

## การทดสอบเครื่องกักน้ำ

### 4.1 การเตรียมการในห้องปฏิบัติการ

การทดสอบเครื่องกักน้ำชนิดไหลขวาง ได้ทำการติดตั้งในห้องปฏิบัติการทางชลศาสตร์ โดยมีระบบทางชลศาสตร์อันประกอบไปด้วย

1. บ่อพักน้ำ (sump) ขนาดความจุประมาณ 160 ลบ.ม. เพื่อใช้เป็นแหล่งน้ำหมุนเวียน และควบคุมระดับท้ายน้ำของเครื่องกักน้ำให้คงที่
2. ระบบเครื่องสูบน้ำ (Pumping system) ขนาดของเครื่องสูบน้ำ 0.052 ลบ.ม./วินาที ที่หัวน้ำ 15 เมตร เพื่อสูบน้ำจากบ่อพักน้ำขึ้นยังหอถังเก็บน้ำ
3. ระบบท่อน้ำและท่อน้ำล้น (Piping system) ประกอบด้วยท่อเหล็กขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 ซม. 15 ซม. และ 20 ซม. เชื่อมต่อกันระหว่างเครื่องสูบน้ำ หอถังเก็บน้ำ มายังจุดต่าง ๆ ภายในห้องปฏิบัติการ และมีท่อน้ำล้นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 ซม. ต่อกับหอถังเก็บน้ำเพื่อควบคุมให้ระดับน้ำในถังเก็บน้ำมีระดับคงที่ โดยที่น้ำส่วนเกินจากน้ำเข้าถัง และน้ำที่จ่ายไปยังท่อส่งน้ำจะ ไหลลงสู่อ่างพักน้ำ
4. หอถังเก็บน้ำ (Water tank tower) ขนาดน้ำเก็บกักประมาณ 6 ลบ.ม. โดยมีระดับความแตกต่างระดับของท่อน้ำล้นกับระดับพื้นห้องปฏิบัติการชลศาสตร์ประมาณ 6 เมตร

### 4.2 การออกแบบเครื่องกักน้ำ

ในการออกแบบเครื่องกักน้ำนี้ ผู้วิจัยได้ออกแบบให้ตัวเครื่องกักน้ำชนิดไหลขวาง สอดคล้องกับสภาพระบบชลศาสตร์ในห้องปฏิบัติการ โดยมีตัวแปรทางชลศาสตร์ที่สำคัญ คือ หัวน้ำ (Head, H) และอัตราการไหล (Discharge, Q) เนื่องจากอุปกรณ์การวัดอัตราการไหลของน้ำในห้องปฏิบัติการชลศาสตร์ที่เหมาะสมที่สุด คือ การวัดอัตราการไหลโดยใช้แผ่นออริฟิซ (Orifice) ซึ่งขนาดใหญ่ที่สุดมีเพียงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 5.10 ซม. ติดตั้งกับท่อเหล็กขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10.54 ซม. โดยระบบชลศาสตร์ในห้องปฏิบัติการสามารถจ่ายน้ำด้วยอัตราการไหลสูงสุดเพียง 9.3 ลิตร/วินาที เท่านั้น ดังนั้นผู้วิจัยจึงได้ทำแผ่นออริฟิซขนาดใหญ่ขึ้นเป็นเส้นผ่านศูนย์กลาง 7.62 ซม. ทั้งนี้ด้วยเหตุผลสองประการคือ

1. เพื่อลดอัตราการสูญเสียหัวน้ำที่บริเวณแผ่นออริฟิซ
2. ทำให้อัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้น

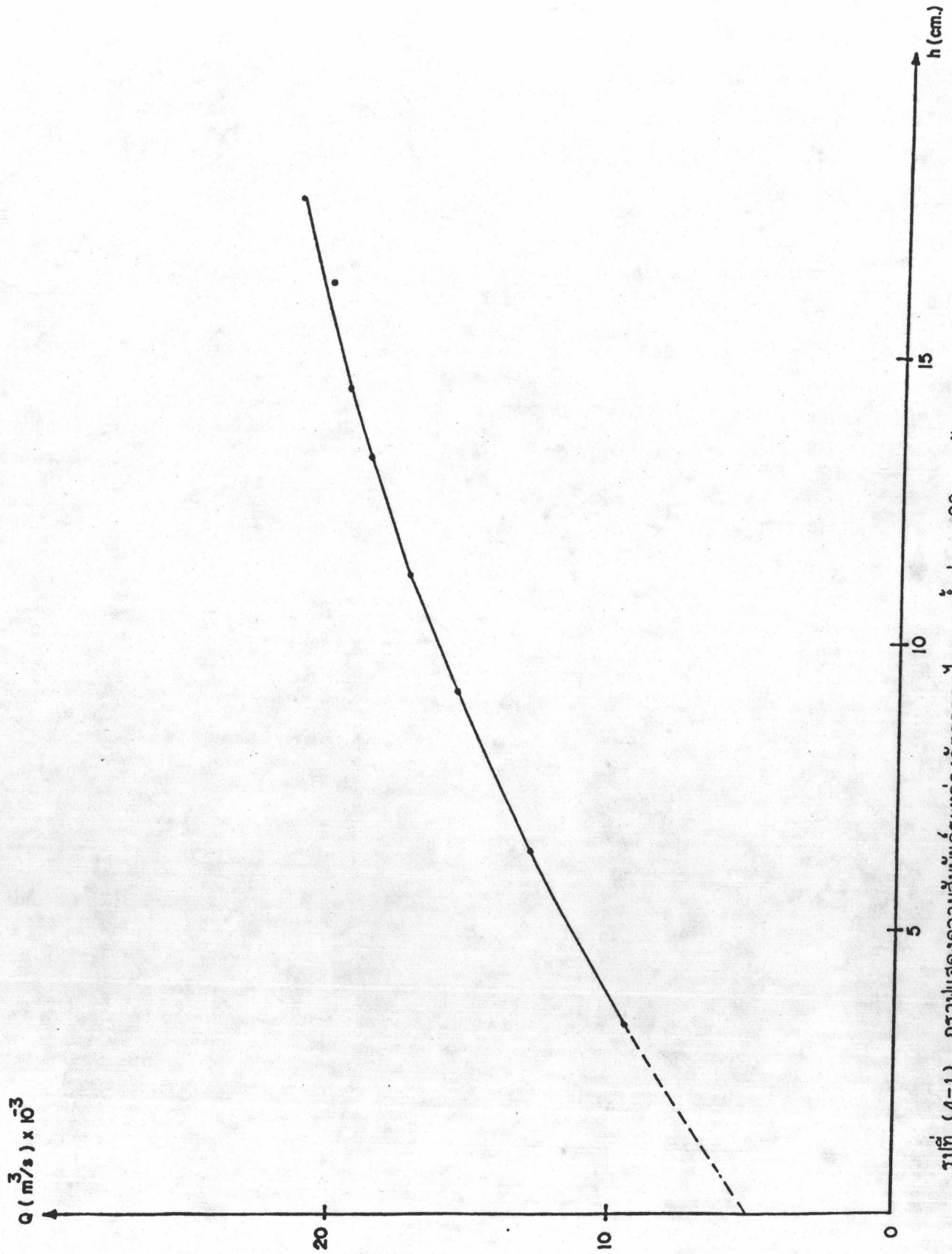
หลังจากนั้นจึงได้ทำการตรวจวัดขีดความสามารถของแผ่นออริฟิซ ซึ่งทำให้ได้อัตราการไหลสูงสุดเป็น 21.4 ลิตร/วินาที ด้วยวิธีการชั่งน้ำหนัก - จับเวลา (Weight-time measurement) การพิจารณาออกแบบตัวเครื่องกักน้ำให้เหมาะสมกับสภาพระบบชลศาสตร์ในห้องปฏิบัติการนั้น ผู้วิจัยได้หาค่าตัวแปรที่สำคัญคือ หัวน้ำ (H) และอัตราการไหล (Q) จากการทดสอบในที่ติดตั้ง (Site test) โดยติดตั้งระบบท่อและประตูน้ำที่ปลายที่ติดตั้งเครื่องทดสอบ จากนั้นทำการวัดค่าอัตราการไหลโดยออริฟิซ และวัดหัวน้ำที่ระดับจะติดตั้งด้วยเกจวัดความดัน โดยควบคุมประตูน้ำให้อัตราการไหล 16.5 ลิตร/วินาที และความดันที่เกจซึ่งติดอยู่กับท่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 9.5 ซม. อ่านได้ 2.6 กก./ตร.ซม. ซึ่งคิดเป็นหัวน้ำรวมได้ 2.85 เมตร ดังนั้นในการคำนวณออกแบบเครื่องกักน้ำจึงออกแบบโดยกำหนดให้ หัวน้ำ (H) เท่ากับ 2.85 เมตร และอัตราการไหล (Q) เท่ากับ 16.5 ลิตร/วินาที

#### 4.3 วิธีการวัดค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ

ในการทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องกักน้ำ จำเป็นต้องทราบพลังงานที่ให้แก่เครื่องกักน้ำ พลังงานดังกล่าวมีค่าในทางทฤษฎีเท่ากับ  $\rho gQH$  และพลังงานที่ได้จริงทำให้เครื่องกักน้ำหนักรวมมีค่าเท่ากับ  $T\omega$  หรือ  $T(2\pi N/60)$  ดังนั้นพารามิเตอร์หลักที่เกี่ยวข้องในขณะที่ทำการทดลองคือ ค่า Q, H, T และ N ซึ่งจะมีการวัดค่าต่าง ๆ ดังนี้คือ

##### 4.3.1 การวัดอัตราการไหล (flow Measurement, Q)

การวัดอัตราการไหลของน้ำในท่อดังกล่าวและค่าที่ใช้จ่ายต่ำสุดคือ การใช้แผ่นออริฟิซ และดิฟเฟอเรนเชียล เมโนมิเตอร์ โดยใช้แผ่นออริฟิซเส้นผ่านศูนย์กลาง 7.62 ซม. ประกอบกับท่อเหล็กเส้นผ่านศูนย์กลาง 10.54 ซม. และต่อดิฟเฟอเรนเชียล เมโนมิเตอร์ทางด้านหน้าและหลังแผ่นออริฟิซ ซึ่งจะใช้วัดความดันที่ลดลงเนื่องจากการสูญเสียพลังงานของน้ำเมื่อไหลผ่านแผ่นออริฟิซ แล้วทำการวัดอัตราการไหลด้วยวิธีการชั่งน้ำหนัก - จับเวลา ดังแสดงในรูปที่ (4-1)



#### 4.3.2 การวัดหัวน้ำ (Head Measurement, H)

ในการหาค่าหัวน้ำสุทธิ (Net Head) ที่จุดทางเข้าของเครื่องกังหันน้ำระดับอ้างอิง (Datum level) ได้กำหนดให้เป็นแนวระดับศูนย์กลางของเพลลาใบพัด และได้ติดตั้งที่วัดความดันโดยใช้เมโนมิเตอร์รูปตัวยู วัดความดันที่จุดทางเข้าของเครื่องกังหันน้ำ และที่จุดทางน้ำไหลออก หัวน้ำสุทธิของเครื่องกังหันน้ำจะคำนวณโดยรวมหัวความเร็ว น้ำ หัวความดันที่วัดโดยเมโนมิเตอร์ ซึ่งตรวจสอบด้วยเกจวัดความดันอีกที และหัวน้ำระดับที่จุดวัดความดันเทียบกับระดับอ้างอิง

#### 4.3.3 การวัดความเร็วรอบ (Revolution Measurement, N)

การวัดความเร็วรอบของเพลลา จะใช้เครื่องวัดความเร็วรอบระบบแสงสะท้อน (Tachometer) โดยติดแผ่นสะท้อนแสงไว้ที่เพลลา ความละเอียดของเครื่องวัดมีค่า  $\pm 5$  รอบต่อนาที

#### 4.3.4 การวัดแรงบิด (Torque Measurement, T)

การวัดแรงบิดที่เพลลากังหันน้ำวัดโดยวิธีทางกลศาสตร์ อาศัยความเสียดทานของแถบเชือกฝ้ายพันรอบเพลลา ประกอบกับน้ำหนักถ่วงและเครื่องชั่งสปริง โดยที่ค่าผลต่างของน้ำหนักถ่วงกับค่าที่อ่านได้จากเครื่องชั่งสปริงจะมีค่าเท่ากับแรงผลที่เกิดขึ้นที่ขอบเพลลากังหัน เมื่อคุณด้วยรัศมีของดรัม (Drum) ที่ยึดติดกับเพลลารัศมีเท่ากับ 5.5 ซม. ก็จะได้ค่าแรงบิดที่เกิดขึ้นที่เพลลา ในขณะที่เครื่องกังหันน้ำยังคงหมุนด้วยความเร็วคงที่ เครื่องชั่งสปริงที่ใช้มีพิสัยระหว่าง 0-60 ปอนด์ โดยได้ทำการตรวจความถูกต้องจากห้องปฏิบัติการแล้ว และน้ำหนักถ่วงที่เลือกใช้จะเพิ่มค่าทุก ๆ 1 กิโลกรัม

#### 4.4 วิธีการทดสอบ

การทดสอบเครื่องกังหันน้ำจะดำเนินการโดยเปิดประตูน้ำของระบบชลศาสตร์ในห้องปฏิบัติการให้เปิดเต็มที่ แล้วควบคุมการไหลของน้ำให้แตกต่างกันโดยประตูน้ำปรับทิศทาง (Guide vane) ของเครื่องกังหันน้ำ การเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำจะขึ้นอยู่กับ Guide vane นี้ เมื่อเปลี่ยนแปลงตำแหน่งเชิงมุมของประตูน้ำ ซึ่งพื้นที่หน้าตัดที่น้ำไหลผ่านมีความสัมพันธ์เชิงมุมเกือบจะเป็นเส้นตรงระหว่างตำแหน่งเปิด และตำแหน่งปิดประตูน้ำ การทดสอบดำเนินการโดยการกำหนด

ให้ตำแหน่ง Guide vane ค่าหนึ่ง แล้วทำการเปลี่ยนน้ำหนักรที่ใช้ในการหมุนที่ตรึง จนกระทั่งเพลากังหันน้ำหมุนด้วยความเร็วคงที่ จึงทำการอ่านค่า แรงดึงที่สปริง (F) ความเร็วรอบ (N) ค่าเมโนมิเตอร์ที่ติดตั้งกับแผ่นออริฟิซเพื่อเทียบเป็นค่าอัตราการไหล (Q) ค่าเมโนมิเตอร์ที่ติดตั้งก่อนทางเข้าเครื่องกังหันน้ำเพื่ออ่านค่าความดัน (P) การอ่านค่าเมโนมิเตอร์จะแบ่งออกเป็นสองกรณี คือ

1. กรณีที่ท่อน้ำทั้งสามสัมผัสกับบรรยากาศ
2. กรณีที่ท่อน้ำทั้งเป็นสุญญากาศ

ซึ่งในกรณีที่สองจะติดตั้งเมโนมิเตอร์เพิ่มที่ท่อน้ำทั้งอีกแห่งจุด เพื่อทำการวัดหาความดันหัวน้ำดูด (Suction Head) หลังจากเพิ่มน้ำหนักรที่ใช้ในการหมุนที่ตรึงจนกระทั่งเพลากังหันน้ำหยุดหมุน หรือค่าแรงดึงที่สปริงมีค่าใกล้ 60 ปอนด์ จึงเป็นอันเสร็จการทดลอง 1 ชุด สำหรับอัตราการไหลที่ตำแหน่ง Guide vane นั้น จากนั้นจึงเปลี่ยนตำแหน่ง Guide vane ใหม่ โดยเริ่มจากที่ตำแหน่ง 10%, 20%, ... 100% จึงเป็นอันเสร็จการทดสอบโดยสมบูรณ์

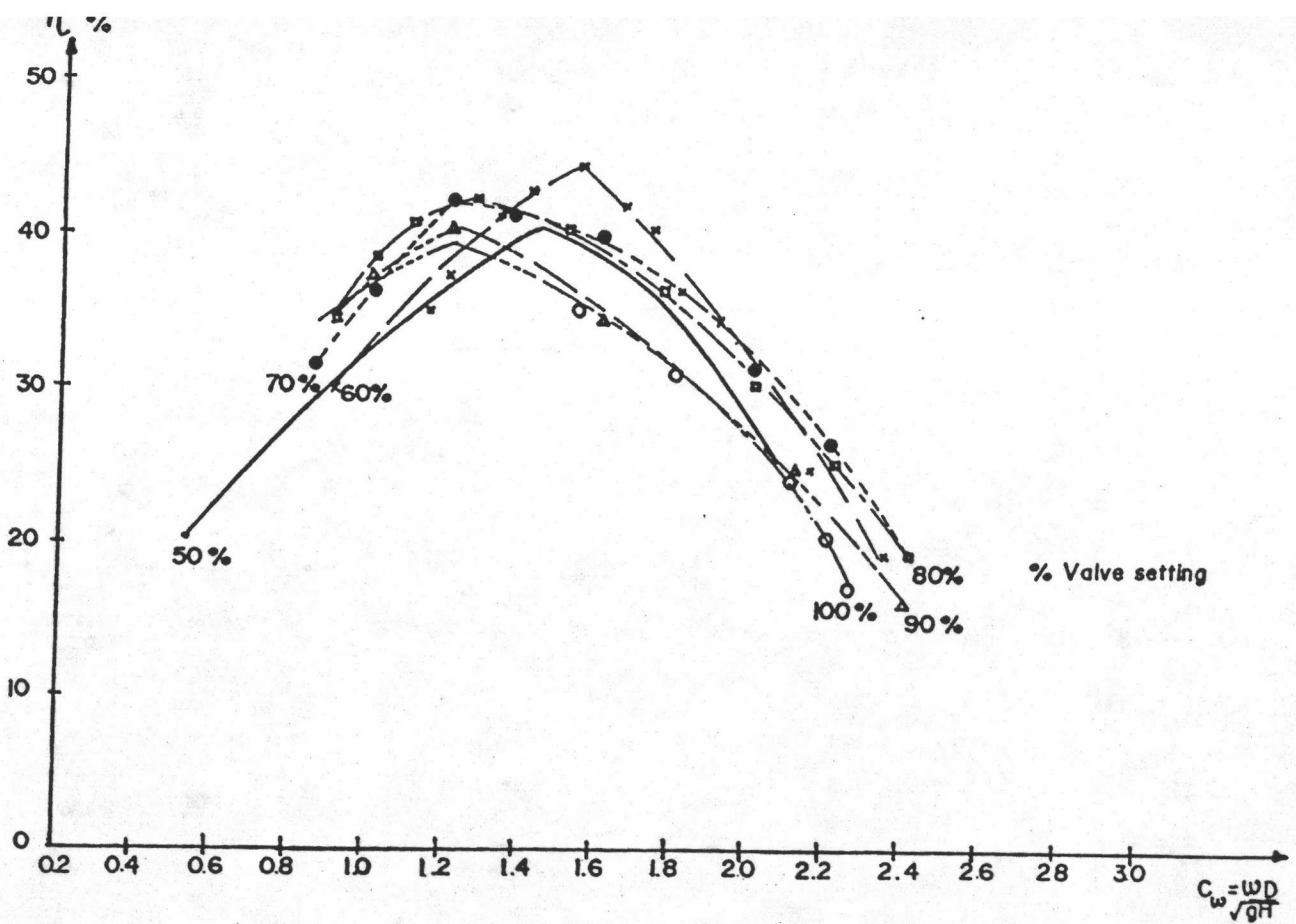
ข้อมูลที่ได้จะนำไปวิเคราะห์ในรูปค่าสัมประสิทธิ์ไร้มิติ (Dimensionless) และนำเสนอในรูปแบบของประสิทธิภาพของเครื่องกังหันน้ำ ( $\eta$ ), สัมประสิทธิ์ความเร็วรอบ ( $C_w$ ), สัมประสิทธิ์การไหล ( $C_Q$ ) และกำลังผลิต (P) กับความเร็วรอบ (N)

#### 4.5 ผลการทดสอบ

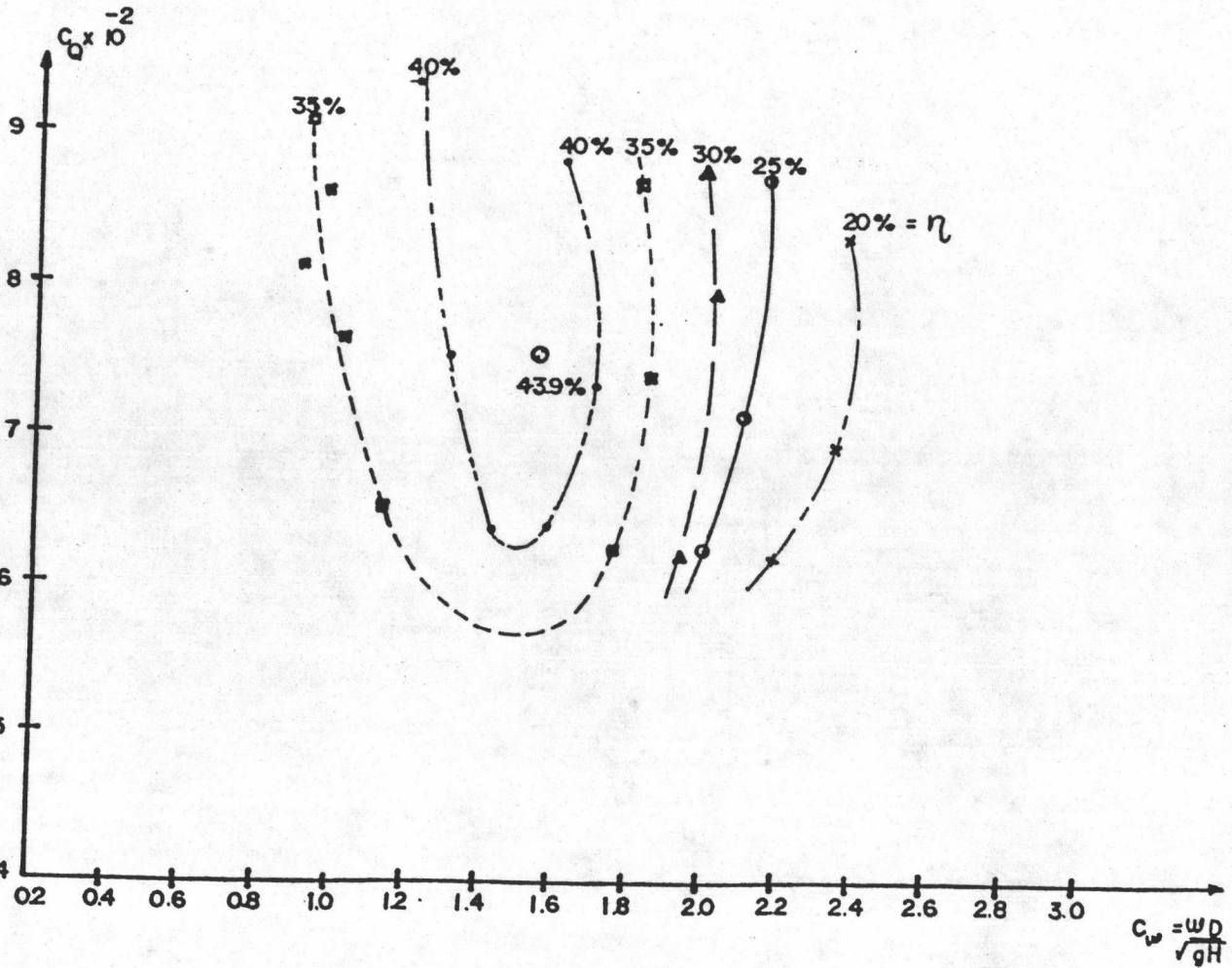
การทดสอบเครื่องกังหันน้ำในการวิจัยครั้งนี้ เพียงเพื่อศึกษาสมรรถนะการทำงานและประสิทธิภาพของเครื่องกังหันน้ำชนิดไหลขวาง เครื่องกังหันที่ทดสอบได้ออกแบบและสร้างให้สอดคล้องกับสภาพของระบบชลศาสตร์ในห้องปฏิบัติการที่มีอยู่อย่างจำกัด ดังนั้นขนาดของเครื่องจึงมีขนาดเล็ก โดยมีความกว้างของตัวกังหันเพียง 6 ซม. เท่านั้น และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัดเท่ากับ 20 ซม. ผลการทดสอบได้แบ่งออกเป็น 2 กรณีด้วยกันคือ

##### 4.5.1 กรณีที่ท่อน้ำทั้งสามสัมผัสกับอากาศ

ผลการทดลองดังแสดงในรูปที่ (4-2) ซึ่งเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรไร้มิติสัมประสิทธิ์ความเร็ว ( $C_w$ ) กับประสิทธิภาพ ( $\eta$ ) ที่ตำแหน่งการเปิดประตูน้ำค่าต่าง ๆ ระหว่าง 50% ถึง 100% ซึ่งแสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพสูงสุดของเครื่องกังหันน้ำมีค่าเท่ากับ 43.9% และสัมประสิทธิ์ความเร็วรอบ ( $C_w$ ) มีค่า 1.54 ที่ตำแหน่งเปิดเชิงมุมของประตูน้ำ เท่ากับ 60% โดยความสัมพันธ์ดังกล่าวมีลักษณะเป็นรูปพาราโบลาว่า

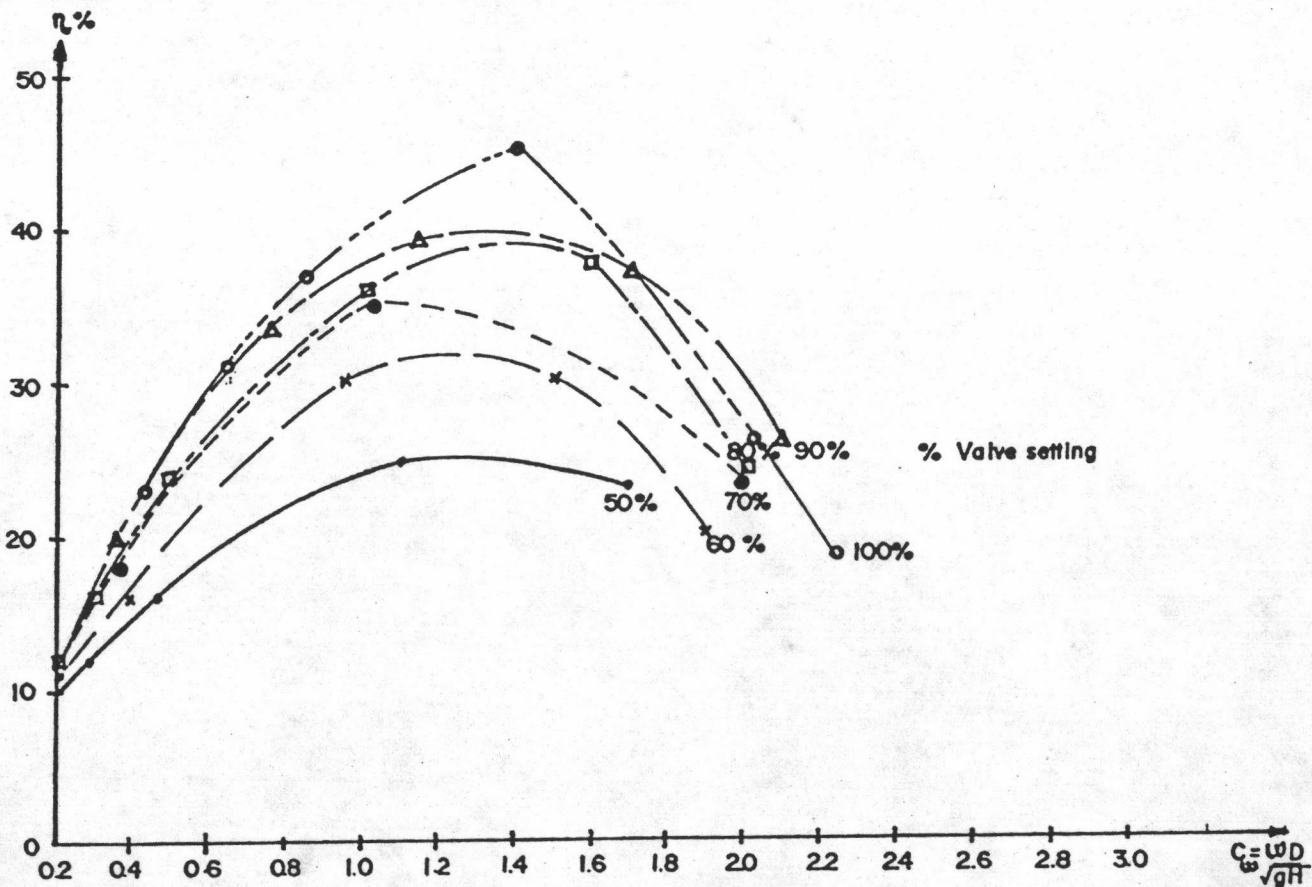


รูปที่ (4-2) กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพ( $\eta$ )กับสัมประสิทธิ์ความเร็วรอบ( $C_w$ ) เมื่อไม่มี Suction

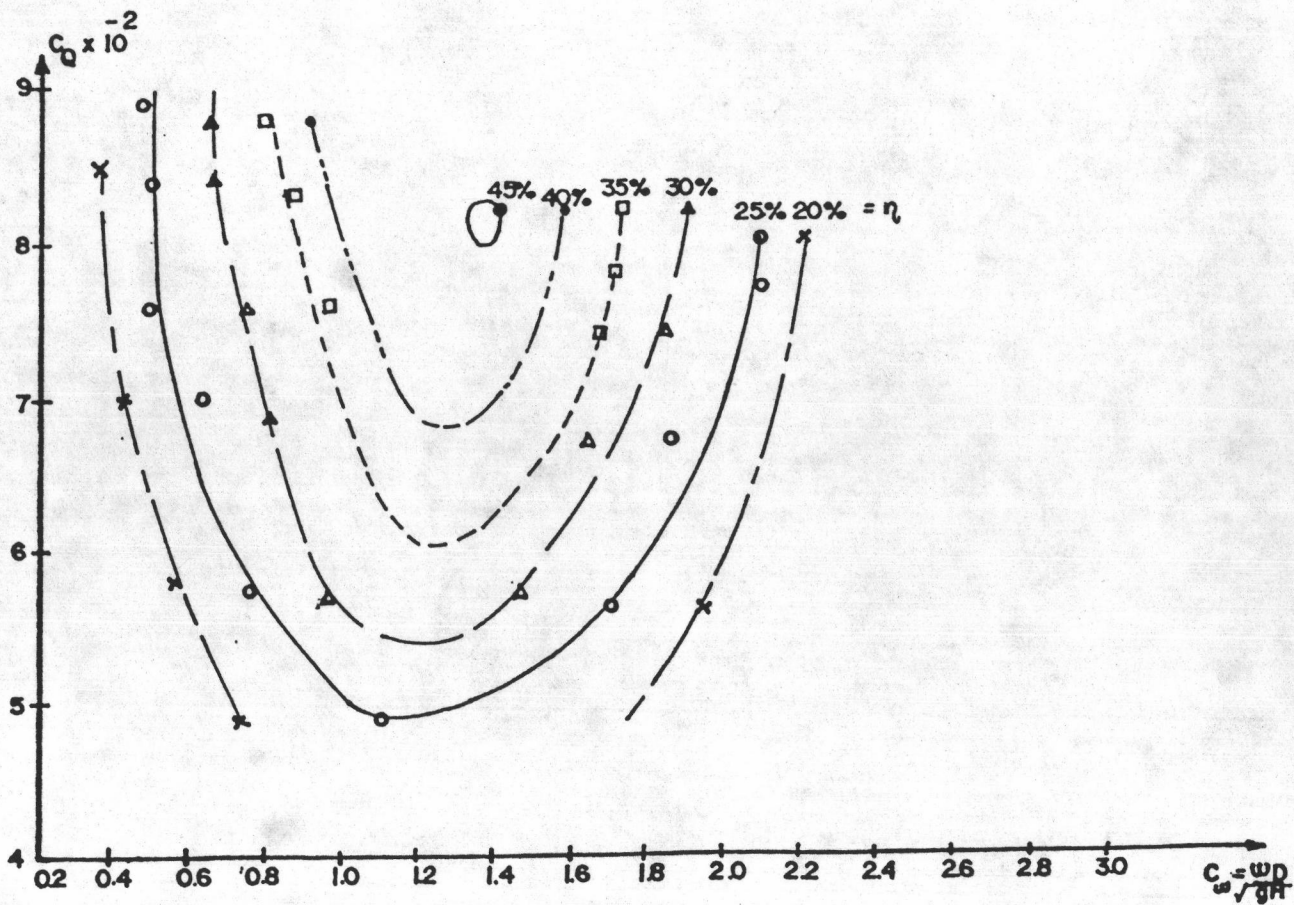


รูปที่ (4-3) กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การไหล( $C_q$ )กับสัมประสิทธิ์ความเร็วรอบ( $C_w$ )

เมื่อไม่มี Suction

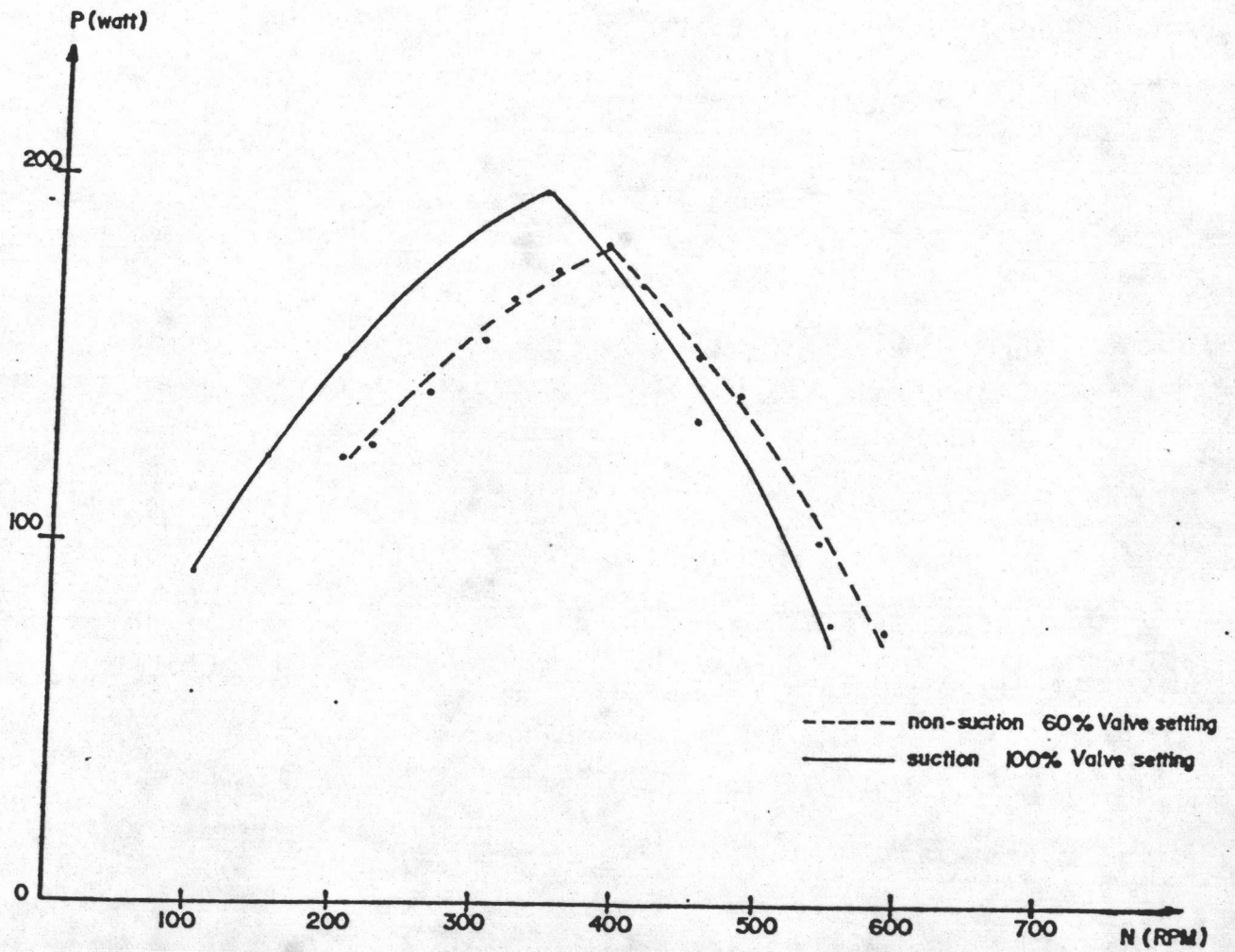


รูปที่ (4-4) กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพ( $\eta$ )กับสัมประสิทธิ์ความเร็วรอบ( $C_w$ )เมื่อมี Suction



รูปที่ (4-5) กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การไหล( $C_u$ )กับสัมประสิทธิ์ความเร็วรอบ( $C_w$ )

เมื่อมี Suction



รูปที่ (4-6) กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังผลิต(P)กับความเร็วรอบ(N)



รูปที่ (4-3) เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรไร้มิติ สัมประสิทธิ์ความเร็ว ( $C_w$ ) กับสัมประสิทธิ์การไหล ( $C_d$ ) โดยแสดงในรูปของเส้นชั้นประสิทธิภาพเท่านั้น โดยมีจุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 43.9% ที่สัมประสิทธิ์ความเร็วเท่ากับ 1.54 และสัมประสิทธิ์การไหล 0.075 ตามลำดับ ลักษณะความสัมพันธ์เป็นรูปพาราโบลาหงาย

#### 4.5.2 กรณีที่ท่อน้ำทิ้งเป็นสูญญากาศ

ผลการทดลองดังแสดงในรูปที่ (4-4) ซึ่งเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรไร้มิติสัมประสิทธิ์ความเร็วรอบ ( $C_w$ ) กับประสิทธิภาพ ( $\eta$ ) ที่ตำแหน่งการเปิดประตูน้ำค่าต่าง ๆ ระหว่าง 50% ถึง 100% ซึ่งแสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพสูงสุดของเครื่องกังหันน้ำมีค่าเท่ากับ 45.4% และสัมประสิทธิ์ความเร็วรอบ ( $C_w$ ) มีค่า 1.40 ที่ตำแหน่งเป็นเชิงมุมของประตูน้ำเท่ากับ 100% ด้วยความสัมพันธ์ดังกล่าวเป็นรูปพาราโบลาคว่ำเช่นเดียวกับรูปที่ (4-2)

รูปที่ (4-5) เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรไร้มิติ สัมประสิทธิ์ความเร็วรอบ ( $C_w$ ) กับสัมประสิทธิ์การไหล ( $C_d$ ) โดยแสดงในรูปของเส้นชั้นประสิทธิภาพเท่านั้น โดยมีจุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุดเท่ากับ 45.4% ที่สัมประสิทธิ์ความเร็วเท่ากับ 1.40 และสัมประสิทธิ์การไหล 0.082 ตามลำดับ ลักษณะความสัมพันธ์เป็นรูปพาราโบลาหงายเช่นเดียวกับรูปที่ (4-3)

#### 4.6 วิเคราะห์ผลการทดสอบ

4.6.1 เปรียบเทียบผลการทดสอบกรณีท่อน้ำทิ้งสัมผัสอากาศและที่เป็นสุญญากาศ ตารางที่ (4-1) แสดงการเปรียบเทียบผลการทดสอบกรณีท่อน้ำทิ้งสัมผัสอากาศและที่เป็นสุญญากาศ

ที่	เรื่อง	กรณีท่อน้ำทิ้งสัมผัสกับอากาศ	กรณีท่อน้ำทิ้งเป็นสุญญากาศ
1.	ประสิทธิภาพสูงสุด, % ( $\eta$ )	43.9	45.4
2.	ตำแหน่งเชิงมุมของประตูน้ำ, %	60	100
3.	ค่าสัมประสิทธิ์ความเร็วรอบ ( $C_u$ )	1.54	1.40
4.	ค่าสัมประสิทธิ์การไหล ( $C_d$ )	0.075	0.082
5.	หัวน้ำของเครื่องกังหัน, เมตร (H)	2.718	2.627
6.	อัตราการไหลของน้ำ, ลบ.ม./วินาที (Q)	0.0155	0.0167
7.	กำลังผลิตสูงสุด, วัตต์ ( $P_o$ )	181	195
8.	กำลังที่ให้, วัตต์ ( $P_i$ )	412	430
9.	ความเร็วรอบ, รอบ/นาที (N)	380	340

จะเห็นได้ว่าการที่ทำให้ท่อน้ำทิ้งจมอยู่ในน้ำ (Submerge) ทำให้ภายในเป็นสุญญากาศจะเกิดสภาพในทางชลศาสตร์คือ การดูด (Suction) ซึ่งมีผลทำให้สมรรถนะของเครื่องกังหันน้ำเปลี่ยนไป ดังจะเห็นได้ชัดจากรูปที่ (4-6) ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังผลิตและความเร็วรอบ ที่ประสิทธิภาพการทำงานสูงสุด เครื่องกังหันน้ำกรณีท่อน้ำทิ้งเป็นสุญญากาศจะให้กำลังผลิตที่สูงกว่ากรณีท่อน้ำทิ้งสัมผัสกับอากาศอยู่ 7% โดยที่อัตราการเปลี่ยนแปลงของกำลังผลิตต่อการเปลี่ยนแปลงความเร็วใกล้เคียงกันมาก ความแตกต่างอีกประการของทั้งสองกรณีคือ กรณีท่อน้ำทิ้งสัมผัสกับอากาศประสิทธิภาพสูงสุดเมื่อตำแหน่งเปิดเชิงมุมของประตูน้ำระหว่าง 50% ถึง 100% ให้ค่าประสิทธิภาพที่ใกล้เคียงกันประมาณ 40% ดังจะเห็นได้จากรูปที่ (4-2) ซึ่งเส้นกราฟแต่ละเส้นจะเกือบซ้อนหรือเหลื่อมกันเพียงเล็กน้อย แตกต่างจากรณีท่อน้ำทิ้งเป็นสุญญากาศ ประสิทธิภาพสูงสุดเมื่อตำแหน่งเปิดเชิงมุมของประตูน้ำระหว่าง 50% ถึง 100% ประสิทธิภาพสูงสุดจะเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ จาก 25% จนถึง 45% ที่ตำแหน่งเปิดเชิงมุม 100% และเส้นกราฟความสัมพันธ์ดังกล่าวแยกจากกันจนเห็นได้ชัด

4.6.2 เปรียบเทียบค่าที่ใช้ในทางทฤษฎี และค่าที่วัดได้จากการทดสอบเครื่องกังหันน้ำที่  $\eta_{max}$

ตารางที่ (4-2) แสดงการเปรียบเทียบค่าในทางทฤษฎีและค่าที่วัดได้

ที่	เรื่อง	ค่าทางทฤษฎี	ค่าที่วัดได้	อัตราส่วนค่าทฤษฎี ค่าที่วัดได้
1	ประสิทธิภาพสูงสุด, % ( $\eta$ )	88	45.4	1.938
2	หัวน้ำของเครื่องกังหันน้ำ, เมตร (H)	2.850	2.627	1.085
3	อัตราการไหลของน้ำ, ลบ.ม./วินาที (Q)	0.0165	0.0167	0.988
4	กำลังผลิตสูงสุด, วัตต์ ( $P_0$ )	406	195	2.082
5	กำลังที่ให้, วัตต์ ( $P_1$ )	461	430	1.072
6	ความเร็วรอบ, รอบ/นาที (N)	338	340	0.994
7	ความกว้างใบพัด, เมตร (W)	0.057	0.060	0.950

รายละเอียดผลการเปรียบเทียบมีดังต่อไปนี้

1. ประสิทธิภาพสูงสุด ค่าในทางทฤษฎีสำหรับเครื่องกังหันน้ำไหลขวาง รุ่น 205 ของ BEW (Butwal Engineering Works Private Limited) ซึ่งมุมระหว่างความเร็วสมบูรณ์และความเร็วรอบ ( $\alpha$ ) เท่ากับ  $20^\circ$  ค่าประสิทธิภาพสูงสุดทางทฤษฎี ( $\eta_{max}$ ) เท่ากับ  $\cos^2(20^\circ)$  หรือ 88% แต่ผลจากการทดลองได้ค่าประสิทธิภาพสูงสุดเพียง 45% ทั้งนี้เนื่องมาจากในทางทฤษฎีดังที่แสดงไว้ในบทที่ 3 สมมติฐานในการวิเคราะห์คือ ไม่คิดการสูญเสียพลังงานอันเนื่องมาจากการเคลื่อนที่ของน้ำไหลผ่านกังหันน้ำ และไม่คิดการสูญเสียพลังงานอันเนื่องมาจากความเสียดทานของชิ้นส่วนเครื่องกลต่าง ๆ แต่ในทางปฏิบัติ ชิ้นส่วนเครื่องกลต่าง ๆ ย่อมมีความเสียดทานไม่มากนัก และการเคลื่อนตัวของน้ำไหลผ่านกังหันน้ำก็มีการสูญเสียพลังงานเกิดขึ้นคือ

- การสูญเสียพลังงานจลน์เนื่องจากการไหลที่ปั่นป่วน (Turbulent effects)
- การสูญเสียพลังงานในชั้นขอบเขตความเสียดทาน (Friction Boundary Layer) ระหว่างมวลน้ำกับตัวใบพัด

- การสูญเสียพลังงานเนื่องจากการเกิดน้ำวน (Vortex) บริเวณด้านหน้า ส่วนบนของเครื่องกังหันน้ำ
- การสูญเสียพลังงานเนื่องจากการลดขนาด (Contraction) ของน้ำที่ไหล ผ่านช่องว่างศูนย์กลางกังหัน

นอกจากการสูญเสียพลังงานต่าง ๆ ดังที่ได้กล่าวมาแล้ว การที่ประสิทธิภาพสูงสุดที่ได้จากการทดสอบต่ำกว่าค่าทางทฤษฎีมาก ได้แก่ ปัจจัยดังต่อไปนี้

- ทางทฤษฎีนั้นพิจารณาเส้นทางเดินของน้ำไหลเข้าทางตอมบนสุดของตัวใบพัด แล้วจึงไหลผ่านช่องว่างศูนย์กลางกังหัน แล้วจึงไหลขวาง (Crossed flow) ลงสู่ใบพัดทางด้านล่าง แต่ในความเป็นจริง จะมีน้ำบางส่วนที่ไหลขวางเท่านั้น ส่วนที่เหลือจะไม่ไหลขวาง (Uncrossed flow) หรือไหลผ่านใบพัดเพียงครั้งเดียว
- ทางทฤษฎีพิจารณาการไหลของน้ำผ่านกังหัน โดยไม่คิดผลกระทบของความกว้างของกังหันในเครื่องกังหันน้ำที่ทดสอบมีขนาดความกว้างเพียง 6 ซม. ซึ่งถือว่าแคบคั้งเห็นผลกระทบของขนาด (Size effects) ของกังหันน้ำย่อมส่งเสริมให้การสูญเสียพลังงานต่าง ๆ เนื่องมาจากการเคลื่อนตัวของน้ำไหลผ่านกังหันน้ำ ดังที่กล่าวมาแล้วสูงตามไปด้วย

2. หัวน้ำของเครื่องกังหันน้ำ ค่าที่ใช้ในการคำนวณออกแบบเครื่องกังหันน้ำ คือ 2.85 เมตร ซึ่งใกล้เคียงกับค่าหัวน้ำที่ประสิทธิภาพสูงสุด คือ 2.627 เมตร ซึ่งต่ำกว่าค่าที่คำนวณออกแบบ ซึ่งอาจเป็นสาเหตุมาจากการสูญเสียพลังงานเนื่องจากความเสียดทานของน้ำที่ไหลในหัว โดยระบบท่อขณะทดลองมีความยาวและการงอมากกว่าค่าที่ประเมินไว้ขณะทดสอบในถัง

3. อัตราการไหลของน้ำ ค่าที่ใช้ในการคำนวณออกแบบเครื่องกังหันน้ำ คือ 0.0165 ลบ.ม./วินาที ซึ่งใกล้เคียงกันมากกับค่าอัตราการไหลที่ประสิทธิภาพสูงสุด ซึ่งวัดได้ 0.0167 ลบ.ม./วินาที

4. กำลังผลิตสูงสุด ค่าที่ได้จากการทดสอบเท่ากับ 195 วัตต์ ซึ่งต่ำกว่าค่าทางทฤษฎีมาก โดยค่าทางทฤษฎีมีค่า 406 วัตต์ ทั้งนี้เนื่องมาจากการสูญเสียพลังงานและปัจจัยต่าง ๆ ดังได้กล่าวมาแล้วในหัวข้อประสิทธิภาพสูงสุด

5. กำลังที่ให้ หาจาก  $P = \rho g Q H$  โดยที่  $Q$  และ  $H$  สามารถวัดได้ ซึ่งจะ  
สามารถคำนวณหา กำลังที่ให้แก่เครื่องกังหันน้ำเท่ากับ 430 วัตต์ ส่วนค่าในทางทฤษฎีคือ 461 วัตต์  
ซึ่งนับว่าใกล้เคียงกัน ทั้งนี้เนื่องมาจากค่า  $Q$  และ  $H$  ที่วัดได้จริงใกล้เคียงกับค่าทฤษฎี

6. ความเร็วรอบ จากการที่ความเร็วรอบที่คำนวณทางทฤษฎี มีค่าใกล้เคียงกับค่าที่  
วัดได้คือ 338 และ 340 รอบต่อนาที แสดงให้เห็นถึงค่าคงที่ซึ่งมีค่าเท่ากับ 40 ในสมการ  
 $N = 40 \sqrt{H}$  ที่วิเคราะห์ในทางทฤษฎี ดังแสดงในบทที่ 3 กับค่าที่วัดได้จริงของ  $N$ ,  $H$ ,  $D$   
 $D$

ซึ่งให้ค่าอัตราส่วนของ  $ND/\sqrt{H}$  เท่ากับ 41.9 ซึ่งนับว่าใกล้เคียงกับทฤษฎี

7. ความกว้างใบพัด ในทางทฤษฎีสามารถหาได้จากสมการ  $Q/(a \sqrt{H})$  ซึ่งค่า  $a$   
เป็นค่าคงที่ขึ้นอยู่กับลักษณะรูปร่างของชนิดเครื่องกังหันน้ำแต่ละแบบ โดยขึ้นอยู่กับ การออกแบบปลาย  
กระบอกฉีด (Nozzle) ของเครื่องกังหันน้ำ ซึ่งในการทดสอบเครื่องกังหันน้ำ ออกแบบเป็นเครื่อง  
กังหันน้ำชนิดไหลขสา่ง BEW รุ่น 205 (11 : 29-34) ซึ่งมีค่าคงที่  $a = 0.17$  ซึ่งเป็นค่าที่  
หาได้มาจากการทดสอบเท่านั้น เนื่องจากมีค่าคงที่และตัวแปรที่ไม่สามารถวัดค่าได้รวมกันอยู่ ดังแสดง  
ต่อไปนี้คือ

$$\begin{aligned} Q \text{ actual} &= C \times Q \text{ theory} \\ Q &= C \times V_{\text{theory}} \times A \\ &= (C \sqrt{2gH}) (WL) \\ Q &= (C \sqrt{2gL}) W\sqrt{H} \\ \text{ให้} \quad a &= C \sqrt{2gL} \\ \text{ความกว้างใบพัด} \quad W &= \frac{Q}{a \sqrt{H}} \end{aligned}$$

ซึ่งผลจากการทดสอบ วัดค่า  $Q$ ,  $H$  และ  $W$  ได้ค่า 0.0167 ลบ.ม/วินาที,  
2.627 เมตร และ 0.060 เมตร ตามลำดับ ซึ่งจะได้อ่า  $a = 0.172$  ซึ่งใกล้เคียงกับค่า  
0.17 ที่ได้จากการทดสอบของ BEW

#### 4.7 การจำแนกชนิดของเครื่องกังหันน้ำ

จากลักษณะการไหลของน้ำผ่านตัวกังหันน้ำ สามารถที่จะแบ่งลักษณะของแรงที่มวลน้ำกระทำต่อตัวใบพัดได้เป็น 2 ส่วนด้วยกัน คือ

1. ส่วนที่เป็นแรงปฏิกิริยา (Reaction) ซึ่งเป็นส่วนที่มวลน้ำไหลผ่านตอนบนของกังหันน้ำซึ่งใช้แรงดันของน้ำ (Pressure Head) ในการขับเคลื่อนให้น้ำไหลผ่านตัว Guide vane ซึ่งควบคุมปริมาณน้ำลงสู่ตัวใบพัดในทิศทางตามแนวรัศมีของกังหันน้ำ อาจเรียกตอนบนของกังหันน้ำนี้ว่าเป็นกังหันน้ำชนิดแรงปฏิกิริยาไหลตามแนวรัศมี (Radial Reaction Turbine) โดยที่กำลังงานที่หาได้สามารถหาได้จากสมการ

$$P_1 = \rho Q \omega (r_1 v_1 \cos \alpha_1 - r_2 v_2 \cos \alpha_2)$$

2 ส่วนที่เป็นแรงดล (Impulse) ซึ่งเป็นส่วนที่มวลน้ำไหลผ่านตอนล่างของใบพัดเนื่องจากความเร็วของกระแสจากตอนบนตกกระทบใบพัดตอนล่าง ด้วยเหตุที่มวลน้ำขณะที่ไหลผ่านตอนบนมีลักษณะเป็นการไหลตามแนวรัศมี ดังนั้นจึงเกิดการรวมตัว (Contraction) เป็นลำน้ำที่ฉีด (Jet) ชนใบพัดตอนล่าง ด้วยเหตุนี้อาจเรียกส่วนล่างของกังหันน้ำนี้ว่า เป็นกังหันน้ำชนิดแรงดล (Impulse Turbine) โดยที่กำลังงานที่หาได้สามารถหาได้จากสมการ

$$P_2 = \rho Q (v-u) u (1-m \cos \theta)$$

จากคุณลักษณะทั้ง 2 ประการดังที่ได้กล่าวมาแล้วนี้ จะเห็นว่าเครื่องกังหันน้ำชนิดไหลขวาง (Cross Flow Turbine) เป็นลักษณะกังหันน้ำที่รวมลักษณะของเครื่องกังหันน้ำชนิดแรงปฏิกิริยาไหลตามแนวรัศมี (Radial Reaction Turbine) และเครื่องกังหันน้ำชนิดแรงดล (Impulse Turbine) แต่ทั้งนี้แรงปฏิกิริยาและแรงดลที่เกิดขึ้นไม่เกิดสมบูรณ์เต็มที่ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับการออกแบบใบพัดของกังหันน้ำชนิดไหลขวางมีลักษณะเป็นแผ่นโค้ง ซึ่งต่างจากใบพัดของเครื่องกังหันน้ำชนิดที่มีลักษณะเป็นรูปผิวโค้ง 2 มิติ

เนื่องจากการทดสอบเครื่องกังหันน้ำชนิดไหลขวางในห้องปฏิบัติการไม่สามารถจะวัดค่าจริงของ  $v_1$ ,  $v_2$ ,  $v$ ,  $u$ ,  $m$  และค่ามุมต่าง ๆ ได้ ดังนั้นจึงไม่สามารถที่จะบ่งบอกอิทธิพลของแรงปฏิกิริยาและแรงดลว่ามีค่าสัดส่วนเป็นอย่างไรได้

#### 4.8 สรุปผลการทดลอง

เครื่องกังหันน้ำชนิด ไหลขวาง (Crossed Flow Turbine) หรืออาจเรียกได้ว่าเป็นเครื่องกังหันน้ำชนิดแรงดลไหลตามแนวรัศมี (Radial-Impulse Turbine) เนื่องจากขนาดที่ทดสอบมีขนาดเล็ก โดยมีความกว้างเพียง 6 ซม. จะให้ประสิทธิภาพสูงสุดเพียง 45% โดยมีการสูญเสียพลังงานเกิดขึ้นได้มาก ซึ่งต่ำกว่าค่าประสิทธิภาพสูงสุดโดยทั่วไปของเครื่องกังหันน้ำแบบนี้ ซึ่งส่วนมากจะประเมินกันไว้มีค่า 70% ทั้งนี้เป็นผลมาจากผลกระทบของขนาด (Size effects) ของเครื่องกังหันน้ำ แต่อย่างไรก็ตามทฤษฎีที่ใช้ในการออกแบบเครื่องกังหันน้ำเกี่ยวกับความเร็วรอบ (N) และความกว้างใบพัด (W) ถือได้ว่าเป็นความถูกต้อง กล่าวคือ

$$N = \frac{40 \sqrt{H}}{D}$$

$$\text{และ } W = \frac{Q}{a \sqrt{H}} \quad ; \quad a = 0.17 \quad \text{สำหรับกังหันน้ำ BEW รุ่น 205}$$

ส่วนประสิทธิภาพสูงสุดของเครื่องกังหันน้ำชนิดนี้ คาดว่ามีค่าระหว่าง 45% ถึง 70% ซึ่งขึ้นอยู่กับขนาดหัวน้ำ (H), อัตราการไหล (Q) อันจะเป็นตัวกำหนดความกว้างของใบพัด และปริมาณการสูญเสียพลังงานที่เกิดขึ้น