพื่อใช้รดน้ำต้นไม้และพืชผลทางการเกษตร โดยอาศัยการลองผิดลองถูกตั้งแต่ในอดีตจนได้รับการพัฒนามาเป็นเครื่องสูบน้ำไทยหรือที่เรียกกันว่า ท่อสูบน้ำพญานาค (Tor-Phayanak) ซึ่งเครื่องสูบน้ำชนิดนี้ถูกออกแบบและคิดค้นขึ้นในปี 1941 โดย ม.ร.ว.เทพฤทธิ์ เทวกุล [1] ในช่วงระยะแรกนั้นมีกระบวนการออกแบบที่ง่ายและโครงสร้างส่วนใหญ่ทำมาจากไม้ ทำให้เกษตรกรและชาวบ้านสามารถประดิษฐ์ได้ด้วยตนเอง เนื่องจากมีราคาที่ย่อมเยาและง่ายต่อการดูแลรักษาจึงมีชื่อเรียกว่า ระหัดไม้วิดน้ำ หรือระหัดน้ำ ที่มีลักษณะเป็นแผ่นไม้ยาวต่อกัน เพื่อใช้สำหรับวิดน้ำ แต่ถึงอย่างไรระหัดน้ำก็ยังมีประสิทธิภาพที่ต่ำและมีความไม่เหมาะสมต่อการใช้งานในช่วงอัตราการไหลสูง ต่อมาจึงได้รับการพัฒนาและออกแบบใหม่จากระหัดไม้วิดน้ำที่เป็นระบบเปิดมาเป็นระบบปิด โดยมีลักษณะเป็นรางไม้แนบติดด้านข้างและมีการนำเครื่องยนต์มาเป็นต้นกำลังจึงทำให้มีประสิทธิภาพที่สูงขึ้นจนได้รับชื่อเรียกใหม่ว่า “ระหัดเทพฤทธิ์” ดังแสดงในรูปที่ 2.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.1 ระหัด “เทพฤทธิ” [1]

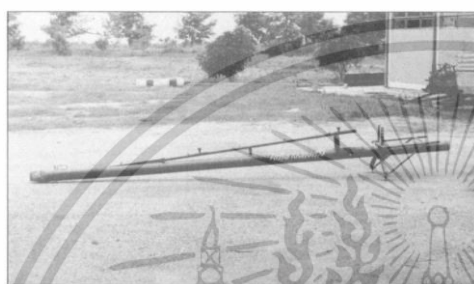
จนกระทั่งในปี 1955 ระหัดเทพฤทธิได้รับการพัฒนาและปรับปรุงอีกครั้ง โดยการเปลี่ยนวัสดุจากไม้มาเป็นเหล็ก และได้รับชื่อเรียกว่า “ระหัดเหล็กเทพฤทธิ” ซึ่งโครงสร้างของเครื่องสูบน้ำจะประกอบไปด้วยท่อหลักที่มีลักษณะตรงยาวและท่อด้านปล่อยที่ถูกยึดติดกับท่อหลักบริเวณด้านข้าง ดังแสดงในรูปที่ 2.2 นอกจากนี้ภายในท่อหลักหรือตัวเรือนปั๊มจะมีการติดตั้งแกนเพลลาที่ทำหน้าที่ส่งกำลัง และเลือกใช้เครื่องยนต์เบนซินขนาด 3-5 แรงม้า เป็นต้นกำลัง



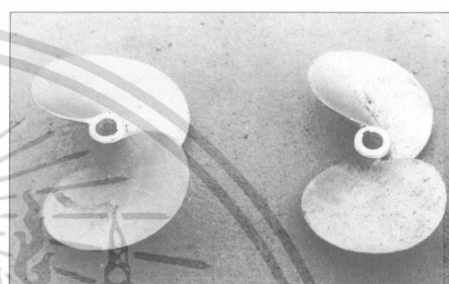
รูปที่ 2.2 ระหัดเหล็กเทพฤทธิ [2]

จากนั้นทำการศึกษาสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำที่ใบจักรมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 25 และ 33 เซนติเมตร พบว่าใบจักรที่มีขนาด 25 เซนติเมตร จะได้เฮด 0.8 เมตร และอัตราการไหล 2,346.7 ลิตรต่ออนาที ที่ความเร็ว 1,400 รอบต่ออนาที สำหรับใบจักรขนาด 33 เซนติเมตร ได้ค่าเฮดที่เท่ากันที่เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการไหล 5,677.5 ลิตรต่อนาที่ ในช่วงความเร็วรอบ 850 รอบต่อนาที ต่อมาในปี 1960 ได้มีการดัดแปลงตัวเรือนของเครื่องสูบน้ำและมีการประยุกต์ใช้รถแทรกเตอร์ 2 ล้อ เป็นต้นกำลัง ทำให้เป็นที่นิยมอย่างมากในจังหวัดฉะเชิงเทราและสุพรรณบุรี ซึ่งเครื่องสูบน้ำในเขตพื้นที่จังหวัดฉะเชิงเทราจะถูกออกแบบให้มีลักษณะเป็นท่อตรงยาวที่มีทั้งท่อด้านดูดและด้านปล่อย อีกทั้งยังมีแกนเพลาส่งกำลังอยู่ด้านนอกของท่อ ยกเว้นส่วนของใบจักร ดังแสดงในรูปที่ 2.3 (ก) โดยที่ใบจักรถูกผลิตขึ้นจากการหล่ออลูมิเนียมและมีจำนวน 2 ใบจักร ดังแสดงในรูปที่ 2.3 (ข) นอกจากนี้ยังพบว่าใบจักรความเร็วสูงจะนำมาใช้งานกับเครื่องยนต์เบนซินและใบจักรความเร็วต่ำจะใช้กับเครื่องยนต์ดีเซล



(ก)



(ข)

รูปที่ 2.3 (ก) การออกแบบปั๊มแบบไหลตามแนวแกนในพื้นที่จังหวัดฉะเชิงเทรา ประเทศไทย [2]

(ข) ใบจักรความเร็วต่ำ (ซ้าย) และใบจักรความเร็วสูง (ขวา) [2]

ข้อดีของการออกแบบเครื่องสูบน้ำของจังหวัดฉะเชิงเทรา คือ มีการใช้พลังงานที่ต่ำ ง่ายต่อการผลิตและการซ่อมบำรุง ซึ่งการออกแบบในลักษณะนี้ยังเป็นที่ยอมรับอย่างมากในภาคกลางตอนล่าง เนื่องจากข้อจำกัดของการไหลที่มีน้อย โดยที่เครื่องสูบน้ำส่วนใหญ่ของจังหวัดสุพรรณบุรีจะมีการออกแบบให้เหมาะสมกับการใช้งานที่ความเร็วรอบต่ำและใช้เครื่องยนต์ดีเซลเป็นต้นกำลัง ซึ่งบริเวณทางเข้าของเครื่องสูบน้ำจะมีขนาดที่ใหญ่กว่าตัวเรือนปั๊ม ดังแสดงในรูปที่ 2.4 (ก) และใบจักรมีจำนวน 6 ใบจักร ซึ่งจะถูกผลิตมาจากเหล็กกล้าคาร์บอน ดังแสดงในรูปที่ 2.4 (ข)



(ก)



(ข)

รูปที่ 2.4 (ก) การออกแบบปั๊มแบบไหลตามแนวแกนในพื้นที่จังหวัดสุพรรณบุรี ประเทศไทย [2]

(ข) ใบจักรความเร็วรอบต่ำปั๊มแบบไหลตามแนวแกน [2]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการทดสอบประสิทธิภาพของใบจักรพบว่า ใบจักรของจังหวัดสุพรรณบุรีที่มีขนาด 18 เซนติเมตร และมีจำนวน 6 ใบจักร จะได้ประสิทธิภาพที่สูงกว่าใบจักรของจังหวัดฉะเชิงเทราที่มีขนาด 13 และ 15 เซนติเมตร ที่มีจำนวน 2 ใบจักร และพบว่าใบจักรของจังหวัดสุพรรณบุรีได้อัตราการไหลสูงสุดอยู่ที่ 4,260 ลิตรต่อนาที่ และการออกแบบในลักษณะนี้เป็นที่นิยมกันอย่างแพร่หลายในพื้นที่ภาคกลาง ในเวลาต่อมา

ต่อมาในปี 1985 ได้มีการทดสอบท่อสูบน้ำพญานาคที่มีขนาดท่อ 5, 6 และ 7 นิ้ว เพื่อศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับระยะยก อัตราการไหลกับประสิทธิภาพ และอัตราการไหลกับ ต้นกำลังโดย นิรมล ตุ่นิม และคณะ [3] ซึ่งมีคุณสมบัติเฉพาะของท่อสูบน้ำพญานาคดังนี้

ตารางที่ 2.1 คุณสมบัติเฉพาะของท่อสูบน้ำพญานาคที่ใช้สำหรับการทดสอบ [3]

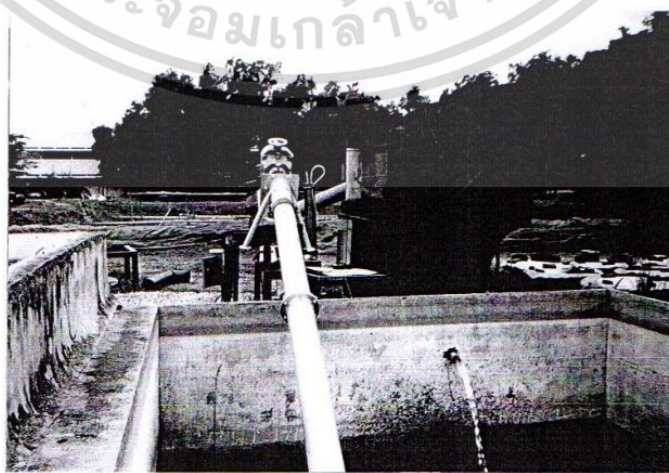
ท่อสูบน้ำตัวที่	1	2	3
เส้นผ่านศูนย์กลาง (นิ้ว)	5	6	7
ความยาวท่อ (เมตร)	5	5	5
จำนวนใบจักร	2	2	6
การถ่ายถอดกำลัง	ส่งผ่านสายพาน	ส่งผ่านสายพาน	ส่งผ่านสายพาน
ต้นกำลัง	มอเตอร์ไฟฟ้า ขนาด 7.5 kW	มอเตอร์ไฟฟ้า ขนาด 7.5 kW	มอเตอร์ไฟฟ้า ขนาด 7.5 kW
โครงสร้าง	เหล็ก	เหล็ก	เหล็ก

จากการทดสอบพบว่า เครื่องสูบน้ำขนาด 5 นิ้ว จะให้ประสิทธิภาพสูงสุด 39% ที่อัตราการไหล 23 ลิตรต่อวินาที ได้ระยะยกเท่ากับ 1.98 เมตร และใช้กำลัง 1.5 กิโลวัตต์ ที่ความเร็วรอบ 2,725 รอบต่อนาที่ สำหรับท่อขนาด 6 นิ้ว พบว่า มีประสิทธิภาพสูงสุดอยู่ที่ 50% ให้อัตราการไหลเท่ากับ 53.5 ลิตรต่อวินาที ได้ระยะยก 1.68 เมตร และกำลังที่ใช้ 2.65 กิโลวัตต์ ที่ความเร็วรอบ 2,962 รอบต่อนาที่ ในส่วนของท่อขนาด 7 นิ้ว มีประสิทธิภาพสูงถึง 76% ในช่วงอัตราการไหล 71 ลิตรต่อวินาที ได้ระยะยก 1.66 เมตร และใช้กำลังไฟฟ้า 2.3 กิโลวัตต์ ที่ความเร็วรอบ 990 รอบต่อนาที่ นอกจากนี้การศึกษาความสัมพันธ์ของตัวแปรสามารถสรุปได้ว่า เมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้นกำลังที่ใช้และระยะยกจะมีค่าลดลง แต่สำหรับประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามอัตราการไหลจนถึงจุดที่ให้ค่าประสิทธิภาพสูงสุด หลังจากนั้นเมื่ออัตราการไหลเพิ่มสูงขึ้นทำให้ประสิทธิภาพมีค่าลดลง และเมื่อทำการเปรียบเทียบขนาดของท่อสูบน้ำที่แตกต่างกันพบว่า ท่อสูบน้ำขนาดใหญ่จะให้สมรรถนะการทำงานที่มากกว่าท่อสูบน้ำขนาดเล็กในทุกอัตราการไหล ดังนั้นในการเลือกใช้เครื่องสูบน้ำจำเป็นต้องพิจารณาตัวแปรที่เกี่ยวข้องร่วมด้วย คือ อัตราการไหล ระยะยก และประสิทธิภาพ เป็นสำคัญ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในปี 1988 ได้มีการออกแบบใบจักรของท่อสูบน้ำพญานาคและทำการเปรียบเทียบกับใบจักรที่มีขายในท้องตลาดโดย วรธนา ชูชัยวัฒนา และคณะ [4] ซึ่งในการออกแบบจะกำหนดให้มีเสตสุทธิเท่ากับ 2.8 เมตร ใบจักรมีจำนวน 5 ใบจักร และมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 18.5 เซนติเมตร สำหรับท่อขนาด 8 นิ้ว ทำการวัดอัตราการไหลด้วยฝายน้าล้นและมีการใช้มอเตอร์ไฟฟ้าเป็นต้นกำลัง โดยทำการทดสอบ Axial Flow Pump ในช่วงอัตราการไหล 50 ลิตรต่อวินาที ที่ความเร็วรอบ 1,450 รอบต่อนาที ตามมาตรฐานการทดสอบ JIS B8301(1976) นอกจากนี้บ่อดูดมีขนาดยาว 5 เมตร และกว้าง 5 เมตร หลังจากการทดสอบใบจักรที่ขนาดท่อเท่ากันพบว่า ใบจักรที่ถูกออกแบบขึ้นมาใหม่กับใบจักรที่มีขายตามท้องตลาดได้ประสิทธิภาพสูงสุด 36.64% และ 31.25% ได้เฮดปั้ม 1.55 และ 2.33 เมตร ที่ความเร็วรอบ 1,650 และ 1,700 รอบต่อนาที ในช่วงอัตราการไหลเท่ากับ 0.036 และ 0.039 ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที ตามลำดับ ซึ่งสาเหตุที่ทำให้จุดทำงานของเครื่องสูบน้ำที่ได้จากการออกแบบไม่ตรงตามความต้องการ คือ 1. ความเสียหายที่ผิวของใบจักร เนื่องจากการขึ้นรูปของใบจักรที่ทำมาจากเหล็กแผ่นด้วยการเคาะบนแบบทำให้ผิวใบจักรไม่เรียบ 2. มุมของใบจักรไม่สามารถทำให้ตรงตามแบบได้ เนื่องจากการยึดติดกับดุมใบจักรด้วยการเชื่อมทำให้มุมใบจักรผิดไปจากแบบ ส่งผลให้ค่าความเร็วสมบูรณ์บริเวณขอบตามตำแหน่งทางออกของใบจักรมีค่าลดลงจนทำให้ค่าเฮดที่ได้จากการออกแบบมีค่าน้อยลงไปด้วย โดยจากการศึกษาความสัมพันธ์ของตัวแปรสามารถสรุปได้ว่าอัตราการไหลแปรผันกับความเร็วรอบ แต่แปรผกผันกับเสตสุทธิ

ต่อมาในปี 1992 ได้มีการทดสอบเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกนโดย Yousaf Ali [5] เพื่อศึกษาสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำในการสูบน้ำที่มีตะกอนออกจากบ่อเพาะเลี้ยงสัตว์น้ำ โดยที่เครื่องสูบน้ำมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 15.2 เซนติเมตร และมีความยาว 5 เมตร เลือกใช้มอเตอร์ไฟฟ้าขนาด 5.5 กิโลวัตต์ เป็นต้นกำลัง และกำหนดให้ทดสอบที่เฮดรวมสถิตย์ (Total Static Head) เท่ากับ 1 และ 1.75 เมตร ที่ความเร็วรอบ 1,900 จนถึง 2,100 รอบต่อนาที ซึ่งบ่อดูดมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 2.5



รูปที่ 2.5 ชุดทดสอบภาคสนามสำหรับปั้มน้ำแบบไหลตามแนวแกน [5]

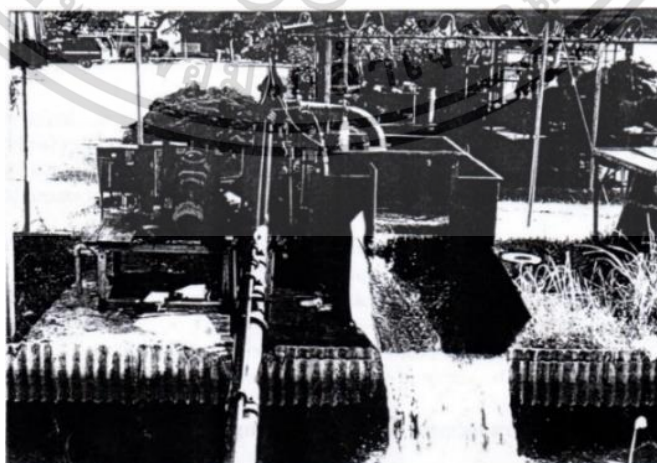
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2,100 รอบต่อนาที พบว่า เครื่องสูบน้ำได้ประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 34.80% และ 32.69% ให้อัตราการไหล 45.9 และ 41.77 ลิตรต่อวินาที และใช้กำลังไฟฟ้า 3.7 และ 3.81 กิโลวัตต์ ที่เฮดรวมสถิตย์เท่ากับ 1 และ 1.75 เมตร ตามลำดับ ดังแสดงในตารางที่ 2.2 ดังนั้นสามารถสรุปได้ว่าความเร็วรอบมีผลต่อประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องสูบน้ำ ซึ่งจะให้อัตราการไหลที่เพิ่มสูงขึ้น แต่ต้องใช้กำลังที่มากขึ้นด้วยเช่นกัน

**ตารางที่ 2.2** สมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกนสำหรับการสูบน้ำภายใต้เงื่อนไขที่แตกต่างกัน [5]

Total Static Head = 1.0 m				Total Static Head = 1.75 m		
$N$ (rpm)	$Q$ (L/s)	$P_{Input}$ (W)	$\eta$ (%)	$Q$ (L/s)	$P_{Input}$ (W)	$\eta$ (%)
1,900	39.88	2,833	32.14	34.80	2,938	29.93
2,000	42.00	3,155	33.65	37.46	3,278	31.70
2,100	45.90	3,702	34.80	41.77	3,814	32.69

ต่อมาในปี 1996 ได้มีการทดสอบและเปรียบเทียบประสิทธิภาพของท่อสูบน้ำพญานาคโดย Chaiyaphol Kaewprakaisaengkul [6] ซึ่งมีข้อกำหนดให้ทำการทดสอบที่เฮดรวมสถิตย์เท่ากับ 1.0 เมตร สำหรับท่อสูบน้ำขนาด 152 มิลลิเมตร ที่มีความยาว 5 เมตร และมีเส้นผ่านศูนย์กลางของดุมและใบจักรเท่ากับ 150 และ 234 มิลลิเมตร ตามลำดับ โดยที่เพลามีขนาด 38 มิลลิเมตร และใบจักรมีจำนวนทั้งหมด 6 ใบจักร อีกทั้งยังมีการใช้ฝายน้ำล้นในการวัดอัตราการไหลของระบบ ดังแสดงในรูปที่ 2.6



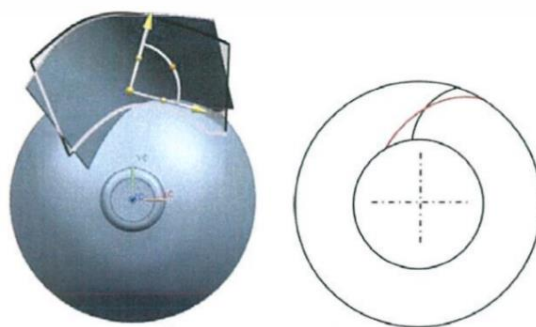
**รูปที่ 2.6** ป่อทดสอบสมรรถนะการทำงานของท่อสูบน้ำพญานาค [6]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการทดสอบพบว่า ท่อสูบน้ำพญานาคจะมีประสิทธิภาพสูงสุด 16.8% ที่ความเร็วรอบ 2,300 รอบต่อนาที ด้วยอัตราการไหล 25.6 ลิตรต่อวินาที และกำลังที่ใช้เท่ากับ 2.54 กิโลวัตต์ และยังพบอีกว่าการสูญเสียกำลังเชิงกลจะมีค่ามากกว่าการสูญเสียจากกำลังที่ใช้ อันมีสาเหตุมาจากการสั่นสะเทือนและการเสียดสีของเพลาส่งกำลัง ดังนั้นจึงมีการออกแบบและติดตั้งเพลาส่งกำลังที่อยู่บริเวณภายนอกตัวเรือนปั๊มใหม่ โดยเพลาส่งจะถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วน และเชื่อมต่อกันแบบ Flexible Coupling เพื่อลดการสูญเสียกำลังที่เกิดขึ้น ซึ่งการขึ้นรูปของเพลาส่งจะถูกผลิตขึ้นโดยคำนึงถึงค่า Maximum Static Deflection สำหรับการหมุนของเพลาส่งโดยปราศจาก Torsional Vibration

ต่อมาเริ่มมีการศึกษาที่เกี่ยวข้องกับการทำนายหาสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำด้วยวิธีทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics; CFD) โดยในปี 2008 จากการศึกษาของ มะหมุด หลงจิ และ อิมรอน เจอะอุซิง [7] เพื่อทำนายสมรรถนะทำงานของปั๊มแบบไหลตามแนวแกน (Axial Flow Pump) โดยกำหนดให้จุดออกแบบมีอัตราการไหล 3.2 ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที และได้เฮดรวม (Total Head) เท่ากับ 6.284 เมตร ที่ความเร็วรอบ 580 รอบต่อนาที และยังกำหนดให้การไหลเป็นแบบ Steady State ในส่วนของ Turbulence Model ใช้แบบ  $k-\epsilon$  ( $k-\epsilon$ ) นอกจากนี้แบบจำลองการไหลจะมีการกำหนดให้ทางเข้าเป็น Total Pressure (Relative Pressure = 0 atm) และทางออกเป็น Mass Flow Rate เท่ากับ 3,200 กิโลกรัมต่อวินาที จากการจำลองเชิงตัวเลขที่จุดออกแบบพบว่า เครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกนมีประสิทธิภาพสูงสุด 76.4% ได้เฮดปั๊ม 6 เมตร และมีการใช้กำลังไฟฟ้า 245 กิโลวัตต์ เมื่อนำผลลัพธ์จากการจำลองมาเปรียบเทียบกับผลการทดสอบพบว่า ผลลัพธ์ทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน ทำให้สามารถสรุปได้ว่าการใช้เทคนิค CFD สามารถใช้ในการทำนายเพื่อหาสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำได้

โดยในปี 2013 ได้มีการศึกษาและพัฒนาใบจักรของเครื่องสูบน้ำพญานาคแบบไหลผสมโดย จารุวัตร เจริญสุข และชวลิต กาฬภักดี [8] เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องสูบน้ำให้มีค่าสูงขึ้นและทำการจำลองเชิงตัวเลขผ่านโปรแกรม ANSYS ซึ่งในการพัฒนาใบจักรจะทำการศึกษาการเปลี่ยนแปลงมุมปะทะของใบจักรภายใต้ลักษณะความโค้งของใบจักรที่คงที่ โดยมีการเปลี่ยนมุมของจากเดิม 0 องศา (เส้นสีดำ) ไปอยู่ที่ -15 องศา (เส้นสีแดง) ดังแสดงในรูปที่ 2.7 อีกทั้งยังมีข้อจำกัดจากขนาดของใบจักรที่ติดตั้งอยู่ภายในท่อสูบน้ำและใบจักรที่มีจำนวนทั้งหมด 4 ใบจักร



รูปที่ 2.7. การเปลี่ยนแปลงมุมทางเข้าและมุมทางออกของใบจักร [8]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อได้เนื้อหาไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการจำลองเชิงตัวเลขพบว่า ใบจักรที่ถูกออกแบบขึ้นใหม่มีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นจากใบจักรต้นแบบเฉลี่ยร้อยละ 37.42 แต่อัตราการไหลเชิงปริมาตรมีค่าลดลงร้อยละ 31.24 และการใช้พลังงานในการขับเคลื่อนเครื่องสูบน้ำลดลงร้อยละ 57.05 อันมีผลมาจากกระแสการไหลที่มีความปั่นป่วนลดน้อยลง และจากการศึกษาความสัมพันธ์ของตัวแปรสามารถสรุปได้ว่า เมื่อมุมของใบจักรเพิ่มมากขึ้นจะส่งผลให้อัตราการไหลมีค่าลดลงที่ความเร็วรอบเดียวกัน แต่ในทางตรงกันข้ามประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากแรงบิดที่ของไหลกระทำต่อพื้นผิวของใบจักรนั้นมีค่าลดลง

ต่อมาในปี 2014 ได้มีการนำเทคนิค CFD มาใช้ในการออกแบบและสร้างแบบจำลองการไหลของท่อสูบน้ำพญานาคด้วยโปรแกรม ANSYS โดย เบญญา กษานติกุล [9] เพื่อใช้วิเคราะห์พฤติกรรมการไหลภายในปั๊มและศึกษาปัจจัยทางด้านรูปทรงของใบจักรที่มีผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำจากการศึกษาพบว่า ปัจจัยสำคัญสำหรับรูปทรงของใบจักรมีผลต่อเฮดความดัน อัตราการไหล และประสิทธิภาพของปั๊ม ได้แก่ มุมทางเข้าและทางออกของใบจักร จำนวนใบจักร ความยาวของใบจักร และความสูงของดุมใบจักร เป็นต้น หลังจากทำการจำลองเชิงตัวเลขพบว่า การสูญเสียของความดันและความเร็วมีน้อยที่สุด เมื่อใบจักรมีความยาวที่เหมาะสมเท่ากับ 115 มิลลิเมตร ใบจักรมีจำนวน 6 ใบจักร ความสูงของดุมใบจักร 45 มิลลิเมตร มีมุมทางเข้าและทางออกของใบจักรเท่ากับ 54 และ 68 องศา ตามลำดับ นอกจากนี้ในช่วงความเร็วรอบ 700 จนถึง 1,100 รอบต่อนาที ยังเกิดการหมุนวนของการไหลภายในเครื่องสูบน้ำที่ต่ำ ซึ่งจากการจำลองเชิงตัวเลขแสดงให้เห็นว่า การออกแบบใบจักรที่เหมาะสมมีส่วนช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของปั๊มได้สูงขึ้น 13.57% และได้เฮดเพิ่มขึ้น 12.86% แต่ในทางตรงกันข้ามอัตราการไหลจะมีอัตราลดลง 12.43% ที่ความเร็วรอบ 1,100 รอบต่อนาที สำหรับใบจักรจำนวน 6 ใบจักร

ในปี 2018 ได้มีการประเมินสมรรถนะการทำงานของท่อสูบน้ำพญานาคชนิดไหลผสมสำหรับปั๊มในประเทศบังกลาเทศด้วยวิธีทาง CFD โดย Su Yu และคณะ [10] กำหนดให้เครื่องสูบน้ำมีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 150 มิลลิเมตร และบริเวณทางเข้าของท่อสูบน้ำหรือที่เรียกกันว่า ตะแกรงหรือหัวกะโหลก (Strainer) ที่ทำหน้าที่ป้องกันสิ่งสกปรกเข้าตัวเรือนปั๊มมีขนาด 180 มิลลิเมตร โดยที่ท่อสูบน้ำมีความยาวโดยรวม 6 เมตร มีการเลือกใช้ต้นก้างเป็นเครื่องยนต์ดีเซลขนาด 12.5 แรงม้า และการส่งถ่ายกำลังระหว่างเครื่องยนต์กับแกนเพลลาใช้สายพานชนิด V-Belt นอกจากนี้การจำลองเชิงตัวเลขจะศึกษาผ่านโปรแกรม SolidWorks Flow และทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 1,500 และ 1,744 รอบต่อนาที จากการจำลองการไหลพบว่า ค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานของประสิทธิภาพมีค่าต่ำกว่า 5% ของค่าเฉลี่ย ดังนั้นสามารถสรุปได้ว่าในกระบวนการผลิตชิ้นงานจริงกับต้นแบบจากการจำลองมีความแตกต่างกันน้อยมาก ซึ่งในการสร้างแบบจำลองทาง CFD และความสามารถในการผลิตของเครื่องสูบน้ำได้รับการตรวจสอบความแม่นยำของผลลัพธ์ผ่านการทดสอบสมรรถนะและการคำนวณทางทฤษฎี ทำให้ผลลัพธ์จากแบบจำลองเชิงตัวเลขถือว่าเป็นที่ยอมรับได้



(ก)



(ข)

รูปที่ 2.8 (ก) ลักษณะของใบจักรได้จากการออกแบบผ่านโปรแกรม SolidWorks [10]

(ข) ลักษณะของใบจักรที่ผลิตขึ้นจริง [10]

ต่อมาในปี 2019 ได้มีการทดสอบสมรรถนะการทำงานของท่อสูบน้ำพญานาคจาก 5 บริษัทของผู้ประกอบการในประเทศไทยโดย ปกรณ์ วิถีพานิชย์ และคณะ [11] เพื่อศึกษาหาประสิทธิภาพและประเมินแนวทางในการปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ โดยทำการทดสอบตามมาตรฐาน JIS B8301 (2000) และ JIS B8302 (1990) ที่ความเร็วรอบ 900, 1,000 และ 1,100 รอบต่อนาที เนื่องด้วยข้อจำกัดของชุดทดสอบจึงทำให้ท่อสูบน้ำมีขนาด 8 นิ้ว และบริเวณทางเข้าของท่อสูบน้ำหรือตะแกรงมีขนาด 10 นิ้ว เพื่อป้องกันสิ่งสกปรก โดยที่ใบจักรจากผู้ประกอบการจะมีความแตกต่างกันเพื่อศึกษาปัจจัยที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำพญานาค ดังแสดงในรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9 ใบจักรทั้ง 5 บริษัทของผู้ประกอบการในประเทศไทย [11]

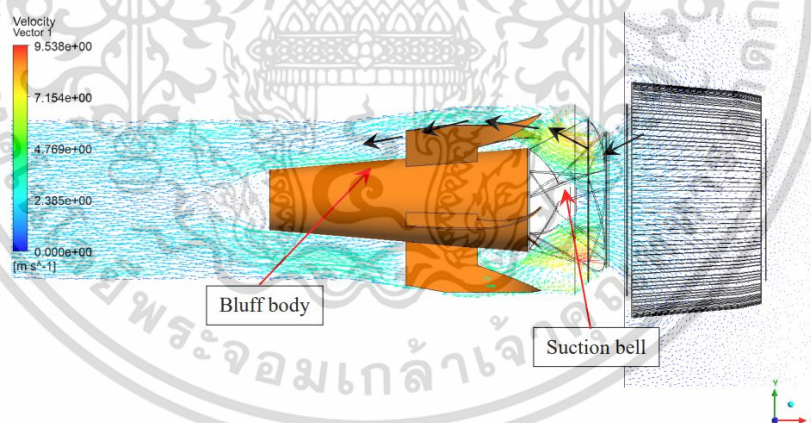
จากการทดสอบพบว่า ลักษณะของใบจักรที่เป็นประเภท Mixed Flow Pump จะมีประสิทธิภาพที่สูงกว่าแบบ Axial Flow Pump และถ้าหากปั๊มประเภทเดียวกันมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและจำนวนใบจักรที่มากกว่าก็จะได้ประสิทธิภาพที่สูงกว่าด้วยเช่นกัน นอกจากนี้ยังทำการปรับปรุงประสิทธิภาพโดยการติดตั้งปากแตรบริเวณทางเข้าของเครื่องสูบน้ำ ทำให้ประสิทธิภาพเพิ่มสูงขึ้น 2.91% ได้เฮดเพิ่มขึ้น 8.74% และกำลังที่ใช้จะลดลง 8.04% และพบว่าความเร็วรอบเป็นปัจจัยหนึ่งที่ส่งผลโดยตรง

ต่อประสิทธิภาพการทำงานโดยรวมของปั๊ม ดังนั้นสามารถสรุปได้ว่าลักษณะทางกายภาพของปากแตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตเห็นเป็นชอบเรียบร้อยแล้วการคัดลอกหรือการนำข้อมูลไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตถือว่าผิดกฎหมาย

ส่งผลต่อประสิทธิภาพของท่อสูบน้ำพญานาค ถึงแม้ว่าเขตที่ได้จะมีค่าไม่สูงมากนัก แต่ในทางกลับกันสามารถลดการใช้พลังงานได้อย่างมีนัยสำคัญถือว่าเป็นผลดีต่อการใช้งานในด้านประสิทธิภาพพลังงาน

ในปีเดียวกันได้มีการต่อยอดจากการศึกษาของปรกรณ์ วิถีพานิชย์ [11] โดยทำการจำลองการไหลจากสมการนาเวียร์-สโตกส์ (Navier-Stokes Equation) ด้วยกระบวนการทาง CFD โดย จารุวัตร เจริญสุข และคณะ [12] เพื่อศึกษาและวิเคราะห์ผลลัพธ์จากการจำลองเชิงตัวเลขและหาแนวทางในการปรับปรุงประสิทธิภาพของท่อสูบน้ำพญานาค จากการศึกษาพบว่า ผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองเชิงตัวเลขและการทดสอบมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน ซึ่งมีค่าแตกต่างกันของประสิทธิภาพประมาณ 5% โดยที่ผลจากการจำลองจะให้ค่าความดันสถิตที่ต่ำกว่าเมื่อเทียบกับผลลัพธ์จากการทดสอบ แต่ในทางกลับกันจะให้ค่าประสิทธิภาพที่สูงกว่า เนื่องจากแรงบิดของการจำลองมีการทำนายค่าที่น้อยกว่าการทดสอบจริง นอกจากนี้ยังพบว่า เกิดการหมุนวนของการไหล (Recirculation Flow) ภายในช่องการไหลบริเวณด้านหลังใบจักร อันเนื่องมาจากการไหลเกิดการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดอย่างกระทันหันหลังจากของไหลไหลออกจากบริเวณใบจักร ทำให้เกิดการสูญเสียภายในระบบและส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ ดังนั้นจึงมีการปรับปรุงสมรรถนะการทำงาน โดยการติดตั้งวัสดุทึบ (Bluff Body) เป็นแนวโค้งสูงขึ้นมาจากแกนเพลลาบริเวณด้านหลังใบจักรและมีมุมปะทะกับการไหลที่เหมาะสม ซึ่งมีหน้าที่รักษาพื้นที่หน้าตัดของการไหลให้คงที่ตลอดแนวการไหลและช่วยลดแนวการไหลของความเร็วดำ เพื่อไม่ให้เกิดการไหลแยก (Separation Flow) ดังแสดงในรูป 2.10



รูปที่ 2.10 แสดงลักษณะการไหลหลังปรับปรุงด้วยวัสดุทึบ (Bluff Body) [12]

จากการศึกษาวิจัยในอดีตทำให้ทราบว่า ปัจจุบันได้มีการนำวิธีทางด้านพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณมาใช้ในการออกแบบและพัฒนาสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ อีกทั้งยังนำมาใช้ในการวิเคราะห์พฤติกรรมและปรากฏการณ์ของการไหลที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหล เพื่อหาแนวทางในการลดการสูญเสียที่เกิดขึ้น รวมถึงทำการทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำ โดยอ้างอิงตามมาตรฐานสากล ดังนั้นงานวิจัยนี้จะเป็นการต่อยอดจากการศึกษาที่ผ่านมาแล้วในอดีต โดยการประยุกต์ใช้กับการจำลองเชิงตัวเลขและการทดสอบของท่อสูบน้ำพญานาค

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 3

# หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

### 3.1 บทนำ

เครื่องสูบน้ำถือเป็นอุปกรณ์ชนิดหนึ่งที่มีความสำคัญต่อการดำรงชีวิตและความเป็นอยู่ของมนุษย์ เนื่องจากอุปกรณ์ชนิดนี้ทำหน้าที่ในการลำเลียงน้ำจากแหล่งน้ำมาใช้ในการอุปโภค บริโภค และการเกษตรกรรม ตลอดไปจนถึงการบำบัดน้ำเสีย ซึ่งในการนำเครื่องสูบน้ำไปใช้งานจำเป็นต้องมีความรู้ทางวิชาการ เพื่อให้เกิดความรู้ความเข้าใจและนำไปใช้งานอย่างถูกวิธี รวมไปถึงเพื่อให้เกิดประโยชน์และประสิทธิภาพด้านพลังงานให้สูงที่สุด อีกทั้งเครื่องสูบน้ำจำเป็นต้องได้รับการพัฒนาอยู่ตลอด เพื่อเป็นสื่ออำนวยความสะดวกแก่มนุษย์และจะยิ่งมีส่วนสำคัญอย่างมากขึ้นในอนาคต ดังนั้นในบทนี้จะกล่าวถึง คำจำกัดความ หลักการใช้งาน การจำแนกประเภท คุณสมบัติ และสมการพื้นฐานที่เกี่ยวข้องกับเครื่องสูบน้ำ โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

### 3.2 คำจำกัดความและหลักการใช้งานของเครื่องสูบน้ำ

ปั้มน้ำหรือเครื่องสูบน้ำ (Pump) เป็นเครื่องมือที่ทำหน้าที่เพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลว เพื่อให้ของเหลวไหลจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งได้ตามความต้องการผ่านระบบท่อนปิด [13] ซึ่งพลังงานที่เพิ่มให้แก่ของเหลวอาจได้มาจากแรงลม แรงคน เครื่องยนต์ และมอเตอร์ไฟฟ้า รวมถึงพลังงานจากแหล่งอื่นได้ ซึ่งหลักการของการใช้งานทั่วไปในการลำเลียงของเหลวจากบริเวณที่มีระดับต่ำไปยังบริเวณที่มีระดับสูงกว่าผ่านระบบท่อ กล่าวคือ ของเหลวไหลจากบริเวณที่มีความดันต่ำ (Low Pressure Head) ไปยังบริเวณที่มีความดันสูง (High Pressure Head) หรือต้องการนำของเหลวเคลื่อนที่ไปในระยะทางที่ไกลออกไป โดยการหมุนของใบจักรจากเครื่องสูบน้ำจะทำให้ของเหลวมีพลังงานมากขึ้นและสามารถเอาชนะความต้านทานต่อการไหลภายในระบบได้ [14] ซึ่งตัวอย่างที่ต้องการใช้ปั้มน้ำ เช่น การสูบน้ำจากบ่อน้ำขึ้นมาใช้งาน หรือการเพิ่มแรงดันให้กับน้ำ เพื่อนำไปใช้ในอาคารสูง เป็นต้น

### 3.3 การจำแนกประเภทของเครื่องสูบน้ำ

ปัจจุบันได้มีการผลิตและการออกแบบเครื่องสูบน้ำหลากหลายชนิด ตลอดจนการประยุกต์ใช้เครื่องสูบน้ำกันอย่างกว้างขวางในหลายด้านตามการใช้งาน จึงทำให้มีลักษณะของใบจักรและตัวเรือนของเครื่องสูบน้ำ แตกต่างกันไป จนบางครั้งทำให้เกิดการสับสนในการเรียกชื่อ ดังนั้นจึงได้มีการจัดหมวดหมู่ของปั้มน้ำ โดยสามารถแบ่งตามประเภทได้ 2 แบบ คือ แบ่งตามลักษณะการเพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลว และแบ่งตามลักษณะการขับเคลื่อนของเหลวภายในเครื่องสูบน้ำ [13]

### 3.3.1 แบ่งตามลักษณะการเพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลว

1. แบบแรงเหวี่ยงหรือเครื่องสูบน้ำแบบหยอชิง (Centrifugal Pump) เป็นลักษณะการเพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลวโดยอาศัยแรงเหวี่ยงหนีจุดศูนย์กลาง ซึ่งบางครั้งปั้มน้ำชนิดนี้จึงถูกเรียกเป็นประเภท Roto-dynamic
2. แบบโรตารี (Rotary Pump) เป็นการเพิ่มพลังงานโดยอาศัยฟันเฟืองรอบแกนกลาง
3. แบบลูกสูบหรือแบบเลื่อนชัก (Reciprocating Pump) เป็นลักษณะการเพิ่มพลังงานโดยอาศัยการอัดจากลูกสูบโดยตรงภายในกระบอกสูบ
4. แบบพิเศษ (Specialized Pump) เป็นเครื่องสูบน้ำที่มีลักษณะพิเศษนอกเหนือจากที่กล่าวมาข้างต้น

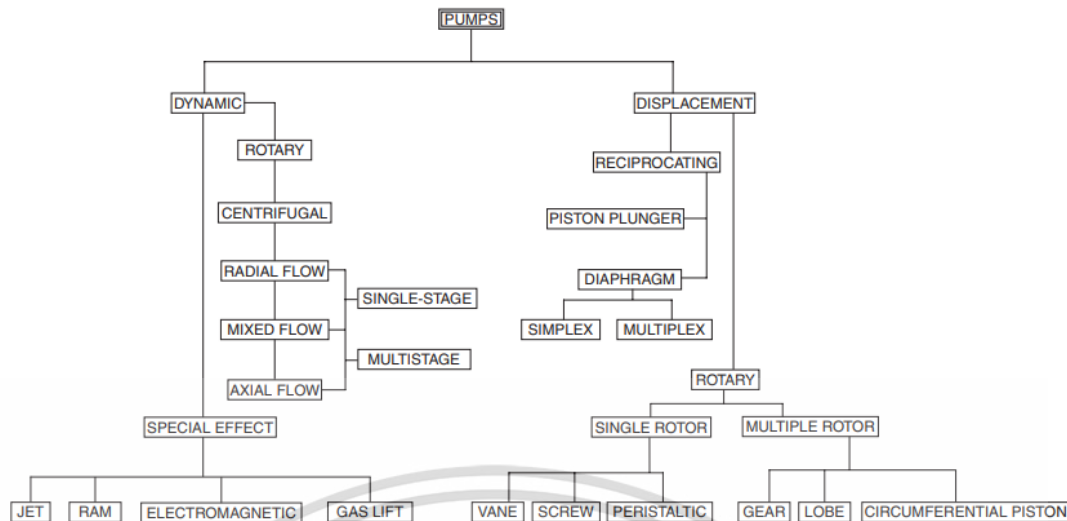


รูปที่ 3.1 ประเภทของเครื่องสูบน้ำ โดยแบ่งตามลักษณะการเพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลว

### 3.3.2 แบ่งตามลักษณะการขับเคลื่อนของเหลวในเครื่องสูบน้ำ

1. การทำงานโดยอาศัยหลักการแทนที่ของเหลว (Positive Displacement) เป็นการเพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลวโดยอาศัยชิ้นส่วนเคลื่อนที่ โดยวิธีการอัดหรือการดันของเหลวภายในปริมาตรปิดให้มีความดันสูงพอที่จะไหลไปยังท่อส่งได้
2. การทำงานโดยไม่อาศัยหลักการแทนที่ของเหลว (Dynamic) หมายถึง เครื่องสูบน้ำที่เพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลวโดยการเพิ่มความเร็วก่อน หลังจากนั้นความเร็วของของเหลวจะถูกลดลงเพื่อเปลี่ยนพลังงานจลน์เป็นพลังงานศักย์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.2 ประเภทของเครื่องสูบน้ำ โดยแบ่งตามลักษณะการขับเคลื่อนของเหลว [15]

### 3.4 ทฤษฎีของเครื่องสูบน้ำ

การศึกษาเกี่ยวกับเครื่องสูบน้ำจำเป็นต้องมีความรู้และความเข้าใจในหลักการออกแบบทั้งในส่วนของใบจักร กลิบเรียงกระแสน้ำ และตัวเรือนปั๊ม รวมไปถึงมุมปะทะและประเภทของใบจักร ซึ่งเนื้อหาจากที่กล่าวมาข้างต้นสามารถศึกษาได้จากหนังสือเครื่องจักรกลของไหล (Turbomachine) ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะกล่าวถึงเฉพาะตัวแปรที่สำคัญดังต่อไปนี้

#### 3.4.1 เฮดความดัน

ความสูงของระดับน้ำหรือของเหลวภายในท่อที่มีผลมาจากความดันที่เกิดขึ้นภายในระบบ เมื่อค่าความดันของของเหลวถูกเขียนอยู่ในรูปของพลังงานอันเนื่องมาจากความดันสถิตจะมีเรียกว่า เฮดความดัน (Pressure Head,  $H_d$ ) ซึ่งความสัมพันธ์ของความดันกับเฮดความดันจะแสดงดังนี้

$$H_d = \frac{P}{\gamma} = \frac{P}{\rho g} \quad (3.1)$$

#### 3.4.2 เฮดความเร็ว

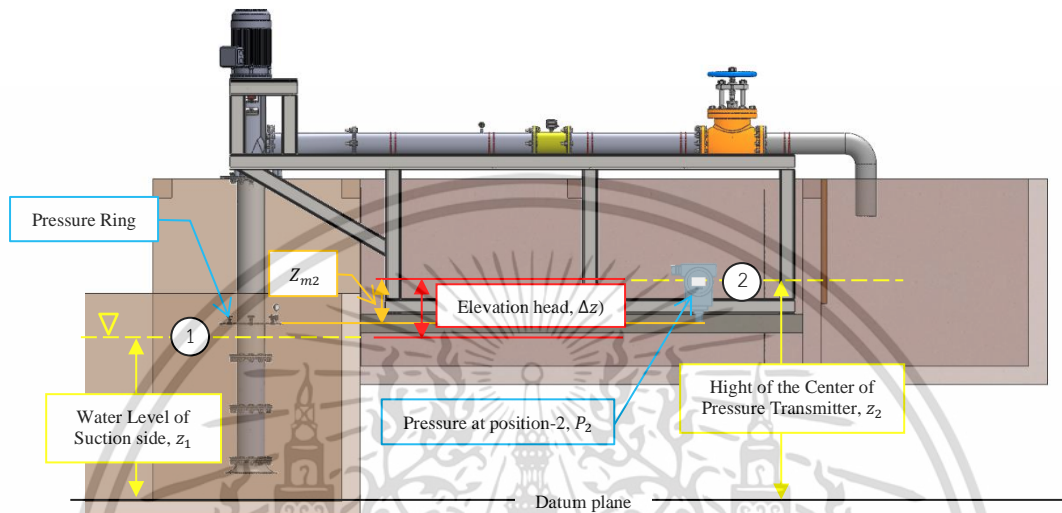
เฮดความเร็ว (Velocity Head,  $H_v$ ) คือ พลังงานจลน์ที่แสดงอยู่ในรูปของเฮด เนื่องจากของไหลที่ไหลอยู่ภายในท่อด้วยเร็วใด ๆ นั้นมีพลังงานจลน์อยู่ โดยที่เฮดความเร็วอาจให้ค่าจำกัดความได้อีกอย่างหนึ่งว่า ความสูงที่ของเหลวตกลงมาด้วยแรงดึงดูดของโลกจนได้ความเร็วเท่ากับความเร็วในการไหลของของเหลว [13] ซึ่งพลังงานของส่วนนี้สามารถเขียนในรูปของเฮดได้ดังสมการที่ 3.2

$$H_v = \frac{V^2}{2g} \quad (3.2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.4.3 เสดความสูง

เสดความสูง (Elevation Head,  $\Delta Z$ ) คือ ความแตกต่างของระยะที่ทำให้ของไหลเคลื่อนที่จากจุดหนึ่งไปอีกจุดหนึ่ง ในส่วนของชุดทดสอบภาคสนามสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกน จะพิจารณาจากความแตกต่างของระยะตั้งแต่ตำแหน่งที่ 1 ไปยังตำแหน่งที่ 2 ดังแสดงในรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.3 เสดความสูงของระบบส่งของเหลวสำหรับชุดทดสอบเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกน

ในการประเมินเสดความสูงจำเป็นต้องพิจารณาจากระนาบอ้างอิง (Datum plane) โดยตำแหน่งที่ 1 คือ ความสูงของระดับผิวน้ำเมื่อเทียบกับระนาบอ้างอิง ซึ่งที่สภาวะหยุดนิ่งของไหลที่อยู่บริเวณใต้จุดนี้ลงไปจะมี Static Pressure และตำแหน่งที่ 2 คือ ระยะความสูงระหว่างระนาบอ้างอิงกับจุดกึ่งกลางของอุปกรณ์วัดความดันทั้ง Pressure Transmitter และ Pressure Gauge ดังนั้นเสดความสูงของชุดทดสอบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำหาได้จากผลต่างพีชคณิตของตำแหน่งที่ 1 และตำแหน่งที่ 2 เมื่อเทียบกับระนาบอ้างอิง

### 3.4.4 การสูญเสียเสดของการไหลในท่อ

การสูญเสียหลัก (Major Loss) คือ การสูญเสียของพลังงาน เนื่องจากการเสียดทานระหว่างของไหลกับผนังท่อในขณะที่ของไหลผ่านระบบท่อ หรือที่เรียกกันว่า การสูญเสียเสดอันเนื่องมาจากความฝืด (Friction Head Loss,  $h_f$ ) โดยทั่วไปการสูญเสียของเสดอันเนื่องมาจากความฝืดในระบบสูบน้ำสามารถเกิดขึ้นได้ในหลายปัจจัยขึ้นอยู่กับขนาดท่อ สภาพผิวด้านในท่อ และชนิดของการไหล ซึ่งคำนวณได้จากสูตรของ Darcy-Weisbach ดังแสดงในสมการที่ 3.3

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (3.3)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.4.5 การสูญเสียเนื่องจากอุปกรณ์ในระบบท่อ

การสูญเสียรอง (Minor loss) คือ การสูญเสียของพลังงานที่เกิดขึ้นบริเวณที่ความเร็วของการไหลมีการเปลี่ยนแปลงอย่างกะทันหันและบริเวณจุดเชื่อมต่อหรือบริเวณที่ติดตั้งอุปกรณ์ในระบบท่อ (Fitting Devices) เช่น ข้อต่อ ข้องอ และวาล์ว เป็นต้น ซึ่งสามารถคำนวณหาได้จากสมการที่ 3.4

$$h_L = \sum K_L \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (3.4)$$

### 3.4.6 เฮดปั๊ม

เฮดรวมของปั๊ม (Total Dynamic Head) หรือเฮดปั๊ม (Head Pump,  $H_p$ ) คือ พลังงานทั้งหมดที่บอกในรูปของเฮดที่เครื่องสูบน้ำจะต้องเพิ่มให้แก่ของเหลว เพื่อให้ของเหลวไหลผ่านระบบท่อด้วยอัตราการไหลที่กำหนด จากรูปที่ 3.3 เมื่อพิจารณาสมการพลังงานของ Bernoulli ณ ตำแหน่งที่ 1 และ 2 ภายใต้สมมติฐานว่า การไหลเป็นแบบคงตัว (Steady flow) และของไหลไม่สามารถอัดตัวได้ (Incompressible flow) โดยกำหนดให้ตำแหน่งที่ 1 เป็นความดันบรรยากาศ ( $P_{atm}$ ) และไม่คำนึงถึงการเปลี่ยนแปลงของความเร็วที่เกิดขึ้นระหว่างตำแหน่งที่ 1 กับ ตำแหน่งที่ 2 ดังนั้นสามารถหาเฮดปั๊มได้ดังสมการที่ 3.5

$$\begin{aligned} \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + H_p &= \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_{loss} \\ H_p &= \left( \frac{P_2 - P_1}{\rho g} \right) + \left( \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \right) + (z_2 - z_1) + \left( f \cdot \frac{L}{D} + \sum K_L \right) \cdot \frac{V^2}{2g} \\ H_p &= \frac{(P_2 + \rho g z_{m2})}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + \Delta Z + f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \end{aligned} \quad (3.5)$$

## 3.5 คุณลักษณะของเครื่องสูบน้ำ (Pump characteristics)

เพื่อให้การทำงานของเครื่องสูบน้ำเกิดประสิทธิภาพทางด้านพลังงานที่สูงที่สุดและมีการใช้ทรัพยากรอย่างคุ้มค่า ดังนั้นจำเป็นต้องพิจารณาถึงสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำ ได้แก่ กำลังที่ใช้ในการขับเคลื่อนเครื่องสูบน้ำและประสิทธิภาพ โดยกำลังที่ใช้ในการเพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลวหาได้จากการพิจารณาด้านพลศาสตร์ของไหลและพลังงานที่สูญเสียไปจากการไหลภายในระบบ

### 3.5.1 ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ (Pump Efficiency)

ในการทำงานของเครื่องสูบน้ำจำเป็นต้องใช้พลังงานของต้นกำลังจากแหล่งพลังงานภายนอก อาทิเช่น มอเตอร์ไฟฟ้าหรือเครื่องยนต์ เป็นต้น ซึ่งกำลังที่ใช้ในการขับเคลื่อน (Power Input,  $P_{input}$ )

สามารถหาได้จากสมการที่ 3.6  
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$P_{Input} = T_{Shaft} \cdot \omega \quad (3.6)$$

และพลังงานที่กระทำโดยเครื่องสูบน้ำ คือ กำลังที่ป้อนให้แก่ของเหลว เพื่อให้ของเหลวไหลผ่านระบบท่อหรือที่เรียกว่า กำลังที่ใช้ในการผลักดันของไหล (Power Output,  $P_{Output}$ ) สามารถหาได้ดังนี้

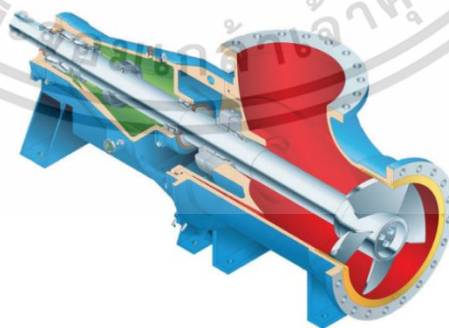
$$P_{Output} = \rho g Q H_p \quad (3.7)$$

สำหรับตัวแปรที่แสดงสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำจะประกอบด้วยขนาดของกำลังที่ใช้หรือกำลังที่ป้อนให้แก่ระบบ โดยที่ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำจะนิยามจากอัตราส่วนของกำลังที่ใช้ในการผลักดันของไหลต่อกำลังงานที่ได้จากต้นกำลัง ซึ่งสามารถหาได้ดังสมการที่ 3.8

$$\eta = \frac{P_{Output}}{P_{Input}} \quad (3.8)$$

### 3.5.2 คุณสมบัติของเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกน (Axial Flow Pump)

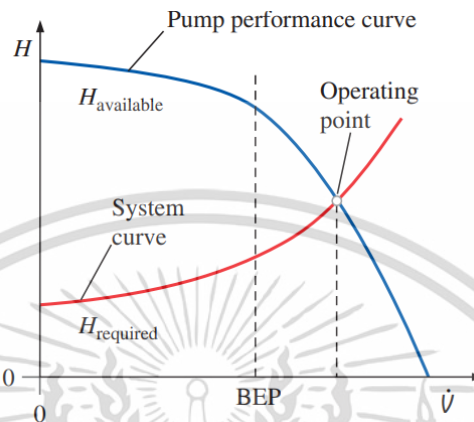
ในการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกน ของไหลจะไหลเข้าไปภายในเครื่องสูบน้ำในทิศทางตามแนวแกนเพลลาและไหลออกในทิศทางเดิม โดยบริเวณด้านหลังของใบจักรอาจมีการติดตั้งกليبเรียงกระแสน้ำ (Guide Vane) ซึ่งทำหน้าที่บังคับทิศทางการไหลและควบคุมให้การไหลขนานตามแนวแกนเพลลา [14] สำหรับเฮดความดันของระบบจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นอันเนื่องมาจากแรงดันจากใบจักร โดยเกิดจากแรงหมุนของใบจักรที่กระทำต่อของเหลวในทิศทางตามแนวแกนเพลลา ดังนั้นเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกนจึงถูกนิยมนำมาใช้กับงานสูบน้ำในแนวตั้งหรืองานที่ต้องการอัตราการไหลสูงแต่เฮดต่ำ



รูปที่ 3.4 เครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกน (Axial Flow Pump) [17]

เครื่องสูบน้ำทุกประเภทจะมีจุดการทำงานที่เหมาะสม (Operating Point) ของแต่ละชนิดแตกต่างกันออกไป ซึ่งจุดการทำงานนี้คือ จุดตัดกันระหว่างเส้นกราฟของเครื่องสูบน้ำ (Pump Performance เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Curve) กับเส้นกราฟของระบบ (System Curve) โดยที่จุดนี้เครื่องสูบน้ำจะให้ค่าอัตราการไหลและค่าเสถียรภาพของระบบที่มีค่าเหมาะสมที่สุด ณ ความเร็วรอบของการหมุนที่มีค่าคงที่ค่าหนึ่ง ดังแสดงในรูปที่ 3.5 ถ้าหากความเร็วรอบของเครื่องสูบน้ำเปลี่ยนจะทำให้จุดการทำงานที่เหมาะสมของเครื่องสูบน้ำเปลี่ยนไปด้วยเช่นกัน



รูปที่ 3.5 จุดทำงานที่เหมาะสม ณ จุดตัดระหว่างกราฟของระบบและกราฟของเครื่องสูบน้ำ [18]

ในทางทฤษฎีการใช้งานของเครื่องสูบน้ำควรทำงานตำแหน่งที่มีประสิทธิภาพสูงสุด แต่ในทางปฏิบัติอัตราการไหลของตำแหน่งที่ใช้งานควรจะมีมากกว่าอัตราการไหลที่จุดประสิทธิภาพสูงสุดเล็กน้อย เนื่องจากการใช้งานของเครื่องสูบน้ำจะเกิดการสึกหรอและการสูญเสียเสถียรภาพเพิ่มขึ้นเนื่องจากความผิดพลาดทำให้เส้นกราฟเสถียรภาพของระบบจะถูกเลื่อนตำแหน่งไปด้านซ้ายจากรูปที่ 3.5 ส่งผลให้ตำแหน่งใช้งานของเครื่องสูบน้ำเลื่อนไปสู่ตำแหน่งที่มีประสิทธิภาพสูงสุดแทน [14]

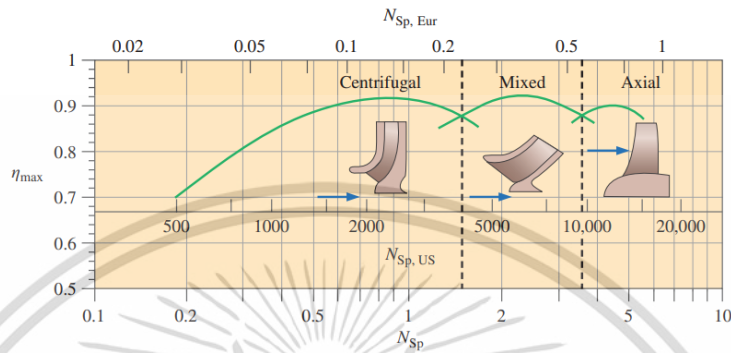
### 3.5.3 ความเร็วจำเพาะ (Specific Speed)

ความเร็วจำเพาะเป็นตัวแปรไร้มิติที่สำคัญที่ใช้อธิบายลักษณะหรือประเภทของเครื่องสูบน้ำที่ไม่ขึ้นกับขนาดและมิติ โดยความเร็วจำเพาะจะใช้สำหรับการเลือกเครื่องสูบน้ำให้เหมาะสมกับการใช้งาน ซึ่งตัวแปรนี้หมายถึง ความเร็วรอบของการหมุนในอุดมคติที่สามารถส่งถ่ายของไหลที่ปริมาณหนึ่งหน่วยและเสถียรหนึ่งหน่วย [14] โดยที่ความเร็วจำเพาะสามารถหาได้ดังแสดงในสมการที่ 3.9

$$N_s = \frac{NQ^{\frac{1}{2}}}{(gH_p)^{\frac{3}{4}}} \quad (3.9)$$

สำหรับตัวแปรที่สำคัญในการออกแบบเครื่องสูบน้ำจะถูกกำหนดให้มีความสัมพันธ์กับค่าความเร็วจำเพาะ ซึ่งรูปทรงและสัดส่วนของใบจักรจะมีค่าแตกต่างกันออกไปตามวิธีการออกแบบและตามการใช้งาน โดยทั่วไปเครื่องสูบน้ำที่มีความเร็วจำเพาะต่ำจะมีค่าเสถียรที่สูงและอัตราการไหลที่ต่ำ แต่ในทางเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตรงกันข้ามเครื่องสูบน้ำที่มีค่าความเร็วจำเพาะสูงจะมีค่าเฮดที่ต่ำและต้องการอัตราการไหลที่สูง จากความสัมพันธ์ดังกล่าวแสดงให้เห็นว่า เมื่อความเร็วรอบมีการเปลี่ยนแปลงจะส่งผลให้เฮดความดันและอัตราการไหลมีการเปลี่ยนแปลงไปด้วย แต่ค่าความเร็วจำเพาะจะมีค่าคงที่ ซึ่งความสัมพันธ์ของชนิดใบจักรกับความเร็วจำเพาะจะแสดงดังในรูปที่ 3.6



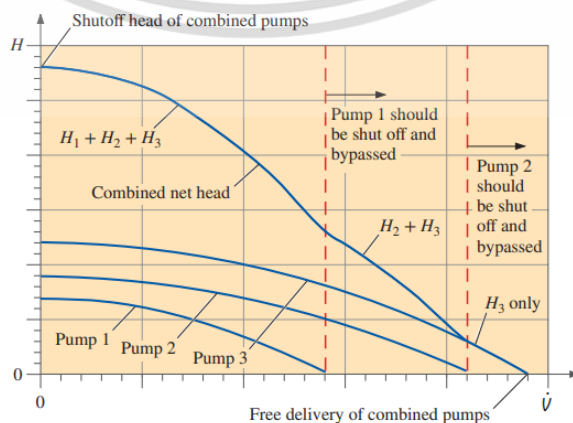
รูปที่ 3.6 การแบ่งประเภทของใบจักรตามความเร็วจำเพาะ [18]

### 3.6 การติดตั้งเครื่องสูบน้ำให้ทำงานร่วมกันหลายชุด

ในการทำงานของเครื่องสูบน้ำ ถ้าหากเครื่องสูบน้ำเพียงเครื่องเดียวไม่สามารถทำการสูบของไหลให้ได้ปริมาณตามที่ต้องการ ณ จุดการทำงานที่เหมาะสมได้ เราสามารถนำเครื่องสูบน้ำอีกเครื่องหนึ่งหรือมากกว่า โดยไม่จำเป็นต้องเป็นเครื่องสูบน้ำชนิดเดียวกันมาทำงานร่วมกัน ซึ่งลักษณะการติดตั้งเครื่องสูบน้ำให้ทำงานร่วมกันจะมีดังนี้

#### 3.6.1 การติดตั้งเครื่องสูบน้ำแบบอนุกรม

การทำงานร่วมกันของเครื่องสูบน้ำแบบอนุกรม (Pumps in Series) คือ การติดตั้งเครื่องสูบน้ำตัวถัดไปหลังท่อขาออกของเครื่องสูบน้ำตัวก่อนหน้า ซึ่งอัตราการไหลของเครื่องสูบน้ำทั้งสองตัวจะมีค่าเท่ากัน และในทางอุดมคติเฮดความดันของของเหลวที่ได้จะมีค่าเท่ากับผลรวมของเฮดความดันของเครื่องสูบน้ำแต่ละตัวที่อัตราการไหลเดียวกัน ดังแสดงในรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 คุณสมบัติของเฮดกับอัตราการไหล สำหรับการติดตั้งเครื่องสูบน้ำแบบอนุกรม [18]

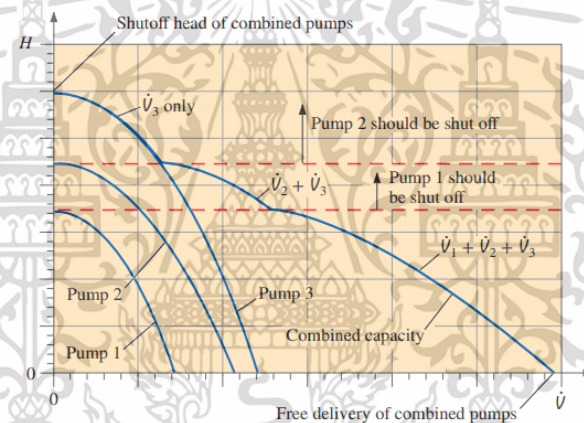
เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี เมื่อผู้ใดได้เห็นเอกสารนี้โดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ้าหากเครื่องสูบน้ำที่นำมาต่อแบบอนุกรมเป็นรุ่นเดียวกัน เฮดความดันที่ได้จะมีค่าเป็นสองเท่าของเครื่องสูบน้ำแต่ละตัว ซึ่งการเพิ่มความดันของเครื่องสูบน้ำอาจทำได้โดยการประกอบใบจักรหลายชุดให้เกิดการไหลแบบอนุกรมภายในตัวเรือนของเครื่องสูบน้ำ [14] หรือที่เรียกกันว่า เครื่องสูบน้ำแบบหลายลำดับชั้น (Multi-stage pump) โดยที่เฮดความดันของเครื่องสูบน้ำที่ได้จะมีค่าสูงกว่าเครื่องสูบน้ำทั่วไป ซึ่งเหมาะกับการใช้งานส่งของไหลในแนวตั้ง

### 3.6.2 การติดตั้งเครื่องสูบน้ำแบบขนาน

การทำงานร่วมกันของเครื่องสูบน้ำแบบขนาน (Pumps in Parallel) คือ การติดตั้งเครื่องสูบน้ำให้ดูดและจ่ายของเหลวจากแหล่งเดียวกัน โดยที่เครื่องสูบน้ำที่นำมาต่อแบบขนานไม่จำเป็นต้องเป็นรุ่นเดียวกัน ซึ่งเฮดความดันของของเหลวที่ออกจากเครื่องสูบน้ำแต่ละตัวจะมีค่าเท่ากันและมีค่าเท่ากับของเหลวที่ได้จากการต่อแบบขนาน [14] โดยในทางอุดมคติอัตราการไหลที่ได้จะมีค่าเท่ากับผลรวมของเครื่องสูบน้ำแต่ละตัวที่เฮดความดันเดียวกัน ดังแสดงในรูปที่ 3.8



รูปที่ 3.8 คุณสมบัติของเฮดกับอัตราการไหล สำหรับการติดตั้งเครื่องสูบน้ำแบบขนาน [18]

โดยการทำงานของการติดตั้งเครื่องสูบน้ำแบบขนาน ถ้าหากเครื่องสูบน้ำที่นำมาต่อแบบขนานกันเป็นรุ่นเดียวกัน อัตราการไหลที่ได้จะมีค่าเป็นสองเท่าของเครื่องสูบน้ำแต่ละตัว ภายใต้เงื่อนไขที่ระบบท่อมีความสูญเสียเกิดขึ้นและเครื่องสูบน้ำทั้งสองมีประสิทธิภาพเท่ากัน

### 3.7 การคำนวณหาความคลาดเคลื่อน

การทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำจำเป็นต้องทำการประเมินความคลาดเคลื่อนของการทดสอบ (Uncertainty,  $U_x$ ) ซึ่งตัวแปรที่ถูกพิจารณาจะอ้างอิงตามมาตรฐานการทดสอบของ JIS (Japanese Industrial Standards) และในการคำนวณความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นสามารถหาได้จาก 1. ค่าความคลาดเคลื่อนที่เกิดจากเครื่องมือวัด (Bias Error,  $B_x$ ) โดยพิจารณาจากความแม่นยำของเครื่องมือวัด ซึ่งจะมีความแตกต่างกันไปตามชนิดและรุ่นของเครื่องมือวัดตามคู่มือการใช้งานจากโรงงานผู้ผลิตหรือสามารถพิจารณาได้จากการสอบเทียบเครื่องมือวัด (Calibration Test) และ 2. ค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์โดยไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเคลื่อนที่ได้จากการทดสอบ (Precision Error,  $P_x$ ) ที่ถูกพิจารณาจากการคำนวณทางสถิติ (Statistics) โดยในการทดสอบของงานวิจัยนี้จะกำหนดให้มีค่าเปอร์เซ็นต์ความเชื่อมั่น (Confident Interval) อยู่ที่ 95% ดังนั้นสามารถคำนวณหาความคลาดเคลื่อนของการทดสอบแบบ Dependent Variable ได้ดังสมการที่ 3.10

$$U_x = \sqrt{B_x^2 + P_x^2} \quad (3.10)$$

โดย

$$P_x = t_{v,n} \cdot S_{\bar{x}} \quad (3.11)$$

สำหรับค่า  $t_{v,n}$  สามารถพิจารณาได้จากตาราง T-Distribution ดังแสดงในรูปที่ 3.9 ซึ่งจะมีค่าขึ้นอยู่กับ Degree of Freedom ( $n-1$ ) กับค่าเปอร์เซ็นต์ความเชื่อมั่น

$$S_{\bar{x}} = \frac{S_x}{\sqrt{n}} \quad (3.12)$$

จากสมการที่ 3.12 ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของค่าเฉลี่ย (Standard Deviation of the mean,  $S_{\bar{x}}$ ) จะขึ้นอยู่กับส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation,  $S_x$ ) กับจำนวนครั้งของการทดสอบ ( $n$ ) โดยสามารถคำนวณหาส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานได้ดังนี้

$$S_x = \sqrt{\frac{\sum (x - \bar{x})^2}{n-1}} \quad (3.13)$$

เมื่อ  $x$  คือ ผลการทดสอบของตัวแปรที่จะพิจารณาความคลาดเคลื่อน และ  $\bar{x}$  คือ ค่าเฉลี่ยของผลการทดสอบ อีกทั้งยังมีการคำนวณค่าความคลาดเคลื่อนของตัวแปรที่ไม่สามารถหาค่าได้โดยตรงหรือที่เรียกว่า Several Independent Variable ซึ่งจะใช้หลักการของการถ่ายทอดความคลาดเคลื่อน (Propagation of Error) ร่วมกับวิธี Root Sum Squares (RSS) ในการพิจารณาความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้น โดยกำหนดให้  $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$  ซึ่งสามารถคำนวณหาความคลาดเคลื่อนแบบ RSS ได้ดังสมการที่ 3.14

$$U_{RSS} = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} \cdot \Delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n} \cdot \Delta x_n\right)^2} \quad (3.14)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$n$	$F(t) =$								
	0.6000	0.7500	0.9000	0.9500	0.9750	0.9900	0.9950	0.9990	0.9995
1	0.325	1.000	3.078	6.314	12.706	31.821	63.657	318.309	636.619
2	0.289	0.816	1.886	2.920	4.303	6.965	9.925	22.327	31.599
3	0.277	0.765	1.638	2.353	3.182	4.541	5.841	10.215	12.924
4	0.271	0.741	1.533	2.132	2.776	3.747	4.604	7.173	8.610
5	0.267	0.727	1.476	2.015	2.571	3.365	4.032	5.893	6.869
6	0.265	0.718	1.440	1.943	2.447	3.143	3.707	5.208	5.959
7	0.263	0.711	1.415	1.895	2.365	2.998	3.499	4.785	5.408
8	0.262	0.706	1.397	1.860	2.306	2.896	3.355	4.501	5.041
9	0.261	0.703	1.383	1.833	2.262	2.821	3.250	4.297	4.781
10	0.260	0.700	1.372	1.812	2.228	2.764	3.169	4.144	4.587
11	0.260	0.697	1.363	1.796	2.201	2.718	3.106	4.025	4.437
12	0.259	0.695	1.356	1.782	2.179	2.681	3.055	3.930	4.318
13	0.259	0.694	1.350	1.771	2.160	2.650	3.012	3.852	4.221
14	0.258	0.692	1.345	1.761	2.145	2.624	2.977	3.787	4.140
15	0.258	0.691	1.341	1.753	2.131	2.602	2.947	3.733	4.073
16	0.258	0.690	1.337	1.746	2.120	2.583	2.921	3.686	4.015
17	0.257	0.689	1.333	1.740	2.110	2.567	2.898	3.646	3.965
18	0.257	0.688	1.330	1.734	2.101	2.552	2.878	3.610	3.922
19	0.257	0.688	1.328	1.729	2.093	2.539	2.861	3.579	3.883
20	0.257	0.687	1.325	1.725	2.086	2.528	2.845	3.552	3.850
25	0.256	0.684	1.316	1.708	2.060	2.485	2.787	3.450	3.725
50	0.255	0.679	1.299	1.676	2.009	2.403	2.678	3.261	3.496
100	0.254	0.677	1.290	1.660	1.984	2.364	2.626	3.174	3.390
$\infty$	0.253	0.674	1.282	1.645	1.960	2.326	2.576	3.091	3.291

รูปที่ 3.9 ค่า Degrees of freedom for Student's t Distribution [19]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 4

# วิธีทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

### 4.1 บทนำ

การคำนวณพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics; CFD) คือ การวิเคราะห์หรือการทำนายปรากฏการณ์ของปัญหาการไหล เพื่อศึกษาและหาคำตอบของปัญหา อาทิเช่น ความเร็ว ความดัน และอุณหภูมิของของไหล โดยจะใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขหรือระเบียบวิธีเชิงตัวเลข (Numerical Method) ที่เหมาะสมกับการหาผลเฉลยของสมการอนุพันธ์ย่อยที่มีความซับซ้อนและมีความยุ่งยากตามเงื่อนไขและขอบเขตปัญหาที่ถูกกำหนดขึ้น สำหรับการหาผลเฉลยด้วยวิธีแม่นยำ (Exact Method) หลักสำคัญในการคำนวณพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณจะเกี่ยวข้องกับสมการบังคับพื้นฐานของพลศาสตร์ อันได้แก่ สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation) สมการโมเมนตัม (Momentum Equation) และสมการพลังงาน (Energy Equation) ซึ่งสมการดังกล่าวจะบ่งบอกถึงลักษณะทางกายภาพและสิ่งที่เกิดขึ้นขณะที่ของไหลเกิดการไหลร่วมกับการใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข เพื่อประมาณผลเฉลยของสมการอนุพันธ์ นอกจากนี้เทคนิคในการหาคำตอบด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขที่นิยมใช้กันทั่วไป ได้แก่ ระเบียบวิธีผลต่างสืบเนื่อง (Finite Difference Method; FDM) ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (Finite Element Method; FEM) ระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่อง (Finite Volume Method; FVM) และวิธีสเปกตรัม (Spectral Method, SM) เป็นต้น

### 4.2 สมการพื้นฐาน

การวิเคราะห์และการทำนายพฤติกรรมการไหลที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำเป็นการศึกษาที่ไม่ต้องคำนึงถึงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิขณะที่เกิดการไหล ดังนั้นไม่จำเป็นต้องพิจารณาการอนุรักษ์พลังงาน โดยจะใช้เพียงกฎการอนุรักษ์มวลและกฎการอนุรักษ์โมเมนตัม เพื่อใช้ในการอธิบายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำและใช้หาคำตอบของปัญหา

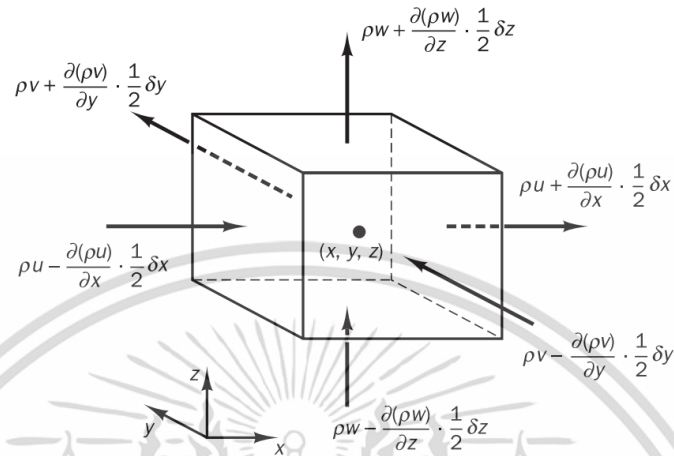
#### 4.2.1 กฎการอนุรักษ์มวลในระบบ 3 มิติ

เมื่อพิจารณาถึงสมดุลของมวลภายในปริมาตรควบคุม การส่งถ่ายมวลเข้าและมวลออกจากปริมาตรควบคุมจะเป็นไปตามกฎการอนุรักษ์มวล คือ อัตราการเพิ่มขึ้นของมวลในชิ้นส่วนปริมาตรควบคุมจะมีค่าเท่ากับอัตราการไหลสุทธิของมวลที่เข้าไปในชิ้นส่วนปริมาตรควบคุม [20] ซึ่งอัตราการเปลี่ยนแปลงของมวลภายในปริมาตรควบคุม หาได้จากสมการที่ 4.1

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \delta x \delta y \delta z) = \frac{\partial \rho}{\partial t} \delta x \delta y \delta z \quad (4.1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับอัตราการไหลเชิงมวลผ่านผิวควบคุมมีค่าเท่ากับผลคูณของความหนาแน่น พื้นที่ และความเร็ว ในทิศทางตั้งฉากกับพื้นผิวนั้น ซึ่งการไหลเข้าสู่ผิวควบคุมที่ทำให้มวลเพิ่มขึ้นจะถูกกำหนดให้มีค่าเป็นบวกและการไหลออกจากผิวควบคุมจะมีค่าเป็นลบ ดังแสดงในรูปที่ 4.1



รูปที่ 4.1 การไหลของมวลเข้าและมวลออกภายในชิ้นส่วนปริมาตรควบคุมของของไหล [21]

จากรูปที่ 4.1 พบว่า อัตราการไหลสุทธิของมวลเข้าสู่ปริมาตรควบคุมผ่านพื้นผิวสามารถเขียนได้ ดังนี้

$$\begin{aligned} & \left( \rho u - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z - \left( \rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z \\ & + \left( \rho v - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z - \left( \rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z \\ & + \left( \rho w - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y - \left( \rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y \end{aligned} \quad (4.2)$$

โดยที่อัตราการเพิ่มขึ้นของมวลภายในชิ้นส่วนย่อยเท่ากับอัตราการไหลออกของมวลสุทธิผ่านพื้นผิวของชิ้นส่วนย่อย ดังนั้นอัตราการไหลสุทธิของมวลผ่านผิวควบคุมในทิศทางแกน  $x$ ,  $y$  และ  $z$  จะถูกนำมาจัดรูปแบบใหม่ตามสมการเชิงอนุพันธ์สำหรับการอนุรักษ์มวลจะได้ดังสมการที่ 4.3

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4.3)$$

หรือเขียนอยู่ในรูปของเวกเตอร์ได้ดังสมการที่ 4.4

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (4.4)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการที่ 4.4 จะมีชื่อเรียกว่า สมการอนุรักษ์มวล (Conservation of Mass) หรือสมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation) ในระบบ 3 มิติ สำหรับการไหลแบบไม่คงตัว (Unsteady State) และของไหลอัดตัวได้ (Unsteady Compressible Flow) [20] เมื่อพิจารณการไหลภายในเครื่องสูบน้ำพบว่า ของไหลเป็นแบบอัดตัวไม่ได้ (Incompressible Flow) ทำให้ความหนาแน่นของของไหลคงที่ ดังนั้นสามารถเขียนสมการความต่อเนื่องได้ ดังสมการที่ 4.5

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (4.5)$$

หรือสามารถเขียนในรูปแบบเต็มได้

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

#### 4.2.2 กฎการอนุรักษ์โมเมนตัมในระบบ 3 มิติ

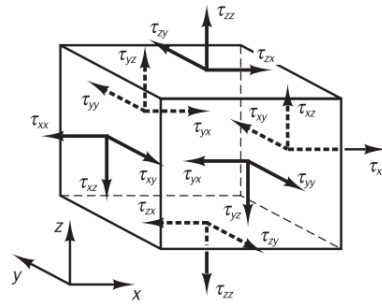
หลักการอนุรักษ์โมเมนตัมเป็นการประยุกต์ใช้กฎการเคลื่อนที่ข้อที่สองของนิวตันที่กล่าวไว้ว่า “อัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมของมวลใดใดจะเท่ากับผลรวมของแรงที่กระทำต่อมวลนั้น” เมื่อนำกฎดังกล่าวมาพิจารณา เพื่อใช้อธิบายการอนุรักษ์โมเมนตัมของกลุ่มอนุภาคของของไหล [20] พบว่าอัตราการเพิ่มขึ้นของโมเมนตัมต่อหน่วยปริมาตรของกลุ่มอนุภาคหรือมวลของของไหลแบบอัดตัวไม่ได้ ในทิศทางแกน  $x$ ,  $y$  และ  $z$  สามารถกำหนดได้ ดังสมการที่ 4.6

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \sum F_x, \rho \frac{Dv}{Dt} = \sum F_y, \rho \frac{Dw}{Dt} = \sum F_z \quad (4.6)$$

แรงลัพธ์สุทธิที่กระทำต่อปริมาตรควบคุมสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภท คือ แรงที่กระทำในเนื้อปริมาตร (Body Forces) ของชิ้นส่วนย่อยของการไหล อันได้แก่ แรงโน้มถ่วง (Gravity Force) และแรงจากสนามดึงดูด (Field Forces) [20] ในกรณีที่พิจารณาบนระบบพิกัดเชิงขั้วจะมีแรงคอริโอลิส (Coriolis Force) และแรงหนีศูนย์กลางของการหมุน เป็นต้น และอีกประเภทหนึ่งคือ แรงที่กระทำที่ขอบผิว (Surface Forces) ของผิวปริมาตรควบคุม อันได้แก่ แรงเนื่องจากความดัน ความเค้นอัดหรือความเค้นดึงที่เป็นแรงในแนวตั้งฉากและความเค้นเฉือนที่เป็นแรงในแนวขนานกับผิว [16]

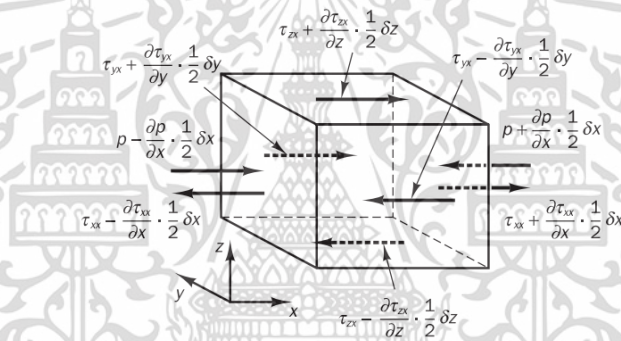
ความเค้นที่กระทำต่อชิ้นส่วนย่อยของการไหลสามารถนิยามได้ด้วยเทอมของความดัน ( $P$ ) และเทอมของความเค้นย่อยเนื่องจากความหนืด ( $\tau$ ) ที่มีความดันเป็นความเค้นตั้งฉาก ซึ่งมีทิศทางเข้าสู่พื้นผิวปริมาตรควบคุมเสมอ [20] โดยจะใช้สัญลักษณ์  $\tau_{ij}$  แสดงทิศทางของความเค้นเนื่องจากความหนืด ดังแสดงในรูปที่ 4.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สวอนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.2 องค์ประกอบของความเค้นบนขอบผิวทั้งสามทิศทางที่กระทำกับชิ้นส่วนของไหล [21]

ขนาดของแรงที่กระทำบนพื้นผิวสามารถหาได้จากผลคูณระหว่างความเค้นกับพื้นที่ เมื่อขนาดของแรงที่กระทำมีทิศทางเดียวกับแกนอ้างอิงจะมีค่าเป็นบวก แต่หากมีทิศทางตรงกันข้ามจะมีค่าเป็นลบ โดยที่แรงสุทธิในทิศทางแกน  $x$  หมายถึง ผลรวมของแรงย่อยที่กระทำบนชิ้นส่วนย่อยของของไหลในทิศทางแกน  $x$  ดังแสดงในรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 องค์ประกอบของความเค้นในทิศทางแกน  $x$  บนพื้นที่ผิวของปริมาตร [21]

เมื่อพิจารณาผลรวมของแรงที่ผิวหน้าต่อหน่วยปริมาตรทั้งหมดเนื่องจากความเค้นจะได้

$$\left(-\frac{\partial P}{\partial x} \delta x + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \delta x\right) \delta y \delta z + \left(\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \delta y\right) \delta x \delta z + \left(\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \delta z\right) \delta x \delta y = 0 \quad (4.7)$$

จากสมการที่ 4.7 สามารถจัดรูปแบบใหม่ได้ ดังนี้

$$\frac{\partial(-P + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} = 0 \quad (4.8)$$

จากสมการที่ 4.8 แรงที่กระทำภายในชิ้นส่วนของของไหลจะไม่ถูกนำมาพิจารณา ซึ่งสามารถประเมินได้จากอัตราการสร้างหรืออัตราการทำลายโมเมนตัม ( $S_{M_x}$ ) โดยอัตราดังกล่าวเป็นหน่วยของโมเมนตัม

ต่อปริมาตรต่อหน่วยเวลาในทิศทางแกน  $x$  ดังนั้นสามารถบอกได้ว่า สมการโมเมนตัมในทิศทางแกน  $x$  เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้โดยไม่มีการแก้ไข ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$x$  หาได้จากการกำหนดอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมในทิศทางแกน  $x$  ของกลุ่มอนุภาคของของไหลเท่ากับผลรวมในทิศทางแกน  $x$  ที่กระทำต่อชิ้นส่วนของไหลจากความเค้นที่ผิวรวมกับอัตราการสร้างหรืออัตราการทำลายโมเมนตัมเนื่องจากแรงภายในชิ้นส่วนของของไหลตามแนวแกน  $x$  [20] ดังนั้นสมการโมเมนตัมในทิศทางแกน  $x$  จะได้ว่า

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-P + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \quad (4.9)$$

สำหรับสมการโมเมนตัมในทิศทางแกน  $y$  สามารถเขียนดังสมการที่ 4.10

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-P + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \quad (4.10)$$

และสมการโมเมนตัมในทิศทางแกน  $z$  สามารถหาได้ดังนี้

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial\tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-P + \tau_{zz})}{\partial z} + S_{Mz} \quad (4.11)$$

จากสมการที่ 4.9, 4.10 และ 4.11 เทอมของอัตราการสร้างหรืออัตราการทำลายโมเมนตัม หมายถึงแรงกระทำภายในของแต่ละทิศทาง [20] ตัวอย่างเช่น แรงกระทำภายในเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก จะถูกกำหนดให้มีค่าเป็น

$$S_{Mx} = 0, \quad S_{My} = 0, \quad S_{Mz} = -\rho g$$

### 4.3 แบบจำลองความปั่นป่วนที่นิยมใช้ในการแก้ปัญหาทางด้าน Turbomachinery

จากสมการบังคับของการไหลแบบปั่นป่วนของการไหลเป็นแบบอัดตัวไม่ได้ โดยมีอุณหภูมิและค่าสัมประสิทธิ์ความหนืดสมบูรณ์เป็นค่าคงที่ ซึ่งประกอบไปด้วยสมการความต่อเนื่องจากสมการที่ 4.4 และสมการนาเวียร์-สโตกส์ (Navier-Stokes Equation) ดังสมการต่อไปนี้

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (4.12)$$

เมื่อพิจารณาการเฉลี่ยในช่วงเวลาหนึ่ง (Time Averaging) จะได้สมการบังคับของการไหลเป็นสมการ

ความต่อเนื่องสำหรับค่าเฉลี่ยในช่วงเวลา ดังสมการที่ 4.13

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x_i} = 0 \quad (4.13)$$

และสมการนาเวียร์-สโตคส์สำหรับค่าเฉลี่ยในช่วงเวลา

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij} \right] \quad (4.14)$$

จากสมการที่ 4.13 และสมการที่ 4.14 มีชื่อเรียกว่า สมการนาเวียร์-สโตคส์จากการเฉลี่ยของเรย์โนลด์ (Reynolds-Averaged Navier–Stokes equations; RANS equations) เมื่อเปรียบเทียบกับสมการที่ 4.14 กับสมการที่ 4.12 พบว่า มีความแตกต่างกันตรงที่มีเทอมของค่าความเค้นเรย์โนลด์ ( $\tau_{ij}$ ) เมื่อ  $\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j}$  เพิ่มเข้ามาในสมการที่ 4.14 เนื่องจากการไหลที่มีความปั่นป่วนส่งผลให้เกิดตัวแปรขึ้นมาใหม่และมีจำนวนตัวแปรที่ไม่รู้ค่ามากกว่าจำนวนของสมการ ดังนั้นในการหาคำตอบของปัญหาการไหลแบบปั่นป่วนจำเป็นต้องอาศัยแบบจำลองความปั่นป่วน (Turbulence Model) มาช่วยในการแก้ปัญหาแบบปิด (Close Problem) เพื่อหาผลเฉลยของปัญหา [16]

ดังนั้นการเลือกใช้แบบจำลองความปั่นป่วนในการคำนวณด้านพลศาสตร์ของไหลเชิงตัวเลขสำหรับเครื่องจักรกลการไหล (Turbomachinery) ที่มีรูปร่างซับซ้อนและการไหลมีความปั่นป่วน จึงมีส่วนสำคัญในการคำนวณ เพื่อให้ได้ผลลัพธ์ที่มีความแม่นยำและมีความเหมาะสมกับพฤติกรรมของการไหลที่เกิดขึ้นภายในช่องทางการไหล โดยแบบจำลองความปั่นป่วนที่นิยมนำมาใช้กับเครื่องสูบน้ำจะมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

#### 4.3.1 แบบจำลองความปั่นป่วน $k - \varepsilon$

แบบจำลองความปั่นป่วน *Standard  $k - \varepsilon$*  เป็นแบบจำลองที่บังคับค่าของ Eddy Viscosity ที่ประกอบด้วย 2 สมการ คือ สมการถ่ายเทของ  $k$  และสมการถ่ายเทของ  $\varepsilon$  ที่เหมาะกับการแก้ปัญหาการไหลแบบ Free Shear Layer ที่มีค่า Pressure Gradient ค่อนข้างต่ำ และในการไหลแบบผ่านผนัง (Wall bounded flow) ที่มี Pressure Gradient น้อยมากหรือมีค่าเป็นศูนย์ ซึ่งแบบจำลองจะให้ผลลัพธ์ที่ดีเมื่อเปรียบเทียบกับผลลัพธ์จากการทดสอบ แต่จะมีความคลาดเคลื่อนที่สูงในกรณีที่เกิด Adverse Pressure Gradient อีกทั้งข้อดีของแบบจำลองนี้ คือ ผลเฉลยที่ได้จะไม่อ่อนไหวต่อการกำหนดค่าที่ขอบของ  $k$  และ  $\varepsilon$  บริเวณ Free stream [22] โดยที่แบบจำลอง *Standard  $k - \varepsilon$*  ถูกกำหนดให้เป็นฟังก์ชันของพลังงานจลน์แบบความปั่นป่วน  $k$  และอัตราการสูญเสียพลังงานจลน์แบบความปั่นป่วน  $\varepsilon$  สามารถเขียนสมการถ่ายโอนได้ดังต่อไปนี้

$$\mu_t = \rho C_\mu \left( \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \quad (4.15)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ  $C_\mu$  เป็นค่าคงที่และเป็นตัวแปรไร้มิติ โดยแบบจำลองนี้ถูกเสนอโดย Launder และ Spalding [21] สำหรับแบบจำลองความปั่นป่วน  $k-\varepsilon$  ที่มีค่าเรย์โนลด์ (Reynolds) ที่สูง สามารถหาได้ตั้งสมการที่ 4.16 และ 4.17

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + 2\mu_t \delta_{ij} \cdot \delta_{ij} - \rho \varepsilon \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t \delta_{ij} \cdot \delta_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.17)$$

จากสมการที่ 4.15, 4.16 และ 4.17 พบว่า มีค่าคงที่ทั้งหมด 5 ตัวแปร ซึ่งสามารถปรับค่าเพื่อให้ใช้ได้กับลักษณะการไหลที่หลากหลาย ทำให้มีการศึกษาและการเปรียบเทียบผลลัพธ์จนได้ข้อสรุป สำหรับค่าที่แนะนำ คือ

$$C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.00, \quad \sigma_\varepsilon = 1.30, \quad \sigma_{1\varepsilon} = 1.44, \quad \sigma_{2\varepsilon} = 1.92$$

สำหรับค่าความเค้นเรย์โนลด์ด้วยการประมาณค่าโดยสมมุติฐานของ Boussinesq จะได้ดังนี้

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} = 2\mu_t \delta_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.18)$$

จากการศึกษาของนักวิจัยหลายกลุ่มสามารถบอกได้ว่าในการทำนายค่าของ Turbulence Shear Stress สำหรับแบบจำลองความปั่นป่วน  $k-\varepsilon$  จะให้ผลลัพธ์ที่สูงเกินจริง โดยเฉพาะสภาวะที่การไหลเกิด Adverse Pressure Gradient ซึ่งส่งผลให้พฤติกรรมการไหลแบบแยกตัวหายไป และในอีกกรณีหนึ่ง คือ การทำนายผลลัพธ์ที่จุดการไหลเกิดการปะทะกับผนัง (Stagnation Point) พบว่าผลลัพธ์ที่ได้มีระดับของค่าความปั่นป่วนที่สูงเกินไป [22]

### 4.3.2 แบบจำลองความปั่นป่วน $RNG k-\varepsilon$

แบบจำลองความปั่นป่วน  $RNG k-\varepsilon$  เป็นการประยุกต์ใช้จากแบบจำลอง  $Standard k-\varepsilon$  ด้วยวิธีการทางสถิติร่วมกับสมมุติฐานเพิ่มเติมบางประการ เพื่ออธิบายคุณลักษณะทางสถิติของกระแสวิษณุวนขนาดเล็กและใช้เป็นพื้นฐานในการขยายแนวคิดของแบบจำลอง Eddy Viscosity รวมไปถึงช่วยเพิ่มความแม่นยำของการไหลที่ความเครียดมีการเปลี่ยนแปลงอย่างกะทันหัน สำหรับพจน์ที่ถูกนำมาจัดรูปแบบใหม่ (Re-Normalization Group; RNG) ถูกนำเสนอโดย Yakhot และ Ozazag

[21] โดยที่ผลกระทบของความปั่นป่วนขนาดเล็กจะถูกกำหนดให้อยู่ในรูปแบบของฟังก์ชันบังคับแบบ

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สุ่ม (Random Facing Function) ในสมการนาเวียร์-สโตคส์ ซึ่งวิธีในการจัดรูปแบบใหม่เป็นการนำผลกระทบที่เกิดจากการเคลื่อนที่ของกระแสวนความปั่นป่วนขนาดเล็ก (Small Scale Turbulence) ออกจากสมการนาเวียร์-สโตคส์ เพื่อแสดงผลลัพธ์ในเทอมของการเคลื่อนที่ของกระแสวนความปั่นป่วนที่มีขนาดใหญ่กว่า [20] ซึ่งสามารถเขียนสมการของค่าสัมประสิทธิ์ที่ถูกปรับปรุงขึ้นจากแบบจำลองเดิม ได้ดังสมการที่ 4.19 และ 4.20

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tau_{ij} \cdot \delta_{ij} - \rho \varepsilon \quad (4.19)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon}^* \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \cdot \delta_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.20)$$

โดยที่

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t, \mu_t = \rho C_\mu \left( \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \quad (4.21)$$

เมื่อ

$$C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \frac{\eta \left( 1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{1 + \beta \eta^3}, \eta = \left( 2 \delta_{ij} \cdot \delta_{ij} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{k}{\varepsilon}, \eta_0 = 4.377, \beta = 0.012 \quad (4.22)$$

และ

$$C_\mu = 0.00845, \sigma_k = \sigma_\varepsilon = 1.39, \sigma_{1\varepsilon} = 1.42, \sigma_{2\varepsilon} = 1.68$$

จากสมการ 4.22 มีเฉพาะค่า  $\beta$  ที่สามารถเปลี่ยนแปลงได้ ซึ่งค่าที่แสดงดังสมการจะใช้สำหรับการไหลบริเวณใกล้เคียงผนัง ในส่วนของค่าคงที่อื่นจะถูกคำนวณจากกระบวนการจัดเทอมใหม่ของเทอมต่าง ๆ

จากการวิเคราะห์ถึงความแม่นยำของแบบจำลองความปั่นป่วนแบบ *Standard k-ε* พบว่าสมการ  $\varepsilon$  เป็นหนึ่งสาเหตุหลักที่ทำให้เกิดความผิดพลาดในการทำนายการไหลที่มีอัตราการเสียรูปของการไหลที่สูง (High Deformation Rate) ดังนั้นในแบบจำลองความปั่นป่วน *RNG k-ε* จึงมีการกำหนดค่าแก้ คือ ตัวแปร  $C_{1\varepsilon}^*$  ซึ่งเป็นฟังก์ชันเชื่อมโยงกับความเครียดที่เกิดขึ้นในของไหล [20]

สำหรับผลกระทบที่ Low-Reynolds Number พบว่า เกิดผลกระทบขึ้นที่บริเวณใกล้ขอบผนังและยังเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พบอีกว่า แบบจำลอง *RNG* จะมีความแม่นยำและความน่าเชื่อถือมากกว่าแบบ *Standard k - ε* นอกจากนี้จากการศึกษาและวิจัยพบว่า คุณภาพในการทำนายของแบบจำลอง *RNG* ไม่ได้ดีเสมอไป เนื่องจากตัวแปร  $\eta$  ที่เป็นตัวแปรบ่งชี้ความสัมพันธ์ของแบบจำลองกับขนาดของความเครียดของการไหลไม่ตอบสนองต่อทิศทางของความเครียดที่เกิดขึ้น ซึ่งส่งผลกระทบต่ออัตราการสูญเสียพลังงาน จลน์แบบความปั่นป่วนมีค่าไม่แตกต่างกัน ดังนั้นการจำลองการไหลด้วยแบบจำลอง *RNG k - ε* จะให้ผลลัพธ์ที่ดีกว่าแบบจำลอง *Standard k - ε* ในกรณีการไหลผ่านช่องขยาย (Divergent Nozzle) แต่จะให้ผลลัพธ์ที่ต่ำกว่าในกรณีการไหลผ่านช่องที่บีบแคบ (Convergent nozzle) [20]

### 4.3.3 แบบจำลองความปั่นป่วน Wilcox $k - \omega$

สำหรับแบบจำลองความปั่นป่วน  $k - \omega$  มีการนิยามความถี่ของความปั่นป่วน (Turbulence Frequency) คือ  $\omega = \varepsilon / k$  ซึ่งเป็นตัวแปรที่ใช้คู่กับสมการ  $k$  โดยที่แบบจำลองดังกล่าวถูกนำเสนอโดย Wilcox, D.C. [17] และค่า Eddy Viscosity สามารถหาได้โดย

$$\mu_t = \rho \left( \frac{k}{\omega} \right) \quad (4.23)$$

สมการถ่ายโอนพลังงานจลน์  $k$  และ  $\omega$  ในย่านการไหลที่ High Reynolds Number จะแสดงดังนี้

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (4.24)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \gamma_1 \left( 2\rho \delta_{ij} \cdot \delta_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta_1 \rho \omega^2 \quad (4.25)$$

โดยที่  $P_k$  คือ อัตราการก่อกำเนิดพลังงานจลน์ปั่นป่วน สามารถหาได้จาก

$$P_k = 2\mu_t \delta_{ij} \cdot \delta_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \delta_{ij}$$

และค่าคงที่ของแบบจำลองมีค่าเท่ากับ

$$\sigma_k = 2.0, \sigma_\omega = 2.0, \gamma_1 = 0.533, \beta_1 = 0.075, \beta^* = 0.09$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้นแบบจำลอง  $k - \omega$  มีความเหมาะสมกับการจำลองการไหลบริเวณใกล้ผิวของผนังที่มีค่า Low Reynolds Number เนื่องจากไม่จำเป็นต้องอาศัยฟังก์ชันเพิ่มเติมที่บริเวณใกล้ผนัง (Wall-Damping Function) สำหรับตัวแปร  $k$  จะถูกกำหนดขอบเขตให้เท่ากับศูนย์ และค่า  $\omega$  จะมีค่าเป็นอนันต์ที่บริเวณผนัง ในการเขียนโปรแกรมสามารถกำหนดให้มีค่าสูงมาก ๆ แทนได้ ซึ่งเป็นเทคนิคที่ถูกนำเสนอโดย Wilcox, D.C. [17] อีกทั้งยังมีความเหมาะสมสำหรับการไหลที่มีคุณลักษณะการหมุนควงควบคู่ไปด้วยและยังใช้ความสัมพันธ์ของฟังก์ชัน Hyperbolic ที่จุดใกล้ผนัง ซึ่งในทางปฏิบัติพบว่าผลลัพธ์ที่ได้จะขึ้นอยู่กับค่าฟังก์ชันนี้ อย่างไรก็ตามแบบจำลองนี้จะเกิดปัญหาเกี่ยวกับการเคลื่อนที่ของวัตถุผ่านของไหลอิสระ เนื่องจากผลลัพธ์ที่ได้จะมีแนวโน้มที่เปลี่ยนไปตามค่าของ  $\omega$

#### 4.3.4 แบบจำลองความปั่นป่วน Shear Stress Transport $k - \omega$

เนื่องจากผลลัพธ์ของการจำลองแบบ  $k - \varepsilon$  ที่บริเวณใกล้ผนังยังไม่เป็นที่น่าพอใจ จึงได้มีการนำเสนอแบบจำลองชนิดผสมผสานขึ้นมาในปี 1994 โดย F.R. Menter [17] ซึ่งแบบจำลองชนิดนี้เกิดจากการรวมเอาความถูกต้องและแม่นยำของแบบจำลอง  $k - \omega$  สำหรับการจำลองการไหลบริเวณขอบของชั้นขีตผิว และแบบจำลอง *Standard*  $k - \varepsilon$  สำหรับการจำลองการไหลปั่นป่วนที่ห่างจากผนัง โดยบริเวณการเปลี่ยนผ่านของการไหล (Transition Zone) ของแบบจำลองในช่วงระหว่างผนังจนถึงขอบชั้น Boundary layer จะใช้ Blending Function เพื่อให้การเปลี่ยนผ่านของแบบจำลองมีความต่อเนื่องและนุ่มนวล ซึ่งสามารถจัดรูปสมการของแบบจำลอง  $k$  และ  $\omega$  ได้ดังนี้

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (4.26)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \gamma_2 \left( 2\rho \delta_{ij} \cdot \delta_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) \\ & - \beta_2 \rho \omega^2 + 2 \frac{\rho}{\sigma_{\omega,2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_k} \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (4.27)$$

และค่าคงที่ของแบบจำลองมีค่าเท่ากับ

$$\sigma_k = 2.0, \sigma_{\omega,1} = 2.0, \sigma_{\omega,2} = 1.17, \gamma_2 = 0.44, \beta_1 = 0.083, \beta^* = 0.09$$

จากสมการที่ 4.26 และ 4.27 จะเรียกว่า แบบจำลองความปั่นป่วน Shear-Stress Transport (SST)  $k - \omega$  เมื่อเปรียบเทียบกับสมการที่ 4.27 กับสมการที่ 4.25 พบว่า มีพจน์ของการก่อกำเนิดเพิ่มขึ้นอีกหนึ่งพจน์ ซึ่งเป็นผลมาจากการเปลี่ยนแปลงของเทอมการแพร่ (Diffusion term) ของสมการ  $\varepsilon$  มาสู่สมการ  $\omega$  ผ่านความสัมพันธ์  $\varepsilon = k\omega$  โดยจะเรียกพจน์ใหม่นี้ว่า Cross diffusion [20] และเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์ Eddy Viscosity ที่ได้จากแบบจำลองยังไม่สามารถให้ผลการจำลองได้อย่างแม่นยำในบริเวณที่มีความแตกต่างหรือเกรเดียนต์ของความดันที่สร้างแรงในทิศทางสวนทางกับทิศการไหล (Adverse Pressure Gradient) และบริเวณที่มีคลื่นเกิดขึ้น ซึ่งส่งผลให้อัตราการก่อกำเนิดพลังงานจลน์ปั่นป่วนมีค่าต่ำและทำให้การสะสมความปั่นป่วนมีน้อยบริเวณที่เกิด Stagnation Point ดังนั้นจำเป็นต้องมีการสร้างเงื่อนไขสำหรับจำกัดขอบเขตของความเป็นไปได้สำหรับการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์ Eddy Viscosity ได้ดังสมการ

$$\mu_t = \frac{a_1 P_k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (4.28)$$

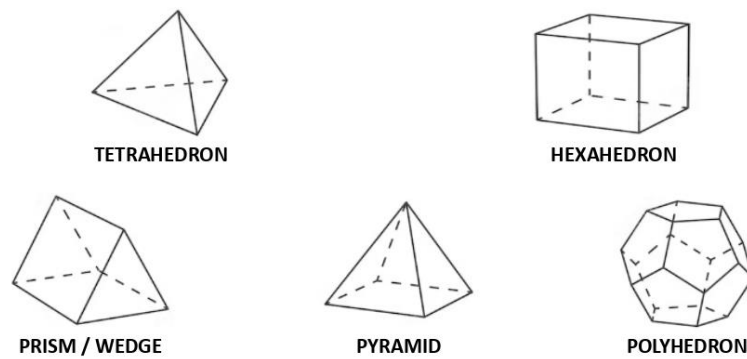
เมื่อ  $a_1$  เป็นค่าคงที่ของแบบจำลอง และ  $F_2$  คือ Blending Function โดยที่

$$S = \sqrt{2\delta_{ij}\delta_{ij}}, P_k = \min\left(10\beta^* \rho k \omega, 2\mu_t \delta_{ij} \cdot \delta_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \delta_{ij}\right)$$

ดังนั้นงานวิจัยนี้เลือกใช้แบบจำลองความปั่นป่วน SST  $k-\omega$  สำหรับการคำนวณพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ เนื่องจากแบบจำลองนี้จะให้ผลเฉลยที่มีความถูกต้องและแม่นยำ อีกทั้งยังมีความน่าเชื่อถือมากกว่า Wilcox  $k-\omega$  ซึ่งมีความเหมาะสมกับปัญหาของการไหลในหลายรูปแบบ เช่น Gradient Flows, Airfoils, Transonic และ Shock Waves เป็นต้น เนื่องจากมีการนำแบบจำลอง  $k-\omega$  มาใช้บริเวณใกล้ผนังผสมผสานกับความสามารถในการจำลองของแบบจำลอง และใช้  $k-\epsilon$  สำหรับการไหลบริเวณที่ห่างจากผนังออกไปและยังคงมีความเสถียรในการลู่อู่เข้าคำตอบ [20]

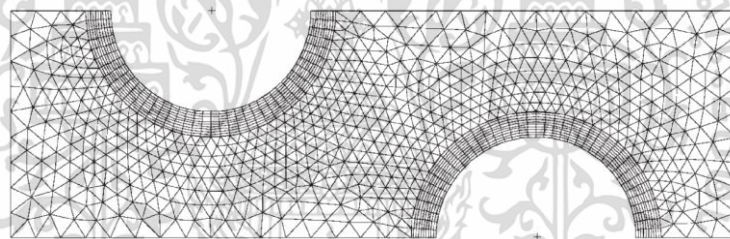
#### 4.4 การหาผลเฉลย

นอกจากการเลือกใช้แบบจำลองความปั่นป่วนที่เหมาะสมกับปัญหาการไหลก็ยังมีกริด (Grid) หรือเมช (Mesh) ที่เป็นส่วนสำคัญอย่างมากต่อการหาผลเฉลยของการใช้เทคนิค CFD เมื่อพิจารณาถึงสมการอนุรักษ์พลังงานจะพบว่าสมการหลัก 4 สมการ สำหรับตัวแปรอิสระ 4 ตัว ได้แก่  $u, v, w, P$  และตัวแปรจากแบบจำลองความปั่นป่วน คือ  $k, \epsilon, \omega, \tilde{\nu}$  ซึ่งตัวแปรดังกล่าวจะขึ้นอยู่กับแบบจำลองความปั่นป่วนและปัญหาของการไหลสำหรับการหาผลเฉลย ในส่วนของปัญหาทางด้านพลศาสตร์ของไหลบริเวณพื้นผิวที่ติดกับผนังจะเป็นบริเวณที่มีความสำคัญต่อปัญหาในการสร้างกริด ซึ่งบริเวณนี้จำเป็นต้องมีความระมัดระวังในการสร้างกริด เพื่อให้แต่ละกริดสามารถต่อกันได้อย่างแนบชิดและเพื่อให้ผลเฉลยของปัญหามีความแม่นยำที่สุด โดยทั่วไปในการสร้างกริดบริเวณนี้จะใช้กริดทรง Pyramid หรือ Hexahedron ดังแสดงดังรูปที่ 4.4



รูปที่ 4.4 ลักษณะรูปทรงของกริด

เนื่องจากบริเวณขอบผนังจำเป็นต้องมีกริดที่ละเอียด จึงนิยมสร้างกริดเป็นขั้นต่อขั้นมาจากบริเวณดังกล่าว เพื่อให้สามารถจับพฤติกรรมการไหลที่มีอัตราการเปลี่ยนแปลงที่สูงบริเวณขอบผิวได้อย่างแม่นยำ [22] และบริเวณที่ห่างจากผนังออกไปสามารถเลือกใช้กริดที่มีความหยาบขึ้นได้ เช่น กริดทรง Tetrahedron และสามารถเลือกใช้การผสมผสานของกริดที่มีลักษณะแตกต่างกัน โดยมีชื่อเรียกว่า กริดแบบผสม (Hybrid grid) ซึ่งตัวอย่างการสร้างกริดบริเวณผนังหรือขอบชั้นผิวจะแสดงดังรูปที่ 4.5



รูปที่ 4.5 ตัวอย่างของกริดแบบผสม [21]

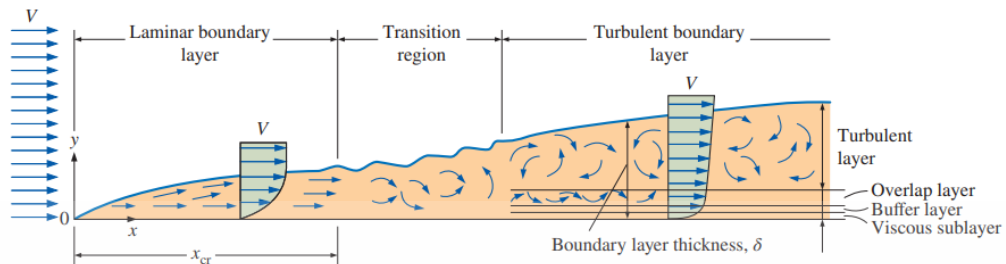
ในการหาผลเฉลยของปัญหาการไหลด้วยเทคนิค CFD จำเป็นต้องให้ผลเฉลยที่ได้ไม่ขึ้นอยู่กับจำนวนของกริดหรือที่เรียกกันว่า การศึกษาความเป็นอิสระของกริด (Grid Independent Study) ซึ่งเป็นวิธีการเพิ่มจำนวนของกริดหรือทำให้กริดมีความละเอียดมากขึ้นในบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงสูง โดยการเพิ่มจำนวนของกริดให้มีจำนวนที่สูงขึ้นจนกว่าผลเฉลยที่ได้ไม่มีการเปลี่ยนแปลง ซึ่งการศึกษาดังกล่าวนี้นี้ทำให้ผลเฉลยที่ได้มีความถูกต้องและแม่นยำ รวมไปถึงลดระยะเวลาและทรัพยากรในการหาผลเฉลยของปัญหา

#### 4.5 การจัดการปัญหาบริเวณใกล้ผนัง

สำหรับการไหลบริเวณที่ใกล้กับผนังจะมีขนาดและกระบวนการทางกายภาพที่แตกต่างกัน ซึ่งจะแบ่งออกเป็นส่วนตัวในที่อยู่ใกล้กับผนังและส่วนด้านนอกที่เข้าใกล้กระแสอิสระ (Free Stream) โดยทั่วไปชั้นเหล่านี้จะถูกเรียกว่า ชั้นใน (Inner Layer) และชั้นนอก (Outer Layer) เมื่อพิจารณา

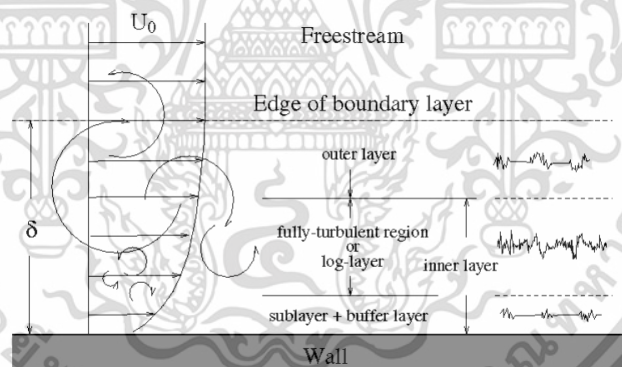
การไหลบนแผ่นพื้นเรียบสามารถแบ่งชั้นขอบเขตได้เป็น 2 ประเภท ได้แก่ ชั้นขอบเขตแบบราบเรียบ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้ใช้ประโยชน์ในด้านการศึกษา ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(Laminar boundary layer) และชั้นขอบเขตแบบปั่นป่วน (Turbulent boundary layer) ดังแสดงในรูปที่ 4.6



รูปที่ 4.6 การพัฒนาชั้นขอบเขตสำหรับการไหลเหนือแผ่นพื้นเรียบ [18]

การหาผลเฉลยของแบบจำลองความปั่นป่วนในกรณีการไหลที่มีค่า Reynolds Number ที่สูงจะใช้ความสัมพันธ์ที่เกิดขึ้นบริเวณผนังหรือที่เรียกกันว่า Law of the wall เมื่อพิจารณาการหาผลเฉลยที่บริเวณใกล้กับผนังจะมีระยะที่ตั้งฉากกับผนังเป็น  $y^+$  ซึ่งการใช้ฟังก์ชันของการคำนวณในลักษณะนี้จำเป็นต้องควบคุมให้กริดแรกที่ชิดผนังมีค่า  $30 < y^+ < 500$  โดยอยู่ในช่วงของ Log-law layer หรือ Overlap layer ดังแสดงในรูปที่ 4.7



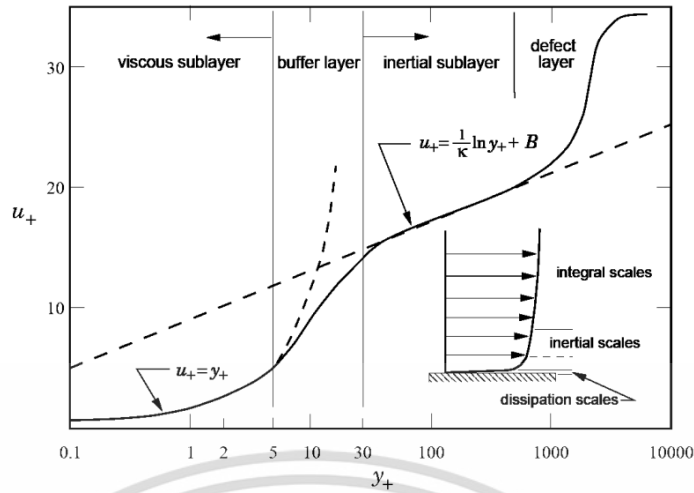
รูปที่ 4.7 ชั้นขอบเขตของความปั่นป่วน (Turbulent boundary layer) [23]

ดังนั้นสามารถสร้างกริดที่หยาบบริเวณใกล้กับผนังในช่วง Log-law layer ได้และสามารถสร้าง Wall Function สำหรับการคำนวณ Eddy Viscosity ได้ดังสมการที่ 4.29

$$u^+ = \frac{1}{K} \ln(y^+) + B \quad (4.29)$$

จากสมการที่ 4.29 เมื่อ  $K$  เป็นค่าคงที่ของ Von Karman ที่มีค่าเท่ากับ 0.41 และ  $B$  มีค่าประมาณ 5.0 สำหรับกรณีที่มีการไหลบนผนังเรียบ ซึ่งบริเวณที่ผิวใกล้กับผนังการไหลจะเกิดการหน่วงเกิดขึ้น

เนื่องจากแรงเสียดทานของการไหลกับผนังส่งผลให้ความเร็วที่ผนังมีค่าเป็นศูนย์ (No-Slip) เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ดูแลเว็บไซต์ได้ดำเนินการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.8 โครงสร้างของชั้นหนืดบริเวณใกล้ผนัง [23]

โดยบริเวณที่อยู่ห่างจากผนังที่ความเร็วมีค่าเป็นศูนย์ออกไป การไหลจะเริ่มมีความเร็วเพิ่มขึ้นแต่ยังคงเป็นความเร็วที่ช้ามาก ซึ่งบริเวณนี้จะถูกเรียกว่า Linear sub-layer หรือ Viscous sub-layer อีกทั้งบริเวณนี้จำเป็นต้องมีจำนวนกริดที่ค่อนข้างละเอียดอย่างมาก เพื่อให้เพียงพอต่อการจับพฤติกรรมของการไหลในชั้นที่ชิดผนัง เนื่องจากการไหลยังอยู่ในช่วงที่ใกล้กับผนังจึงเลือกใช้แบบจำลองสำหรับบริเวณใกล้ผนัง (Near-wall model) ดังแสดงในรูปที่ 4.8 นอกจากนี้แบบจำลองดังกล่าวนี้ยังจัดอยู่ในรูปของ Wall Damping Function เพื่อทำให้ค่าความเค้นของการไหล (Viscous Stress) ที่บริเวณผนังมีอิทธิพลเหนือค่าความเค้นเรย์โนลด์ (Turbulence Reynolds Stress) [24]



รูปที่ 4.9 การจัดการกับปัญหาที่ผนังแบบ Wall Function และ Near-wall [24]

โดยทั่วไประยะของกริดแรกที่ห่างจากบริเวณผนังจะมีค่า  $y^+ < 5$  และสามารถสร้าง Wall Function สำหรับการคำนวณ Eddy Viscosity ได้ดังนี้

$$u^+ = y^+ \tag{4.30}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และบริเวณกึ่งกลางระหว่างช่วง Log-law layer กับช่วง Linear sub-layer จะเรียกช่วงนี้ว่า Buffer layer โดยที่ระยะห่างของกริดแรกจากผนังจะมีค่า  $5 < y^+ < 30$  และการสร้าง Wall Function ของการคำนวณ Eddy Viscosity สำหรับสมการ Log-law และสมการ Linear ตัดกันที่ค่า  $y^+ = 11$  เมื่อพิจารณาจุดที่ต่ำกว่าค่านี้อาจจะถูกนับว่าเป็นสมการ Linear และหากสูงกว่าค่านี้อาจถือว่าเป็นสมการ Log-law

ดังนั้นสามารถสรุปได้ว่า การสร้างแบบจำลองบริเวณใกล้ผนังมีความสำคัญอย่างมากต่อความถูกต้องและความแม่นยำของการแก้ปัญหาการไหล เนื่องจากมีการเปลี่ยนแปลงของความเร็วที่สูงมาก ถ้าหากคุณภาพของกริดมีความหยาบมากในบริเวณที่ต้องการความละเอียดจะส่งผลให้การหาผลเฉลยมีความละเอียดไม่เพียงพอและเกิดความคลาดเคลื่อนของผลลัพธ์ ซึ่งบริเวณใกล้กับผนังเป็นหนึ่งในสาเหตุหลักที่ทำให้เกิดกระแสปั่นป่วนและความปั่นป่วนของการไหล ดังนั้นความแม่นยำของการคำนวณพฤติกรรมกริดจึงเป็นส่วนสำคัญสำหรับการทำนายหาผลเฉลยของการไหลแบบปั่นป่วนในบริเวณใกล้ผนัง



## บทที่ 5

### การออกแบบและการจำลองเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำ

เกษตรกรไทยกลุ่มหนึ่งนิยมใช้เครื่องสูบน้ำพญานาคที่มีใบจักรขนาด 10 นิ้ว และมีการติดตั้งกลีบเรียงกระแสน้ำบริเวณด้านหลังของใบจักร โดยที่เครื่องสูบน้ำ ใบจักร และกลีบเรียงกระแสน้ำ ทำมาจากการตัดและการม้วนเหล็กแผ่นโดยยึดติดกันด้วยวิธีการเชื่อม ซึ่งการออกแบบจำเป็นต้องอาศัยผู้ที่มีประสบการณ์ในด้านการออกแบบเครื่องสูบน้ำ เพื่อให้ได้สมรรถนะตามความต้องการของบริษัทเอกชน ดังนั้นผู้ร่วมโครงการจึงมีแนวคิดในการออกแบบเครื่องสูบน้ำใหม่ โดยการติดตั้งใบจักรและกลีบเรียงกระแสน้ำ 2 ชุด ให้ทำงานร่วมกันแบบอนุกรม เพื่อเพิ่มสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำให้ตรงตามเงื่อนไขของบริษัทเอกชน ซึ่งในบทนี้จะนำเสนอถึงการประยุกต์ใช้ทฤษฎีพื้นฐานทาง Turbomachinery และใช้การจำลองเชิงตัวเลขเข้ามาช่วยในการออกแบบและการคำนวณด้านพลศาสตร์ของไหลภายใต้ความร่วมมือจาก สวทช. ที่เข้ามาสนับสนุนการใช้โปรแกรมทางคอมพิวเตอร์ โดยมีรายละเอียดของการออกแบบและการจำลองเชิงตัวเลขจะแสดงดังต่อไปนี้

#### 5.1 การออกแบบใบจักรและกลีบเรียงกระแสน้ำของเครื่องสูบน้ำต้นแบบ

เงื่อนไขการออกแบบจะถูกพิจารณาตามความต้องการของบริษัทเอกชนที่ร่วมมือกับผู้วิจัย โดยกำหนดให้ใบจักรมีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 256 มิลลิเมตร ซึ่งการออกแบบจะอ้างอิงตามระเบียบการคำนวณเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกนและออกแบบให้อยู่ในย่านการทำงานที่เหมาะสม โดยที่การกำหนดเงื่อนไขการออกแบบจะแสดงดังตารางที่ 5.1

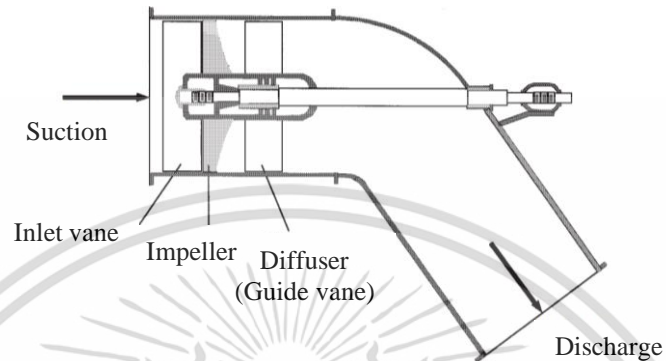
ตารางที่ 5.1 เงื่อนไขการออกแบบใบจักรของเครื่องสูบน้ำขนาด 10 นิ้ว

พารามิเตอร์ของการออกแบบ	รายละเอียด
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตัวเรือนเครื่องสูบน้ำ	0.258 เมตร
อัตราการไหล	9,000 ลิตรต่อนาที
เฮด	8 เมตร สำหรับใบจักร 2 ใบจักร
ความเร็วรอบ	1,450 รอบต่อนาที
พลังงานที่ต้องใช้	ไม่เกิน 20 แรงม้า / 1 ใบจักร
ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ	ไม่ต่ำกว่า 75%

##### 5.1.1 การออกแบบใบจักร

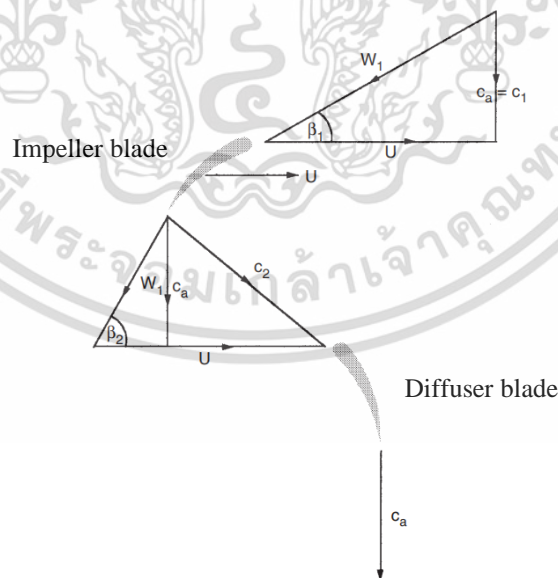
ในการออกแบบใบจักรจำเป็นต้องคำนึงถึงความแข็งแรงของใบจักร โดยกำหนดให้กึ่งกลางของใบจักรที่ตำแหน่งคัมใบจักร (Hub) มีความหนามากที่สุด 10.79 มิลลิเมตร และบริเวณ Leading edge เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Edge (LE) และ Trailing Edge (TE) มีความหนาน้อยที่สุด 1 มิลลิเมตร ซึ่งใบจักรจะมีจำนวนทั้งหมด 4 ใบจักร และมีลักษณะเป็นแพนอากาศ (Airfoil) เพื่อช่วยทำให้มุมปะทะสามารถส่งถ่ายพลังงานกลไปเป็นพลังงานในรูปความเร็วระหว่างช่องว่างของใบจักรและช่องการไหลภายในท่อ รวมถึงบริเวณกลีบเรียงกระแสน้ำ (Diffuser) จะเกิดการเปลี่ยนพลังงานในรูปความเร็วไปเป็นพลังงานในรูปความดัน



รูปที่ 5.1 ส่วนประกอบของเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกน [15]

โดยทั่วไปในการออกแบบใบจักรจะถูกแบ่งออกเป็น 3 ตำแหน่ง คือ ส่วนคัมของใบจักร (Hub blade) ส่วนกึ่งกลางของใบจักร (Middle blade) และส่วนของปลายใบจักร (Blade tip) ซึ่งในการออกแบบมุมทางเข้า (Inlet angle) และมุมทางออก (Outlet angle) ของใบจักรและกลีบเรียงกระแสน้ำจะอาศัยหลักการของสามเหลี่ยมความเร็ว ดังแสดงในรูปที่ 5.2



รูปที่ 5.2 สามเหลี่ยมความเร็วสำหรับการออกแบบใบจักรและกลีบเรียงกระแสน้ำ [15]

โดยที่มุมทางเข้าและมุมทางออกของใบจักรมีผลมาจากเวกเตอร์ความเร็วจากการหมุนของใบจักรเมื่อเทียบกับเวกเตอร์ความเร็วของการไหลในแนวรัศมี เพื่อนำมาใช้ในการคำนวณหาความเร็วสมบูรณ์ที่เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์สงวนไว้สำหรับการใช้ในเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ดูแลเห็นชอบจะเผยแพร่เอกสารนี้ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

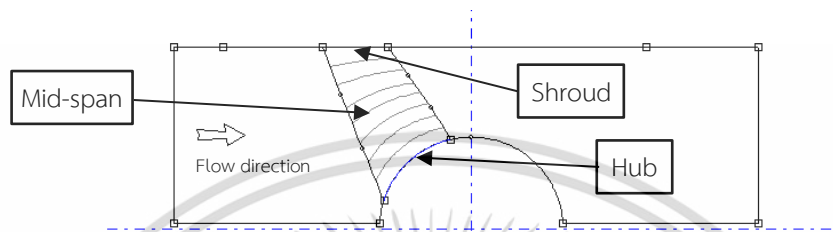
เกิดขึ้นในตำแหน่งต่าง ๆ ซึ่งหลักการและทฤษฎีของสามเหลี่ยมความเร็วสามารถศึกษารายละเอียดได้จากหนังสือที่เกี่ยวข้องกับทฤษฎีเครื่องจักรกลของไหล (Turbomachinery) สำหรับงานวิจัยนี้ในส่วนของใบจักรและกลีบเรียงกระแสน้ำจะถูกออกแบบและปรับปรุงร่วมกับ รศ.สุเทพ แก้วนิย ซึ่งเป็นหนึ่งในผู้ร่วมโครงการวิจัยกับสวทช.และบริษัทเอกชน โดยในกระบวนการออกแบบจะอาศัยหลักวิชาการและทฤษฎีการออกแบบเครื่องสูบน้ำ ในขั้นตอนแรกเริ่มจากการกำหนดจุดออกแบบของเครื่องสูบน้ำเพื่อนำไปคำนวณหาค่าความเร็วจำเพาะของเครื่องสูบน้ำ (Specific speed,  $N_s$ ) ซึ่งค่าดังกล่าวใช้ในการหาประเภทของเครื่องสูบน้ำและทำการคำนวณหาพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบใบจักร ได้แก่ ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลาง ความเร็ว และมุมมองศกการปะทะบริเวณทางเข้าและทางออกของใบจักร โดยรายละเอียดของการคำนวณได้แสดงไว้ในภาคผนวก ก อีกทั้งยังทำการจำลองเชิงตัวเลขเพื่อประเมินประสิทธิภาพของใบจักรในระดับเบื้องต้นผ่านโปรแกรม BladeGen โดยที่ประสิทธิภาพและค่าเสดที่ใบจักรทำได้จะถูกกำหนดให้มีค่าสูงกว่า ณ จุดออกแบบ ในช่วงอัตราการไหลเดียวกัน เนื่องจากการทำงานเครื่องสูบน้ำอาจเกิดการสูญเสียขึ้นจนส่งต่อประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำและทำให้เสดมีค่าลดลง ถ้าหากประสิทธิภาพและเสดที่ได้มีค่าต่ำกว่าเป้าหมายที่กำหนดจะทำการพิจารณา มุมองศาของใบจักรทั้งทางเข้าและทางออกอีกครั้ง เพื่อให้หน้าของใบจักรมีมุมปะทะที่เหมาะสมกับการไหลมากยิ่งขึ้นและเพื่อให้ได้ผลลัพธ์ตรงตามความต้องการ โดยการออกแบบใบจักรมีการกำหนดพารามิเตอร์ที่สำคัญดังแสดงในตารางที่ 5.2

ตารางที่ 5.2 พารามิเตอร์ที่ใช้สำหรับการออกแบบใบจักรของเครื่องสูบน้ำขนาด 10 นิ้ว

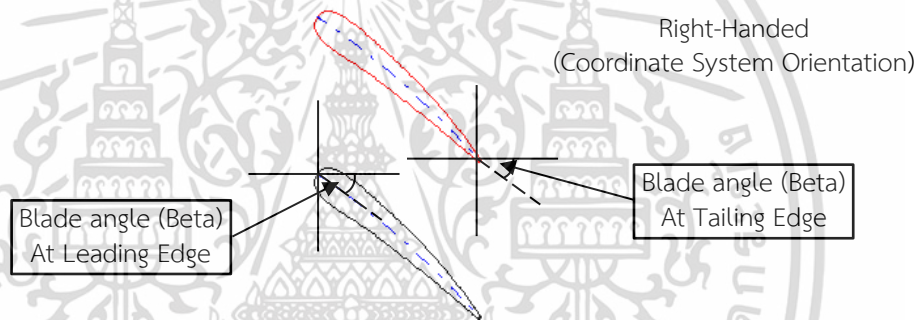
Parameters	Detail
Specific speed	20.79
Outside diameter at exit	256 mm.
Number of blades	4
Coordinate System Orientation	Right-Handed
Leading Edge Blade Angle (Beta) at Hub	34°
Leading Edge Blade Angle (Beta) at Mid-span	68°
Leading Edge Blade Angle (Beta) at Shroud	77°
Tailing Edge Blade Angle (Beta) at Hub	49°
Tailing Edge Blade Angle (Beta) at Mid-span	64°
Tailing Edge Blade Angle (Beta) at Shroud	73°
Max. Bowl blade thickness	10.07 mm.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

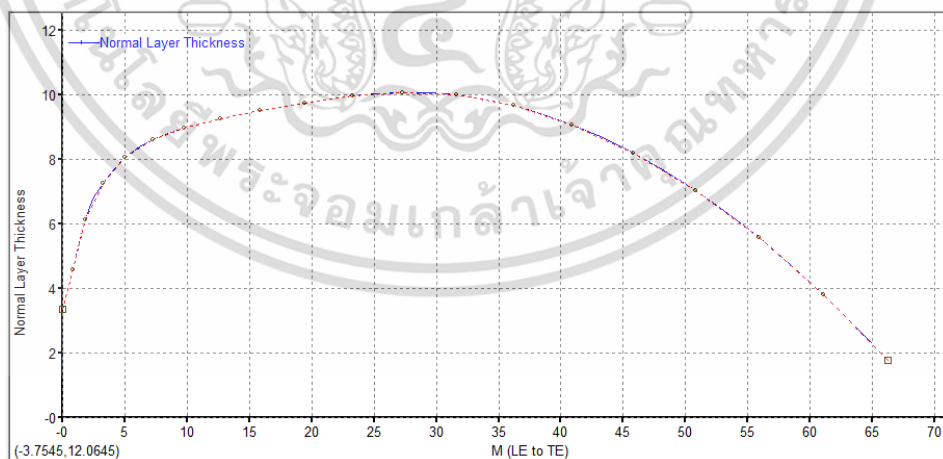
การสร้างรูปทรงสามมิติและการจำลองการไหลของใบจักรจะผ่านโปรแกรม BladeGen โดยวิธีการป้อนพารามิเตอร์ที่สำคัญในการออกแบบ เพื่อให้โปรแกรมสร้างต้นแบบของใบจักรและยังสามารถปรับแต่งรูปทรงของใบจักรด้วยการปรับค่าพารามิเตอร์ เช่น จำนวนของใบจักร ความยาวของคุมและใบจักร มุมของใบจักร องศาทางเข้าและทางออกของใบจักรที่ตำแหน่งต่าง ๆ รวมถึงการกำหนดความหนาของใบจักร ซึ่งการออกแบบใบจักรในรูป 2 มิติ จะแสดงดังรูปที่ 5.3-5.8



รูปที่ 5.3 ภาพตัดด้านข้างสำหรับการออกแบบใบจักรในรูป 2 มิติ



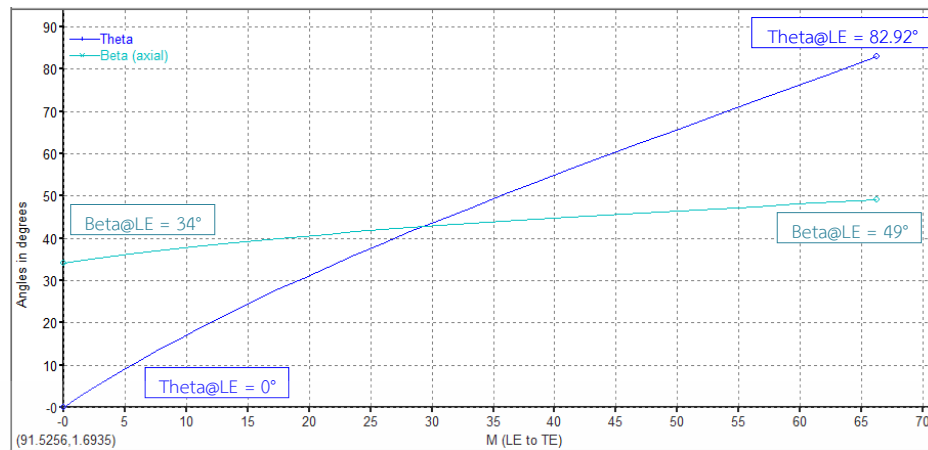
รูปที่ 5.4 ใบจักรที่มีลักษณะเป็น Airfoil ในรูป 2 มิติ



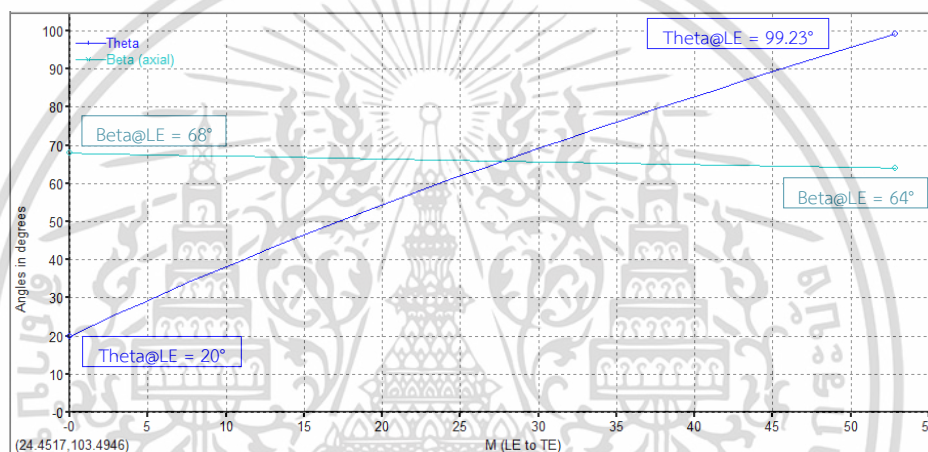
รูปที่ 5.5 โปรไฟล์ความหนาตลอดความยาวของใบจักร ณ ตำแหน่งคุมของใบจักร

จากรูปที่ 5.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความหนา (Normal Layer Thickness) กับความยาวของใบจักรตั้งแต่ LE จนถึง TE (Meridional Location, M) และพบว่า กึ่งกลางใบจักรจะเป็นบริเวณที่มีความหนามากที่สุดอยู่ที่ 10.07 มิลลิเมตร

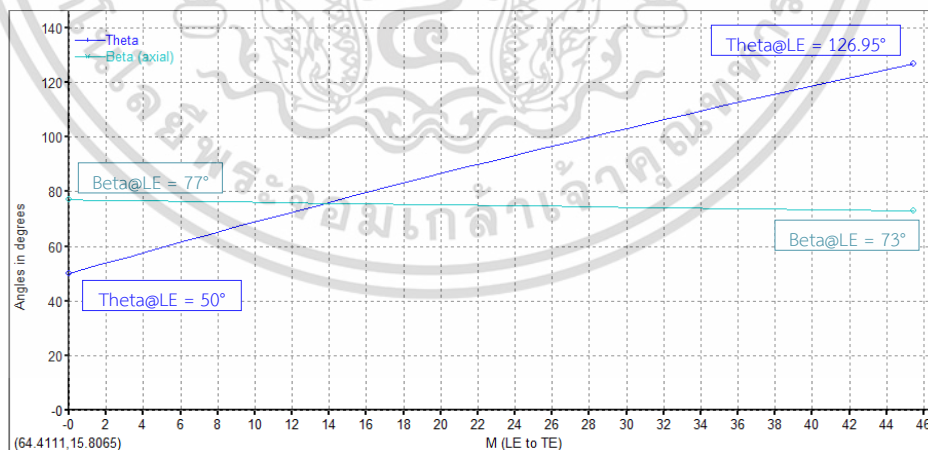
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.6 มุมทางเข้าและมุมทางออกตลอดความยาวของใบจักรที่ตำแหน่ง Hub

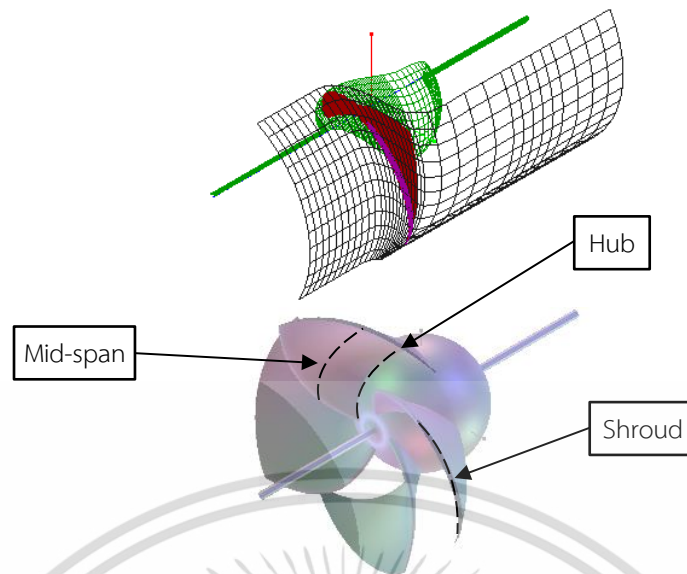


รูปที่ 5.7 มุมทางเข้าและมุมทางออกตลอดความยาวของใบจักรที่ตำแหน่ง Mid-span



รูปที่ 5.8 มุมทางเข้าและมุมทางออกตลอดความยาวของใบจักรที่ตำแหน่ง Shroud

จากรูปที่ 5.6-5.8 แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างมุมของใบจักร (Blade Angle, Beta) ตำแหน่งเชิงมุม (Angular Position, Theta) กับ M (Meridional Location) ซึ่งเป็นการกำหนดมุมปะทะตลอดความยาวของใบจักรตั้งแต่ LE ไปจนถึง TE ที่ตำแหน่งของ Hub, Mid-span และ Shroud ตามลำดับ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตเห็นไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.9 การออกแบบใบจักรในรูป 3 มิติ สำหรับเครื่องสูบน้ำต้นแบบขนาด 10 นิ้ว

### 5.1.2 การออกแบบกลีบเรียงกระแสน้ำ

บริเวณมุมทางเข้าของกลีบเรียงกระแสน้ำจะต้องกำหนดให้มีความสัมพันธ์กับมุมปะทะของการไหลหลังจากของไหลไหลผ่านใบจักร เพื่อช่วยให้การไหลมีความต่อเนื่อง (Continuous flow) และยังช่วยป้องกันไม่ให้เกิดการแยกไหลของของไหล (Separation flow) ภายในเครื่องสูบน้ำ อีกทั้งกลีบเรียงกระแสน้ำยังมีส่วนช่วยลดการสูญเสียพลังงานของการไหลด้วยการเปลี่ยนพลังงานจลน์ไปเป็นพลังงานในรูปของความดัน ซึ่งรายละเอียดของการคำนวณเส้นผ่านศูนย์กลาง ความเร็ว และมุมองศาการปะทะที่ตำแหน่งต่าง ๆ สำหรับกลีบเรียงกระแสน้ำได้แสดงไว้ในภาคผนวก ก โดยมีกำหนดพารามิเตอร์ที่สำคัญสำหรับการออกแบบ ดังแสดงในตารางที่ 5.3

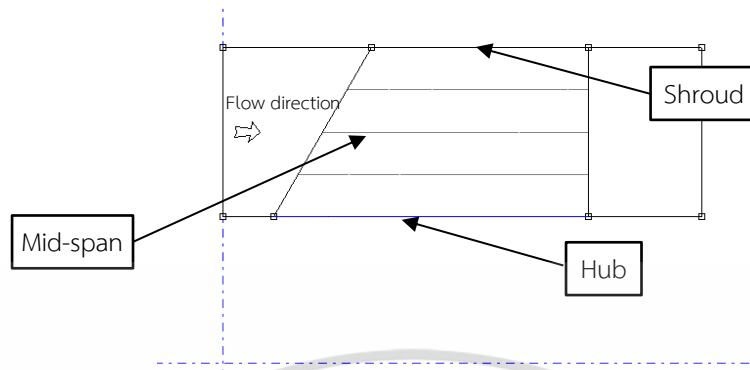
ตารางที่ 5.3 พารามิเตอร์ที่ใช้สำหรับการออกแบบกลีบเรียงกระแสน้ำ

Parameters	Detail
Outside diameter at Inlet and Outlet	256 mm.
Inside diameter at Inlet and Outlet	102 mm.
Length of diffuser blades	140 mm.
Number of diffuser blades	7
Coordinate System Orientation	Left-Handed
Leading Edge Blade Angle (Beta) at Hub	27°
Leading Edge Blade Angle (Beta) at Shroud	27°
Tailing Edge Blade Angle (Beta) at Hub	-6°
Tailing Edge Blade Angle (Beta) at Shroud	-6°

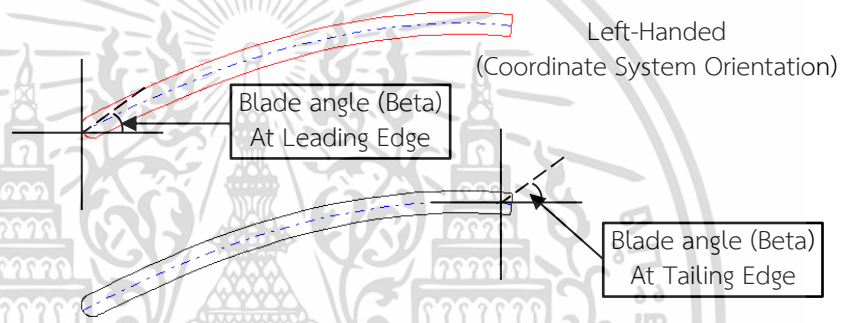
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ทางวิศวกรรมเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้ทำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ลักษณะของการออกแบบกليبเรียงกระแสน้ำภายในโปรแกรม BladeGen จะแสดงดังรูปที่ 5.10

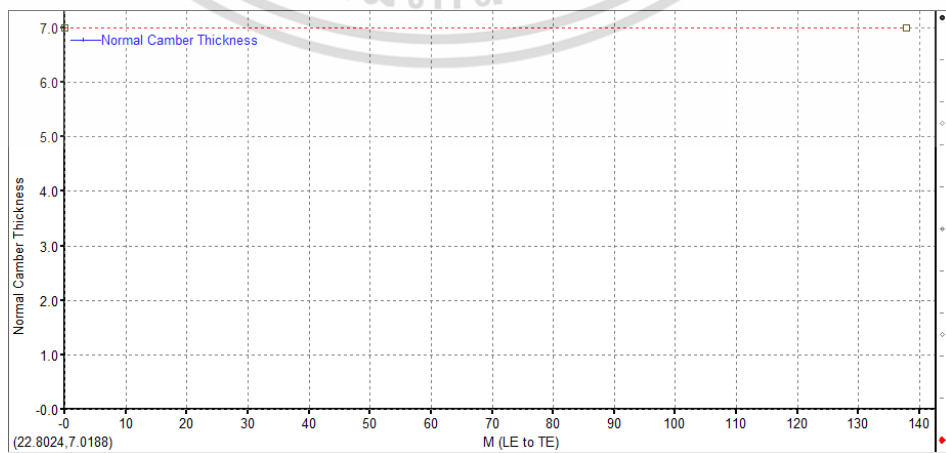


รูปที่ 5.10 ภาพตัดด้านข้างสำหรับการออกแบบกليبเรียงกระแสน้ำในรูป 2 มิติ



รูปที่ 5.11 การออกแบบกليبเรียงกระแสน้ำในรูป 2 มิติ สำหรับเครื่องสูบน้ำต้นแบบขนาด 10 นิ้ว

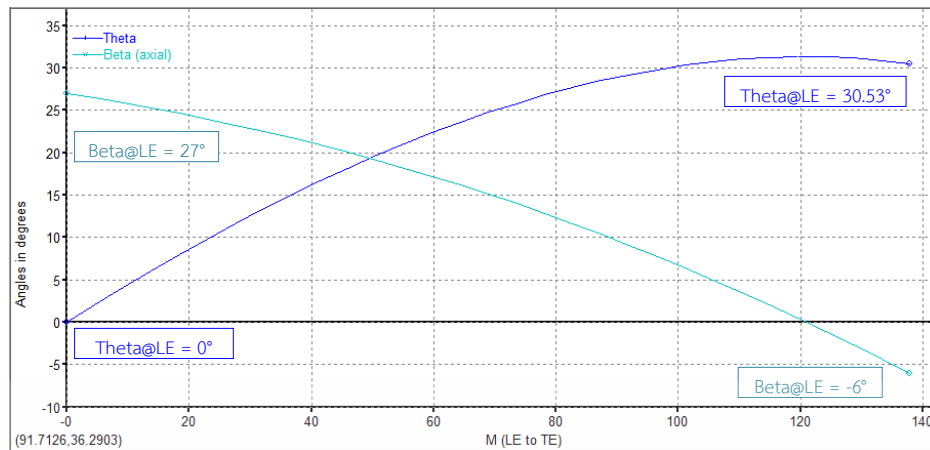
กำหนดให้ครีบกของกليبเรียงกระแสน้ำมีพื้นที่หน้าตัดเท่ากันทั้ง 7 ครีบ ซึ่งแต่ละครีบจะมีความหนาเท่ากับ 7 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 5.12 แต่จะมีมุมปะทะกับการไหลแต่ละตำแหน่งแตกต่างกัน ซึ่งบริเวณค่อมของกليبเรียงกระแสน้ำจะมีลักษณะที่รับกับช่วงของการไหลต่อจากค่อมใบจักรได้พอดี เพื่อช่วยให้การไหลมีความต่อเนื่องและไม่เกิดการสูญเสียภายในเครื่องสูบน้ำ



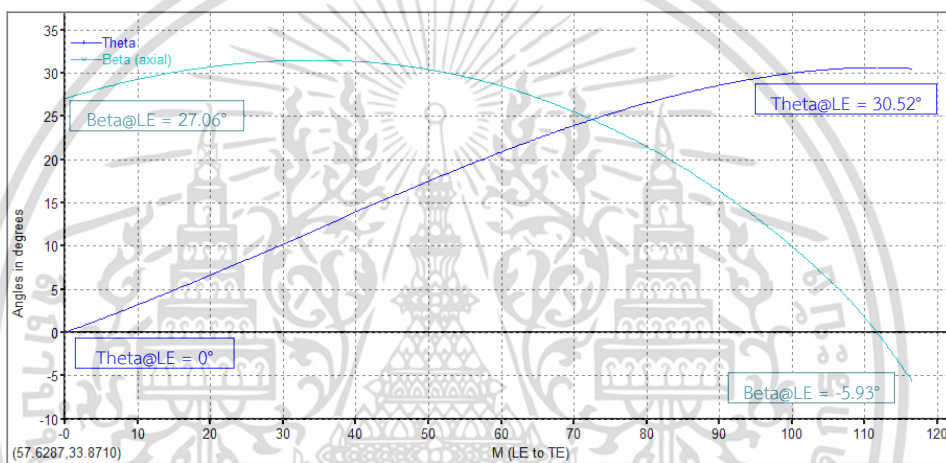
รูปที่ 5.12 โพรไฟล์ความหนาของกليبเรียงกระแสน้ำ สำหรับเครื่องสูบน้ำต้นแบบขนาด 10 นิ้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใดต้องการนำเอกสารนี้ไปใช้

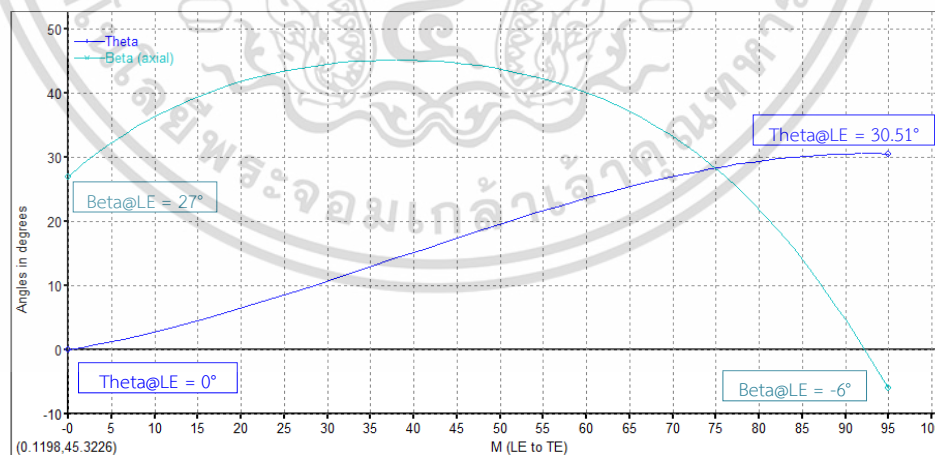
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.13 มุมทางเข้าและมุมทางออกตลอดความยาวของกลีบเรียงกระแสน้ำที่ตำแหน่ง Hub



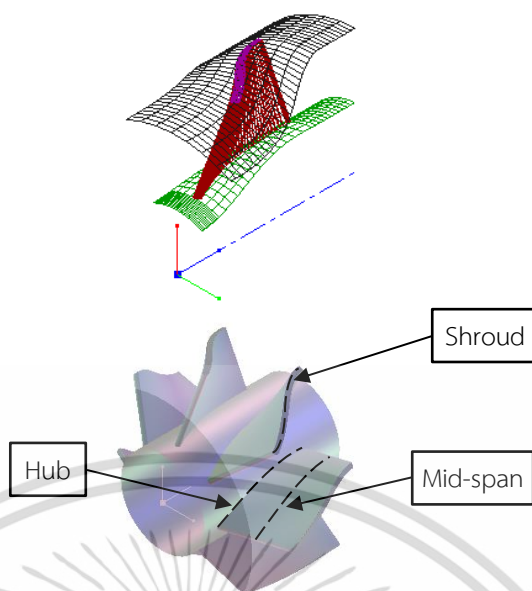
รูปที่ 5.14 มุมทางเข้าและมุมทางออกตลอดความยาวของกลีบเรียงกระแสน้ำที่ตำแหน่ง Mid-span



รูปที่ 5.15 มุมทางเข้าและมุมทางออกตลอดความยาวของกลีบเรียงกระแสน้ำที่ตำแหน่ง Shroud

จากรูปที่ 5.13-5.15 แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างมุมของใบจักรกับตำแหน่งเชิงมุมตามความยาวของกลีบเรียงกระแสน้ำ หรือสามารถบอกได้ว่าเป็นการกำหนดมุมปะทะตลอดความยาวครีบของกลีบเรียงกระแสน้ำตั้งแต่ LE ไปจนถึง TE ที่ตำแหน่งของ Hub, Mid-span และ Shroud ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการเรียนการสอนเท่านั้น มิใช่เพื่อเผยแพร่ข้อมูลด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.16 การออกแบบกليبเรียงกระแสน้ำในรูป 3 มิติ สำหรับเครื่องสูบน้ำต้นแบบขนาด 10 นิ้ว

บริเวณด้านท้ายของกليبเรียงกระแสน้ำจะมีดุม (Hub) ที่ทำหน้าที่เพิ่มพื้นที่ของการไหลและช่วยทำให้การไหลที่ออกจากกليبเรียงกระแสน้ำมีความต่อเนื่อง เนื่องจากบริเวณดังกล่าวมีการเพิ่มพื้นที่ของการไหลอย่างช้า ๆ และยังมีการติดตั้งกليبเรียงกระแสน้ำบริเวณด้านหน้าของใบจักรเพื่อไม่ให้เกิดการหมุนวนบริเวณทางเข้าของเครื่องสูบน้ำอีกด้วย

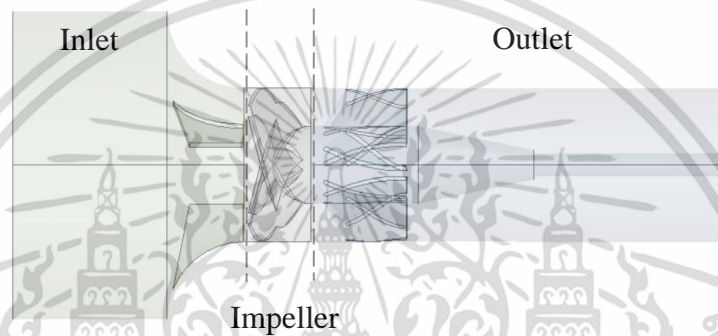
## 5.2 การสร้างแบบจำลองและการจำลองเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร

การใช้เทคนิค CFD มีบทบาทสำคัญอย่างมากในการวิเคราะห์และการประเมินสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำ โดยใช้สมการ Reynolds-averaged Navier–Stokes equations (RANS) ผ่านโปรแกรมการจำลองการไหล (CFD Code) อาทิเช่น OpenFOAM, Autodesk CFD, SimScale, ANSYS เป็นต้น ซึ่งโปรแกรมเหล่านี้มีส่วนเข้ามาช่วยในการคำนวณและวิเคราะห์ปัญหา เพื่อให้หาผลเฉลยของปัญหาที่รวดเร็วขึ้น ทำให้ประหยัดเวลาและทรัพยากร รวมไปถึงลดค่าใช้จ่ายในการผลิตชิ้นงานและทำการทดสอบ โดยการใช้เทคนิค CFD จะประกอบไปด้วย 3 ขั้นตอน คือ 1. ขั้นตอนของกระบวนการขั้นต้น (Pre-Processor) สำหรับการตั้งสมมุติฐานและกำหนดเงื่อนไข 2. ขั้นตอนของกระบวนการแก้ไขปัญหา (Processor) ด้วยสมการผ่านโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์ และ 3. ขั้นตอนแสดงผลลัพธ์ (Post-Processor) เพื่อนำมาวิเคราะห์ผลลัพธ์ที่เกิดขึ้น ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงนำเทคนิค CFD มาประยุกต์ใช้ในการหาสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำและทำนายปรากฏการณ์การไหลที่เกิดขึ้นภายในตัวเรือนปั๊ม โดยการสร้างแบบจำลองการไหลและการจำลองเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร เพื่อประเมินสมรรถนะในระดับเบื้องต้นจะมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

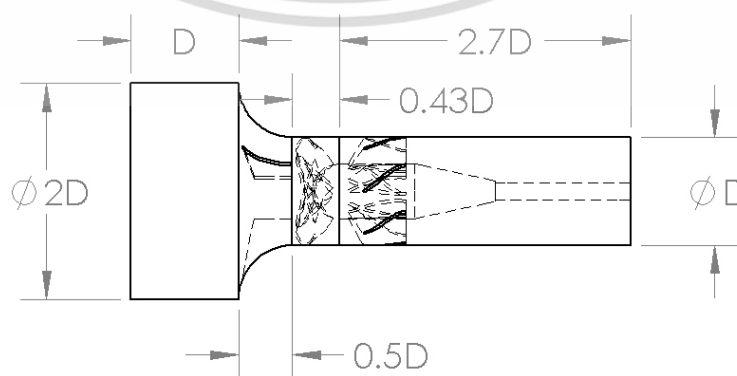
### 5.2.1 การสร้างแบบจำลองการไหล

การศึกษาการไหลภายในของเครื่องสูบน้ำด้วยวิธีทาง CFD จะทำผ่านโปรแกรม ANSYS CFX โดยที่แบบจำลองการไหลหรือที่เรียกกันว่า โมเดล (Model) จะถูกแบ่งโดเมน (Domain) ออกเป็น 3 ส่วน คือ 1. โดเมนทางเข้าของเครื่องสูบน้ำ (Inlet) เป็นส่วนที่จะมีการติดตั้งกิลบเรียงกระแสน้ำก่อนการไหลเข้าสู่ใบจักรและเป็นโดเมนที่หยุดนิ่ง (Stationary Frame) 2. โดเมนของใบจักร (Impeller) เป็นโดเมนที่มีการหมุน (Rotating Frame) ตามความเร็วรอบจากต้นกำลัง และ 3. โดเมนทางออกของเครื่องสูบน้ำ (Outlet) ซึ่งเป็นส่วนของกิลบเรียงกระแสน้ำที่อยู่บริเวณด้านหลังของใบจักรและเป็นโดเมนที่หยุดนิ่ง (Stationary) โดยการแบ่งโดเมนของแบบจำลองจะแสดงดังรูปที่ 5.17



รูปที่ 5.17 การแบ่งโดเมนของเครื่องสูบน้ำต้นแบบ 1 ใบจักร ออกเป็น 3 ส่วน

การสร้างแบบจำลองการไหลที่จะนำมาใช้ในการศึกษาและวิเคราะห์พฤติกรรมการไหลจำเป็นต้องสร้างแบบจำลองให้มีขนาดที่สอดคล้องและตรงกับการออกแบบของเครื่องสูบน้ำจริง ทั้งในส่วนของใบจักรและกิลบเรียงกระแสน้ำ โดยมีการกำหนดขนาดและระยะต่าง ๆ เป็นอัตราส่วนของขนาดท่อ ( $D$ ) เพื่อให้ง่ายต่อการออกแบบเครื่องสูบน้ำที่ท่อมี่ขนาดแตกต่างกัน และเพื่อให้เป็นมาตรฐานสำหรับการออกแบบเครื่องสูบน้ำ ซึ่งขนาดและระยะของแบบจำลองสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร จะแสดงดังรูปที่ 5.18



รูปที่ 5.18 การสร้างแบบจำลองการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.2.2 การสร้างเมช

ในการสร้างกริดหรือเมช (Mesh) ของแบบจำลองการไหลจำเป็นต้องมีการประเมินคุณภาพของเมช เพื่อให้ผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองเชิงตัวเลขมีความแม่นยำและความถูกต้องมากที่สุด ซึ่งถือว่าเป็นขั้นตอนที่มีความสำคัญอย่างมาก โดยที่โดเมนของใบจักรจะต้องสร้างเมชให้มีความละเอียดมากกว่าส่วนอื่น เนื่องจากส่วนนี้เป็น Moving Reference Frame ที่โดเมนจะเกิดการหมุนรอบแกนตามที่ถูกกำหนดไว้ อีกทั้งยังมีการเปลี่ยนแปลงของความดันและความเร็วมากที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับบริเวณอื่นของแบบจำลอง จึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่ต้องสร้างเมชให้มีความเหมาะสม นอกจากนี้ยังใช้วิธีการสร้าง Layer ชั้นผิวของเมชบริเวณผนังและรอบตัวเรือนของใบจักร ซึ่งส่วนนี้มีความซับซ้อนในการสร้างเมชเป็นอย่างมาก เนื่องจากบริเวณดังกล่าวเป็นส่วนมุมและส่วนโค้งของใบจักร รวมถึงบริเวณโดยรอบผนังของกลีบเรียงกระแสน้ำจำเป็นต้องสร้างเมชให้มีความละเอียดในลักษณะเดียวกัน ในขณะที่แบบจำลองการไหลจะต้องมีค่า  $Y^+$  อยู่ระหว่าง 1 ถึง 30 ที่บริเวณอยู่ใกล้ผนัง เพื่อให้การคำนวณบริเวณผิวใกล้ผนังมีความละเอียดที่เหมาะสมและสามารถวิเคราะห์ผลการเปลี่ยนแปลงที่บริเวณดังกล่าวได้แม่นยำมากยิ่งขึ้น ซึ่งในการประเมินคุณภาพของเมชจะทำการตรวจสอบเมชให้มีความเหมาะสมกับแบบจำลองการไหลและมีความละเอียดที่เพียงพอต่อการหาผลเฉลย ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะทำการประเมินคุณภาพของเมชจากค่า Skewness และ Orthogonal Quality โดยการพิจารณาความเหมาะสมของค่าดังกล่าวตามคู่มือแนะนำการใช้งานโปรแกรม ANSYS [25] ดังแสดงในรูปที่ 5.19

Skewness mesh metrics spectrum:

Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

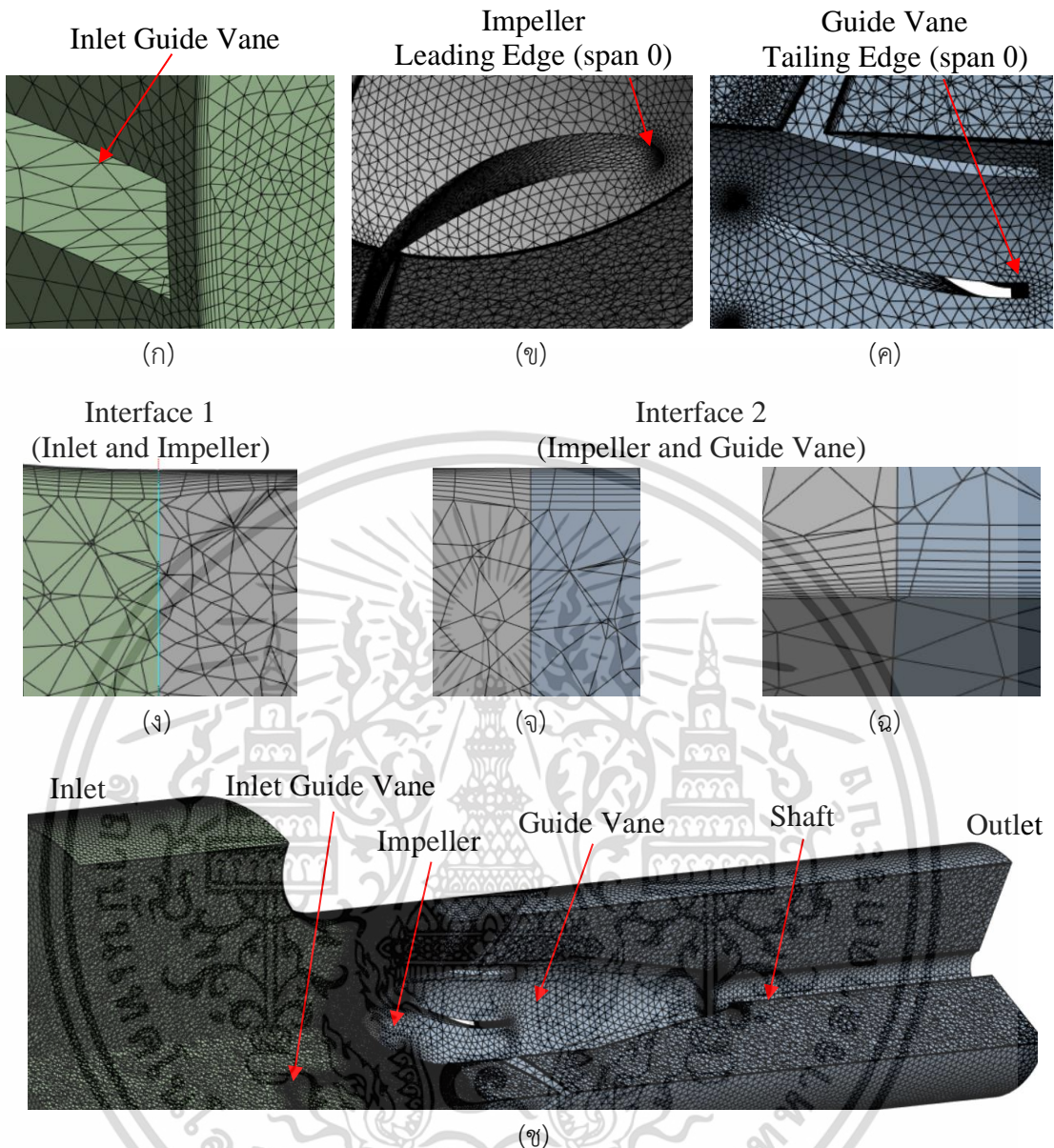
Orthogonal Quality mesh metrics spectrum:

Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

รูปที่ 5.19 ค่า Skewness และ Orthogonal Quality ที่เหมาะสมสำหรับแบบจำลองการไหล [25]

โดยทั้งค่า Skewness และ Orthogonal Quality จะใช้สำหรับตรวจสอบคุณภาพของเมชในระดับเบื้องต้น ซึ่งจากคู่มือแนะนำการใช้งานของโปรแกรมระบุไว้ว่าควรเลือกใช้ Skewness mesh ที่มีค่าไม่เกิน 0.95 และค่า Orthogonal Quality จะต้องไม่ต่ำกว่า 0.14 สำหรับแบบจำลองการไหลของเครื่องสูบน้ำในงานวิจัยนี้จะเลือกใช้เอลิเมนต์ (Element) หรือเมชชนิดทรงสี่หน้า (Tetrahedron) เป็นส่วนใหญ่ ดังแสดงในรูปที่ 5.20

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



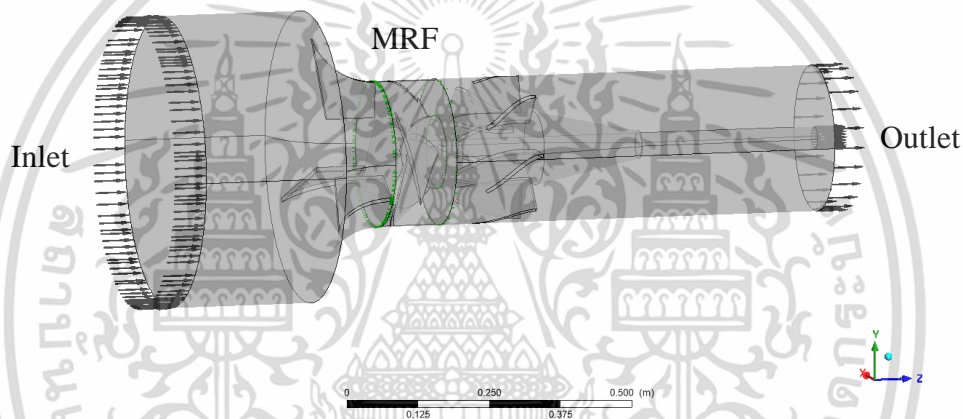
รูปที่ 5.20 การสร้างเมชของแบบจำลองการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร

การสร้างเมชของแบบจำลองการไหลจะใช้วิธีการกำหนดขนาดของเอลิเมนต์ในแต่ละโดเมนให้มีขนาดแตกต่างกัน โดยที่เมชจะถูกสร้างขึ้นพร้อมกันเพื่อความต่อเนื่องของเอลิเมนต์ และในบริเวณชั้นผิวรอบใบจักรและกลีบเรียงกระแสน้ำ รวมถึงชั้นผนังของโดเมนทั้งหมดจะกำหนดให้มีชั้น Layer บริเวณขีดผนังไม่น้อยกว่า 10 ชั้น เพื่อให้เมชมีความละเอียดที่เหมาะสม ดังแสดงในรูปที่ 5.20 (ก), 5.20 (ข) และ 5.20 (ค) นอกจากนี้ยังกำหนดให้ที่โดเมนใบจักรมีเมชขนาด 3.5 มิลลิเมตร และกำหนดให้มีเมชขนาด 7 มิลลิเมตร ที่โดเมนทางเข้าและทางออก ซึ่งบริเวณผิวสัมผัสระหว่างโดเมน Stationary กับ Moving Reference Frame ต้องมีการปรับขนาดเมชและชั้น Layer ให้มีความสอดคล้องกัน เพื่อให้ผลลัพธ์ที่ได้มีความต่อเนื่องกัน ดังแสดงในรูปที่ 5.20 (ง), 5.20 (จ) และ 5.20 (ฉ)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.2.3 การกำหนดเงื่อนไขของขอบเขตปัญหา

ในการกำหนดขอบเขตเงื่อนไขของแบบจำลองการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร จะกำหนดให้การไหลเป็นแบบอัดตัวไม่ได้ (Incompressible fluid) และเนื่องจากไม่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำ ดังนั้นจะไม่พิจารณาในส่วนของพลังงานความร้อน (Thermal Energy) ที่เกิด อีกทั้งยังมีส่วนช่วยลดระยะเวลาในการประเมินสมรรถนะการทำงานอีกด้วย โดยที่โดเมนของแบบจำลองจะถูกกำหนดให้บริเวณทางเข้า (Inlet) เป็น Total Pressure ที่มีค่าเท่ากับ 0 ซึ่งเป็นสถานะอ้างอิง และบริเวณทางออก (Outlet) กำหนดให้เป็น Mass Flow Rate เพื่อใช้สำหรับปรับอัตราการไหลที่สถานะต่าง ๆ และประเมินพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ ทั้งในส่วนของเฮดปั๊ม แรงบิด และกำลังที่ใช้ นอกจากนี้ที่โดเมนใบจักร (Moving Reference Frame; MRF) จะกำหนดให้หมุนด้วยความเร็ว 1,450 รอบต่อนาที รอบแกน Z ในทิศทางทวนเข็มนาฬิกา ดังแสดงในรูปที่ 5.21



รูปที่ 5.21 การกำหนดขอบเขตบนโดเมนของแบบจำลองการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร

ตารางที่ 5.4 การกำหนดเงื่อนไขของแบบจำลองการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร

Analysis type	Steady State
Property of Fluid	Incompressible Fluid
Density of water	997 kg/m <sup>3</sup> at temperature 25°C
Turbulent model	SST $k - \omega$
Turbulent option	Medium (Intensity=5%)
Inlet	Total pressure 0 Pa
Outlet	Mass flow rate
Moving Reference Frame	1,450 rpm (Rotate axis-z counterclockwise)
Wall function	Stationary Wall and No-Slip condition
Interface models	Frozen Rotor
Maximum Residual Converge	1x10 <sup>-4</sup>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการใช้เทคนิค Discretization สำหรับสมการของแบบจำลองความปั่นป่วนแบบ High Resolution Scheme จะให้ความแม่นยำที่สูงกว่าแบบ First-Order Accuracy ในขณะที่ผิวสัมผัส (Fluid-Fluid Interface) ระหว่างโดเมนที่หยุดนิ่ง (Stationary) และโดเมนที่มีการเคลื่อนที่ (Moving Reference Frame) กำหนดให้มีปฏิสัมพันธ์แบบ Frozen Rotor ที่บริเวณผิวสัมผัสทั้งด้านหน้าและด้านหลังของโดเมนใบจักร นอกจากนี้ในการสร้างเส้นสมรรถนะต้องมีการปรับอัตราการไหลของระบบไม่น้อยกว่า 10 ค่า เพื่อประเมินภาพรวมของสมรรถนะการทำงานในเงื่อนไขต่าง ๆ

#### 5.2.4 ผลเฉลยที่ไม่ขึ้นกับขนาดของกริด

การใช้เทคนิค CFD จำเป็นต้องคำนึงถึงผลกระทบของจำนวนกริด (Grid) หรือเมช (Mesh) ต่อผลลัพธ์ที่ได้ เพื่อให้แบบจำลองมีความเหมาะสมกับปัญหาที่จะศึกษาและวิเคราะห์ ซึ่งงานวิจัยนี้ทำการศึกษาความเป็นอิสระของเมช (Mesh Independence) โดยการประเมินขนาดของเมช (Mesh Sizing) ซึ่งหลังจากการปรับปรุงคุณภาพของเมชพบว่า เมื่อเมชมีขนาดเล็กลงจะส่งผลให้เมชมีจำนวนเพิ่มมากขึ้น อีกทั้งยังส่งผลโดยตรงต่อความแม่นยำในการวิเคราะห์ปัญหาและระยะเวลาที่ใช้ในการคำนวณของคอมพิวเตอร์ ดังนั้นงานวิจัยนี้จะทำการพิจารณาขนาดของกริดที่โดเมนของใบจักรเป็นหลัก โดยจะศึกษากริดที่มีขนาดแตกต่างกันทั้งหมด 5 กริด ซึ่งแต่ละกริดมีความแตกต่างกันประมาณ 1.25 ล้านเอลิเมนต์ สำหรับการศึกษาค่าประสิทธิภาพของกริดจะแสดงดังตารางที่ 5.5

ตารางที่ 5.5 ความแตกต่างสัมพัทธ์ของการศึกษาอิทธิพลของกริดสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร

Case	Grid No. ( $\times 10^6$ )	Efficiency		Head	
		$\eta_{\text{pump}}$ (%)	Relative Difference (%)	H (m)	Relative Difference (%)
1	4.17	59.654	-	4.629	-
2	5.42	65.948	6.294	5.154	0.102
3	6.67	71.367	5.419	5.306	0.029
4	7.92	71.521	0.154	5.322	0.003
5	9.17	71.609	0.088	5.329	0.001

จากการตรวจสอบคุณภาพของผลเฉลยในตารางที่ 5.5 จะเห็นได้ว่า จำนวนกริดมีผลต่อรูปแบบการเปลี่ยนแปลงของเสดและประสิทธิภาพ โดยผลลัพธ์ที่ได้มีการเปลี่ยนแปลงที่น้อยมากเมื่อกริดมีจำนวนเพิ่มขึ้น อีกทั้งยังพบว่า เมื่อเปรียบเทียบผลเฉลยของประสิทธิภาพและเสดในกรณีที่ 3 และ 4 มีความแตกต่างกันไม่เกิน 2% ซึ่งถือว่าอยู่ในช่วง Acceptable โดยอ้างอิงจากงานวิจัยในอดีต [26] ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงเลือกใช้จำนวนกริดเท่ากับ 6.67 ล้านเอลิเมนต์ ของแบบจำลองในกรณีที่ 3 ที่มีขนาด

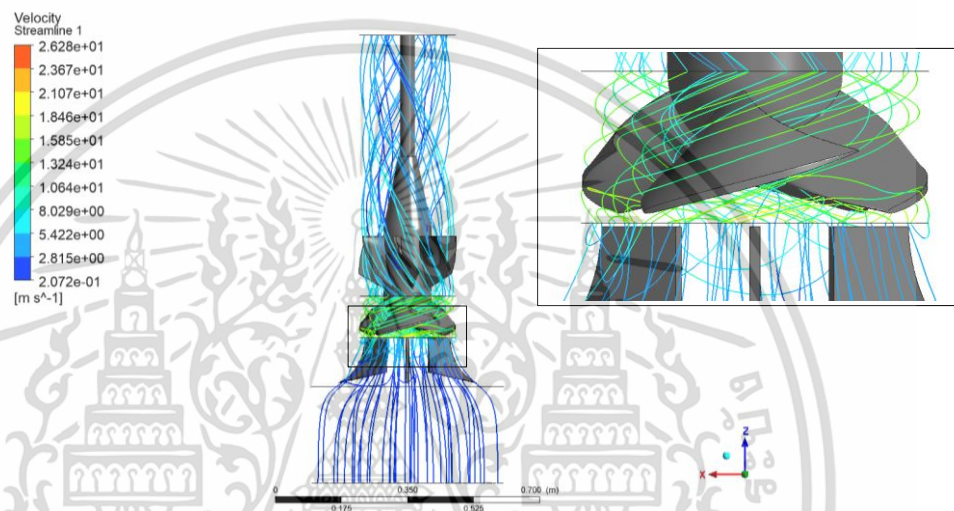
เพียงพอและเหมาะสมต่อความแม่นยำของคำตอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

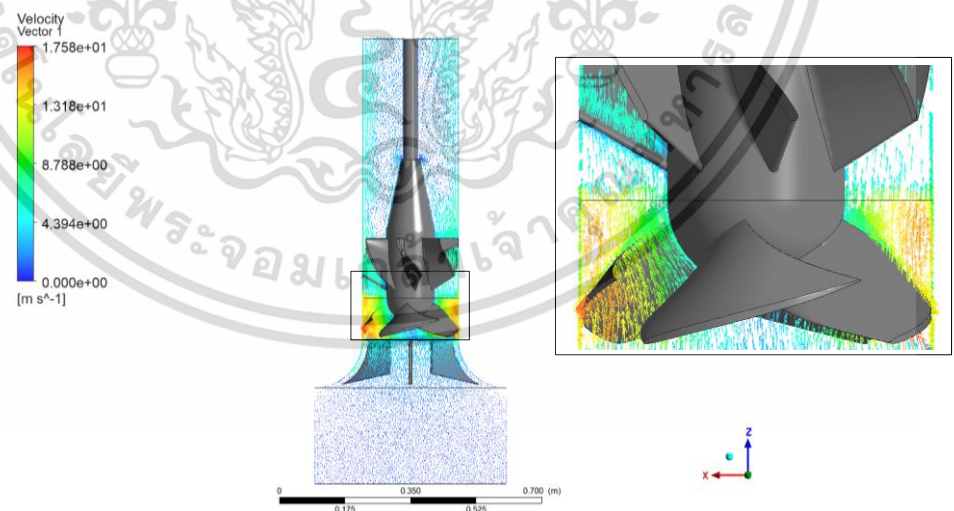
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.2.5 ผลลัพธ์จากการจำลองเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร

จากการจำลองการเชิงตัวเลขพบว่า เส้นกระแสการไหล (Streamline) ภายในตัวเรือนปั๊มมีการไหลอย่างเป็นระเบียบ (Uniform Flow) และมีการไหลอย่างสม่ำเสมอ นอกจากนี้ยังเกิดการหมุนวนของการไหลที่ค่อนข้างต่ำบริเวณด้านหน้าของใบจักร แต่จะเกิดความเร็วที่ค่อนข้างสูงบริเวณรอบใบจักร เนื่องจากการทำงานของใบจักรที่ทำให้การไหลเกิดการเปลี่ยนความเร็วจากความเร็วเชิงเส้นเป็นความเร็วเชิงมุม และยังพบอีกว่าการไหลมีความเร็วสูงสุดในโดเมนของใบจักร เนื่องจากการหมุนของใบจักรและการไหลผ่านช่องแคบระหว่างใบจักร ดังแสดงรูปที่ 5.22



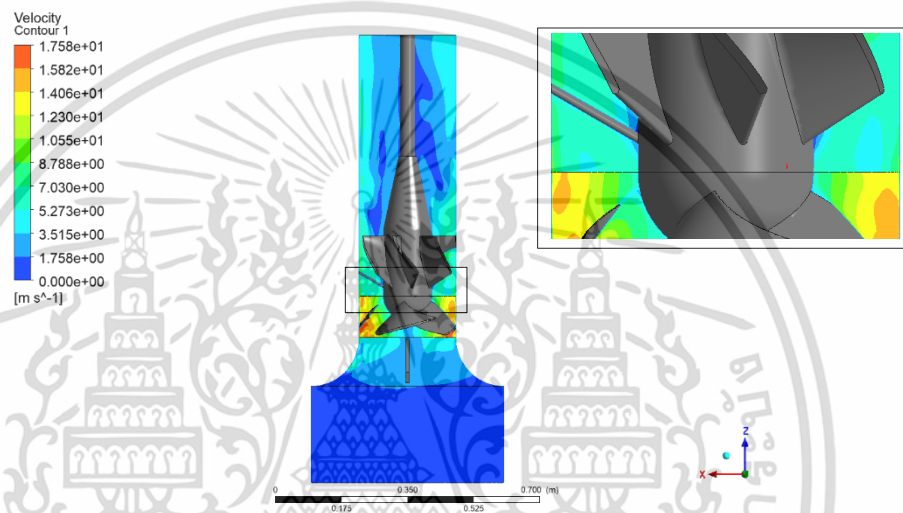
รูปที่ 5.22 Streamline ของการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร ณ จุดออกแบบ



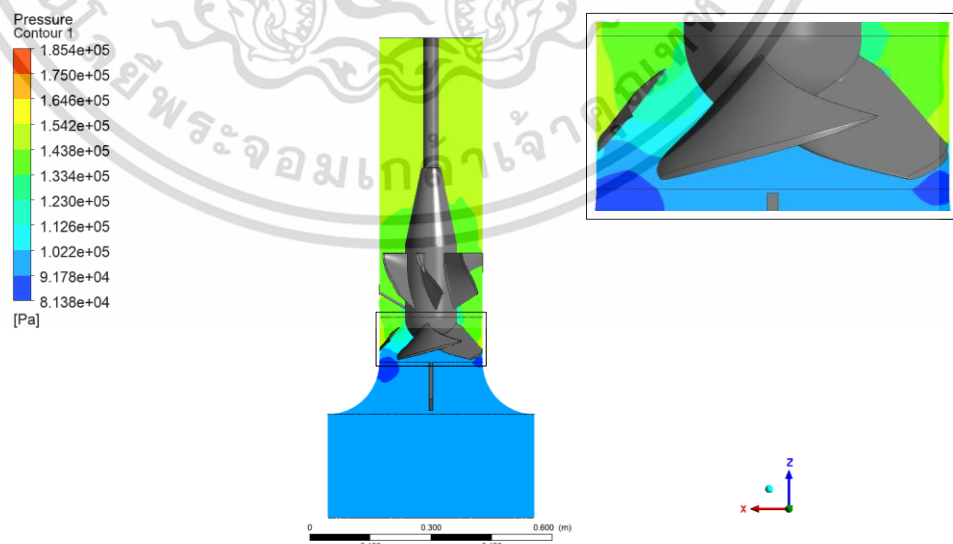
รูปที่ 5.23 Velocity Vector (XZ-Plane) ของการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร ณ จุดออกแบบ

จากรูปที่ 5.23 เมื่อพิจารณาเวกเตอร์ความเร็ว (Velocity vector) หลังจากการไหลผ่านใบจักรเข้าสู่บริเวณกลีบเรียงกระแสน้ำพบว่า การไหลมีลักษณะที่เป็นระเบียบมากขึ้นและไม่เกิดการหมุนวน อันมีเอกสารนี้เป็นเอกสารสิทธิ์สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้เผยแพร่ในอินเทอร์เน็ตแล้ว การตีพิมพ์โดยไม่ได้รับอนุญาต หรือการนำข้อมูลไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาต จะถือว่าผิดกฎหมาย และต้องแจ้งถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สาเหตุมาจากกลีบเรียงกระแสน้ำมีมุมปะทะกับการไหลที่เหมาะสม และพบว่าบริเวณนี้ของไหลมีความเร็วลดลง เนื่องจากกลีบเรียงกระแสน้ำทำหน้าที่เปลี่ยนแปลงพลังงานจากความเร็วหมุนควงไปเป็นพลังงานในรูปของความดัน ดังแสดงในรูปที่ 5.24 ซึ่งส่งผลให้ความเร็วบริเวณด้านหลังใบจักรมีการลดลงอย่างเป็นลำดับตามพื้นที่ของการไหลและที่บริเวณด้านหลังของกลีบเรียงกระแสน้ำจะถูกออกแบบให้มีลักษณะเป็นทรงกรวย เพื่อช่วยเพิ่มพื้นที่การไหลในอัตราที่เหมาะสมและยังมีส่วนช่วยให้การไหลไม่เกิดการหมุนวน อันเนื่องมาจากการเปลี่ยนพื้นที่หน้าตัดอย่างกระทันหันอีกด้วย ซึ่งในทางปฏิบัติถือว่าเป็นการลดการสูญเสียพลังงานด้วยเช่นกัน



รูปที่ 5.24 Velocity Contour (XZ-Plane) ของการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร ณ จุดออกแบบ

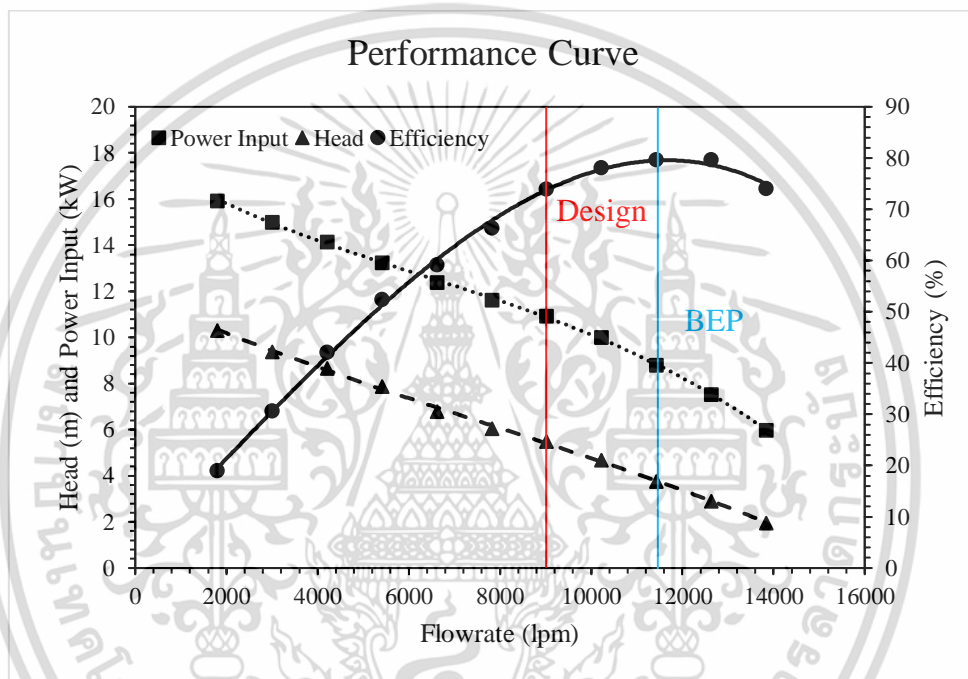


รูปที่ 5.25 Pressure Contour (XZ-Plane) ของการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ

แบบ 1 ใบจักร ณ จุดออกแบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 5.25 เมื่อของไหลออกจากกิลีบเรียงกระแสน้ำพบว่า ความดันภายในระบบมีค่าสูงขึ้น และ ยังพบว่า บริเวณโดเมนของใบจักรและกิลีบเรียงกระแสน้ำมีความแตกต่างของความดันอย่างเห็นได้ชัด (ดูได้จากสีที่ตัดกัน) เนื่องจากการติดตั้งกิลีบเรียงกระแสน้ำและเกิดจากการพิจารณาความดันบนแกน อ้าองที่แตกต่างกัน โดยที่ใบจักรจะพิจารณาบน Rotating Frame แต่กิลีบเรียงกระแสน้ำจะอยู่บน Stationary Frame ซึ่งจากการจำลองพบว่า เครื่องสูบน้ำสามารถทำงานได้ประสิทธิภาพไม่ต่ำกว่า 75% ด้วยความเร็วรอบ 1,450 รอบต่อนาที มีเฮดมากกว่า 4 เมตร ที่อัตราการไหลไม่ต่ำกว่า 9,000 ลิตรต่อนาที และมีกำลังที่ใช้ไม่เกิน 20 แรงม้า ดังแสดงในรูปที่ 5.26



รูปที่ 5.26 เส้นสมรรถนะการทำงาน of เครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร

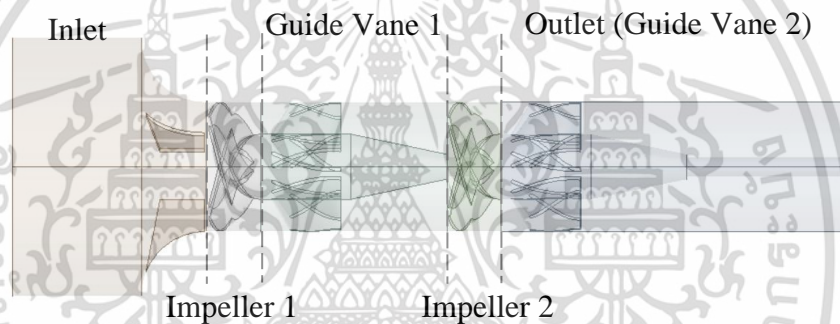
จากรูปที่ 5.26 พบว่า ในการทำงาน of เครื่องสูบน้ำ ณ จุดออกแบบ (Design Point) ที่อัตราการไหล 9,027 ลิตรต่อนาที มีประสิทธิภาพ 73.92% ได้เฮด 5.50 เมตร และใช้กำลัง 10.94 กิโลวัตต์ (14.67 แรงม้า) และพบว่าจุดที่ได้ประสิทธิภาพสูงสุด (Best Efficiency Point; BEP) มีค่าสูงถึง 79.74% ด้วยอัตราการไหล 11,434 ลิตรต่อนาที ได้เฮด 3.77 เมตร และมีกำลังที่ใช้ 8.81 กิโลวัตต์ (11.82 แรงม้า) รวมไปถึงได้ความเร็วจำเพาะเท่ากับ 4.41 และจัดว่าเป็นประเภทเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกน นอกจากนี้ยังพบว่า จุด BEP อยู่ห่างจากจุดออกแบบ เนื่องจากในการออกแบบใบจักรจำเป็นต้องเผื่อค่าการสูญเสียของเฮดปั๊มเนื่องจากความฝืดและการสึกหรอ จากการใช้งาน of เครื่องสูบน้ำ ดังนั้นจึงกำหนดให้ค่าอัตราการไหลของจุด BEP มีค่าสูงกว่าจุดออกแบบประมาณ 10% เพื่อชดเชยให้เครื่องสูบน้ำทำงานได้ตรงตามเงื่อนไข

### 5.3 การสร้างแบบจำลองและการจำลองเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

การจำลองเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร จะเป็นการต่อยอดจากกระบวนการออกแบบและการสร้างแบบจำลองการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร โดยพิจารณาให้ใบจักรสองชุดทำงานร่วมกันสองชุดด้วยวิธีการต่อแบบอนุกรม ซึ่งรายละเอียดของการสร้างแบบจำลองและการจำลองการไหลจะแสดงดังต่อไปนี้

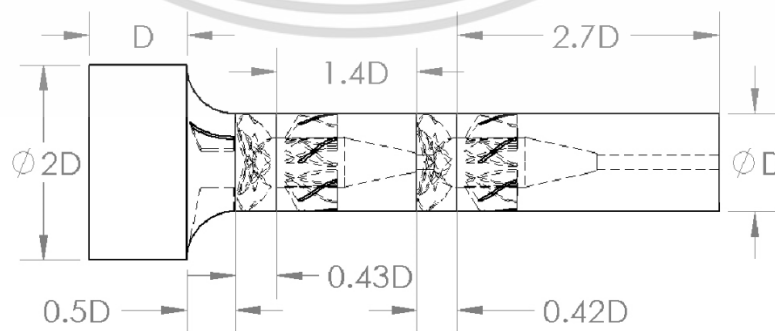
#### 5.3.1 การสร้างแบบจำลองการไหล

แบบจำลองการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร จะถูกแบ่งออกเป็น 5 ส่วน คือ ส่วนที่ 1 เป็นโดเมนของทางเข้าเครื่องสูบน้ำ ส่วนที่ 2 เป็นส่วนของใบจักรชุดแรก ส่วนที่ 3 เป็นส่วนของกลีบเรียงกระแสน้ำที่อยู่บริเวณด้านหลังใบจักรชุดแรก ส่วนที่ 4 เป็นโดเมนของใบจักรชุดที่สอง และส่วนสุดท้ายเป็นโดเมนของทางออกเครื่องสูบน้ำและเป็นส่วนที่มีกลีบเรียงกระแสน้ำอยู่เช่นกัน ซึ่งการแบ่งโดเมนของแบบจำลองการไหลจะแสดงดังรูปที่ 5.27



รูปที่ 5.27 การแบ่งโดเมนของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ออกเป็น 5 ส่วน

ในการสร้างแบบจำลองการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร มีการกำหนดให้ขนาดและความยาวเป็นอัตราส่วนของขนาดท่อ ( $D$ ) เช่นเดียวกับการออกแบบเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร ซึ่งขนาดและระยะต่าง ๆ ของแบบจำลองการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร จะแสดงดังนี้

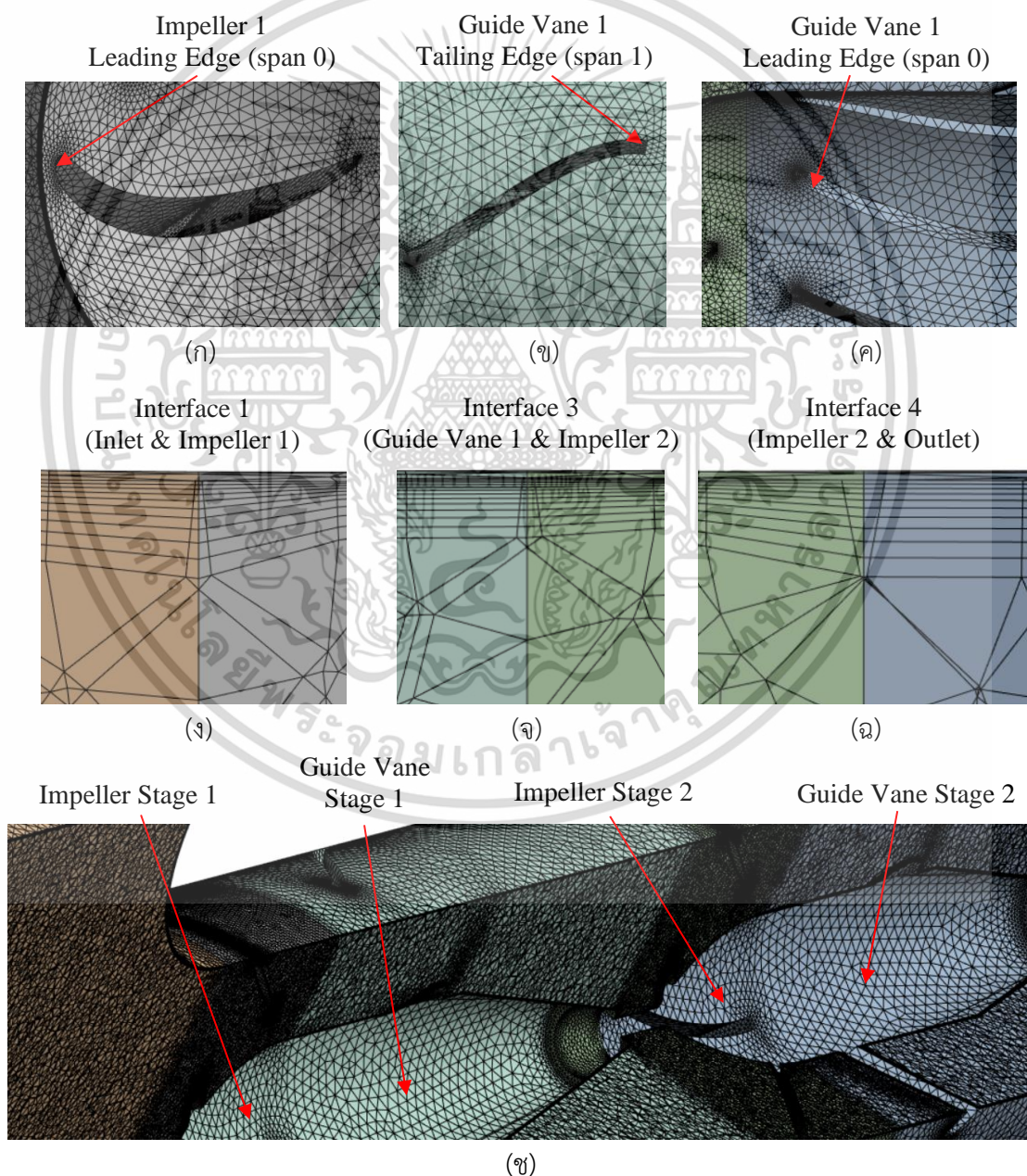


รูปที่ 5.28 การสร้างแบบจำลองการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3.2 การสร้างเมช

การสร้างเมชของแบบจำลองการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร จำเป็นต้องกำหนดเมชให้มีความละเอียดสูงที่บริเวณโดเมนของใบจักรทั้งสองชุดและมีการสร้าง Layer ชั้นผิวรอบผนังของใบจักรและกลีบเรียงกระแสน้ำ รวมถึงบริเวณผนังของตัวเรือนเครื่องสูบน้ำ ซึ่งจะถูกกำหนดในลักษณะเดียวกันกับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร โดยที่โดเมนทั้งหมดของแบบจำลองต้องมีค่า  $Y^+$  อยู่ระหว่าง 1 ถึง 30 บริเวณใกล้เคียง และยังมีการควบคุมค่า Skewness และ Orthogonal Quality ให้มีค่าที่เหมาะสม เพื่อให้เมชมีคุณภาพที่ดีต่อผลเฉลยที่ต้องการศึกษา ซึ่งการสร้างเมชของแบบจำลองการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร จะแสดงดังรูปที่ 5.29



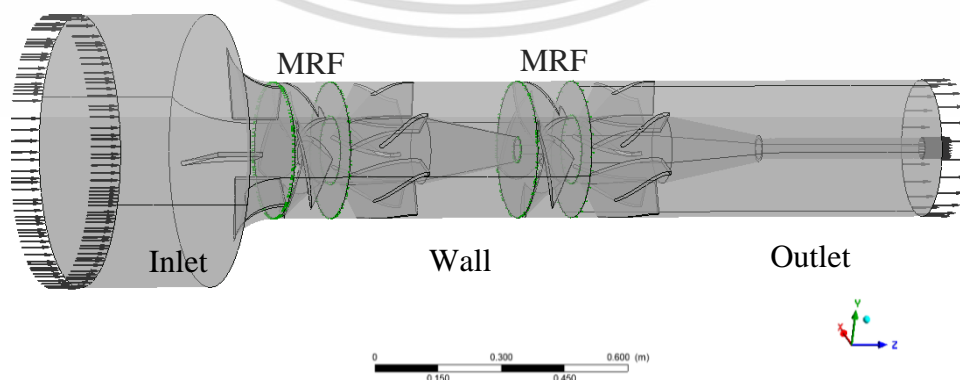
รูปที่ 5.29 การสร้างเมชของแบบจำลองการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้ใช้โดยไม่เสียค่าใช้จ่าย  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การสร้างเมชในแต่ละโดเมนจะใช้การกำหนดขนาดของเมช โดยที่โดเมนของทางเข้าของเครื่องสูบน้ำ (Inlet) และโดเมนของกليبเรียงกระแสน้ำชุดแรก (Guide Vane 1) รวมถึงโดเมนทางออก (Outlet) จะกำหนดเมชให้มีขนาด 7 มิลลิเมตร สำหรับโดเมนของใบจักรทั้งสองชุดจะกำหนดให้มีเมชขนาด 3.5 มิลลิเมตร อีกทั้งยังมีการสร้าง Layer ชั้นผิวบริเวณโดยรอบใบจักรและกليبเรียงกระแสน้ำ เนื่องจากบริเวณนี้มีการเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วที่สูงจำเป็นต้องมีความละเอียดของเมชที่เหมาะสม นอกจากนี้ยังมีการสร้างชั้น Layer บริเวณผนัง (Wall) ทั้ง 5 โดเมนของแบบจำลองและกำหนดให้มีจำนวนชั้นไม่น้อยกว่า 10 ชั้น ซึ่งบริเวณมุมทางเข้า (Leading Edge) และมุมทางออก (Tailing Edge) ทั้งใบจักรและกليبเรียงกระแสน้ำพบความหนาแน่นของกริดที่สูง ดังแสดงในรูปที่ 5.29 (ก), 5.29 (ข) และ 5.29 (ค) นอกจากนี้บริเวณผิวสัมผัสระหว่างโดเมน Stationary กับโดเมน Moving Reference Frame สำหรับใบจักรทั้งสองชุดมีการปรับแต่งขนาดและชั้นผิวของเมชให้มีความสอดคล้องกัน เพื่อให้ผลลัพธ์ที่ได้มีความต่อเนื่องกันในทุก ๆ เอลิเมนต์ ดังแสดงในรูปที่ 5.29 (ง), 5.29 (จ) และ 5.29 (ฉ) โดยที่เมชของแบบจำลองการไหลจะถูกสร้างขึ้นพร้อมกันและเมชส่วนใหญ่จะเป็นชนิด Tetrahedron ดังแสดงในรูปที่ 5.29 (ช)

### 5.3.3 การกำหนดเงื่อนไขของขอบเขตปัญหา

แบบจำลองการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร จะกำหนดให้บริเวณทางเข้า (Inlet) ของเครื่องสูบน้ำเป็น Total pressure มีค่าเท่ากับ 0 ที่สภาวะอ้างอิง โดยที่โดเมนของกليبเรียงกระแสน้ำสำหรับใบจักรชุดแรกกำหนดให้เป็นผนัง (Wall) และบริเวณทางออก (Outlet) กำหนดให้เป็น Mass Flow Rate เพื่อใช้สำหรับปรับอัตราการไหลในสภาวะต่าง ๆ และเพื่อประเมินสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำ ทั้งในส่วนของเฮด แรงบิด กำลังที่ใช้ในการขับเคลื่อน และประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ ในส่วนโดเมนของใบจักรทั้งสองชุดจะกำหนดให้เป็น Moving Reference Frame (MRF) ซึ่งเป็นโดเมนที่มีการหมุนของใบจักรด้วยความเร็ว 1,450 รอบต่อนาที และกำหนดให้มีการหมุนรอบแกน Z ในทิศทางทวนเข็มนาฬิกา ซึ่งลักษณะของการกำหนดขอบเขตบนโดเมนของแบบจำลองการไหล จะแสดงดังรูปที่ 5.30



รูปที่ 5.30 การกำหนดขอบเขตบนโดเมนของแบบจำลองการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การกำหนดขอบเขตและเงื่อนไขการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร จะกำหนดให้มีลักษณะเดียวกับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร ดังแสดงในตารางที่ 5.4 โดยบริเวณผิวสัมผัสระหว่างโดเมน MRF ของใบจักรทั้งสองชุดจะกำหนดให้เป็นแบบ Frozen Rotor หมายถึง การกำหนดความสัมพันธ์ของผิวสัมผัสระหว่างการไหลจากโดเมนที่หยุดนิ่งหรือไม่มีการเคลื่อนที่ไปสู่โดเมนที่มีการเคลื่อนที่ สำหรับการพิจารณาภาพรวมของสมรรถนะการทำงานที่อัตราการไหลแตกต่างกันจะกำหนดให้ปรับอัตราการไหลไม่น้อยกว่า 10 ค่า เพื่อใช้หาจุดการทำงานที่เหมาะสมของเครื่องสูบน้ำและประเมินสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำที่อัตราการไหลแตกต่างกัน

### 5.3.4 ผลเฉลยที่ไม่ขึ้นกับขนาดของกริด

การศึกษาความเป็นอิสระของเมช (Mesh Independence) จะทำการพิจารณาขนาดของเมช (Mesh Sizing) ที่โดเมนใบจักรทั้งสองชุดพร้อมกัน โดยศึกษาเมชที่มีขนาดแตกต่างกันทั้งหมด 5 กรณี ซึ่งแต่ละกรณีจะมีจำนวนเมชแตกต่างกันประมาณ 1.25 ล้านเอลิเมนต์ เช่นเดียวกับการศึกษาเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร โดยการศึกษาความเป็นอิสระของกริดสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร จะแสดงดังตารางที่ 5.6

ตารางที่ 5.6 ความแตกต่างสัมพัทธ์ของการศึกษาอิทธิพลของกริดสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

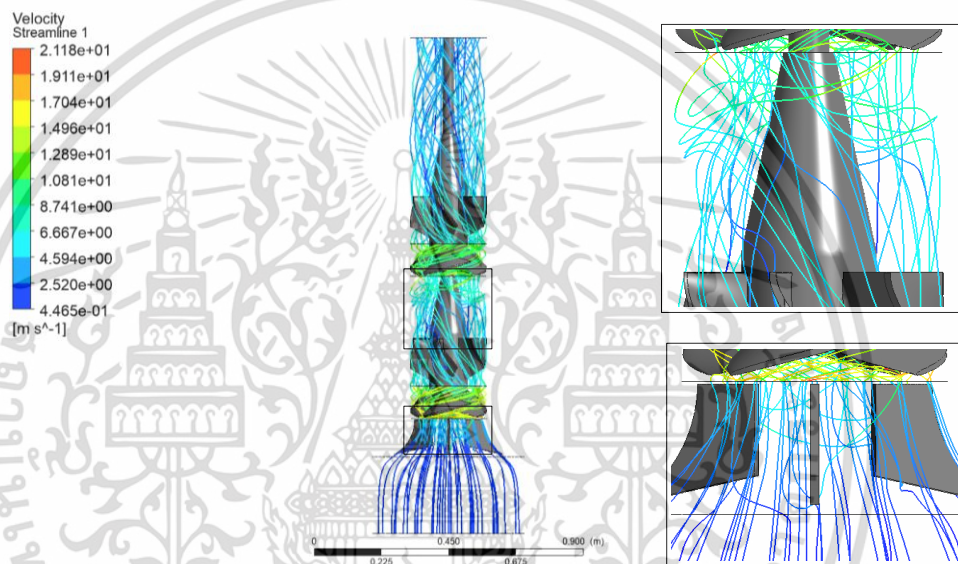
Case	Grid No. ( $\times 10^6$ )	Efficiency		Head	
		$\eta_{\text{pump}}$ (%)	Relative Difference (%)	H (m)	Relative Difference (%)
1	8.29	57.625	-	7.683	-
2	9.54	64.103	6.478	8.140	0.056
3	10.79	68.251	4.149	8.409	0.032
4	12.04	68.173	0.078	8.463	0.006
5	13.29	68.158	0.015	8.446	0.002

จากการตรวจสอบคุณภาพของเมชต่อการเปลี่ยนแปลงเฮดปั๊มและประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำในตารางที่ 5.6 พบว่า การศึกษาในกรณีที่ 4 มีการเปลี่ยนแปลงของประสิทธิภาพและเฮดที่น้อยมากเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่ 3 อีกทั้งยังพบว่า ผลลัพธ์ทั้งสองกรณีมีความแตกต่างกันไม่เกิน 2% ซึ่งถือว่าอยู่ในช่วงที่ยอมรับได้ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงเลือกใช้แบบจำลองการไหลในกรณีที่ 3 ที่มีขนาดเพียงพอต่อการหาผลเฉลยและความแม่นยำของคำตอบ นอกจากนี้ยังสรุปได้ว่าจากการศึกษาความเป็นอิสระของเมชพบว่า เมื่อจำนวนเมชหรือกริดมีขนาดที่เล็กลงทำให้มีจำนวนเมชที่เพิ่มสูงขึ้นส่งผลต่อความแม่นยำของผลเฉลยและส่งผลโดยตรงต่อระยะเวลาในการคำนวณทางคอมพิวเตอร์

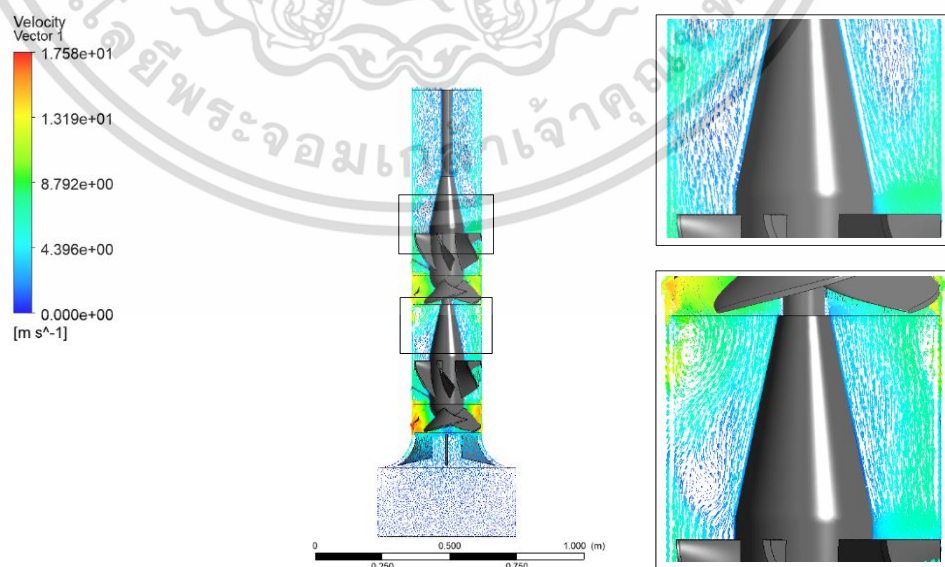
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3.5 ผลลัพธ์จากการจำลองเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

จากการจำลองเชิงตัวเลขพบว่า เส้นกระแสการไหล (Streamline) ส่วนใหญ่มีทิศทางการไหลอย่างเป็นระเบียบ (Uniform Flow) และพบว่าเกิดการหมุนวนของการไหลเพียงเล็กน้อยบริเวณด้านหน้าของใบจักรชุดแรก เนื่องจากการทำงานของใบจักรที่หมุนจนเกิดเป็นความเร็วเชิงมุมที่สูงในบริเวณดังกล่าว และเมื่อการไหลออกจากกลีบเรียงกระแสน้ำชุดแรกพบว่า กระแสการไหลมีทิศทางการที่ไม่เป็นระเบียบ (Non-Uniform Flow) บริเวณช่องว่างระหว่างกลีบเรียงกระแสน้ำกับด้านหน้าใบจักรของชุดที่ 2 เนื่องจากการไหลมีความเร็วสูงหลังจากออกจากใบจักรผ่านกลีบ เมื่อเข้าปะทะกับใบจักรชุดที่ 2 ทำให้มีมุมปะทะกับกระแสการไหลที่ไม่เหมาะสม ดังแสดงในรูปที่ 5.31



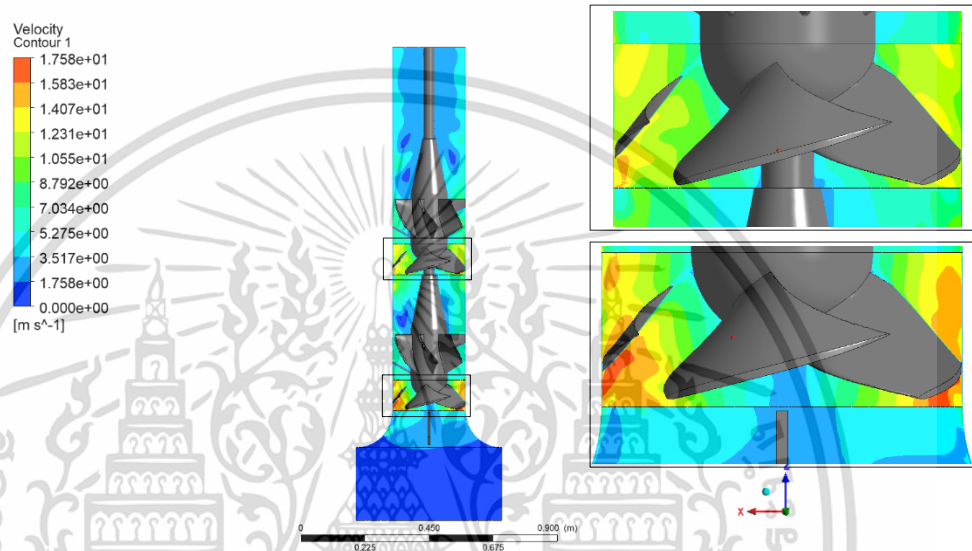
รูปที่ 5.31 Streamline ของการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ณ จุดออกแบบ



รูปที่ 5.32 Velocity Vector (XZ-Plane) ของการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

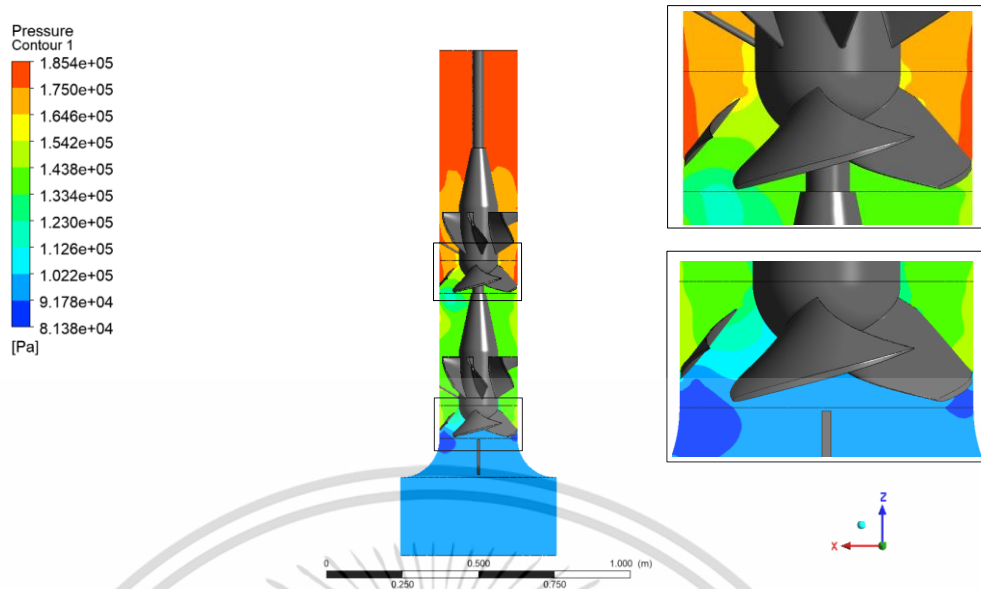
จากรูปที่ 3.2 เมื่อของไหลออกจากโดเมนกลีบเรียงกระแสน้ำชุดแรกเข้าสู่โดเมนของใบจักรชุดที่สองพบว่า เกิดการหมุนวนของการไหล เนื่องจากมุมปะทะของการไหลที่ไม่เหมาะสมและส่งผลโดยตรงต่อเสถียรภาพ ความดัน และประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ ซึ่งนับว่าเป็นการสูญเสียภายในระบบอย่างหนึ่ง แต่เมื่อของไหลออกจากกลีบเรียงกระแสน้ำของใบจักรชุดที่สองพบว่า ไม่เกิดการหมุนวนของการไหล เนื่องจากกลีบเรียงกระแสน้ำมีมุมปะทะที่เหมาะสม ซึ่งมีส่วนช่วยให้การไหลผ่านช่องว่างระหว่างกลีบเรียงกระแสน้ำและการไหลออกจากกลีบเรียงกระแสน้ำมีความเป็นระเบียบมากยิ่งขึ้น



รูปที่ 5.33 Velocity Contour (XZ-Plane) ของการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ณ จุดออกแบบ

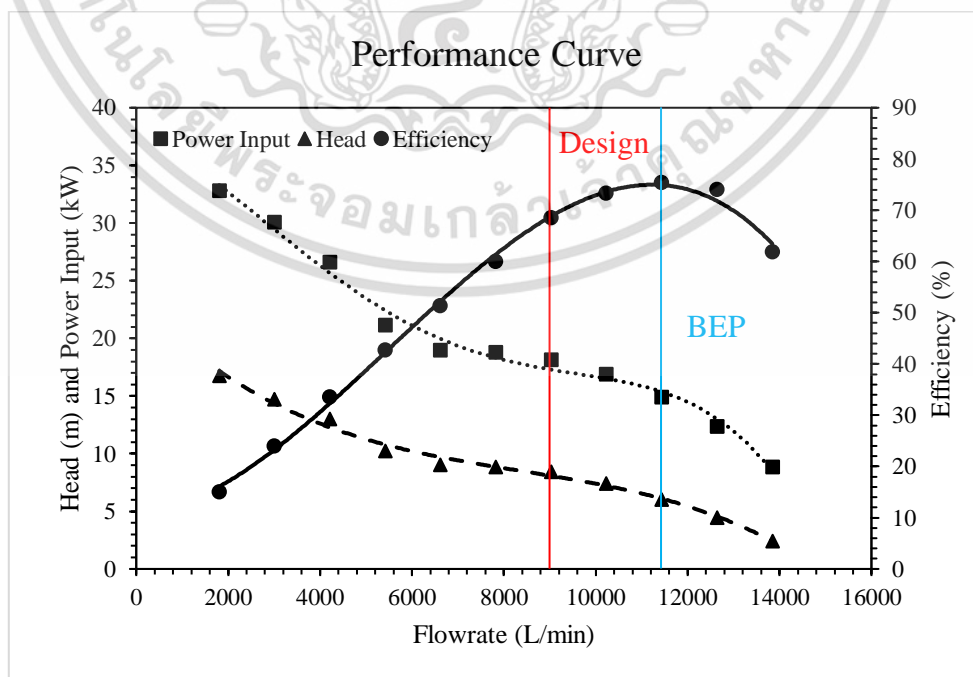
จากรูปที่ 5.33 พบว่า โดเมนของใบจักรทั้งสองชุดมีความเร็วมากที่สุด เนื่องจากการหมุนของใบจักรเป็นการเพิ่มความเร็วสัมพัทธ์ให้แก่ของเหลวและใบจักรอยู่บน Moving Reference Frame ส่งผลให้บริเวณนี้พบความเร็วสูงกว่าโดเมนอื่น และเนื่องจากการพิจารณาความเร็วบนแกนอ้างอิงที่ต่างกักันจึงทำให้เห็นการตัดกันของความเร็วสัมพัทธ์ระหว่างโดเมนของใบจักรทั้งสองชุด (ดูได้จากเฉดสี) โดยที่โดเมนของใบจักรทั้งสองชุดจะเป็นการพิจารณาบน Rotating Frame แต่สำหรับโดเมนทางเข้าและทางออกของเครื่องสูบน้ำ รวมไปถึงโดเมนของกลีบเรียงกระแสน้ำจะพิจารณาบน Stationary Frame ทำให้ผลลัพธ์ของความเร็วสัมพัทธ์มีค่าแตกต่างกันอย่างเห็นได้ชัด นอกจากนี้การพิจารณา Total Pressure Contours ยังพบว่า โดเมนของใบจักรทั้งสองชุดจะมีความดันน้อยกว่าบริเวณอื่น ๆ เนื่องจากการทำงานของใบจักรและกลีบเรียงกระแสน้ำ รวมถึงการพิจารณาแกนอ้างอิงที่ต่างกักัน จึงทำให้เห็นว่าโดเมนของใบจักรทั้งสองมีความดันที่ลดลงอย่างมาก ซึ่งในความเป็นจริงแล้วบริเวณที่ใกล้กับใบจักรจะยังมีความดันอยู่แต่จะมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับบริเวณด้านหลังใบจักรหรือบริเวณของกลีบเรียงกระแสน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 5.34

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.34 Pressure Contour (XZ-Plane) ของการจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ณ จุดออกแบบ

จากรูปที่ 5.34 พบว่า เมื่อของไหลไหลออกจากกليبเรียงกระแสน้ำของใบจักรชุดที่สองส่งผลให้ความดันภายในระบบมีค่าสูงขึ้น เนื่องจากกليبเรียงกระแสน้ำทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานในรูปของความเร็วไปเป็นพลังงานในรูปของความดัน และที่บริเวณด้านหลังกليبเรียงกระแสน้ำจะออกแบบให้มีลักษณะทรงกรวยเช่นเดียวกับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร เพื่อช่วยเพิ่มพื้นที่ของการไหลในอัตราที่เหมาะสมและทำให้การไหลไม่เกิดการแยกตัวบริเวณขอบผนังของแกนเพลลา



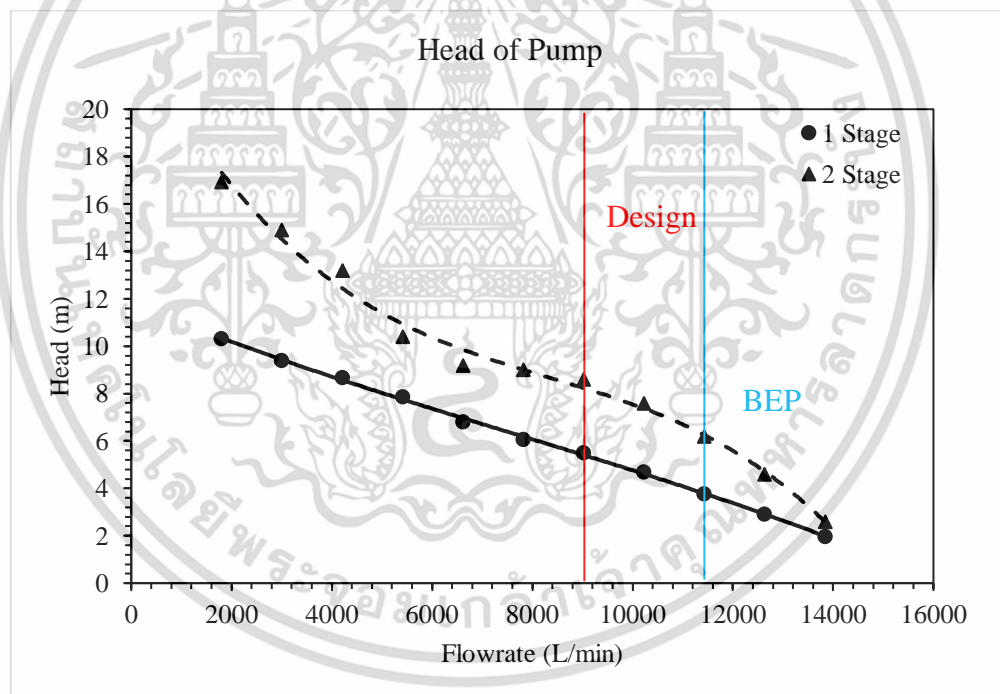
รูปที่ 5.35 เส้นสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับการใช้ในเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้จัดทำเห็นไปขอประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 5.35 พบว่า ที่จุดออกแบบ (Design Point) เครื่องสูบน้ำจะมีประสิทธิภาพอยู่ที่ 69.50% ได้เฮดปั๊ม 8.61 เมตร และใช้กำลัง 18.22 กิโลวัตต์ (24.43 แรงม้า) ที่อัตราการไหล 9,027 ลิตรต่ออนาที และที่จุด BEP มีประสิทธิภาพสูงถึง 76.83% ในช่วงอัตราการไหล 11,434 ลิตรต่ออนาที ได้เฮด 6.19 เมตร และใช้กำลังทั้งหมด 15.03 กิโลวัตต์ (20.15 แรงม้า) อีกทั้งยังพบว่า จุด BEP อยู่ห่างจากจุดออกแบบในลักษณะเดียวกันกับผลการจำลองการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร

#### 5.4 การเปรียบเทียบผลลัพธ์ของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร และแบบ 2 ใบจักร

การจำลองการไหลภายในช่องทางการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 และ 2 ใบจักร โดยใช้วิธีทาง CFD จำเป็นต้องเปรียบเทียบผลลัพธ์จากทั้งสองกรณีและทำการพิจารณาถึงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่าง ๆ ในการนำใบจักรของเครื่องสูบน้ำมาประยุกต์ใช้ให้สามารถทำงานร่วมกันด้วยการต่อแบบอนุกรม เพื่อประเมินสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำให้เป็นไปตามเงื่อนไขการออกแบบ ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

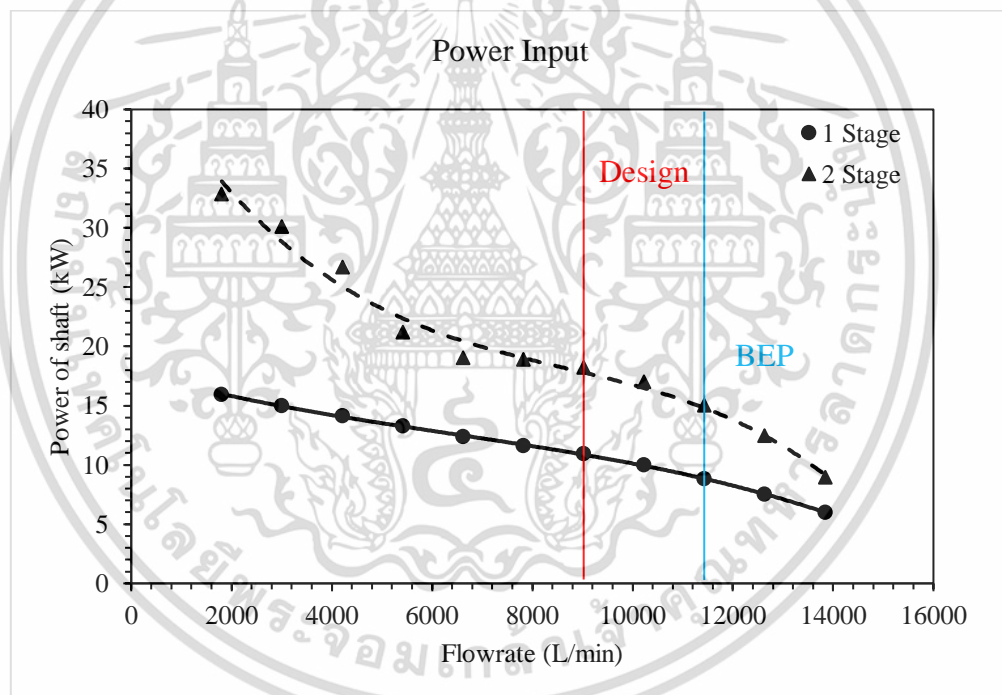


รูปที่ 5.36 ความสัมพันธ์ของเฮดกับอัตราการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 และ 2 ใบจักร

จากรูปที่ 5.36 พบว่า ที่จุดออกแบบได้เฮดของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 และแบบ 2 ใบจักร เท่ากับ 5.50 และ 8.61 เมตร ตามลำดับ โดยที่ค่าเฮดเพิ่มขึ้นจากเดิม 56% ในขณะที่จุด BEP จะได้เฮดปั๊มเท่ากับ 3.77 และ 6.19 เมตร ตามลำดับ ซึ่งถือว่ามีค่าเฮดเพิ่มขึ้นจากเดิม 64% เมื่อพิจารณาถึงความสัมพันธ์ของเฮดกับอัตราการไหลพบว่า เครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร จะมีเฮดที่สูงกว่าในทุกอัตราการไหลเมื่อเทียบกับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร ซึ่งถือว่าผลลัพธ์ที่ได้ตรงตามทฤษฎีของเครื่องสูบน้ำที่ว่า ในกรณีเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

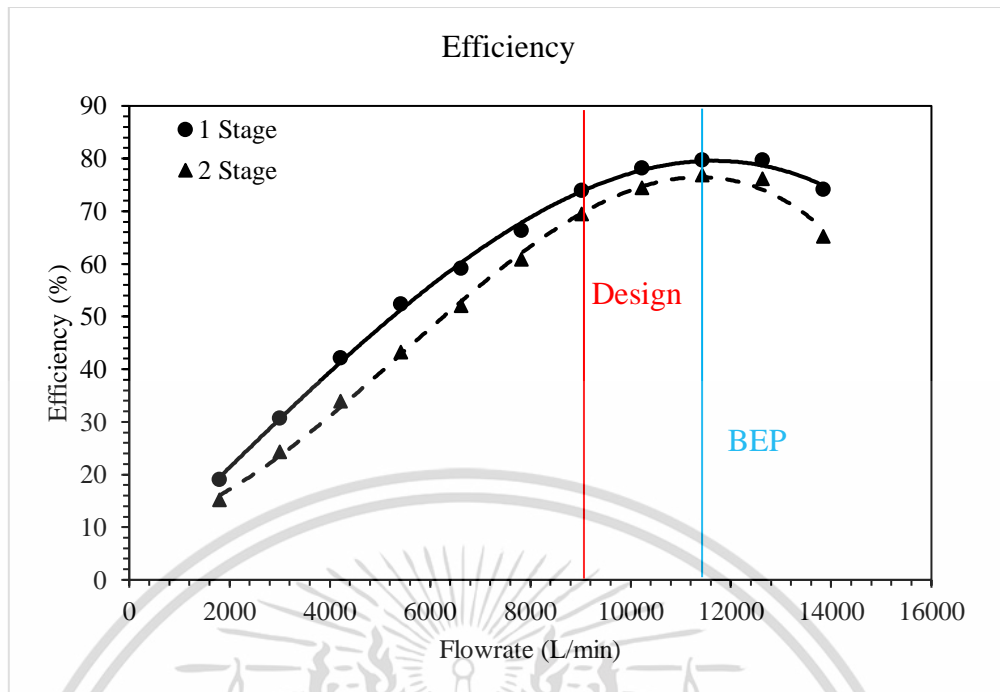
ที่มีการต่อเครื่องสูบน้ำให้ทำงานแบบอนุกรมทำให้ได้เฮดมีค่าเพิ่มขึ้น แต่จากกราฟความสัมพันธ์พบว่า เฮดไม่ได้มีค่าสูงขึ้นเป็นสองเท่าตามหลักทฤษฎี (เพิ่มขึ้น 100%) เนื่องจากมีการสูญเสียเกิดขึ้นภายใน ช่องการไหลของเครื่องสูบน้ำที่เกิดจากการหมุนวนและหมุนควงของการไหลบริเวณช่องว่างระหว่างใบ จักรทั้งสองชุด ซึ่งส่งผลต่อทิศทางการไหลที่ไม่เป็นระเบียบและมีลักษณะหมุนควงเป็นเกลียวจึงทำให้ มีมุมเข้าปะทะที่ไม่เหมาะสมกับใบจักรชุดที่สอง

ความสัมพันธ์ของกำลังที่ใช้กับอัตราการไหลพบว่า กำลังของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร มีค่า มากกว่าแบบ 1 ใบจักร ในทุกอัตราการไหล เนื่องจากในการทำงานของเครื่องสูบน้ำที่มีการต่อแบบ อนุกรมหรือการเพิ่มจำนวนของใบจักรจะถือว่าการเพิ่มภาระโหลดการทำงานของต้นกำลังที่ต้อง หมุนใบจักรทั้งสองชุดผ่านแกนเพลาดียวกันตามความเร็วรอบ จึงทำให้กำลังของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร มีการใช้กำลังที่มากกว่าเมื่อเทียบกับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร ที่เกิดภาระน้อยกว่า สำหรับ ความสัมพันธ์ของต้นกำลังกับอัตราการไหลจะแสดงในรูปที่ 5.37



รูปที่ 5.37 ความสัมพันธ์ของต้นกำลังกับอัตราการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 และ 2 ใบจักร

จากรูปที่ 5.37 พบว่า ที่จุดออกแบบเครื่องสูบน้ำแบบ 1 และ 2 ใบจักร จะมีกำลังที่ใช้เท่ากับ 10.94 และ 18.22 กิโลวัตต์ ตามลำดับ ซึ่งมีอัตราการเพิ่มขึ้น 66% เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร ในขณะที่จุด BEP จะได้กำลังที่ใช้เท่ากับ 8.81 และ 15.03 กิโลวัตต์ ตามลำดับ โดยมีอัตรา เพิ่มขึ้น 70% จากเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร และจากกราฟความสัมพันธ์พบว่า กำลังที่ใช้ไม่ได้มีค่า เพิ่มขึ้นเป็นสองเท่าตามหลักทฤษฎี (เพิ่มขึ้น 100%) เนื่องจากโหลดที่เกิดขึ้นขณะเครื่องสูบน้ำ ทำงานจะพิจารณาจากโหลดที่เกิดขึ้นจริง ไม่ได้ประเมินจากจำนวนของใบจักรที่นำมาต่อแบบอนุกรม เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.38 ความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพกับอัตราการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 และ 2 ใบจักร

จากรูปที่ 5.38 พบว่า ที่จุดออกแบบจะได้ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 และ 2 ใบจักร เท่ากับ 73.92% และ 69.50% ตามลำดับ ซึ่งมีอัตราการตกลงเท่ากับ 5.97% เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร ในขณะที่จุด BEP ได้ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 และ 2 ใบจักร เท่ากับ 79.74% และ 76.83% ตามลำดับ โดยที่ประสิทธิภาพมีค่าลดลง 3.64% สำหรับเส้นสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำทั้งสองรูปแบบมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน และเมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพกับอัตราการไหลพบว่า เครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร มีประสิทธิภาพที่สูงกว่าเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ในทุกอัตราการไหล เนื่องจากเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร มีความสูญเสียเกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำที่สูงกว่าโดยเฉพะบริเวณช่องว่างระหว่างใบจักรทั้งสอง ซึ่งเกิดจากกระแสการไหลมีความปั่นป่วนและยุ่งเหยิงส่งผลให้สมรรถนะการทำงานโดยรวมมีความคลาดเคลื่อนกับทฤษฎี จึงทำให้ความดันภายในระบบของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ได้ค่าเฮดที่ค่อนข้างต่ำกว่าเมื่อเทียบกับทฤษฎี รวมไปถึงการติดตั้งเครื่องสูบน้ำให้ทำงานร่วมกันแบบอนุกรมส่งผลให้เกิดภาวะไหลที่มากขึ้นทำให้มีการใช้กำลังมากขึ้นไปด้วย

เพื่อยืนยันผลจากการจำลองเชิงตัวเลขและการวิเคราะห์พฤติกรรมของการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ จำเป็นต้องมีการเปรียบเทียบผลลัพธ์จากการทดสอบ เพื่อตรวจสอบผลลัพธ์จากการจำลองเชิงตัวเลขว่าสามารถนำแบบจำลองดังกล่าวไปประยุกต์ใช้ได้ โดยในการทดสอบต้องมีการออกแบบและการสร้างชุดทดสอบตามมาตรฐานการออกแบบ รวมถึงทำการทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำทั้งในรูปแบบห้องปฏิบัติการที่มีเครื่องมือวัดในระดับความแม่นยำที่สูงและรูปแบบภาคสนาม ซึ่งเนื้อหาดังกล่าวจะถูกแสดงรายละเอียดในหัวข้อถัดไป

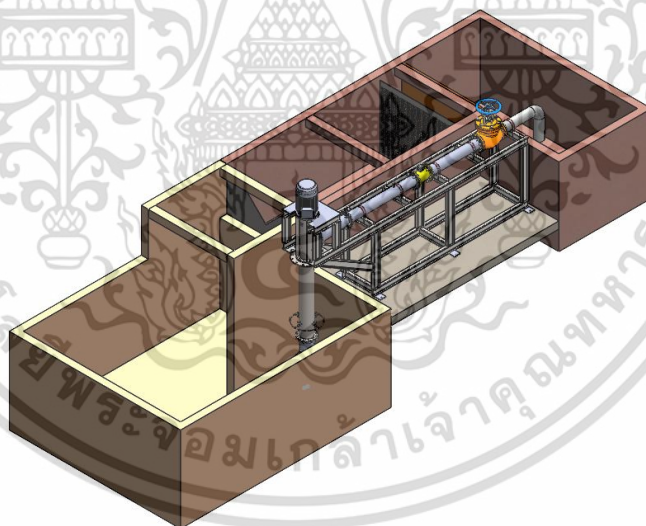
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 6

### วิธีการเชิงทดสอบภาคสนาม

#### 6.1 การออกแบบชุดทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำ

การออกแบบชุดทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำจะทำการออกแบบร่วมกับบริษัท นิยมค้ามารีนเอ็นจิเนียริง จำกัด เพื่อให้มีความสอดคล้องกับพื้นที่ในการติดตั้งชุดทดสอบ และ จะทำการทดสอบภาคสนามที่บริษัทเอกชน โดยตำแหน่งของการติดตั้งเครื่องมีวัดและการออกแบบชุดทดสอบจะอ้างอิงตามมาตรฐานของ Hydraulic Institute (HI), Japanese Industrial Standards (JIS) และมาตรฐานการทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบไหลผสม (ท่อพญานาค) จากวิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย (วศท.) นอกจากนี้การออกแบบชุดทดสอบมีวัตถุประสงค์หลักคือ เพื่อให้เป็นชุดทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำที่ได้รับมาตรฐาน โดยไม่ให้มีอากาศไหลปนไปกับของไหลขณะที่เครื่องสูบน้ำทำงาน หรือที่เรียกกันว่า การเกิดฟองอากาศ (Cavitation) ซึ่งพฤติกรรมดังกล่าวส่งผลโดยตรงต่อการสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในตัวเรือนปั๊มและเกิดการสึกหรอของชิ้นส่วนต่าง ๆ อีกด้วย

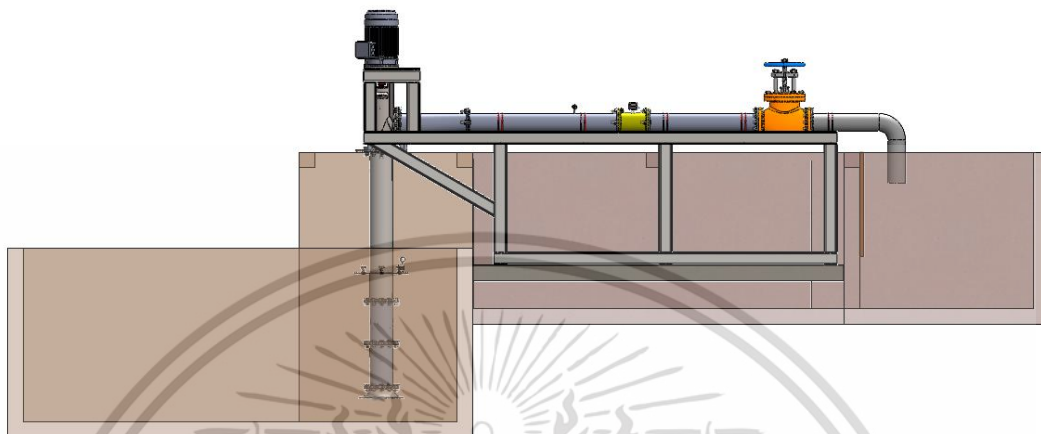


รูปที่ 6.1 การออกแบบชุดทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำขนาด 10 นิ้ว

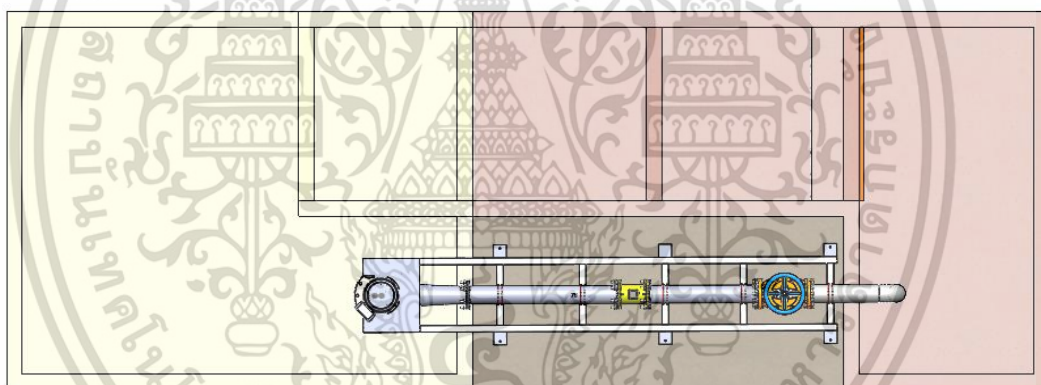
จากมาตรฐานการออกแบบมีข้อกำหนดสำหรับการออกแบบชุดทดสอบสมรรถนะไว้ว่าระยะจากท่อทางด้านดูดบริเวณตะแกรงหรือกะโหลกกรองน้ำ (Strainer) จนถึงพื้นบ่อจะต้องมีระยะไม่น้อยกว่า 1 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อด้านดูด (D) เพื่อป้องกันสิ่งแปลกปลอมเข้าไปอุดตันภายในท่อ โดยที่ท่อด้านปล่อยจะต้องมีความยาวไม่น้อยกว่า 10 เท่าของขนาดท่อ (D) เพื่อหลีกเลี่ยงไม่ให้เกิดการหมุนวนและมีการไหลที่สม่ำเสมอ ในส่วนของระดับน้ำจะต้องมีระยะห่างจากผิวน้ำจนถึงพื้นบ่อไม่น้อย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กว่า 8 เท่าของขนาดท่อ (D) นอกจากนี้ตำแหน่งในการติดตั้งเครื่องสูบน้ำต้องมีระยะของกึ่งกลางท่อ ด้านดูออกห่างจากผนังบ่อเป็นระยะไม่น้อยกว่า 1.5 เท่าของขนาดท่อ (D) เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดการไหลเกิดการหมุนวนบริเวณทางเข้าของเครื่องสูบน้ำ



รูปที่ 6.2 การออกแบบชุดทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำขนาด 10 นิ้ว (ภาพด้านข้าง)



รูปที่ 6.3 การออกแบบชุดทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำขนาด 10 นิ้ว (ภาพด้านบน)

ในการติดตั้งอุปกรณ์วัดความดันของชุดทดสอบแบบทั่วไปจะต้องมีระยะไม่น้อยกว่า 6 เท่าของขนาดท่อ (D) นับจากจุดกึ่งกลางของเครื่องสูบน้ำหรือท่อด้านดูด และการติดตั้งวาล์วจะต้องมีระยะไม่น้อยกว่า 6 เท่าของขนาดท่อ (D) นับจากตำแหน่งของการติดตั้งอุปกรณ์วัดความดัน โดยรายละเอียดการออกแบบบ่อทดสอบภาคสนามจะแสดงในภาคผนวก ข

## 6.2 อุปกรณ์และเครื่องมือสำหรับการทดสอบ

งานวิจัยนี้จะแบ่งการทดสอบออกเป็น 2 รูปแบบ คือ การทดสอบในรูปแบบภาคสนาม และการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ โดยการทดสอบทั้งสองรูปแบบนี้จะมีความแตกต่างกันที่อุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ในการประเมินสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำ เพื่อใช้เปรียบเทียบความ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แม่นยำจากการทดสอบทั้งสองรูปแบบและเป็นแนวทางในการเลือกใช้อุปกรณ์และเครื่องมือวัดสำหรับการทดสอบที่มีมาตรฐาน ซึ่งการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการจะใช้เครื่องมือวัดที่มีความแม่นยำสูง เพื่อให้ผลลัพธ์ที่ได้อยู่ในเกณฑ์การยอมรับระดับเกรด 1 ตามมาตรฐานการทดสอบ JIS B8301 ในขณะที่การทดสอบในรูปแบบภาคสนามจะใช้เครื่องมือวัดตามที่บริษัทเอกชนได้จัดเตรียมไว้ให้



รูปที่ 6.4 ชุดทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำขนาด 10 นิ้ว (ภาพด้านข้าง)



รูปที่ 6.5 ชุดทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำขนาด 10 นิ้ว (ภาพด้านหน้า)

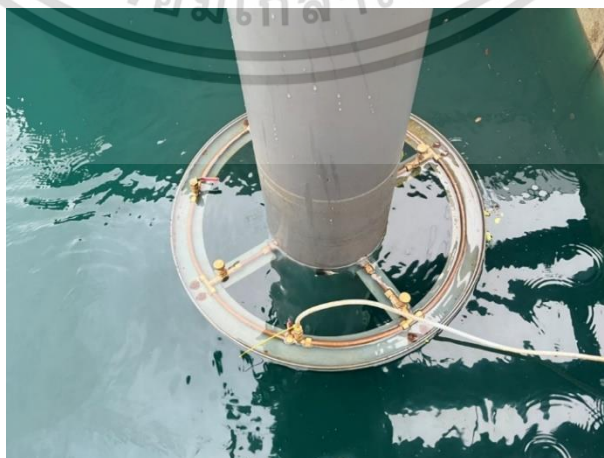
ในกระบวนการทดสอบจำเป็นต้องปรับค่าอัตราการไหลของระบบ เพื่อใช้พิจารณาจุดการทำงานของเครื่องสูบน้ำ ณ จุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุด และเพื่อประเมินสมรรถนะการทำงานในสถานะต่าง ๆ จึงมีเอกสารนี้เป็นเอกสารที่ส่งมอบไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความจำเป็นต้องใช้วาล์วในการควบคุมให้อัตราการมีค่าเพิ่มขึ้นและลดลงด้วยวิธีการเปิดและปิดวาล์ว ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะใช้ Gate valve ที่สามารถปรับอัตราการไหลได้อย่างหลากหลายและสามารถทำงานในช่วงที่อัตราการไหลต่ำได้ จึงมีความเหมาะสมกับการใช้งานสำหรับชุดทดสอบนี้ โดยเลือกใช้วาล์วยี่ห้อ Arita รุ่น PN16 Model IGA-F3 สำหรับท่อขนาด 8 นิ้ว จะแสดงดังรูปที่ 6.6



รูปที่ 6.6 อุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหลของเครื่องสูบน้ำสำหรับการทดสอบภาคสนาม

เนื่องจากใบจักรมีการออกแบบและปรับปรุงขึ้นมาใหม่ จึงจำเป็นต้องมีการวัดความดันของหัวใบจักร (Bowl Head) ร่วมด้วย เพื่อใช้ในการประเมินค่าเฮดและประสิทธิภาพที่เกิดขึ้นจริงจากการออกแบบ และนับว่าเป็นการวัดในกรณีพิเศษ เพราะว่าตำแหน่งของการวัดความดันอยู่ที่ผิวหน้า โดยที่ระยะของการวัดความดันจะอยู่ห่างจากใบจักรไม่เกิน 30 นิ้ว ดังนั้นการทดสอบจึงต้องมีการติดตั้งวงแหวนวัดความดัน (Pressure Ring) ซึ่งทำหน้าที่วัดความดันในลักษณะการกระจายแรงดันรอบผิวของผนังท่อ เพื่อใช้วัดความดันที่เกิดขึ้นให้มีความแม่นยำมากที่สุด ณ ตำแหน่งที่ทำการวัด ดังแสดงในรูปที่ 6.7



รูปที่ 6.7 วงแหวนวัดความดันบริเวณใกล้ใบจักรสำหรับการทดสอบในรูปแบบภาคสนาม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ต้นกำลังในการขับเคลื่อนเครื่องสูบน้ำจะใช้มอเตอร์ไฟฟ้าที่ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานกลโดยอาศัยหลักการเหนี่ยวนำทางแม่เหล็ก ซึ่งในการทดสอบภาคสนามใช้มอเตอร์ยี่ห้อ HASCON รุ่น HC200L-4 แบบ Vertical Type ขนาด 40 แรงม้า (30 กิโลวัตต์) ที่สามารถทำความเร็วรอบสูงสุด 1,470 รอบต่อนาที (4P) แสดงดังรูปที่ 6.8



รูปที่ 6.8 มอเตอร์ไฟฟ้าที่เป็นต้นกำลังของเครื่องสูบน้ำสำหรับการทดสอบภาคสนาม

ในการปรับความเร็วรอบของมอเตอร์จะใช้อินเวอร์เตอร์ (Inverter) ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่ช่วยในการแปลงไฟฟ้ากระแสตรงจากแหล่งจ่ายไฟที่มีแรงดันและความถี่คงที่ให้เป็นไฟฟ้ากระแสสลับที่สามารถปรับแรงดันและความถี่ได้ เพื่อใช้สำหรับการปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ให้ตรงตามย่านการทำงานของเครื่องสูบน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 6.9



รูปที่ 6.9 อินเวอร์เตอร์สำหรับควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์

การทดสอบภาคสนามจะใช้การปรับความถี่เฮิร์ต (Hz) ทางไฟฟ้า โดยเลือกใช้อินเวอร์เตอร์ยี่ห้อ Delta รุ่น VFD-CP2000 โมเดล VFD300CP43B-21 ที่สามารถใช้งานกับมอเตอร์ 3 เฟส ขนาด 40 แรงม้า และแรงดัน 460 โวลต์ ซึ่งการทดสอบมีรายละเอียดของอุปกรณ์และเครื่องมือวัดสำหรับการทดสอบ

ในรูปแบบห้องปฏิบัติการและรูปแบบภาคสนาม ดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 6.2.1 อุปกรณ์และเครื่องมือสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ

การวัดอัตราการไหลเชิงปริมาตรของการทดสอบสมรรถนะจะใช้เครื่องมือวัดอัตราการไหลแบบสนามแม่เหล็ก (Electromagnetic Flow Meter) ที่มีความแม่นยำสูงและมีมาตรฐานในการวัด โดยใช้อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของ Siemens รุ่น SITRANS F M โมเดล MAG 5100 W สำหรับท่อขนาด 8 นิ้ว (DN200) ที่ย่านการวัดไม่เกิน 19,400 ลิตรต่อนาที และให้ความแม่นยำในการวัด  $\pm 0.2\%$



รูปที่ 6.10 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของเครื่องสูบน้ำสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ

ในการวัดความดันของวงแหวนวัดความดัน (Pressure Ring) บริเวณหัวใบจักร (Bowl Head) จะใช้ Pressure Transmitter สำหรับตรวจวัดความดันที่เกิดขึ้นและแปลงสัญญาณทางไฟฟ้าเป็นสัญญาณอนาล็อกมาตรฐาน 4-20 มิลลิแอมป์ โดยการทดสอบรูปแบบห้องปฏิบัติการจะเลือกใช้ Pressure Sensor ยี่ห้อ Siemens รุ่น SITRANS P320 โมเดล 7MF0300 ที่ให้ความแม่นยำในการวัด  $\pm 0.065\%$  และสามารถวัดความดันในย่าน 0-16 บาร์ ดังแสดงในรูปที่ 6.11



รูปที่ 6.11 อุปกรณ์วัดความดันที่หัวใบจักรสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การวัดแรงบิดของเพลจะเลือกใช้เซนเซอร์วัดแรงบิด (Torque Sensor) ซึ่งเป็นเครื่องมือวัดที่มีความแม่นยำสูง เพื่อใช้ควบคุมคุณภาพในการประเมินแรงบิดที่เกิดขึ้น โดยในการทดสอบจะใช้เซนเซอร์วัดแรงบิดของยี่ห้อ FUTEK รุ่น TRS605 โมเดล FSH02059 ที่มีความแม่นยำในการวัด  $\pm 0.2\%RO$  และสามารถวัดแรงบิดได้สูงถึง 200 นิวตันเมตร



รูปที่ 6.12 อุปกรณ์วัดแรงบิดของเพลสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ

### 6.2.2 อุปกรณ์และเครื่องมือสำหรับการทดสอบในรูปแบบภาคสนาม

การวัดอัตราการไหลของการทดสอบในรูปแบบภาคสนามจะมีความแตกต่างจากการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ เนื่องจากการวัดอัตราการไหลของรูปแบบภาคสนามจะมีการสร้างบ่อน้ำ และมีการติดตั้งฝายสันคมรูปสามเหลี่ยม (Triangular Weir, V-Notch) ที่มีมุมของสามเหลี่ยม 90 องศา และมีการลบคมของฝายด้วยมุม 60 องศา ซึ่งฝายน้ำล้นถูกสร้างขึ้นจากเหล็กแผ่นที่มีความหนา 5 มิลลิเมตร โดยลักษณะของฝายสันคมรูปสามเหลี่ยมสำหรับชุดทดสอบในรูปแบบภาคสนามจะแสดงในรูปที่ 6.13



รูปที่ 6.13 การวัดอัตราการไหลด้วยฝายน้ำล้นสำหรับการทดสอบในรูปแบบภาคสนาม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.14 บ่อน้ำของการวัดอัตราการไหลด้วยฝายน้ำล้นสำหรับชุดทดสอบในรูปแบบภาคสนาม

ในการประเมินอัตราการไหลของระบบโดยใช้ฝายน้ำล้นรูปสามเหลี่ยมสามารถทำได้โดยพิจารณาจากการวัดความสูงของระดับน้ำที่บริเวณรอยบากของสันและนำความสูงดังกล่าวมาคำนวณหาอัตราการไหลที่เกิดขึ้น แต่การพิจารณาความสูงของระดับน้ำบริเวณนี้จะทำให้เกิดความคลาดเคลื่อน ดังนั้นจึงมีการติดตั้งอุปกรณ์สำหรับการวัดระดับน้ำ โดยใช้แท่งแก้วและไม้บรรทัดในการอ่านระดับน้ำที่เพิ่มขึ้น ภายในบ่อทดสอบเทียบเท่ากับความสูงของระดับน้ำที่ล้นออกจากฝาย ดังแสดงในรูปที่ 6.15 ซึ่งระยะของการติดตั้งแท่งแก้วจะอยู่ห่างจากรอยบากของฝายเป็นระยะ 3 ถึง 5 เท่าของความสูงของน้ำที่อยู่เหนือตำแหน่งรอยบากขึ้นไป สำหรับการออกแบบฝายน้ำล้นและตำแหน่งในการวัดระดับน้ำจะอ้างอิงตามมาตรฐานการออกแบบฝายน้ำล้นของกรมชลประทาน [27] และเพื่อให้ผลลัพธ์ที่ได้มีความแม่นยำ จำเป็นต้องคำนึงถึงความคลาดเคลื่อนที่เกิดจากการอ่านของผู้ทดสอบ (Human Error) ร่วมด้วย



รูปที่ 6.15 อุปกรณ์ในการอ่านระดับน้ำของฝายน้ำล้นสำหรับชุดทดสอบในรูปแบบภาคสนาม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สวอนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การวัดความดันของการทดสอบในรูปแบบภาคสนามที่วงแหวนวัดความดันจะใช้เกจวัดความดันแบบน้ำมัน (Oil Pressure Gauge) ที่มีน้ำมันกลีเซอรินอยู่ในตัวเรือนของเกจวัด ซึ่งมีส่วนช่วยลดการสั่นสะเทือนของเข็มวัดและช่วยลดแรงกระชากของแรงดันที่เกิดขึ้น โดยในการทดสอบจะเลือกใช้เกจวัดความดันของยี่ห้อ WEGA ที่สามารถอ่านแรงดันได้สูงสุดถึง 2.5 บาร์ (36 psi) และให้ความแม่นยำของการวัดอยู่ที่  $\pm 1.5\%FS$  ดังแสดงในรูปที่ 6.16



รูปที่ 6.16 เกจวัดความดันบริเวณใกล้ใบจักรสำหรับการทดสอบในรูปแบบภาคสนาม

การวัดแรงบิดของการทดสอบในรูปแบบภาคสนามจะไม่มีอุปกรณ์ที่สามารถอ่านและวัดค่าแรงบิดที่มีความละเอียดสูงได้เช่นเดียวกับการทดสอบในห้องปฏิบัติการ ดังนั้นในการทดสอบภาคสนามจะใช้วิธีการอ่านค่ากำลังทางไฟฟ้าที่มอเตอร์ทำงาน โดยหากำลังไฟฟ้าที่ใช้ในการขับเคลื่อนมอเตอร์ได้จากการใช้อุปกรณ์วัดกำลังทางไฟฟ้า (Power Meter) หรือสามารถพิจารณาจากการอ่านกำลังไฟฟ้าผ่านอินเวอร์เตอร์ที่ทำหน้าที่ควบคุมความเร็วรอบได้เช่นกัน เนื่องจากงานวิจัยนี้ได้ทำการสอบเทียบความแม่นยำในการอ่านกำลังไฟฟ้าจากอินเวอร์เตอร์ด้วยเครื่องมือบันทึกคุณภาพกำลังไฟฟ้าสามเฟสของ FLUKE รุ่น 1736 ดังแสดงในรูปที่ 6.17 และเมื่อทำการสอบเทียบพบว่ากำลังไฟฟ้าจากเครื่องมือวัดทั้งสองมีค่าที่ตรงกัน ดังนั้นสามารถอ่านกำลังทางไฟฟ้าจากอินเวอร์เตอร์ได้เช่นกัน



รูปที่ 6.17 เครื่องมือบันทึกคุณภาพกำลังไฟฟ้าสามเฟส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การหาความเร็วรอบจากต้นกำลังทั้งการทดสอบในรูปแบบภาคสนามและรูปแบบห้องปฏิบัติการจะใช้เครื่องมือวัดความเร็วรอบ (Tachometer) ยี่ห้อ KIMO รุ่น CT110 ที่สามารถวัดความเร็วรอบด้วยวิธีใช้ผิวสัมผัส (Contact) หรือทำการวัดแบบใช้ระบบเลเซอร์ (Optical) ซึ่งอุปกรณ์ดังกล่าวสามารถวัดความเร็วรอบได้สูงสุดที่ 20,000 รอบต่อนาที และมีความแม่นยำของการวัดอยู่ที่  $\pm 0.3\%$



รูปที่ 6.18 เครื่องมือวัดความเร็วของมอเตอร์

ดังนั้นสรุปได้ว่าการทดสอบในรูปแบบภาคสนามและรูปแบบห้องปฏิบัติการจะมีความแตกต่างกันที่อุปกรณ์และเครื่องมือวัด ซึ่งส่งผลโดยตรงต่อการวัดค่าและความแม่นยำของผลลัพธ์ที่ได้ และเพื่อให้ผลลัพธ์จากการทดสอบในรูปแบบภาคสนามมีความแม่นยำและความน่าเชื่อถือเทียบเท่ากับรูปแบบห้องปฏิบัติการ จึงจำเป็นต้องทำการสอบเทียบผลลัพธ์จากการทดสอบทั้งสองรูปแบบ เพื่อหาค่าความแม่นยำของเครื่องมือวัดและความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้น เช่น การสอบเทียบอัตราการไหลของฝายน้ำล้นจะเลือกใช้ Electromagnetic Flow Meter ของรูปแบบห้องปฏิบัติการมาสอบเทียบ หรือในการสอบเทียบความดันของ Pressure Gauge จะใช้ Pressure Transmitter เป็นอุปกรณ์สอบเทียบ ซึ่งความแตกต่างของเครื่องมือวัดสำหรับการทดสอบทั้งสองรูปแบบจะแสดงดังตารางที่ 6.1

ตารางที่ 6.1 อุปกรณ์และเครื่องมือวัดของการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการและภาคสนาม

พารามิเตอร์	รูปแบบการทดสอบ	
	ห้องปฏิบัติการ	ภาคสนาม
อัตราการไหล (ลิตรต่อวินาที)	Electromagnetic Flow Meter	Weir
ความดันด้านปล่อย (บาร์)	Pressure Transmitter	Pressure Gauge
แรงบิด (นิวตันเมตร)	Torque Sensors	-
กำลังของมอเตอร์ (กิโลวัตต์)	-	Power meter / Inverter
ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	Tachometer	Tachometer

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์การใช้งานเพื่อการวิจัยเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่เชิงพาณิชย์

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 6.3 การสอบเทียบเครื่องมือวัดสำหรับการทดสอบในรูปแบบภาคสนาม

อุปกรณ์และเครื่องมือวัดสำหรับการทดสอบในรูปแบบภาคสนามจำเป็นต้องได้รับการสอบเทียบความแม่นยำของเครื่องมือวัด เพื่อให้ผลลัพธ์ที่ได้มีความน่าเชื่อถือและความแม่นยำเทียบเท่ากับเครื่องมือวัดของรูปแบบห้องปฏิบัติการ ซึ่งการสอบเทียบเครื่องมือวัดจะมีรายละเอียด ดังต่อไปนี้

#### 6.3.1 การสอบเทียบอัตราการไหลสำหรับการทดสอบรูปแบบภาคสนาม

การสอบเทียบฝายกั้นน้ำล้นสามารถทำได้โดยพิจารณาจากการอ่านระดับน้ำที่เพิ่มขึ้นภายในบ่อทดสอบและนำค่าดังกล่าวมาเปรียบเทียบกับผลลัพธ์จากเครื่องมือวัดที่มีความแม่นยำสูง เพื่อใช้หาสมการของอัตราการไหลจากการใช้ฝายกั้นน้ำล้นและประเมินความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้น ซึ่งในการหาความสัมพันธ์ของอัตราการไหลกับความสูงของน้ำที่ไหลผ่านฝายจะอาศัยการอ่านระดับน้ำจากแท่งแก้วในหน่วยเซนติเมตร (H, cm) เทียบกับอัตราการไหลที่ได้จาก Electromagnetic Flow Meter ในหน่วยลิตรต่อวินาที (Q, L/s) และใช้วิธีทางสถิติที่เรียกว่า Regression Analysis ในการวิเคราะห์ข้อมูล ซึ่งสามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$Q = K_1 H^{K_2} \quad (6.1)$$

จากสมการที่ 6.1 ทำการ Take log จะได้

$$\log Q = \log K_1 + K_2 \log H \quad (6.2)$$

และจากสมการเส้นตรง

$$y = mx + c \quad (6.3)$$

เมื่อจัดรูปแบบของสมการที่ 6.2 ให้อยู่ในของสมการเส้นตรงดังสมการที่ 6.3 จะได้ว่า

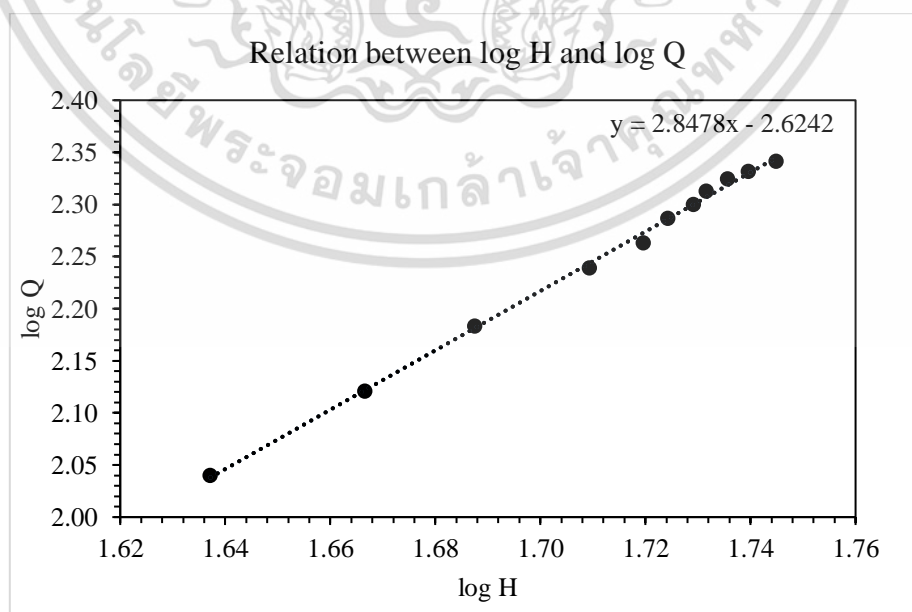
$$y = \log Q, \quad m = K_2, \quad x = \log H, \quad c = \log K_1$$

ซึ่งในการวัดระดับของน้ำจะใช้ไม้บรรทัดเป็นอุปกรณ์วัดระดับของน้ำจากการอ่านระดับน้ำที่แท่งแก้ว ดังแสดงในรูปที่ 6.14 โดยการทดสอบจะทำการบันทึกอัตราการไหลทั้งหมด 3 ครั้ง ต่อ 1 อัตราการไหลสำหรับใช้หาค่าเฉลี่ยในการประเมินอัตราการไหลด้วยฝายน้ำล้น เพื่อให้ผลลัพธ์มีความถูกต้องและมีความแม่นยำมากที่สุด

ผลลัพธ์จากการสอบเทียบอัตราการไหลของฝายน้ำล้นกับ Electromagnetic Flow Meter จะแสดงดังตารางที่ 6.2 เมื่อพิจารณาถึงความสัมพันธ์ของ  $\log H$  กับ  $\log Q$  จากสมการที่ 6.2 ในรูปแบบสมการเส้นตรงจะมีรายละเอียดดังแสดงในรูปที่ 6.19

ตารางที่ 6.2 ผลการสอบเทียบอัตราการไหลจาก Flow Meter กับระดับน้ำที่ไหลผ่านฝายน้ำล้น

ครั้งที่	การอ่านระดับน้ำจากแท่งแก้ว (เซนติเมตร)	อัตราการไหลของ Electromagnetic Flow Meter (ลิตรต่อวินาที)
1	10.1	109.66
2	43.4	132.04
3	46.4	152.45
4	48.7	173.44
5	51.2	183.26
6	52.4	193.51
7	53.0	199.38
8	53.6	205.42
9	53.9	211.11
10	54.4	214.66
11	54.9	219.53



รูปที่ 6.19 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง  $\log H$  กับ  $\log Q$  ในรูปของสมการเส้นตรง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อทำการพิจารณาสมการเส้นตรงของความสัมพันธ์ระหว่าง  $\log H$  กับ  $\log Q$  ในรูปที่ 6.19 พบว่า ผลลัพธ์ที่ได้มีลักษณะของแนวโน้มเป็นเชิงเส้นไปเล็กน้อยจากความสัมพันธ์ของสมการเส้นตรงในช่วงที่ทั้งสองค่ามีค่าที่สูง เนื่องจากการอ่านค่าระดับน้ำในช่วงที่อัตราการไหลสูงและน้ำเกิดการกระเพื่อม ส่งผลต่อความแม่นยำของผลลัพธ์ที่ได้และถือว่าเป็นความผิดพลาดที่เกิดจากคน อีกทั้งยังส่งผลต่อความคลาดเคลื่อนในการพิจารณาอัตราการไหลของฝายน้ำล้นอีกด้วย และจากรูปที่ 6.19 เมื่อนำมาพิจารณาความสัมพันธ์ในรูปแบบสมการเส้นตรงสามารถหาสมการของอัตราการไหลในการทดสอบรูปแบบภาคสนามจากการอ่านค่าระดับน้ำของฝายน้ำล้นได้ ดังสมการที่ 6.4

$$Q = 0.002376H^{2.8478} \quad (6.4)$$

#### 6.4 วิธีการทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำ

การทดสอบในรูปแบบภาคสนามและรูปแบบห้องปฏิบัติการจะมีวิธีการทดสอบที่เหมือนกัน โดยมีการบันทึกผลการทดสอบผ่านระบบ PLC ที่เป็นการบันทึกแบบ Real-Time เพื่อให้ผลลัพธ์ที่ได้มีความละเอียดและแม่นยำ อีกทั้งยังสามารถเลือกจำนวนครั้งของการบันทึกผลผ่านหน้าจอแสดงผล (Display) ของยี่ห้อ SAMKOON รุ่น SK-102HW HMI ดังแสดงในรูปที่ 6.20



รูปที่ 6.20 ชุดโปรแกรมแสดงผลและหน้าจอบันทึกผลการทดสอบ

ขั้นตอนการทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำมีรายละเอียดดังนี้

1. เติมน้ำสะอาดเข้าสู่ท่อทดสอบให้ได้ระดับอ้างอิงที่ความสูง 60 (6D) นิ้ว จากพื้นท่อทดสอบ
2. ตรวจสอบการเปิดและปิดของวาล์ว โดยให้วาล์วเปิดที่ตำแหน่ง 100% เพื่อประเมินอัตราการไหล ณ จุดที่อัตราการไหลสูงสุดก่อน
3. เปิดไฟระบบการทดสอบและโปรแกรมบันทึกข้อมูล โดยกำหนดให้โปรแกรมเก็บค่าทุก 1

วินาที ซึ่งใช้เวลาทั้งหมด 5 นาที ต่อ 1 อัตราการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. เดินเครื่องชุดทดสอบพร้อมกับปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ให้หมุนด้วยความเร็ว 1,450 รอบต่อนาที โดยการปรับความถี่ของอินเวอร์เตอร์และใช้ Tachometer ในการตรวจสอบความเร็วรอบในสภาวะนั้น ๆ เพื่อยืนยันผลลัพธ์ของความเร็วยุโรป

5. รอให้การทำงานของเครื่องสูบน้ำอยู่ในสภาวะคงที่ โดยพิจารณาจากผลลัพธ์ของอัตราการไหล แรงบิด และกำลังไฟฟ้าของมอเตอร์ผ่านหน้าจอแสดงผล เมื่อพบว่าพารามิเตอร์ที่ต้องการศึกษามีการเปลี่ยนแปลงที่น้อยมากให้ทำการบันทึกผลการทดสอบด้วยการกดปุ่มเริ่ม (START) โดยที่ระบบจะหยุดบันทึกผลหลังจากครบเวลาที่กำหนดไว้ในขั้นตอนที่ 3

6. หลังจากบันทึกผลที่อัตราการไหลสูงสุดไปแล้ว ให้ทำตามขั้นตอนที่ 4 ถึง 6 ใหม่ด้วยการปรับอัตราการไหลผ่าน Gate valve ให้ได้อัตราการไหลตามที่กำหนดไว้ โดยจะต้องมีอัตราการไหลไม่น้อยกว่า 6 ค่า นับตั้งแต่อัตราการไหลที่มากที่สุดไปจนถึงน้อยสุด (Shut-Off Head) และยังคงสังเกตดูโพลตของเครื่องสูบน้ำจะต้องมีขนาดไม่เกินกำลังที่มอเตอร์ทำงานได้

7. เมื่อได้อัตราการไหลตามที่ต้องการให้กดปุ่มหยุด (Stop) เพื่อทำการหยุดบันทึกข้อมูลและนำข้อมูลที่ได้ออกมาประเมินสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำในระดับเบื้องต้น

8. เมื่อผลลัพธ์ที่ได้มีความเหมาะสมและได้ผลตามที่ต้องการ ให้ทำการปิดโปรแกรมและปิดระบบการทำงานของมอเตอร์ทั้งหมด เพื่อหยุดการทำงานของชุดทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำ

Time	Speed (RPM)	Torque (Nm)	Power (W)	Flow (m³/s)	
16:56:25	12/05/2022	1	142.6	0.912	148.9
16:56:26	12/05/2022	1	141.873	0.912	148.94
16:56:27	12/05/2022	1	141.873	0.914	148.94
16:56:28	12/05/2022	1	140.26	0.914	148.84
16:56:29	12/05/2022	1	140.26	0.914	148.84
16:56:30	12/05/2022	1	140.26	0.914	148.84
16:56:31	12/05/2022	1	142.147	0.914	148.68
16:56:32	12/05/2022	1	142.147	0.914	148.68
16:56:33	12/05/2022	1	142.36	0.915	148.66
16:56:34	12/05/2022	1	142.36	0.915	148.66
16:56:35	12/05/2022	1	142.36	0.916	148.66
16:56:36	12/05/2022	1	142.447	0.916	148.567
16:56:37	12/05/2022	1	142.447	0.918	148.567
16:56:38	12/05/2022	1	142.447	0.915	148.567

รูปที่ 6.21 ผลการทดสอบผ่านชุดโปรแกรมและหน้าจอแสดงผล

## 6.5 ผลการทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำต้นแบบขนาด 10 นิ้ว

จากการนำผลลัพธ์ที่ได้จากการทดสอบมาประเมินสมรรถนะการทำงานและวิเคราะห์ผลลัพธ์ซึ่งผลการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการและภาคสนามจะมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 6.5.1 ผลทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำในรูปแบบห้องปฏิบัติการ

การทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ในรูปแบบห้องปฏิบัติการจะทำการทดสอบโดยใช้เครื่องมือและอุปกรณ์ในการเก็บข้อมูล ดังแสดงตารางที่ 6.3

ตารางที่ 6.3 อุปกรณ์และเครื่องมือวัดสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ

พารามิเตอร์	เครื่องมือวัด	หน่วย
อัตราการไหล	Electromagnetic Flow Meter	ลิตรต่อวินาที
ความเร็วรอบ	Tachometer	รอบต่อนาที
แรงบิด	Torque Sensors	นิวตันเมตร
ความดัน	Pressure Transmitters	บาร์
ความสูงของระดับน้ำ	ตลับเมตร	เมตร

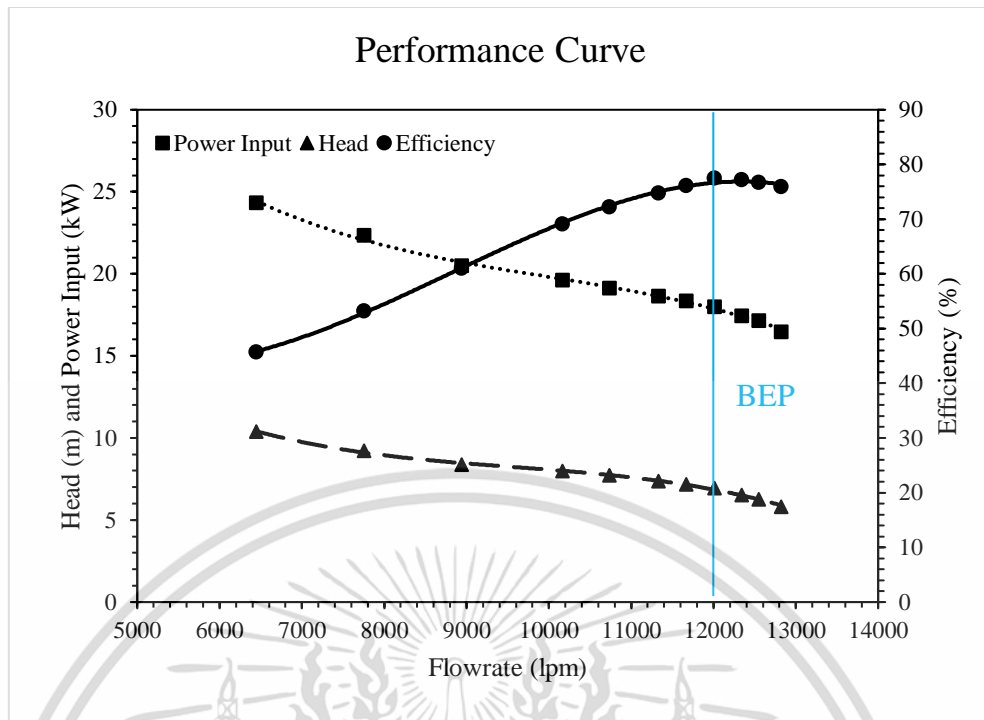
จากมาตรฐานการทดสอบเครื่องสูบน้ำถูกกำหนดไว้ว่า ในการทดสอบจำเป็นต้องปรับอัตราการไหลไม่น้อยกว่า 6 ค่า เพื่อใช้หาจุดทำงานของเครื่องสูบน้ำที่มีประสิทธิภาพสูงสุดและเพื่อใช้ในการประเมินเส้นสมรรถนะการทำงาน ซึ่งงานวิจัยนี้จะทำการทดสอบที่อัตราการไหลทั้งหมด 11 ค่า และทำการบันทึกผลการทดสอบที่สภาวะคงที่ โดยกำหนดให้บันทึกข้อมูลทุก 1 วินาที เป็นเวลาทั้งหมด 5 นาที ต่อ 1 อัตราการไหล หลังจากนั้นนำข้อมูลที่ได้มาหาค่าเฉลี่ย เพื่อประเมินความคลาดเคลื่อนและความแม่นยำของเครื่องมือวัด ซึ่งความคลาดเคลื่อนของการทดสอบจะพิจารณาที่จุด BEP ในขณะที่ทำการประเมินสมรรถนะการทำงาน ความเร็วรอบของมอเตอร์จะถูกกำหนดให้หมุนด้วยความเร็วคงที่ตลอดช่วงการทดสอบ

ตารางที่ 6.4 การกำหนดสภาวะและเงื่อนไขสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ

เงื่อนไขของการทดสอบ	รายละเอียด
ความเร็วรอบในการทดสอบ	1,450 รอบต่อนาที
ความหนาแน่นของน้ำ	997 กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร
กำลังไฟฟ้าที่มอเตอร์ทำงาน	ไม่เกิน 30 กิโลวัตต์

หลังจากทำการทดสอบพบว่า เครื่องสูบน้ำสามารถทำงานได้ประสิทธิภาพสูงสุดอยู่ที่ 75.38% ได้เฮด 6.76 เมตร และใช้กำลังไฟฟ้า 13.57 กิโลวัตต์ ที่อัตราการไหล 12,016 ลิตรต่อนาที ดังแสดงในรูปที่ 6.22 สำหรับผลการทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำในรูปแบบห้องปฏิบัติการ ณ อัตราการไหลที่แตกต่างกันจะแสดงดังตารางที่ 6.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.22 เส้นสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร สำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ

ตารางที่ 6.5 ผลทดสอบการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ในรูปแบบห้องปฏิบัติการ

Point	$N$ (rpm)	$Q$ (lpm)	$H_p$ (m)	$P_{Input}^*$ (kW)	$P_{Output}$ (kW)	$\eta$ (%)
1	1,450	6,450	10.37	24.34	11.13	45.72
2	1,450	7,758	9.21	22.35	11.89	53.23
3	1,450	8,944	8.39	20.49	12.51	61.04
4	1,450	10,168	7.99	19.63	13.56	69.09
5	1,450	10,736	7.71	19.13	13.82	72.23
6	1,450	11,332	7.36	18.65	13.94	74.74
7	1,450	11,673	7.16	18.34	13.96	76.13
8	1,450	12,016	6.94	18.00	13.94	77.45
9	1,450	12,346	6.51	17.43	13.45	77.14
10	1,450	12,550	6.27	17.15	13.16	76.71
11	1,450	12,821	5.82	16.45	12.49	75.91

\* $P_{Input}$  การวัดกำลังไฟฟ้าที่หาได้จากการพิจารณาผลคูณของแรงบิดกับอัตราเร็วเชิงมุม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การประเมินความคลาดเคลื่อนของการทดสอบจะทำการพิจารณาทั้งในส่วนของความคลาดเคลื่อนที่เกิดจากเครื่องมือวัดและความคลาดเคลื่อนที่เกิดจากจำนวนครั้งในการทดสอบ เพื่อนำมาใช้ในการพิจารณาความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นจากการทดสอบและยังสามารถใช้เป็นเงื่อนไขสำหรับการรับประกันผลลัพธ์และความน่าเชื่อถือของเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดสอบ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงได้จัดทำตารางการเปรียบเทียบความคลาดเคลื่อนจากการทดสอบเครื่องสูบน้ำในรูปแบบห้องปฏิบัติการ (%) กับค่าความคลาดเคลื่อนจากการทดสอบตามมาตรฐาน JIS B 8301 ในระดับการยอมรับเกรด 1 (%) ณ จุดที่ประสิทธิภาพมีค่าสูงสุด (BEP) เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการแสดงผลรายงานการทดสอบสมรรถนะการทำงาน ดังแสดงในตารางที่ 6.6

ตารางที่ 6.6 การประเมินความคลาดเคลื่อนของการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ ณ จุด BEP

พารามิเตอร์ของการทดสอบ	ความคลาดเคลื่อนในระดับการยอมรับเกรด 1 (%)	ความคลาดเคลื่อนของการทดสอบ (%)
อัตราการไหล, $Q$	±2.0	±0.40
ความเร็วรอบ, $N$	±0.5	±0.30
แรงบิด, $T$	±1.4	±0.31
เสดของเครื่องสูบน้ำ, $H_p$	±1.5	±0.22
พลังงานที่เครื่องสูบน้ำต้องการ, $P_{Input}$	±1.5	±0.43
พลังงานที่เครื่องสูบน้ำสร้างได้, $P_{Output}$	±1.5	±0.46
ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ, $\eta$	±2.9	±0.49

จากตารางที่ 6.6 ในการประเมินความคลาดเคลื่อนของการทดสอบเครื่องสูบน้ำพบว่า ทุกพารามิเตอร์ของการทดสอบมีค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ในระดับการยอมรับเกรด 1 ตามมาตรฐานทั้งหมด ดังนั้นสรุปได้ว่า ผลลัพธ์จากการทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ในรูปแบบห้องปฏิบัติการมีความน่าเชื่อถือและมีความแม่นยำของเครื่องมือวัดที่สูง ซึ่งค่าความคลาดเคลื่อนของการทดสอบจัดอยู่ในระดับการยอมรับเกรด 1 โดยอ้างอิงตามมาตรฐาน JIS B8301

### 6.5.2 ผลทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำในรูปแบบภาคสนาม

การทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ในรูปแบบภาคสนามจะทำการทดสอบในลักษณะเดียวกันกับการทดสอบของรูปแบบห้องปฏิบัติการ แต่จะมีการเลือกใช้อุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่แตกต่างกันออกไป ซึ่งรายละเอียดของอุปกรณ์และเครื่องมือวัดสำหรับการทดสอบในรูปแบบภาคสนามจะแสดงดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.7 อุปกรณ์และเครื่องมือวัดสำหรับการทดสอบในรูปแบบภาคสนาม

พารามิเตอร์	เครื่องมือวัด	หน่วย
อัตราการไหล	Weir	ลิตรต่อวินาที
ความเร็วรอบ	Tachometer	รอบต่อนาที
ความดัน	Pressure Gauge	บาร์
กำลังของมอเตอร์	Power Meter / Invertor	กิโลวัตต์
แท่งแก้ววัดระดับน้ำ	ไม้บรรทัด	เซนติเมตร
ความสูงของระดับน้ำ	ตลับเมตร	เมตร

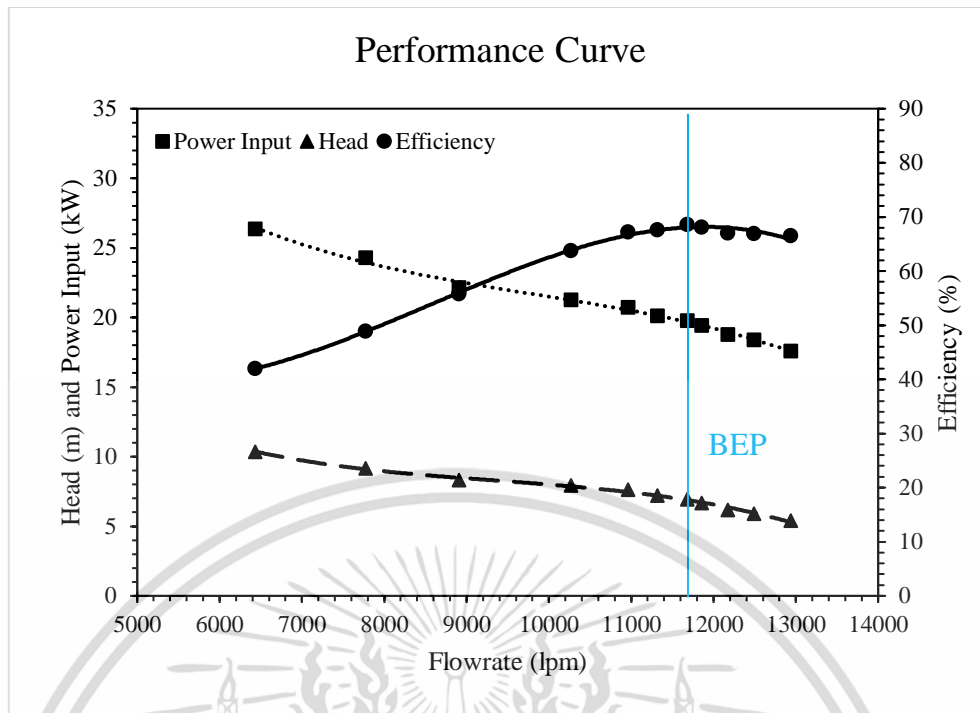
การทดสอบรูปแบบภาคสนามจะทำการทดสอบที่อัตราการไหลทั้งหมด 11 ค่า และในการวัดกำลังที่ใช้ของมอเตอร์จะทำการบันทึกผลทุก 1 วินาที เป็นเวลาทั้งหมด 5 นาที ต่อ 1 อัตราการไหล สำหรับพารามิเตอร์ตัวอื่นจะทำการบันทึกผลทั้งหมด 3 ค่า เพื่อใช้ในการหาค่าเฉลี่ยของผลลัพธ์ที่ได้จากการทดสอบ โดยที่สภาวะและเงื่อนไขของการทดสอบจะถูกกำหนดให้มีลักษณะเดียวกันกับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการทุกประการ อีกทั้งจากการทดสอบพบว่า เครื่องสูบน้ำมีประสิทธิภาพสูงสุด 68.39% ที่อัตราการไหล 11,685 ลิตรต่อนาที ได้เฮด 6.77 เมตร และกำลังที่ใช้ 13.21 กิโลวัตต์ ซึ่งผลลัพธ์จากการทดสอบสมรรถนะการทำงานในรูปแบบห้องปฏิบัติการจะแสดงดังตารางที่ 6.8

ตารางที่ 6.8 ผลทดสอบการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ในรูปแบบภาคสนาม

Point	$N$ (rpm)	$Q$ (lpm)	$H_p$ (m)	$P_{Input}$ * (kW)	$P_{Output}$ (kW)	$\eta$ (%)
1	1,450	6,436	10.35	25.91	11.08	42.02
2	1,450	7,776	9.17	23.85	11.87	48.85
3	1,450	8,911	8.32	21.69	12.36	55.80
4	1,450	10,269	7.91	20.81	13.56	63.77
5	1,450	10,962	7.61	20.26	13.93	67.25
6	1,450	11,319	7.20	19.66	13.61	67.63
7	1,450	11,685	6.95	19.32	13.57	68.62
8	1,450	11,861	6.66	18.96	13.21	68.06
9	1,450	12,175	6.18	18.32	12.58	67.00
10	1,450	12,493	5.89	17.93	12.31	66.93
11	1,450	12,938	5.40	17.15	11.71	66.51

\* $P_{Input}$  การวัดกำลังไฟฟ้าที่หาได้จากการอ่านค่ากำลังจาก Power Meter หรือ Invertor

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.23 เส้นสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร สำหรับการทดสอบในรูปแบบภาคสนาม

เมื่อทำการเปรียบเทียบค่าความคลาดเคลื่อนของการทดสอบ (%) กับความคลาดเคลื่อนในระดับการยอมรับเกรด 1 (%) ตามมาตรฐาน JIS ณ จุดที่ประสิทธิภาพสูงสุด เพื่อประเมินค่าความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้น ในลักษณะเดียวกันกับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการจะได้ผลลัพธ์ดังตารางที่ 6.9

ตารางที่ 6.9 การประเมินความคลาดเคลื่อนของการทดสอบในรูปแบบภาคสนาม ณ จุด BEP

พารามิเตอร์ของการทดสอบ	ความคลาดเคลื่อนในระดับการยอมรับเกรด 1 (%)	ความคลาดเคลื่อนในระดับการยอมรับเกรด 2 (%)	ความคลาดเคลื่อนของการทดสอบ (%)
อัตราการไหล, $Q$	±2.0	±3.5	±0.91
ความเร็วรอบ, $N$	±0.5	±2.0	±0.30
แรงบิด, $T$	±1.4	±3.0	±0.83
เฮดของเครื่องสูบน้ำ, $H_p$	±1.5	±3.5	±3.66
พลังงานที่เครื่องสูบน้ำต้องการ, $P_{Input}$	±1.5	±3.5	±1.21
พลังงานที่เครื่องสูบน้ำสร้างได้, $P_{Output}$	±1.5	±3.5	±3.63
ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ, $\eta$	±2.9	±6.1	±2.50

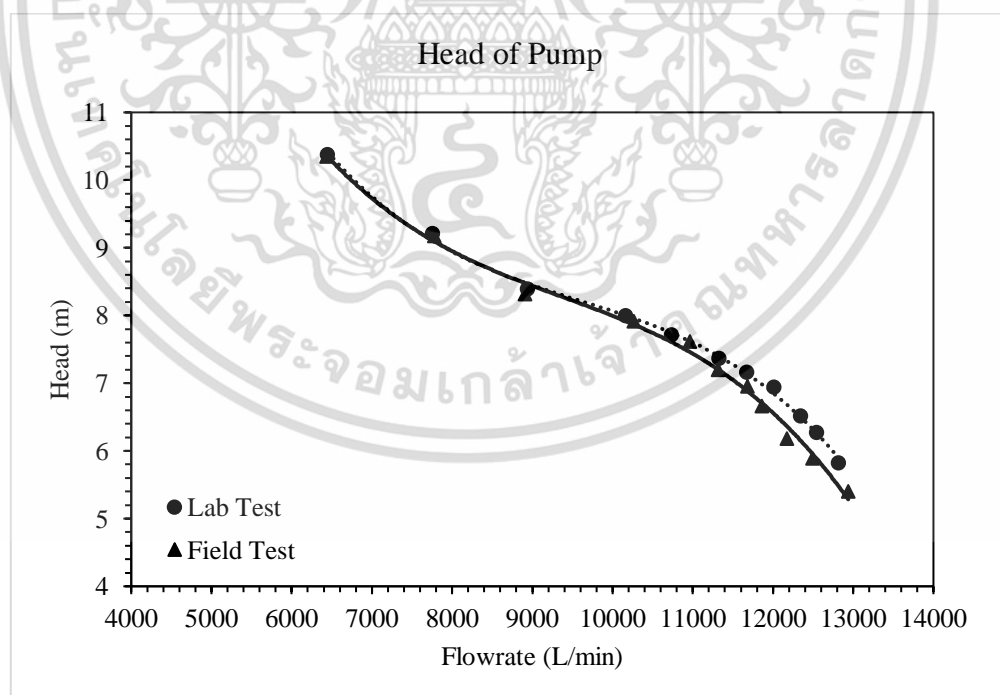
เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์สงวนไว้สำหรับใช้ในการเรียนการสอนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ในการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากตารางที่ 6.9 พบว่า พารามิเตอร์ของอัตราการไหล, ความเร็วรอบ, แรงบิดของเพลลา, พลังงานที่เครื่องสูบน้ำต้องการ และประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ มีความคลาดเคลื่อนอยู่ในระดับการยอมรับเกรด 1 ตามมาตรฐาน ยกเว้นพารามิเตอร์ของพลังงานที่เครื่องสูบน้ำสร้างได้และเฮดของเครื่องสูบน้ำ ที่มีค่าความคลาดเคลื่อนอยู่สูงกว่าเกณฑ์การยอมรับเกรด 1 อันมีสาเหตุมาจากความแม่นยำของการวัดความดันจาก Pressure Gauge และการวัดอัตราการไหลของฝายน้ำล้นในช่วงที่อัตราการไหลสูงที่ทำให้เกิดความคลาดเคลื่อนขึ้น โดยที่ค่าความคลาดเคลื่อนของพลังงานที่เครื่องสูบน้ำสร้างได้และเฮดมีค่าเท่ากับ  $\pm 3.91$  และ  $\pm 3.80$  ตามลำดับ ซึ่งค่าความคลาดเคลื่อนของพารามิเตอร์ทั้งสองไม่จัดอยู่ในระดับการยอมรับทั้งเกรด 1 และเกรด 2 ตามมาตรฐาน JIS B8301

## 6.6 การเปรียบเทียบผลลัพธ์ของการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการและภาคสนาม

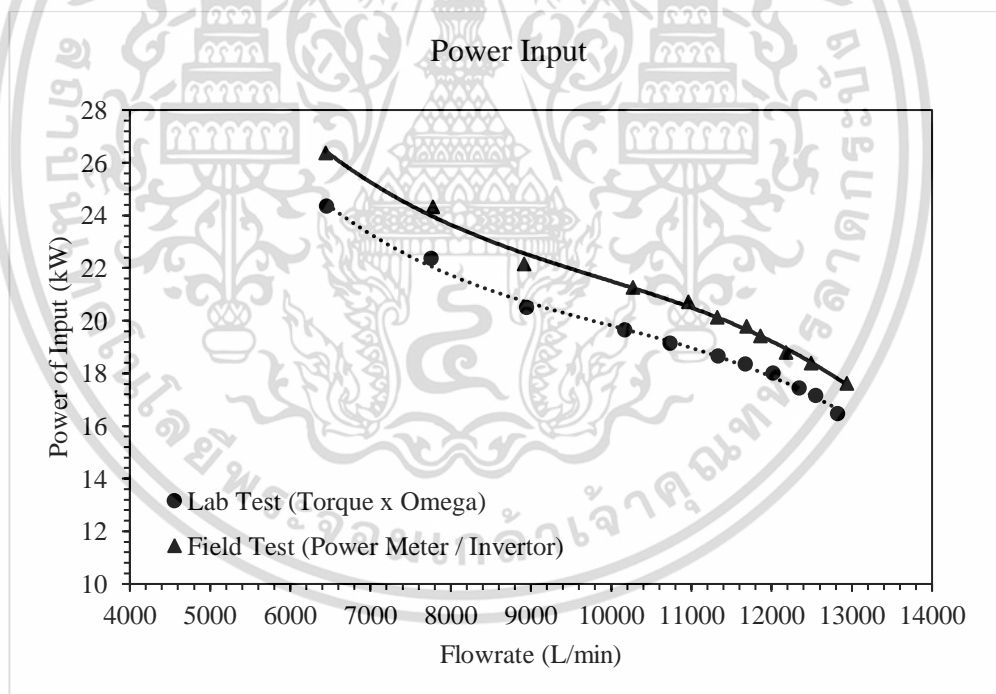
เนื่องจากการทดสอบของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ทั้งสองรูปแบบมีอุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่แตกต่างกัน ทำให้การประเมินสมรรถนะในรูปแบบภาคสนามจำเป็นต้องเปรียบเทียบผลลัพธ์กับการทดสอบในห้องปฏิบัติการ เพื่อเป็นการยืนยันผลลัพธ์จากการทดสอบและเป็นการตรวจสอบความแม่นยำของเครื่องมือวัด นอกจากนี้ยังช่วยในการประเมินค่าความคลาดเคลื่อนของเครื่องมือวัดจากการทดสอบอีกด้วย ซึ่งในการเปรียบเทียบผลลัพธ์จากการทดสอบทั้งสองรูปแบบจะมีรายละเอียดที่ต่างกันไป ดังต่อไปนี้



รูปที่ 6.24 ความสัมพันธ์ระหว่างเฮดกับอัตราการไหลสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ และรูปแบบภาคสนาม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

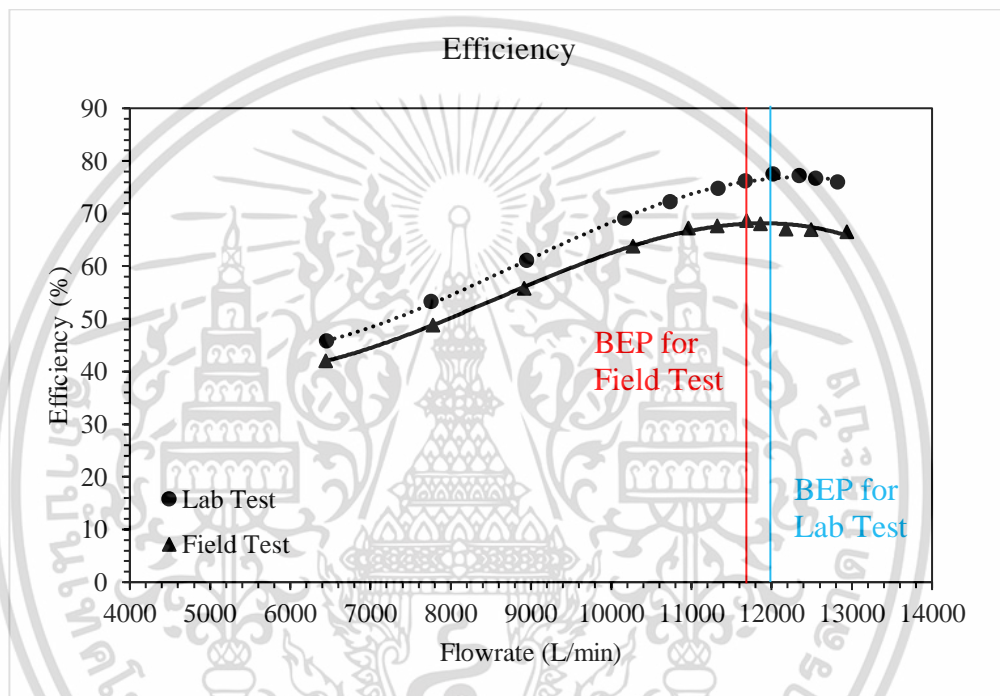
จากการทดสอบพบว่า ในช่วงที่อัตราการไหลต่ำสุดของการทดสอบทั้งสองรูปแบบมีค่าใกล้เคียงกัน แต่ในช่วงที่อัตราการไหลสูงค่าเขตจากการทดสอบในรูปแบบภาคสนามจะมีที่ต่ำกว่าเขตในรูปแบบห้องปฏิบัติการตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหล ดังแสดงในรูปที่ 6.24 เนื่องจากความแม่นยำของเครื่องมือวัดความดัน (Pressure Gauge) ในรูปแบบภาคสนามให้ผลลัพธ์ที่มีความคลาดเคลื่อนสูงกว่า Pressure Transmitter ในรูปแบบห้องปฏิบัติการ ณ สภาวะเดียวกัน โดยที่อัตราการไหลสูงสุดและต่ำสุดมีความแตกต่างของค่าเขต 7.11% และ 0.20% ตามลำดับ นอกจากนี้รูปที่ 6.24 ยังสามารถพิจารณาผลลัพธ์ของความดันที่ได้จากเครื่องมือวัดทั้งสองรูปแบบได้เช่นกัน อีกทั้งยังพบว่า ผลลัพธ์ของอัตราการไหลจากการทดสอบทั้งสองรูปแบบมีค่าที่ใกล้เคียงกันในช่วงที่อัตราการไหลต่ำ แต่เมื่ออัตราการไหลสูงขึ้นกลับพบว่า อัตราการไหลในรูปแบบภาคสนามมีความคลาดเคลื่อนเกิดขึ้นทำให้ได้ค่าที่ต่ำกว่าอัตราการไหลของรูปแบบห้องปฏิบัติการ ซึ่งไม่เป็นไปตามสมการหาอัตราการไหล ดังนั้นบอกได้ว่าในการประเมินอัตราการไหลด้วยฝายน้ำสันจำเป็นต้องพิจารณาความคลาดเคลื่อนหลังจากทำการทดสอบอีกครั้ง เพื่อปรับแก้ให้สมการหาอัตราการไหลด้วยฝายน้ำสันของการทดสอบภาคสนามมีความแม่นยำสูงเทียบเท่ากับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการ



รูปที่ 6.25 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังที่ใช้กับอัตราการไหลสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการและรูปแบบภาคสนาม

จากความสัมพันธ์ของกำลังที่ใช้กับอัตราการไหลจากการทดสอบทั้งสองรูปแบบพบว่า กำลังทางไฟฟ้าของการทดสอบในรูปแบบภาคสนามจะมีค่าต่ำกว่ารูปแบบปฏิบัติการในทุกอัตราการไหล เนื่องจากในการพิจารณา กำลังที่ใช้ของการทดสอบภาคสนามจะประเมินกำลังทางไฟฟ้าที่ขาเข้าเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อินเวอร์เตอร์ ซึ่งกำลังทางไฟฟ้างกล่าวว่าจะถูกรวมไปถึงการสูญเสียกำลังที่อาจเกิดขึ้นจากการส่งถ่ายกำลังระหว่างเพลลา, การสูญเสียจากการส่งกระแสไฟฟ้า และการสูญเสียภายในมอเตอร์ไฟฟ้า ในขณะที่กำลังที่ใช้ของการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการจะถูกพิจารณาจากแรงบิดของเพลลาและความเร็วรอบ ซึ่งไม่ได้นับรวมการสูญเสียกำลังต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นจากการส่งกระแสไฟฟ้า และจากรูปที่ 6.25 ยังพบอีกว่า ผลลัพธ์ทั้งสองมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันและมีความแตกต่างของผลลัพธ์ที่ใกล้เคียงกันในแต่ละอัตราการไหล โดยที่อัตราการไหลสูงสุดและต่ำสุดจะมีแตกต่างของกำลังที่ใช้จากการทดสอบในรูปแบบภาคสนามที่ต่ำกว่ารูปแบบห้องปฏิบัติการอยู่ที่ 6.53% และ 7.69% ตามลำดับ



รูปที่ 6.26 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำกับอัตราการไหลสำหรับการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการและรูปแบบภาคสนาม

จากรูปที่ 6.26 พบว่า ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำจากการทดสอบในรูปแบบภาคสนามจะมีค่าต่ำกว่ารูปแบบห้องปฏิบัติการในทุกอัตราการไหล อันมีสาเหตุมาจากการวัดความดันที่เกิดขึ้นและกำลังที่ใช้ในการขับเคลื่อนเครื่องสูบน้ำในช่วงที่อัตราการไหลสูง รวมไปถึงการสูญเสียกำลังทางไฟฟ้าจากมอเตอร์และอินเวอร์เตอร์ โดยในช่วงอัตราการไหลที่สูงจะมีประสิทธิภาพของการทดสอบในรูปแบบภาคสนามที่ต่ำกว่ารูปแบบห้องปฏิบัติการอย่างเห็นได้ชัด ซึ่งเป็นผลมาจากการวัดค่าความดันของ Pressure Gauge ที่มีความคลาดเคลื่อนในช่วงอัตราการไหลสูง ดังแสดงในรูปที่ 6.24 และยังพบว่าจุดที่เครื่องสูบน้ำทำงานได้ประสิทธิภาพสูงสุดอยู่ที่อัตราการไหลแตกต่างกัน โดยประสิทธิภาพในรูปแบบห้องปฏิบัติการมีค่าเท่ากับ 77.45% ที่อัตราการไหล 12,016 ลิตรต่อนาที และในรูปแบบภาคสนามมีค่าประสิทธิภาพเท่ากับ 68.62% ที่อัตราการไหล 11,685 ลิตรต่อนาที ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 7

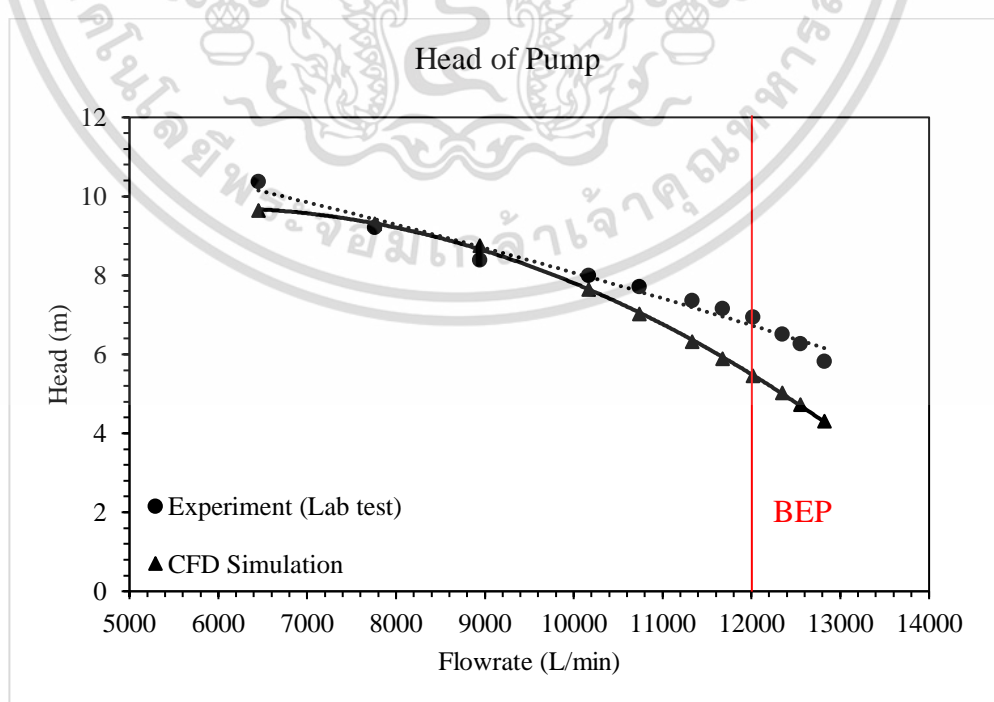
### การสอบเทียบและวิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลข

บทนี้จะกล่าวถึง การเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้จากการทดสอบภาคสนามและการจำลองเชิงตัวเลข เพื่อเป็นการยืนยันว่าผลการจำลองเชิงตัวเลขมีความถูกต้องและมีความน่าเชื่อถือหรือที่เรียกว่า การสอบเทียบความถูกต้อง นอกจากนี้ยังทำการวิเคราะห์ผลที่ได้จากการจำลองเชิงตัวเลข เพื่อศึกษาพฤติกรรมการไหลที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหลของเครื่องสูบน้ำ ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

#### 7.1 การตรวจสอบความน่าเชื่อถือของผลการจำลองเชิงตัวเลข

เพื่อให้เกิดความมั่นใจในการใช้งานและให้ตรงตามเงื่อนไขที่ถูกจัดตั้งขึ้น รวมไปถึงสามารถนำแบบจำลองไปใช้ในการปรับปรุงและพัฒนาเครื่องสูบน้ำต่อไปได้ ดังนั้นจำเป็นต้องทำการสอบเทียบผลการจำลองด้วยผลลัพธ์จากการทดสอบที่สภาวะเดียวกัน ซึ่งงานวิจัยนี้จะทำการเปรียบเทียบเฮดปั๊มกำลังที่ใช้ในการขับเคลื่อน และประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ โดยที่แปรผันกับอัตราการไหลตั้งแต่ 6,000 จนถึง 13,000 ลิตรต่อนาที ด้วยความเร็วรอบ 1,450 รอบต่อนาที ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

เมื่อเปรียบเทียบเฮดปั๊มจากการจำลองเชิงตัวเลขและการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการพบว่า ผลลัพธ์ที่ได้จากการศึกษาทั้งสองวิธีมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน โดยที่เฮดปั๊มจะมีค่าลดลงตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหล เนื่องจากของไหลมีความเร็วที่สูงขึ้นทำให้เกิดแรงเสียดทานกับผนังท่อที่มากขึ้น ทำให้ความดันมีค่าลดลงหรือที่เรียกกันว่า ความดันตก (Pressure Drop) ซึ่งถือว่าเป็นการสูญเสียที่เกิดขึ้นอย่างหนึ่ง



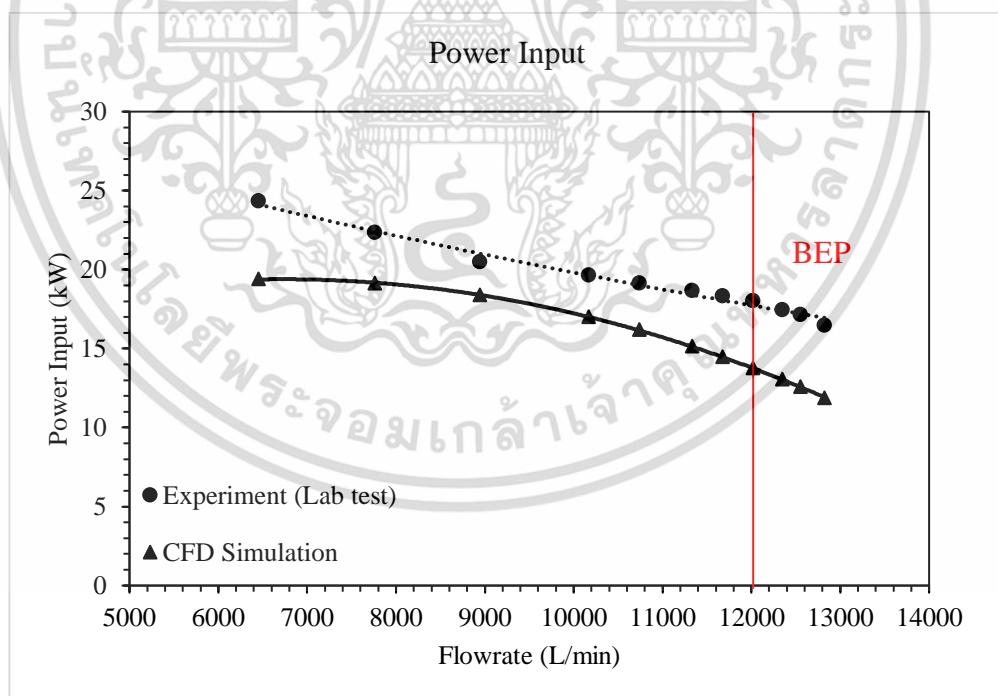
รูปที่ 7.1 การเปรียบเทียบเฮดปั๊มของผลการจำลองกับการทดสอบที่อัตราการไหลแตกต่างกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 7.1 พบว่า เฮดปั๊มที่ได้จากการจำลองให้ผลลัพธ์ที่มากกว่าการทดสอบในช่วงอัตราการไหล 8,000 จนถึง 9,500 ลิตรต่อนาที ในขณะที่อัตราการไหลต่ำกว่าและสูงกว่าช่วงดังกล่าวพบว่า เฮดจากการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการให้ผลลัพธ์ที่มากกว่าการจำลอง โดยที่จุด BEP ได้เฮดปั๊มของการจำลองและการทดสอบเท่ากับ 5.46 และ 6.94 เมตร ตามลำดับ ซึ่งมีค่าต่างกัน 21.36% และที่อัตราการไหลสูงสุดกับอัตราการไหลต่ำสุดจะมีความแตกต่างของเฮด 25.86% และ 6.96% ตามลำดับ เมื่อพิจารณาความแตกต่างของผลลัพธ์พบว่า มีช่องว่างระหว่างใบจักรและก๊ลิบเรียงกระแสน้ำในขั้นตอนการประกอบเครื่องสูบน้ำมีความแตกต่างจากต้นแบบของการจำลองเชิงตัวเลข และเกิดจากการตั้งสมมุติฐานบางประการของแบบจำลองยังมีบางส่วนที่ยังไม่ตรงกับการทดสอบจริงมากนัก จากเหตุผลดังที่กล่าวมาข้างต้นทำให้ผลลัพธ์ทั้งสองกรณีมีค่าที่แตกต่างกัน

เมื่อวิเคราะห์กำลังที่ใช้ในการขับเคลื่อนเครื่องสูบน้ำจากการศึกษาทั้งสองวิธีพบว่า ผลลัพธ์ทั้งสองมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน คือ เมื่ออัตราการไหลมีค่ามากขึ้นทำให้กำลังที่ใช้และเฮดมีค่าลดน้อยลง โดยที่อัตราการไหลสูงจะมีการใช้กำลังที่น้อยกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับอัตราการไหลต่ำ ซึ่งจากความสัมพันธ์ดังกล่าวก็เป็นไปตามเส้นโค้งคุณสมบัติ (Characteristics Curves) ของเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกน นอกจากนี้ยังพบว่า ผลลัพธ์จากการทดสอบให้ค่าที่มากกว่าผลการจำลองเชิงตัวเลขในทุกอัตราการไหล ดังแสดงในรูปที่ 7.2

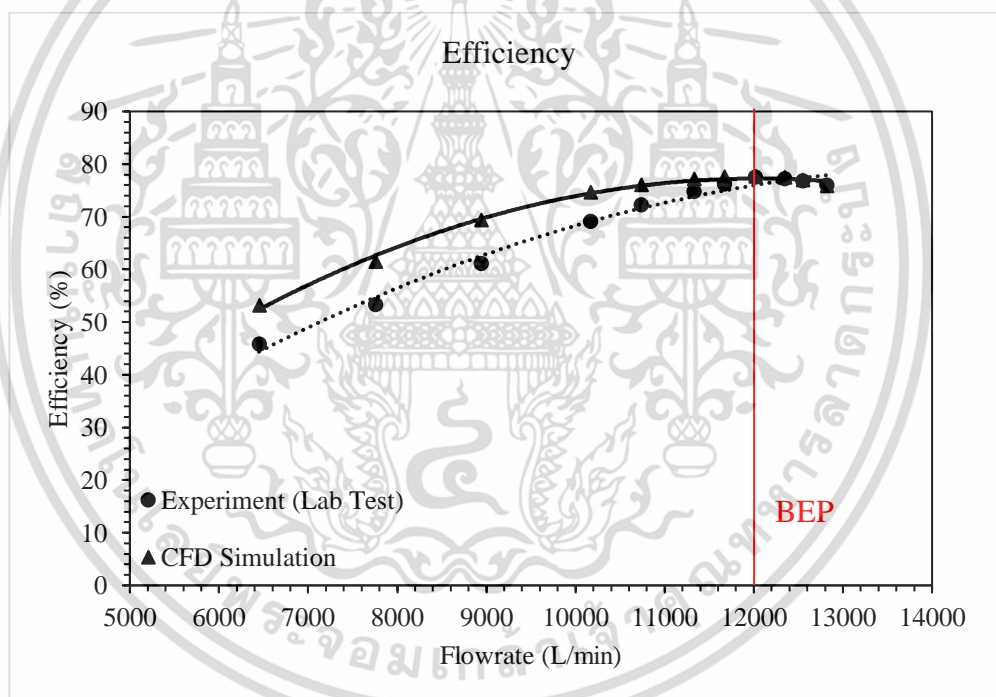


รูปที่ 7.2 การเปรียบเทียบกำลังที่ใช้ของผลการจำลองกับการทดสอบที่อัตราการไหลแตกต่างกัน

โดยที่ความแตกต่างของผลทั้งสองเกิดจากการจำลองไม่ได้คำนึงถึงการสูญเสียกำลังจากการส่งถ่ายพลังงานระหว่างเพลลา และการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน รวมไปถึงการสูญเสียต่าง ๆ ที่อาจส่งผลเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ต่อกำลังที่ใช้ นอกจากนี้ยังสามารถพิจารณาความสัมพันธ์ของแรงบิดกับอัตราการไหลจากกำลังที่ใช้ได้เช่นกัน เนื่องจากการจำลองและการทดสอบได้ดำเนินการที่ความเร็วรอบเดียวกันทำให้มีความเร็วเชิงมุมเท่ากัน อีกทั้งยังพบว่า การทดสอบและการจำลองมีกำลังที่ใช้ที่จุด BEP เท่ากับ 18.00 และ 13.76 กิโลวัตต์ ตามลำดับ ซึ่งมีค่าแตกต่างกัน 23.60% โดยที่อัตราการไหลสูงสุดและอัตราการไหลต่ำสุดจะมีความคลาดเคลื่อนของกำลังที่ใช้ 27.75% และ 20.31% ตามลำดับ

การพิจารณาประสิทธิภาพที่ได้จากการทดสอบและการจำลองเชิงตัวเลขพบว่า ผลลัพธ์ที่ได้มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน โดยที่ประสิทธิภาพจะมีค่าสูงขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลจนถึงจุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุด (BEP) จากนั้นประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำจะมีค่าลดลงเมื่ออัตราการไหลมีค่าเพิ่มขึ้น และจากการเปรียบเทียบผลทั้งสองวิธีพบว่าผลการจำลองเชิงตัวเลขให้ผลลัพธ์ที่สูงกว่าผลการทดสอบ ยกเว้นในช่วงที่อัตราการไหลสูงกลับพบว่า ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำจากการทดสอบจะให้ผลลัพธ์ที่มากกว่าการจำลองเชิงตัวเลข ดังแสดงในรูปที่ 7.3



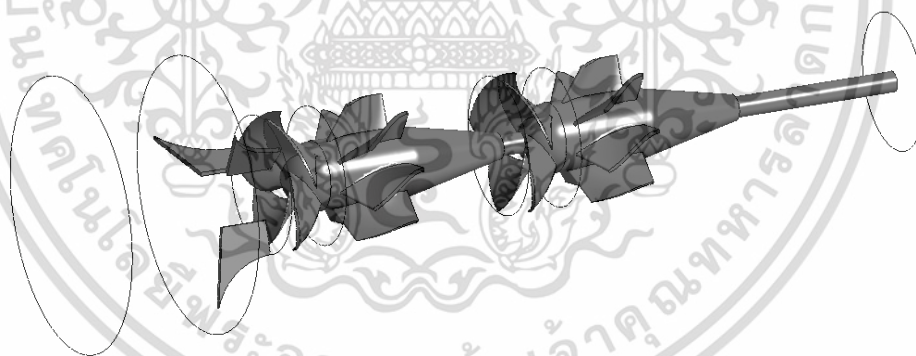
รูปที่ 7.3 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพของผลการจำลองกับการทดสอบที่อัตราการไหลแตกต่างกัน

จากรูปที่ 7.3 พบว่า ประสิทธิภาพมีความแตกต่างกันมากในช่วงอัตราการไหลต่ำ แต่ช่วงที่อัตราการไหลสูงกลับมีความแตกต่างของผลลัพธ์ที่น้อยลงอย่างเห็นได้ชัด อันเนื่องมาจากความแตกต่างของเสดและกำลังทางไฟฟ้าที่เป็นอัตราของพลังงานสำหรับการประเมินประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ โดยที่เสดและกำลังที่ใช้ของการจำลองมีค่าที่ต่ำกว่าผลการทดสอบในช่วงอัตราการไหลสูง ดังแสดงในรูปที่ 7.1 และ 7.2 ทำให้เมื่อพิจารณาอัตราส่วนของประสิทธิภาพพบว่า มีความแตกต่างของผลลัพธ์ที่น้อยมาก แต่ที่อัตราการไหลต่ำกลับพบว่า เสดของการจำลองให้ค่าที่ใกล้เคียงกับผลการทดสอบและกำลังเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่ใช้ของการจำลองมีค่าน้อยกว่าการทดสอบ ทำให้อัตราส่วนของประสิทธิภาพจากการจำลองจะให้ผลลัพธ์ที่มากกว่าการทดสอบ ดังนั้นการประเมินประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำจำเป็นต้องคำนึงถึงอัตราส่วนของเฮดและกำลังที่ใช้ รวมถึงการสูญเสียที่ส่งผลต่อผลลัพธ์ของเฮดและการใช้กำลังไฟฟ้า โดยที่จุด BEP ผลจากการจำลองเชิงตัวเลขและการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการได้ประสิทธิภาพเท่ากับ 77.71% และ 77.45% ตามลำดับ ซึ่งมีความแตกต่างกันประมาณ 0.34% อีกทั้งที่อัตราการไหลสูงสุดและอัตราการไหลต่ำสุดมีความแตกต่างกันของประสิทธิภาพเท่ากับ 0.12% และ 16.24% ตามลำดับ

## 7.2 การวิเคราะห์ผลลัพธ์จากการจำลองเชิงตัวเลข

เพื่อศึกษาถึงพฤติกรรมและปรากฏการณ์ของไหลที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ดังนั้นในการวิเคราะห์ผลลัพธ์จะนำเสนอ เส้นกระแสการไหล สนามเวกเตอร์ความเร็ว การกระจายความดันและการกระจายความเร็ว อีกทั้งยังต้องศึกษาความแตกต่างของผลลัพธ์ที่ได้จากการทดสอบและการจำลองเชิงตัวเลขที่ครอบคลุมย่านการทำงานของเครื่องสูบน้ำ ดังนั้นจึงเลือกพิจารณาที่อัตราการไหลแตกต่างกัน 3 ตำแหน่ง ได้แก่ 1. จุดอัตราการไหลต่ำสุด ( $Q_{min}$ ) 0.108 ลิตรต่อวินาที 2. จุดที่เครื่องสูบน้ำได้ประสิทธิภาพสูงสุด (BEP) ที่อัตราการไหล 0.200 ลิตรต่อวินาที และ 3. จุดที่อัตราการไหลสูงสุด ( $Q_{max}$ ) 0.214 ลิตรต่อวินาที

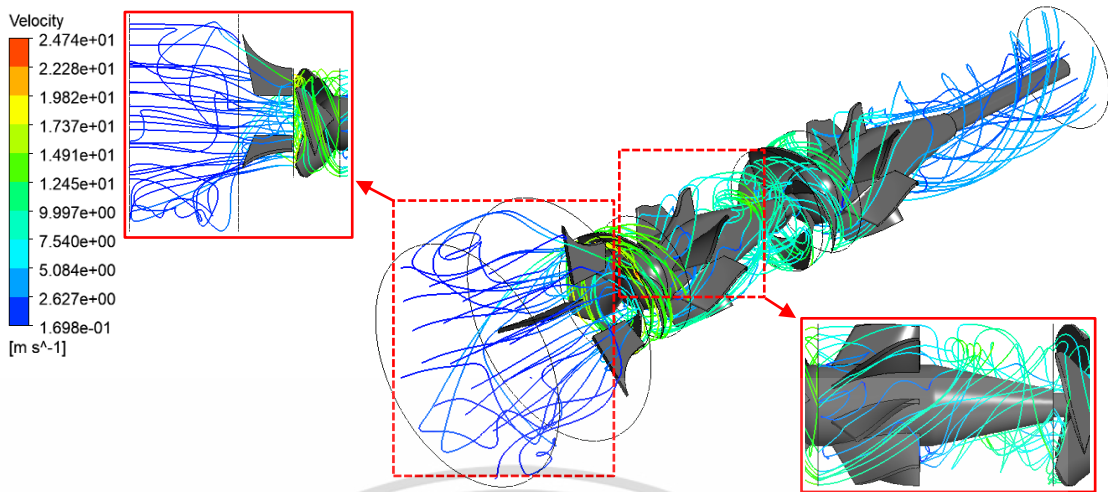


รูปที่ 7.4 ช่องการไหลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

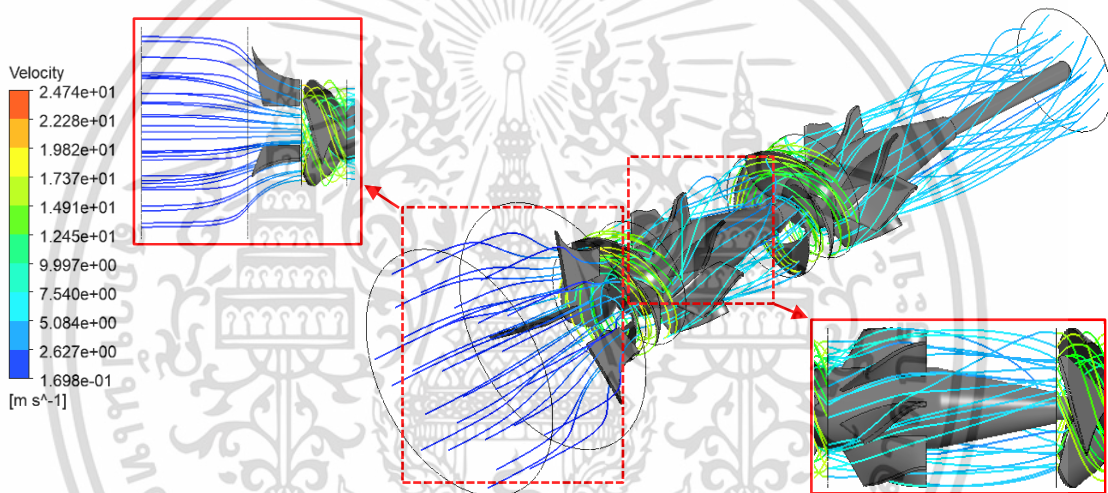
### 7.2.1 เส้นกระแสการไหลภายในช่องทางการไหลของเครื่องสูบน้ำ

หน้าใบจักรที่ถูกหมุนด้วยความเร็วรอบตามที่กำหนด ซึ่งการหมุนของใบจักรทำให้ของไหลมีความเร็วสูงขึ้นและไหลผ่านไปตามช่องว่างระหว่างใบจักรจนถึงตำแหน่งปลายใบจักร จากนั้นของไหลจะถูกส่งต่อไปยังส่วนของกลีบเรียงกระแสน้ำและออกจากเครื่องสูบน้ำในลำดับต่อไป หลังจากทำการจำลองการไหลที่อัตราการไหลต่ำสุดและอัตราการไหลสูงสุดพบว่า เส้นกระแสการไหล (Streamline) จะมีลักษณะแตกต่างกันอย่างชัดเจน ดังแสดงในรูปที่ 7.5 ซึ่งเส้นกระแสการไหลจะแสดงถึงภาพรวมของการไหลภายในเครื่องสูบน้ำตั้งแต่ทางเข้าจนถึงทางออก

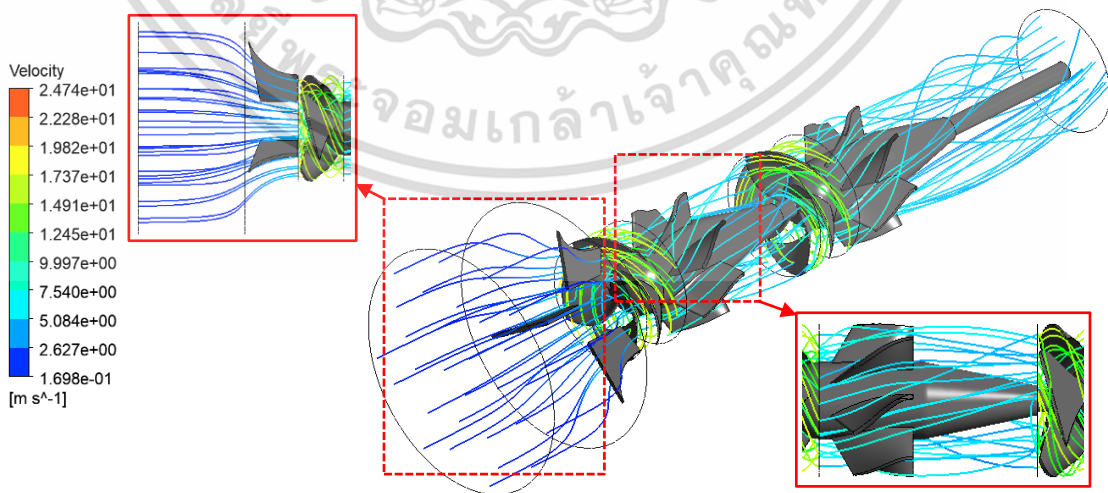
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก) เส้นกระแสการไหลภายในเครื่องสูบน้ำที่อัตราการไหลต่ำสุด 0.108 ลิตรต่อนาที



(ข) เส้นกระแสการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ ณ จุด BEP ที่อัตราการไหล 0.200 ลิตรต่อนาที



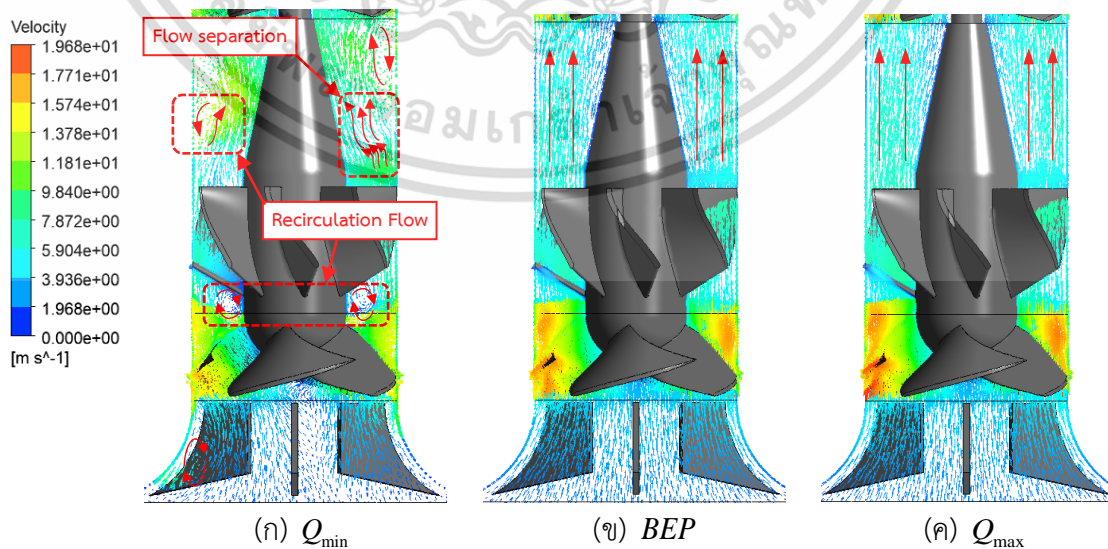
(ค) เส้นกระแสการไหลภายในเครื่องสูบน้ำที่อัตราการไหลสูงสุด 0.214 ลิตรต่อนาที  
รูปที่ 7.5 เส้นกระแสการไหลในช่องทางการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการวิเคราะห์เส้นกระแสการไหลพบว่า ของไหลในบริเวณทางเข้าจะไหลเข้าสู่ตัวเรือนเครื่องสูบน้ำ จนถึงบริเวณใบจักร ซึ่งเป็นส่วนที่อยู่บนพิกัดหมุน (Rotating Frame) จึงทำให้เส้นกระแสการไหลมีลักษณะเปลี่ยนแปลงไปโดยหักมุม ณ ช่วงรอยต่อระหว่างระบบพิกัดอ้างอิงและไหลเข้าไปในช่องว่างระหว่างใบจักร ดังแสดงในรูปที่ 7.5 อีกทั้งยังพบว่า ในช่วงอัตราการไหลต่ำเส้นกระแสการไหลมีความไม่เป็นระเบียบ (Non-uniform) และการไหลเกิดการหมุนวน (Recirculation Flow) บริเวณทางเข้าและทางออกของเครื่องสูบน้ำ รวมถึงพื้นที่ช่องว่างระหว่างกลีบเรียงกระแสน้ำชุดแรกกับใบจักรชุดที่สอง เนื่องจากเครื่องสูบน้ำถูกออกแบบให้ทำงานในช่วงอัตราการไหลสูง ทำให้ใบจักรและกลีบเรียงกระแสน้ำมีมุมปะทะกับของไหลที่ไม่เหมาะสม ดังแสดงในรูปที่ 7.5 (ก) ในขณะที่อัตราการไหลสูงสุดและจุด BEP พบว่า การไหลมีความเป็นระเบียบ (Uniform) และไม่เกิดความยุ่งเหยิง ดังแสดงในรูปที่ 7.5 (ข) และ 7.5 (ค) นอกจากนี้ยังพบการไหลที่มีลักษณะหมุนควงคล้ายเกลียว (Swirl flow) บริเวณด้านหลังข้างใบจักรทั้งสองชุด เนื่องจากการไหลมีความเร็วสูงจากแรงผลักดันของใบจักร เมื่อของไหลเข้าปะทะกับกลีบเรียงกระแสน้ำบริเวณผนังโค้งตามช่องทางการไหลทำให้เกิดการหมุนควงของการไหล ซึ่งที่อัตราการไหลสูงพบว่า การหมุนควงไม่ความยุ่งเหยิงน้อยกว่าที่อัตราการไหลต่ำ

### 7.2.2 สนามเวกเตอร์ความเร็วภายในช่องทางการไหลของเครื่องสูบน้ำ

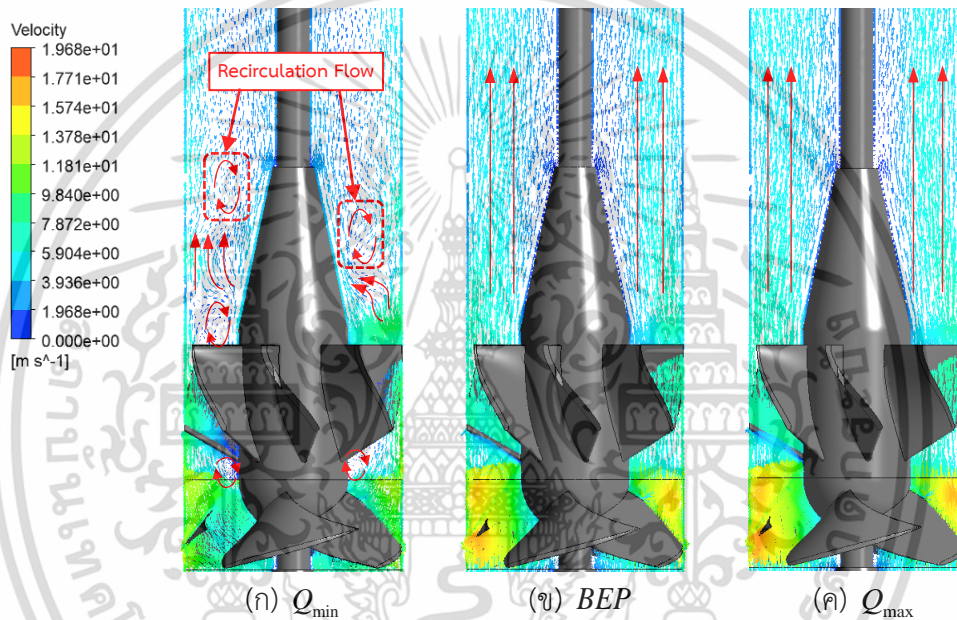
เมื่อทำการพิจารณาเวกเตอร์ความเร็วภายในเครื่องสูบน้ำพบว่า การไหลเกิดการหมุนวนและมีทิศทางไม่เป็นระเบียบทั้งบริเวณด้านหน้าและด้านหลังใบจักร รวมถึงบริเวณกลีบเรียงกระแสน้ำชุดแรกในช่วงที่อัตราการไหลต่ำ และเมื่อของไหลออกจากกลีบเรียงกระแสน้ำยังพบการแยกไหล (Flow separation) เกิดขึ้นบริเวณด้านหลังกลีบเรียงกระแสน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 7.6 (ก) ซึ่งปรากฏการณ์นี้ส่งผลโดยตรงต่อเสถียรภาพของการไหลและเกิดสูญเสียสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำในอัตราการไหลดังกล่าวอีกด้วย



รูปที่ 7.6 สนามเวกเตอร์ความเร็วภายในช่องทางการไหลบริเวณใบจักรชุดแรก (XZ Plane)

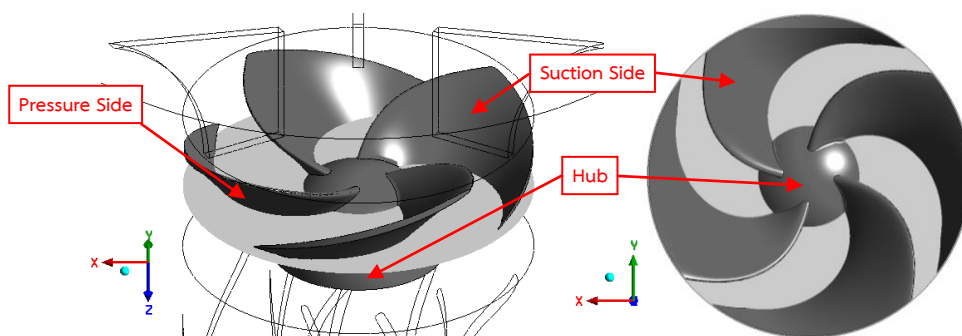
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แต่เมื่อเทียบกับอัตราการไหลสูงสุดและที่ BEP กลับพบว่า การไหลมีทิศทางที่เป็นระเบียบมากยิ่งขึ้น และไม่เกิดการหมุนวนภายในช่องการไหล รวมไปถึงไม่เกิดการแยกไหลบริเวณด้านหลังของกลีบเรียง กระแสน้ำ เนื่องจากใบจักรถูกออกแบบให้ทำงานในช่วงอัตราการไหลสูง ดังแสดงในรูปที่ 7.6 (ข) และ 7.6 (ค) นอกจากนี้เมื่อทำการวิเคราะห์สนามเวกเตอร์ความเร็วบริเวณใบจักรชุดที่สองพบว่า การไหลมีทิศทางไม่เป็นระเบียบและเกิดการหมุนวนในช่วงอัตราการไหลต่ำ ดังแสดงในรูปที่ 7.7 (ก) แต่ที่อัตราการไหลสูงกลับพบว่า การไหลมีความเป็นระเบียบและไม่เกิดการหมุนวนของการไหล ดังแสดงในรูป 7.7 (ข) และ 7.7 (ค) เพื่อให้เกิดความรู้ความเข้าใจเชิงคุณภาพและสามารถวิเคราะห์ในรายละเอียดที่มากขึ้น จึงต้องวิเคราะห์เวกเตอร์ความเร็วภายในระหว่างใบจักรร่วมด้วย



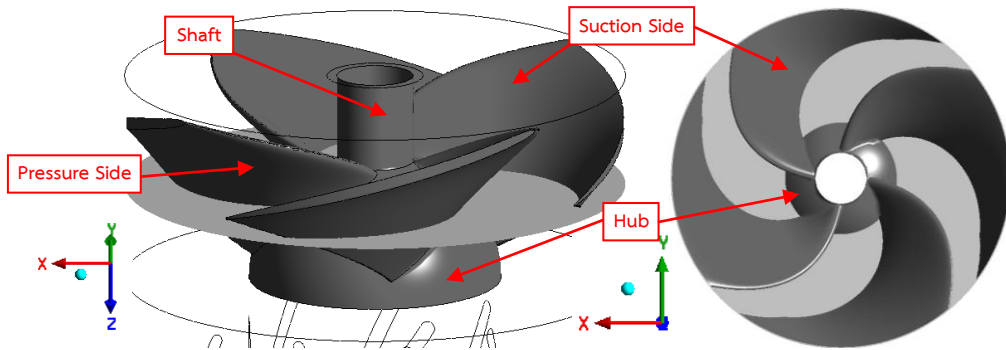
รูปที่ 7.7 สนามเวกเตอร์ความเร็วภายในช่องทางการไหลบริเวณใบจักรชุดที่สอง (XZ Plane)

โดยที่ใบจักรชุดแรกจะพิจารณาที่ตำแหน่ง 0.446 เมตร จากจุดอ้างอิง ณ ระบายทางเข้าของเครื่องสูบน้ำด้วยการตัดระนาบบนแกน Z (XY-plane) และใบจักรชุดที่สองจะถูกพิจารณาที่ตำแหน่ง 0.920 เมตร หรือตำแหน่งกึ่งกลางของใบจักรทั้งสองชุด (span 0.5) ดังแสดงในรูปที่ 7.8 และ 7.9

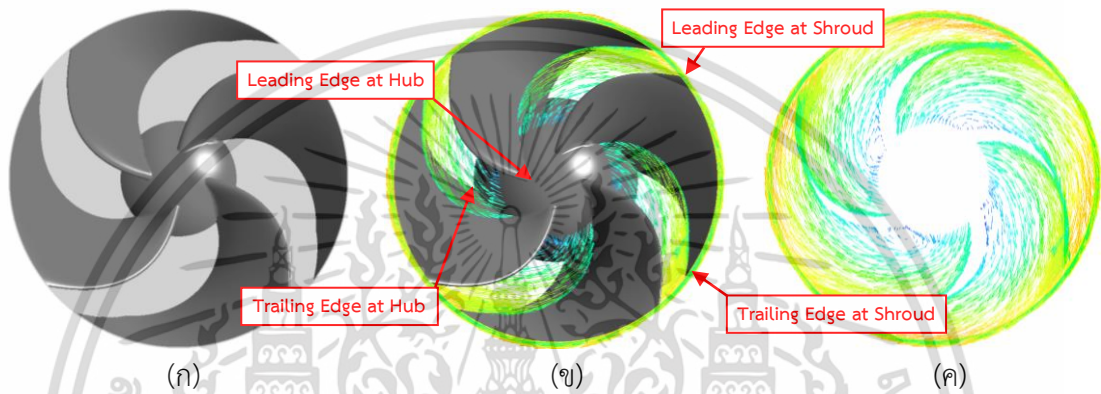


รูปที่ 7.8 การตัดระนาบ XY บริเวณช่องการไหลของใบจักรชุดแรก ณ ตำแหน่ง Z = 0.446

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี เพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นหน้าใบเซอร์เวชันดำเนินการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

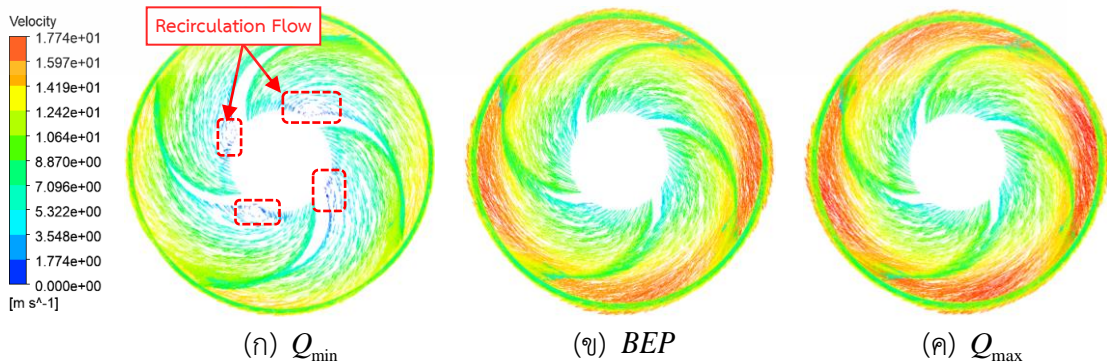


รูปที่ 7.9 การตัดระนาบ XY บริเวณช่องการไหลของใบจักรชุดที่สอง ณ ตำแหน่ง  $Z = 0.920$



รูปที่ 7.10 การตัดระนาบเพื่อแสดงเวกเตอร์ความเร็วบริเวณกึ่งกลางใบจักร ณ ตำแหน่ง  $Z=0.446$

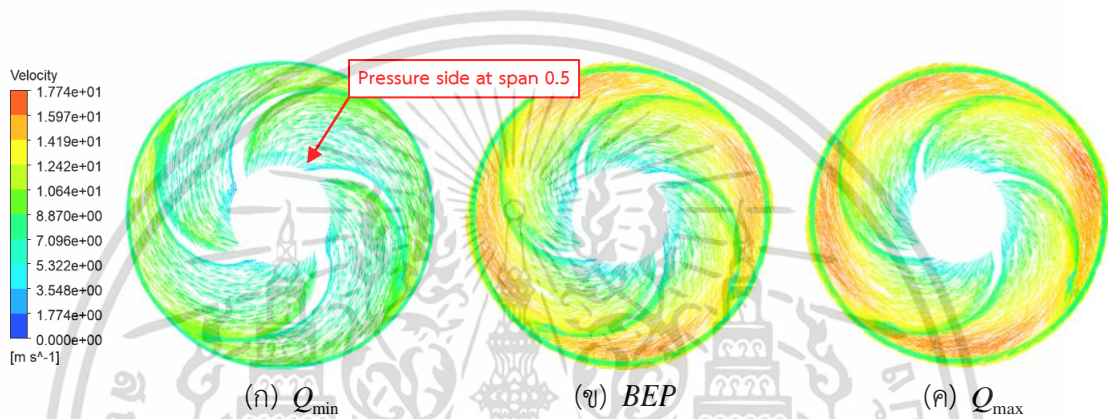
จากการจำลองในช่วงอัตราการไหลต่ำพบว่า เมื่อของไหลเข้าปะทะกับมุมทางเข้าของใบจักรชุดแรก (Leading Edge) ทำให้การไหลเกิดการแฉก (Slant) อันมีสาเหตุมาจากทิศทางการไหลที่เกิดขึ้นจริงไม่ได้อยู่ในแนวเดียวกับมุมทางเข้า [8] ซึ่งหลังจากเกิดการแฉก ของไหลได้เข้าไปปะทะกับผนังของใบจักรด้าน Pressure side ทำให้ทิศทางของการไหลถูกเปลี่ยนไปจนก่อให้เกิดปรากฏการณ์การไหลวนขึ้นในพื้นที่ใกล้เคียงกับดุมใบจักร (Hub) ดังแสดงในรูปที่ 7.11 (ก) ซึ่งปรากฏการณ์ดังกล่าวนี้ส่งผลโดยตรงต่อการสูญเสียพลังงาน (Loss Energy) และทำให้ประสิทธิภาพและสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำมีค่าลดลง



รูปที่ 7.11 สนามเวกเตอร์ความเร็วบริเวณกึ่งกลางของใบจักรชุดแรก ณ ตำแหน่ง  $Z = 0.446$

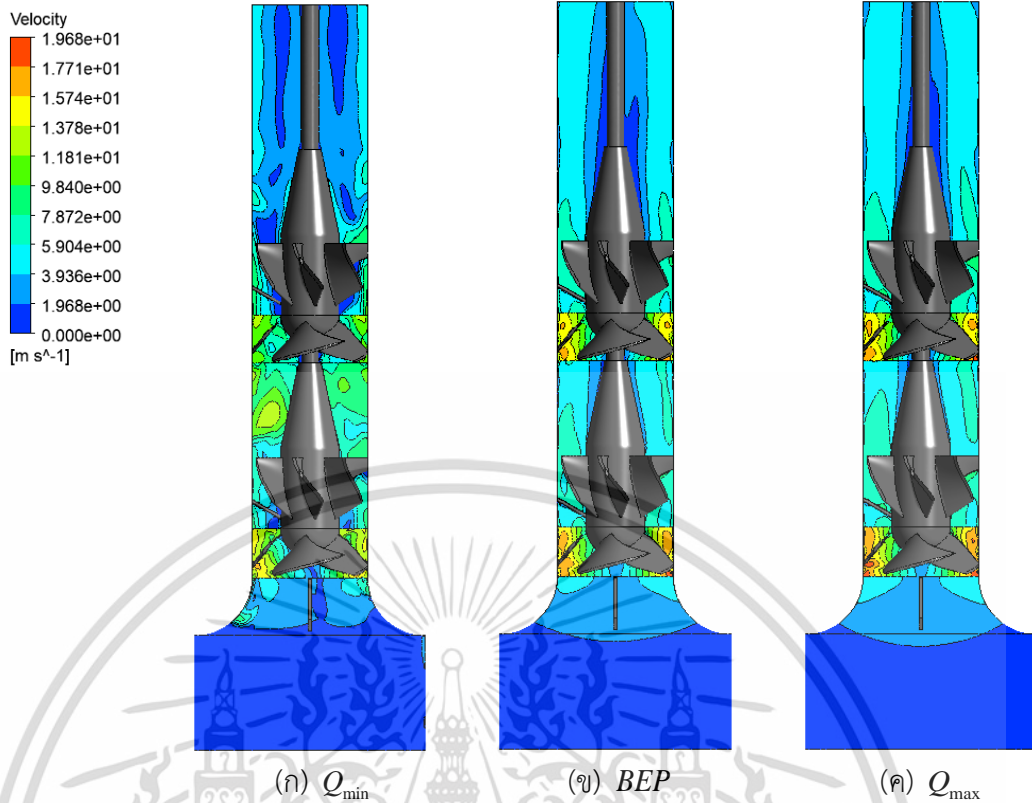
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่อัตราการไหลสูงสุดและที่จุด BEP พบว่า ทิศทางของการไหลกับมุมทางเข้าของใบจักรชุดแรกจะ ไม่มีการแฉกของการไหลเกิดขึ้น อันเนื่องมาจากใบจักรทำงานในช่วงอัตราการไหลที่เหมาะสม ทำให้ ไม่เกิดการหมุนวนขึ้นภายในช่องทางการไหล ดังแสดงในรูปที่ 7.11 (ข) และ 7.11 (ค) นอกจากนี้เมื่อ พิจารณาช่องทางการไหลภายในใบจักรชุดที่สองพบว่า ของไหลเคลื่อนที่ผ่านมุมทางเข้าของใบจักรได้ อย่างเหมาะสมในทุกอัตราการไหลส่งผลให้การไหลไม่เกิดการแฉกและการไหลวนขึ้น อีกทั้งยังพบว่า เมื่อของไหลเข้าปะทะกับใบจักรฝั่ง Pressure side จะทำให้ของไหลมีความเร็วที่ใกล้เคียงกับความเร็ว ใบจักรหรือใกล้เคียงกับศูนย์ (Stagnation Point) เมื่อเทียบกับใบจักร ในทุกช่วงของอัตราการไหล ดังแสดงในรูปที่ 7.12



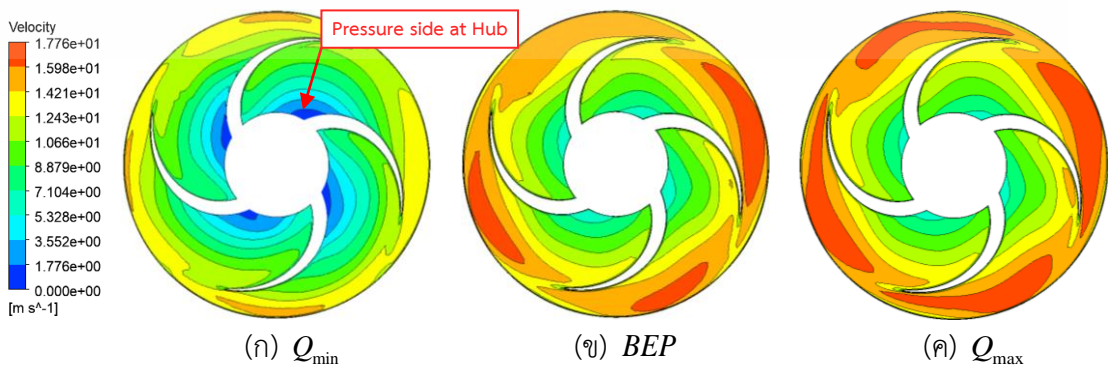
รูปที่ 7.12 สนามเวกเตอร์ความเร็วบริเวณกึ่งกลางของใบจักรชุดที่สอง ณ ตำแหน่ง  $Z = 0.920$

เพื่อให้สามารถวิเคราะห์พฤติกรรมของการไหลได้มากขึ้นและเพื่อให้เห็นภาพของความเร็วในลักษณะ ที่แตกต่างกันออกไป ดังนั้นจึงทำการพิจารณาการกระจายขนาดของความเร็ว (Velocity contour) ภายในช่องทางการไหลที่ตำแหน่งและสถานะเดียวกันกับการวิเคราะห์สนามเวกเตอร์ความเร็ว จาก การวิเคราะห์พบว่า ความเร็วภายในช่องการไหลมีค่าเพิ่มสูงขึ้นตามอัตราการไหลที่เพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นไป ตามความสัมพันธ์ของสมการอัตราการไหลที่สามารถหาได้จากผลคูณระหว่างความเร็วของของไหลกับ พื้นที่หน้าตัดของท่อ อีกทั้งยังพบว่า ณ สถานะที่อัตราการไหลต่ำ การกระจายความเร็วจะมีความไม่ สม่าเสมอบริเวณทางเข้าของเครื่องสูบน้ำและช่องว่างระหว่างใบจักรทั้งสองชุด เนื่องจากการไหลมี การหมุนวนและมีความไม่เป็นระเบียบ ซึ่งเป็นสาเหตุเดียวกันกับการวิเคราะห์สนามเวกเตอร์ความเร็ว แต่จะแสดงในลักษณะแถบสีที่มีการกระจายตัวและความไม่สม่ำเสมอ ดังแสดงในรูปที่ 7.13 (ก) เมื่อ เปรียบเทียบกับอัตราการไหลที่สูงในบริเวณเดียวกันพบว่า มีการกระจายความเร็วที่สม่ำเสมอและมีการ เพิ่มขึ้นของความเร็วภายในช่องทางการไหลตามการทำงานของเครื่องสูบน้ำ นอกจากนี้ยังพบว่า ในบริเวณที่การไหลไม่เกิดการหมุนวนและการไหลมีความเป็นระเบียบจะพบเกรเดียนต์ของความเร็ว (Velocity Gradient) ที่น้อยกว่าบริเวณที่เกิดการหมุนวนภายในช่องการไหล เช่น ช่องว่างระหว่างใบ จักรทั้งสองชุด ดังแสดงในรูปที่ 7.13 (ข) และ 7.13 (ค)



รูปที่ 7.13 การกระจายความเร็วภายในตัวเรือนของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร (XZ Plane)

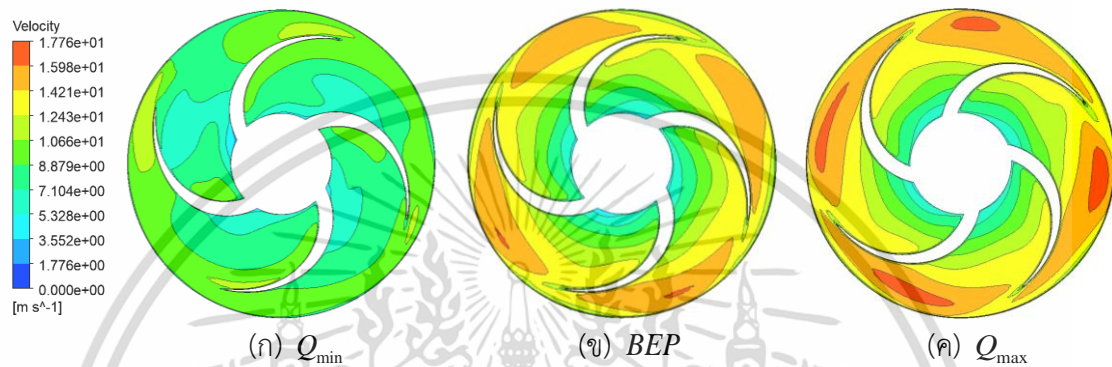
เมื่อพิจารณาความเร็วที่ระนาบของกึ่งกลางใบจักรชุดแรก ดังแสดงในรูปที่ 7.14 พบว่า การกระจายความเร็วสัมพันธ์ระหว่างใบจักรกับของไหลมีความไม่สม่ำเสมอเกิดขึ้นในทุกสภาวะอัตราการไหลและพบความแตกต่างของความเร็วที่สูงที่บริเวณปลายใบจักรและความเร็วต่ำบริเวณใกล้กับดุมใบจักรได้อย่างชัดเจน โดยในช่วงที่อัตราการไหลต่ำพบความเร็วที่ค่อนข้างต่ำเฉลี่ยกระจายอยู่ทั่วช่องทางการไหลภายในใบจักรชุดแรกและมีความเร็วที่ใกล้เคียงกันศูนย์ฝั่ง Pressure บริเวณดุมใบจักร แต่ในช่วงอัตราการไหลที่สูงกลับพบว่า บริเวณใกล้กับดุมใบจักรฝั่ง Pressure จะมีความเร็วที่สูงกว่าในรูปที่ 7.14 (ก) โดยมีการแบ่งชั้นความเร็วในลักษณะที่คล้ายกัน ซึ่งบริเวณปลายใบจักรมีความเร็วสูงขึ้นตามอัตราการไหลที่สูง



รูปที่ 7.14 การกระจายความเร็วบริเวณกึ่งกลางของใบจักรชุดแรก ณ ตำแหน่ง  $Z = 0.446$

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี โดยสงวนสิทธิ์ในชื่อและเครื่องหมายการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อทำการพิจารณาที่ระนาบกึ่งกลางของใบจักรชุดที่สองพบว่า การกระจายความเร็วมีลักษณะและพฤติกรรมของการไหลที่สอดคล้องกับสนามเวกเตอร์ของความเร็ว ดังแสดงในรูปที่ 7.15 โดยในการกระจายความเร็วจะแสดงถึง ขนาดของความเร็วที่เกิดขึ้น (Magnitude) ในพื้นที่ที่ต้องการศึกษาและสามารถแสดงถึงความเร็วต่ำหรือสูงในบริเวณดังกล่าวได้ แต่สำหรับสนามเวกเตอร์ความเร็วจะแสดงถึงทิศทางของเวกเตอร์ความเร็ว (Vector velocity) และบ่งบอกความเร็วที่สูงและต่ำด้วยความยาวของเวกเตอร์ รวมไปถึงแสดงปรากฏการณ์ของการไหลที่เกิดขึ้นเป็นหลัก



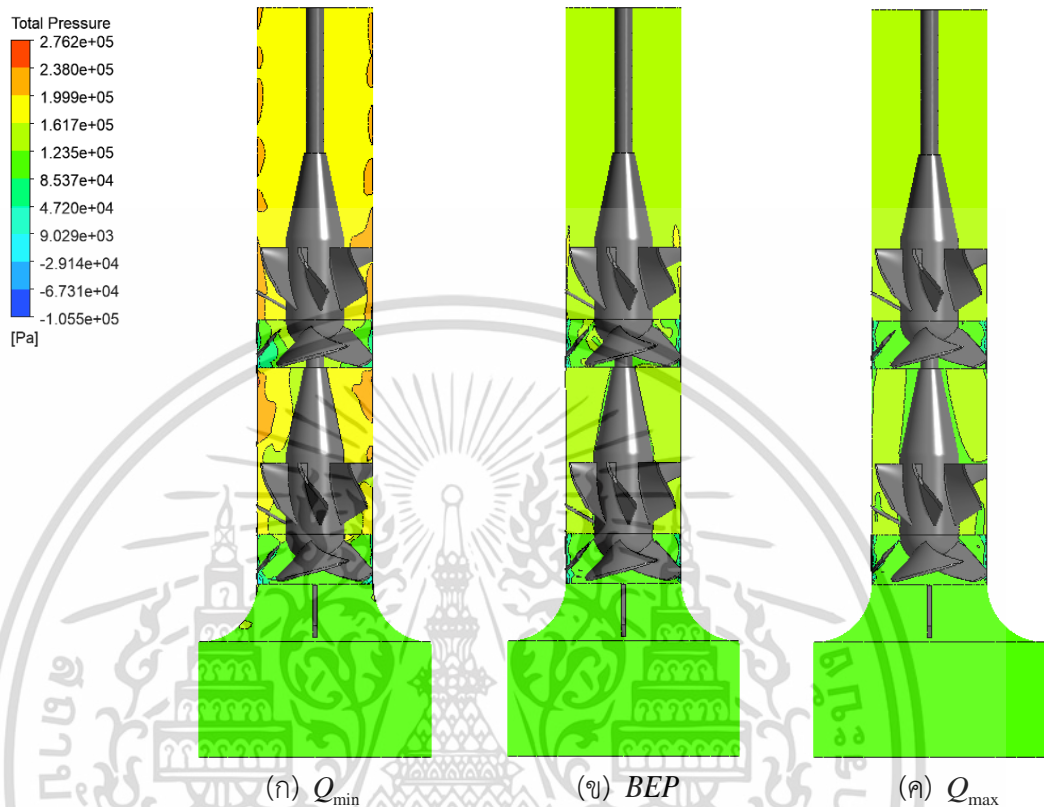
รูปที่ 7.15 การกระจายความเร็วบริเวณกึ่งกลางของใบจักรชุดที่สอง ณ ตำแหน่ง  $Z = 0.920$

จากรูปที่ 7.15 พบว่า ในช่วงอัตราการไหลต่ำมีการกระจายของความเร็วที่มากขึ้น (มีเกรเดียนต์ความเร็วที่ต่ำ) แต่ในช่วงอัตราการไหลที่สูงกลับพบว่า ยังคงปรากฏเกรเดียนต์ของความเร็วที่สูงบริเวณใกล้กับดุมใบจักร นอกจากนี้ที่บริเวณปลายของใบจักรพบเกรเดียนต์ของความเร็วที่ค่อนข้างต่ำและเห็นความเร็วสัมพันธ์ระหว่างใบจักรกับของไหลที่ชัดเจนในช่วงอัตราการไหลสูงสุดและที่จุด BEP

### 7.2.3 การกระจายความดันรวมภายในช่องทางการไหลของเครื่องสูบน้ำ

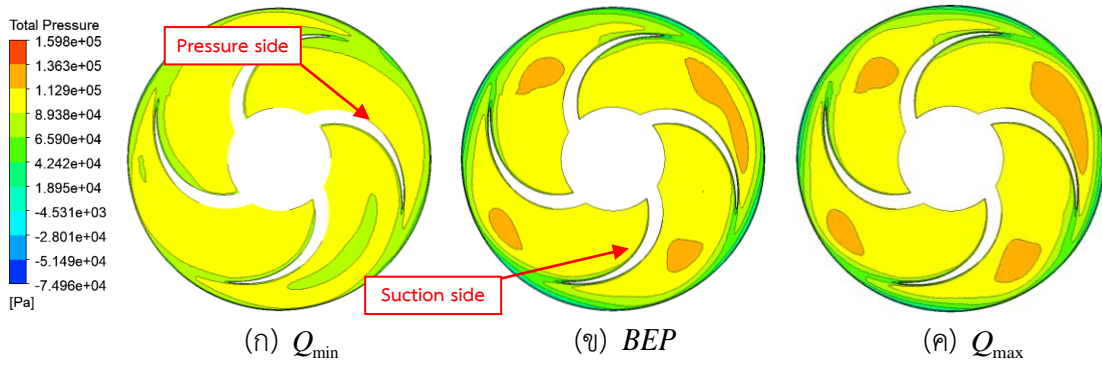
จากการพิจารณาการกระจายขนาดของความดันรวม (Total Pressure contour) ภายในช่องทางการไหลของเครื่องสูบน้ำพบว่า บริเวณด้านหลังของกลีบเรียงกระแสน้ำทั้งสองชุดจะมีค่าความดันเพิ่มสูงขึ้นในทุกอัตราการไหล เนื่องจากกลีบเรียงกระแสน้ำที่ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานจากความเร็วของของไหลที่ไหลออกจากใบจักรไปเป็นความดันหลังจากกลีบเรียงกระแสน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 7.16 นอกจากนี้พบว่า ในช่วงอัตราการไหลต่ำมีการใช้พลังงานที่สูงกว่าเมื่อเทียบกับที่อัตราการไหลสูง และพบความดันรวมภายในช่องทางการไหลมีค่าลดลงตามอัตราการไหลที่เพิ่มขึ้น อีกทั้งในรูปที่ 7.16 (ก) ยังพบว่า บริเวณด้านหลังของกลีบเรียงกระแสน้ำชุดที่สองและช่องว่างระหว่างใบจักรทั้งสองชุดจะมีเกรเดียนต์ความดัน (Pressure Gradient) เนื่องจากบริเวณดังกล่าวนี้เกิดการหมุนควงและการไหลมีความไม่เป็นระเบียบ แต่ที่จุด BEP และที่อัตราการไหลสูงสุดกลับพบว่า ความดันรวมจะมีเกรเดียนต์ที่ค่อนข้างต่ำมาก อย่างไรก็ตามก็ยังพบเกรเดียนต์ของความดันรวมอยู่บ้างที่บริเวณใบจักรและผนังของกลีบเรียงกระแสน้ำสำหรับใบจักรชุดที่สอง ดังแสดงในรูปที่ 7.16 (ข) แต่ที่อัตราการไหลสูงสุดจะพบการ

กระจายความดันรวมที่สม่ำเสมอบริเวณด้านหลังของกليبเรียงกระแสน้ำและใบจักรชุดแรก ดังแสดงในรูปที่ 7.16 (ค)



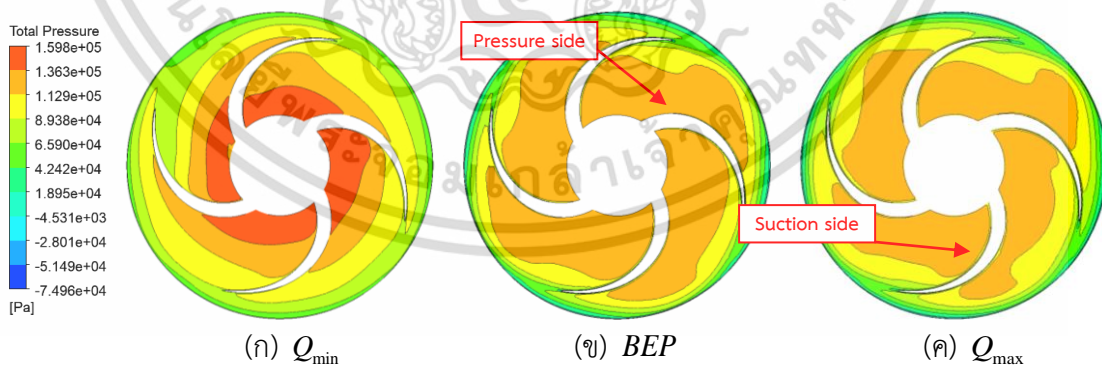
รูปที่ 7.16 การกระจายความดันรวมภายในตัวเรือนของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร (XZ Plane)

การกระจายของความดันจะถูกแสดงในรูปแบบของความเข้มและจางของสีในลักษณะเดียวกันกับการกระจายความเร็ว เช่น สีแดง หมายถึง บริเวณที่มีความดันสูง และสีน้ำ หมายถึง บริเวณที่มีความดันต่ำ เป็นต้น เมื่อทำการพิจารณาความดันที่ระนาบของกึ่งกลางใบจักรชุดแรกพบว่า บริเวณช่องว่างระหว่างใบจักรมีเกรเดียนต์ของความดันที่ต่ำในทุกอัตราการไหลและในพื้นที่ช่องทางการไหลระหว่างมีความดันที่ค่อนข้างสูง นอกจากนี้ยังพบอีกว่า บริเวณ Suction side ของใบจักรหรือผนังของท่อในพื้นที่ของใบจักรมีความดันที่ต่ำ ดังแสดงในรูปที่ 7.17 แต่ในช่วงที่อัตราการไหลสูงพบว่า ความดันรวมบริเวณปลายของใบจักรฝั่ง Pressure side จะมีค่าสูงขึ้นเมื่อเทียบกับการทำงานในช่วงอัตราการไหลที่ต่ำ เนื่องจากการทำงานของใบจักรที่จะสร้างความดันและความเร็วบริเวณปลายใบจักรฝั่ง Pressure side ในสภาวะที่อัตราการไหลเพิ่มสูงขึ้น จึงทำให้พบปริมาณของความดันที่มากขึ้นในบริเวณดังกล่าว ดังแสดงในรูปที่ 7.17 (ข) และ 7.17 (ค) ดังนั้นสามารถบอกได้ว่าความดันรวมจะมีค่าต่ำลงตามการลดลงของอัตราการไหล ดังแสดงในรูปที่ 7.17 (ก)



รูปที่ 7.17 การกระจายความดันรวมบริเวณกึ่งกลางของใบจักรชุดแรก ณ ตำแหน่ง  $Z = 0.446$

เมื่อทำการพิจารณาการกระจายความดันบนระนาบกึ่งกลางของใบจักรชุดที่สองในช่วงอัตราการไหลต่ำพบว่า ความดันรวมมีการเปลี่ยนแปลงชัดเจนมากที่สุดที่บริเวณดุมใบจักรตลอดจนถึงปลายใบจักร โดยจะพบความดันรวมในปริมาณที่มากในบริเวณดุมใบจักรและจะเริ่มมีค่าลดต่ำลงไปจนถึงบริเวณปลายใบจักร อีกทั้งยังพบความแตกต่างของความดันระหว่างฝั่ง Suction side และ Pressure side เนื่องจากการหมุนของใบจักรที่มีความเร็วสูงจึงทำให้พบความดันที่ต่ำบริเวณปลายใบจักรฝั่ง Suction side เมื่อเทียบกับด้าน Pressure side ดังนั้นจึงพบเกรเดียนต์ของความดันที่สูงภายในช่องการไหล ดังแสดงในรูปที่ 7.18 (ก) แต่ในช่วงอัตราการไหลสูงสุดและที่จุด BEP กลับไม่พบความดันที่สูงบริเวณดุมใบจักรและมีเกรเดียนต์ของความดันที่ต่ำภายในช่องทางการไหล มากไปกว่านั้นยังพบว่า ความดันรวมในพื้นที่ดังกล่าวเริ่มมีค่าลดลงตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหล แต่ยังคงพบเห็นความแตกต่างของความดันระหว่าง Suction side กับ Pressure side ตามการทำงานของใบจักรในสภาวะนั้น ดังแสดงในรูป 7.18 (ข) และ 7.18 (ค)



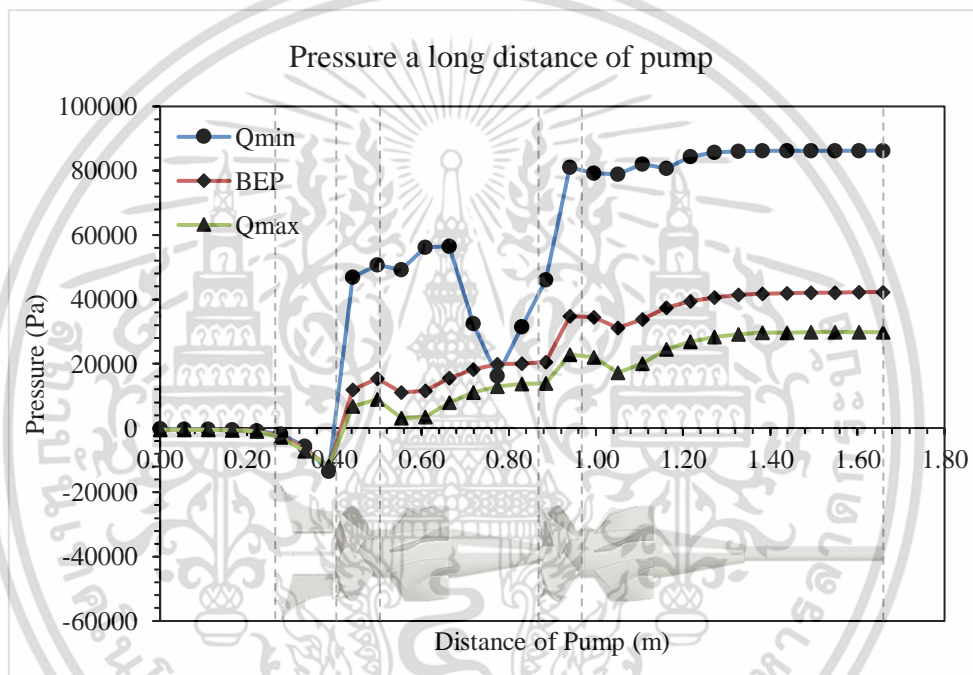
รูปที่ 7.18 การกระจายความดันรวมบริเวณกึ่งกลางของใบจักรชุดที่สอง ณ ตำแหน่ง  $Z = 0.920$

นอกจากนี้ยังพบว่า บริเวณปลายใบจักรหรือผนังท่อยังคงพบความดันที่ต่ำเช่นเดียวกับระนาบกึ่งกลางของใบจักรชุดแรก ซึ่งเป็นผลต่อเนื่องมาจาก Suction side บริเวณปลายใบจักร และเพื่อให้เข้าใจถึงปรากฏการณ์ของการไหลที่ส่งผลต่อความดันภายในระบบและพฤติกรรมของความดันที่เกิดขึ้นภายใน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องสูบน้ำ จึงจำเป็นต้องศึกษาความดันที่เกิดขึ้นภายในช่องทางการไหลตั้งแต่ระยะทางเข้าของเครื่องสูบน้ำตลอดจนถึงทางออกของเครื่องสูบน้ำ (Pressure and Total Pressure a long distance of pump) ในช่วงอัตราการไหลเดียวกันกับการศึกษา

โดยทั่วไปเมื่อของไหลเคลื่อนที่ผ่านทางเข้าของเครื่องสูบน้ำจะพบว่า ความดันเริ่มมีค่าลดต่ำกว่าความดันที่ใช้อ้างอิง (Pressure reference) จนเมื่อการไหลผ่านเข้าสู่ใบจักรความดันจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นไปจนถึงที่ใบจักรสามารถสร้างความดันได้และจะมีค่าเพิ่มขึ้นอีกเมื่อเคลื่อนที่ที่ไหลผ่านกลีบเรียงกระแสน้ำ จากนั้นความดันจะเริ่มมีการลดลงตลอดความยาวจนถึงทางออกของเครื่องสูบน้ำ ซึ่งความสัมพันธ์ดังกล่าวนี้มีผลในการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ด้วยเช่นกัน

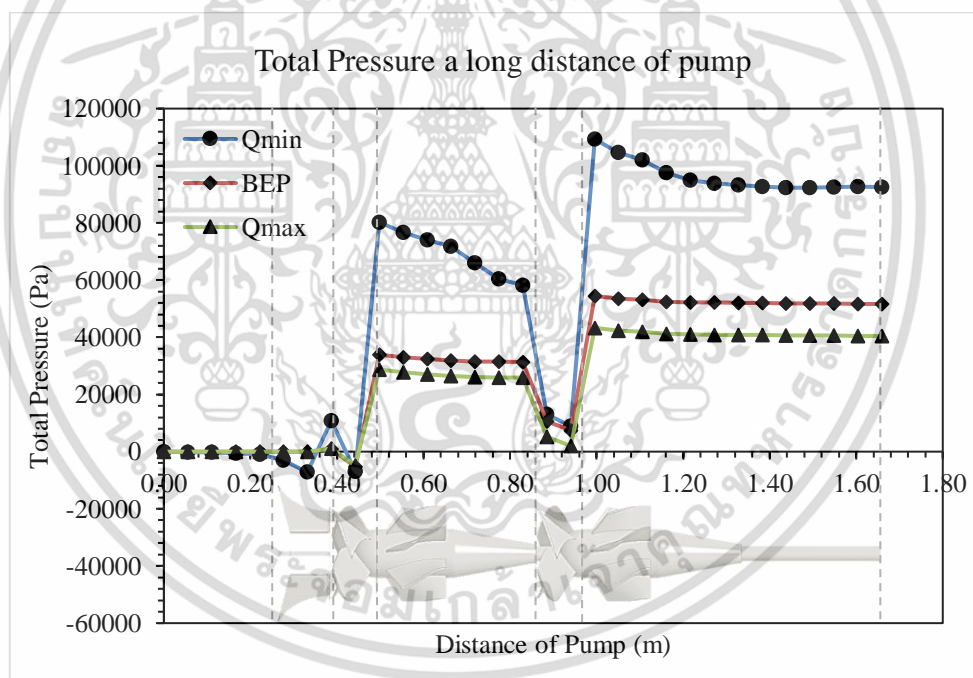


รูปที่ 7.19 ความดันที่เกิดขึ้นภายในระบบตั้งแต่ทางเข้าจนถึงทางออกของเครื่องสูบน้ำ

จากรูปที่ 7.19 ที่อัตราการไหลสูงสุดพบว่า ความดันที่ได้จะมีค่าน้อยกว่าจุด BEP เนื่องจากการทำงานในช่วงอัตราการไหลสูงจะมีการอันของการไหลที่น้อยและของไหลที่มีพลังงานที่อยู่ในรูปของความเร็วจะมีมากกว่าเมื่อเทียบกับอัตราการไหลต่ำ ซึ่งเป็นไปตามคุณลักษณะของเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแกน นอกจากนี้ยังพบว่า ความดันเกิดขึ้นในระบบมีแนวโน้มเปลี่ยนแปลงตามระยะทางในลักษณะที่คล้ายกัน ยกเว้นในช่วงอัตราการไหลต่ำที่ความดันมีค่าลดลงอย่างเห็นได้ชัดในบริเวณช่องว่างระหว่างกลีบเรียงกระแสน้ำชุดแรกกับใบจักรชุดที่สองและบริเวณรอบใบจักรชุดที่สอง อันมีสาเหตุมาจากการไหลเกิดการหมุนควงและหมุนวนในบริเวณดังกล่าว รวมไปถึงการทำงานของใบจักรชุดที่สองมีการดึงมวลน้ำที่มากกว่าใบจักรชุดแรกจะจ่ายให้ได้ จึงทำให้ความดันที่ได้ตกลงอย่างรุนแรง ทั้งนี้ที่อัตราการไหลสูงสุดและที่จุด BEP ไม่พบว่าเกิดสภาวะเช่นนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อทำการวิเคราะห์ความดันรวมที่เกิดขึ้นภายในระบบพบว่า ในช่วงที่อัตราการไหลสูงสุดและที่จุด BEP มีแนวโน้มของความดันรวม (Total Pressure) เปลี่ยนแปลงตามระยะทางในลักษณะเดียวกันกับความดัน (Pressure) ที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำ เนื่องจากความดันรวมเป็นการพิจารณาในส่วนของความดันสถิต (Static Pressure) และความดันเนื่องจากความเร็วของของไหล (Dynamics Pressure) ในขณะที่ของไหลเคลื่อนที่ผ่านกลีบเรียงกระแสน้ำทั้งสองชุดในช่วงอัตราการไหลสูงพบว่าความดันรวมมีการลดลงช้า ๆ ในลักษณะคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 7.20 แต่ในช่วงอัตราการไหลต่ำบริเวณช่องว่างระหว่างกลีบเรียงกระแสน้ำชุดแรกกับใบจักรชุดที่สองพบว่า ผลลัพธ์ของความดันรวมมีความลาดชันสูงอย่างเห็นได้ชัด เนื่องจากบริเวณดังกล่าวเกิดการหมุนควงการไหลและการไหลมีมุมปะทะกับใบจักรที่ความไม่เหมาะสมในบริเวณดังกล่าวส่งผลให้ความดันรวมที่ได้มีค่าลดลง อีกทั้งใบจักรชุดที่สองมีการทำงานที่ไม่เหมาะสมในอัตราการไหลดังกล่าวอีกด้วย และที่อัตราการไหลเดียวกันในบริเวณด้านหลังของกลีบเรียงกระแสน้ำชุดที่สองพบว่า กราฟของความดันมีความลาดชันเกิดขึ้นเป็นผลมาจากความเร็วของการไหลที่เกิดการหมุนวนจนทำให้ความดันที่ได้มีค่าลดต่ำลงเช่นเดียวกัน



รูปที่ 7.20 ความดันรวมที่เกิดขึ้นภายในระบบตั้งแต่ทางเข้าจนถึงทางออกของเครื่องสูบน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 8

### สรุปผลการทดสอบ การจำลอง และข้อเสนอแนะ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ในการศึกษาวิธีการเชิงทดสอบและการจำลองเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกนแบบ 2 ใบจักร โดยมีการติดตั้งให้ใบจักรทำงานร่วมกันสองชุดด้วยการต่อแบบอนุกรม และทำการทดสอบทั้งในรูปแบบห้องปฏิบัติการและรูปแบบภาคสนาม รวมถึงสอบเทียบเครื่องมือวัดของการทดสอบให้มีความคลาดเคลื่อนอยู่ในระดับการยอมรับตามมาตรฐาน JIS B8301 อีกทั้งยังทำการสอบเทียบผลการจำลองด้วยผลจากการทดสอบในระดับห้องปฏิบัติการ เพื่อตรวจสอบความแม่นยำและเป็นการยืนยันผลลัพธ์จากการจำลองเชิงตัวเลข จากนั้นนำผลการจำลองมาพิจารณาสนามเวกเตอร์ความเร็ว เส้นกระแสการไหล การกระจายความเร็ว และการกระจายความดันรวม รวมถึงความดันที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหลตลอดความยาวของเครื่องสูบน้ำ เพื่อวิเคราะห์สาเหตุของการสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในช่องทางการไหลของเครื่องสูบน้ำ โดยสามารถสรุปรายละเอียดได้ดังนี้

#### 8.1 การจำลองการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 และ 2 ใบจักร

จากการจำลองการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร พบว่า ที่จุด BEP เส้นกระแสการไหลมีความเป็นระเบียบและการไหลไม่เกิดการหมุนวนตลอดช่องทางการไหล เนื่องจากมีการติดตั้งลิบเรียงกระแสน้ำและมีความเหมาะสมของมุมปะทะระหว่างของไหลกับใบจักรและลิบเรียงกระแสน้ำ ซึ่งพบว่า บริเวณใบจักรจะเกิดความเร็วมากที่สุด เนื่องจากใบจักรอยู่บนแกนอ้างอิงที่แตกต่างกัน อีกทั้งยังพบว่า บริเวณด้านหลังลิบเรียงกระแสน้ำมีความเร็วลดลง ซึ่งเกิดจากลิบเรียงกระแสน้ำถูกออกแบบให้ดูมีลักษณะเป็นทรงกรวย เพื่อเพิ่มพื้นที่การไหลในอัตราที่เหมาะสม ในขณะที่ความดันภายในระบบมีค่าสูงขึ้นเมื่อไหลผ่านใบจักร เนื่องจากการหมุนของใบจักรช่วยเพิ่มพลังงานให้แก่ของไหล และความดันมีค่าสูงขึ้นเมื่อไหลผ่านลิบเรียงกระแสน้ำ ซึ่งจากการจำลองพบว่า ณ จุดออกแบบเครื่องสูบน้ำมีประสิทธิภาพ 73.92% ได้เฮด 5.50 เมตร ที่อัตราการไหล 9,027 ลิตรต่อนาที และใช้กำลัง 10.94 กิโลวัตต์ (14.67 แรงม้า) โดยที่จุด BEP มีประสิทธิภาพสูงถึง 79.74% ได้เฮด 3.77 เมตร ที่อัตราการไหล 11,434 ลิตรต่อนาที และกำลังที่ใช้ 8.81 กิโลวัตต์ (11.82 แรงม้า) รวมถึงมีความเร็วจำเพาะเท่ากับ 4.41 และจัดเป็นประเภทเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกน อีกทั้งยังพบว่า จุด BEP ไม่ได้อยู่ตำแหน่งเดียวกับจุดออกแบบ โดยที่จุดออกแบบมีอัตราการไหลต่ำกว่าจุด BEP อยู่ประมาณ 10% ดังนั้นจึงสรุปได้ว่า เครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร สามารถทำงานได้ประสิทธิภาพไม่ต่ำกว่า 75% ที่อัตราการไหลไม่ต่ำกว่า 9,000 ลิตรต่อนาที ได้เฮดมากกว่า 4 เมตร และกำลังที่ใช้ไม่เกิน 20 แรงม้า ด้วยความเร็วรอบ 1,450 รอบต่อนาที ซึ่งเป็นไปตามเงื่อนไขของการออกแบบ

จากการจำลองการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร พบว่า เกิดการหมุนวนเพียงเล็กน้อย บริเวณใบจักร เนื่องจากการหมุนของใบจักรมีความเร็วที่สูงจนเกิดเป็นความเร็วเชิงมุม (Upstream) ที่ด้านหน้าใบจักรและส่งผลให้ด้านหลังใบจักรเกิดพฤติกรรมในลักษณะเดียวกัน (Downstream) แต่เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้เผยแพร่ขึ้นต้นการตีพิมพ์ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะมีความเร็วที่มากกว่า รวมถึงเกิดการหมุนควงของการไหลบริเวณช่องว่างระหว่างใบจักรทั้งสองชุด ซึ่งการหมุนควงส่งผลให้เกิดการสูญเสียภายในระบบ ทำให้สมรรถนะของเครื่องสูบน้ำมีค่าลดลง เมื่อพิจารณาความดันรวมภายในช่องว่างระหว่างกลีบเรียงกระแสน้ำชุดแรกและใบจักรชุดที่สองพบว่า มีเกรเดียนต์ความดันที่สูงเป็นผลมาจากการหมุนควง และจากการจำลองพบว่า ณ จุดออกแบบเครื่องสูบน้ำมีประสิทธิภาพ 69.50% ได้เฮด 8.61 เมตร ที่อัตราการไหล 9,027 ลิตรต่อนาที และกำลังที่ใช้ 18.22 กิโลวัตต์ (24.43 แรงม้า) ในขณะที่จุด BEP มีประสิทธิภาพสูงถึง 76.83% ได้เฮด 6.19 เมตร ในช่วงอัตราการไหล 11,434 ลิตรต่อนาที และใช้กำลังทั้งหมด 15.03 กิโลวัตต์ (20.15 แรงม้า)

เมื่อเปรียบเทียบความแตกต่างของเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร และ 2 ใบจักร พบว่า เครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร จะได้ค่าเฮดและกำลังที่ใช้มากกว่าเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร ในทุกอัตราการไหล เนื่องจากเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร มีการให้พลังงานแก่ของไหลที่มากกว่าและมีการใช้พลังงานในการขับเคลื่อนที่มากกว่าเมื่อเทียบกับแบบ 1 ใบจักร จากผลการจำลองทำให้ทราบว่าค่าเฮดที่ได้และกำลังที่ใช้ไม่ได้มีค่าเพิ่มเป็นสองเท่าตามหลักทฤษฎี เนื่องจากมีการสูญเสียภายในช่องการไหลของเครื่องสูบน้ำ และมีการใช้กำลังที่มากขึ้นจากการต่อใบจักรแบบอนุกรม ทำให้มีไหลที่มากขึ้นตามไปด้วย ซึ่งกำลังทางไฟฟ้าจะประเมินจากไหลที่เกิดขึ้นจริงไม่ได้พิจารณาจากจำนวนของใบจักร เมื่อเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ ณ จุดออกแบบจึงพบว่า เครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ได้เฮดเพิ่มขึ้นจากเดิม 56% มีการใช้กำลังเพิ่มขึ้น 66% และมีประสิทธิภาพลดลง 5.97% เมื่อเทียบกับเครื่องสูบน้ำแบบ 1 ใบจักร ในขณะที่จุด BEP พบว่า เครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร ได้เฮดปัมเพิ่มขึ้น 64% ใช้กำลังไฟฟ้ามากขึ้น 70 % และประสิทธิภาพมีอัตราลดลง 3.64%

## 8.2 การทดสอบภาคสนามทั้งในรูปแบบห้องปฏิบัติการและภาคสนาม

จากการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการพบว่า เครื่องสูบน้ำได้ประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ  $77.45 \pm 0.49\%$  ได้เฮด  $6.94 (\pm 0.22\%)$  เมตร และกำลังที่ใช้  $18.00 (\pm 0.43\%)$  กิโลวัตต์ ในช่วงอัตราการไหล  $12,016 (\pm 0.40\%)$  ลิตรต่อนาที และเมื่อทำการประเมินความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นพบว่า พารามิเตอร์ของการทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำมีค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ในระดับการยอมรับเกรด 1 ตามมาตรฐาน JIS B8301 ทั้งหมด ดังนั้นจึงสามารถบอกได้ว่า การทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการมีความน่าเชื่อถือและมีความแม่นยำของเครื่องมือวัดที่สูง

จากการทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำในรูปแบบภาคสนามพบว่า เครื่องสูบน้ำทำประสิทธิภาพได้สูงสุด  $68.62 \pm 2.5\%$  ในช่วงที่อัตราการไหล  $11,685 (\pm 0.91\%)$  ลิตรต่อนาที ได้เฮด  $6.95 (\pm 3.66\%)$  เมตร และมีการใช้ทางกำลังไฟฟ้า  $19.78 (\pm 1.21\%)$  กิโลวัตต์ และเมื่อทำการพิจารณาความคลาดเคลื่อนของการทดสอบพบว่า พารามิเตอร์ของการทดสอบส่วนใหญ่มีค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ในระดับการยอมรับเกรด 1 ตามมาตรฐาน JIS ยกเว้นพารามิเตอร์ของเฮดปัมและพลังงานที่เครื่องสูบน้ำสร้างได้ ( $P_{Output}$ ) โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนที่สูงกว่าเกณฑ์การยอมรับทั้งเกรด 1 และเกรด 2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจากความแม่นยำของการวัดความดันจาก Pressure Gauge และการวัดอัตราการไหลของฝายนํ้าล้นในช่วงที่เครื่องสูบน้ำทำงานในอัตราการไหลสูง

เมื่อเปรียบเทียบผลลัพธ์จากการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการและภาคสนามพบว่า เสดที่ได้จากการทดสอบทั้งสองรูปแบบมีค่าแตกต่างกันน้อยมากในช่วงอัตราการไหลต่ำ ในขณะที่ช่วงอัตราการไหลสูงพบว่า เสดจากการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการจะให้ค่าที่สูงกว่ารูปแบบภาคสนาม ซึ่งเกิดจากความแม่นยำของเกจวัดความดันและการวัดอัตราการไหลจากฝายนํ้าล้น จึงทำให้อัตราการไหลสูงสุดและต่ำสุดมีความแตกต่างของเสด 7.11% และ 0.20% ตามลำดับ เมื่อพิจารณาถึงการใช้จ่ายกำลังทางไฟฟ้าพบว่า กำลังที่ใช้ในการทดสอบรูปแบบห้องปฏิบัติการมีค่าต่ำกว่ารูปแบบภาคสนามในทุกอัตราการไหล เนื่องจากในรูปแบบภาคสนามจะวัดกำลังไฟฟ้าจากอินเวอร์เตอร์ที่รวมการสูญเสียทางไฟฟ้า จึงมีผลลัพธ์ที่มากกว่าเซนเซอร์วัดแรงบิดของรูปแบบห้องปฏิบัติการที่ไม่ได้คำนึงถึงการสูญเสียจากการส่งถ่ายกำลัง โดยที่อัตราการไหลสูงสุดและต่ำสุดมีความคลาดเคลื่อนของกำลังที่ใช้จากการทดสอบในรูปแบบภาคสนามที่ต่ำกว่ารูปแบบห้องปฏิบัติการอยู่ที่ 6.53% และ 7.69% ตามลำดับ ในขณะที่เดียวกันประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำของห้องปฏิบัติการจะให้ผลลัพธ์ที่มากกว่าภาคสนาม โดยผลลัพธ์ทั้งสองรูปแบบมีแนวโน้มของประสิทธิภาพไปในทิศทางเดียวกัน แต่จะมีความแตกต่างมากขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหล นอกจากนี้ยังพบว่าจุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุดอยู่ในช่วงอัตราการไหลที่แตกต่างกัน โดยที่รูปแบบห้องปฏิบัติการมีประสิทธิภาพสูงถึง 77.45% ที่อัตราการไหล 12,016 ลิตรต่อนาที แต่ในรูปแบบภาคสนามมีประสิทธิภาพ 68.62% ที่อัตราการไหล 11,685 ลิตรต่อนาที

### 8.3 การสอบเทียบผลการทดสอบและการจำลองเชิงตัวเลข

จากการศึกษาพบว่า เสดบี้มที่ได้จากการจำลองและการทดสอบในรูปแบบห้องปฏิบัติการมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน โดยเสดบี้มจะมีค่าลดลงตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหล เนื่องจากในช่วงอัตราการไหลสูงการไหลมีการอันที่น้อยลง ส่งผลให้แรงบิดและความดันที่เกิดขึ้นมีค่าน้อยลงด้วยเช่นกัน ซึ่งในช่วงอัตราการไหลต่ำผลลัพธ์ทั้งสองมีค่าไม่แตกต่างกันมากนัก แต่เมื่ออัตราการไหลสูงขึ้นเสดบี้มของการทดสอบจะให้ค่าที่สูงกว่าการจำลอง เมื่อพิจารณาที่อัตราการไหลสูงสุดกับอัตราการไหลต่ำสุดพบว่า มีความคลาดเคลื่อนของค่าเสด 25.86% และ 6.95% ตามลำดับ โดยที่จุด BEP ได้เสดบี้มของการทดสอบจะมีมากกว่าการจำลอง 21.36% ในขณะเดียวกันการใช้จ่ายกำลังไฟฟ้าของการทดสอบจะมีค่าที่สูงกว่าการจำลองในทุกอัตราการไหล เนื่องจากการจำลองไม่ได้คำนึงถึงการสูญเสียพลังงานที่เกิดขึ้นจากการส่งถ่ายกำลัง อีกทั้งยังพบว่า ผลลัพธ์ทั้งสองมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน โดยที่กำลังไฟฟ้าจะมีค่าน้อยลงตามอัตราการไหลที่เพิ่มขึ้นและในช่วงอัตราการไหลสูงจะใช้จ่ายพลังงานที่น้อยกว่าอัตราการไหลต่ำ ซึ่งเป็นไปตามคุณสมบัติของเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกน นอกจากนี้ที่ BEP พบว่า มีการใช้กำลังของการทดสอบมีค่ามากกว่าการจำลองอยู่ 23.60% โดยที่อัตราการไหลสูงสุดและอัตราการไหลต่ำสุดมีกำลังที่ใช้ของการทดสอบที่มากกว่าการจำลอง 27.75% และ 20.31%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตามลำดับ เมื่อพิจารณาประสิทธิภาพพบว่า ผลจากการจำลองจะให้ผลลัพธ์ที่สูงกว่าผลการทดสอบในทุกอัตราการไหล ยกเว้นที่อัตราการไหลสูงสุดผลลัพธ์จากการทดสอบจะมากกว่าการจำลอง โดยที่จุด BEP จะได้ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำจากการจำลองที่มากกว่าผลการทดสอบอยู่ที่ 0.34% โดยที่อัตราการไหลสูงสุดและต่ำสุดมีความแตกต่างของผลลัพธ์เท่ากับ 0.12% และ 16.24% ตามลำดับ

#### 8.4 การจำลองการไหลภายในเครื่องสูบน้ำ

การศึกษาพฤติกรรมและปรากฏการณ์ของการไหลภายในช่องการไหลของเครื่องสูบน้ำแบบไหลตามแนวแกนแบบ 2 ใบจักร โดยจะทำการพิจารณาที่อัตราการไหลสูงสุด ( $Q_{max}$ ) 0.214 ลิตรต่อวินาที และที่อัตราการไหลต่ำสุด ( $Q_{min}$ ) 0.108 ลิตรต่อวินาที รวมถึงที่จุดที่เครื่องสูบน้ำได้ประสิทธิภาพสูงสุด ( $BEP$ ) ที่อัตราการไหล 0.200 ลิตรต่อวินาที เพื่อประเมินความแตกต่างของผลการจำลองกับการทดสอบที่ครอบคลุมย่านการทำงานของเครื่องสูบน้ำ

จากการพิจารณาเส้นกระแสการไหลที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำ พบว่าการไหลมีความเป็นระเบียบและมีการไหลอย่างสม่ำเสมอตลอดความยาวตั้งแต่ทางเข้าจนถึงทางออกของเครื่องสูบน้ำ ในช่วงอัตราการไหลสูง แต่ที่อัตราการไหลต่ำกลับพบว่า การไหลมีความไม่เป็นระเบียบและเกิดการหมุนวนของการไหลบริเวณช่องว่างระหว่างใบจักรทั้งสองชุด เนื่องจากใบจักรถูกออกแบบมาให้มีความเหมาะสมกับการทำงานในช่วงอัตราการไหลสูง นอกจากนี้การไหลบริเวณด้านหลังกليبเรียงกระแสน้ำชุดที่สองจะมีลักษณะหมุนวน เนื่องจากการไหลยังคงมีความเร็วที่สูงหลังจากใบจักรทำให้ปะทะเข้ากับผนังพื้นที่โค้งของกليبเรียงกระแสน้ำ ซึ่งทั้งสองปรากฏการณ์นี้ส่งผลโดยตรงต่อเสถียรภาพการไหลและเกิดสูญเสียสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ โดยในช่วงอัตราการไหลต่ำการไหลจะมีความเป็นเกลียวและความยุ่งเหยิงที่มากกว่าในช่วงอัตราการไหลสูง

เมื่อพิจารณาเวกเตอร์ความเร็วภายในเครื่องสูบน้ำในช่วงอัตราการต่ำ พบว่า การไหลเกิดการหมุนวนบริเวณด้านหน้าและด้านหลังใบจักร รวมไปถึงบริเวณด้านหลังกليبเรียงกระแสน้ำทั้งสองชุด และยังพบการแยกไหลเกิดขึ้นบริเวณด้านหลังกليبเรียงกระแสน้ำชุดที่สอง เนื่องจากใบจักรและกليبเรียงกระแสน้ำไม่ได้ถูกออกแบบให้ทำงานที่อัตราการไหลต่ำ ในขณะที่อัตราการไหลสูงพบว่า เวกเตอร์ความเร็วมีทิศทางการไหลที่เป็นระเบียบ โดยไม่พบการหมุนวนและการแยกไหลของของไหล อีกทั้งเมื่อวิเคราะห์เวกเตอร์ความเร็วที่บริเวณกึ่งกลางของใบจักรชุดแรกพบว่า เฉพาะในช่วงอัตราการไหลต่ำที่สุดจะเกิดการหมุนวนของการไหลบริเวณมุมใบจักร เนื่องจากการปะทะระหว่างความเร็วของการไหลกับใบจักรฝั่ง Pressure side ทำให้การไหลมีทิศทางการเปลี่ยนไป ในขณะที่เวกเตอร์ความเร็วของใบจักรชุดที่สองไม่พบการหมุนวนเกิดขึ้น เนื่องจากการไหลมีมุมปะทะที่เหมาะสมกันในทุกอัตราการไหล

เพื่อให้เกิดความเข้าใจพฤติกรรมของการไหลที่มากขึ้นจึงได้ทำการประเมินการกระจายขนาดของความเร็วภายในช่องการไหล โดยพบว่า บริเวณทางเข้าเครื่องสูบน้ำและช่องว่างระหว่างใบจักรทั้งสองชุดมีเกรเดียนต์ความเร็วที่สูงในช่วงอัตราการไหลต่ำ เนื่องจากบริเวณดังกล่าวนี้การไหลมีความไม่

เป็นระเบียบและเกิดการหมุนวนขึ้นดังที่ได้อธิบายไว้ในการวิเคราะห์สนามเวกเตอร์ความเร็ว ในขณะที่อัตราการไหลสูงพบว่า ในบริเวณเดียวกันมีเกรเดียนต์ของความเร็วที่ต่ำและมีการกระจายความเร็วที่สม่ำเสมอ เมื่อพิจารณาความเร็วที่ระนาบของกึ่งกลางใบจักรชุดแรกพบว่า มีเกรเดียนต์ความเร็วที่สูงในทุกช่วงอัตราการไหล โดยที่อัตราการไหลต่ำมีขนาดของความเร็วที่น้อยกว่าเมื่อเทียบกับที่อัตราการไหลสูง อีกทั้งยังพบว่าบริเวณปลายใบจักรฝั่ง Pressure side จะมีขนาดของความเร็วที่มากขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหล สำหรับการกระจายความเร็วที่ระนาบกึ่งกลางของใบจักรชุดที่สองพบว่า มีเกรเดียนต์ความเร็วต่ำบริเวณช่องการไหลในช่วงอัตราการไหลต่ำ ในขณะที่อัตราการไหลสูงสุดและที่จุด BEP ยังคงปรากฏเกรเดียนต์ของความเร็วที่สูงอยู่บริเวณดุมใบจักร

จากการพิจารณาการกระจายขนาดของความดันรวมภายในช่องการไหลของเครื่องสูบน้ำพบว่า บริเวณด้านหลังกليبเรียงกระแสน้ำชุดที่สองและช่องว่างระหว่างกليبเรียงกระแสน้ำชุดแรกกับใบจักรชุดที่สองจะพบเกรเดียนต์ของความดันที่ค่อนข้างสูง เนื่องจากการไหลเกิดการหมุนควงและการหมุนวนขึ้น ในขณะที่อัตราการไหลสูงสุดและจุด BEP ไม่พบเกรเดียนต์ความดันในบริเวณดังกล่าว นอกจากนี้ในช่วงอัตราการไหลสูงสุดพบการกระจายความดันอย่างสม่ำเสมอบริเวณกليبเรียงกระแสน้ำและใบจักรชุดแรก เมื่อวิเคราะห์ความดันรวมที่ระนาบของกึ่งกลางใบจักรชุดแรกพบว่า มีเกรเดียนต์ของความดันที่ต่ำในทุกอัตราการไหลบริเวณช่องว่างระหว่างใบจักร โดยในช่วงอัตราการไหลสูงจะมีความดันรวมฝั่ง Pressure side บริเวณปลายใบจักรที่มากกว่าอัตราการไหลต่ำและจะมีความดันต่ำฝั่ง Suction side ของใบจักร เนื่องจากใบจักรจะสร้างความเร็วและความดันบริเวณปลายใบจักรฝั่ง Pressure side ที่มากขึ้นตามอัตราการไหลที่เพิ่มสูงขึ้น จึงทำให้พบปริมาณของความดันที่มากขึ้นในบริเวณนี้ สำหรับการกระจายความดันรวมบนระนาบกึ่งกลางของใบจักรชุดที่สองพบว่า ความดันรวมมีการเปลี่ยนแปลงชัดเจนมากที่สุดบริเวณดุมใบจักรตลอดจนถึงปลายใบจักรที่อัตราการไหลต่ำ โดยที่ความดันรวมจะมีปริมาณมากบริเวณดุมของใบจักรและมีค่าลดลงไปจนถึงปลายใบจักร นอกจากนี้การหมุนของใบจักรที่มีความเร็วสูงทำให้ฝั่ง Suction side บริเวณปลายใบจักรมีความดันที่ต่ำกว่า Pressure side ส่งผลให้พบเกรเดียนต์ความดันที่สูง ณ อัตราการไหลที่ต่ำสุด แต่ที่อัตราการไหลสูงสุดและจุด BEP กลับไม่พบความดันที่สูงในบริเวณดังกล่าวและมีเกรเดียนต์ความดันที่ต่ำ

จากการวิเคราะห์ความดันที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหลตั้งแต่ทางเข้าจนถึงทางออกของเครื่องสูบน้ำพบว่า ความดันที่เกิดขึ้นภายในระบบที่อัตราการไหลสูงสุดและจุด BEP มีแนวโน้มเปลี่ยนแปลงตามระยะทางที่คล้ายกัน โดยที่อัตราการไหลสูงสุดจะมีความดันต่ำกว่าจุด BEP เนื่องจากในช่วงอัตราการไหลสูงจะมีการอันของการไหลที่น้อยจึงทำให้มีความดันต่ำลงเช่นกัน อีกทั้งพลังงานของการไหลที่อยู่ในรูปของความเร็วจะมีมากกว่าเมื่อเทียบกับอัตราการไหลต่ำ นอกจากนี้ที่อัตราการไหลต่ำยังพบว่าความดันมีค่าลดลงอย่างมากบริเวณช่องว่างระหว่างกليبเรียงกระแสน้ำชุดแรกกับใบจักรชุดที่สองและบริเวณรอบใบจักรชุดที่สอง เนื่องจากการไหลเกิดการหมุนวนและหมุนควง รวมถึงใบจักรชุดที่สองมีการดึงมวลน้ำที่มากกว่าใบจักรชุดแรกจะจ่ายให้ เมื่อวิเคราะห์ความดันรวมที่เกิดขึ้นภายในช่องการ

ไหลพบว่า ความดันรวมภายในระบบมีลักษณะของแนวโน้มที่คล้ายกับความดันที่เกิดขึ้น โดยความดันรวมมีการลดลงอย่างช้า ๆ ในลักษณะคงที่ที่อัตราการไหลสูงสุดและจุด BEP บริเวณด้านหลังกليبเรียงกระแสน้ำทั้งสองชุด ในขณะที่อัตราการไหลต่ำสุดมีการลดลงของความดันรวมในลักษณะที่มีความลาดชันสูง เนื่องจากบริเวณดังกล่าวเกิดจากการหมุนวนการไหลและการไหลมีมุมปะทะที่ไม่เหมาะสมกับใบจักร

จากการทดสอบและการจำลองเชิงตัวเลขของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร พบว่า ผลลัพธ์ที่จุดออกแบบเป็นที่น่าพอใจและบรรลุเป้าหมาย โดยได้เฮดไม่น้อยกว่า 8 เมตร อัตราการไหลไม่ต่ำกว่า 9,000 ลิตรต่อนาที และมีการใช้กำลังไฟฟ้าไม่เกิน 40 แรงม้า ยกเว้นประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำที่ไม่เป็นตามเป้าหมายที่ 75% เนื่องจากเกิดการสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหลระหว่างใบจักรทั้งสองชุดหรือบริเวณกليبเรียงกระแสน้ำชุดแรกกับใบจักรชุดที่สอง ทำให้เกิดการอันของการไหลภายในเครื่องสูบน้ำส่งผลให้ประสิทธิภาพมีค่าต่ำกว่าเป้าหมาย นอกจากนี้อาจเกิดจากแบบจำลองมีขนาดไม่ตรงตามชิ้นงานที่ผลิตจริงในบางส่วนและอาจเกิดจากการตั้งสมมุติฐานที่ไม่ได้คำนึงถึงอิทธิพลจากแรงโน้มถ่วง ทั้งนี้อาจเกิดขึ้นได้จากปัจจัยอื่น ๆ ซึ่งจำเป็นต้องพิจารณาในระดับขั้นสูง เพื่อวิเคราะห์ถึงปัญหาที่เกิดขึ้น ดังนั้นการออกแบบเครื่องสูบน้ำให้ทำงานร่วมกัน 2 ชุด จำเป็นต้องพิจารณาการไหลผ่านช่องว่างใบจักรทั้งสองชุดเป็นสำคัญ รวมถึงต้องกำหนดขอบเขตเงื่อนไขการจำลองการไหลให้ตรงกับทดสอบและต้องปรับขนาดของแบบจำลองให้มีความเหมือนกันกับชิ้นงานที่สร้างจริงมากที่สุด

## 8.5 ข้อเสนอแนะ

1. กำหนดให้การจำลองการไหลเป็นแบบไม่คงที่ (Transient State) เพื่อสามารถวิเคราะห์ในมุมมองที่มากขึ้นและนำไปใช้เป็นแนวทางในการวิจัยในระดับสูง
2. ทำการปรับปรุงพื้นที่การไหลระหว่างช่องว่างระหว่างกليبเรียงกระแสน้ำชุดแรกกับใบจักรชุดที่สอง เพื่อลดการสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหล
3. ทำการวิเคราะห์การไหลผ่านใบจักรในลักษณะ Blade to Blade เพื่อให้สามารถวิเคราะห์สนามการไหลได้หลากหลายมิติมากขึ้น
4. ควรวางแผนการดำเนินงานวิจัยให้รอบครอบและมีแบบแผนที่ชัดเจน เพื่อป้องกันความผิดพลาดและเหตุสุดวิสัยที่อาจก่อให้เกิดความคลาดเคลื่อนและความล่าช้าของงานวิจัย

## เอกสารอ้างอิง

- [1] Chinsuwan W., Cochran B.J. “DEVELOPMENT AND USE OF THE AXIAL FLOW LOWLIFT PUMP IN THAILAND” *KKU Engineering Journal*, vol.12, no. 2, 1985. pp. 5-26.
- [2] Chinsuwan W., Cochran B.J. “THE AXIAL-FLOW LOW-LIFT PUMP IN THAILAND” *Small Farm Equipment for Developing Countries: Past Experiences and Future Priorities*, September 1985. pp. 195-203.
- [3] นิรมล ตุ่นุ่ม, วาลิน กมลทิพย์วงศ์, สุวรรณ เลหากรรณวิช. “การทดสอบสมรรถนะท่อสูบน้ำพญานาค” *วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเกษตร มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตกำแพงแสน พ.ศ. 2528.*
- [4] วรรณ ชูชัยวัฒนา, อภิรักษ์ ปุรสาดิต. “การพัฒนาท่อสูบน้ำพญานาค” *วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2531.*
- [5] Yousaf Ali. “EVALUATION OF A CENTRIFUGAL AND AN AXIAL FLOW WATER PUMP FOR PUMPING SOIL SLURRY” *B.Sc. Mechanical Engineering University of Engineering & Technology Lahore. Pakistan. 1992.*
- [6] Chaiyaphol Keawprakaisaengkul. “EVALUATION AND IMPROVEMENT OF THAI-MADE IRRIGATION PUMPS” *Asian Institute of Technology School of Environment, Resources and Development Bangkok, Thailand. 1996.*
- [7] มะหมุด หลงจี, อิมรอน เจอะอูเซ็ง. “การนำนายสมรรถนะของ AXIAL FLOW PUMP โดยวิธี CFD” *วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2551.*
- [8] จารุวัตร เจริญสุข, ขวลิต กาทภักดี. “การพัฒนาใบพัดเครื่องสูบน้ำพญานาคชนิดไหลผสมเพื่อการเกษตร” *โครงการวิจัย ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง พ.ศ. 2556.*
- [9] เบญญา กสานติกุล. “การศึกษาและพัฒนาระบบสูบน้ำแบบท่อพญานาคสำหรับการชลประทานในบ่อเกษตรกรรมขนาดใหญ่” *วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ พ.ศ. 2557.*
- [10] SU YU, JONATHAN S. COLTON, MD. ABDUL MATIN, TIMOTHY J. KRUPNIK. “A SIMPLIFIED IRRIGATION PUMP TESTING METHOD FOR DEVELOPING COUNTRIES: A CASE STUDY IN BANGLADESH” *IRRIGATION AND DRAINAGE*, July 2018. pp. 559-571.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## เอกสารอ้างอิง (ต่อ)

- [11] ณพัฒน์ภูมิ เวียงคำ, ปกรณ์ วิถีพานิชย์ และ อุกฤษฏ์ คงเตี้ย. “การทดสอบเครื่องสูบน้ำพญานาคตามมาตรฐาน JIS B8301:2000 และ JIS B8302:1990” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2561.
- [12] จารุวัตร เจริญสุข, วันชัย อัศวภูษิตกุล, กำธร เสพย์ธรรม, กิตติภาส วศินารมณ, วิทวัฒน์ แสงหิรัญ, วิศาล ลีลาวิวัฒน์. “โครงการพัฒนาชุดทดสอบสมรรถนะ และการปรับปรุงประสิทธิภาพชุดใบจักร สำหรับเครื่องสูบน้ำพญานาค (P1851268)” สำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ พ.ศ. 2562.
- [13] วิบูลย์ บุญยธโรกุล. **ปั๊มและระบบสูบน้ำ**. ภาควิชาวิศวกรรมชลประทาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตบางเขนกรุงเทพมหานคร. 2529.
- [14] ทวีศักดิ์ มั่นชวนนท์, มานะ อารมณ์ประเสริฐ. **เครื่องจักรกลของไทย**. พิมพ์ครั้งที่ 1. กรุงเทพมหานคร : โอ.เอส. พรีนติ้ง เฮ้าส์. 2538.
- [15] George F. Round. **INCOMPRESSIBLE FLOW TURBOMACHINES**. Burlington USA : Gulf Professional Publishing. 2004.
- [16] วิทวัฒน์ แสงหิรัญ. “การศึกษาเชิงทดสอบและเชิงตัวเลขของปั๊มรูปทรงกรวย” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี พ.ศ. 2558.
- [17] Michael Volk. **PUMP CHARACTERISTICS AND APPLICATIONS**. 3rd ED. Boca Raton FL : CRC Press. 2014.
- [18] Yunus A. Cengel, John M. Cimbala. **FLUID MECHANICS : FUNDAMENTALS AND APPLICATIONS**. 4th ED. New York : McGraw-Hill Education. 2018.
- [19] DANIEL ZWILLINGER. **STANDARD MATHEMATICAL TAND AND FORMULAE**. 31th ED. New York : CRC Press LLC. 2003.
- [20] จารุวัตร เจริญสุข. **พลศาสตร์ของไทยเชิงคำนวณและการประยุกต์ในงานวิศวกรรม**. พิมพ์ครั้งที่ 2. กรุงเทพมหานคร : ห้างหุ้นส่วนจำกัด มีน เซอร์วิส ซัพพลาย. 2562.
- [21] H. K. Versteeg, W. Malalasekera. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics**. 2nd ED. England : Pearson Education Limited. 2007.
- [22] ชวลิต กาฬภักดี. “สมรรถนะคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงในกังหันก๊าซขนาดเล็กที่ใช้เชื้อเพลิงความร้อนต่ำ” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง พ.ศ. 2558.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## เอกสารอ้างอิง (ต่อ)

- [23] Andre Bakker. “Lector on Applied Computational Fluid Dynamics.” [Online]. Available : <https://www.bakker.org/Lectures-Applied-CFD.pdf>. 2008.
- [24] เดชตัญญู บุญช่วย. “การจำลองรูปทรงใบพัดต่อสมรรถนะของคอมเพรสเซอร์แรงเหวี่ยงสำหรับเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาด 200 kW” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง พ.ศ. 2554.
- [25] ANSYS, Inc. “Lecture 7: Mesh Quality & Advance Topics – Introduction to ANSYS MESHING” [Slide]. February 2015.
- [26] Hucan Hou, Yongxue Zhang, Zhenlin li, Ting Jian, Jinya Zhange, Cong Xu. “Numerical analysis of entropy production on a LNG cryogenic submerged pump” *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, October 2016. pp. 87-96.
- [27] ปราโมทย์ พลพะฒานาวี. “หลักการคำนวณปริมาณน้ำผ่านอาคารชลประทาน” การจัดการความรู้ตามแผนการจัดการความรู้เพื่อสนับสนุนประเด็นยุทธศาสตร์กรมชลประทานประจำปีงบประมาณ พ.ศ.2554. 2554.

ภาคผนวก ก

ตัวอย่างการคำนวณของการออกแบบใบจักร  
และกลีบเรียงกระแสน้ำสำหรับเครื่องสูบน้ำต้นแบบขนาด 10 นิ้ว



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## Axial Pump Design

Rated capacity	$Q_{opt} = 9000 \frac{\text{liter}}{\text{min}}$	$Q_{opt} = 0.15 \frac{\text{m}^3}{\text{sec}}$
Total Head	$H_{opt} = 4 \text{ m}$	
Speed	$N = 1450 \frac{1}{\text{min}}$	
Specific speed	$N_s = \frac{N \cdot \sqrt{Q_{opt}}}{H_{opt}^{0.75}}$	
	$N_s = 198,549 \frac{\left(\frac{\text{m}^3}{\text{sec}}\right)^{0.5}}{\text{m}^{0.75}} \cdot \frac{1}{\text{min}}$	
	$N_s = 10254,132 \frac{\left(\frac{\text{gal}}{\text{min}}\right)^{0.5}}{\text{ft}^{0.75}} \cdot \frac{1}{\text{min}}$	
Assume hydraulic efficiency	$\eta_h = 0.90$	
Theoretical head	$H_{th} = \frac{H_{opt}}{\eta_h}$	
Head coefficient (from Gulich book page425)	$\psi_2 = 0.21$	
Outside peripheral Velocity at exit	$U_{2a} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H_{opt}}{\psi_2}}$	
	$U_{2a} = 19.328 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$	
New Outside diameter at exit	$d_{2v} = 256 \text{ mm}$	
Select hub ratio	$v = 0.4$	
Hub diameter at exit	$d_{2is} = d_{2a} \cdot v$	
	$d_{2is} = 102.4 \text{ mm}$	
New hub diameter at exit	$d_{2i} = 102 \text{ mm}$	
Meridional velocity at exit	$C_{m2} = \frac{Q_{opt}}{\left[\frac{\pi}{4} (d_{2a}^2 - d_{2i}^2)\right]}$	
	$C_{m2} = 3.4634 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$	
Average diameter at exit	$d_{2av} = \frac{d_{2a} + d_{2i}}{2}$	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$d_{2av} = 179 \text{ mm}$$

$$\text{Mean diameter at exit} \quad d_{2m} = \sqrt{\frac{d_{2a}^2 - d_{2i}^2}{2}}$$

$$d_{2m} = 194.859 \text{ mm}$$

Hub peripheral  
velocity at exit

$$u_{2i} = \pi \cdot d_{2i} \cdot N$$

$$u_{2i} = 7.744 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

Mean peripheral  
velocity at exit

$$u_{2m} = \pi \cdot d_{2m} \cdot N$$

$$u_{2m} = 14.794 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

Average peripheral  
velocity at exit

$$u_{2v} = \pi \cdot d_{2v} \cdot N$$

$$u_{2v} = 13.59 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

Free vortex design

$$m1 = 1.0$$

Outside circumferential  
velocity at exit

$$C_{u2a} = \frac{g \cdot H_{opt}}{\eta_h \cdot u_{2a}}$$

$$C_{2a} = 2.255 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

Hub circumferential  
velocity at exit

$$C_{u2i} = C_{u2a} \left( \frac{d_{2a}}{d_{2i}} \right)^{m1}$$

$$C_{u2i} = 5.66 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

Average circumferential  
velocity at exit

$$C_{u2av} = C_{u2a} \left( \frac{d_{2a}}{d_{2av}} \right)^{m1}$$

$$C_{u2av} = 3.225 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

Mean circumferential  
velocity at exit

$$C_{u2m} = C_{u2a} \left( \frac{d_{2a}}{d_{2m}} \right)^{m1}$$

$$C_{u2m} = 2.963 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

Hub flow angle at exit

$$\beta_{2i} = \arctan \left( \frac{C_{m2}}{u_{2i} - C_{u2i}} \right)$$

$$\beta_{2i} = 58.964 \text{ deg}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Average flow angle at exit  $\beta_{2av} = \arctan\left(\frac{C_{m2}}{u_{2av} - C_{u2av}}\right)$

$$\beta_{2av} = 18.48 \text{ deg}$$

Mean flow angle at exit  $\beta_{2m} = \arctan\left(\frac{C_{m2}}{u_{2m} - C_{u2m}}\right)$

$$\beta_{2m} = 16.32 \text{ deg}$$

Outside flow angle at exit  $\beta_{2a} = \arctan\left(\frac{C_{m2}}{u_{2a} - C_{u2a}}\right)$

$$\beta_{2a} = 11.469 \text{ deg}$$

Select number of blades  $Z_{La} = 11.469 \text{ deg}$

Assume average blade angle at exit  $\beta_{2Bavs} = 23.967 \text{ deg}$

Select average blade thickness at exit  $e_2 = 2.5 \text{ mm}$

Average blade blockage factor at exit  $\tau_{2av} = \left(1 - \frac{e_2 \cdot Z_{La}}{\pi \cdot d_{2v} \cdot \sin(\beta_{2Bavs})}\right)^{-1}$

$$\tau_{2av} = 1.046$$

Average flow angle at exit by considering blockage  $\beta_{2Bavs} = \arctan\left(\frac{C_{m2} \cdot \tau_{2av}}{u_{2av} - C_{u2av}}\right)$

$$\beta_{2Bavs} = 19.265 \text{ deg}$$

Average deviation at exit  $\delta_{2av} = 0.735 \text{ deg}$

Final average angle at exit  $\beta_{2Bav\_new} = \beta_{2Bavs} + \delta_{2av}$

$$\beta_{2Bav\_new} = 20 \text{ deg}$$

Outside flow angle at exit by considering blockage  $\beta_{2Bas} = \arctan\left(\frac{C_{m2} \cdot \tau_{2av}}{u_{2a} - C_{u2a}}\right)$

$$\beta_{2Bas} = 11.98 \text{ deg}$$

Outside deviation angle at exit  $\delta_{2a} = 1.02 \text{ deg}$

Final outside angle at exit  $\beta_{2Ba\_new} = \beta_{2Bas} + \delta_{2a}$

$$\beta_{2Ba\_new} = 13 \text{ deg}$$

Mean flow angle at exit by considering blockage  $\beta_{2Bmp} = \arctan\left(\frac{C_{m2} \cdot \tau_{2av}}{u_{2m} - C_{u2m}}\right)$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\beta_{2Bmp} = 17.024 \text{ deg}$$

Mean deviation angle at exit

$$\delta_{2m} = 1.976 \text{ deg}$$

Final mean angle at exit

$$\beta_{2Bm\_new} = \beta_{2Bmp} + \delta_{2m}$$

$$\beta_{2Bm\_new} = 19 \text{ deg}$$

Hub flow angle at exit by  
considering blockage

$$\beta_{2Bis} = \arctan\left(\frac{C_{m2} \cdot \tau_{2av}}{u_{2i} - C_{u2i}}\right)$$

$$\beta_{2Bis} = 60.085 \text{ deg}$$

Hub deviation angle at exit

$$\delta_{2i} = 1.915 \text{ deg}$$

Final hub angle at exit

$$\beta_{2Bi\_new} = \beta_{2Bis} + \delta_{2i}$$

$$\beta_{2Bi\_new} = 62 \text{ deg}$$

Select hub diameter at inlet  
from layout drawing

$$d_{li} = 62 \text{ mm}$$

$$d_{2i} = 102 \text{ mm}$$

For axial flow pump

$$d_{1a} = d_{2a}$$

For axial flow pump Outside  
diameter at inlet

$$d_{1a} = 256 \text{ mm}$$

Mean diameter at inlet

$$d_{1m} = \sqrt{\frac{d_{li}^2 + d_{1a}^2}{2}}$$

$$d_{1m} = 186.253 \text{ mm}$$

Average diameter at inlet

$$d_{1av} = \frac{d_{li} + d_{1a}}{2}$$

$$d_{1av} = 159 \text{ mm}$$

Hub peripheral velocity at inlet

$$u_{li} = \pi \cdot d_{li} \cdot N$$

$$u_{li} = 4.707 \frac{m}{sec}$$

Mean peripheral velocity at  
inlet

$$u_{1m} = \pi \cdot d_{1m} \cdot N$$

$$u_{1m} = 14.141 \frac{m}{sec}$$

Average peripheral velocity at  
inlet

$$u_{1av} = \pi \cdot d_{1av} \cdot N$$

$$u_{1av} = 12.072 \frac{m}{sec}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Outside peripheral velocity at inlet

$$u_{1a} = \pi \cdot d_{1a} \cdot N$$

$$u_{1a} = 19.436 \frac{m}{\text{sec}}$$

Meridional velocity at inlet

$$C_{1m} = \frac{Q_{opt}}{\left[ \frac{\pi}{4} (d_{1a}^2 - d_{1i}^2) \right]}$$

$$C_{1m} = 3.096 \frac{m}{\text{sec}}$$

Hub flow angle at inlet

$$\beta_{1i} = \arctan\left(\frac{C_{1m}}{u_{1i}}\right)$$

$$\beta_{1i} = 33.332 \text{ deg}$$

Mean flow angle at inlet

$$\beta_{1m} = \arctan\left(\frac{C_{1m}}{u_{1m}}\right)$$

$$\beta_{1m} = 12.349 \text{ deg}$$

Average flow angle at inlet

$$\beta_{1av} = \arctan\left(\frac{C_{1m}}{u_{1av}}\right)$$

$$\beta_{1av} = 14.384 \text{ deg}$$

Outside flow angle at inlet

$$\beta_{1a} = \arctan\left(\frac{C_{1m}}{u_{1a}}\right)$$

$$\beta_{1a} = 9.05 \text{ deg}$$

Incident angle at inlet

$$i = 1.95 \text{ deg}$$

Outside blade angle at inlet

$$\beta_{1a\_new} = \beta_{1a} + i$$

$$\beta_{1a\_new} = 11 \text{ deg}$$

Hub blade angle at inlet

$$\beta_{1i\_new} = \arctan\left(\frac{d_{1a}}{d_{1i}} \cdot \tan(\beta_{1a\_new})\right)$$

$$\beta_{1i\_new} = 38.751 \text{ deg}$$

Adjust hub blade angle at inlet

$$\beta_{1i\_new\_one} = 40 \text{ deg}$$

Mean blade angle at inlet

$$\beta_{1m\_new} = \arctan\left(\frac{d_{1a}}{d_{1m}} \cdot \tan(\beta_{1a\_new})\right)$$

$$\beta_{1m\_new} = 14.959 \text{ deg}$$

Adjust mean blade angle at inlet

$$\beta_{1m\_new\_one} = 15 \text{ deg}$$

Average blade angle at inlet

$$\beta_{1av\_new} = \arctan\left(\frac{d_{1a}}{d_{1av}} \cdot \tan(\beta_{1a\_new})\right)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\beta_{1av\_new} = 17.378 \text{ deg}$$

Adjust Average blade angle at  
inlet

$$\beta_{1av\_new\_one} = 17.5 \text{ deg}$$

## Bowl (Guide Vane) Design

Hub diameter at exit

$$d_{2i} = 102 \text{ mm}$$

Outside diameter at exit

$$d_{2a} = 256 \text{ mm}$$

Select inlet bowl hub  
diameter at inlet

$$d_{3i} = 102 \text{ mm}$$

Select inlet bowl outside  
diameter at inlet

$$d_{2is} = 256 \text{ mm}$$

Bowl average diameter at inlet

$$d_{3av} = \frac{d_{3a} + d_{3i}}{2}$$

$$d_{3av} = 179 \text{ mm}$$

Bowl width at inlet

$$b_3 = \frac{d_{3a} - d_{3i}}{2}$$

$$b_3 = 77 \text{ mm}$$

Hub component of absolute  
velocity in peripheral direction

$$C_{u3i} = C_{u2i} \cdot \frac{d_{2i}}{d_{3i}}$$

$$C_{u3i} = 5.66 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

Average component of  
absolute velocity in peripheral  
direction

$$C_{u3av} = C_{u2av} \cdot \frac{d_{2av}}{d_{3av}}$$

$$C_{u3av} = 3.226 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

Outside component of  
absolute velocity in peripheral  
direction

$$C_{u3a} = C_{u2a} \cdot \frac{d_{2a}}{d_{3a}}$$

$$C_{u3a} = 2.255 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

Select bowl blade thickness  $t_{b3} = 12 \text{ mm}$   
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Select number of bowl blade	$Z_{Le} = 7$
Bowl pitch number	$t_{aB} = \frac{\pi \cdot d_{3a}}{Z_{Le}}$
	$t_{aB} = 114.893 \text{ mm}$
Axial length bowl factor range	
1.1-2.0	$k_{1b} = 1.21853$
Bowl axial length	$L_{aB} = k_{1B} \cdot t_{aB}$
	$L_{aB} = 140 \text{ mm}$
Flow in bowl	$Q_{Le} = Q_{opt}$
	$Q_{Le} = 0.15 \frac{m^3}{sec}$
Assume bowl hub angle	$\alpha_{3is} = 51.896 \text{ deg}$
	$\tau_3 = \left( 1 - \frac{Z_{Le} \cdot t_{b3}}{\pi \cdot d_{3v} \cdot \sin(\alpha_{3is})} \right)^{-1}$
	$\tau_3 = 1.234$
Bowl meridian velocity	$C_{3v} = \frac{Q_{Le} \cdot \tau_3}{\pi \cdot d_{3av} \cdot b_3}$
	$C_{3v} = 4.276 \frac{m}{sec}$
Bowl hub angle	$\alpha_{3avt} = \arctan \left( \frac{C_{3v}}{C_{u3av}} \right)$
It must be equal assumed	
bowl hub angle	$\alpha_{3avt} = 52.975 \text{ deg}$
Incidence angle	$i_{3av} = 1.025 \text{ deg}$
	$\alpha_{3Bav} = \alpha_{3avt} + i_{3av}$
	$\alpha_{3Bav} = 54 \text{ deg}$
Outside bowl angle	$\alpha_{3a} = \arctan \left( \frac{C_{3v}}{C_{u3a}} \right)$
	$\alpha_{3a} = 62.194 \text{ deg}$
Incidence angle	$i_{3a} = 0.806 \text{ deg}$
	$\alpha_{3Ba} = \alpha_{3a} + i_{3a}$
	$\alpha_{3Ba} = 63 \text{ deg}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Hub bowl angle	$\alpha_{3i} = \arctan\left(\frac{C_{3v}}{C_{u3i}}\right)$	
	$\alpha_{3i} = 37.071 \text{ deg}$	
Incidence angle	$i_{3i} = 0.929 \text{ deg}$	
	$\alpha_{3Bi} = \alpha_{3i} + i_{3i}$	
	$\alpha_{3Bi} = 38 \text{ deg}$	
Bowl vane at exit	$\alpha_{4B} = 90 \text{ deg}$	
Select Bowl width at exit	$b_4 = b_3$	$b_3 = 77 \text{ mm}$
	$b_4 = 77 \text{ mm}$	

## Shaft Design

Fluid density	$\rho_w = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Torsional stress	$\tau = \frac{T \cdot r}{J}$
	$J = \frac{\pi \cdot D_{sh}^4}{32}$
Assume pump efficiency	$\eta_p = 0.75$
Reserve Power 15%-20%	$t_{sp} = 1.20$
	$P_{BEP} = \frac{r_{sp} \cdot \rho_w \cdot g \cdot Q_{opt} \cdot H_{opt}}{\eta_p}$
	$P_{BEP} = 9.414 \text{ kW}$
	$P = T \cdot \omega$
	$\tau = \frac{16 \cdot P}{\omega \cdot \pi \cdot D_{sh}^4}$
Torsional stress range	$\tau = 5500 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$
4000-8500 lb/in <sup>2</sup>	
	$\omega = 2 \cdot \pi \cdot N$
	$\omega = 151.844 \frac{\text{rad}}{\text{sec}}$
	$T = \frac{P_{BEP}}{\omega}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$T = 62.001 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$D_{sh} = \left( \frac{16 \cdot P_{BEP}}{T \cdot (\omega \cdot \pi)} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D_{sh} = 0.798 \text{ in}$$

$$D_{sh} = 20.269 \text{ mm}$$

Radius of shaft

$$r_{sh} = \frac{D_{sh}}{2}$$

$$r_{sh} = 10.134 \text{ mm}$$

Diameter of shaft

$$D_{sh} = 20.269 \text{ mm}$$

Select shaft diameter

$$D_{sf} = 25 \text{ mm}$$



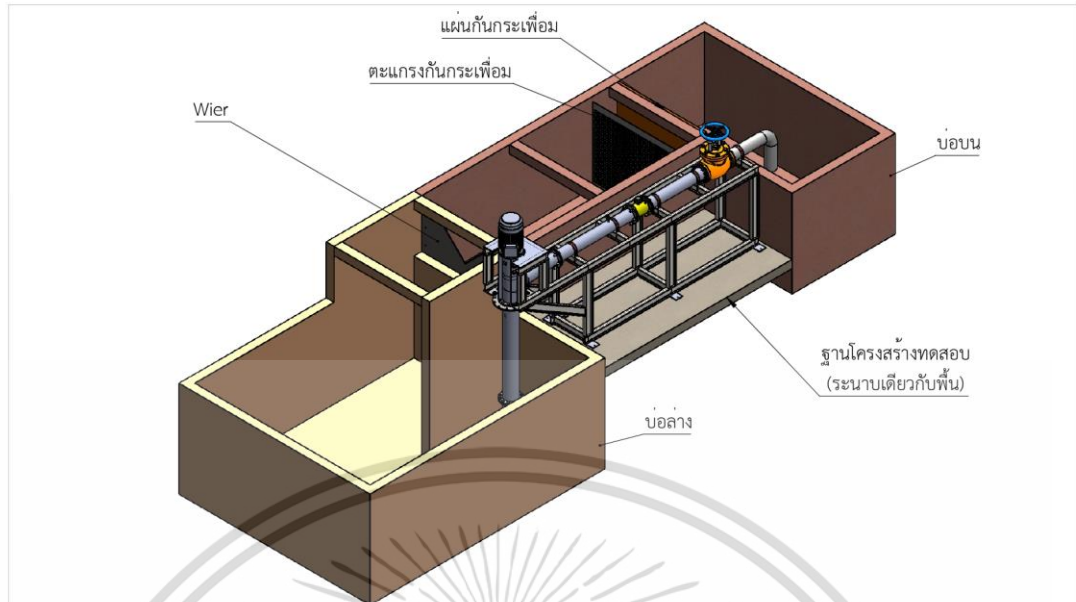
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข

## แบบแสดงรายละเอียดของการออกแบบชุดทดสอบภาคสนาม

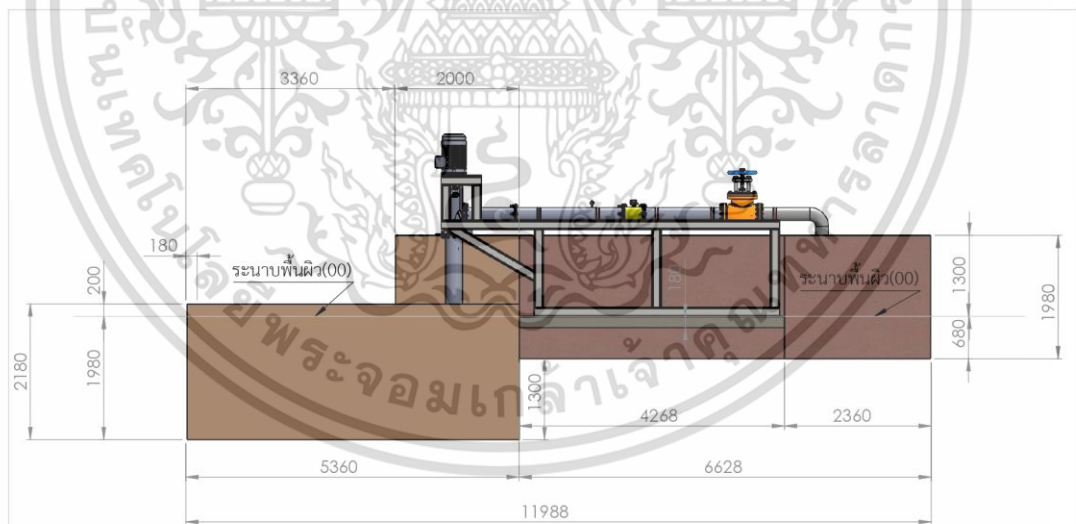


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED				MACHINE NAME	PROCESS CODE	PROCESS NAME	Projects Move CO.,LTD. Moving Forward	
DIMENSION WIDTH	BORE	OD	L	SURFACE FINISH	UNIT : mm	SCALE : F	SHEET : -	PART NAME / MODEL :
1 - 4	+0.1	-0.1	± 0.1					Assem field test ไม้ปูน -1
4 - 16	+0.2	-0.2	± 0.2		DRAWN	DESIGNED	CHECKED	APPROVED
16 - 63	+0.3	-0.3	± 0.3		KAEO	KAEO		
63 - 250	+0.5	-0.5	± 0.5					
250 - 1000	+0.8	-0.8	± 0.8					
1000 - 2000	+2	-2	± 2					
HEAT TREATMENT								
REV.	SCN No.	DATE	BY					

รูปที่ ข.1 แบบชุดทดสอบภาคสนาม

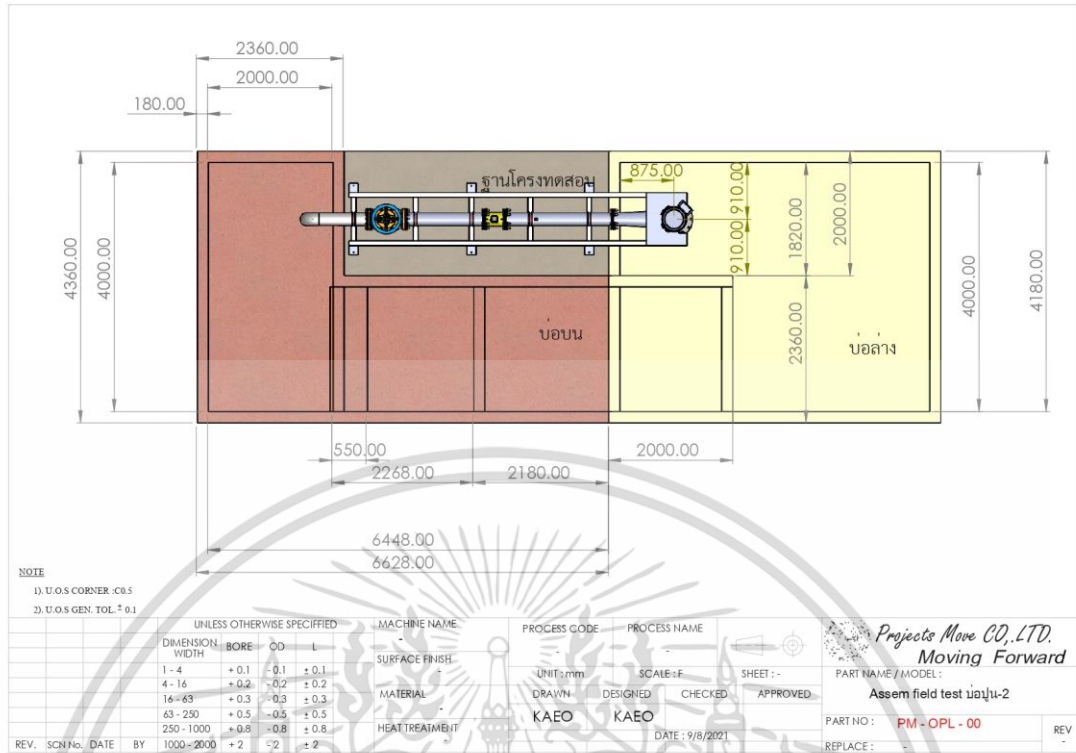


NOTE  
 1) U.O.S CORNER :C0.5  
 2) U.O.S GEN. TOL. ± 0.1

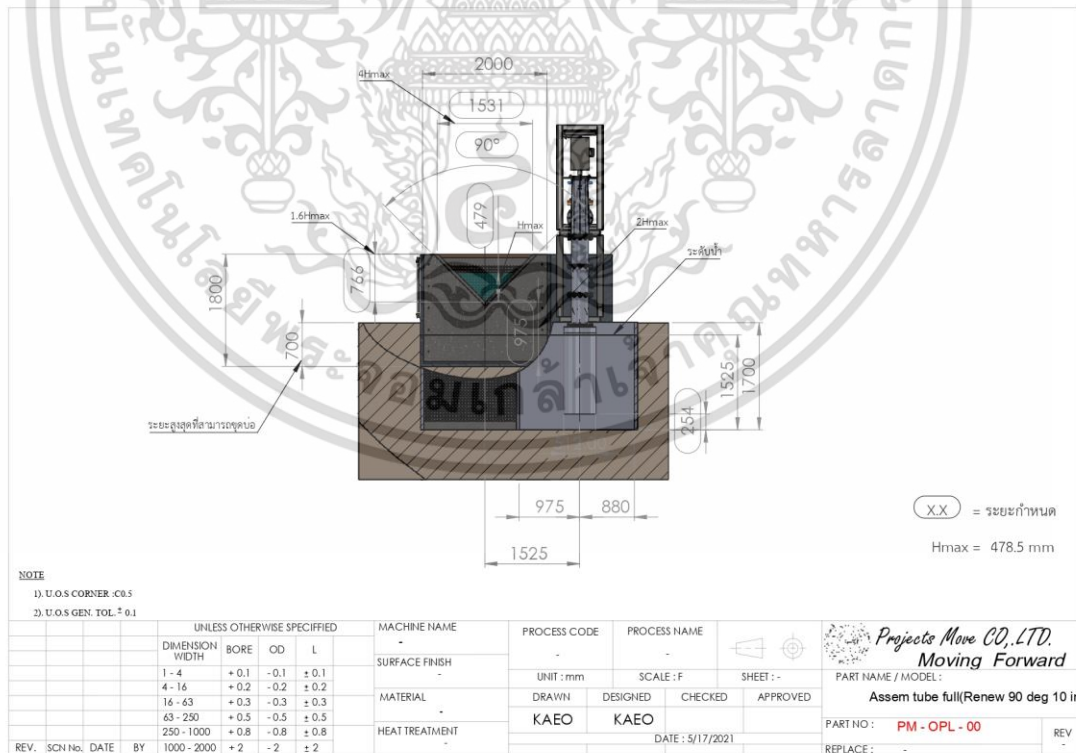
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED				MACHINE NAME	PROCESS CODE	PROCESS NAME	Projects Move CO.,LTD. Moving Forward	
DIMENSION WIDTH	BORE	OD	L	SURFACE FINISH	UNIT : mm	SCALE : F	SHEET : -	PART NAME / MODEL :
1 - 4	+0.1	-0.1	± 0.1					Assem field test ไม้ปูน-3
4 - 16	+0.2	-0.2	± 0.2		DRAWN	DESIGNED	CHECKED	APPROVED
16 - 63	+0.3	-0.3	± 0.3		KAEO	KAEO		
63 - 250	+0.5	-0.5	± 0.5					
250 - 1000	+0.8	-0.8	± 0.8					
1000 - 2000	+2	-2	± 2					
HEAT TREATMENT								
REV.	SCN No.	DATE	BY					

รูปที่ ข.2 ขนาดของความยาวและความกว้างสำหรับชุดทดสอบภาคสนาม (ภาพด้านข้าง)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

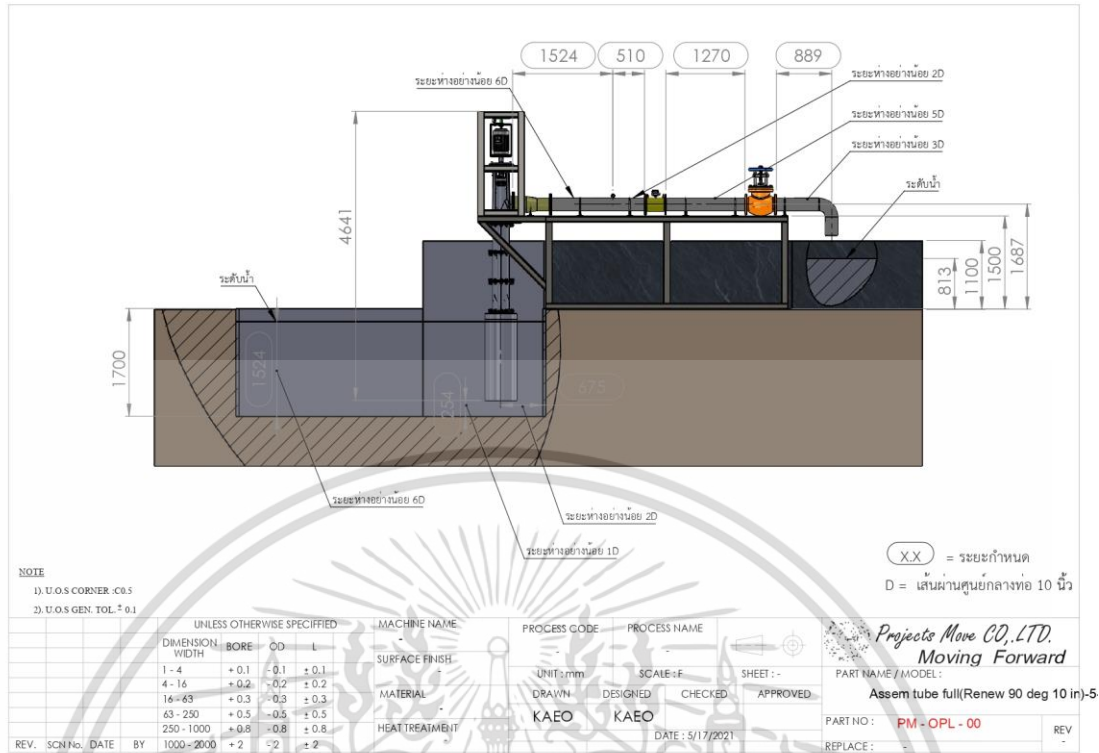


รูปที่ ข.3 ขนาดของความยาวและความกว้างสำหรับชุดทดสอบภาคสนาม (ภาพด้านบน)

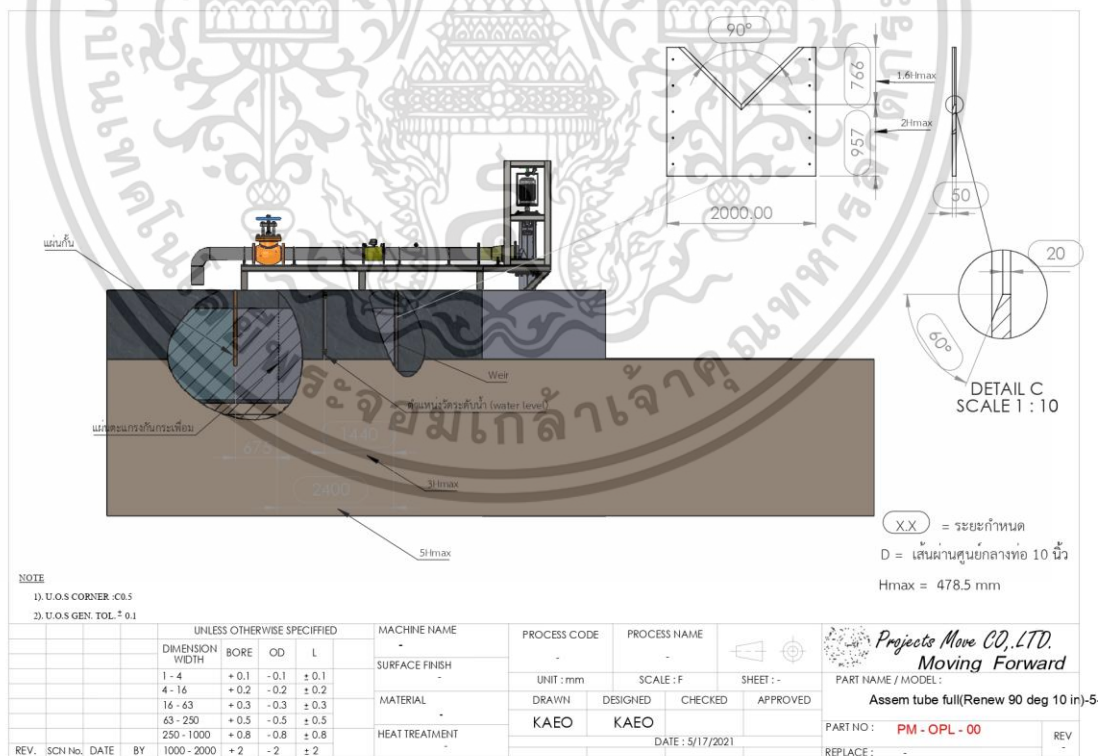


รูปที่ ข.4 ขนาดของความยาวและความกว้างสำหรับชุดทดสอบภาคสนาม (ภาพด้านหน้า)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

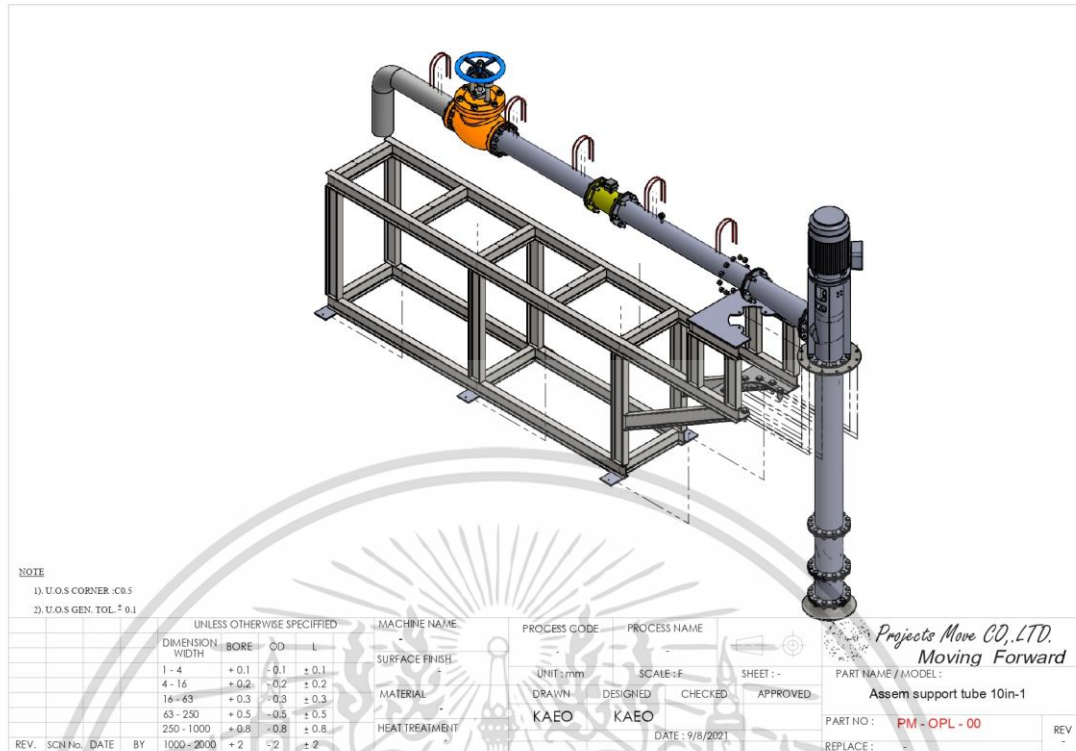


รูปที่ ข.5 ตำแหน่งในการติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือวัดสำหรับชุดทดสอบภาคสนาม

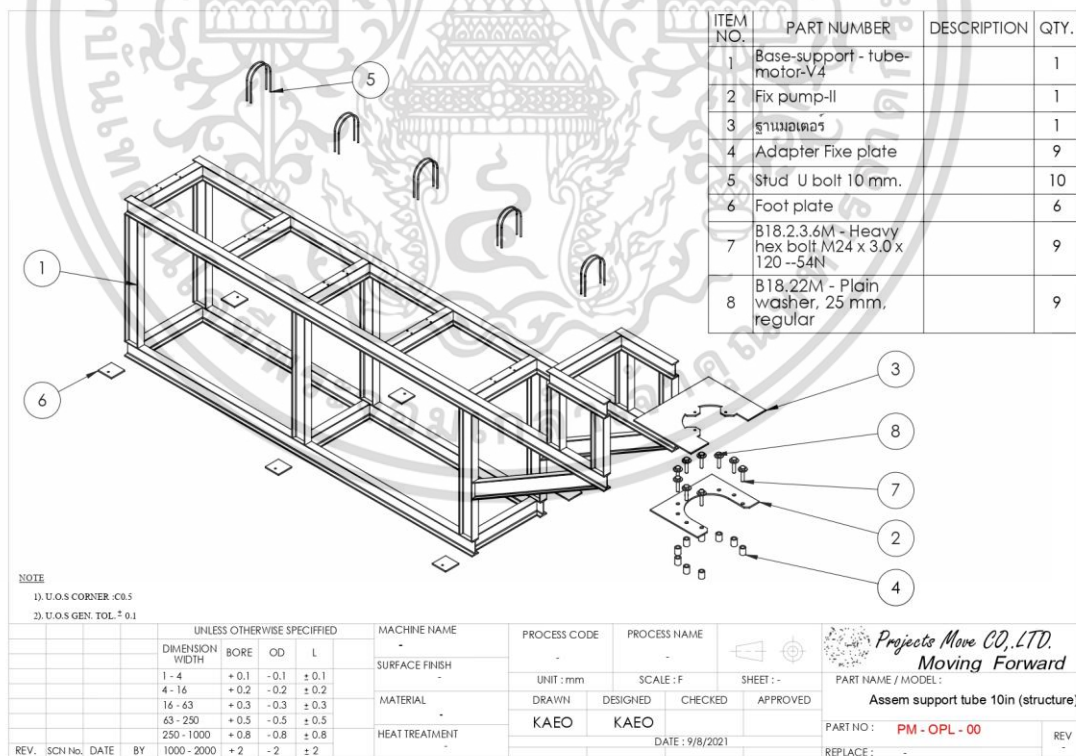


รูปที่ ข.6 แบบฝายน้ำล้นสำหรับการวัดอัตราการไหลในรูปแบบภาคสนาม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

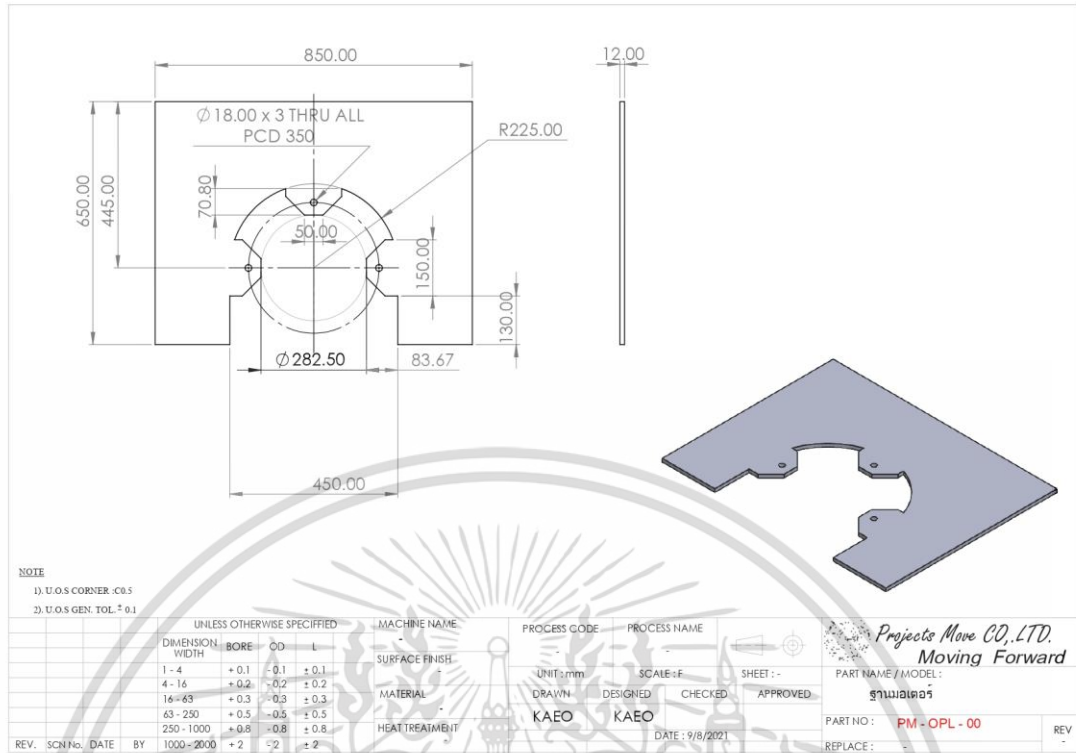


รูปที่ ข.7 การประกอบชุดทดสอบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำกับฐานรับน้ำหนัก

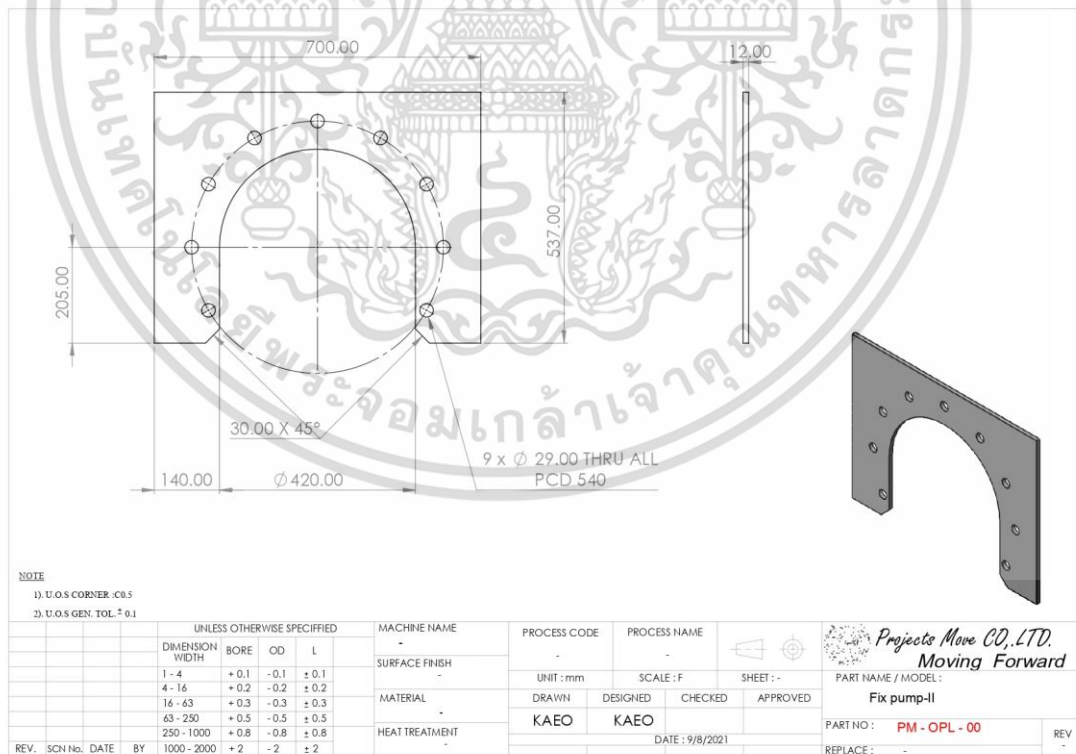


รูปที่ ข.8 ส่วนประกอบของฐานรับน้ำหนักสำหรับชุดทดสอบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ข.9 แบบแผ่นเหล็กสำหรับรองรับน้ำหนกของมอเตอร์



รูปที่ ข.10 แบบแผ่นเหล็กสำหรับรองรับน้ำหนกของเครื่องสูบน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

9PCS

6PCS

**Adapter Fixe plate      FOOT PLATE**

**NOTE**  
 1) U.O.S CORNER: -C0.5  
 2) U.O.S GEN. TOL. ± 0.1

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED				MACHINE NAME	PROCESS CODE	PROCESS NAME	Projects Move CO.,LTD. Moving Forward	
DIMENSION WIDTH	BORE	OD	L	SURFACE FINISH	UNIT: mm	SCALE: F	SHEET: -	PART NAME / MODEL:
1 - 4	+0.1	-0.1	± 0.1					Adapter Fixe plate
4 - 16	+0.2	-0.2	± 0.2					
16 - 63	+0.3	-0.3	± 0.3					
63 - 250	+0.5	-0.5	± 0.5					
250 - 1000	+0.8	-0.8	± 0.8					
REV.	SCN No.	DATE	BY	1000 - 2000	+2	-2	± 2	

ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	02 Gauge2" 0-4000psi 1/4"NPT	1
2	GLOBE VALVE Cast Iron 10FCJ8 in	1
3	elbow tube outdoor-8 in	1
4	Assem Flow sensor	1
5	adaptor 10-8 in	1
6	Pump 9000-ver2 for 2 stage	1
7	tube 8in S01	1
8	tube 8in S02	1
9	Assem tube 10in + 2stage impeller	1
10	Hex cap screw, M22 x 2.5 x 60 --60N	12
11	hex cap screw_am	30
12	Plain washer, 24 mm, narrow	42
13	Heavy hex nut, M22 x 2.5 --W-N	42

รูปที่ ข.11 แบบแผ่นเหล็กสำหรับรองรับน้ำหนักชุดทดสอบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ

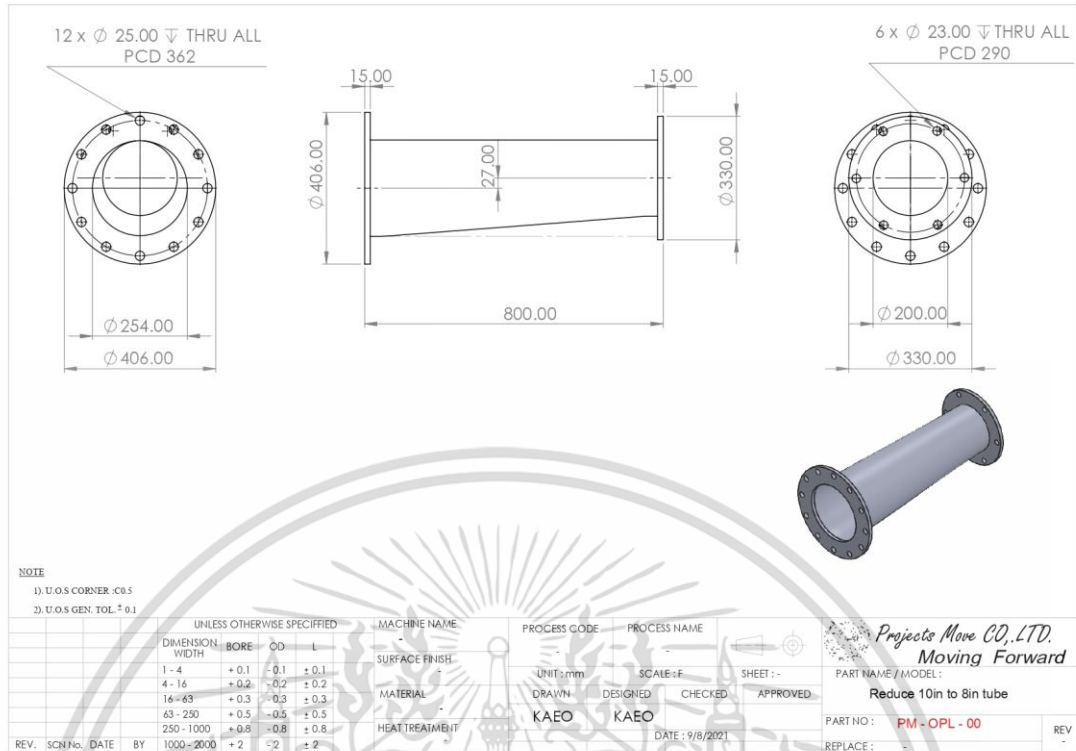
ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	02 Gauge2" 0-4000psi 1/4"NPT	1
2	GLOBE VALVE Cast Iron 10FCJ8 in	1
3	elbow tube outdoor-8 in	1
4	Assem Flow sensor	1
5	adaptor 10-8 in	1
6	Pump 9000-ver2 for 2 stage	1
7	tube 8in S01	1
8	tube 8in S02	1
9	Assem tube 10in + 2stage impeller	1
10	Hex cap screw, M22 x 2.5 x 60 --60N	12
11	hex cap screw_am	30
12	Plain washer, 24 mm, narrow	42
13	Heavy hex nut, M22 x 2.5 --W-N	42

**NOTE**  
 1) U.O.S CORNER: -C0.5  
 2) U.O.S GEN. TOL. ± 0.1

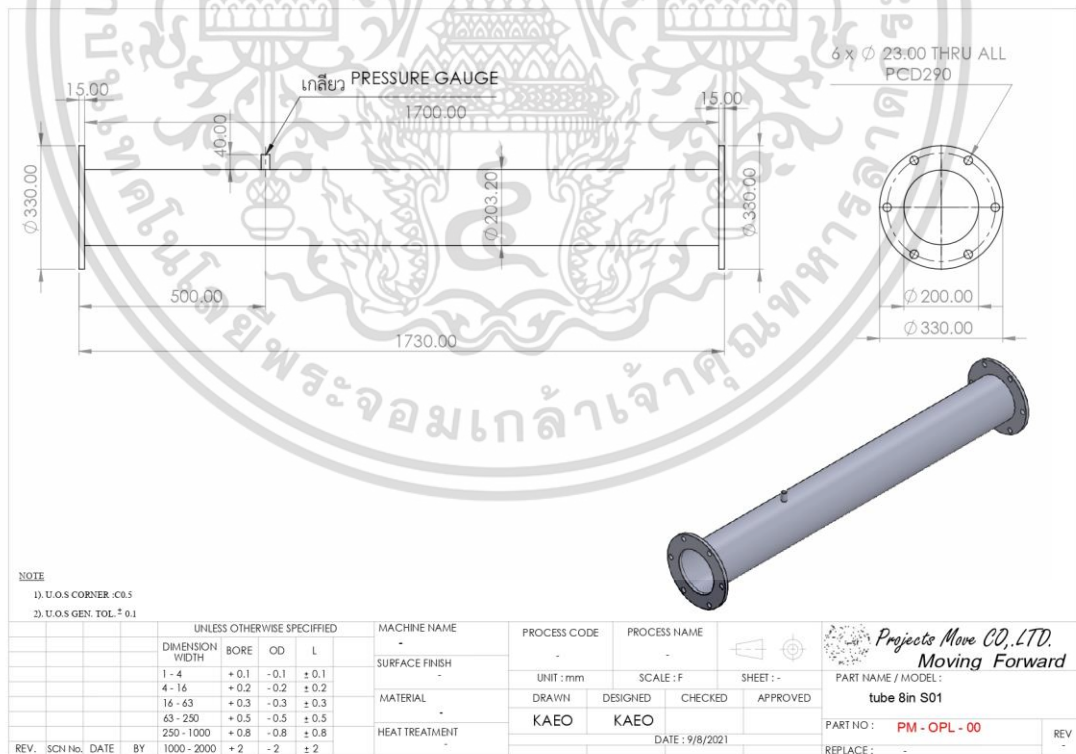
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED				MACHINE NAME	PROCESS CODE	PROCESS NAME	Projects Move CO.,LTD. Moving Forward	
DIMENSION WIDTH	BORE	OD	L	SURFACE FINISH	UNIT: mm	SCALE: F	SHEET: -	PART NAME / MODEL:
1 - 4	+0.1	-0.1	± 0.1					Assem tube 10in + 2stage impeller
4 - 16	+0.2	-0.2	± 0.2					
16 - 63	+0.3	-0.3	± 0.3					
63 - 250	+0.5	-0.5	± 0.5					
250 - 1000	+0.8	-0.8	± 0.8					
REV.	SCN No.	DATE	BY	1000 - 2000	+2	-2	± 2	

รูปที่ ข.12 ส่วนประกอบของชุดทดสอบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

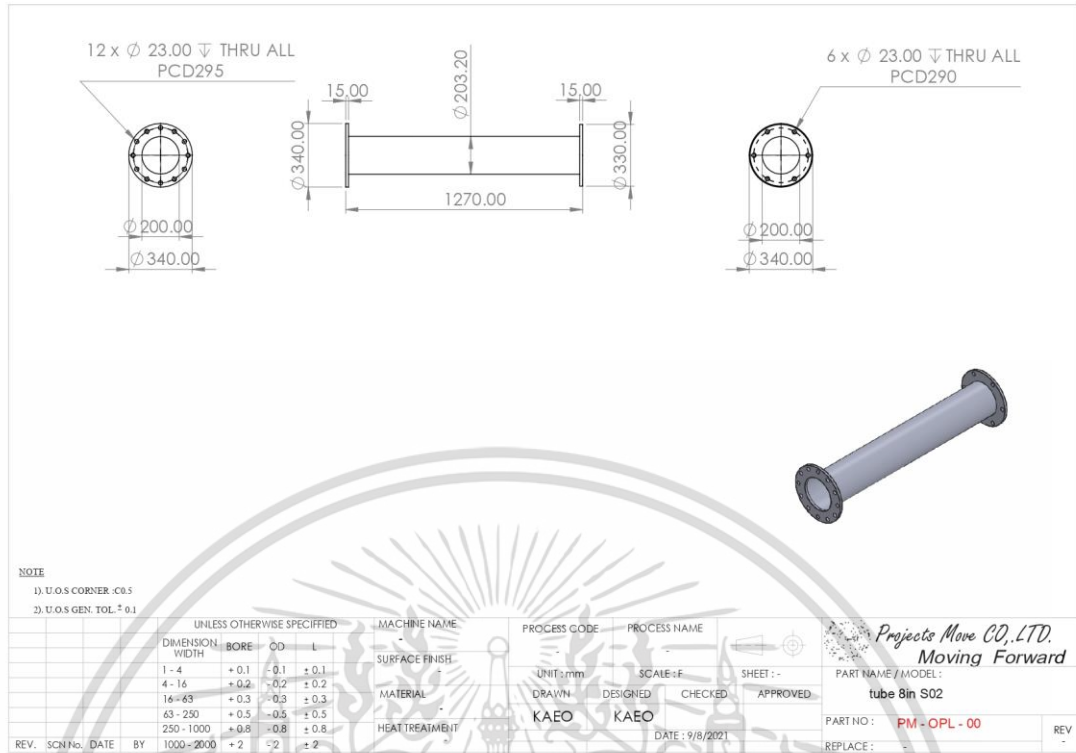


รูปที่ ข.13 แบบท่อลดขนาดจาก 10 นิ้ว ไปเป็น 8 นิ้ว

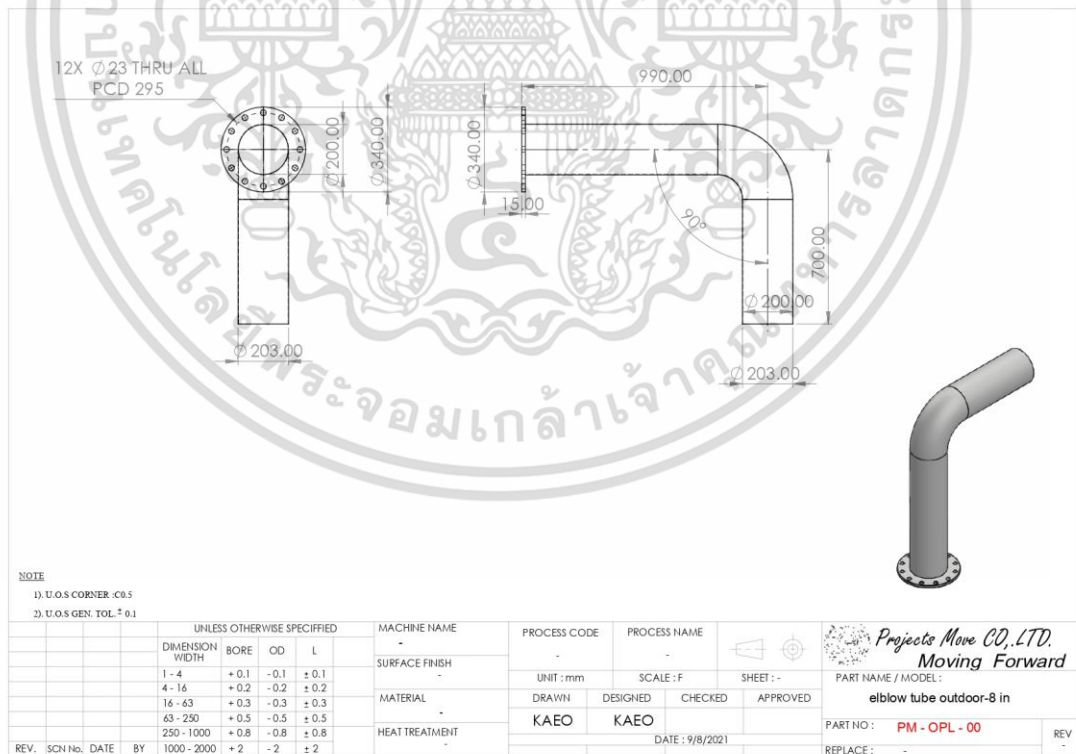


รูปที่ ข.14 แบบท่อน้ำก่อนถึงการติดตั้งวาล์ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ข.15 แบบท่อน้ำหลังการติดตั้งวาล์ว



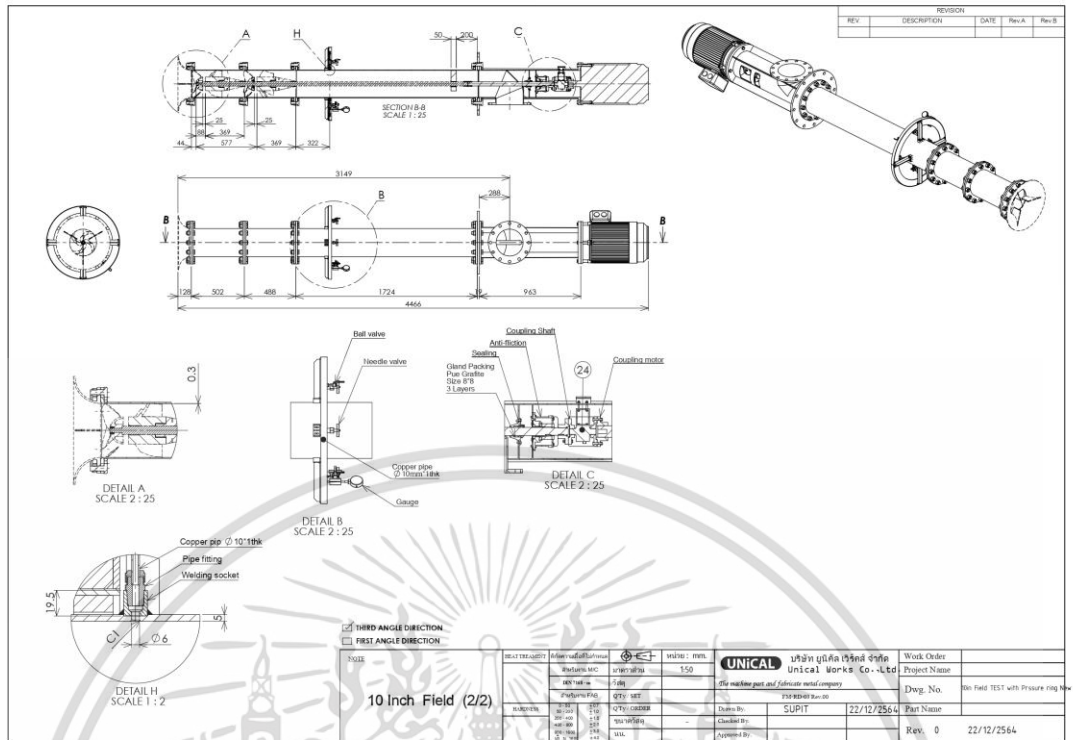
รูปที่ ข.16 แบบท่ออบริเวณทางออกของชุดสอบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

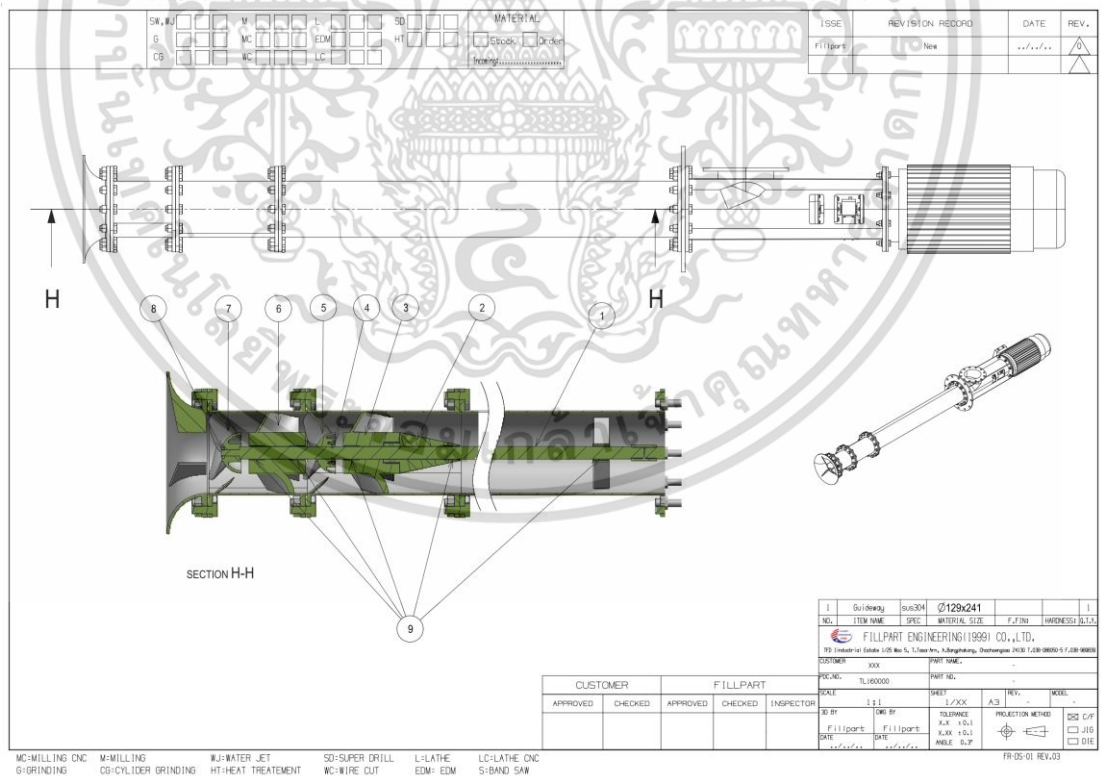
ภาคผนวก ค  
แบบแสดงรายละเอียดของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

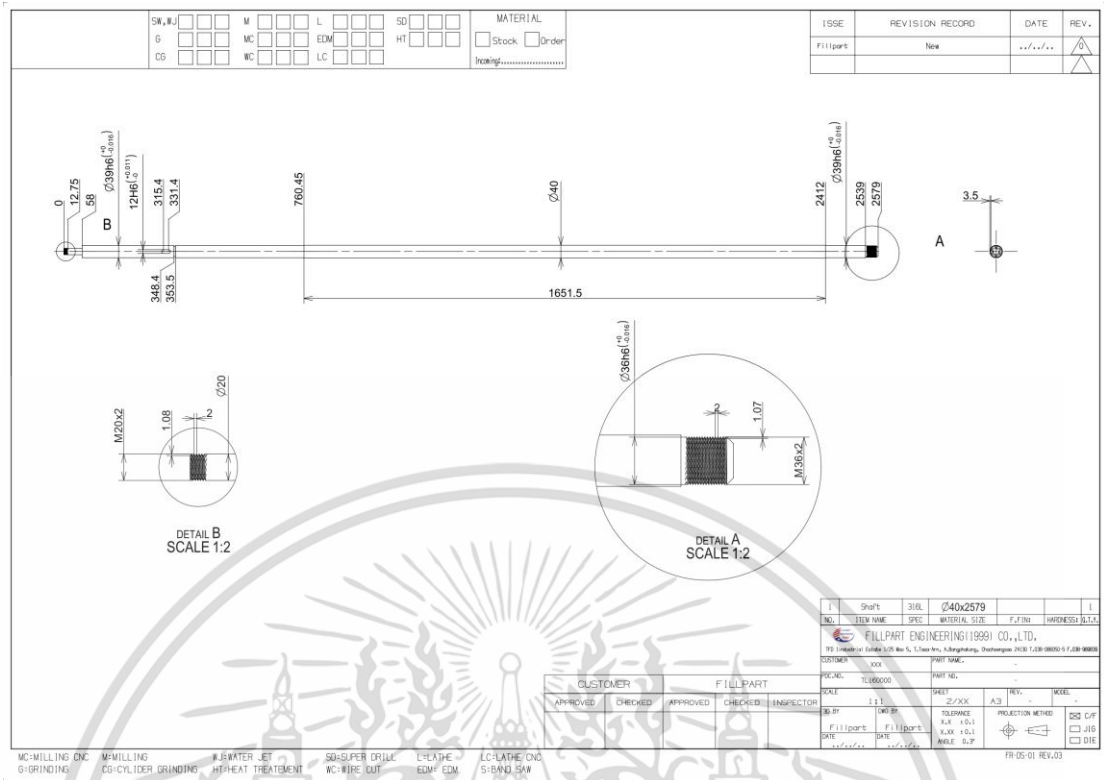


รูปที่ ค.1 ส่วนประกอบและขนาดของเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

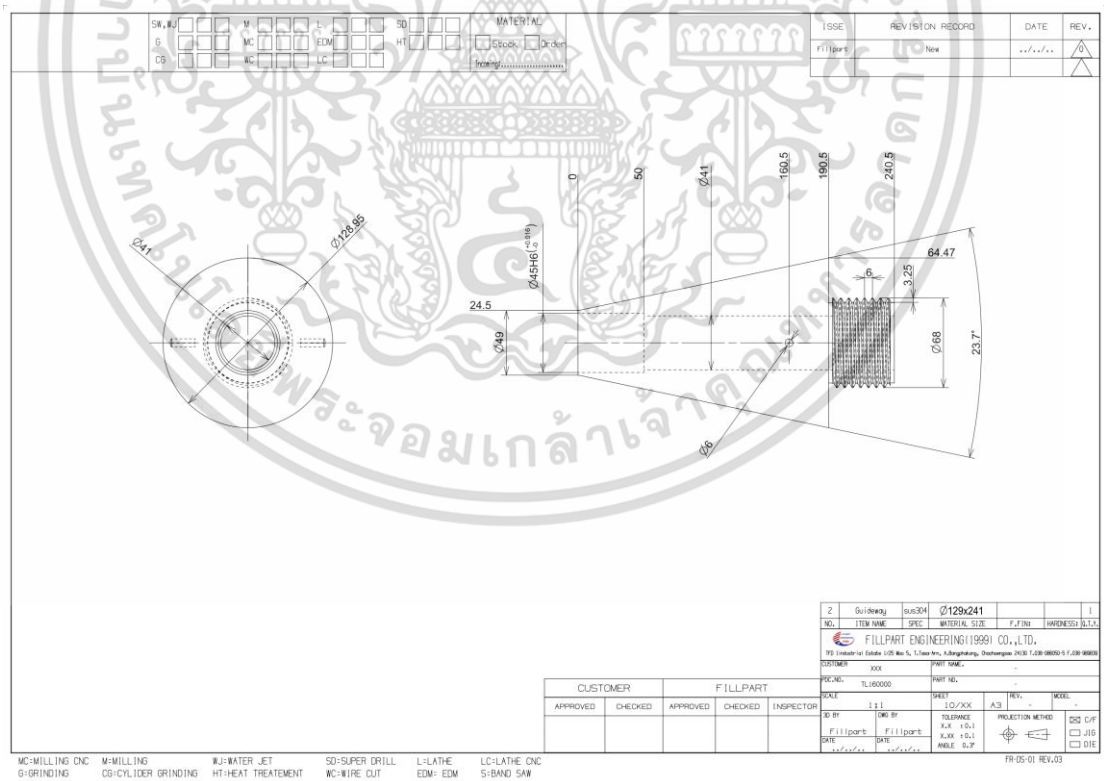


รูปที่ ค.2 ส่วนประกอบภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

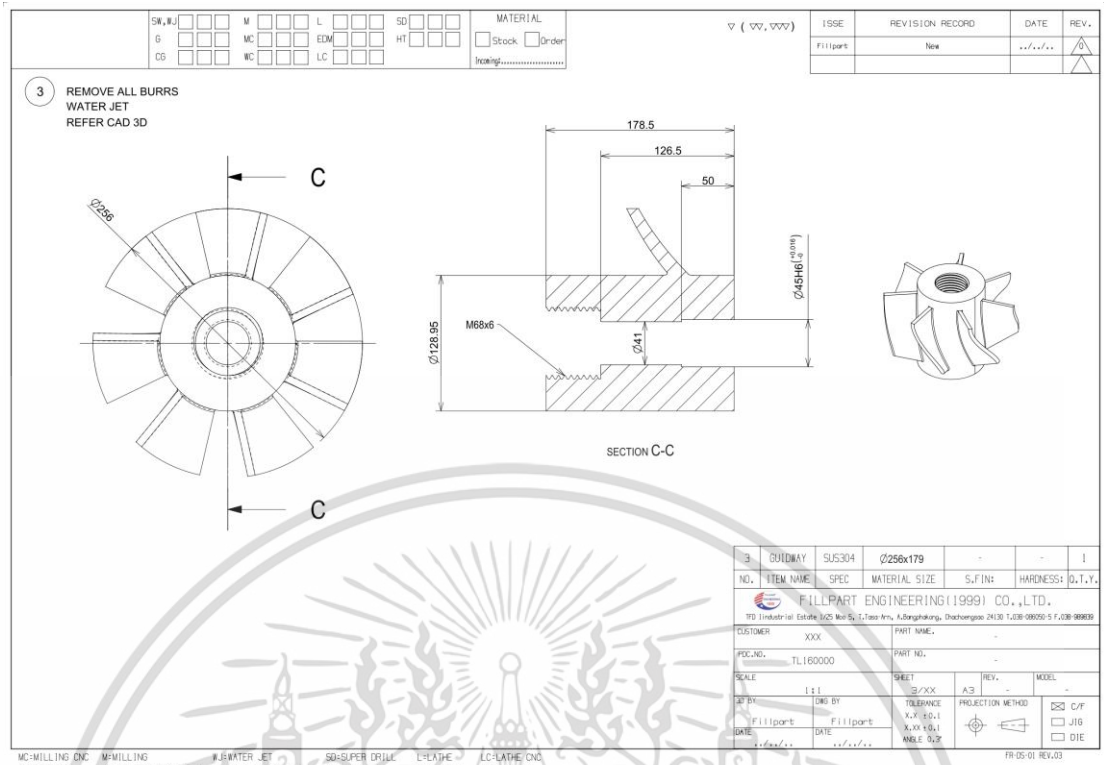


รูปที่ ค.3 แบบเพลภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

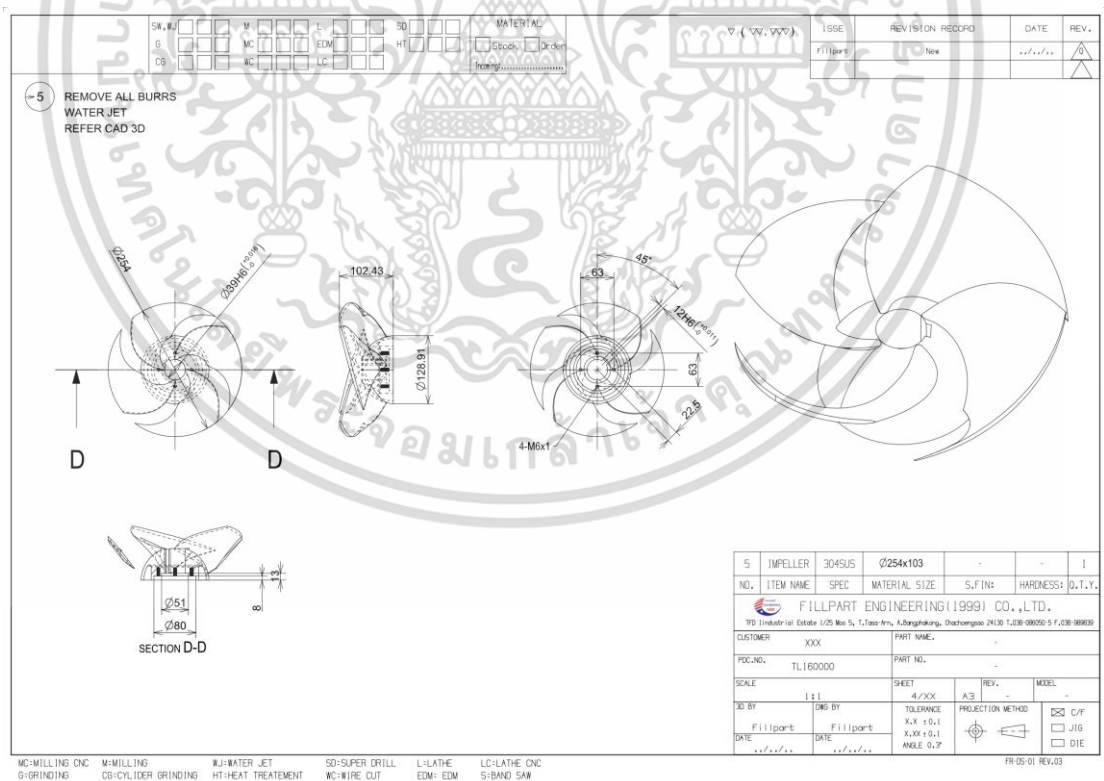


รูปที่ ค.4 แบบคดุมของกลีบเรียงกระแสน้ำภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

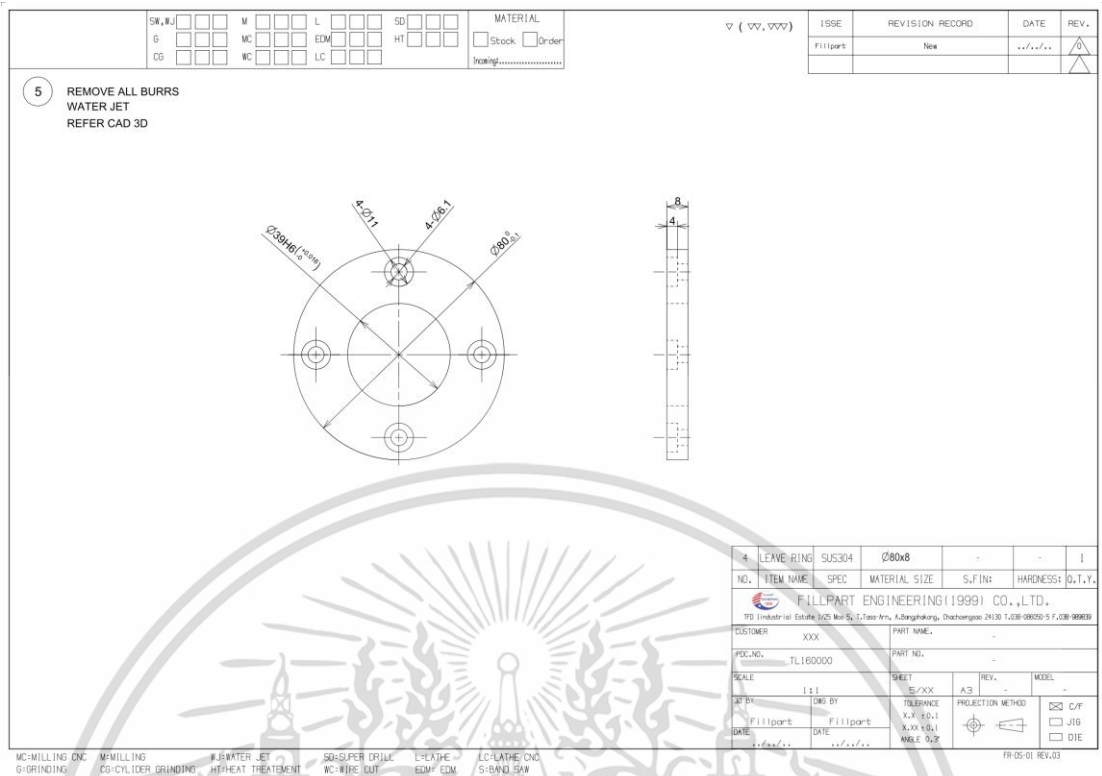


รูปที่ ค.5 แบบกลีบเรียงกระแสน้ำชุดที่สองภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

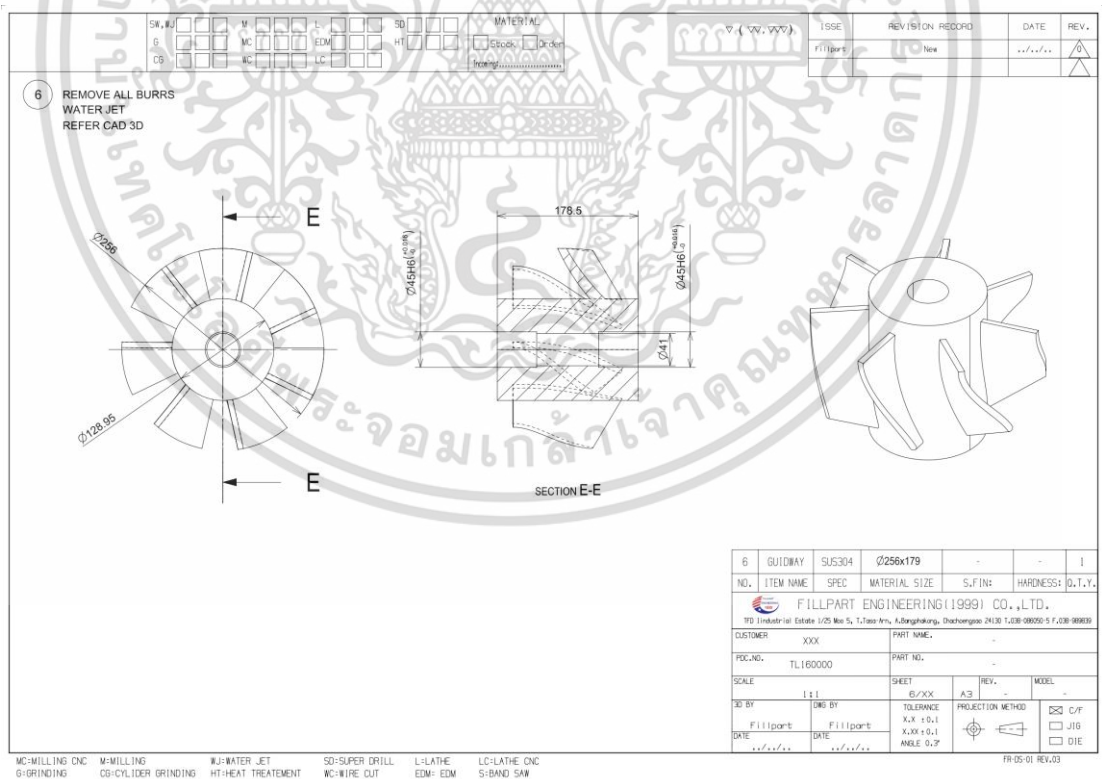


รูปที่ ค.6 แบบใบจักรชุดที่สองภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

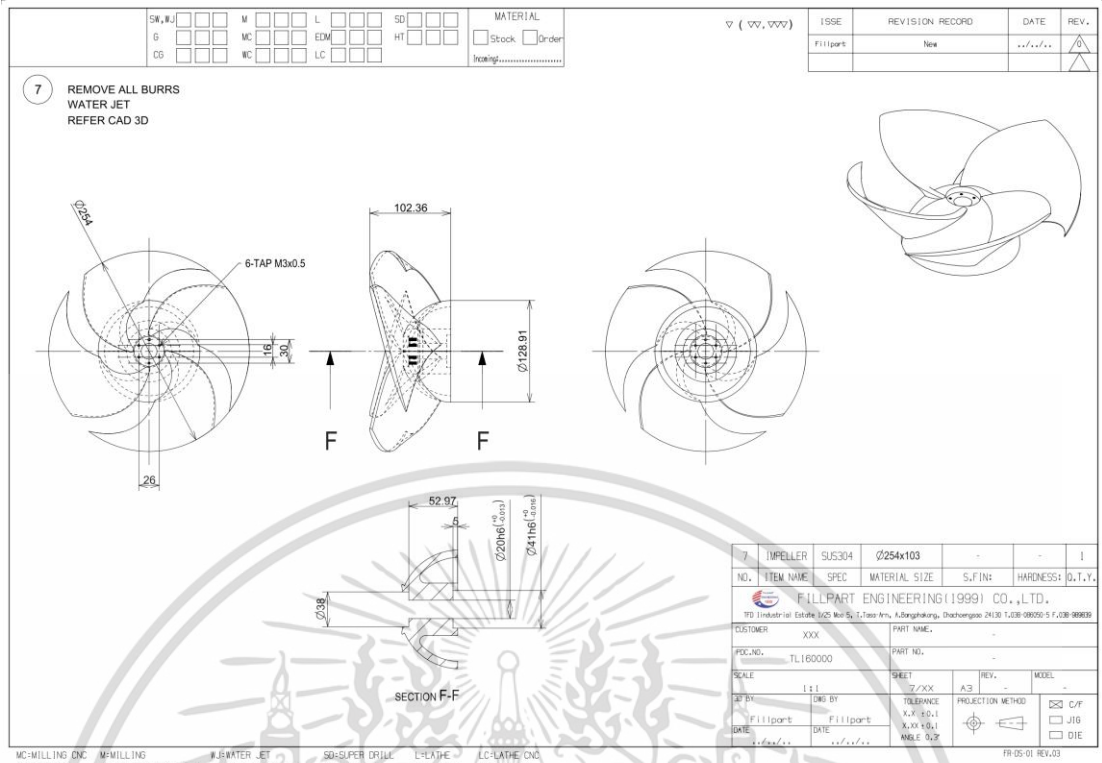


รูปที่ ค.7 แบบแผ่นยึดใบจักรชุดที่สองภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

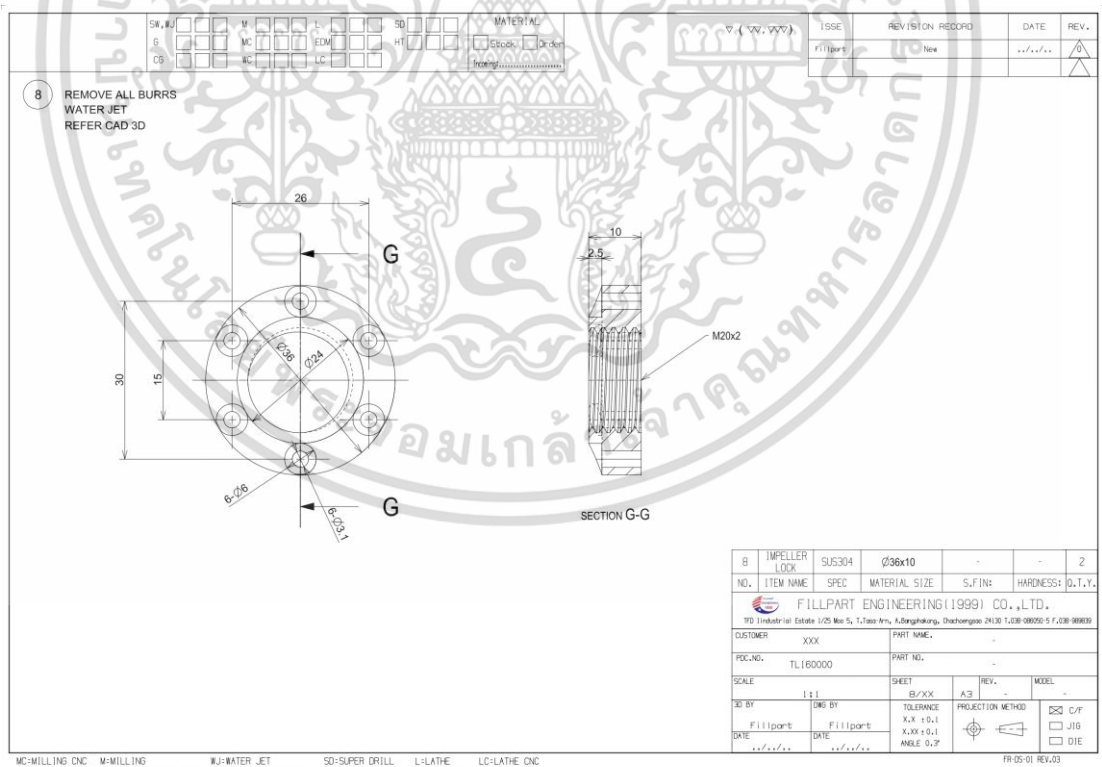


รูปที่ ค.8 แบบกลีบเรียงกระแสน้ำชุดแรกภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ค.9 แบบใบจักรชุดแรกภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร



รูปที่ ค.10 แบบคุดสำหรับยึดใบจักรชุดแรกภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

SW, #J G: [ ] [ ] [ ] [ ] CG: [ ] [ ] [ ] [ ]	M: [ ] [ ] [ ] [ ] MC: [ ] [ ] [ ] [ ] WC: [ ] [ ] [ ] [ ]	L: [ ] [ ] [ ] [ ] EDM: [ ] [ ] [ ] [ ] LC: [ ] [ ] [ ] [ ]	SD: [ ] [ ] [ ] [ ] HT: [ ] [ ] [ ] [ ]	MATERIAL <input type="checkbox"/> Stock <input type="checkbox"/> Order Finishing: .....	▽ ( ∇, ∇∇ )	ISSE Fillpart	REVISION RECORD New	DATE .....	REV. 5
---	--	---	--	---	-------------	------------------	------------------------	---------------	-----------

**9 REMOVE ALL BURRS  
WATER JET  
REFER CAD 3D**

9	BUSH	RASSB	Ø45x50	-	-	5
NO.	ITEM NAME	SPEC	MATERIAL	SIZE	S.F IN:	HARDNESS: Q,T,Y.
FILLPART ENGINEERING (1999) CO., LTD.						
TD Industrial Estate 1/25 Moo 5, 1, Tsoo Aru, A, Bangkok, Dhachongso 24130 T, CB-09050-5 F, CB-98909						
CUSTOMER	XXX	PART NAME				
PCC. NO.	TL160000	PART NO.				
SCALE	1:1	SHEET	0/XX	A3	REV.	MODEL
DR BY	Fillpart	CHK BY	Fillpart	TOLERANCE	X.X ±0.1 X.XX ±0.1 MMSE 0.02	
DATE	.....	DATE	.....	PROJECTION METHOD	<input checked="" type="checkbox"/> C/F <input type="checkbox"/> J/B <input type="checkbox"/> D/E	
FR 02-01 REV.03						

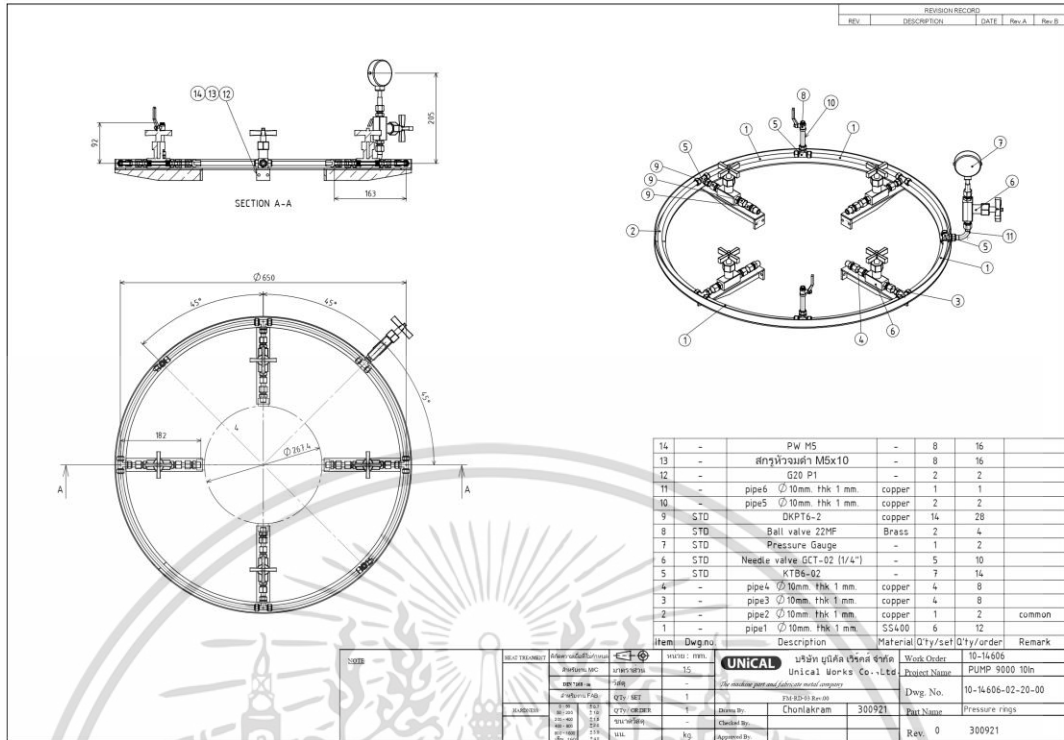
รูปที่ ค.11 แบบแหวนรองใบจักรภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

① Rb Ø60, S45C, Q'ty 1 pcs./set SECTION A-A SCALE 1:15	② Rb Ø52, Brass, Q'ty 1 pcs./set SECTION B-B SCALE 1:15 DETAIL G SCALE 2:1	③ Plate thk 6 mm., S5400, Q'ty 3 pcs./set SCALE 1:15
---	--	---

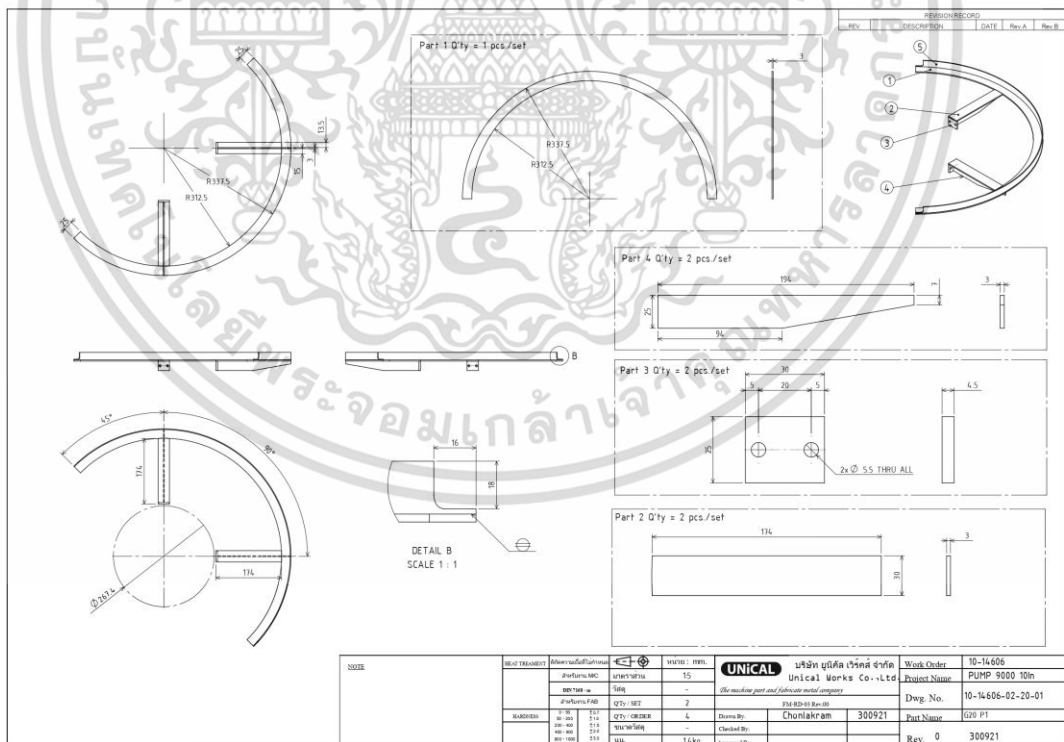
UNICAL บริษัท ยูนิคัล เวิร์คส์ จำกัด Unical Works Co., Ltd. 310, rue de la gare and rue de la gare - central company	Work Order: 10-14606 Project Name: PUMP 9000 10in Dwg. No.: 10-14606-02-06-00 Part Name: Bearing Spider 10in	Rev: 0 300921
--	---	---------------

รูปที่ ค.12 แบบขารองรับน้ำหนักของเพลลาภายในเครื่องสูบน้ำแบบ 2 ใบจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ค.13 แบบแหวนวัดความดัน (Pressure ring)



รูปที่ ค.14 รายละเอียดและส่วนประกอบของแหวนวัดความดัน (Pressure ring)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**ME NETT 2021**

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
SAKON NAKHON UNIVERSITY

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย  
The 35<sup>th</sup> Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand

ครั้งที่  
**35**

วันที่ 20-22 กรกฎาคม 2564  
ณ มหาวิทยาลัยศิลปากร-จ.นครปฐม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ

รหัสบทความ	ชื่อบทความและชื่อผู้แต่ง	หน้า
CST0002	การศึกษาลักษณะและประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบวงจรมีพ ชนิดที่ต่อตรงลดรูปด้วยวิธีจำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ธราเทพ พิบูลย์, ชโลธร ธรรมแท้ และ อัญชลี อริยฤทธิ์	555
CST0003	Influence of the amplitude of cut-in sinusoidal trailing edge shape to the aerodynamic characteristics of aerofoils <i>Pareecha Rattanasiri</i>	564
CST0004	การประเมินสมรรถนะทางความร้อนของท่อลูกฟูกในช่วงการไหลแบบราบเรียบ นรินทร์ ศิริวรรณ, อีรพัฒน์ ชมภูคำ, เพชรพิสิฐ เอี่ยมสอาด, ปิยพัฒน์ พานเมือง, เกสร วงศ์เกษม, สมิทธิ์ เอี่ยมสอาด, บพิศ บุบผาโชติ และ พิทักษ์ พร้อมไธสง	569
CST0005	การจำลองเชิงตัวเลขการระบายความร้อนของแบตเตอรี่ลิเทียมไอออนชนิดถุงกาแฟ สมบัติ ทำนา และ พงศกรณ์ มีลาภโชติพงศ์	579
CST0006	การศึกษาการถ่ายเทความร้อนของอากาศปะทะบนผิวเรียบที่อุณหภูมิผนังคงที่ สิทธิโชค สืบแต่ตระกูล และ เฉลิมพล เปล่งสอาด	588
CST0007	การวิเคราะห์โครงสร้างและการประมาณอายุความล้าของท่ออุปกรณ์ควบคุมความปลอดภัย และการเดินรถไฟอัตโนมัติโดยวิธีการไฟไนต์เอลิเมนต์ อติมา สุระคณัย และ ประพนธ์ ขุนทอง	600
CST0008	Numerical study of flow past a pair of cylinders at a low Reynolds number <i>Waraphan Wannaviroj and Karu Chongsiripinyo</i>	608
CST0009	อิทธิพลของค่าความพรุนต่อกลไกการถ่ายเทความร้อนภายในวัสดุพูน กรณีมีแหล่งกำเนิดความร้อน นิวัฒน์ เกตุชาติ, รัตพงศ์ เบียมสุวรรณ, จีตพล ป้องกัน และ บัณฑิต กฤตาคม	616
CST0010	การจำลองเชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนและแผ่ความร้อนความเสียหายในท่อแลกเปลี่ยน ความร้อนด้วยการติดตั้งแผ่นใบพัดแบบสลับแกนร่วมกับแบบปีกสามเหลี่ยม กิตติศักดิ์ คูวีร์บุญ และ ดวงกมล เรือนงาม	623
CST0011	การวิเคราะห์ความแข็งแรงเชิงโครงสร้างของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาดเล็กด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ศิริพงษ์ แสงสารพันธ์, ดุจชัยใหม่ โสภมาศ, รุทพล บุญทองขาว และ สมบัติ ทำนา	630
CST0012	การวิเคราะห์โครงสร้างสนามการไหลในช่องการไหลของท่อสูบน้ำพญานาค อภิญญา คงเต็บ, จารุวัตร เจริญสุข และ มณฑล ใจกุล	637
CST0013	การศึกษาคุณลักษณะการไหลภายในห้องเย็นโดยใช้ระเบียบวิธีการคำนวณเชิงพลศาสตร์ของไหล ชยานนท์ แลงณีย์ และ อภิเดช บุญเจือ	645

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 35  
วันที่ 20-22 กรกฎาคม พ.ศ. 2564 จังหวัดนครปฐม

CST0012



## การวิเคราะห์โครงสร้างสนามการไหลในช่องการไหลของท่อสูบน้ำพญานาค Flow Structure Analysis in Cavity of Thai Irrigation Pump

อุกฤษฏ์ คงเตี้ย, จารุวัตร เจริญสุข\* และ มณฑล ใจกุล

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
เลขที่ 1 ถนนฉลองกรุง แขวงลาดกระบัง เขตลาดกระบัง ทม 10520  
ติดต่อ: jaruwat.ch@kmitl.ac.th

### บทคัดย่อ

บทความฉบับนี้เป็นการนำเสนอการวิเคราะห์โครงสร้างการไหลภายในของท่อสูบน้ำพญานาคที่มีผลต่อสมรรถนะการทำงานของท่อสูบน้ำ โดยใช้เทคนิค CFD ทำการจำลองการไหลด้วยสมการ Reynolds Averaged Navier-Stokes และแบบจำลองความปั่นป่วนใช้เป็น SST  $k-\omega$  ทำการสร้างใบพัดต้นแบบ และนำผลลัพธ์ของการจำลองมาเปรียบเทียบกับผลการทดสอบ จากการจำลองพบว่าที่จุด BEP อยู่ที่อัตราการไหล 0.091 ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที จะมีประสิทธิภาพ 57.95% เหนือความดัน 3.03 เมตร และกำลังที่ใช้ 4.67 กิโลวัตต์ โดยเกิดการไหลวนภายในท่อสูบน้ำ ซึ่งเป็นการสูญเสียที่ส่งผลต่อเหนือความดันและสมรรถนะการทำงานให้มีค่าต่ำลง จากการทดสอบพบว่าสมรรถนะการทำงานสูงสุดอยู่ที่  $52.27 \pm 0.53\%$  และจุด BEP ของผลลัพธ์ระหว่างการจำลองกับการทดสอบที่ไม่ตรงกัน นั่นคือที่ 0.064 ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที โดยพบว่ามีค่าต่างกันอยู่ 5.85% เหนือความดันและกำลังที่ได้ มีค่าต่างกันถึง 37.24% และ 29.65% ตามลำดับ สังเกตได้ว่ามุมปะทะของใบพัดที่ผลิตขึ้น มีค่าต่ำกว่าค่าที่ออกแบบไว้เป็นผลจากกระบวนการขึ้นรูปของใบพัดและการตั้งองศาของมุมปะทะ ซึ่งในอนาคตที่วิจัยจะดำเนินการปรับปรุงภาพของเมชเฉพาะที่มีความสำคัญต่อโครงสร้างการไหลต่อไป

**คำหลัก:** เครื่องจักรกลของไหล, ท่อสูบน้ำพญานาค, การทดสอบสมรรถนะการทำงาน, พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

### Abstract

This paper presents flow structure analysis inside the cavity of Thai Irrigation Pump that related to its performance by using CFD. Flow structure was modelled by Reynolds Averaged Navier-Stokes equation and SST  $k-\omega$  model was adopted for turbulence. The model was manufactured and its performance was carried out for comparison with the simulation. The simulated BEP was found at  $0.091 \text{ m}^3/\text{s}$  with 57.95% efficiency, head 3.03 m and 4.67 kW. There was a recirculation indicating loss of mechanical power in the cavity, thus dampen its delivered head and overall performance. Experiment suggested BEP at  $52.27 \pm 0.53\%$  in efficiency at lower flowrate, that was at  $0.064 \text{ m}^3/\text{s}$ . The difference in efficiency was 5.85% lower, whereas the delivered head and input shaft power were as lower as 37.24% and 29.65% respectively. It can be observed that the angle of attack of the prototype was apparently lower that the model which may contribute such differences. Future work will focus on local grid refinement for possible improvement of flow structure.

**Keywords:** Fluid Machinery, Thai Irrigation Pump, Performance test, Computational Fluid Dynamics

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 1 บทนำ

ในอดีตประชากรส่วนใหญ่ของประเทศไทยประกอบอาชีพเกษตรกรรม จำเป็นต้องอาศัยใกล้แหล่งน้ำ เพื่อต้องการนำน้ำมาใช้ในการอุปโภค บริโภค และใช้ในด้านการเกษตรกรรม ดังนั้นเกษตรกรไทยจึงคิดหาวิธีในการนำน้ำขึ้นมาใช้งาน โดยการประดิษฐ์เครื่องมือที่ใช้สำหรับการสูบน้ำ จนได้รับการพัฒนาเป็นเครื่องสูบน้ำไทยหรือที่เรียกกันว่า ท่อสูบน้ำ ฝายขนาดเล็กที่มีการใช้งานอย่างแพร่หลายในปัจจุบัน [1]

ท่อสูบน้ำฝายขนาดเล็ก (Thai Irrigation Pump) ถือเป็นเครื่องมือทางการเกษตรที่สำคัญอย่างหนึ่ง ถูกนำมาใช้ในการวิดน้ำเข้านาข้าว หรือการสูบน้ำจากแม่น้ำลำคลอง เพราะเครื่องสูบน้ำชนิดนี้สามารถสูบน้ำได้ในปริมาณมาก มีราคาถูก สามารถดูแลรักษาได้ง่าย และสะดวกในการเคลื่อนย้าย ซึ่งเครื่องสูบน้ำชนิดนี้ถูกออกแบบและประดิษฐ์ขึ้นในปี 1941 โดยหม่อมราชวงศ์เทพฤทธิ์ เทวกุล [2] และถูกจัดเป็นแบบไหลตามแนวแกน (Axial flow pump)

สมรรถนะการทำงานของท่อสูบน้ำถือเป็นตัวแปรที่สำคัญอย่างหนึ่งในการเลือกใช้เครื่องสูบน้ำ โดยในปี 1985 ได้มีการศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะการทำงานกับขนาดของท่อ โดย นิรมล ตู้นิม และคณะ [3] พบว่าสมรรถนะของท่อสูบน้ำขนาดใหญ่จะมีมากกว่าท่อสูบน้ำขนาดเล็ก เพื่อให้การทดสอบเป็นไปตามมาตรฐานสากล ในปี 1988 วรรณ ชูชัยวัฒนา และ อภิรักษ์ ปรุสาธิต [4] ได้ทำการทดสอบหาสมรรถนะของท่อสูบน้ำฝายขนาดเล็กตามมาตรฐานการทดสอบ AIS B8301 ต่อมา Yousaf [5] ได้ทำการเปรียบเทียบสมรรถนะของปั๊มแบบหอยโข่งและแบบไหลตามแนวแกน พบว่าปั๊มแบบหอยโข่งจะมีสมรรถนะและเฮดรวมที่มากกว่าปั๊มแบบไหลตามแนวแกน แต่กำลังที่ใช้และอัตราการไหลจะมีค่าน้อยกว่า จากการศึกษาค้นคว้าของ Kaewprakaisaengkul [6] พบว่าการสูญเสียกำลังส่งผลต่อสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ มีสาเหตุมาจากการโค้งงอ การเยื้องศูนย์ และการสั่นสะเทือนของเพลลา จึงมีการออกแบบเพลลาใหม่โดยทำมาจากเหล็กรีดเย็น เพื่อเพิ่มความแข็งแรงให้กับเพลลา อีกทั้งยังแบ่งเพลลาออกเป็นสองส่วนและเชื่อมต่อกันด้วย coupling เพื่อป้องกันการเยื้องศูนย์

ในปี 2011 มีการนำเทคโนโลยีทางด้านพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics; CFD)

มาใช้ในการทำนายปรากฏการณ์การไหล โดย Kasantikul, B. และ Laksitanonta, S. [7] ได้ศึกษาผลกระทบของปัจจัยทางเรขาคณิตที่มีผลต่อสมรรถนะของท่อสูบน้ำ ได้แก่ มุมทางเข้าและมุมทางออกของใบพัด จำนวนของใบพัด ความยาวของใบพัด และความสูงของคุมใบพัดด้วย ANSYS CFX และสมการ Navier-Stokes โดยใช้ SST  $k-\omega$  เป็นแบบจำลองความปั่นป่วน ต่อมา Kasantikul, B. [8] ได้ทำการทดสอบและการจำลองเชิงตัวเลขเกี่ยวกับเครื่องสูบน้ำไทย พบว่าผลลัพธ์จากการจำลองและการทดสอบมีความสัมพันธ์กัน แต่จะมีความแตกต่างที่อัตราการไหลต่ำ นอกจากนี้ Sanghirun, W. [9] ได้ออกแบบและทดสอบใบพัดรูปทรงกรวย โดยนำเทคนิค CFD มาใช้ในการหาคุณสมบัติของปั๊มและศึกษาพฤติกรรมการไหล ซึ่งสามารถบอกได้ว่าการจำลองเชิงตัวเลขเป็นประโยชน์ที่สำคัญต่อความเข้าใจในการศึกษาพฤติกรรม การไหล ต่อมา จารุวัตร เจริญสุข และคณะ [10] ได้เสนอแนวทางในการปรับปรุงสมรรถนะการทำงานของท่อสูบน้ำฝายขนาดเล็ก โดยการลดขนาดของใบพัด และออกแบบ Bluff body บริเวณด้านหลังใบพัด เพื่อลดการหมุนวนของการไหลที่เกิดขึ้นและเพิ่มประสิทธิภาพเชิงพลังงานของปั๊ม

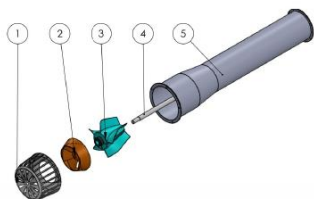
งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ในการใช้เทคนิค CFD สำหรับวิเคราะห์สมรรถนะการไหลของใบพัดที่ถูกพัฒนาขึ้นใหม่สำหรับท่อสูบน้ำฝายขนาดเล็กขนาดท่อ 8 นิ้ว ที่ทำงานร่วมกับกลีบเรียงกระแสน้ำ ซึ่งถูกพัฒนาจากโครงการ [10] โดยทำการสร้างต้นแบบและเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองกับการทดสอบ เพื่อใช้ในการปรับปรุงและพัฒนาสมรรถนะการทำงานของท่อสูบน้ำในระยะต่อไป

## 2 วิธีการเชิงทดสอบ

### 2.1 แบบจำลองทางกายภาพ

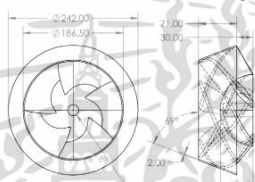
ท่อสูบน้ำฝายขนาดเล็กจะประกอบด้วย 1.กะโหลก (Strainer) ทำหน้าที่ป้องกันเศษวัสดุเข้าสู่ภายในท่อสูบน้ำ 2.ใบพัด (Impeller) ทำหน้าที่เพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลว 3.กลีบเรียงกระแสน้ำ (Guide vane) เป็นอุปกรณ์ในการเปลี่ยนพลังงานจลน์จากใบพัดเป็นความดัน 4.แกนเพลลา (Shaft) เป็นอุปกรณ์ส่งถ่ายกำลังจากต้นกำลังไปยังใบพัด 5.ท่อสูบน้ำ (Tube) ทำหน้าที่ลำเลียงน้ำที่ส่งมาจากใบพัดไปยังจุดที่ต้องการ โดยที่ส่วนประกอบของปั๊มจะแสดงดังรูปที่ 1

CST0012

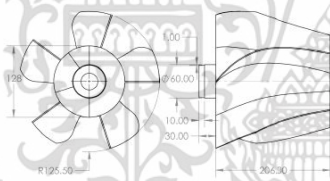


รูปที่ 1 ส่วนประกอบของท่อน้ำขนาดเล็ก

ใบพัดและสลิปรีนเจอร์สแนร์ ได้รับการออกแบบใหม่ [10] ซึ่งมีเงื่อนไขในการออกแบบ ได้แก่ ความเร็วรอบ อัตราการไหล เส้นผ่านศูนย์กลางใบพัด และเขตความดัน ด้วยซอฟต์แวร์ BladeGen โดยที่ใบพัดจะมีมุมทางเข้าและมุมทางออกอยู่ที่ 48° และ 53° ตามลำดับ การกำหนดระยะต่าง ๆ จะแสดงดังรูปที่ 2 สำหรับสลิปรีนเจอร์สแนร์จะแสดงในรูปที่ 3



รูปที่ 2 ลักษณะของใบพัด [10]



รูปที่ 3 ลักษณะของสลิปรีนเจอร์สแนร์ [10]

2.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

การวิเคราะห์การไหลภายในปั๊มเป็นการศึกษาที่ไม่ได้คำนึงถึงการเปลี่ยนแปลงความร้อน ดังนั้นจะพิจารณาเพียงกฎการอนุรักษ์มวลและโมเมนตัม สำหรับอธิบายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้น [9] การไหลภายในเครื่องสูบน้ำเป็นการไหลแบบอัดตัวไม่ได้ (Incompressible Flow) และตั้งสมมุติฐานเป็นการไหลแบบคงตัว (Steady state) จะได้สมการต่อเนื่องดังนี้

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \tag{1}$$

หรือ 
$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{2}$$

เมื่อพิจารณาถึงแรงสุทธิที่กระทำต่อปริมาตรควบคุมร่วมกับทฤษฎีของเกาส์ จะสามารถเขียนสมการโมเมนตัมในรูปของอนุพันธ์เชิงย่อยได้ดังนี้

$$\nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = \rho \vec{f} + \nabla \cdot \vec{\sigma} \tag{3}$$

ในการณีการไหลแบบอัดตัวไม่ได้และค่าสัมประสิทธิ์ความหนืดสัมบูรณ์มีค่าคงที่ จากสมการที่ 3 จะเขียนใหม่ได้เป็นสมการนาเวียร์-สโตคส์ สำหรับค่าเฉลี่ยในช่วงเวลาได้ดังนี้

$$\frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho \vec{f} \tag{4}$$

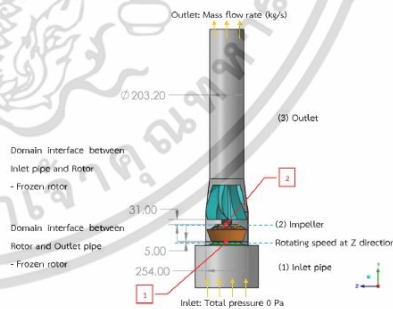
จะเรียกสมการที่ 4 ว่า สมการนาเวียร์-สโตคส์จากการเฉลี่ยของเรย์โนลด์ (Reynolds Averaged Navier-Stokes, RANS)

2.3 แบบจำลองทางคอมพิวเตอร์

งานวิจัยฉบับนี้จะใช้เทคนิค CFD ในการศึกษาพฤติกรรมการไหลภายในท่อน้ำด้วยโปรแกรม ANSYS CFX โดยใช้สมการ RANS กับแบบจำลองความปั่นป่วนแบบ Shear-Stress Transport (SST)  $k-\omega$  เนื่องจากสามารถคำนวณการไหลที่มีคุณลักษณะการหมุนควบคู่ไปด้วย อีกทั้งยังให้ผลเฉลยที่ถูกต้องและมีความน่าเชื่อถือ [10]

2.3.1 การกำหนดพารามิเตอร์และขอบเขตเงื่อนไข

การจำลองลักษณะการไหลจะไม่ได้นำส่วนของตะแกรงและเพลามาใช้โมเดลของแบบจำลอง เนื่องจากข้อจำกัดในด้านทรัพยากรทางคอมพิวเตอร์ และเพื่อให้ง่ายต่อการศึกษาในระดับเบื้องต้น โดเมนของแบบจำลอง จะประกอบไปด้วย 3 โดเมนย่อย ได้แก่ โดเมนของทางเข้า (Inlet pipe) ใบพัด (Impeller) และทางออก (Outlet pipe) ดังแสดงในรูปที่ 4



รูปที่ 4 ลักษณะโครงสร้างของโมเดลแบบจำลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 35  
วันที่ 20-22 กรกฎาคม พ.ศ. 2564 จังหวัดนครปฐม

## CST0012



ในการกำหนดขอบเขตเงื่อนไข มีการตั้งสมมติฐานให้การไหลเป็นแบบคงตัว (Steady state) ซึ่งของไหลเป็นน้ำอัดตัวไม่ได้ (Incompressible Flow) ซึ่งมีความหนาแน่นคงที่ (Density constant) เท่ากับ 997 กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร กำหนดให้ทางเข้า (Inlet) เป็นความดันรวม (Total pressure) เท่ากับ 0 ปาสคาล สำหรับทางออก (Outlet) จะกำหนดเป็นอัตราการไหลโดยมวล (Mass flow rate) เพื่อใช้สำหรับการเปลี่ยนอัตราการไหลและหาจุดทำงานของปั๊ม ในส่วนของ Impeller จะกำหนดให้ใบพัดหมุนที่ความเร็วรอบ 1,300 รอบต่อนาที โดยจะหมุนรอบแกน Z และมีการกำหนดค่า Turbulence intensity เท่ากับ 5% สำหรับ Domain interfaces ระหว่างโดเมนย่อยของ Inlet กับ Rotor (หมายเลข 1) และ Rotor กับ Outlet (หมายเลข 2) จะถูกกำหนดเป็น Frozen Rotor ในส่วนของผนัง (Wall) จะกำหนดเป็น No slip condition การกำหนดขอบเขตเงื่อนไขของโดเมนสำหรับการจำลองเชิงตัวเลข จะแสดงดังตารางที่ 1

ตารางที่ 1 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตสำหรับแบบจำลอง

Parameters	ANSYS CFX
Analysis Type	Steady state
Turbulence model	SST $k-\omega$
Fluid domain	Water at 25°C
Rotor reference frame	1,300 rpm
Inlet	Total pressure
Outlet	Mass flow rate (Variable)
Residual convergence	$10^{-4}$ (RSM)

### 2.3.2 การศึกษาอิทธิพลของกริด

ในการทำ CFD จะต้องคำนึงถึงผลกระทบของจำนวนกริดหรือเอลิเมนต์ต่อผลลัพธ์ที่ได้ โดยจะทำการศึกษขนาดของเอลิเมนต์ (Mesh sizing) ในส่วนของโดเมน Impeller ที่ขนาดแตกต่างกัน 5 กรณี ด้วยวิธีการลดขนาดของเอลิเมนต์ให้เล็กลง โดยจะมีจำนวนกริดโดยรวมที่แตกต่างกันประมาณ 1.5 ล้านเอลิเมนต์ จากนั้นเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้ว่ามีเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างเป็นที่ยอมรับได้หรือไม่ สำหรับโดเมนของ Inlet และ Outlet จะมีขนาดของเอลิเมนต์เท่ากับ 20 และ 10 มม. ตามลำดับ สำหรับการศึกษาอิทธิพลของกริดแสดงดังตารางที่ 2

ตารางที่ 2 การทำนายอิทธิพลของกริด

Case	Grid No. ( $\times 10^6$ )	Efficiency		Head	
		$\eta_{pump}$ (%)	Error (%)	H (m)	Error (%)
1.	2.19	48.326		4.449	
2.	3.69	55.223	6.897	4.594	3.152
3.	5.19	55.674	0.451	4.527	1.489
4.	6.69	55.842	0.168	4.529	0.038
5.	8.89	55.870	0.028	4.528	0.023

จากตารางที่ 2 เมื่อเปรียบเทียบผลลัพธ์จากกรณีที่ 2 และ 3 พบว่าประสิทธิภาพและเฮดของเครื่องสูบน้ำ มีผลลัพธ์ความแตกต่างกันไม่เกิน 2% ซึ่งเป็นค่าที่ยอมรับได้จากงานวิจัยในอดีต [11] ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงเลือกใช้จำนวนกริดในกรณีที่ 2 เพื่อประหยัดเวลาและทรัพยากรในด้านคอมพิวเตอร์

### 2.3.3 ลักษณะของกริด

การทำ Meshing จะทำภายในซอฟต์แวร์ ANSYS CFX โดยที่กริดแบบ Tetragonal mesh จะถูกใช้สำหรับโดเมนทั้งหมด เมื่อรวมจำนวนกริดของโดเมน Inlet, Rotor และ Outlet จะมีจำนวนกริดทั้งหมดเท่ากับ  $3.69 \times 10^6$  ลักษณะของกริดแสดงดังรูปที่ 5



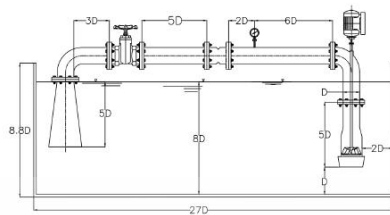
รูปที่ 5 ลักษณะโดยรวมของกริด

### 2.4 การทดสอบคุณสมบัติของเครื่องสูบน้ำ

การตรวจสอบความแม่นยำของการจำลองเชิงตัวเลข จะต้องมีกริดทดสอบในห้องปฏิบัติการ เพื่อยืนยันผลลัพธ์จากการจำลอง สำหรับชุดทดสอบสมรรถนะการทำงานของปั๊ม ปัจจัยที่สำคัญสำหรับการออกแบบบ่อสูบน้ำ ได้แก่ ขนาดของบ่อสูบลและระยะในการติดตั้งเครื่องมือวัด เพื่อให้การทดสอบเป็นไปตามมาตรฐานสากล จึงนำมาตรฐาน Hydraulic Institute [12] มาใช้ในการออกแบบบ่อสูบน้ำ โดยที่ขนาดของบ่อสูบลและตำแหน่งในการติดตั้งเครื่องมือวัด จะถูกกำหนดให้เป็นตัวแปรไร้มิติ เพื่อให้สะดวกและง่ายต่อการออกแบบชุดทดสอบที่มีขนาดท่อแตกต่างกันออกไป ดังแสดงในรูปที่ 6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

CST0012

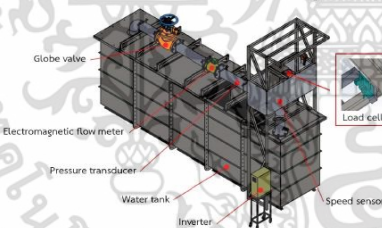


รูปที่ 6 บ่อทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำ

การทดสอบจะใช้มาตรฐาน JIS B8301:2000 สำหรับการทดสอบสมรรถนะเครื่องสูบน้ำ [13] และ JIS B8302:1990 สำหรับการกำหนดวิธีการวัดอัตราการไหล [14] ซึ่งทั้งสองเป็นมาตรฐานอุตสาหกรรมญี่ปุ่น (Japan Industrial Standard, JIS) และเป็นมาตรฐานที่ถูกยอมรับและนำมาใช้ในการทดสอบโดยมีพื้นฐานมาจากมาตรฐาน ISO 9906:1999 [15]

2.4.1 อุปกรณ์และเครื่องมือวัด

อุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดสอบ ได้แก่ เซนเซอร์วัดความดัน (Pressure Transducer) เซนเซอร์วัดแรงกระทำต่อเพลลา (Load cell) เซนเซอร์วัดความเร็วรอบ (Speed sensor) โดยที่ Globe valve ใช้สำหรับควบคุมอัตราการไหล Electromagnetic flow meter ใช้สำหรับวัดอัตราการไหล Inverter ใช้สำหรับควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ และมอเตอร์ขนาด 10 แรงม้า แสดงดังรูปที่ 7



รูปที่ 7 ชุดทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำ

2.4.2 การทดสอบสมรรถนะการทำงาน

ประสิทธิภาพเชิงพลังงานของท่อสูบน้ำพญานาค ( $\eta_{pump}$ ) คือ อัตราส่วนของกำลังที่ส่งถ่ายของไหล ( $P_{output}$ ) ต่อกำลังที่ใช้จากต้นกำลัง ( $P_{input}$ ) [16] สามารถคำนวณหาได้ดังนี้

$$\eta_{pump} = \frac{P_{output}}{P_{input}} = \frac{P_w}{bhp} = \frac{\rho g Q H}{\omega T} \quad (7)$$

- เมื่อ  $H$  คือ เสดความดัน (m),
- $\rho$  คือ ความหนาแน่นของของไหล ( $kg/m^3$ ),
- $g$  คือ ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก ( $m/s^2$ ),
- $Q$  คือ อัตราการไหล ( $m^3/s$ ),
- $\omega$  คือ ความเร็วเชิงมุม ( $rad/s$ )
- และ  $T$  คือ แรงบิดของเพลลา (N-m)

2.4.3 การหาค่าความคลาดเคลื่อน

จำเป็นต้องคำนึงถึงความคลาดเคลื่อนจากเครื่องมือวัดที่ใช้สำหรับวัดค่าและบันทึกผล เพื่อให้ผลลัพธ์อยู่ในเกณฑ์มาตรฐานและเป็นที่ยอมรับได้ [17] ซึ่งค่าความคลาดเคลื่อนของประสิทธิภาพของท่อสูบน้ำพญานาค ( $U_{\eta_p}$ ) หาได้ดังนี้

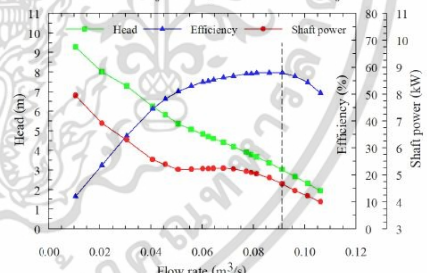
$$U_{\eta_p} = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_p}{\partial T} \cdot U_T\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_p}{\partial \omega} \cdot U_\omega\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_p}{\partial Q} \cdot U_Q\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_p}{\partial H} \cdot U_H\right)^2} \quad (5)$$

- เมื่อ  $U_T$  คือ ค่าความคลาดเคลื่อนของแรงบิดของเพลลา
- $U_\omega$  คือ ค่าความคลาดเคลื่อนของความเร็วเชิงมุม
- $U_Q$  คือ ค่าความคลาดเคลื่อนของอัตราการไหล
- และ  $U_H$  คือ ค่าความคลาดเคลื่อนของเสดความดัน

3 ผลการทดสอบ

3.1 ผลลัพธ์จากการจำลองเชิงตัวเลข

การใช้เทคนิค CFD สามารถประเมินการทำงานของเครื่องสูบน้ำได้ และยังสามารถสร้างกราฟแสดงคุณลักษณะในการทำงานของท่อสูบน้ำพญานาค ดังแสดงในรูปที่ 8



รูปที่ 8 กราฟคุณลักษณะการทำงานของท่อสูบน้ำพญานาคจากการจำลองเชิงตัวเลข

จากรูปที่ 8 จุดที่สมรรถนะการทำงานของท่อสูบน้ำพญานาคที่ความเร็วรอบ 1,300 รอบต่อนาที พบว่าที่อัตราการไหล

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 35  
วันที่ 20-22 กรกฎาคม พ.ศ. 2564 จังหวัดนครปฐม

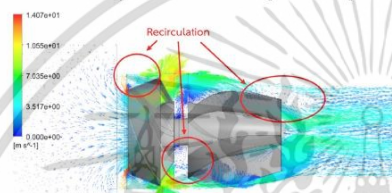


CST0012

0.091 ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที จะมีประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 57.95% ได้เฮดความดัน 3.03 เมตร และกำลังที่ใช้งานเท่ากับ 4.67 กิโลวัตต์ จะเรียกจุดนี้เรียกว่า จุดที่สมรรถนะการทำงานที่ดีที่สุด (Best Efficiency Point; BEP) ในการใช้งานจำเป็นต้องทำงานบริเวณจุดนี้ เพื่อให้ได้ประสิทธิภาพเชิงพลังงานที่สูง

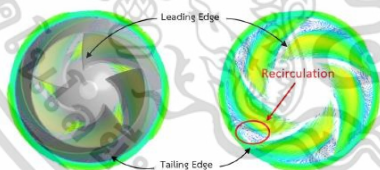
3.2 การวิเคราะห์สนามการไหล

ในการทำนายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นภายในเครื่องสูบน้ำ จำเป็นต้องวิเคราะห์สนามการไหล เพื่อให้เข้าใจถึงพฤติกรรม การไหลที่อาจจะส่งต่อสมรรถนะการทำงาน โดยจะศึกษาที่ อัตราการไหล ณ จุด BEP ซึ่งจะแสดงดังรูปที่ 9 และรูปที่ 10



รูปที่ 9 เวกเตอร์ความเร็วของการไหลที่จุด BEP

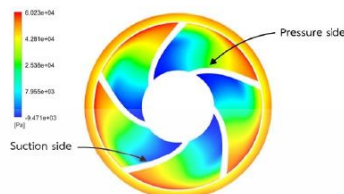
จากรูปที่ 9 เกิดการหมุนวน (Recirculation) ของการไหล 3 บริเวณด้วยกัน คือ 1.บริเวณช่องว่างระหว่างใบพัดและผนังท่อ เกิดการไหลวนที่รุนแรง สามารถดูได้จากเฉดสี ซึ่งสีแดงคือ ความเร็วที่สูง และสีน้ำเงิน คือ ความเร็วที่ต่ำ 2.บริเวณช่องว่างระหว่างใบพัดกับกลีบเรียงกระแสน้ำ ซึ่งบริเวณนี้เกิดการไหลวนที่มีความเร็วค่อนข้างต่ำ 3.บริเวณด้านหลังของกลีบเรียงกระแสน้ำ พบว่าการไหลวนที่มีขนาดใหญ่ แต่มีความเร็วที่ต่ำ เมื่อของไหลไหลผ่านช่วงนี้การไหลวนจะเริ่มลดน้อยลง



รูปที่ 10 เวกเตอร์ความเร็วของการไหลที่ span 50%

จากรูปที่ 10 เกิดการไหลวนบริเวณขอบด้านหลัง (Trailing Edge; TE) เป็นจำนวนมากและมีพื้นที่ค่อนข้างกว้าง ซึ่งการไหลวนของการไหลเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อเฮดความดัน และสมรรถนะการทำงานให้มีค่าลดลง เนื่องด้วยบริเวณที่เกิด

การไหลวนจะทำให้ช่องทางไหลของของไหลมีพื้นที่แคบลง ซึ่งถือเป็นการสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในท่อสูบน้ำอย่างหนึ่ง

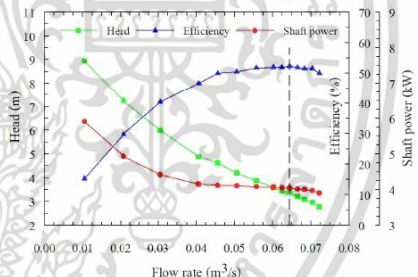


รูปที่ 11 การกระจายตัวของความดันที่ span 50%

จากรูปที่ 11 บริเวณ Suction side พบว่ามีความดันลดลงในปริมาณมาก เป็นผลให้ความดันระหว่าง Suction side และ Pressure side แตกต่างกันอย่างมาก ซึ่งเป็นภาวะปกติของการทำงานของใบพัด

3.3 ผลลัพธ์จากการทดสอบ

ในการทดสอบสมรรถนะการทำงานของท่อสูบน้ำ จะเก็บบันทึกจำนวน 14 ค่า โดยใช้อัตราการสูบลูกบาศก์เมตรต่อวินาที 1 ลิตรต่อวินาทีเป็นเวลา 300 วินาที กล่าวคือ แต่ละค่าจะเก็บผลทุก ๆ 1 วินาที เป็นจำนวน 300 ค่า เพื่อใช้ในการคำนวณค่าความคลาดเคลื่อนของสมรรถนะ ซึ่งกราฟแสดงคุณลักษณะในการทำงานของท่อสูบน้ำพญานาค ดังแสดงในรูปที่ 12



รูปที่ 12 กราฟคุณลักษณะการทำงานของท่อสูบน้ำพญานาค จากการทดสอบในห้องปฏิบัติการ

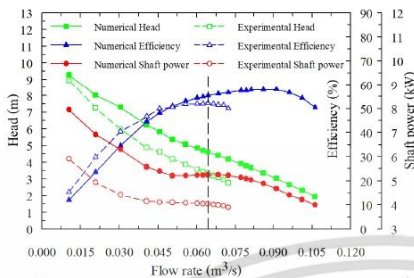
พบว่าจุด BEP อยู่ที่อัตราการไหล 0.064 ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที จะมีประสิทธิภาพเท่ากับ 52.27% ได้เฮดความดัน 3.35 เมตร และกำลังที่ใช้งานเท่ากับ 4.04 กิโลวัตต์ อีกทั้งค่าความคลาดเคลื่อนของประสิทธิภาพอยู่ที่  $\pm 0.53\%$  ซึ่งอยู่ในระดับ Grade 1 ของมาตรฐาน JIS และสามารถบอกได้ว่าสมรรถนะของท่อสูบน้ำพญานาคเท่ากับ  $52.27 \pm 0.53\%$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



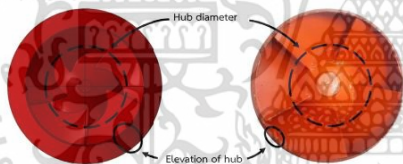
CST0012

3.4 การเปรียบเทียบผลลัพธ์



รูปที่ 13 กราฟเปรียบเทียบคุณลักษณะการไหลของท่อสูบน้ำ  
พญานาคจากการจำลองและการทดสอบ

จากรูปที่ 13 พบว่าสมรรถนะการทำงานของเส้นโค้งทั้งสองมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน แต่เกิดขึ้นที่อัตราการไหลแตกต่างกัน เนื่องจากจุด BEP ของเส้นโค้งทั้งสองไม่ตรงกัน ดังนั้นจะพิจารณาที่จุด BEP ของการทดสอบ พบว่าผลลัพธ์มีความแตกต่างกันอยู่ที่ 5.85% ซึ่งถือว่ายังเป็นที่ยอมรับได้สำหรับหาค่าความดันและกำลังที่ใช้มีแนวโน้มของเส้นโค้งไปในทิศทางเดียวกัน แต่ยังมีขนาดคลาดเคลื่อนของผลลัพธ์อยู่ที่ 37.24% และ 29.65% ตามลำดับ ซึ่งถือว่าผลลัพธ์ทั้งสองไม่อยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้ เนื่องจากความแตกต่างที่มาก



รูปที่ 14 ใบพัดที่ออกแบบ (ซ้าย) และใบพัดที่ผลิตจริง (ขวา)  
เมื่อศึกษาถึงค่าความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นพบว่ามีสาเหตุมาจากกระบวนการขึ้นรูปของใบพัด เนื่องจากชิ้นงานที่ผลิตจริงมีระยะและขนาดไม่ตรงตามที่ถูกออกแบบไว้ ได้แก่ ความสูงของดุม (Cone height) และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของดุม (Hub diameter) ที่มีขนาดแตกต่างกัน ซึ่งส่งผลกระทบต่อองศาของมุมปะทะและมุมของมงกุฎ (Ring angle) จึงทำให้มีมุมมองที่ไม่ตรงตามแบบ อันเป็นผลทำให้ความสูงของมงกุฎ (Elevation of vane) มีความแตกต่างกันอย่างเห็นได้ชัด จึงเป็นผลทำให้ผลลัพธ์ทั้งสองไม่ตรงกันและมีความแตกต่างกันอย่างมาก ในอนาคตทีมวิจัยจะดำเนินการปรับ

ขนาดของโมเดลแบบจำลองให้มีขนาดใกล้เคียงกับชิ้นงานที่ผลิตขึ้นจริง และทำการปรับปรุงคุณภาพของเมชเฉพาะบริเวณที่มีความสำคัญต่อโครงสร้างการไหลในการจำลองเชิงตัวเลข เพื่อให้ผลลัพธ์จากการจำลองและการทดสอบมีค่าใกล้เคียงกัน

4 สรุปผลการทดสอบ

จากการใช้เทคนิค CFD ในการทำนายพฤติกรรมกรไหลภายในท่อสูบน้ำ ด้วยซอฟต์แวร์ ANSYS CFX และสมการ Navier-Stokes โดยใช้ SST  $k-\omega$  เป็นแบบจำลองความปั่นป่วน ที่ความเร็วรอบ 1,300 รอบต่อนาที ที่อัตราการไหลแตกต่างกัน พบว่าท่อสูบน้ำมีประสิทธิภาพสูงสุดที่ 57.95% ที่อัตราการไหล 0.091 ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที ได้เฮดความดัน 3.03 เมตร และกำลังที่ใช้ 4.67 กิโลวัตต์ จากนั้นจะพิจารณาโครงสร้างการไหลภายในท่อ โดยเลือกใช้ที่อัตราการไหล 0.091 ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที พบว่าเกิดปรากฏการณ์การไหลวนของของไหลขึ้นภายในท่อสูบน้ำ บริเวณช่องว่างระหว่างใบพัดและผนังท่อ บริเวณช่องว่างระหว่างใบพัดกับกลีบเรียงกระแสน้ำ และบริเวณด้านหลังของกลีบเรียงกระแสน้ำ ซึ่งการหมุนวนของการไหลส่งผลโดยตรงต่อเฮดความดันและสมรรถนะการทำงาน และนับได้ว่าการสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในท่อสูบน้ำ เพื่อที่จะลดการสูญเสียที่เกิดขึ้นและทำให้ประสิทธิภาพเชิงพลังงานมีค่าสูง จำเป็นต้องลดช่องว่างบริเวณที่เกิดการไหลวน ทำให้พื้นที่ของการไหลมีบริเวณที่แคบลง อันส่งผลให้บริเวณที่เกิดการไหลวนลดลงอีกด้วย เมื่อเปรียบเทียบผลจากการจำลองและการทดสอบ พบว่าผลลัพธ์ทั้งสองยังมีค่าความคลาดเคลื่อน อันมีสาเหตุมาจากชิ้นงานที่ผลิตจริงมีระยะและขนาดไม่ตรงตามที่ถูกออกแบบไว้ และในอนาคตทีมวิจัยจะดำเนินการปรับขนาดของโมเดลแบบจำลองให้มีขนาดใกล้เคียงกับชิ้นงานที่ผลิตจริง และปรับปรุงคุณภาพของเมชเฉพาะบริเวณที่มีความสำคัญต่อโครงสร้างการไหล เพื่อให้ผลลัพธ์ทั้งสองมีค่าใกล้เคียงกัน รวมถึงศึกษาแนวทางในการลดการสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในระบบ และปรับปรุงสมรรถนะการทำงานของท่อสูบน้ำพญานาคในระยะต่อไป

5 กิตติกรรมประกาศ

ทีมวิจัยขอขอบคุณ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยพระจอมเกล้าธนบุรี ที่เอื้อเพื่อ

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 35  
วันที่ 20-22 กรกฎาคม พ.ศ. 2564 จังหวัดนครปฐม

## CST0012

สถานที่ อุปกรณ์และเครื่องมือที่ใช้สำหรับการทำวิจัย และ  
สถาบันเทคโนโลยีเจ้าคุณทหารลาดกระบังที่สนับสนุนบ่อ  
ทดสอบสมรรถนะการทำงานของเครื่องสูบน้ำ สุดท้ายนี้ทาง  
ทีมผู้วิจัยขอขอบคุณนักวิจัยและนักศึกษาของทั้งสองสถาบันที่  
ให้การสนับสนุน จนทำให้สามารถดำเนินการตามเป้าหมายที่  
วางไว้ได้ด้วยดี

### 6 เอกสารอ้างอิง

- [1] จารุวัฒน์ มงคลธนทรศ (2549). เครื่องจักรกลเกษตร, *เอกสารวิชาการ อดีต ปัจจุบัน อนาคต เครื่องกลการเกษตร ไทย*, สถาบันวิจัยเกษตรวิศวกรรม กรมวิชาการเกษตร กระทรวงเกษตรและสหกรณ์, หน้า 1 – 7.
- [2] Chinsuwan, W. and Cochran, B.J. (1986). The Axial-flow Low-lift Pump in Thailand, *International Conference on Small Farm Equipment for Developing Countries: Past Experiences and Future Priorities*, September 1986.
- [3] นิรมล ตุ่นีม, วาลิน กมลทิพย์วงศ์ และ สุวรรณ เล้าทรรณวินิช, (2528). *การทดสอบสมรรถนะที่สูบน้ำพญานาค*, วิทยานิพนธ์ (วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต) มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตกำแพงแสน, หน้า 9 – 39.
- [4] วรธนา ชูชัยวัฒนา และอภิรักษ์ ปุรสาดิต, (2531). *การพัฒนาที่สูบน้ำพญานาค*, วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 12 – 45.
- [5] Yousaf, Ali. (1992). *Evaluation of a centrifugal and an axial flow water pump for pumping soil slurry*, Thesis (Master of Engineering), Asian Institute of Technology.
- [6] Kaewprekai Saengkul, C. (1996). *Evaluation and improvement of Thai-made Irrigation Pumps*, Thesis (Ph.D.), Asian Institute of Technology, pp. 51 – 161.
- [7] Kasantikul, B. and Laskitanonta, S. (2014). Study and Develop the Thai-Made Irrigation Pump System (Tor Payanak) in a Large Aquaculture Pond, *Journal of Agricultural Technology*, Vol. 10(5), August 2014, pp. 1115 – 1138.
- [8] Kasantikul, B. (2013). Numerical Simulations of Thai-made Irrigation Pump (Tor-Payanak), *Journal of Science and Technology*, Vol. 2, No. 4, August 2013, pp. 55 – 65.
- [9] วิทวัฒน์ แสงหิรัญ (2558). *การศึกษาเชิงทดสอบและเชิงตัวเลขของปั๊มรูปทรงกรวย*, วิทยานิพนธ์ (วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต) เทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 70 – 98.
- [10] จารุวัตร เจริญสุข และคณะ (2562). *โครงการพัฒนาชุดทดสอบสมรรถนะ และการปรับปรุงประสิทธิภาพ ชุดใบจักรสำหรับเครื่องสูบน้ำพญานาค (P1851268)*, สำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติ, หน้า 37 – 66.
- [11] Hucan Hou et al., (2016). Numerical analysis of entropy production on a LNG cryogenic submerged pump, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Volume 36, Part A, November 2016, pp. 87 – 96.
- [12] วิบูลย์ บุญยธโรกุล (2555). *ปั๊มและระบบสูบน้ำ*, ภาควิชาวิศวกรรมชลประทาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตบางเขน, กรุงเทพฯ, หน้า 5 – 35.
- [13] Japanese Industrial Standard (2000). *Rotodynamic pumps – hydraulic performance acceptance tests – Grades 1 and 2 (JIS B8301: 2000)*, Tokyo, Japan,
- [14] Japanese Standards Association (1990). *Measurement Methods of Pump Discharge (JIS B 8302:1990)*, Tokyo, Japan, pp. 10 – 23.
- [15] วิทวัฒน์ แสงหิรัญ และคณะ (2563). *การเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำพญานาคโดยการใช้ปากแตร*, *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 34*, ประจวบคีรีขันธ์, ประเทศไทย.
- [16] White F. M. (2008). *Fluid Mechanics*, seventh Edition, McGraw-Hill, New York, pp. 763 – 766.
- [17] ณพัฒน์ภูมิ เวียงคำ, ปกรณ์ วิลีพานิชย์ และ อุทกษฎ์ คงเตี้ย (2561). *การทดสอบเครื่องสูบน้ำพญานาค ตามมาตรฐาน JIS B8301:2000 และ JIS B8302:1990*, วิทยานิพนธ์ (วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต) เทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, หน้า 24 – 45.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล	นาย อุกฤษฏ์ คงเตี้ย
วัน เดือน ปีเกิด	2 มกราคม พ.ศ. 2540
ที่อยู่	บ้านเลขที่ 40 หมู่ 3 ตำบลบ้านระกาศ อำเภอบางบ่อ จังหวัดสมุทรปราการ รหัสไปรษณีย์ 10560
ประวัติการศึกษา:	
2562 - ปัจจุบัน	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
2558 - 2562	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
ประสบการณ์การทำงาน:	
2565 – 2567	วิศวกรเครื่องกล บริษัท ทีทีซีแอล จำกัด (มหาชน)
ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์:	
2564	อุกฤษฏ์ คงเตี้ย, จารุวัตร เจริญสุข และ มณฑล ใจกุศล. “การวิเคราะห์ โครงสร้างสนามการไหลในช่องการไหลของท่อสูบน้ำพญานาค”, การประชุม วิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย, ครั้งที่ 35, จังหวัด นครปฐม วันที่ 20 - 23 กรกฎาคม พ.ศ. 2564. หน้าที 674-681.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้