

การประหยัดพลังงานในปั๊มหอยโข่งด้วยการควบคุมความเร็วรอบ

Energy Saving in Centrifugal Pump by Variable-Speed Control

สมเจต กล้ายไม้* และ สมชาติ นันทศิริวรรณ²

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต อ. คลองหลวง จ. ปทุมธานี 12121

² ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต อ. คลองหลวง จ. ปทุมธานี 12121

*อีเมล์ somjiet@yahoo.com

บทคัดย่อ

ถ้าต้องการประเมินค่าการใช้พลังงานของปั๊มด้วยการปรับความเร็วรอบ สามารถทำได้ด้วยการคำนวณโดยใช้สมการ Affinity Law ที่ความเร็วรอบที่ต้องการทราบค่า แต่วิธีการคำนวณดังกล่าวนี้ จะมีความถูกต้องก็ต่อเมื่อระบบที่ใช้งานปั๊มนั้นไม่มีเฮดสถิตอยู่ในระบบเท่านั้น ซึ่งในทางปฏิบัติมีกรณีใช้งานแบบนี้้น้อยมาก ดังนั้นถ้าระบบที่ใช้งานอยู่มีค่าเฮดสถิตอยู่ จะทำให้การคำนวณค่าการใช้พลังงานตาม Affinity Law เกิดความคลาดเคลื่อนขึ้นจะมากแค่ไหนขึ้นอยู่กับปริมาณค่าเฮดสถิตของระบบที่ใช้งาน บทความนี้จะหาวิธีการคำนวณค่าการใช้พลังงานที่มีความถูกต้องกว่าการคำนวณด้วยสมการตาม Affinity Law โดยใช้วิธีการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อประเมินค่าการประหยัดพลังงานของปั๊มเมื่อต้องการเปลี่ยนความเร็วรอบ โดยนำแบบจำลองไปใช้งานกับสมการระบบที่มีค่าเฮดของระบบต่างกัน และดูผลการใช้พลังงานของปั๊ม โดยผลการคำนวณที่ได้จะแสดงให้เห็นว่าค่าการประหยัดพลังงานที่คำนวณจากแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นมีค่าน้อยกว่าการประหยัดพลังงานที่คำนวณได้จาก Affinity Law

Abstract

Energy saving in centrifugal pumps by variable speed control can be conveniently calculated by the affinity law. But accuracy can be achieved when static and pressure heads do not exist. Energy saving assessment of this system with such affinity law will have error that depends upon static and pressure heads. This article proposes a mathematical model for assessing energy conservation of centrifugal pumps by variable speed control that is more accurate than the affinity law. The mathematical model is be tested with an example problem to demonstrate that energy saving by variable speed control according to the proposed model is less than energy saving according to the affinity law.

1. ความเป็นมา

ปั๊มแบบแรงเหวี่ยงหรือแบบหอยโข่งทำหน้าที่ส่งถ่ายพลังงานให้ของไหลที่ต้องการให้เคลื่อนที่ในปริมาณการไหลที่ต้องการ ในการใช้งานจริงอาจพบว่าระบบปั๊มที่ออกแบบไว้อาจจะทำงานไม่เต็มกำลังการผลิตสูงสุดหรือทำงานในช่วงที่ต้องการปริมาณของไหลน้อยกว่าที่ออกแบบไว้ การให้วาล์วควบคุมลดอัตราการไหลทำให้ระบบปั๊มที่ออกแบบไว้ทำงานในช่วงที่มีประสิทธิภาพต่ำ การที่จะปรับปรุงการใช้งานของปั๊มในกรณีนี้ให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น อาจใช้การลดความเร็วรอบลง จนได้อัตราการไหลตามที่ต้องการใช้งาน

การประเมินการใช้พลังงานของปั๊มในเบื้องต้นที่นิยมใช้ทั่วไปคือใช้สมการตามกฎของปั๊มหรือ Affinity Law ซึ่งใช้ประเมินสมรรถนะการทำงานของปั๊มในจุดที่ผู้ผลิตไม่ได้ให้ข้อมูลมาเช่นเมื่อต้องการปรับความเร็วรอบเพื่อให้ได้อัตราการไหลตามที่ออกแบบไว้ แต่ Affinity Law นี้ใช้ได้กับการประเมินสมรรถนะของปั๊มเองเท่านั้น ถ้าเรานำปั๊มไปประยุกต์ใช้ร่วมกับระบบท่อที่มีค่าเฮดระบบที่ประกอบด้วยเฮดสถิตหรือเฮดความดัน และเราต้องการทราบจุดทำงานจุดใหม่เมื่อความเร็วรอบเปลี่ยนไปโดยนำสมการของ Affinity Law มาใช้ประเมินหาค่าการใช้พลังงานที่จุดทำงานใหม่ตามที่นิยมทำกันทั่วไปนั้นอาจจะไม่ถูกต้องนัก เพราะค่าที่คำนวณได้อาจจะไม่ใช่ว่าจุดที่เส้นโค้งระบบ (System Head) ตัดกับเส้นโค้งสมรรถนะของปั๊ม (H-Q Curve) ซึ่งเป็นจุดทำงานของปั๊มร่วมกับระบบท่อ จึงอาจจะทำให้การประเมินค่าการใช้พลังงานและความคุ้มค่าของการติดตั้งระบบ VSD เกิดความคลาดเคลื่อนได้ และอาจส่งผลทำให้การตัดสินใจลงทุนเพื่อการประหยัดพลังงานผิดพลาดได้

2. วัตถุประสงค์

ในการประเมินค่าการใช้พลังงานของปั๊มร่วมกับเฮดรวมของระบบเมื่อปรับลดความเร็วรอบลงดังที่กล่าวมาแล้วนั้นสามารถทำได้ถ้ามีข้อมูลสมรรถนะของปั๊มของบริษัทผู้ผลิต โดยภายหลังจากทราบสมการเฮดรวมของระบบแล้วนำไปเขียนเส้นโค้งลงในกราฟสมรรถนะของผู้ผลิต จุดตัดกันของกราฟทั้งสองคือจุดทำงานของระบบปั๊มที่ต้องการ แต่ถ้าไม่มีกราฟสมรรถนะของผู้ผลิต ผู้ใช้งานก็จะไม่สามารถประเมินหาค่าที่จุดทำงานนี้ได้

วัตถุประสงค์ของบทความนี้จะเสนอวิธีการในการนี้ที่ไม่มีกราฟสมรรถนะของผู้ผลิตมาให้แล้วต้องการปรับลดอัตราการไหลโดยการปรับความเร็วรอบของปั๊มลง ซึ่งบทความนี้จะนำเสนอสมการแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้น จากนั้นจึงเปรียบเทียบผลการประหยัดพลังงานจากแบบจำลองและจาก Affinity Law

3. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

3.1 พารามิเตอร์ของแบบจำลอง

การใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่เสนอในบทความนี้จะต้องทราบค่าที่ได้จากการวัดก่อน เนื่องจากสมมุติว่าไม่มีข้อมูลเส้นโค้งสมรรถนะของผู้ผลิต ทั้งนี้เครื่องมือวัดที่จำเป็นควรมีคือ เกจวัดความดัน เครื่องมือวัดอัตราการไหล และเครื่องมือวัดค่าพลังงานไฟฟ้า สำหรับเกจวัดความดันติดตั้งตรงทางเข้า-ออกของปั๊ม เพื่อวัดค่าความดันที่เพิ่มขึ้นเมื่อของเหลวไหลผ่านปั๊ม [1] ซึ่งก็คือค่าเฮดของปั๊ม และติดตั้งในตำแหน่งต้นทาง และปลายทางเพื่อหาค่าความดันตกของระบบ ค่าที่ต้องการวัดได้แก่

เฮดสูงสุดโดยวัดความดันและปิดวาล์วไม่ให้มีของเหลวไหลในระบบ กำหนดค่า H ที่จุดนี้เป็น H_0 โดยอัตราการไหลที่จุดนี้ให้กำหนดเป็น Q_0 และมีค่าเป็นศูนย์ตามรูปที่ 1

อัตราการไหลสูงสุด ที่จุดนี้ค่าเฮดจะมีค่าเท่ากับศูนย์และอัตราการไหลเป็น Q_{max} ทั้งนี้สมภาวะขณะทำการวัดค่าจะต้องพยายามให้มีค่าเฮดให้น้อยที่สุดตามรูปที่ 1

ประสิทธิภาพ η หาได้โดยการวัดค่าอัตราการไหล Q ค่าเฮดของปั๊ม H และค่าพลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้ปั๊ม P ซึ่งประสิทธิภาพของปั๊มหาได้จาก

$$\eta_{pump} = \frac{QH\gamma}{P} \quad (1)$$

γ คือน้ำหนักจำเพาะของน้ำ ในการใช้แบบจำลองนี้เราต้องทราบค่า η_{max} ซึ่งเป็นค่าประสิทธิภาพสูงสุดของปั๊มที่ต้องการใช้กับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ตามรูปที่ 2 โดยวัดค่าได้โดยประมาณตามที่กล่าวมาแล้ว ซึ่งบริเวณที่เป็นจุด η_{max} จะอยู่ที่ประมาณ 80-90% [2]

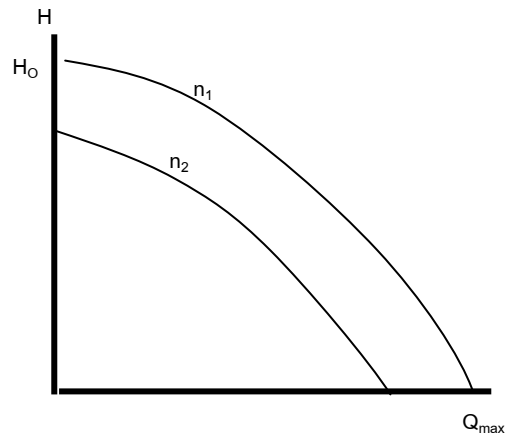
3.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของปั๊ม

รูปที่ 1 แสดงเส้นโค้งสมรรถนะของปั๊มที่ความเร็วรอบหนึ่งสมมุติเป็น n_1 เป็นกราฟพาราโบลา ที่ค่าเฮดสูงสุดอยู่ที่จุด H_0 และที่จุดนี้อัตราการไหลจะมีค่าเป็นศูนย์ อัตราการไหลมีค่าสูงสุด Q_{max} และเฮดที่จุดนี้จะมีค่าเป็นศูนย์

สมมุติสมการ H ของปั๊มเป็นดังนี้

$$H = aQ^2 + bQ + c \quad (2)$$

เนื่องจาก $H = H_0$ ที่ $Q = 0$ ดังนั้น



รูปที่ 1 เส้นโค้งสมรรถนะ

$$c = H_0 \quad (3)$$

ที่ $Q = 0$ ความชันของเส้นโค้งจึงมีค่าเป็นศูนย์ดังนั้น

$$b = 0 \quad (4)$$

และที่อัตราการไหลมีค่าสูงสุด $H=0$ สมการ (2) กลายเป็น

$$aQ_{max}^2 + c = 0 \quad (5)$$

แทนค่า c จากสมการ (3) ลงในสมการ (5) และแก้สมการหาค่า a

$$a = -\frac{H_0}{Q_{max}^2} \quad (6)$$

ต่อไปเป็นการหาสมการของประสิทธิภาพของปั๊ม ซึ่งประสิทธิภาพจะมีค่าเป็นศูนย์ที่อัตราการไหลมีค่าเท่ากับศูนย์ และที่อัตราการไหลมีค่าสูงสุด Q_{max} นอกจากนี้ประสิทธิภาพมีค่าสูงสุด η เท่ากับ η_{max} ที่จุดที่มีอัตราการไหล Q เท่ากับ Q_p รูปที่ 2 แสดงเส้นโค้งประสิทธิภาพโดยสมการประสิทธิภาพเป็นสมการกำลัง 3 ดังนี้

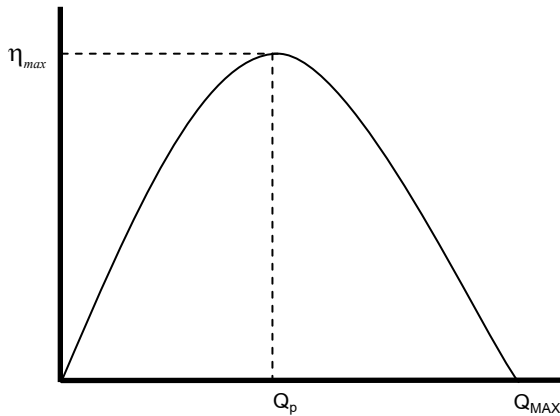
$$\eta = fQ^3 + gQ^2 + hQ \quad (7)$$

สัมประสิทธิ์ f, g, h ได้จากการแก้สมการต่อไปนี้

$$fQ_{max}^3 + gQ_{max}^2 + hQ_{max} = 0 \quad (8)$$

$$fQ_p^3 + gQ_p^2 + hQ_p = \eta_{max} \quad (9)$$

$$3fQ_p^2 + 2gQ_p + h = 0 \quad (10)$$



รูปที่ 2 เส้นโค้งประสิทธิภาพของปั๊ม

ผลเฉลยของสมการ (8) –(10) คือ

$$h = \frac{\eta_{max}(2Q_{max}^3 - 3Q_P Q_{max}^2)}{(Q_P Q_{max}^3 - 2Q_P^2 Q_{max}^2 + Q_P^3 Q_{max})} \quad (11)$$

$$g = \frac{3\eta_{max}}{Q_P^2} - 2 \left(\frac{\eta_{max}(2Q_{max}^2 - 3Q_P Q_{max})}{Q_P^2 Q_{max}^2 - 2Q_P^3 Q_{max} + Q_P^4} \right) \quad (12)$$

$$f = - \frac{(gQ_{max} + h)}{Q_{max}^2} \quad (13)$$

สมมุติว่าปั๊มที่พิจารณาอยู่ ทำงานที่ความเร็วรอบ n_1 ขั้นตอนต่อไป เป็นการหาสมการเมื่อต้องการปรับลดความเร็วรอบลงเหลือ n_2 ในขั้นตอนนั้นสมการตามกฎของปั๊ม ยังคงใช้ได้อย่างถูกต้องอยู่เพราะเรากำลังหาสมการของตัวปั๊มเอง ซึ่งสมการเฮดของปั๊มจะลดลงตามอัตราส่วนความเร็วที่ลดลงยกกำลังสองดังนี้

$$\frac{H'}{H} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (14)$$

โดยที่ H คือเฮดที่ความเร็วรอบ n_1 และ H' คือเฮดที่ความเร็วรอบ n_2 ส่วนอัตราการไหล Q ที่ความเร็วรอบ n_1 และต้องการลดอัตราการไหลลงโดยปรับลดความเร็วรอบลงเป็น n_2 ตามสมการกฎของปั๊มจะได้สมการ อัตราการไหลเป็นอัตราส่วนของความเร็วรอบที่ลดลงดังนี้

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right) \quad (15)$$

โดยที่ Q' เป็นค่าอัตราการไหลที่ความเร็ว n_2 และพลังงานจะมีค่าลดลงตามอัตราส่วนของอัตราการไหลยกกำลัง 3 ดังนี้

$$\frac{P'}{P} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (16)$$

โดยที่ P' เป็นพลังงานที่ความเร็วรอบ n_2

นำสมการที่ (14) และ (15) แทนในสมการ (2) และให้

$$n = \frac{n_2}{n_1}$$

จะได้

$$\frac{H'}{n^2} = a \left(\frac{Q'}{n} \right)^2 + b \left(\frac{Q'}{n} \right) + c$$

ถ้าให้

$$c \cdot n^2 = c' \quad (17)$$

จะได้ สมการเฮดของปั๊มที่ความเร็วรอบ n_2 เป็น

$$H' = aQ'^2 + c' \quad (18)$$

สมการ (18) คือสมการแบบจำลองค่าเฮดของปั๊มที่ความเร็วรอบใดๆ เทียบกับความเร็วรอบ n_1 โปรดสังเกตว่าถ้า $n_2 = n_1$ แล้วสมการ (18) จะเท่ากับสมการ (2)

ด้วยหลักการเดียวกันสามารถหาสมการประสิทธิภาพที่ความเร็วรอบใดๆ เทียบกับความเร็วรอบ n_1 โดยแทนสมการ (15) ในสมการ (7) จะได้

$$\eta' = f \left[\frac{Q'}{n} \right]^3 + g \left[\frac{Q'}{n} \right]^2 + h \left[\frac{Q'}{n} \right]$$

โดยให้

$$h' = \frac{h}{n} \quad (19)$$

$$g' = \frac{g}{n^2} \quad (20)$$

$$f' = \frac{f}{n^3} \quad (21)$$

ดังนั้นสมการประสิทธิภาพที่ความเร็วรอบใดๆ คือ

$$\eta' = f'Q'^3 + g'Q'^2 + h'Q' \quad (22)$$

3.3 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ

ต่อไปเป็นการพิจารณาหาสมการเฮดรวมของระบบ (Total System Head) เฮดรวมของระบบคือพลังงานของระบบท่อที่ต้องการจากปั๊มเพื่อให้ของไหลเคลื่อนที่ตามอัตราการไหลที่ต้องการ ของไหลที่เคลื่อนที่ในระบบท่อจะมีทั้งพลังงานความดัน พลังงานศักย์ พลังงานจลน์ และ พลังงานสูญเสียเนื่องจากความเสียดทาน โดยพลังงานทั้ง 4 สามารถ เปลี่ยนรูปไปมาได้ตามกฎการทรงพลังงานหรือตามสมการของเบอร์นูลลีมีหน่วยเป็นระยะความสูงดังนี้

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + H = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_L$$

$\frac{p}{\rho g}$ คือเฮดความดันที่ผิวหน้าของของเหลว $\frac{V^2}{2g}$ คือเฮดความเร็วที่ผิวหน้าของของเหลว Z คือเฮดสถิตวัดจากระยะอ้างอิง p คือความหนาแน่นของของเหลว g คือความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก โดยตัวเลข 1 และ 2 แทนตำแหน่งที่ทางเข้าและออกตามลำดับ h_L เป็นเฮดสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานในระบบท่อ และ H เป็นเฮดรวมของระบบ (Total System Head) เป็นพลังงานที่ระบบต้องการดังนั้นผลรวมของพลังงานของระบบที่ทางเข้าและออกก็คือค่าเฮดรวมของระบบเขียนสมการได้ดังนี้

$$H = \frac{(p_2 - p_1)}{\rho g} + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2g} + (z_2 - z_1) + h_L \quad (23)$$

h_L เป็นเฮดเนื่องจากความเสียดทานทำให้เกิดความดันตกในระบบมีค่าเท่ากับ $\frac{\Delta P}{\rho g}$ โดยเกิดจากสาเหตุต่างๆดังนี้

การสูญเสียความดันจากความเสียดทานของท่อสมการคือ

$$\Delta p = \rho \left(\frac{fL}{D} \right) \frac{V^2}{2} \quad (24)$$

f เป็นแฟกเตอร์เนื่องจากความเสียดทานขึ้นอยู่กับสภาพผิวท่อ L คือความยาวของท่อ V คือความเร็ว และ D คือเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

การสูญเสียความดันจากทางเข้า, ทางออก, วาล์วและข้อต่อ มีสมการดังนี้

$$\Delta p = \rho K \frac{V^2}{2} \quad (25)$$

K คือแฟกเตอร์เนื่องจากการสูญเสียความดันจากทางเข้า, ทางออก, วาล์วและข้อต่อหาข้อมูลได้จากผู้ผลิต ดังนั้นความดันสูญเสียรวมคือ

$$\Delta p = \rho \left(\frac{fL}{D} + \sum K \right) \frac{V^2}{2} \quad (26)$$

สมการ (23) ทำให้อยู่ในรูปอัตราการไหลดังนี้

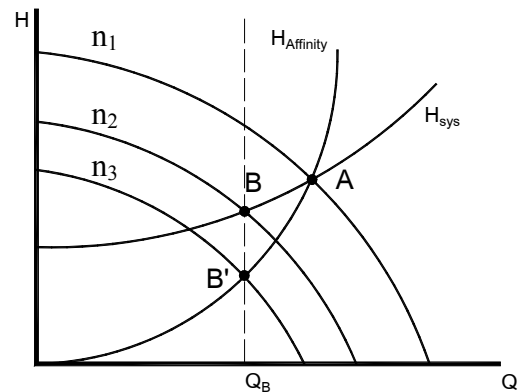
$$H = \frac{(p_2 - p_1)}{\rho g} + (z_2 - z_1) + \frac{[(Q/A_2)^2 - (Q/A_1)^2]}{2g} + \left(\frac{fL}{D} + \sum K \right) \frac{V^2}{2g}$$

$$= \frac{(p_2 - p_1)}{\rho g} + (z_2 - z_1) + \left(\frac{1}{2gA_2^2} - \frac{1}{2gA_1^2} \right) Q^2 + KQ^2 \quad (27)$$

จะเห็นว่าสมการ (27) เป็นสมการกำลังสองจุดทำงานของระบบคือค่า H และ Q ที่ได้จากการแก้สมการ (2) และ (27)

จากรูปที่ 3 สมมุติจุด A คือจุดทำงานปัจจุบันซึ่งเป็นจุดที่เส้นโค้งระบบที่มีค่าคงที่ของเฮดสถิตหรือเฮดความดันที่จุดเริ่มต้นของเส้นโค้งระบบ ตัดกับเส้นโค้งสมรรถนะของปั๊มที่ความเร็วรอบ n_1 ซึ่งถ้าต้องการลดอัตราการไหลไปยัง Q_B จุดที่เส้นโค้งระบบตัดกับเส้นโค้งของปั๊มที่จุดใหม่ต้องเป็นจุด B และมีความเร็วรอบเท่ากับ n_2 แต่ถ้าใช้สมการ Affinity Law คำนวณหาอัตราการไหล Q_B จุดทำงานจุดใหม่นี้จะ

เป็นจุด B' ซึ่งพบว่าความเร็วรอบที่จุด B' นี้คือ n_3 ซึ่งน้อยกว่าความเร็วรอบ n_2 ที่จุด B ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการคำนวณค่าการใช้พลังงานที่จุดนี้มีค่าน้อยกว่าความเป็นจริง[3]



รูปที่ 3 จุดทำงานของเส้นโค้งสมรรถนะและเส้นโค้งระบบ

4. ตัวอย่างการหาผลประหยัด

ในการทดสอบปั๊มน้ำแบบหอยโข่งพบว่าอัตราการไหลสูงสุด Q_{max} เท่ากับ $135 \text{ m}^3/\text{h}$ เฮดสูงสุดเท่ากับ 16.9 m . ประสิทธิภาพสูงสุด η_{max} เท่ากับ 59.7% และอัตราการไหล Q_p ที่จุดนี้เท่า $67 \text{ m}^3/\text{h}$ สมการเส้นโค้งสมรรถนะของปั๊มจึงเป็นดังนี้

$$H = -9.27 \times 10^{-4} Q^2 + 16.9$$

และสมการประสิทธิภาพคือ

$$\eta = 2.99 \times 10^{-6} Q^3 - 0.0137 Q^2 + 1.795 Q$$

ถ้ากำหนดให้สมการระบบคือ

$$H_{sys} = 4 + 0.0016 Q^2$$

แก้สมการกำลัง 2 หาค่า Q , H และ η ที่จุดทำงานที่ความเร็วรอบ n_1 1450 rpm คือ $Q = 71.4 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 12.2 \text{ m.}$, $\eta = 59.5\%$ และ $P = 3.99 \text{ kW}$

สมมุติถ้าการใช้งาน Q ที่จุดทำงานนี้มีค่าสูงเกินความต้องการและต้องการลด Q นั้นลง โดยสมมุติว่าต้องการลดอัตราการไหลจาก $Q=71.4 \text{ m}^3/\text{h}$ เป็น $Q=60 \text{ m}^3/\text{h}$ ถ้าเราคำนวณหาความเร็วรอบที่ต้องการปรับลดด้วยสมการ Affinity law สมการ (1) (14) (15) และ (16) ผลการคำนวณคือค่าดังต่อไปนี้ $n_2 = 1218 \text{ rpm}$, $H' = 8.6 \text{ m.}$, $P' = 2.36 \text{ kW}$ และ $\eta = 59.5\%$

แต่ถ้าคำนวณด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ $n_2 = 1218 \text{ rpm}$ จะได้สมการสมรรถนะของปั๊มดังนี้

$$H' = -9.27 \times 10^{-4} Q'^2 + 11.9$$

แก้สมการกำลังสองร่วมกับสมการเฮดรวมของระบบ จุดทำงานที่ได้คือ $Q' = 55.9 \text{ m}^3/\text{h}$ ซึ่งมีค่าต่ำกว่าค่าอัตราการไหลที่ต้องการ แสดงว่าที่

จริงแล้วความเร็วรอบที่แท้จริงเมื่อนำสมการของระบบมารวมพิจารณา ด้วย ความเร็วรอบที่ทำให้อัตราการไหลมีค่าเท่ากับ $60 \text{ m}^3/\text{h}$ มีค่าสูงกว่า 1218 rpm ที่คำนวณจากสมการ Affinity law ซึ่งแสดงให้เห็นว่าพลังงานที่คำนวณได้จาก Affinity law มีค่าต่ำกว่าความเป็นจริง

ใช้แบบจำลองที่สร้างขึ้นคำนวณค่า n_2 ที่ทำให้ Q มีค่าเท่ากับ $60 \text{ m}^3/\text{h}$ จะได้ค่าของ $n_2 = 1277 \text{ rpm}$ จึงได้สมการแบบจำลองของปั๊ม ดังนี้

$$H' = -9.27 \times 10^{-4} Q'^2 + 13.1$$

นำไปแก้สมการกำลังสองร่วมกับสมการเฮดรวมของระบบ ได้จุดทำงานดังต่อไปนี้ $Q' = 60 \text{ m}^3/\text{h}$, $H' = 9.75 \text{ m.}$, $\eta = 59.7\%$ และ $P = 2.67 \text{ kW}$

ดังนั้นสามารถสรุปผลการคำนวณในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 สรุปผลการคำนวณค่าประสิทธิภาพและพลังงาน

	Speed	Q	P	η
	rpm	(m^3/h)	(kW)	(%)
Q_1	1450	71.4	3.99	59.5
Q_2	1277	60	2.67	59.7
Q_3	1218	60	2.36	59.5

โดยที่ Q_1 คือจุดทำงานจุดแรกก่อนปรับลดความเร็ว Q_2 คือจุดทำงานที่คำนวณโดยใช้แบบจำลองหลังปรับความเร็ว และ Q_3 คือจุดทำงานที่คำนวณจาก Affinity Law

จากผลการคำนวณแสดงว่าค่าการใช้พลังงานที่ได้จากการคำนวณด้วย Affinity Law จะมีค่าต่ำกว่าค่าที่คำนวณจากแบบจำลอง ซึ่งจะทำให้การหาผลประหยัดที่ประเมินได้คลาดเคลื่อนจากความเป็นจริงได้

6. สรุปและข้อเสนอแนะ

การประเมินค่าการประหยัดพลังงานของปั๊มด้วยการปรับลดความเร็วรอบ โดยเฉพาะถ้าระบบสูบที่กำลังพิจารณาอยู่นั้นมีค่าเฮดความดันหรือเฮดสถิตอยู่ในระบบ จะต้องคำนึงถึงผลของเฮดรวมของระบบด้วย ถ้าหากไม่นำเฮดรวมของระบบมารวมในการคำนวณและวิเคราะห์ และทำการประเมินโดยใช้สมการ Affinity Law เพียงด้านเดียว จะทำให้การประเมินค่าการประหยัดพลังงานต่ำกว่าความเป็นจริง ซึ่งแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่นำเสนอในบทความนี้เป็นอีกแนวทางหนึ่งที่น่าไปใช้ในการประเมินค่าการประหยัดพลังงานของระบบปั๊มโดยใช้วิธีการปรับลดความเร็วรอบและนำสมการเฮดรวมของระบบมารวมในการคำนวณ โดยเฉพาะในกรณีที่ไม่มีความสัมพันธ์สมรรถนะของบริษัทผู้ผลิต

7. บรรณานุกรม

1. ASHRAE, "Centrifugal Pumps", 2000 HVAC System and Equipment, P. 39.11

2. สุมาลี โฆษิตาพันธ์, "การควบคุมระบบน้ำเย็น", บทความวิชาการชุดที่ 6 สมาคมวิศวกรรมปรับอากาศแห่งประเทศไทย, หน้าที่ 20
3. F. Yongzheng, W. Keqi, C.Yaqiao, "The influences of back pressure on variable-speed control", 2005, Vol. 461, pp. 34-37.