



รายงานการวิจัยฉบับสมบูรณ์

การพัฒนาใบพัดเครื่องสูบน้ำพญานาคชนิดไหลผสมเพื่อการเกษตร Sustainable Mixed Flow Water Pump Design for Thai's Agricultural Applications

รศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข
นายชวลิต กาฬภักดี

งานวิจัยนี้ได้รับทุนสนับสนุนงานวิจัย
จากเงินงบประมาณแผ่นดิน ประจำปีงบประมาณ พ.ศ.2556
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง



รายงานการวิจัยฉบับสมบูรณ์

การพัฒนาใบพัดเครื่องสูบน้ำพญานาคชนิดไหลผสมเพื่อการเกษตร Sustainable Mixed Flow Water Pump Design for Thai's Agricultural Applications

รศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข
นายชวลิต กาฬภักดี

งานวิจัยนี้ได้รับทุนสนับสนุนงานวิจัย
จากเงินงบประมาณแผ่นดิน ประจำปีงบประมาณ พ.ศ.2556
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ชื่อโครงการ(ภาษาไทย) การพัฒนาเครื่องสูบน้ำพญานาคชนิดไหลผสมเพื่อการเกษตร

ชื่อโครงการ(ภาษาอังกฤษ) Sustainable Mixed Flow Water Pump Design for Thai's Agricultural Applications

แหล่งเงิน จากเงินงบประมาณแผ่นดิน

ประจำปีงบประมาณ พ.ศ.2556 จำนวนเงินที่ได้รับการสนับสนุน 80,000 บาท

ระยะเวลาทำการวิจัย 1 ปี ตั้งแต่ ตุลาคม พ.ศ.2555 ถึง กันยายน พ.ศ.2556

ชื่อ-สกุล หัวหน้าโครงการ และผู้ร่วมโครงการวิจัย พร้อมระบุ หน่วยงานต้นสังกัด

1. รศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข (หัวหน้าโครงการ, คณะวิศวกรรมศาสตร์)

2. นายชวลิต กาฬภักดี (ผู้ร่วมโครงการวิจัย)

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อพัฒนาใบพัดของเครื่องสูบน้ำพญานาคให้มีประสิทธิภาพมากขึ้นที่สภาวะการใช้งานปัจจุบันโดยใช้การจำลองการไหลด้วยคอมพิวเตอร์ สำหรับการพัฒนานี้ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของมุมใบพัดที่เปลี่ยนแปลงไปจากใบพัดต้นแบบภายใต้ลักษณะความโค้งของใบพัดไม่เปลี่ยนแปลง พบว่าเมื่อตำแหน่งของใบพัดเปลี่ยนแปลงไป -15 องศา จะได้ประสิทธิภาพโดยรวมเพิ่มขึ้นเฉลี่ยร้อยละ 37.42 แต่ทำให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรลดลงเฉลี่ยร้อยละ 31.24 เมื่อพิจารณาในเชิงเศรษฐศาสตร์โดยเพิ่มจำนวนเครื่องสูบน้ำเพื่อให้มีอัตราการไหลเชิงปริมาตรใกล้เคียงกันพบว่าใบพัดที่ได้ทำการพัฒนาใหม่นั้นสามารถลดพลังงานที่ใช้สำหรับการขับใบพัดลดลงเฉลี่ยร้อยละ 57.05

คำสำคัญ : เครื่องสูบน้ำพญานาค ใบพัด ประสิทธิภาพโดยรวม

Research Title: Sustainable Mixed Flow Water Pump Design for Thai's Agricultural Applications

Researcher: Assoc. Prof. Dr. Jaruwat Charoensuk , Mr. Chavalit Khanpakdee

Faculty: Engineering

Department: Mechanical engineering

ABSTRACT

The Objective of this research isto develops mix flow water impeller to increase efficiency at present operating condition by using computational flow simulation. In this development, influence of blade angle variation was studied under fixed characteristic of blade curve. When position of blade change to -15 degree, an average of overall efficiency increase to about 37.42% but the volume flow rate reduce about 31.24%. Considering economic point of view, increasing number of pumping stations and operating them with new impeller design with suggested revolution speed can decrease average percentage of power for driving blade had reduced about 57.05%.

Keywords : Mix flow water pump, Blade, Overall efficiency

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณทีมนักวิจัยของศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุแห่งชาติ ที่ให้ข้อมูลการทดสอบเครื่องสูบน้ำที่ใช้เป็นต้นแบบในงานวิจัยครั้งนี้ และการวิจัยครั้งนี้ได้รับทุนสนับสนุนการวิจัยจากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง จากแหล่งทุน เงินงบประมาณแผ่นดิน ประจำปีงบประมาณ พ.ศ.2556

ร.ศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข
นายชวลิต กาฬภักดี

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	V
สารบัญภาพ	VI
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย	1
1.3 ขอบเขตของการวิจัย	1
1.4 วิธีดำเนินการวิจัย	1
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	3
2.1 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	3
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	11
บทที่ 3 ข้อมูลผลการทดสอบและการจำลองเชิงตัวเลขด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ	16
3.1 ข้อมูลผลการทดสอบ	16
3.2 ขอบเขตและเงื่อนไขในการจำลอง	17
3.3 สอบเทียบความถูกต้องของผลการจำลอง	19
3.4 วิเคราะห์ผลการจำลองของใบพัดต้นแบบ	25
บทที่ 4 การพัฒนาประสิทธิภาพใบพัดและการอนุรักษ์พลังงาน	31
4.1 การพัฒนาประสิทธิภาพใบพัด	31
4.2 การอนุรักษ์พลังงาน	33
4.3 วิเคราะห์ผลการจำลองของใบพัดต้นแบบเปรียบเทียบกับใบพัดที่ได้ทำการพัฒนา	36
บทที่ 5 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ	39
5.1 สรุปผลการวิจัย	39
5.2 ข้อเสนอแนะ	39
เอกสารอ้างอิง	40
ภาคผนวก	41
ภาคผนวก ก. อัตราค่าไฟฟ้า ประเภทบ้านอยู่อาศัยและกิจการสูบน้ำเพื่อการเกษตร	42
ภาคผนวก ข. รูปร่างของใบพัดที่ได้ทำการพัฒนา	43
ข้อมูลประวัติหัวหน้าโครงการวิจัย	44

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1 แผนการดำเนินงานโครงการวิจัย.....	2
3.1 แสดงค่าขอบเขตและเงื่อนไขในการจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ.....	19
4.1 แสดงข้อมูลเพื่อใช้ในการเปรียบเทียบระหว่างใบพัดต้นแบบและใบพัดที่ได้ทำการพัฒนาที่อัตรา การไหลใกล้เคียงกัน.....	34
4.2 แสดงข้อมูลเพื่อใช้ในการเปรียบเทียบระหว่างใบพัดต้นแบบและใบพัดที่ได้ทำการพัฒนาที่ความ เร็วรอบเดียวกัน.....	34

สารบัญภาพ

ภาพที่	หน้า
2.1 การไหลผ่านผิวควบคุมของเครื่องจักรกังหัน.....	6
2.2 ปริมาตรควบคุมของการไหลหนึ่งมิติ.....	7
2.3 ปริมาตรควบคุมของเครื่องจักรกังหัน.....	8
2.4 ป้อนแบบ Mixed flow.....	11
2.5 ตัวแปรที่ทำการศึกษาในงานวิจัยของ Manivannan.....	12
2.6 เวกเตอร์ความเร็วของใบพัดและของไหลที่ทางเข้าและออกของใบพัด.....	12
2.7 เวกเตอร์การไหลและเส้น fluid particle trajectory ที่ทำให้เห็น flow separation.....	13
2.8 ประสิทธิภาพของปั๊มที่อัตราการไหลต่างๆของใบพัดที่ได้พัฒนาเปรียบเทียบกับต้นแบบ.....	13
2.9 แสดงผลการเปรียบเทียบระหว่างผลการจำลองทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณกับผลการทดลอง.....	14
2.10 เส้นโค้งประสิทธิภาพ.....	15
3.1 อัตราการไหลमानอมิเตอร์ของเครื่องสูบน้ำที่มีจำนวนใบแตกต่างกัน.....	16
3.2 อัตราการไหลของเครื่องสูบน้ำที่มีจำนวนใบแตกต่างกัน.....	17
3.3 แสดงขอบเขตและเงื่อนไขในการจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ.....	18
3.4 แสดงลักษณะการหมุนของใบพัด.....	18
3.5 แสดงบริเวณจุดติดตั้งแผ่น Orifice และทางออก.....	19
3.6 เปรียบเทียบอัตราการไหลमानอมิเตอร์ ของเครื่องสูบน้ำชนิด 3 ใบพัด.....	20
3.7 เปรียบเทียบอัตราการไหลของเครื่องสูบน้ำชนิด 3 ใบพัด.....	20
3.8 เปรียบเทียบอัตราการไหลमानอมิเตอร์ ของเครื่องสูบน้ำชนิด 4 ใบพัด.....	21
3.9 เปรียบเทียบอัตราการไหลของเครื่องสูบน้ำชนิด 4 ใบพัด.....	21
3.10 เปรียบเทียบอัตราการไหลमानอมิเตอร์ ของเครื่องสูบน้ำชนิด 5 ใบพัด.....	22
3.11 เปรียบเทียบอัตราการไหลของเครื่องสูบน้ำชนิด 5 ใบพัด.....	22
3.12 เปรียบเทียบอัตราการไหลमानอมิเตอร์ ของเครื่องสูบน้ำชนิด 6 ใบพัด.....	23
3.13 เปรียบเทียบอัตราการไหลของเครื่องสูบน้ำชนิด 6 ใบพัด.....	23
3.14 แสดงประสิทธิภาพโดยรวมของใบพัดที่มีจำนวนแตกต่างกัน.....	24
3.15 แสดงเวกเตอร์ความเร็วภายในช่องใบพัดในระนาบ XY.....	25
3.16 แสดงเวกเตอร์ความเร็วภายในช่องใบพัดในระนาบ YZ.....	27
3.17 แสดงการจัดเรียงกระแสการไหล.....	28
3.18 แสดงตำแหน่ง Pressure side และ Suction side.....	29
3.19 แสดงการกระจายความดันบนผิวใบพัด.....	29
3.20 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วรอบการใช้งาน ในเครื่องสูบน้ำชนิด 4 ใบพัด.....	30
3.21 ความสัมพันธ์ระหว่างการบริโภคพลังงานและความเร็วรอบการใช้งาน ในเครื่องสูบน้ำชนิด 4 ใบพัด.....	30
4.1 แสดงการเปลี่ยนแปลงมุมทางเข้าและมุมทางออกของใบพัด.....	31

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
4.2 อัตราการไหลจากการเปลี่ยนแปลงมุมของใบพัดที่ความเร็วรอบ 1102.33 rpm.....	32
4.3 ประสิทธิภาพโดยรวมจากการเปลี่ยนแปลงมุมของใบพัดที่ความเร็วรอบ 1102.33 rpm.....	32
4.4 แรงบิดที่กระทำต่อใบพัดจากการเปลี่ยนแปลงมุมของใบพัดที่ความเร็วรอบ 1102.33 rpm.....	33
4.5 พลังงานที่ลดลงระหว่างใบพัดต้นแบบและใบพัดที่ได้ทำการพัฒนาที่ความเร็วรอบเดียวกัน.....	35
4.6 ค่าไฟฟ้าที่ประหยัดได้ต่อปีโดยพิจารณาที่ความเร็วรอบเดียวกัน.....	36
4.7 เปรียบเทียบการกระจายความเร็วบนใบพัด.....	37
4.8 เปรียบเทียบเวกเตอร์การไหลผ่านใบพัด.....	37
4.9 เปรียบเทียบเวกเตอร์การไหลผ่านใบพัดในแนวระนาบ XY.....	38
4.10 เปรียบเทียบการกระจายความดันบนใบพัด.....	38

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ปัญหาอุทกภัยครั้งใหญ่ปี 2554 ที่ท่วมพื้นที่ส่วนใหญ่ของประเทศไทย ซึ่งเป็นพื้นที่ทางการเกษตรที่สำคัญ ส่งผลกระทบต่อเกษตรกรเป็นจำนวนมาก ดังนั้นการพัฒนาอุปกรณ์เครื่องสูบน้ำให้มีประสิทธิภาพเป็นสิ่งสำคัญต่อการใช้งานทางด้านการเกษตรและแก้ไขปัญหาน้ำท่วมในพื้นที่ดังกล่าว โดยการพัฒนาต่อยอดจากอุปกรณ์เครื่องสูบน้ำปัจจุบันให้มีประสิทธิภาพมากขึ้น คณะผู้วิจัยได้รับการติดต่อจากทีมนักวิจัยของศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุแห่งชาติ ให้เข้าร่วมในการพัฒนาใบพัดเพื่อให้มีการประหยัดพลังงาน ตลอดจนประหยัดค่าใช้จ่ายของเกษตรกรไทย โดยนักวิจัยของศูนย์ฯ ได้มีการทดสอบการทำงานของปั๊มพญานาค และร่วมกับคณาจารย์ของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ในการวิเคราะห์ปัญหาที่เกิดขึ้นด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยการดำเนินการวิจัยในส่วนที่เสนอขอทุนสนับสนุนนี้ จะช่วยเสริมให้งานด้านการวิเคราะห์การไหลด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์มีความครอบคลุม และสมบูรณ์ยิ่งขึ้น

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

พัฒนาใบพัดสูบน้ำของเครื่องสูบน้ำพญานาคให้มีประสิทธิภาพมากขึ้นที่สภาวะการใช้งานปัจจุบัน ด้วยการใช้แบบจำลองการไหลด้วยคอมพิวเตอร์ ทำการวิจัยหามุมทางเข้าและมุมทางออกของใบพัดที่ทำให้ความสูญเสียมีน้อยกว่าที่เป็นอยู่ในใบพัดต้นแบบ โดยให้เหมาะสมกับความเร็รรอบที่มีการใช้งานอยู่ในปัจจุบัน

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

ทำการพัฒนาการออกแบบใบพัดเครื่องสูบน้ำพญานาคด้วยโปรแกรมจำลองการไหล เพื่อประสิทธิภาพการใช้งานที่ดีกว่าใบพัดที่ใช้ในปัจจุบันในย่านความเร็รรอบของเครื่องยนต์เล็กที่มีการติดตั้งเข้ากับเครื่องสูบน้ำ โดยกำหนดให้ลักษณะความโค้งของใบพัดยังคงใช้ลักษณะความโค้งเดิม และขนาดของใบพัดนี้ยังถูกจำกัดให้อยู่ภายใต้ขนาดของท่อเดิม โดยงานวิจัยนี้ได้มีการประสานงานด้านข้อมูลที่ทำทดสอบกับนักวิจัยของศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุแห่งชาติ

1.4 วิธีดำเนินการวิจัย

1) ศึกษาและวิเคราะห์ปัญหาที่พบ จากการใช้งานใบพัดเครื่องสูบน้ำ กำหนดช่วงระดับความสูงของน้ำที่จะทำการสูบจากข้อมูลของผู้ผลิตหรือผู้ใช้ คือเกษตรกร

2) สำรวจขนาดกำลังม้าของเครื่องยนต์ที่ใช้รวมทั้งความเร็รรอบใช้งาน เพื่อระบุเงื่อนไขที่เครื่องยนต์ใช้งานที่เหมาะสมเป็นกรอบของการพัฒนาเครื่องสูบน้ำในครั้งนี้

3) กำหนดแนวทางการพัฒนาภายใต้หลักการการออกแบบใบพัดเครื่องสูบน้ำ ได้แก่ มุมทางเข้า และออก เป็นต้น เพื่อให้ได้ประสิทธิภาพในการสูบน้ำสูงสุดที่เงื่อนไขที่กำหนดนั้น โดยทำการวิเคราะห์เส้นการไหลเพื่อปรับปรุงลักษณะของใบพัดให้มีความสูญเสียกำลังน้อยลง ลด flow separation ในช่วงที่มีการใช้งาน โดยเปรียบเทียบจากแบบที่มีอยู่ในท้องตลาด

ตารางที่ 1.1 แผนการดำเนินงานโครงการวิจัย

การดำเนินงาน	ระยะเวลา (เดือน)												หมายเหตุ
	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
1. ศึกษาและเก็บข้อมูล ปัญหาใบพัดปัจจุบัน													
2. ออกใบพัดใหม่ภายใต้ หลักการลด Flow separation ด้วยการปิด มุมใบพัด													
3. นำเสนอแบบ ใบพัดที่ ทำการพัฒนา													

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

เครื่องสูบน้ำพญานาคที่ได้ทำการพัฒนามีประสิทธิภาพสูงขึ้น ซึ่งนำไปสู่การอนุรักษ์พลังงานและลดค่าใช้จ่ายในการทำงานเช่น ค่าไฟฟ้าหรือเชื้อเพลิง ซึ่งใบพัดนี้ต้องสามารถผลิตได้เพื่อการใช้งาน ทำให้ส่งผลดีต่อเกษตรกรที่ใช้งานในด้านการเกษตร หรือช่วยบรรเทาสาธารณภัยที่เกิดขึ้นจากปัญหาน้ำท่วมในพื้นที่

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1.1 การคำนวณพลศาสตร์ของไหล (Computational fluid dynamics)

2.1.1.1 สมการพื้นฐาน

การไหลของของไหลถูกควบคุมโดยสมการอนุรักษ์มวลและโมเมนตัมซึ่งสมการอนุรักษ์มวลในรูปของสมการอนุพันธ์ใช้สัญลักษณ์เชิงเวกเตอร์ดังนี้

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (2.1)$$

เพื่อให้่าย แม่นยำและรวดเร็วต่อการหาผลเฉลยด้วย CFD งานวิจัยนี้ใช้หลักการผู้สังเกตการณ์หมุนไปพร้อมแกนอ้างอิงใบ ซึ่งตามหลักการความเร็วสัมพัทธ์ทำให้มองเห็นตัวใบอยู่กับที่ ดังนั้นความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วสัมพัทธ์กับความเร็วสัมบูรณ์เป็น $\mathbf{U}_r = \mathbf{U} - (\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r})$ ซึ่งทำให้เกิดความเร่งขึ้นอีกสองพจน์ในสมการโมเมนตัมคือความเร่งเหวี่ยง (Centrifugal acceleration) และความเร่งคอริโอลิส (Coriolis acceleration)

สมการอนุรักษ์โมเมนตัมที่ทำการหมุนแกนอ้างอิงในรูปของความเร็วสัมพัทธ์และไม่คิดแรงจากความโน้มถ่วงสามารถเขียนได้ดังนี้

$$\frac{\partial \rho \mathbf{U}_r}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}_r \mathbf{U}_r) + 2\rho \boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{U}_r + \rho \boldsymbol{\Omega} \times (\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r}) = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}_r \quad (2.2)$$

เมื่อ $2\rho \boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{U}_r$ คือแรงคอริโอลิส (Coriolis force) และ $\rho \boldsymbol{\Omega} \times (\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r})$ คือแรงเหวี่ยง (Centrifugal force) $\boldsymbol{\sigma}$ คือเทนเซอร์ของความเค้นในของไหลแบบนิวโทเนียน ในอีกทางหนึ่งสมการโมเมนตัมสำหรับแกนอ้างอิงหมุนสามารถเขียนอยู่ในรูปของความเร็วสัมบูรณ์ได้ดังนี้

$$\frac{\partial \rho \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}_r \mathbf{U}) + \rho (\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{U}) = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} \quad (2.3)$$

โดยเทอม $\rho (\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{U})$ เป็นการรวมเอาแรงคอริโอลิสและแรงเหวี่ยงเข้าด้วยกันเมื่อนำมารวมกับการจำลองการไหลแบบปั่นป่วนด้วยวิธี Eddy viscosity เทนเซอร์ของความเค้นจะเป็นดังนี้

$$\boldsymbol{\sigma} = \left(P + \frac{2}{3} \mu_{eff} \nabla \cdot \mathbf{U} \right) \mathbf{I} + \mu_{eff} (\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T) \quad (2.4)$$

เมื่อ $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ โดย μ เป็นความหนืดของของไหลส่วน μ_t เป็นความหนืดเสมือนที่ได้จากแบบจำลองการไหลของความปั่นป่วนที่เรียกกันว่า Eddy viscosity ซึ่งจะต้องคำนวณหาจากสมการความปั่นป่วนซึ่งในการศึกษาครั้งนี้จะหา μ_t จากแบบจำลองความปั่นป่วนซึ่งจะได้กล่าวต่อไป

2.1.1.2 แบบจำลองความปั่นป่วน $k - \varepsilon$

แบบจำลองความปั่นป่วน $k - \varepsilon$ เป็นการจำลองค่า Eddy viscosity แบบ 2 สมการ ซึ่งมีผู้ให้รูปแบบสมการการจำลองที่หลากหลายแบบจำลองนี้ให้ผลลัพธ์ที่ดีกับปัญหาการไหลแบบ Free shear layer ที่มี Pressure gradient ที่ค่อนข้างต่ำสำหรับปัญหาการไหลผ่านผนัง (Wall bounded flow) แบบจำลองให้ผลลัพธ์ที่ดีเมื่อเทียบกับการทดลองในกรณีนี้ค่าเฉลี่ยของ Pressure gradient มีค่าน้อยมากหรือเป็นศูนย์ แต่จะมีความผิดพลาดสูงมากในกรณีการเกิด Adverse pressure gradient แบบจำลอง $k - \varepsilon$ ข้อดีสำหรับการกำหนดค่าที่ Free stream กล่าวคือผลเฉลยที่ได้จะไม่ไวต่อการกำหนดค่าที่ขอบของ k และ ε ที่ Free stream

ค่า Eddy viscosity ถูกกำหนดให้เป็นฟังก์ชันของค่าพลังงานจลน์ความปั่นป่วน k และอัตราการสลายพลังงานจลน์ความปั่นป่วน ε ดังนี้

$$\mu_t = \rho c_\mu \left(\frac{k^2}{\varepsilon} \right) \quad (2.5)$$

แบบจำลอง $k - \varepsilon$ แบบมาตรฐานซึ่งเสนอโดย Launder และ Spalding โดยเป็นแบบจำลองสำหรับการไหลที่ Reynolds สูงดังนี้

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho U_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = \tau_{ij} S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho U_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) = c_{1s} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} S_{ij} - c_{2s} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.7)$$

เมื่อ

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.8)$$

และ τ_{ij} Reynolds Stress Tensor ด้วยการประมาณค่าโดยสมมติฐานของ Boussinesq ค่า Reynolds Stress มีค่าเป็นสัดส่วนโดยตรงกับ Mean Rates of Deformation

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.9)$$

ค่าคงที่ของแบบจำลอง $k - \varepsilon$ มาตรฐานคือ

$$c_\mu = 0.09 \quad c_{1s} = 1.44 \quad c_{2s} = 1.92 \quad \sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

2.1.1.3 การถ่ายเทของค่าคุณสมบัติการไหลแบบปั่นป่วนในสนามการไหล

ค่าคุณสมบัติการไหลแบบปั่นป่วนในสนามการไหลสามารถทราบได้จากสมการการถ่ายเทของ k และ ε ในส่วนของสมการการถ่ายเทค่า k นั้นสามารถพิสูจน์ได้โดยตรงจากการทำ Correlation ของเทอมที่โมเดล และค่าคงที่ต่างๆ ที่ใช้ในสมการนั้นมีพื้นฐานจากการปรับแก้ (Calibrate) กับ

ผลการทดลองที่มีโครงสร้างของการไหลแบบปั่นป่วนตามที่ได้ตั้งสมมติฐานเอาไว้ในการโมเดล ซึ่งรายละเอียดสามารถหาได้จากหนังสือที่เกี่ยวกับการจำลองการไหลแบบปั่นป่วนโดยทั่วไป ในส่วนของสมการการถ่ายเท ε นั้นไม่มีการพิสูจน์โดยตรง แต่ได้อาศัยหลักการที่ว่าค่าคุณสมบัติของการไหลแบบปั่นป่วนนั้นก็สามารถถ่ายเทในสนามการไหลได้เหมือนกับค่าคุณสมบัติอื่นๆ ดังนั้นจึงสามารถสร้างสมการการถ่ายเทของ ε ได้ โดยที่ค่าคงที่และเทอมต่างๆ ได้จากการปรับแก้กับผลการทดลองในการไหลแบบต่างๆ ดังนั้นเราจะพบว่าในการปรับแก้หรือการใส่เทอมต่างๆ ในการไหลแบบต่างๆ นั้นจะนิยามทำกันในการสมการการถ่ายเท ε เนื่องจากค่าคงที่หรือเทอมต่างๆ นั้นสามารถใช้ทำนายได้ดีในการไหลลักษณะหนึ่งๆ เท่านั้น และเป็นสมการที่มีพื้นฐานที่มาในเชิงกายภาพน้อยที่สุด ยกตัวอย่างเช่น Standard wall function ที่จะมีการคิดการสูญเสีย (Dissipation) ที่แตกต่างจากสนามการไหลในส่วนอื่นๆ ของโดเมนการไหล สำหรับสมการการถ่ายเทค่า k และ ε และค่าคงตัวที่ใช้ในแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนแบบ Standard $k - \varepsilon$ สามารถหาได้จาก Versteeg และ Malalasekera

ในเชิงกายภาพแล้วค่าคุณสมบัติการไหลแบบปั่นป่วนก็สามารถถ่ายเทได้เช่นเดียวกันกับคุณสมบัติอื่นๆ การถ่ายเทของ Eddy ก็มีการถ่ายเทแบบพัดพาตามทิศทางการไหล (Convection) และสามารถถ่ายเทผ่านความหนืดของของไหลด้วย (Diffusion)

สำหรับเทอมการก่อกำเนิด (Source term) ของการไหลแบบปั่นป่วนของสมการ k นั้น ก็สามารถอธิบายเชิงกายภาพได้อย่างชัดเจน โดยการก่อกำเนิดการไหลแบบปั่นป่วนนั้นได้รับพลังงานจากการไหลเฉือน (Velocity gradient) ของสนามความเร็ว (Mean flow) นั่นเอง กล่าวคือ พลังงานที่สูญเสียจากการไหลเฉือนของสนามความเร็วเฉลี่ยส่วนหนึ่งจะเปลี่ยนรูปไปเป็นพลังงานความร้อน หรือการก่อกำเนิดเอนโทรปี (Entropy generation) แต่ท้ายที่สุดแล้วพลังงานการไหลแบบปั่นป่วนก็จะสูญเสีย (Dissipate) ไปเป็นความร้อนทั้งหมด

2.1.1.4 การหาผลเฉลย

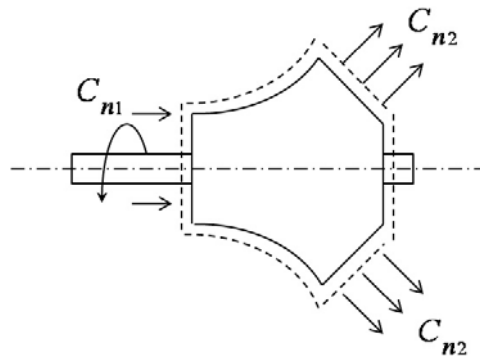
เมื่อพิจารณาสมการอนุพันธ์จะเห็นได้ว่ามีสมการหลักอยู่ 4 สมการ สำหรับตัวแปรอิสระ 4 ตัวคือ u, v, w, P และมีตัวแปรจากแบบจำลองความปั่นป่วน $k, \varepsilon, \omega, \tilde{\nu}$ ขึ้นอยู่กับว่าจะใช้แบบจำลองแบบใดในการหาผลเฉลยเหล่านี้ในทุกๆ สมการพร้อมกันจะต้องอาศัยหน่วยความจำและลำดับขั้นการทำงานที่ยู่ยากพอสมควรในที่นี้จะใช้กรรมวิธีหาผลเฉลยแบบ Pressure correction method ซึ่งได้พัฒนาขึ้นเป็นขั้นตอนตามลำดับขั้นที่เรียกว่า SIMPLE ซึ่งพัฒนาโดย Patankar และ Spalding

ในการใช้ CFD นั้นนอกจากการใช้แบบจำลองความปั่นป่วนที่เหมาะสมกับปัญหาแล้ว เมชที่ใช้ก็เป็นสิ่งสำคัญมากอย่างหนึ่ง สำหรับปัญหาที่รูปร่างซับซ้อนเมชทรง Tetrahedron จะสร้างได้ค่อนข้างง่ายกว่าเมชชนิดอื่น สำหรับปัญหาทางด้านอากาศพลศาสตร์บริเวณพื้นผิวที่ติดผนังค่อนข้างมีความสำคัญต่อปัญหา การสร้างเมชที่บริเวณนี้ควรมีความระมัดระวัง โดยทั่วไปการสร้างเมชบริเวณผนังนิยมทำเป็นขั้นๆ ต่อเนื่องขึ้นมาโดยอาจเป็นทรง Hexahedron หรือ Pyramid บริเวณผนังควรมีเมชที่ละเอียดเพื่อให้สามารถจับพฤติกรรมการไหลที่ค่อนข้างมีอัตราการเปลี่ยนแปลงสูงในชั้นขีดยึดได้ สำหรับส่วนที่ไกลออกไปจากผนังสามารถใช้เมชที่หยาบขึ้นได้ โดยอาจใช้รูปทรง Tetrahedron การสร้างเมชในลักษณะนี้จะเรียกว่าเมชแบบผสม

2.1.2 เครื่องจักรกังหัน (Turbomachinery)

2.1.2.1 สมการต่อเนื่อง

ให้การไหลผ่านปริมาตรควบคุมของเครื่องจักรกังหันเป็นดังภาพที่ 2.1 โดยที่ กำหนดให้ตัวห้อย 1 และ 2 หมายถึงสถานะที่ทางเข้าและที่ทางออกตามลำดับ ความเร็วที่ตั้งฉากกับพื้นที่ที่ทางเข้าและทางออกเป็น C_n ความหนาแน่นของของไหล ρ และ A เป็นพื้นที่หน้าตัดแล้ว สมการต่อเนื่อง (Continuity equation) ในสภาวะคงตัว (Steady state) ของระบบดังกล่าวเป็นดังนี้



ภาพที่ 2.1 การไหลผ่านผิวควบคุมของเครื่องจักรกังหัน
ที่มา : หนังสือเครื่องจักรกังหัน, อนุสรณ์ ชินสุวรรณ

$$\int_{CS} \rho C_n dA = -\rho_1 C_{n1} A_1 + \rho_2 C_{n2} A_2 = 0 \quad (2.10)$$

ดังนั้น $\rho_1 C_{n1} A_1 = \rho_2 C_{n2} A_2 \quad (2.11)$

หรือ $\rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2 \quad (2.12)$

เมื่อ $Q_1 = C_{n1} A_1$, $Q_2 = C_{n2} A_2$ และ Q คืออัตราการไหลเชิงปริมาตร เนื่องจากอัตราการไหลเชิงมวล $\dot{m}$ เท่ากับผลคูณของความหนาแน่นของของไหล ρ และอัตราการไหลเชิงปริมาตร จากสมการ (2.12) จะได้ว่า

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \quad (2.13)$$

2.1.2.2 สมการการเคลื่อนที่ของออยเลอร์ (Euler's equation)

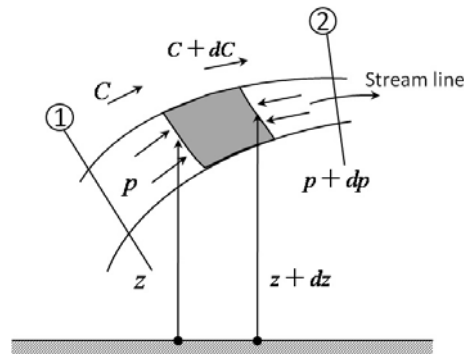
สมการการเคลื่อนที่ของออยเลอร์สำหรับการไหลหนึ่งมิติ ในกรณีที่ไม่มีทั้งความเสียดทานและงานจากเพลามาเกี่ยวข้อง จะได้ว่า

$$\frac{1}{\rho} dp + C dC + g dz = 0 \quad (2.14)$$

เมื่อ p คือความดันของของไหล

2.1.2.3 สมการเบอร์นูลลี

หากประยุกต์สมการการเคลื่อนที่หนึ่งมิติของออยเลอร์กับการไหลจากหน้าตัดที่ 1 ไปยังหน้าตัดที่ 2 ดังภาพที่ 2.2 จะได้



ภาพที่ 2.2 ปริมาตรควบคุมของการไหลหนึ่งมิติ
ที่มา : หนังสือเครื่องจักรกังหัน, อนุสรณ์ ชินสุวรรณ

$$\int_1^2 \frac{1}{\rho} dp + \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2) + g(z_2 - z_1) = 0 \quad (2.15)$$

ซึ่งสมการที่ (2.15) ถูกเรียกว่า สมการของเบอร์นูลลี และหากให้เป็นของไหลที่อัดตัวไม่ได้ (Incompressible fluid) แล้ว สามารถเขียนสมการใหม่ได้เป็น

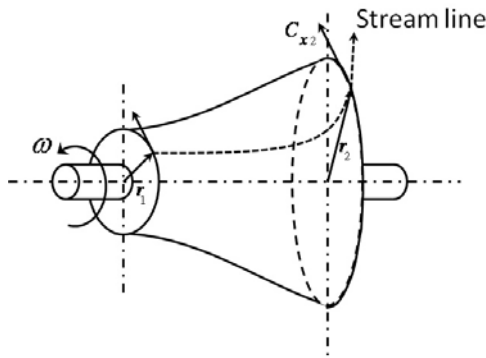
$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{C_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{C_2^2}{2g} + z_2 \quad (2.16)$$

สมการที่ (2.16) นี้ เหมาะสำหรับประยุกต์ใช้กับเครื่องจักรกังหันที่ใช้กับของไหลหรือเครื่องจักรกังหันที่ใช้กับน้ำ (Hydraulic turbomachine) โดยที่เทอม $\frac{p}{\rho g}$, $\frac{C_1^2}{2g}$ และ z ถูกเรียกว่า เฮดเนื่องจากความดัน

(Pressure head) เฮดเนื่องจากความเร็ว (Velocity head) และเฮดสถิตย (Static head) ตามลำดับ โดยที่แต่ละเทอมจะอยู่ในรูปของพลังงานต่อน้ำหนัก หรือกล่าวอีกนัยหนึ่งได้ว่า แต่ละเทอมนั้นแสดงถึงพลังงานของของไหลที่เทียบเท่ากับความสูงของของไหลนั้น

2.1.2.4 สมการเครื่องสูบของออยเลอร์

เมื่อประยุกต์กฎการเคลื่อนที่ข้อที่สองของนิวตันกับระบบการไหลดังภาพที่ 2.3 จะได้ว่า ผลรวมของโมเมนต์บิด (Torque) ภายนอกที่กระทำต่อของไหลในปริมาตรควบคุมจะเท่ากับอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนต์เชิงมุม (Angular momentum) ของของไหล ดังนั้น



ภาพที่ 2.3 ปริมาตรควบคุมของเครื่องจักรกังหัน
ที่มา : หนังสือเครื่องจักรกังหัน, อนุสรณ์ ชินสุวรรณ

$$T_o = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} r C_n dm + \int_{cs} r C_x (\rho C_n dA) \quad (2.17)$$

เมื่อ T_o เป็นโมเมนต์บิดภายนอกที่กระทำต่อของไหล C_x และ C_n คือ ความเร็วย่อยของของไหลในแนวการเคลื่อนที่ของใบพัดและความเร็วย่อยของของไหลในแนวตั้งฉากกับผิวของปริมาตรควบคุมตามลำดับ และเมื่อเป็นการไหลแบบคงตัว (Steady flow) แล้ว

$$T_o = \int_{cs} r C_x (\rho C_n dA) \quad (2.18)$$

เนื่องจากแรงเฉื่อยที่หน้าตัดทางเข้าและหน้าตัดทางออกของปริมาตรควบคุมมีค่าน้อยมากจนสามารถละทิ้งได้ ดังนั้นผลรวมของโมเมนต์บิดภายนอก T_o ที่กระทำต่อปริมาตรควบคุมของเครื่องจักรกังหันจะเท่ากับ โมเมนต์บิดที่กระทำทางเพลลาของเครื่องจักรกังหัน T จากสมการที่ (2.18) จะได้ว่า

$$T = \dot{m}_2 C_{x2} r_2 - \dot{m}_1 C_{x1} r_1 \quad (2.19)$$

แทนค่าสมการที่ (2.13) ลงในสมการที่ (2.19) จะได้

$$T = \dot{m} (C_{x2} r_2 - C_{x1} r_1) \quad (2.20)$$

หากให้เพลลาหมุนด้วยความเร็วเชิงมุม ω แล้ว กำลังที่เพลลาจะเท่ากับ

$$T\omega = \dot{W} = \dot{m} \omega (C_{x2} r_2 - C_{x1} r_1) \quad (2.21)$$

หรือ

$$\dot{W} = \dot{m} (C_{x2} U_2 - C_{x1} U_1) \quad (2.22)$$

เมื่อ $U_1 = \omega r_1$ และ $U_2 = \omega r_2$ คือ ความเร็วเชิงเส้นที่ขอบใบพัดด้านเข้าและด้านออกตามลำดับ เพื่อให้ง่ายในการนำไปประยุกต์ใช้งาน สมการที่ (2.22) สามารถจัดรูปใหม่ได้ดังนี้

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = C_{x2} U_2 - C_{x1} U_1 \quad (2.23)$$

สมการที่ (2.23) มีชื่อเรียกว่า สมการเครื่องสูบลอยเลอร์ (Euler's pump equation) ค่าที่คำนวณได้จากสมการข้างต้นจะมีเครื่องหมายบวกเสมอ โดยหากเป็นเครื่องสูบแล้วจะต้องให้กำลังเพลลา

2.1.2.5 การสูญเสียกำลังของเครื่องสูบ

การสูญเสียกำลังของเครื่องสูบอาจจะจำแนกออกเป็นสองกลุ่มใหญ่ คือ การสูญเสียกำลังทางกล (Mechanical power loss) และการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหล (Hydraulic power loss) โดยมีรายละเอียดดังนี้ การสูญเสียกำลังทางกลเกิดจากการสูญเสียกำลังเนื่องจากความเสียดทานทางกล (Mechanical power loss) P_m เป็นการสูญเสียที่เกิดจากการเสียดทานของชิ้นส่วนทางกลของเครื่องสูบ อาทิ ที่ตลับลูกปืน แหวนอัดกันรั่ว (Stuffing box) ที่อยู่ระหว่างตัวเรือนเครื่องสูบและเพลลา เป็นต้น ในส่วนของการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหลเป็นการสูญเสียที่เกิดจากความเสียดทานที่เกิดเนื่องจากของไหลไหลผ่านอุปกรณ์ต่างๆ ของเครื่องสูบ และการไหลวนในตัวเรือน

นอกจากนี้ยังมีการสูญเสียกำลังที่ใบพัด (Impeller power loss) P_i เป็นผลรวมของการสูญเสียกำลังเนื่องมาจากความเสียดทานในขณะที่ใบพัดเคลื่อนที่ผ่านของไหล การเกิดการแยกตัวของไหล (Flow separation) และการเกิดการกระแทก (Shock) ของของไหลที่ด้านดูดของใบพัด หากให้ของไหลไหลผ่านใบพัดด้วยอัตรา Q_i และให้ผลรวมของการสูญเสียดังกล่าว เมื่อคิดให้อยู่ในรูปของเฮดเป็น h_i แล้ว กำลังที่สูญเสียที่ใบพัด P_i เป็นดังสมการดังต่อไปนี้

$$P_i = \rho g Q_i h_i \quad (2.24)$$

การสูญเสียกำลังเนื่องจากการรั่วแล้วไหลวนในตัวเรือนเครื่องสูบ (Leakage and recirculation power loss) P_l เป็นกำลังที่สูญเสียไปเนื่องจากการไหลวนของของไหลที่รั่วออกมาตามช่องว่างแคบๆ ระหว่างตัวเรือนและใบพัด กล่าวคือในขณะที่ของไหลไหลออกจากใบพัดนั้นจะมีของไหลส่วนหนึ่งซึ่งนับว่าเป็นปริมาณน้อยไม่ยอมไหลสู่ทางออกของเครื่องสูบแต่กลับไหลย้อนกลับมายังด้านดูดของใบพัดโดยไหลผ่านทางช่องแคบๆ ระหว่างใบพัดและตัวเรือนเครื่องสูบ

ให้อัตราการรั่วผ่านมายังช่องดูดของใบพัดเป็น q และอัตราการไหลผ่านใบพัดเป็น Q_i แล้ว อัตราการไหลของของไหลที่ออกจากเครื่องสูบจะเป็นดังนี้

$$Q = Q_i - q \quad (2.25)$$

หากให้เฮดที่คล่อมระหว่างใบพัด (Head across impeller) เป็น H_i แล้ว กำลังที่สูญเสียไปเนื่องจากการรั่วแล้วไหลวนในตัวเรือนเครื่องสูบ P_l สามารถคำนวณหาได้ดังนี้

$$P_l = \rho g q H_i \quad (2.26)$$

การสูญเสียกำลังเนื่องจากการเสียดทานระหว่างของไหลและตัวเรือน (Casing power loss) P_c เป็นผลรวมของการสูญเสียกำลังเนื่องจากความเสียดทานของของไหลที่ไหลเริ่มตั้งแต่ของไหลไหลออกจากใบพัดผ่านช่องแพร่สู่ตัวเรือน ให้อัตราการไหลผ่านตัวเรือนเป็น Q และให้การสูญเสียเฮดรวมเนื่องจากการเสียดทานนี้เป็น h_c แล้ว

$$P_c = \rho g Q h_c \quad (2.27)$$

ดังนั้นกำลังที่สูญเสียรวมที่เกิดขึ้นทั้งหมด ΣP_{loss} จะเป็นดังนี้

$$\Sigma P_{loss} = P_m + P_i + P_l + P_c = P_m + \rho g (Q_i h_i + q H_i + Q h_c) \quad (2.28)$$

หากให้เครื่องสูบสามารถสร้างเฮดได้ H ที่อัตราการไหล Q แล้ว กำลังที่ของไหลได้รับคือ ρgQH และกำลังที่จะต้องใส่ที่เพลาคือเท่ากับผลรวมของกำลังที่ของไหลได้รับกับผลรวมของกำลังที่สูญเสียทั้งหมด ซึ่งแสดงด้วยสมการดังนี้

$$P = P_m + \rho g (QH + Q_i h_i + qH_i + Qh_c) \quad (2.29)$$

โดยทั่วไปแล้วกำลังกลที่สูญเสียจะอยู่ราว 10% การสูญเสียที่ใบพัดและตัวเรือนจะเกิดขึ้นอย่างละประมาณ 5% และการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไหลวนจะอยู่ราว 2%

2.1.2.6 ประสิทธิภาพของเครื่องสูบ

การสูญเสียกำลังที่กล่าวมาแล้วข้างต้นอาจใช้ประสิทธิภาพเป็นตัวดัชนีชี้วัดได้ กล่าวคือ หากประสิทธิภาพสูงก็หมายถึงเกิดการสูญเสียกำลังน้อยและในทางตรงกันข้ามหากประสิทธิภาพต่ำก็หมายถึงมีการสูญเสียกำลังสูง ประสิทธิภาพที่นิยมใช้มีดังนี้

ประสิทธิภาพโดยรวม (Overall efficiency) η_o หรือ ประสิทธิภาพจริง (Actual efficiency) η_a นิยามโดย อัตราส่วนระหว่างกำลังที่ของไหลได้รับจากเครื่องสูบต่อกำลังที่ให้แก่เครื่องสูบทางเพลาคือ P แก่เครื่องสูบแล้วมันสร้างเฮดได้ H ที่อัตราการไหล Q แล้ว กำลังที่ของไหลได้รับคือ ρgQH ดังนั้น

$$\eta_o = \eta_a = \frac{\rho gQH}{P} \quad (2.30)$$

ประสิทธิภาพทางทฤษฎี (Theoretical efficiency) η_{th} หรือ ประสิทธิภาพเชิงไฮดรอลิก (Hydraulic efficiency) η_H นิยามโดย อัตราส่วนระหว่างกำลังที่ของไหลได้รับจากเครื่องสูบต่อกำลังที่ให้แก่เครื่องสูบทางทฤษฎี W ดังนั้น

$$\eta_{th} = \eta_H = \frac{\rho gQH}{W} = \frac{\rho gQH}{\dot{m}gE} = \frac{H}{E} \quad (2.31)$$

ประสิทธิภาพตัวเรือน (Casing efficiency) η_c นิยามโดย อัตราส่วนระหว่างกำลังที่ได้ที่ทางออกจากเครื่องสูบต่อกำลังที่ให้ตัวเรือน กำลังที่ให้ตัวเรือนนี้ก็คือกำลังที่ใบพัดสร้างได้นั่นเอง หากให้ใบพัดสร้างเฮดได้ H_i ที่อัตราการไหล Q ดังนั้นประสิทธิภาพของตัวเรือน คือ

$$\eta_c = \frac{\rho gQH}{\rho gQH_i} = \frac{H}{H_i} \quad (2.32)$$

ประสิทธิภาพของใบพัด (Impeller efficiency) η_i นิยามโดย อัตราส่วนระหว่างกำลังที่ใบพัดสร้างได้ต่อกำลังที่ให้แก่ใบพัด ในที่นี้หากให้ใบพัดให้เฮดได้ H_i ที่อัตราการไหล Q โดยมีการสูญเสียเฮดที่ใบพัดเป็น h_i แล้ว กำลังที่ได้จากใบพัดคือ ρgQH_i และกำลังที่ให้แก่ใบพัดนั้นจะเท่ากับผลรวมของกำลังที่ได้และกำลังที่สูญเสียที่ใบพัดทำให้ผลรวมนั้นเท่ากับ $\rho gQ(H_i + h_i)$ ดังนั้น

$$\eta_i = \frac{\rho gQH_i}{\rho gQ(H_i + h_i)} = \frac{\rho gQH_i}{\rho gQE} = \frac{H_i}{E} \quad (2.33)$$

จากสมการที่ (2.31) ถึง (2.33) จะได้ว่า

$$\eta_{th} = \eta_i \eta_c \quad (2.34)$$

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (Volumetric efficiency) η_v นิยามโดย อัตราส่วนระหว่างอัตราการไหลที่ได้จากเครื่องสูบท่ออัตราการไหลที่ผ่านใบพัด จะได้ว่า

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_i} = \frac{Q}{Q + q} \quad (2.35)$$

ประสิทธิภาพเชิงกล (Mechanical efficiency) η_m นิยามโดย อัตราส่วนของกำลังทางทฤษฎี W ต่อกำลังที่ให้ทางเพลลา P ดังนั้น

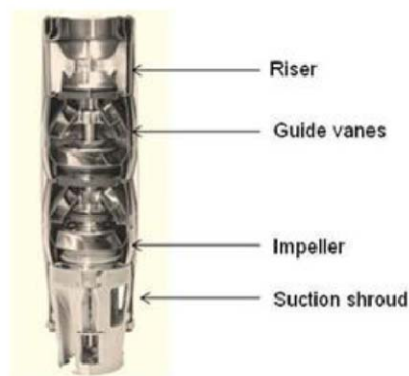
$$\eta_m = \frac{W}{P} = \frac{\rho g Q_i (H_i + h_i)}{P} \quad (2.36)$$

ดังนั้น ประสิทธิภาพรวมของเครื่องสูบก็นิยามโดย ประสิทธิภาพเชิงตัวเรือน ประสิทธิภาพของใบพัด ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร และประสิทธิภาพเชิงกล ดังนี้

$$\eta_o = \eta_c \eta_i \eta_v \eta_m \quad (2.37)$$

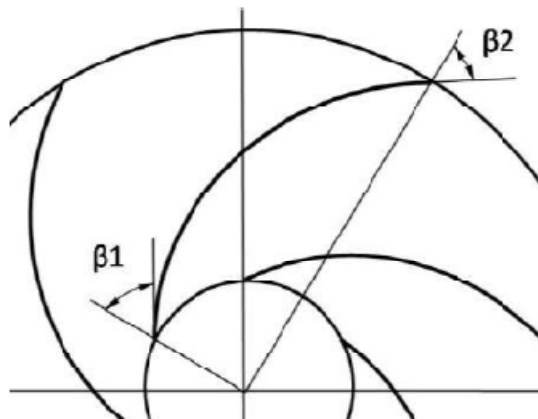
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การออกแบบเครื่องสูบน้ำทั่วไป ถูกศึกษาและวิเคราะห์โดยใช้แบบจำลองของไหลทางวิศวกรรม (CFD) เนื่องจากมีประสิทธิภาพช่วยลดเวลาในการออกแบบ และการทดลองสำหรับการออกแบบ เครื่องสูบน้ำ พญานาคเป็นแบบการไหลแบบผสม (Mixed flow pump) โดยมีส่วนประกอบหลัก ได้แก่ ใบพัด และไกด์เวน (guide vane) น้ำที่ถูกดูดเข้าส่วนใบพัดเคลื่อนที่ขึ้นในแนวแกนและแนวรัศมี โดยมีไกด์เวนจัดเรียงการไหลของน้ำให้เคลื่อนไปตามแนวแกนของท่อสูบ ประสิทธิภาพเครื่องสูบน้ำจึงขึ้นอยู่กับลักษณะการออกแบบใบพัด และไกด์เวน ที่มีมุมเหมาะสม Manivannan[1] โดยงานวิจัยดังกล่าวได้ทำการศึกษาใบพัดแนวดิ่งที่เป็นแบบ Multistage กำหนดลักษณะปัญหาเป็น Steady state และใช้ซอฟต์แวร์ CMM + ในการศึกษาหาจุดออกแบบที่ดีที่สุดของใบพัดดังกล่าว

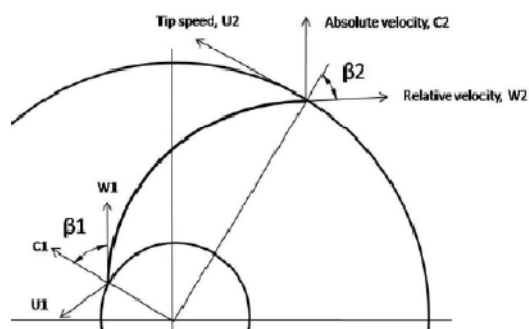


ภาพที่ 2.4 ปัมแบบ Mixed flow

ที่มา : International Journal of Engineering, A. Manivannan, 2010

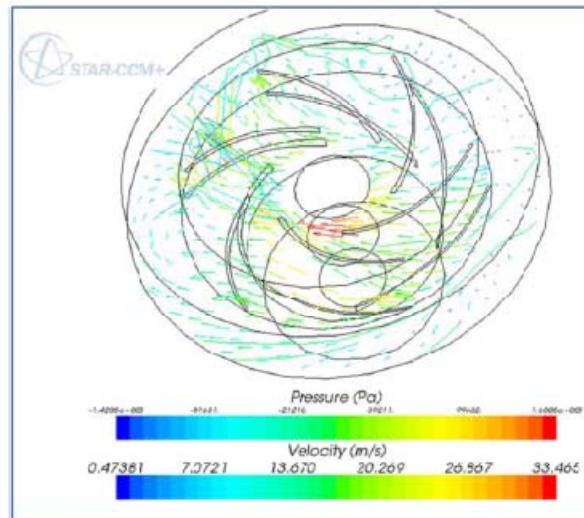


ภาพที่ 2.5 ตัวแปรที่ทำการศึกษาในงานวิจัยของ Manivannan
ที่มา : International Journal of Engineering, A. Manivannan, 2010



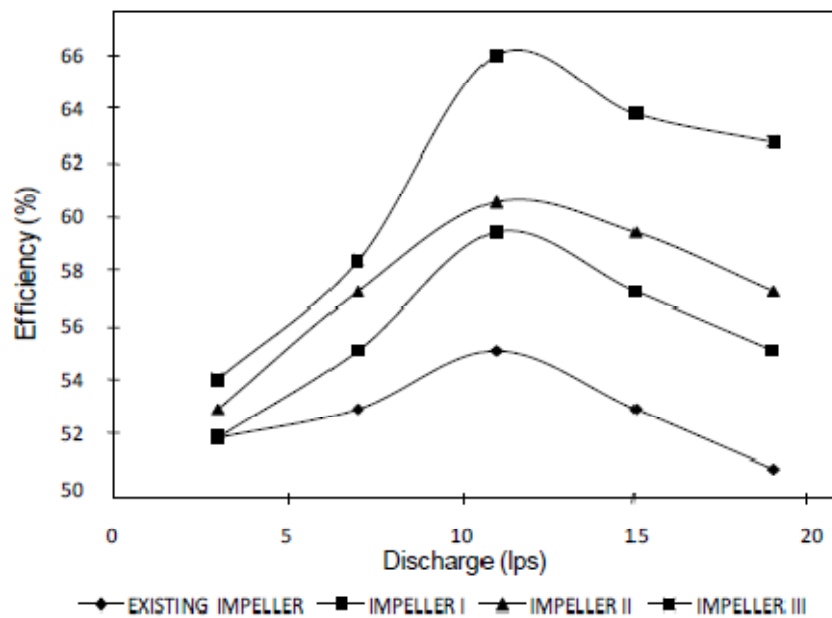
ภาพที่ 2.6 เวกเตอร์ความเร็วของใบพัดและของไหลที่ทางเข้าและออกของใบพัด
ที่มา : International Journal of Engineering, A. Manivannan, 2010

ผลของการศึกษาด้วยเทคนิค CFD ทำให้สามารถมองเห็น การแยกตัวของลำของไหลจากใบพัดซึ่งเป็นสาเหตุของความสูญเสียกำลังงานของใบพัด



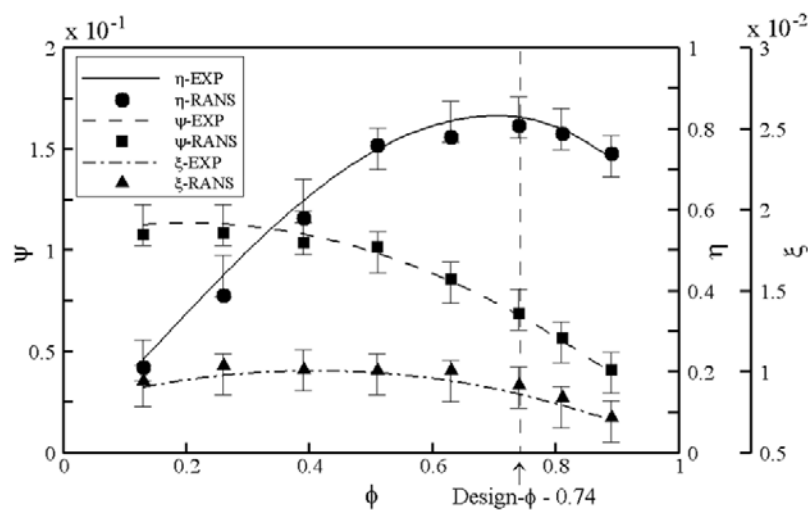
ภาพที่ 2.7 เวกเตอร์การไหลและเส้น fluid particle trajectory ที่ทำให้เห็น flow separation
ที่มา : International Journal of Engineering, A. Manivannan, 2010

ทางผู้วิจัย [1] ได้ทำการปรับปรุงลักษณะของใบพัด เพื่อลดปรากฏการณ์ดังกล่าว แล้วทำการจำลองเปรียบเทียบประสิทธิภาพสามารถปรับปรุงค่าประสิทธิภาพได้สูงขึ้นดังภาพที่ 2.8



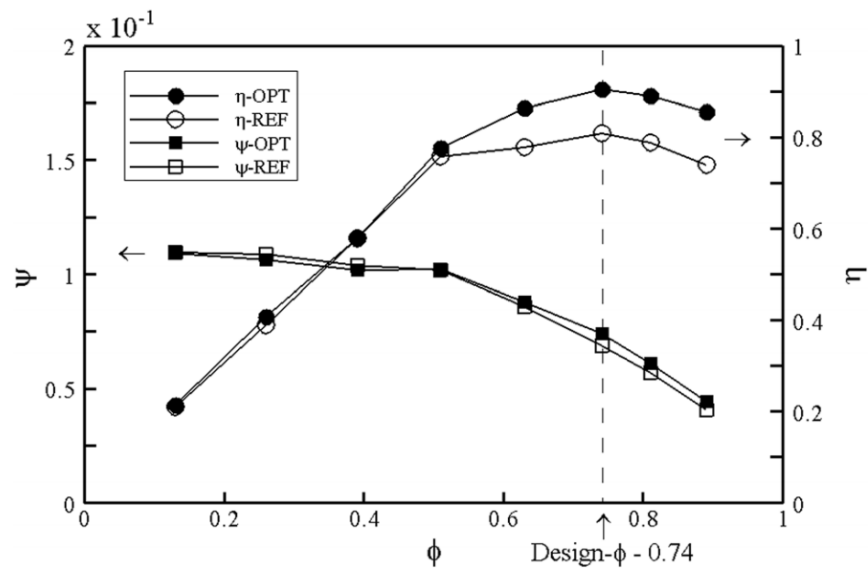
ภาพที่ 2.8 ประสิทธิภาพของปั๊มที่อัตราการไหลต่างๆของใบพัดที่ได้พัฒนาเปรียบเทียบกับต้นแบบ
ที่มา : International Journal of Engineering, A. Manivannan, 2010

นอกจากนี้ยังสามารถพบงานวิจัยซึ่งเกี่ยวข้องกับการวิเคราะห์และออกแบบใบพัดที่มีการไหลแบบผสม โดย Kim J.[2] ซึ่งได้ทำการวิเคราะห์และออกแบบด้วยวิธีการ Optimization ใบพัด Diffuser โดยมีจุดประสงค์เพื่อการปรับปรุงประสิทธิภาพของปั๊ม เริ่มแรกได้ทำ CFD ซึ่งใช้การวิเคราะห์แบบ 3 มิติ ในลักษณะการไหลแบบคงตัวและอัดตัวไม่ได้ โดยใช้สมการ Renolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) ร่วมกับแบบจำลองความปั่นป่วนแบบ Shear stress transport (SST) มาแก้ปัญหา ซึ่งความเที่ยงตรงของแบบจำลองที่มีลักษณะการไหลปั่นป่วนจะขึ้นกับความเค้นเฉือนที่ผนัง (Wall shear stress) ซึ่งผลการจำลองด้วย CFD ได้ถูกเปรียบเทียบกับผลการทดลองในท่อนของสัมประสิทธิ์การไหล ϕ , สัมประสิทธิ์เฮด ψ และสัมประสิทธิ์กำลัง ξ พบว่ามีความผิดพลาดเพียงเล็กน้อยจากผลการคำนวณแต่สามารถยอมรับได้กับผลการทดลองดังภาพที่ 2.9 ในส่วนการออกแบบนั้นได้ใช้วิธีการ Optimization ด้วยการ นิยามปัญหาโดยการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายคือ ประสิทธิภาพทางชลศาสตร์ และตัวแปรออกแบบได้แก่ อัตราส่วนความยาวของใบพัด (Straight vane length ratio), อัตราส่วนพื้นที่ในการกระจาย (Diffusion area ratio), มุมที่ส่วนปลายใบพัด Diffuser (Angle at diffuser vane tip) และอัตราส่วนระยะระหว่างขอบทางเข้าของใบพัดและขอบทางออกของใบพัด (Distance ratio between impeller blade trailing edge and diffuser vane leading edge) หลังจากนั้นจะทำการเลือกกลุ่มตัวอย่างด้วยวิธีการ Latin hypercube แล้วนำกลุ่มตัวอย่างที่เลือกนั้นไปทำการจำลองด้วย CFD ซึ่งค่าที่ได้จากการจำลองจะถูกใช้กระบวนการ Optimization ด้วยวิธี Surrogate model ต่อไป



ภาพที่ 2.9 แสดงผลการเปรียบเทียบระหว่างผลการจำลองทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณกับผลการทดลอง ที่มา : ASME Journal Fluids of Engineering, J. Kim, 2012

โดยผลจากการคำนวณประสิทธิภาพด้วยวิธี Optimization พบว่ามีค่าประสิทธิภาพผิดเพี้ยนจากค่าประสิทธิภาพที่จุดเดียวกันจากการจำลองด้วย CFD เพียง 0.21% ซึ่งถือว่ายอมรับได้ โดยทำให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น 9.75% นอกจากนั้นเมื่อพิจารณาเส้นโค้งประสิทธิภาพจากการออกแบบพบว่าสามารถเพิ่มอัตราการไหลให้สูงขึ้นโดยที่ยังคงสามารถรักษาเฮดได้เท่าเดิม ดังภาพที่ 2.10 อีกทั้งจากการวิเคราะห์การไหลภายในพบว่าจากการออกแบบนี้ทำให้การไหลแบบแยกตัวบริเวณหลังใบ Diffuser ลดลง ซึ่งทำให้การไหลภายในมีความเสถียรมากขึ้น



ภาพที่ 2.10 เส้นโค้งประสิทธิภาพ

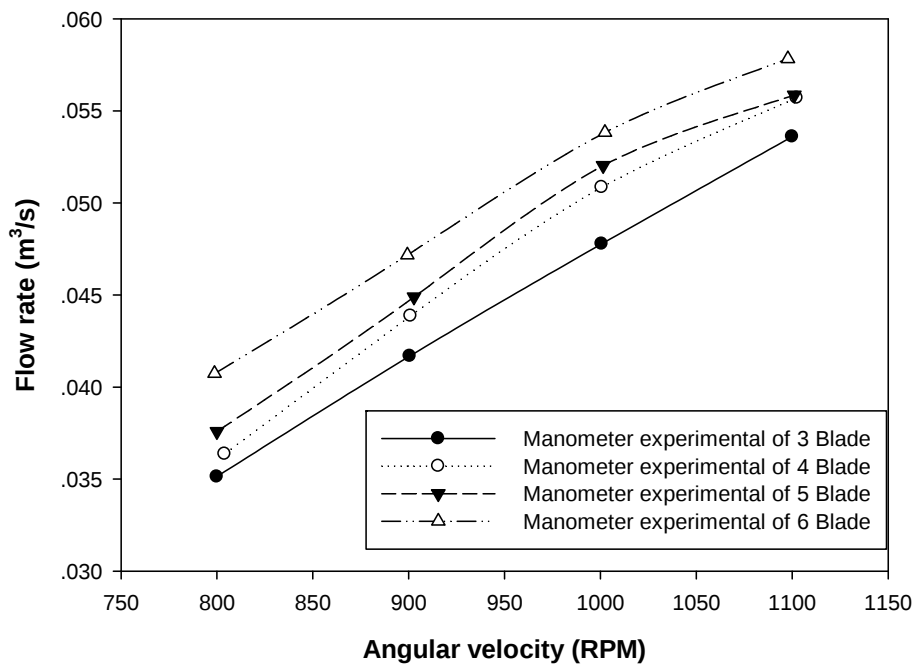
ที่มา : ASME Journal Fluids of Engineering, J. Kim, 2012

บทที่ 3

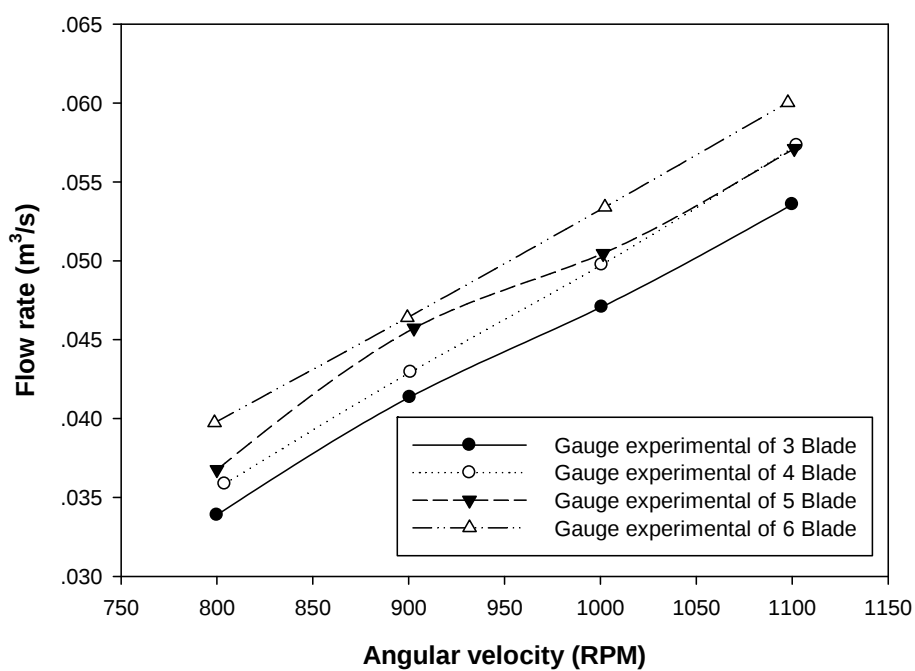
ข้อมูลผลการทดสอบและการจำลองเชิงตัวเลขด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

3.1 ข้อมูลผลการทดสอบ

ในงานวิจัยครั้งนี้ได้รับความร่วมมือจากศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุแห่งชาติ สำหรับการสนับสนุนข้อมูลผลการทดสอบเครื่องสูบน้ำพญานาคที่ใช้เป็นต้นแบบในการพัฒนาใบพัดเครื่องสูบน้ำซึ่งมีจำนวนใบแตกต่างกัน โดยได้ทำการทดสอบอัตราการไหลของน้ำที่ความเร็วรอบใช้งาน ผลการทดสอบเป็นดังภาพที่ 3.1 - 3.2



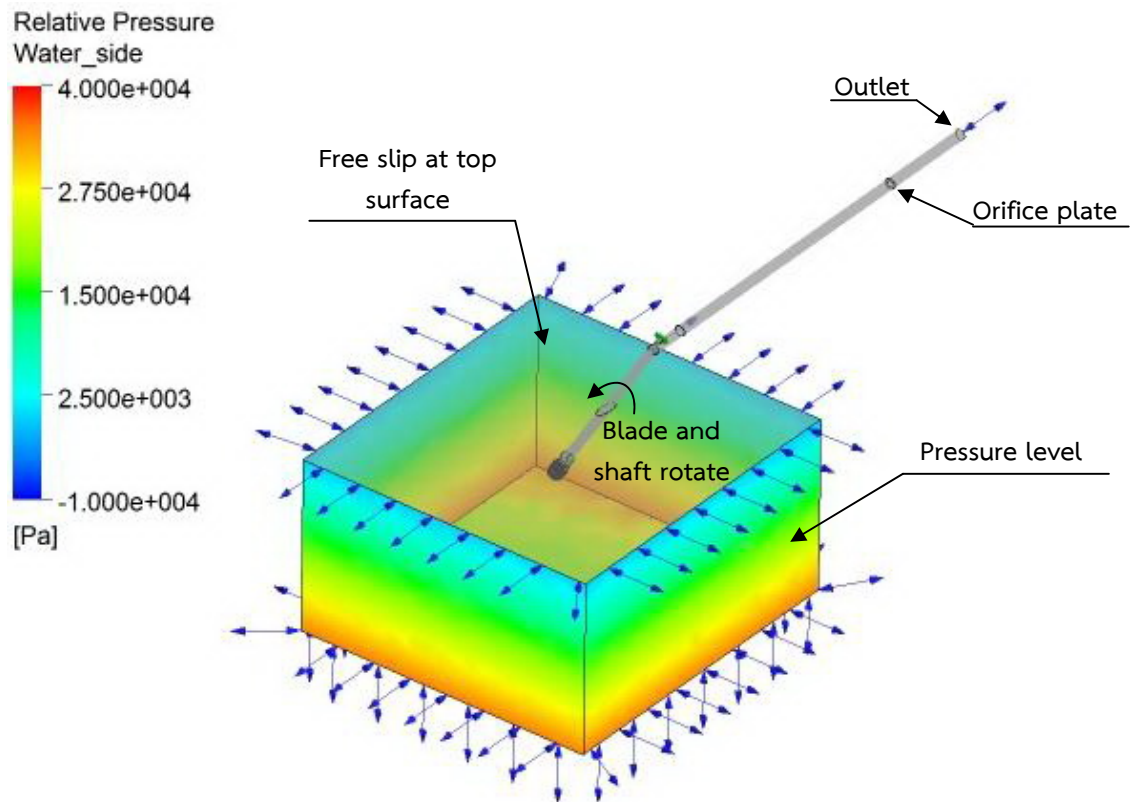
ภาพที่ 3.1 อัตราการไหลมานอมิเตอร์ของเครื่องสูบน้ำที่มีจำนวนใบแตกต่างกัน



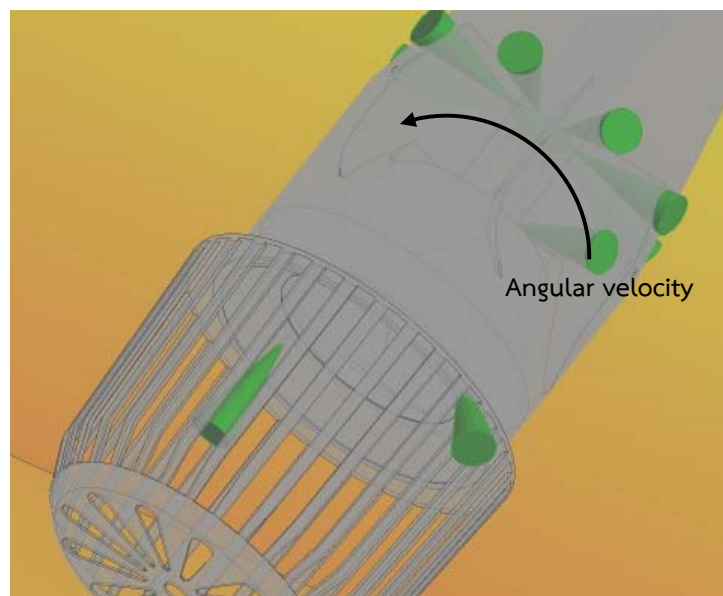
ภาพที่ 3.2 อัตราการไหลเกจของเครื่องสูบน้ำที่มีจำนวนใบแตกต่างกัน

3.2 ขอบเขตและเงื่อนไขในการจำลอง

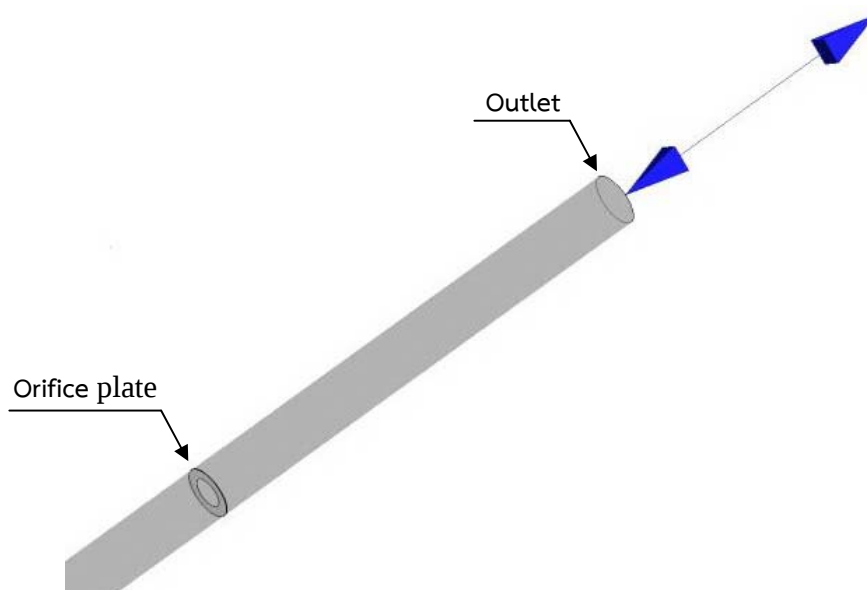
การจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในงานวิจัยครั้งนี้ กำหนดให้น้ำเป็นของไหลทำงานที่ไม่สามารถอัดตัวได้ ซึ่งเงื่อนไขและขอบเขตในการจำลองนี้แสดงไว้ดังภาพที่ 3.3 – 3.5 และตารางที่ 1 โดยการจำลองนี้ใช้เมชชนิด Tetrahedral สำหรับการคำนวณในทุกแบบจำลอง



ภาพที่ 3.3 แสดงขอบเขตและเงื่อนไขในการจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ



ภาพที่ 3.4 แสดงลักษณะการหมุนของใบพัด



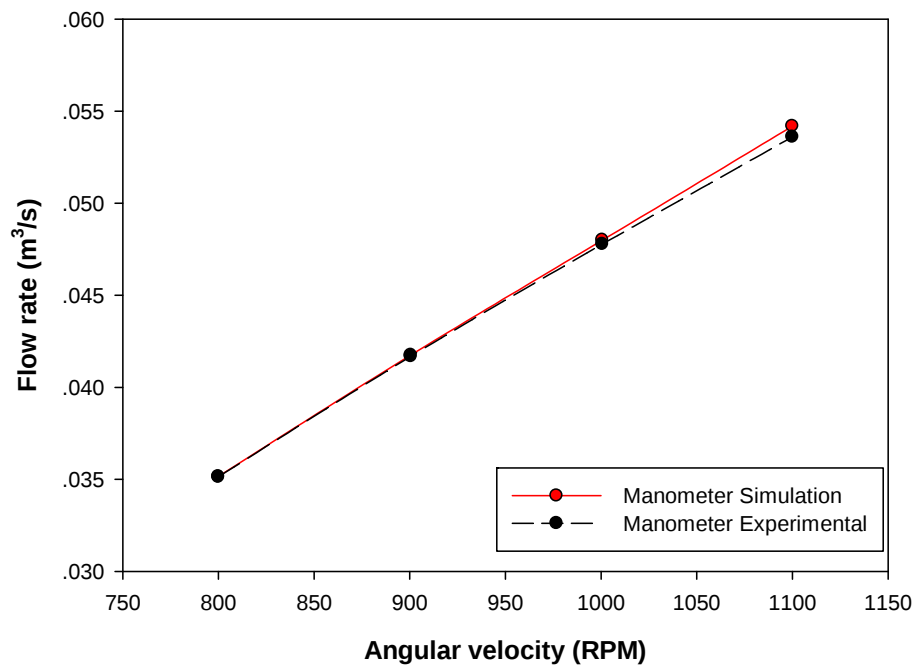
ภาพที่ 3.5 แสดงบริเวณจุดติดตั้งแผ่น Orifice และทางออก

ตารางที่ 3.1 แสดงค่าขอบเขตและเงื่อนไขในการจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

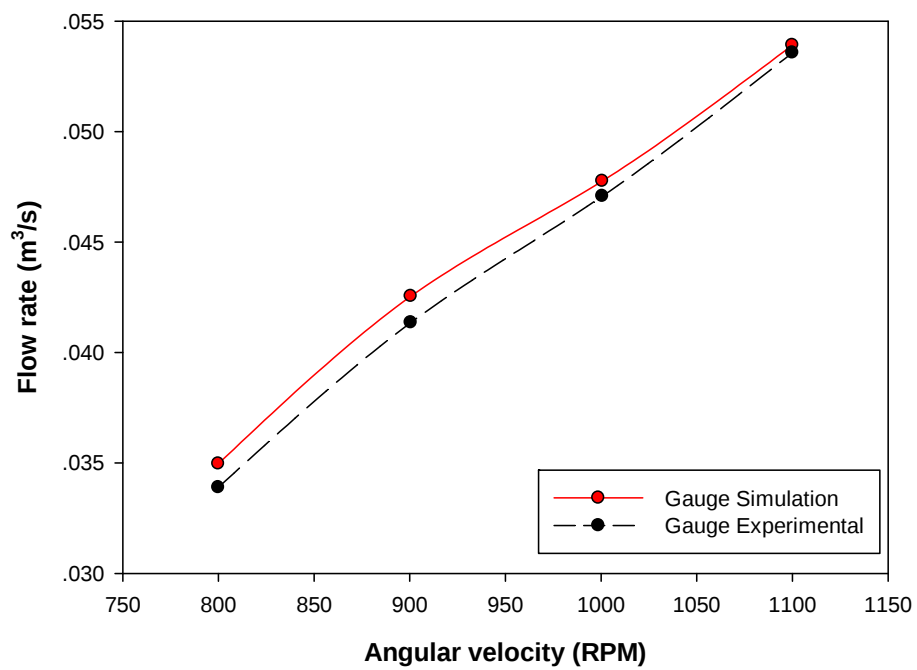
ตำแหน่ง	ค่ากำหนด	หมายเหตุ
ผิวน้ำด้านข้างและด้านล่าง (ทางเข้า)	ρgh	เกิดความดันสถิตตามความสูง
ผิวน้ำด้านบน (ทางเข้า)	-	มีการลื่นไถล (Free slip)
ใบพัด	800 – 1,100 RPM	-
เพลลา	800 – 1,100 RPM	-
ทางออก	1 ATM	ปล่อยสู่ความดันบรรยากาศ
แบบจำลองความปั่นป่วน	$k - \epsilon$	-
ลักษณะการไหล	การไหลไม่อัดตัว (Incompressible Flow)	-

3.3 สอบเทียบความถูกต้องของผลการจำลอง

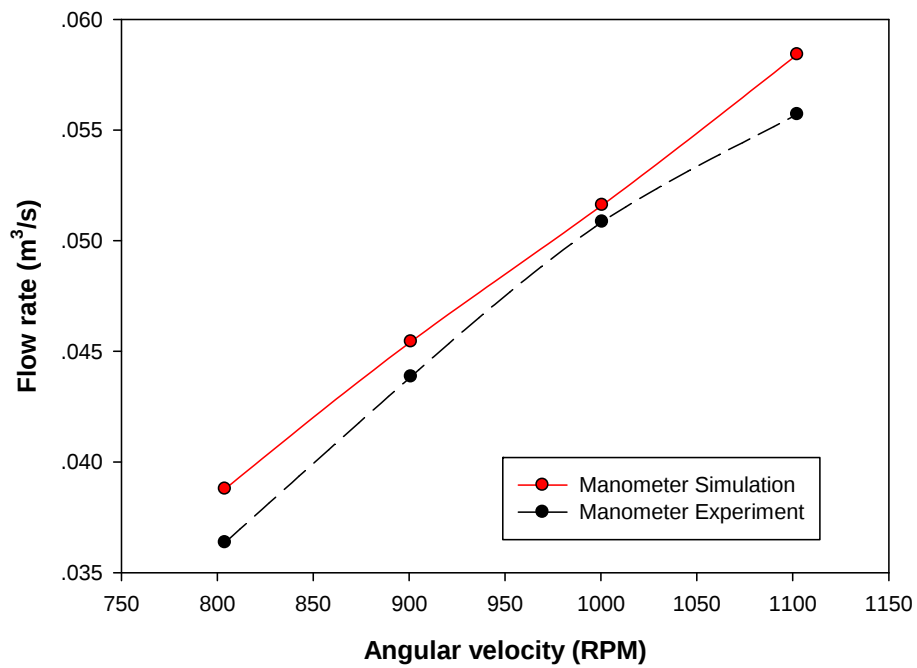
การสอบเทียบความถูกต้องของผลการจำลองกับผลการทดสอบ เพื่อให้เกิดความมั่นใจในการใช้งาน เงื่อนไขและขอบเขตที่ตั้งขึ้น และนำสามารถนำไปใช้ในขั้นตอนการออกแบบและพัฒนาต่อไปได้ ผลการเปรียบเทียบอัตราการไหลที่ความเร็วรอบใช้งาน แสดงดังภาพที่ 3.6 – 3.13



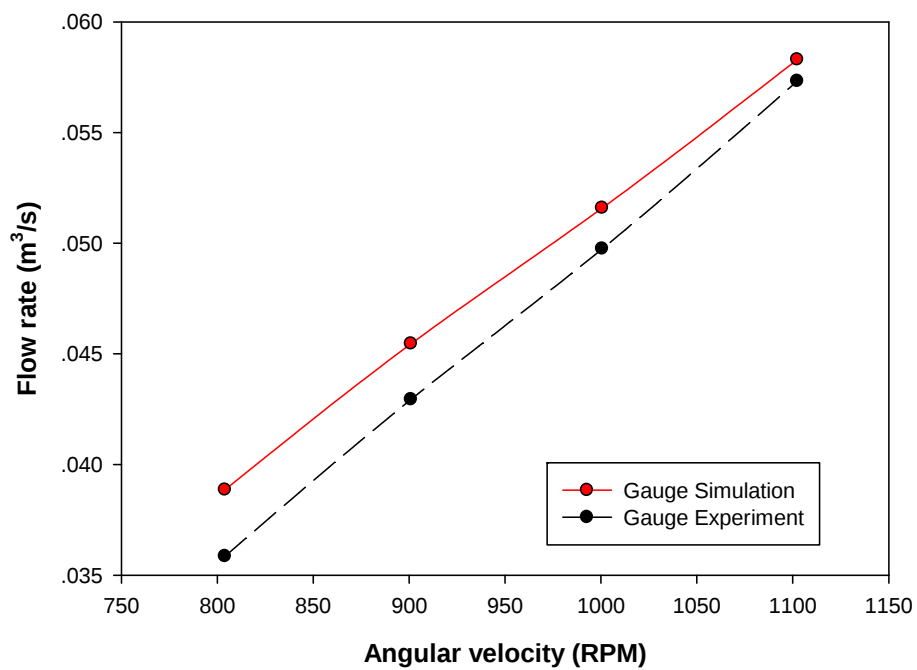
ภาพที่ 3.6 เปรียบเทียบอัตราการไหลมานอมิเตอร์ ของเครื่องสูบน้ำชนิด 3 ใบพัด



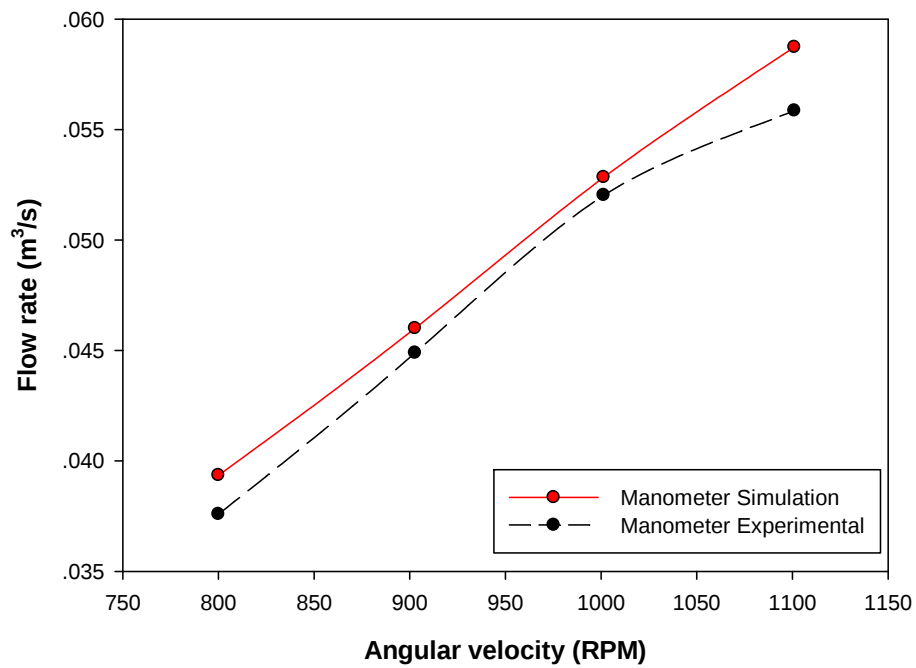
ภาพที่ 3.7 เปรียบเทียบอัตราการไหลเกจ ของเครื่องสูบน้ำชนิด 3 ใบพัด



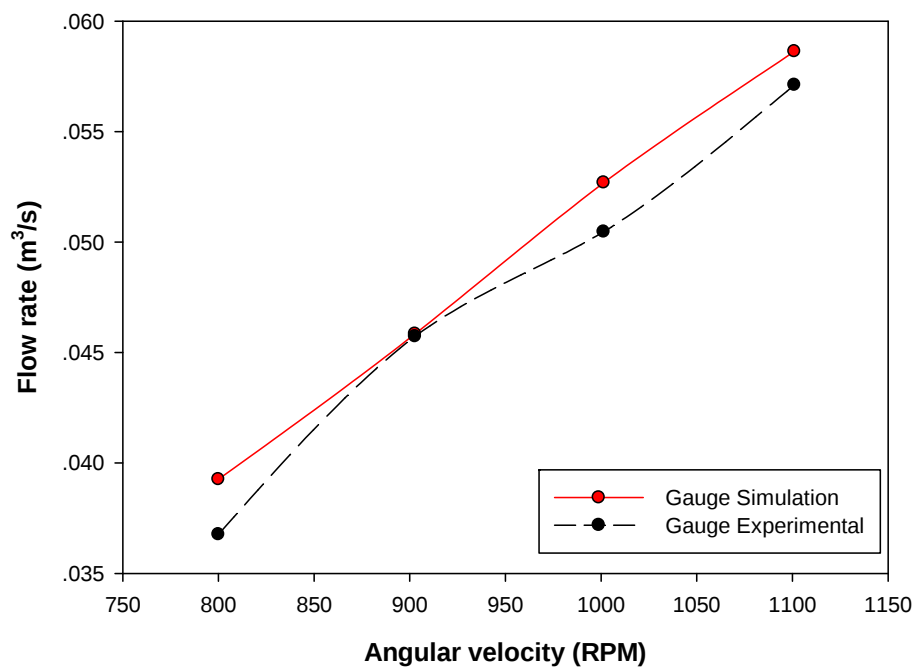
ภาพที่ 3.8 เปรียบเทียบอัตราการไหลมานอมิเตอร์ ของเครื่องสูบน้ำชนิด 4 ใบพัด



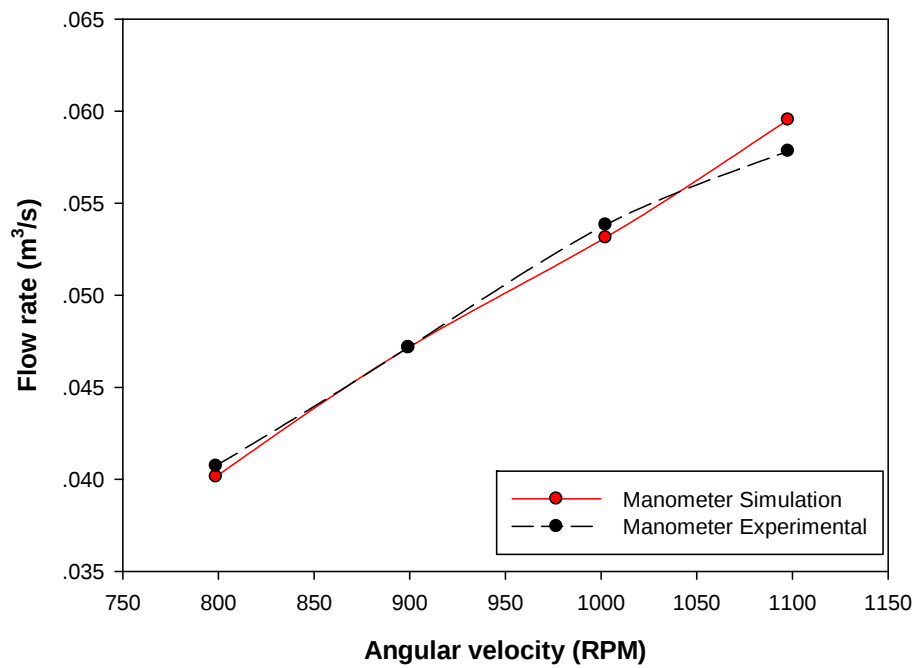
ภาพที่ 3.9 เปรียบเทียบอัตราการไหลเกจ ของเครื่องสูบน้ำชนิด 4 ใบพัด



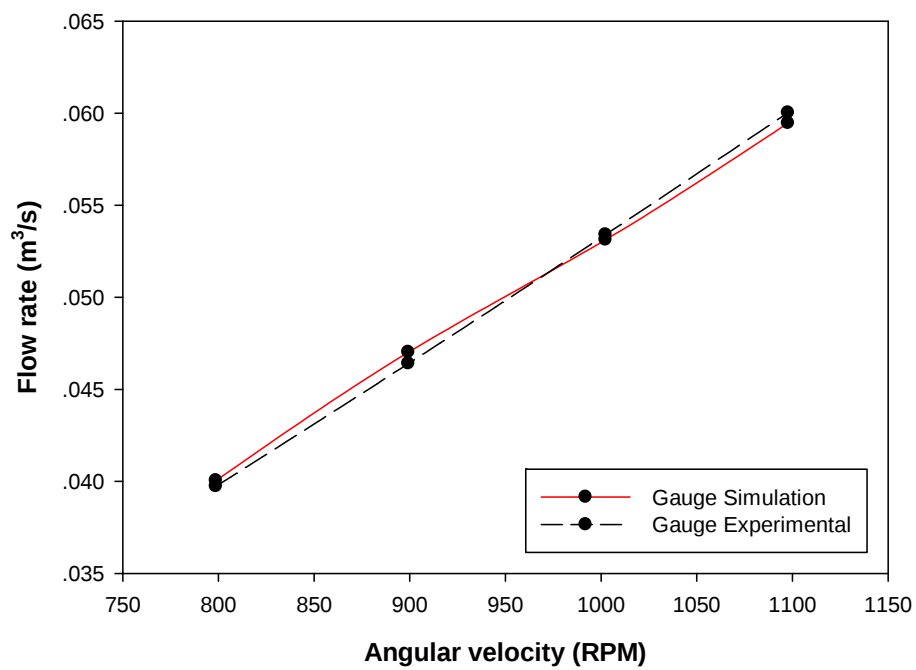
ภาพที่ 3.10 เปรียบเทียบอัตราการไหลมานอมิเตอร์ ของเครื่องสูบน้ำชนิด 5 ใบพัด



ภาพที่ 3.11 เปรียบเทียบอัตราการไหลเกจ ของเครื่องสูบน้ำชนิด 5 ใบพัด

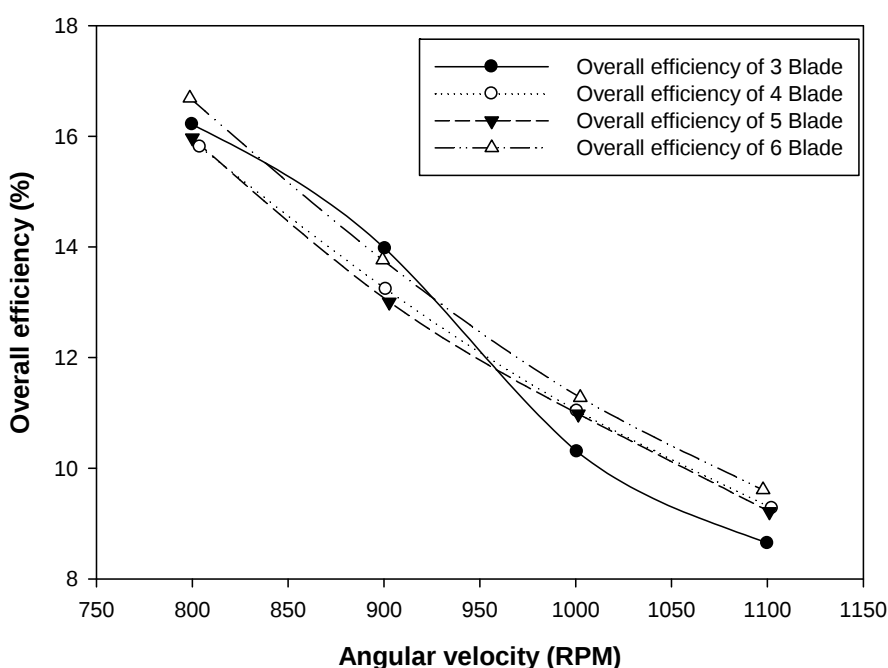


ภาพที่ 3.12 เปรียบเทียบอัตราการไหลมานอมิเตอร์ ของเครื่องสูบน้ำชนิด 6 นิ้ว



ภาพที่ 3.13 เปรียบเทียบอัตราการไหลเกจ ของเครื่องสูบน้ำชนิด 6 นิ้ว

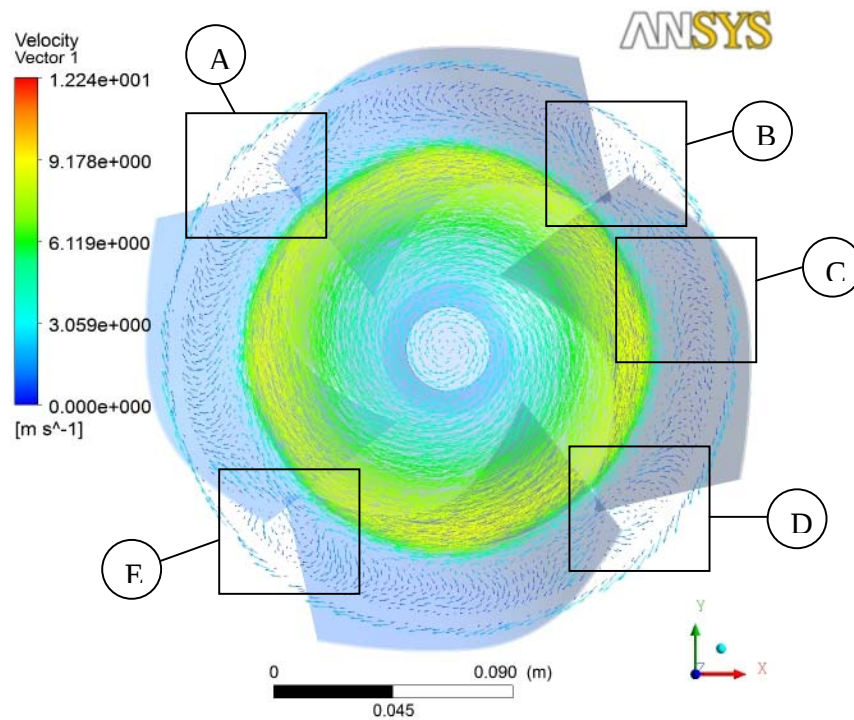
จากการสอบเทียบพบว่าผลการจำลองของอัตราการผลิตลมของ 3 ใบพัด, 4 ใบพัด, 5 ใบพัด และ 6 ใบพัด มีค่าความผิดพลาดสูงสุดร้อยละ 1.089, 6.651, 5.151 และ 2.951 เมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดสอบ ตามลำดับ และผลการจำลองของอัตราการผลิตลมของอัตราการผลิตลมสูงสุดร้อยละ 3.163, 8.375, 6.793 และ 1.338 เมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดสอบ ตามลำดับ ซึ่งโดยรวมแล้วค่าความผิดพลาดที่เกิดขึ้นนั้นมีค่าเล็กน้อย และผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองมีความสอดคล้องกับผลการทดสอบ ซึ่งทำให้ผลการทำนายเป็นที่น่าสนใจ ต่อมาเมื่อทำการเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพโดยรวมของใบพัดที่มีจำนวนแตกต่างกัน แสดงดังภาพที่ 3.14 พบว่าเมื่อใบพัดเครื่องสูบน้ำพญานาคทำงานที่ความเร็วรอบต่ำจะให้ประสิทธิภาพที่ดีกว่าที่การทำงานรอบสูงกว่า ในงานวิจัยนี้มีความจำเป็นต้องเลือกพัฒนาใบพัดเพียงใบพัดเดียว เมื่อพิจารณาใบพัดจำนวน 3 ใบพัดแล้วพบว่าประสิทธิภาพค่อนข้างสูงกว่าจำนวนใบพัดอื่นๆ ในช่วงความเร็วรอบต่ำ และจะต่ำมากในช่วงความเร็วรอบสูง แต่จะให้อัตราการผลิตลมที่ต่ำที่สุดจึงไม่เหมาะสมสำหรับการใช้งานที่ต้องการให้อัตราการผลิตลมสูงๆ ซึ่งเป็นจุดประสงค์สำหรับงานวิจัยนี้ จากการทดสอบอัตราการผลิตลม 6 ใบพัดจะให้อัตราการผลิตลมสูงสุดจริง แต่ในทางปฏิบัติการผลิตใบพัดที่มีจำนวนมากขึ้นนั้น จะทำให้ต้นทุนในการผลิตสูงขึ้นอันเนื่องมาจากการผลิตที่ซับซ้อนและปริมาณวัสดุที่ใช้เพิ่มขึ้นจึงทำให้ไม่คุ้มสำหรับการเลือกใช้ใบพัดจำนวน 6 ใบพัด ดังนั้นจึงต้องทำการพิจารณาเพื่อเลือกใช้จำนวนใบพัด 5 ใบพัดหรือ 6 ใบพัด เมื่อพิจารณาด้านประสิทธิภาพโดยรวมและอัตราการผลิตลมพบว่าทั้ง 5 ใบพัด และ 6 ใบพัด นั้นมีค่าใกล้เคียงกันทั้งสองเทอมที่พิจารณา แต่เมื่อพิจารณาเรื่องต้นทุนในการผลิตเพิ่มเข้าไป ซึ่งทำให้สามารถตัดสินใจได้ว่าควรที่จะพัฒนาในใบพัดจำนวน 4 ใบพัดจึงเหมาะสมที่สุดสำหรับงานวิจัยนี้

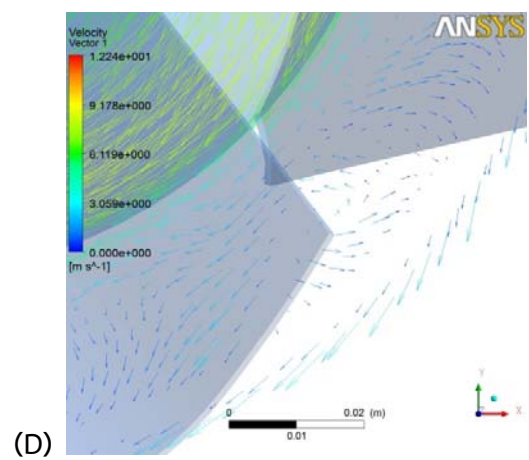
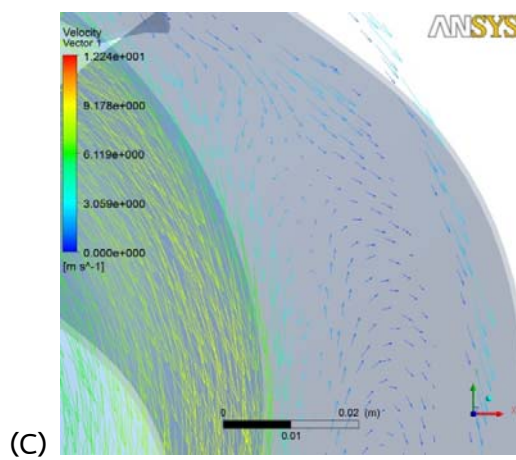
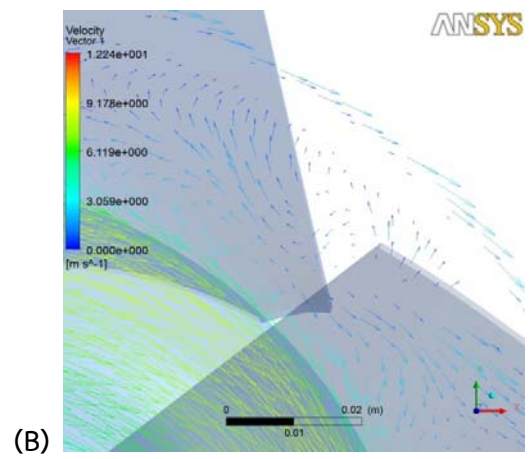
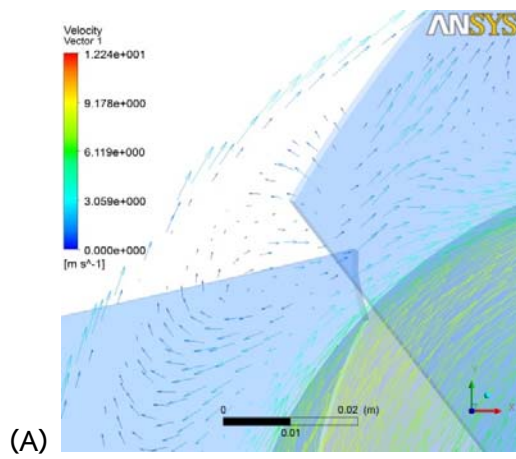
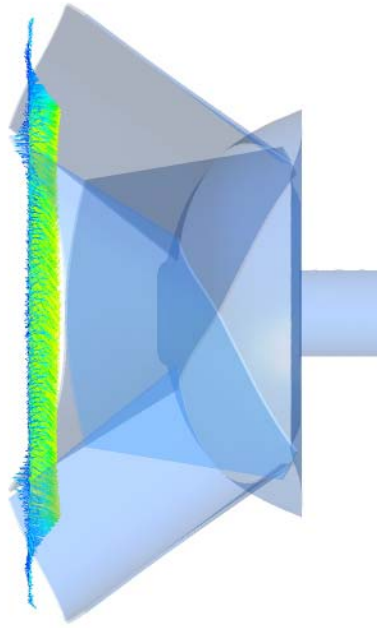


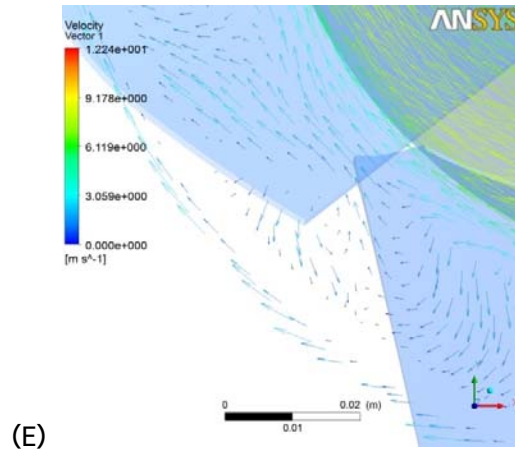
ภาพที่ 3.14 แสดงประสิทธิภาพโดยรวมของใบพัดที่มีจำนวนแตกต่างกัน

3.4 วิเคราะห์ผลการจำลองของใบพัดต้นแบบ

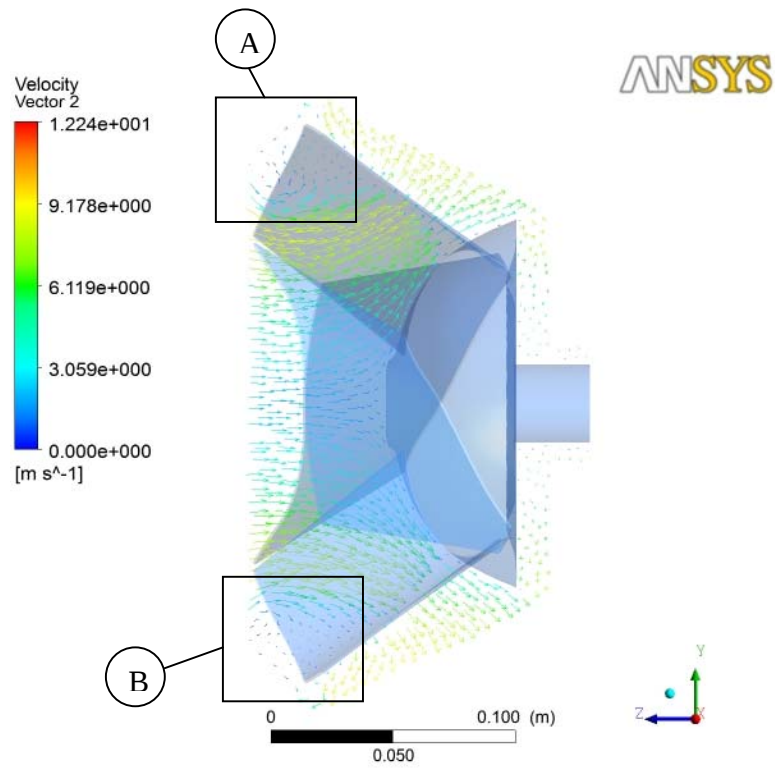
เมื่อทำการพิจารณาเวกเตอร์ความเร็วภายในช่องใบพัด พบว่าในช่วงปลายใบพัดในช่วงระยะ 90 - 100 มิลลิเมตร(อ้างอิงจากตำแหน่งของฐาน Hub) สามารถสังเกตเห็นการไหลแยกตัว (Flow separate) ที่บริเวณนี้อย่างชัดเจน ดังภาพที่ 3.15 - 3.16 ซึ่งการไหลแยกตัวนี้เป็นสิ่งที่ควรหลีกเลี่ยงเนื่องจากจะก่อให้เกิดการสิ้นเปลืองพลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนของใบพัดไปโดยไร้ประโยชน์ ที่กล่าวมาในข้างต้นเป็นเหตุผลที่สนับสนุนให้ต้องมีการปรับปรุงลักษณะที่ทางเข้าของใบพัดให้ดีขึ้นเพื่อเพิ่มสมรรถนะของใบพัดนั่นเอง

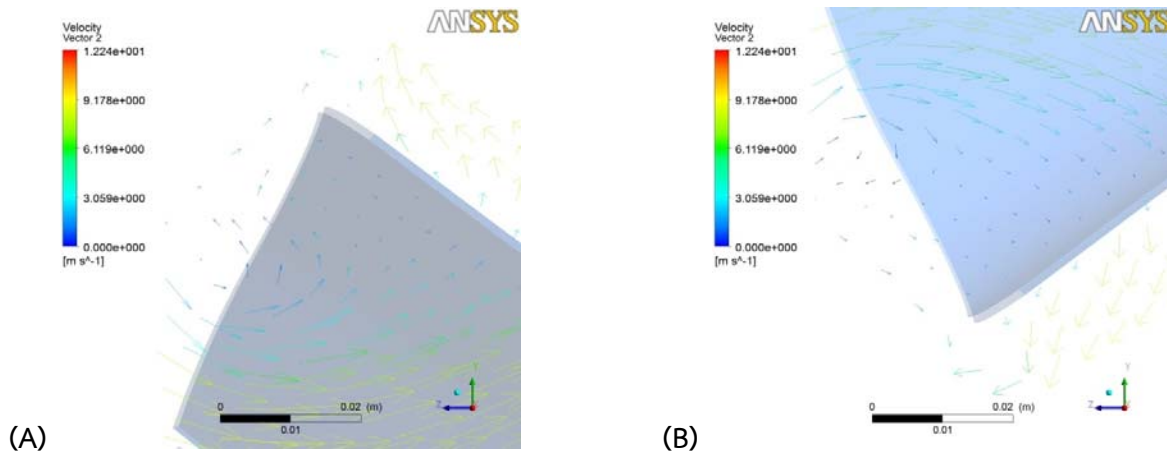






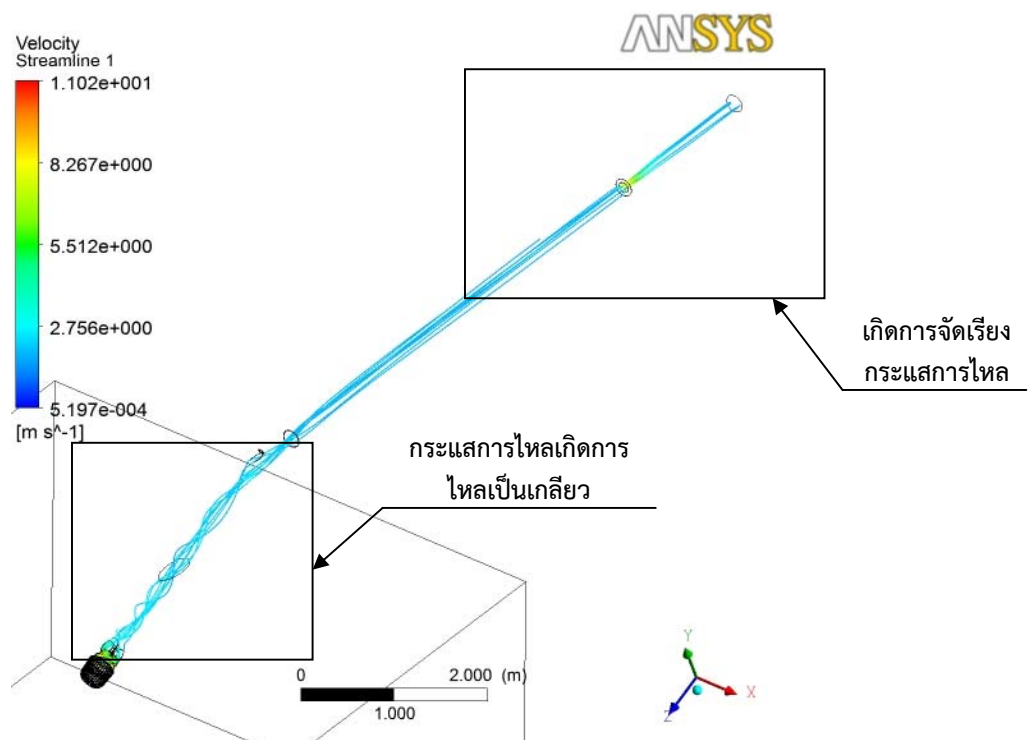
ภาพที่ 3.15 แสดงเวกเตอร์ความเร็วภายในช่องใบพัดในระนาบ XY





ภาพที่ 3.16 แสดงเวกเตอร์ความเร็วภายในช่องใบพัดในระนาบ YZ

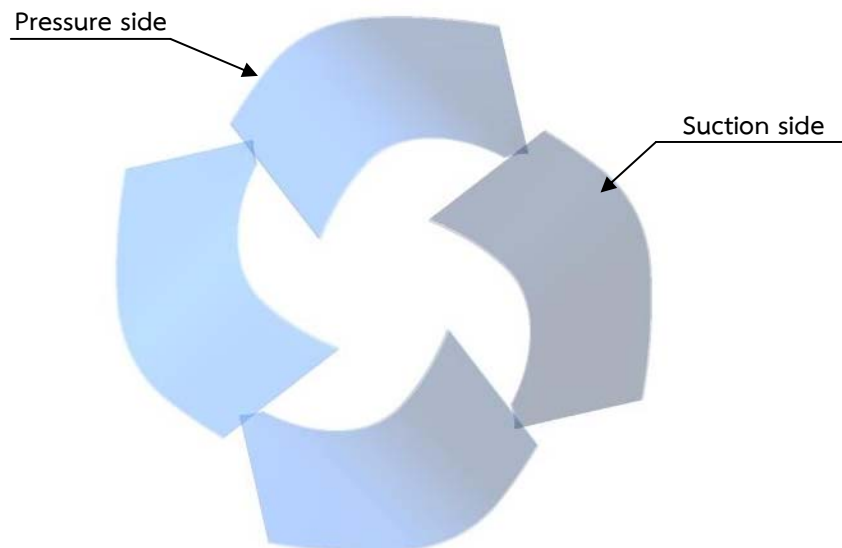
อีกหนึ่งสิ่งยืนยันความถูกต้องของผลการทดสอบนั้นคือลักษณะของกระแสการไหล (Streamline) ที่ผ่านทั้งแผ่น Orifice และปลายทางออก จะเห็นได้ว่าการจัดเรียงของกระแสการไหลซึ่งเป็นสิ่งสำคัญในการวัดค่าความเร็วและความดัน ดังภาพที่ 3.17



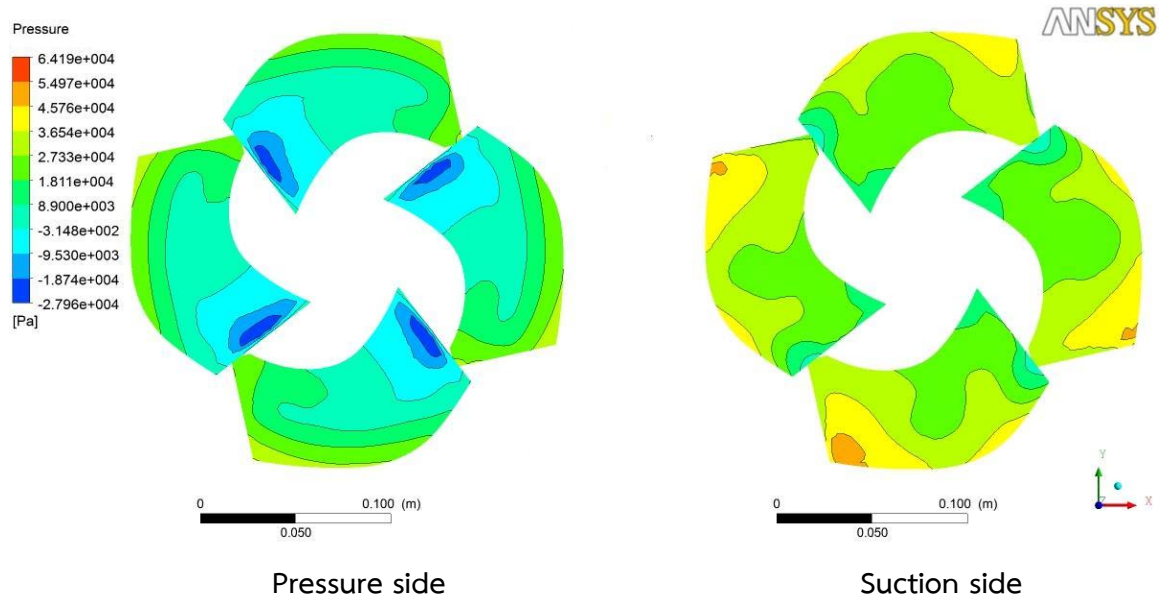
ภาพที่ 3.17 แสดงการจัดเรียงกระแสการไหล

ความดันที่เกิดขึ้นบนด้านผลัก (Pressure side) และด้านดูด (Suction side) ภาพที่ 3.18 ได้ถูกพิจารณาไปด้วยเนื่องจากการออกแบบที่ตื้นนั้น ความดันที่กระทำบนผิวใบพัดควรที่จะมีลักษณะกระจายและ

ใกล้เคียงกันในทุกๆ ตำแหน่งบนใบพัด ซึ่งเมื่อพิจารณาแบบจำลองต้นแบบนั้นพบว่า การกระจายความดันทั้งด้านผลึกและด้านดูดยังไม่เป็นที่น่าพอใจ ดังแสดงในภาพที่ 3.19 จึงควรมีการปรับปรุงและพัฒนาในส่วนนี้ให้มีการกระจายความดันดีขึ้น



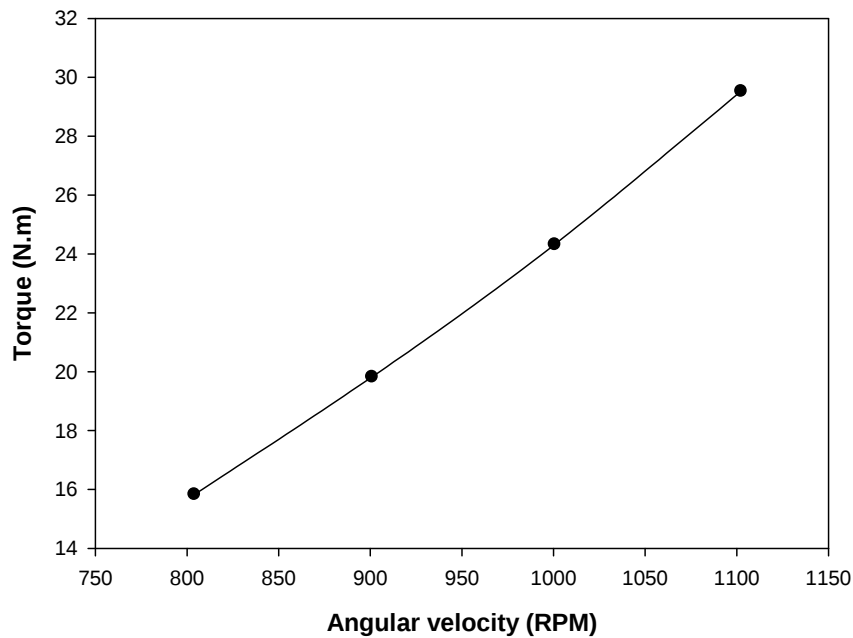
ภาพที่ 3.18 แสดงตำแหน่ง Pressure side และ Suction side



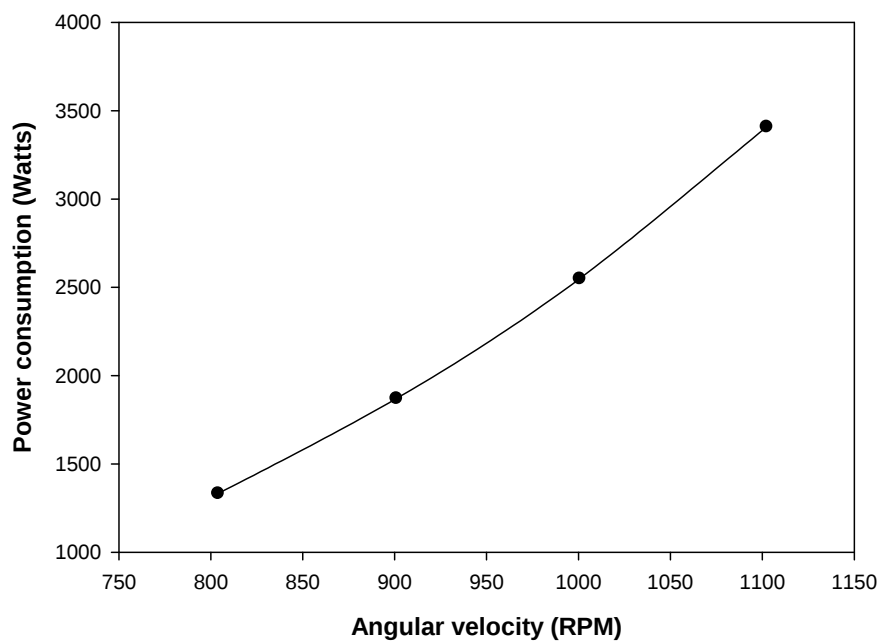
ภาพที่ 3.19 แสดงการกระจายความดันบนผิวใบพัด

ต่อมาเมื่อพิจารณาแรงบิด (Torque) ที่เกิดขึ้นบนใบพัด พบว่าแรงบิดในแต่ละกลีบใบพัดนั้นมีขนาดใกล้เคียงกันเป็นอย่างมากในช่วงรอบทำงานเดียวกัน และเป็นที่แน่นอนว่าเมื่อต้องการอัตราการไหลที่มากขึ้น

แล้วใบพัดต้องใช้ความเร็วในการหมุนมากขึ้นตามไปด้วย ซึ่งทำให้การบริโภคพลังงานเพิ่มขึ้นอย่างชัดเจน ดังแสดงในภาพที่ 3.20 – 3.21



ภาพที่ 3.20 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วรอบการใช้งาน ในเครื่องสูบน้ำชนิด 4 ใบพัด



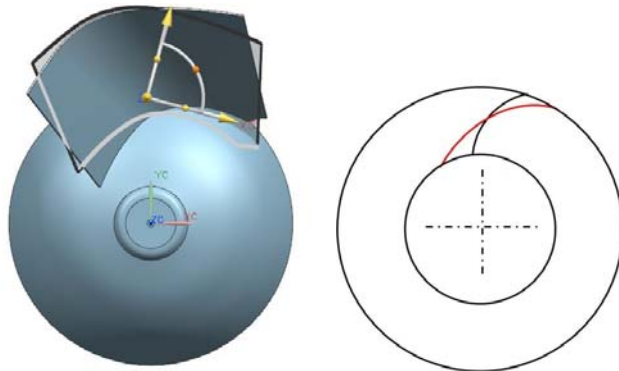
ภาพที่ 3.21 ความสัมพันธ์ระหว่างการบริโภคพลังงานและความเร็วรอบการใช้งาน ในเครื่องสูบน้ำชนิด 4 ใบพัด

บทที่ 4

การพัฒนาประสิทธิภาพใบพัดและการอนุรักษ์พลังงาน

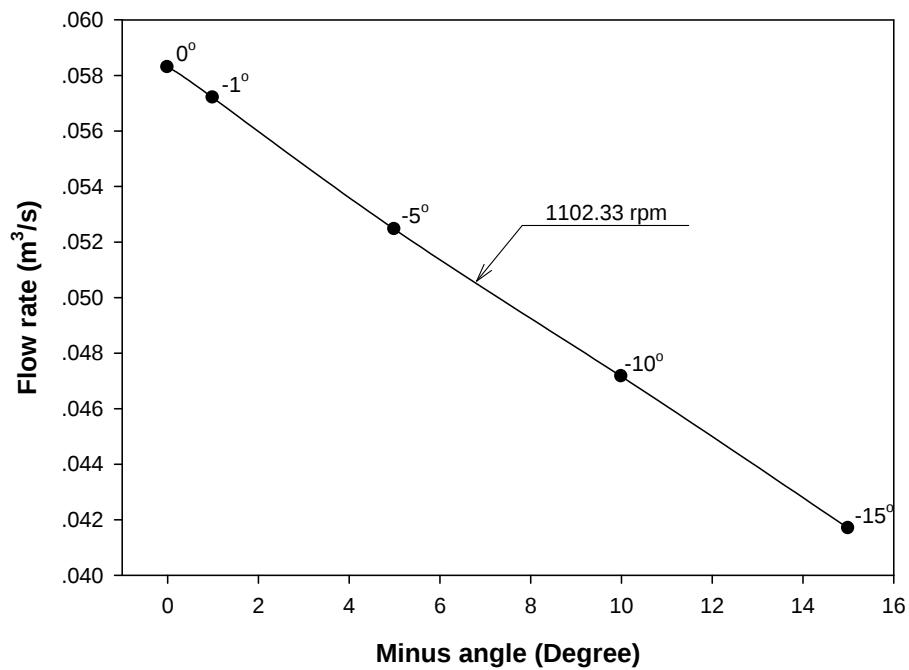
4.1 การพัฒนาประสิทธิภาพใบพัด

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการปรับปรุงประสิทธิภาพของใบพัด โดยกำหนดให้รูปทรงความโค้งของใบพัด ยังคงมีลักษณะเช่นเดียวกับต้นแบบที่นำมาใช้พัฒนา แต่จะทำการเปลี่ยนแปลงลักษณะมุมทางเข้าและมุมทางออกของใบพัดโดยใช้ลักษณะการบิดของใบพัดดังแสดงไว้ในภาพที่ 4.1 แทน ซึ่งจะทำการพิจารณาที่ 0 องศา (เส้นสีดำ) ถึง -15 องศา (เส้นสีแดง) ซึ่งเป็นมุมที่ใบพัดไม่มีขนาดมากเกินไปกว่าท่อน้ำเดิมที่บรรจุใบพัดไว้ภายใน

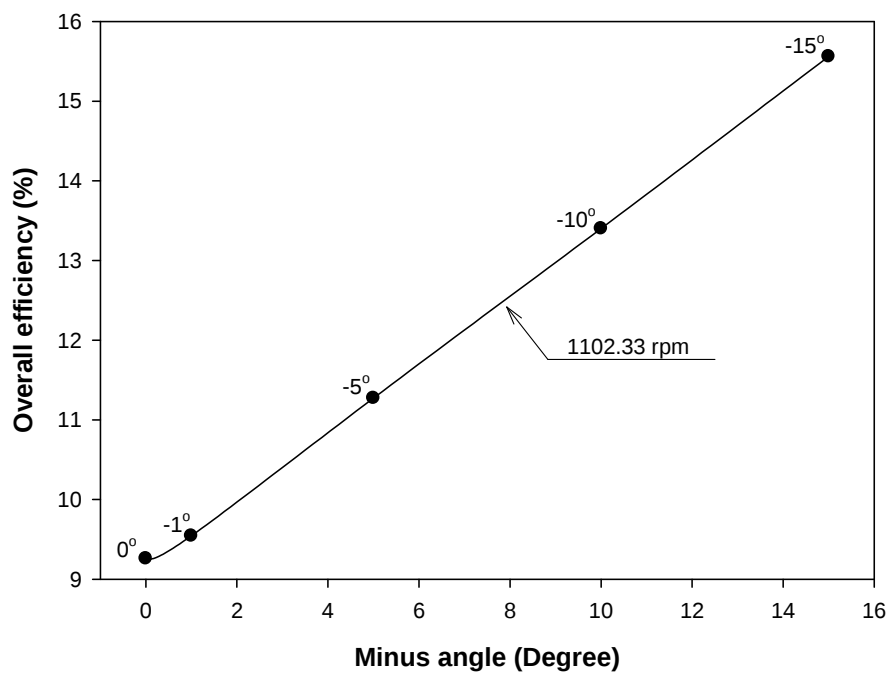


ภาพที่ 4.1 แสดงการเปลี่ยนแปลงมุมทางเข้าและมุมทางออกของใบพัด

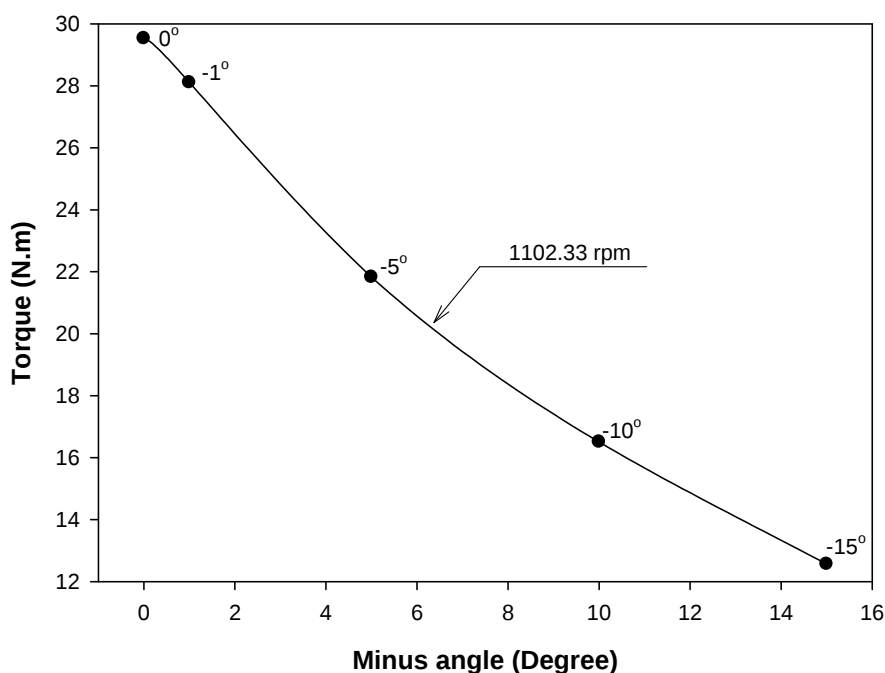
จากการจำลองพบว่าอัตราการไหลที่ความเร็วรอบเดียวกันจะลดลงเมื่อเปลี่ยนแปลงมุมของใบพัดมากขึ้นนั้น แต่ในทางตรงกันข้ามประสิทธิภาพโดยรวมของใบพัดจะสูงขึ้น อันเนื่องมาจากแรงบิดที่ของไหลกระทำต่อพื้นผิวของใบพัดนั้นลดลง ซึ่งอาจกล่าวได้ว่าประสิทธิภาพโดยรวมของใบพัดเป็นสัดส่วนผกผันกับอัตราการไหล ซึ่งแสดงไว้ดังภาพที่ 4.2 – 4.4



ภาพที่ 4.2 อัตราการไหลจากการเปลี่ยนแปลงมุมของใบพัดที่ความเร็วรอบ 1102.33 rpm



ภาพที่ 4.3 ประสิทธิภาพโดยรวมจากการเปลี่ยนแปลงมุมของใบพัดที่ความเร็วรอบ 1102.33 rpm



ภาพที่ 4.4 แรงบิดที่กระทำต่อใบพัดจากการเปลี่ยนแปลงมุมของใบพัดที่ความเร็วรอบ 1102.33 rpm

4.2 การอนุรักษ์พลังงาน

จากการจำลองที่ผ่านมาเมื่อคำนึงถึงประสิทธิภาพโดยรวมที่สูงขึ้น จึงทำให้การปรับปรุงมุมใบพัดที่ -15 องศา นั้นน่าสนใจที่สุด ก่อนที่จะสรุปให้นำใบพัดที่ทำการปรับปรุงโดยการบิดไป -15 องศาไปใช้งาน จึงได้ทำการพิจารณาด้านการอนุรักษ์พลังงานเพิ่มเติม ดังต่อไปนี้

ในการพิจารณาด้านการอนุรักษ์พลังงานนี้จะแบ่งพิจารณาใน 2 ลักษณะ ได้แก่ พิจารณาโดยการเปรียบเทียบที่อัตราการไหลใกล้เคียงกัน และพิจารณาโดยการเปรียบเทียบที่ความเร็วรอบเดียวกัน โดยกำหนดให้

- มอเตอร์ที่ใช้งานมีประสิทธิภาพ 100%
- การทำงาน 8 ชั่วโมง/วัน
- การทำงาน 300 วัน/ปี
- อัตราค่าไฟฟ้าประเภทบ้านอยู่อาศัย ราคา 3.9361 บาท/หน่วย ตามประกาศของการไฟฟ้านครหลวงเดือนมิถุนายน 2555 (ภาคผนวก ก.)

4.2.1 พิจารณาโดยการเปรียบเทียบที่อัตราการไหลใกล้เคียงกัน

ในหัวข้อนี้จะกระทำการเปรียบเทียบที่ความเร็วรอบ 1102.33 rpm จากการออกแบบที่ -15 องศา นำมาเปรียบเทียบกับใบพัดต้นแบบที่ความเร็วรอบ 901 rpm ซึ่งที่ทั้งสองจุดทำงานของทั้งสองใบพัดนี้จะให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรใกล้เคียงกัน โดยค่าต่างๆ ที่ใช้ในการพิจารณาได้แสดงไว้ในตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 แสดงข้อมูลเพื่อใช้ในการเปรียบเทียบระหว่างใบพัดต้นแบบและใบพัดที่ได้ทำการพัฒนาที่อัตราการไหลใกล้เคียงกัน

ข้อมูล	ใบพัดต้นแบบ	ใบพัดที่ทำการบิด -15 องศา
ความเร็วรอบ (RPM)	901	1102.33
จำนวนเครื่องสูบน้ำที่ใช้	1	1
อัตราการไหลเชิงปริมาตร (m^3/s)	0.045	0.042
พลังงานที่ใบพัดบริโภค (kW)	1.87	1.45

$$\text{พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง} = N \times (P_1 - P_2) \times h \times d \text{ (kWh/ปี)}$$

โดย N คือ จำนวนเครื่องสูบน้ำที่ปรับปรุง

P_1 คือ กำลังไฟฟ้าที่ใช้ก่อนปรับปรุง (kW)

P_2 คือ กำลังไฟฟ้าที่ใช้หลังปรับปรุง (kW)

h คือ จำนวนชั่วโมงทำงานต่อวัน (ชั่วโมง/วัน)

d คือ จำนวนวันทำงานต่อปี (วัน/ปี)

$$\text{ดังนั้น พลังงานที่ลดลงจากการพัฒนาใบพัด} = 1 \times (1.87 - 1.45) \times 8 \times 300 = 1,008 \text{ kWh/ปี}$$

$$\text{และ ค่าไฟฟ้าที่ประหยัดได้} = 1,008 \times 3.9361 = 3,967.59 \text{ บาท/ปี}$$

2.5.2 พิจารณาโดยการเปรียบเทียบที่ความเร็วรอบเดียวกัน

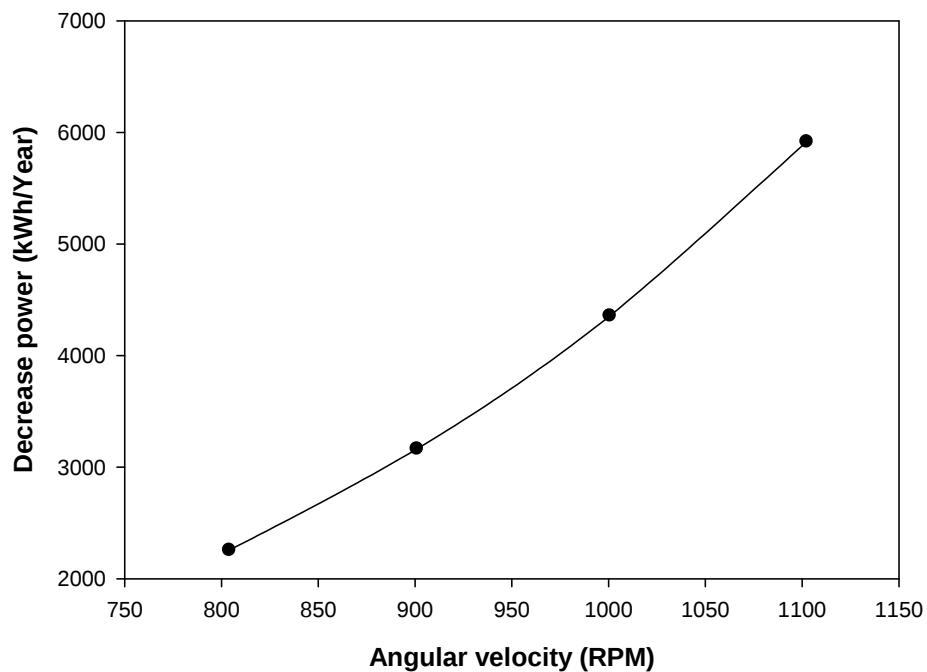
สำหรับการพิจารณาในหัวข้อนี้จะกระทำการเปรียบเทียบการอนุรักษ์พลังงานระหว่างใบพัดต้นแบบและใบพัดที่ทำการพัฒนาโดยเปรียบเทียบที่ความเร็วรอบเดียวกัน แต่ผลการทดลองพบว่าที่ความเร็วรอบเดียวกันนั้นการไหลเชิงปริมาตรของใบพัดที่ทำการพัฒนามีค่าต่ำกว่าการไหลเชิงปริมาตรของใบพัดที่ทำการพัฒนา ดังนั้นจึงจำเป็นต้องเพิ่มจำนวนเครื่องสูบน้ำเพื่อให้การไหลเชิงปริมาตรมีค่าใกล้เคียงกันก่อนทำการเปรียบเทียบ ซึ่งค่าต่างๆ ที่ใช้พิจารณาได้แสดงไว้ในตารางที่ 4.2 พร้อมทั้งทำการแสดงพลังงานที่ลดลงและค่าไฟฟ้าที่ประหยัดได้ต่อปีจากการพัฒนาใบพัดดังรูปที่ 4.5 – 4.6 ตามลำดับ

ตารางที่ 4.2 แสดงข้อมูลเพื่อใช้ในการเปรียบเทียบระหว่างใบพัดต้นแบบและใบพัดที่ได้ทำการพัฒนาที่ความเร็วรอบเดียวกัน

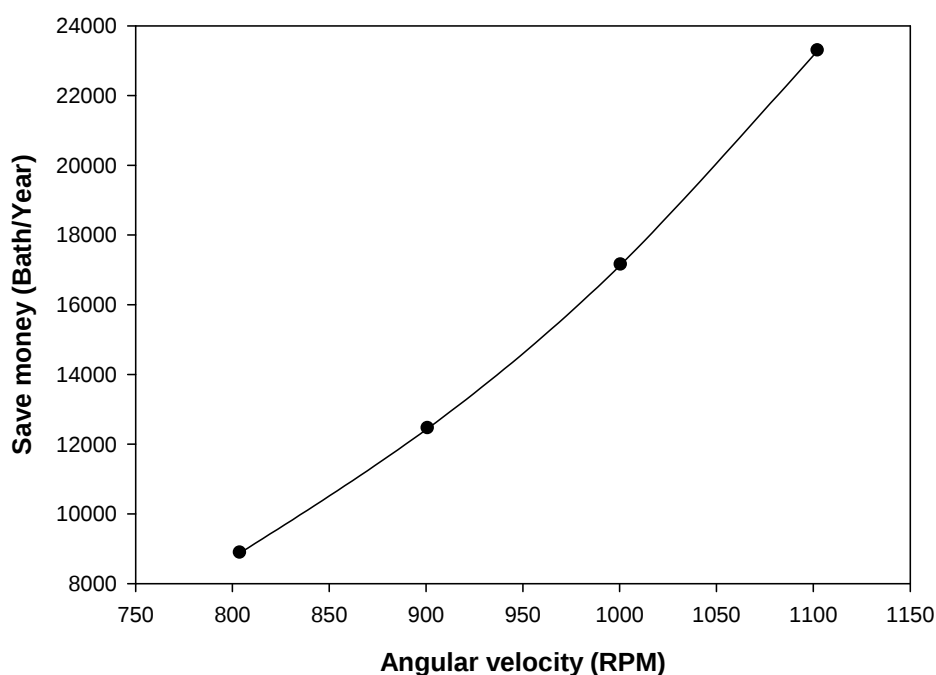
ข้อมูล	ใบพัดต้นแบบ	ใบพัดที่ทำการบิด -15 องศา
จำนวนเครื่องสูบน้ำที่ใช้	2	3
ความเร็วรอบ 804.03 RPM		
อัตราการไหลเชิงปริมาตร (m^3/s)	0.078	0.075
พลังงานที่ใบพัดบริโภค (kW)	2.67	1.73
ความเร็วรอบ 901 RPM		
อัตราการไหลเชิงปริมาตร (m^3/s)	0.091	0.093
พลังงานที่ใบพัดบริโภค (kW)	3.74	2.42

ตารางที่ 4.2 แสดงข้อมูลเพื่อใช้ในการเปรียบเทียบระหว่างใบพัดต้นแบบและใบพัดที่ได้ทำการพัฒนาที่ความเร็วรอบเดียวกัน (ต่อ)

ความเร็วรอบ 1,000.67 RPM		
อัตราการไหลเชิงปริมาตร (m^3/s)	0.103	0.109
พลังงานที่ใบพัดบริโภค (kW)	5.09	3.28
ความเร็วรอบ 1,102.33 RPM		
อัตราการไหลเชิงปริมาตร (m^3/s)	0.117	0.125
พลังงานที่ใบพัดบริโภค (kW)	6.82	4.35



ภาพที่ 4.5 พลังงานที่ลดลงระหว่างใบพัดต้นแบบและใบพัดที่ได้ทำการพัฒนาที่ความเร็วรอบเดียวกัน



ภาพที่ 4.6 ค่าไฟฟ้าที่ประหยัดได้ต่อปีโดยพิจารณาที่ความเร็วรอบเดียวกัน

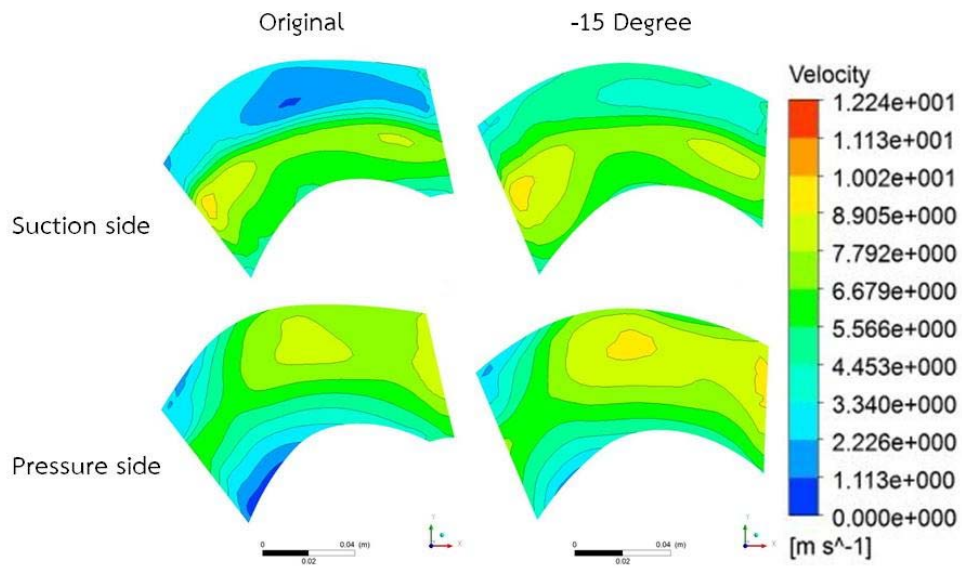
จากผลการคำนวณข้างต้นในเรื่องการอนุรักษ์พลังงานแสดงให้เห็นแล้วใบพัดที่ได้ทำการพัฒนาโดยทำการบิดใบพัดไป -15 องศา นั้นมีสมรรถนะที่ดีและสามารถลดการใช้พลังงาน ซึ่งทำให้ประหยัดค่าใช้จ่ายในการทำงานขึ้น ดังนั้นจึงสามารถกล่าวได้ว่าการพัฒนาใบพัดโดยการบิดไป -15 องศา มีความเหมาะสมสำหรับการนำไปใช้งานต่อไป

4.3 วิเคราะห์ผลการจำลองของใบพัดต้นแบบเปรียบเทียบกับใบพัดที่ได้ทำการพัฒนา

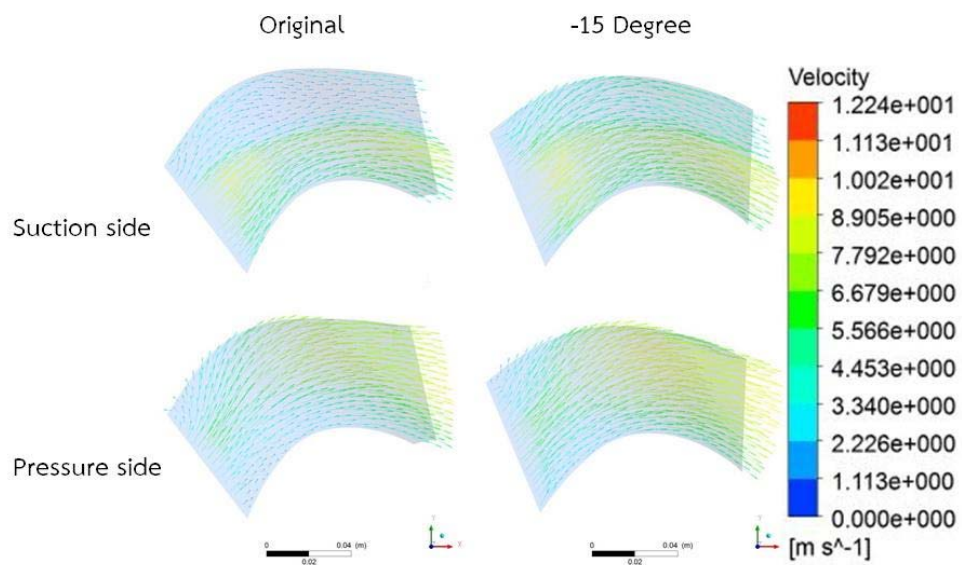
ต่อมาจะทำการเปรียบเทียบผลการออกแบบ ซึ่งได้แบ่งพิจารณาเป็นสองเทอม ได้แก่การกระจายความเร็วและการกระจายความดันบนพื้นผิวใบพัดระหว่างใบต้นแบบและใบพัดที่ได้ทำการพัฒนา

4.3.1 การกระจายความเร็ว

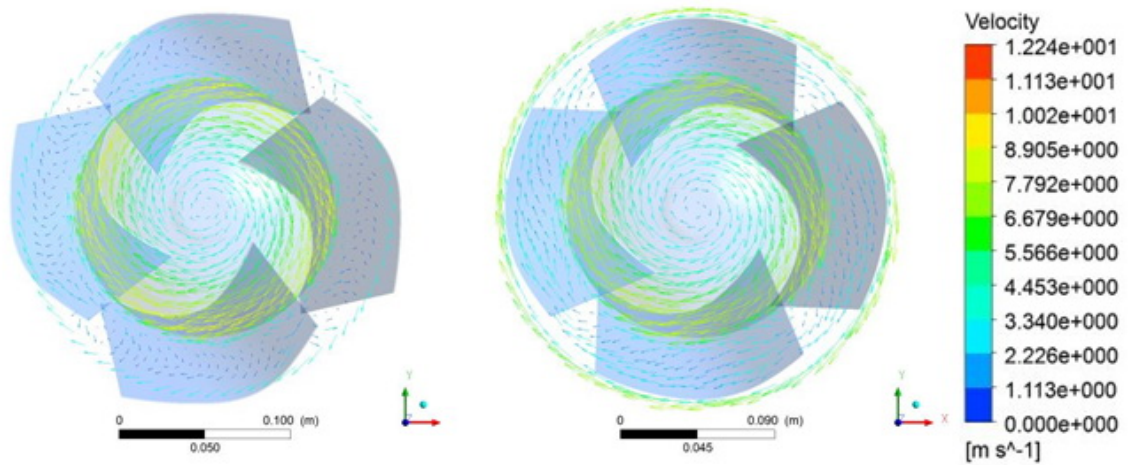
การกระจายความเร็วของใบพัดที่แสดงดังภาพที่ 4.7 ทำให้ทราบว่าในบริเวณด้านดูดของใบพัดที่ได้ทำการพัฒนามีความเร็วสูงขึ้น ซึ่งทำให้ลักษณะของเวกเตอร์การไหลผ่านใบพัดได้ถูกจัดเรียงกระแสน้ำไหลทำให้ลดลักษณะของความปั่นป่วนลง ดังภาพที่ 4.8 และดังภาพที่ 4.9 จากผลการจำลองยังทำให้เห็นอีกว่าลักษณะความโค้งของใบพัดที่ใช้ไม่เหมาะสม เนื่องจากการกระจายความเร็วทั่วทั้งใบแบ่งแยกกันค่อนข้างมากซึ่งเกิดขึ้น เพราะของไหลสามารถไหลออกจากใบพัดในบริเวณด้านบนก่อนที่จะเพิ่มความเร็วและความดันที่ได้จากแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางของใบพัดซึ่งจะแตกต่างจากบริเวณครึ่งล่างของใบพัดที่สามารถรับการถ่ายโอนโมเมนตัมของใบพัดได้เต็มที่มากกว่า แต่อย่างไรก็ตามสำหรับใบพัดที่ได้ทำการพัฒนาแล้วนั้นการแบ่งแยกของความเร็วจะต่ำกว่าใบพัดต้นแบบดังภาพที่ได้แสดงไว้



ภาพที่ 4.7 เปรียบเทียบการกระจายความเร็วในใบพัด



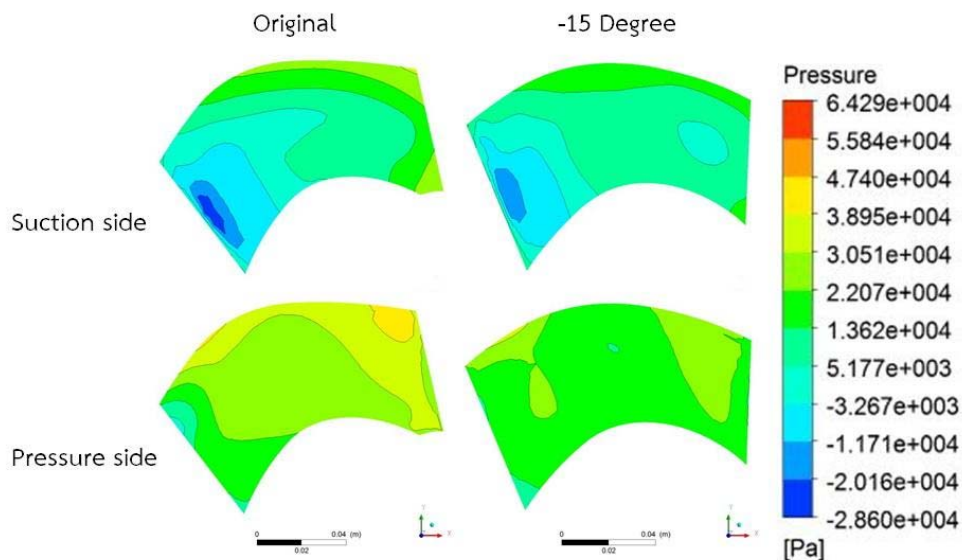
ภาพที่ 4.8 เปรียบเทียบเวกเตอร์การไหลผ่านใบพัด



ภาพที่ 4.9 เปรียบเทียบเวกเตอร์การไหลผ่านใบพัดในแนวระนาบ XY

4.3.2 การกระจายความดัน

ในเทอมการกระจายความดันที่กระทำบนใบพัด พิจารณาจากภาพที่ 4.10 ทำให้เห็นการเปลี่ยนแปลงในการพัฒนาใบพัด กล่าวคือ การกระจายความดันที่ด้านดูดและด้านผลักของใบพัดที่พัฒนาที่ -15 องศา นั้นมีลักษณะการกระจายความดันค่อนข้างเท่ากันทั่วทั้งใบพัดมากกว่าใบพัดต้นแบบ ซึ่งจุดบกพร่องที่ยังคงมีปัญหาก่เกิดขึ้นในบริเวณปลายใบทางออกของด้านผลักที่เกิดความดันมากกว่าบริเวณอื่นซึ่งเป็นผลมาจากลักษณะความโค้งของใบพัดที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลของของไหลอย่างมากจึงทำให้ของไหลเกิดการกระแทกขึ้นเข้ากับจุดโค้งนี้จึงทำให้ความดันเพิ่มขึ้นมานั่นเอง



ภาพที่ 4.10 เปรียบเทียบการกระจายความดันบนใบพัด

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้เริ่มแรกได้ทำการตัดสินใจเลือกพัฒนาใบพัดเครื่องสูบน้ำประเภท 4 ใบพัดเนื่องจากใบพัดจำนวน 4 ใบพัดนี้มีต้นทุนการผลิตถูกกว่าใบพัดประเภท 5 และ 6 ใบพัด อีกทั้งยังมีประสิทธิภาพในการทำงานยังต่ำกว่าด้วย และเหตุผลที่หลีกเลี่ยงการพัฒนาใบพัดประเภท 3 ใบพัด เนื่องจากว่าใบพัดประเภท 3 ใบพัด มีประสิทธิภาพในการทำงานที่ไม่เสถียรซึ่งจะมีประสิทธิภาพจะสูงมากๆ ในช่วงการทำงานรอบต่ำๆ และจะมีประสิทธิภาพต่ำมากๆ ในช่วงการทำงานรอบสูง นอกจากนี้ใบพัดประเภท 3 ใบพัดยังคงมีอัตราการไหลที่ต่ำอีกด้วย ดังนั้นใบพัดประเภท 4 ใบพัดจึงเหมาะสมที่สุดสำหรับการนำมาพัฒนาประสิทธิภาพ

หลังจากนั้นได้ทำการจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ซึ่งผลการจำลองเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลองแล้วได้ค่าเป็นที่น่าสนใจ โดยที่อัตราการไหลเฉลี่ยและมานอมีเตอร์จากการจำลองมีค่าความผิดพลาดสูงสุดร้อยละ 8.375 และ 6.651 ตามลำดับ

สำหรับการพัฒนาประสิทธิภาพโดยรวมของใบพัดมีเงื่อนไขบางประการคือ ขนาดของใบพัดถูกจำกัดโดยขนาดของท่อน้ำเดิมที่ใบพัดจะนำไปติดตั้ง และใบพัดจะถูกพัฒนาภายใต้ลักษณะความโค้งเดียวกันกับใบพัดต้นแบบ ซึ่งต้องใช้งานที่ความเร็วรอบใช้งานปกติ ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงมุมการจัดวางใบพัดจึงเป็นตัวแปรที่จะทำการศึกษาอิทธิพลต่อประสิทธิภาพโดยรวมของใบพัด ซึ่งพบว่ามุมสูงสุดที่สามารถปรับเปลี่ยนได้อยู่ที่ -15 องศา เนื่องจากข้อจำกัดจากขนาดของใบพัดที่จะนำไปติดตั้งในท่อน้ำ ผลการจำลองให้ค่าประสิทธิภาพโดยรวมเพิ่มขึ้นสูงสุดอยู่ที่จุด -15 องศา โดยที่เพิ่มขึ้นมาจากใบพัดต้นแบบร้อยละ 37.42 และการใช้พลังงานเพื่อขับใบพัดลดลงร้อยละ 57.05 จากใบพัดต้นแบบ อย่างไรก็ตามจำเป็นต้องพิจารณาความคุ้มค่าเกี่ยวกับการอนุรักษ์พลังงานเพิ่มเติมสำหรับความคุ้มค่า เนื่องจากการบิดใบพัดไป -15 องศาจากใบพัดต้นแบบนั้นทำให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรลดลงร้อยละ 31.24 จากใบพัดต้นแบบ ซึ่งเป็นผลมาจากการจัดกระแสการไหลที่ความปั่นป่วนลดน้อยลง

เมื่อทำการวิเคราะห์เพิ่มเติมในเรื่องการอนุรักษ์พลังงานเพื่อศึกษาความคุ้มค่าในใช้งาน ซึ่งผลที่ได้คือใบพัดที่ได้ทำการพัฒนาสามารถลดค่าใช้จ่ายได้ค่อนข้างน่าพอใจ โดยเปรียบเทียบที่รอบการใช้งานเดียวกัน ซึ่งอัตราการไหลถูกทำให้ใกล้เคียงกันโดยการเพิ่มเครื่องสูบน้ำ แต่ก็สามารถประหยัดค่าใช้จ่ายได้จากเดิมประมาณ 1.5 เท่าเมื่อเทียบกับใบพัดต้นแบบ

5.2 ข้อเสนอแนะ

จากการวิจัยแสดงให้เห็นแล้วว่าลักษณะของมุมของใบพัดที่เปลี่ยนแปลงไปก่อให้เกิดผลกระทบต่อประสิทธิภาพในเชิงบวก แต่อย่างไรก็ตามปริมาตรการไหลก็ยังคงต่ำ ดังนั้นถ้าต้องการปริมาณอัตราการไหลมากขึ้นควรที่จะเพิ่มขนาดของท่อน้ำให้ใหญ่ขึ้น เนื่องจากท่อน้ำเป็นตัวจำกัดขนาดของใบพัด นอกจากนี้ควรมีการศึกษาเพื่อเปลี่ยนหรือกำหนดลักษณะความโค้งของใบพัดให้เหมาะสมขึ้นเนื่องจากในงานวิจัยนี้ยังไม่ครอบคลุมถึงลักษณะความโค้งของใบพัด

เอกสารอ้างอิง

- [1] Manivannan, A., Computational fluid dynamics analysis of a mixed flow pump impeller, International Journal of Engineering, Science and Technology, Vol.2, p.200-206, 2010.
- [2] Kim, J. et al., Analysis and Optimization of a Vaned Diffuser in a Mixed Flow Pump to Improve Hydrodynamic Performance, ASME J. Fluids Eng., Vol.134, 071104 p.1-10, 2012.
- [3] รศ.ดร.อนุสรณ์ ชินสุวรรณ, หนังสือเครื่องจักรกังหัน Turbomachinery, มหาวิทยาลัยขอนแก่น
- [4] <http://www.mea.or.th/home/index.php?l=th> “อัตราค่าไฟฟ้า ประเภทที่ 1 บ้านอยู่อาศัย”
[ออนไลน์] 3 กรกฎาคม 2556 เวลา 15.40 น. เข้าถึงได้จาก
<http://www.mea.or.th/profile/index.php?l=th&tid=3&mid=111&pid=109>
- [5] <http://www.mea.or.th/home/index.php?l=th> “อัตราค่าไฟฟ้า ประเภทที่ 7 กิจการสูบน้ำเพื่อการเกษตร” [ออนไลน์] 3 กรกฎาคม 2556 เวลา 15.40 น. เข้าถึงได้จาก
<http://www.mea.or.th/profile/index.php?l=th&tid=3&mid=260&pid=109>

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก.

อัตราค่าไฟฟ้า ประเภทบ้านอยู่อาศัยและกิจกรรมสูบน้ำเพื่อการเกษตร

1 ประเภทบ้านอยู่อาศัย

ลักษณะการใช้งาน : สำหรับการใช้ไฟฟ้าในบ้านเรือนที่อยู่อาศัย วัดและโบสถ์ของศาสนาต่างๆ ตลอดจนบริเวณที่เกี่ยวข้อง โดยต่อผ่านเครื่องวัดหน่วยไฟฟ้าเครื่องเดียว

1.1 อัตราปกติปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าไม่เกิน 150 หน่วยต่อเดือน

ค่าพลังงานไฟฟ้า

15 หน่วย (กิโลวัตต์ชั่วโมง) แรก (หน่วยที่ 1 – 15)	หน่วยละ	1.8632 บาท
10 หน่วยต่อไป (หน่วยที่ 16 – 25)	หน่วยละ	2.5026 บาท
10 หน่วยต่อไป (หน่วยที่ 26 – 35)	หน่วยละ	2.7549 บาท
65 หน่วยต่อไป (หน่วยที่ 36 – 100)	หน่วยละ	3.1381 บาท
50 หน่วยต่อไป (หน่วยที่ 101 – 150)	หน่วยละ	3.2315 บาท
250 หน่วยต่อไป (หน่วยที่ 151 – 400)	หน่วยละ	3.7362 บาท
เกินกว่า 400 หน่วย (หน่วยที่ 401 เป็นต้นไป)	หน่วยละ	3.9361 บาท
ค่าบริการ (บาท/เดือน):		8.19

1.2 อัตราปกติปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าเกินกว่า 150 หน่วยต่อเดือน

ค่าพลังงานไฟฟ้า

150 หน่วย (กิโลวัตต์ชั่วโมง) แรก (หน่วยที่ 1 – 150)	หน่วยละ	2.7628 บาท
200 หน่วยต่อไป (หน่วยที่ 151 – 400)	หน่วยละ	3.7362 บาท
เกินกว่า 400 หน่วย (หน่วยที่ 401 เป็นต้นไป)	หน่วยละ	3.9361 บาท
ค่าบริการ (บาท/เดือน):		38.22

2 ประเภทกิจการสูบน้ำเพื่อการเกษตร

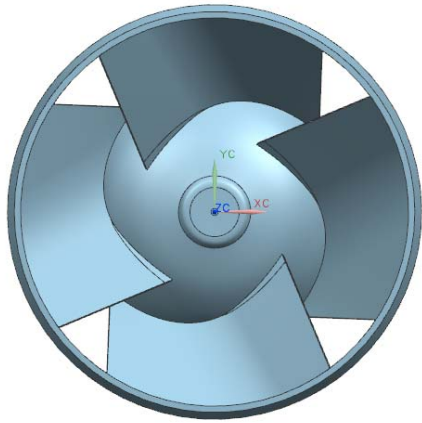
ลักษณะการใช้งาน : สำหรับการใช้ไฟฟ้ากับเครื่องสูบน้ำเพื่อการเกษตรของหน่วยราชการ สำนักงาน หรือหน่วยงานอื่นใดของรัฐ องค์การปกครองส่วนท้องถิ่น กลุ่มเกษตรกรที่ทางราชการรับรอง หรือสหกรณ์เพื่อการเกษตร โดยต่อผ่านเครื่องวัดหน่วยไฟฟ้าเครื่องเดียว (ผู้ใช้ไฟฟ้าต้องมีเครื่องสูบน้ำที่มีแรงม้ารวมกันไม่ต่ำกว่า 25 แรงม้า และต้องทำสัญญากับการไฟฟ้านครหลวงก่อน)

อัตราปกติ (อัตรารายเดือน)

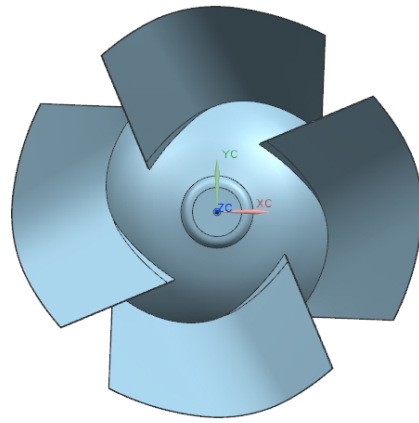
ค่าพลังงานไฟฟ้า
(บาท/หน่วย)

100 หน่วย (กิโลวัตต์ชั่วโมง) แรก (หน่วยที่ 1 – 100)	1.6033
เกินกว่า 100 หน่วย (หน่วยที่ 101 เป็นต้นไป)	2.7549
ค่าบริการ (บาท/เดือน):	115.16

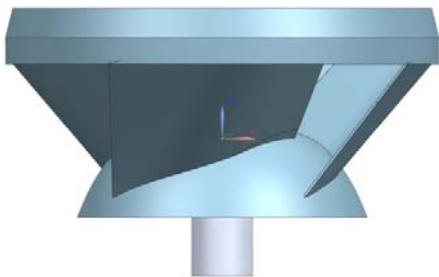
ภาคผนวก ข.
รูปร่างของใบพัดที่ได้ทำการพัฒนา



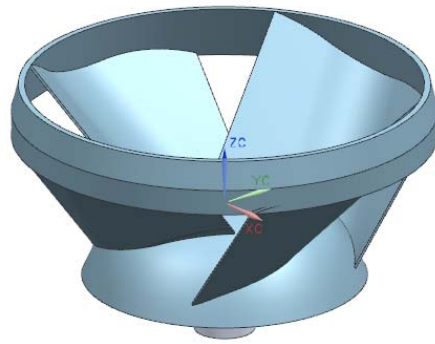
ด้านบน



ด้านบน(ไม่มีแผ่นเสริมความแข็งแรง)



ด้านข้าง



ไอโซเมตริก

ข้อมูลประวัติหัวหน้าโครงการวิจัย

ประวัติส่วนตัว

ชื่อ – สกุล นาย จารุวัตร เจริญสุข
ตำแหน่งปัจจุบัน รองศาสตราจารย์

ประวัติการศึกษา

ชื่อย่อปริญญา	สาขา	สถาบันที่จบ	ปีที่จบ
วศ.บ (เกียรตินิยม อันดับ 2)	วิศวกรรมเครื่องกล	สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า เจ้าคุณทหารลาดกระบัง	พ.ศ.2534
Ph.D.	Mechanical Engineering	Imperial College, University of London	1996

สาขาวิจัยที่มีความชำนาญพิเศษ : Combustion, Computational Fluid Dynamics

ทุนวิจัยที่เคยได้รับ

ปี พ.ศ.	ทุนวิจัย	สถาบันที่ให้
2549	โครงการ การพัฒนาเซลล์เชื้อเพลิงชนิด ออกไซด์ของแข็งเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้า	ศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุ แห่งชาติ
2553	โครงการ การประยุกต์ใช้น้ำมันพืชใช้ แล้วในเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก	สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า เจ้าคุณทหารลาดกระบัง
2553	โครงการการพัฒนาโปรแกรมวิเคราะห์ การถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกตด้วย วิธีปริมาตรสี่เหลี่ยมแบบไร้ระเบียบ รหัส โครงการ MT-B-52-MAC-22-189-G	ศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุ แห่งชาติ

ผลงานวิจัยที่ตีพิมพ์เผยแพร่

- Jarruwat Charoensuk, Arwut Lapidattanakul, On flame stability, temperature distribution and burnout of air-staged porous media combustor firing LPG with different porosity and excess air, Applied Thermal Engineering, 2011 doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.04.042 Key: citeulike:9373703.
- Vuthipong Junkree and Jarruwat Charoensuk, H₂SO₄ Acid Dew Point Temperature Estimation to Avoid Corrosion on Heat Recovery Equipments In a Natural Gas Fired Power Plant, Proceeding of the 11th International Colloquium on Environmentally Preferred Advanced Power Generation, February 8-10, 2011, Costa Mesa, California, USA.

- Nitinai Punbusayakul, Krisada Boonsiri, Sumittra Charojrochkul, Bundit Fungtammasan, **Jarrewat Charoensuk**, "Assessment on Hermetic Property and Mechanical Compatibility of Various Groove-Gasket Sealing Designs for Solid Oxide Fuel Cell Stack", Journal of Power Sources, 2012, doi:10.1016/j.jpowsour.2012.04.01

-

ผลงานสิทธิบัตร

- "แผ่นเชื่อมต่อทางไฟฟ้า" นางสาวสุมิตรา จรสโรจน์กุล **นายจรรูวัตร เจริญสุข** นางสาววรรณชล วัฒนะ นายสมประสงค์ศรีชัย Design of Interconnector for SOFC, Application form No. 602003207, Thailand Patent office
- ท่อปฏิรูปเชื้อเพลิงสำหรับปฏิรูปไฮโดรเจนจากเชื้อเพลิงแก๊สไฮโดรคาร์บอน" นางสาวสุมิตรา จรสโรจน์กุล **นายจรรูวัตร เจริญสุข** นายมานพ มาสมทบ นายปวิวัติ อ่อนพุธา นายชาติศักดิ์ เชษฐา พงษ์พันธ์ และนายวิทยา วงษ์กลาง Application form No. 1001001527, Thailand Patent office
- "ชุดควบคุมแรงเชิงกลแบบแรงกระจายด้วยความสัมพันธ์ของแรงตามแนวแกน X-Y สำหรับเซลล์เชื้อเพลิงออกไซด์ของแข็งแบบแผ่น" นายนิธินัย ปัญญาบุศยกุล นายวิทยา วงษ์กลาง **นายจรรูวัตร เจริญสุข** นางสาวสุมิตรา จรสโรจน์กุล Application form No. 1001000930, Thailand Patent office