การประหยัดพลังงานในเครื่องสูบแบบหอยโข่งด้วยการลดขนาดใบพัด

Energy Saving in Centrifugal Pump by Impeller Trimming

ศุภชัย เชาว์วิศวชัย* รองศาสตราจารย์ ดร.ประภัสสร์ วังศกาญจน์
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต อ.คลองหลวง จ.ปทุมธานี 12121
โทร 0-2223-5520 แฟกซ์ 0-2223-1149 E-mail: supachai_c@dede.go.th

Supachai Chaovisawacha* Assoc.Prof. Dr.Prapat Wangskarn
Faculty of Engineering, Thammasat, Rangsit Campus, Pathumthani 12121
Tel: 0-2223-5520 Fax: 0-2223-1149 E-mail: supachai_c@dede.go.th

บทคัดย่อ

เครื่องสูบแบบหอยโข่งเป็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายในโรงงานอุตสาหกรรมและอาคารธุรกิจ แต่โดยส่วนมาก มีการติดตั้งเครื่องสูบที่มีขนาดใหญ่เกินความจำเป็น ทำให้เกิดการใช้งานไม่เต็มประสิทธิภาพและสิ้นเปลืองพลังงาน แต่ก็มีหลายแนวทางในการเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงาน แนวทางหนึ่งคือการลดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดเครื่องสูบซึ่งจะทำให้เกิดการประหยัดพลังงานได้ตามทฤษฎีกฎความคล้ายของเครื่องสูบ (pump affinity laws) แต่เนื่องจากมีสมการกฎความคล้ายสามชุด จึงมีความไม่แน่นอนว่าผลประหยัดพลังงานที่ถูกต้องมีค่าเท่าไร บทความนี้จะนำเสนอวิธีการเปรียบเทียบผลประหยัดพลังงานจากสมการกฎความคล้ายทั้งสามชุดกับผลประหยัดพลังงานจริงโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์อย่างง่ายที่แสดงเส้นโค้งสมรรถนะของเครื่องสูบที่มีขนาดใบพัดต่าง ๆ กัน

คำสำคัญ : การลดขนาดใบพัด, เครื่องสูบแบบหอยโข่ง, การประหยัดพลังงาน

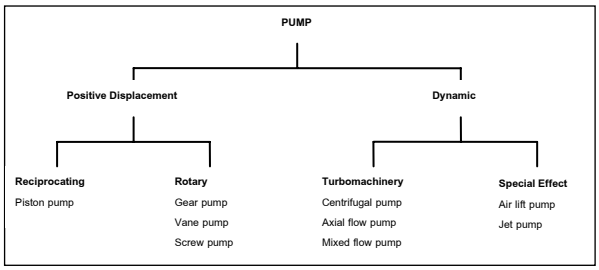
Abstract

Centrifugal Pumps are widely used in industrial factories and commercial buildings. Mostly of them have installed oversized pumps that results in low efficiency and waste of energy. There are many ways to improve energy efficiency. One way is reducing of pump impeller diameter, which results in energy saving according to pump affinity laws. However, there are three sets of pump affinity laws. Therefore, there is uncertainty about the actual amount of energy saving. This article presents the method for comparing energy saving from the three sets of pump affinity laws and actual energy saving by using a simple mathematic model that allows the constructing of pump performance curves at different impeller sizes

Key words : Impeller trimming, Centrifugal pump, Energy saving

1. บทนำ

เครื่องสูบ เป็นอุปกรณ์เครื่องกลที่เพิ่มพลังงานความดันให้แก่ของเหลว เพื่อให้ของเหลวไหลผ่านระบบท่อปิด ไปยังจุดที่ต้องการได้ นับเป็นอุปกรณ์ที่สำคัญในการดำรงชีวิตของมนุษย์ ไม่ว่าจะเป็นการสูบน้ำสะอาดเพื่ออุปโภคบริโภค การสูบเพื่อการเกษตร การสูบในโรงงานอุตสาหกรรม ฯลฯ ซึ่งในปัจจุบันได้มีการผลิตเครื่องสูบออกมาใช้งานมากมายหลายชนิด เพื่อให้ง่ายแก่การจัดกลุ่ม สามารถจำแนกประเภทของเครื่องสูบ ได้ดังรูปที่ 1



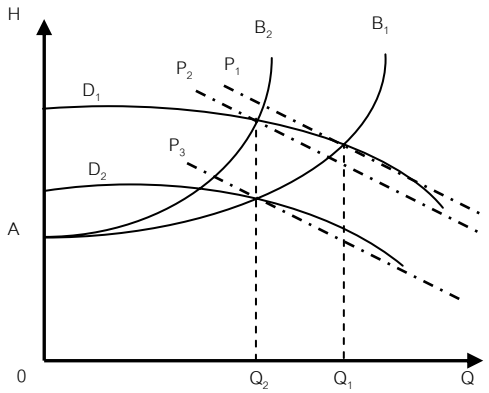
รูปที่ 1 การจำแนกประเภทของเครื่องสูบ

เครื่องสูบแบบหอยโข่ง (Centrifugal pump) เป็นที่ได้รับความนิยมในการใช้งานสูงสุดเมื่อเทียบกับเครื่องสูบชนิดอื่น ๆ เนื่องจากเครื่องสูบประเภทนี้สามารถออกแบบให้มีเฮดสูงหรืออัตราการสูบสูง หรือทั้งสองอย่างโดยการเลือกขนาดใบพัดที่เหมาะสม จึงมีความยืดหยุ่นในการใช้งานสูง เหมาะสมกับการใช้งานหลายประเภท ประกอบกับการดูแลรักษาง่าย จึงได้รับความนิยมในโรงงานอุตสาหกรรมและอาคารธุรกิจเป็นอย่างมาก [1]

เครื่องสูบแบบหอยโข่ง (Centrifugal pump) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้การหมุนของใบพัด (Impeller) เพื่อสร้างความดันของไหล และอัตราการไหลผ่านระบบท่อ ทำให้ของไหลเคลื่อนที่จากระดับที่ต่ำไปยังระดับที่อยู่สูงกว่าหรือ ในระยะทางที่ไกลออกไป การทำงานของเครื่องสูบแบบหอยโข่ง คือ ของไหลถูกดูดเข้าแกนกลางใบพัด และถูกเหวี่ยงออกในแนวรัศมี โดยการเปลี่ยนแปลงขนาดพื้นที่ของไหลในเรือนเครื่องสูบ ในการพิจารณา หาขนาดของเครื่องสูบที่เหมาะสมกับการใช้งาน ต้องพิจารณาเฮดของระบบทั้งหมด ตามสมการ $H_{system} = H_{staticlift} + KQ^2$ จากนั้นมาหาจุดทำงานที่จุดตัดของกราฟ HQ เครื่องสูบของบริษัทผู้ผลิต จะสามารถหาขนาดของเครื่องสูบที่ต้องการได้ ในการออกแบบเครื่องสูบโดยทั่วไปจะถือเอาค่าเฮด และอัตราการไหลของเครื่องสูบ เป็นข้อมูลในการออกแบบ แต่มีเหตุผลหลายประการที่ทำให้ผู้ออกแบบ นิยมออกแบบให้เครื่องสูบมีขนาดใหญ่เกินไป เช่น เพื่อการขยายงานในอนาคต, เครื่องสูบตัวใหญ่ประสิทธิภาพยิ่งสูง, การไหลในระบบเป็นแบบราบเรียบ ยืดอายุการใช้งานของอุปกรณ์, การไหลของของเหลวสม่ำเสมอตลอดความยาวเส้นท่อ, ลดแรงดันตกในระยะทางยาว, ลดการสูญเสียแรงดันในท่อและลด Load ของตัวต้นกำลัง สิ่งเหล่านี้ถูกนำมาวิเคราะห์เพื่อเลือกขนาดของเครื่องสูบ จึงทำให้ผู้ออกแบบทำการเผื่อขนาดของเครื่องสูบที่ใหญ่มากเกินไป ส่งผลให้อัตราการไหลมากกว่าที่ต้องการ เกิดการสิ้นเปลืองพลังงานโดยเปล่าประโยชน์ จึงจำเป็นต้องหาวิธีลดอัตราการไหลนี้ ซึ่งโดยทั่วไปจะใช้วิธีหรี่วาล์วที่ตำแหน่งท่อทางออกของเครื่องสูบ เป็นวิธีที่ง่าย แต่ไม่ประหยัดพลังงานเท่าที่ควร

วิธีที่ดีกว่าในการลดการใช้พลังงานของเครื่องสูบ

จุดทำงานในตอนแรกของเครื่องสูบคือเส้นตัดกันระหว่างเส้นโค้งระบบ A-B_1 กับเส้นโค้งเครื่องสูบ D_1 ได้อัตราการไหลที่ Q_1 ใช้กำลังงาน P_1 ดังแสดงในรูปที่ 2 ถ้าหากต้องการลดอัตราการไหลมาที่ตำแหน่ง Q_2 ด้วยวิธีหรี่วาล์ว จะทำให้เส้นโค้งระบบเปลี่ยนเป็น A-B_2 ใช้กำลังงาน P_2 ซึ่งจะทำให้เกิดการประหยัดพลังงาน แต่มีอีกวิธีหนึ่งที่ให้ผลการประหยัดพลังงานมากกว่าการหรี่วาล์ว คือ การลดขนาดใบพัดเครื่องสูบ ซึ่งจะไม่มีการเปลี่ยนเส้นโค้งระบบ แต่จะเปลี่ยนเส้นโค้งเครื่องสูบ มาที่ D_2 จุดตัดกันระหว่างเส้นโค้งระบบ A-B_1 กับเส้นโค้งเครื่องสูบ D_2 ใช้กำลังงาน P_3 ได้อัตราการไหลที่ Q_2 เหมือนกัน แต่ผลการใช้พลังงานน้อยกว่า P_1 และ P_2 [2]



รูปที่ 2 การลดอัตราการไหลโดยการหรี่วาล์วกับการลดขนาดใบพัด

กฎความคล้ายของเครื่องสูบ (Pump Affinity Laws) เป็นการวิเคราะห์คุณลักษณะที่คล้ายกันภายใต้สภาวะที่เหมือนกัน เช่น รูปร่าง (Geometric Similarity), ลักษณะการเคลื่อนที่ (Kinetics Similarity), แรงที่กระทำ (Dynamic Similarity) สมมุติประสิทธิภาพเครื่องสูบเท่าเดิม การไหลในเครื่องสูบมีลักษณะคล้ายกัน โดยสามารถหาความสัมพันธ์ของเส้นผ่าศูนย์กลาง D อัตราการไหล Q เฮด H และกำลังงาน P ซึ่งค่าทั้งหมดคำนวณได้จากกฎความคล้ายของเครื่องสูบ ในการหาขนาดใบพัดเครื่องสูบ D_2 จะใช้ทฤษฎีกฎความคล้ายของเครื่องสูบ (Pump Affinity Laws) แต่เนื่องจากมีสมการกฎความคล้าย 3 ชุด ดังนี้

ชุดที่ 1 [3] สมการที่ (1) – (3)

FLOWRATE $$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right) \quad (1)$$

HEAD $$\frac{H'}{H} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (2)$$

POWER $$\frac{P'}{P} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (3)$$

ชุดที่ 2 [4] สมการที่ (4) – (6)

FLOWRATE $$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (4)$$

HEAD $$\frac{H'}{H} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (5)$$

POWER $$\frac{P'}{P} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \quad (6)$$

ชุดที่ 3 [5] สมการที่ (7) – (9)

FLOWRATE $$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (7)$$

HEAD $$\frac{H'}{H} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (8)$$

POWER $$\frac{P'}{P} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4 \quad (9)$$

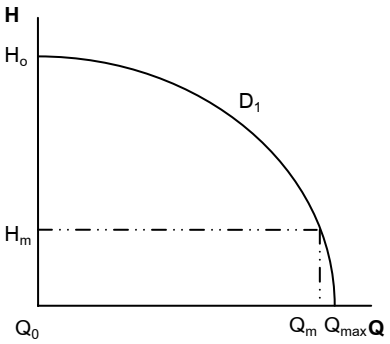
เนื่องจากยังไม่มีการพิสูจน์ว่าสมการชุดใดถูกต้อง ผลประหยัดพลังงานจากการลดขนาดใบพัด จึงยังไม่แน่ชัดว่าเป็นเท่าไร วัตถุประสงค์ของบทความนี้ คือ การหาสมการที่ถูกต้อง จะใช้วิธีคำนวณจากสมการทั้ง 3 ชุด เปรียบเทียบกับค่าจริงที่ได้จากการทดสอบ โดยใช้แบบจำลองทาง

คณิตศาสตร์อย่างง่าย เพื่อสร้างเส้นโค้งสมรรถนะของเครื่องสูบที่มีขนาดใบพัดต่าง ๆ กัน

การกำหนดพารามิเตอร์ของแบบจำลอง

การหาค่าพารามิเตอร์นำไปใช้งานร่วมกับแบบจำลองที่เส้นผ่าศูนย์กลาง D_1 มีดังต่อไปนี้

ก. ค่าเฮดสูงสุดสมมุติกำหนดให้เป็น H_o และอัตราการไหลที่จุดนี้สมมุติเป็น Q_o และมีค่าเป็นศูนย์ตามรูปที่ 3



รูปที่ 3 เส้นโค้งการทำงานของเครื่องสูบ

ข. ค่าอัตราการไหลสูงสุด โดยที่จุดนี้ค่าเฮดจะมีค่าเท่ากับศูนย์และอัตราการไหลจะมีค่าสูงสุดกำหนดให้เป็น Q_{max} หรือในทางปฏิบัติการวัดค่า Q_{max} ทำได้ยากอาจวัดค่า Q_m ดังแสดงในรูปที่ 3 โดยพยายามทำให้ H_m มีค่าต่ำที่สุดทำได้โดยเปิดวาล์วในระบบให้เต็มที่

ค. ประสิทธิภาพสูงสุด η_{max} หาได้โดยการวัดค่าอัตราการไหล Q ค่าเฮดของเครื่องสูบ H และค่าพลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้เครื่องสูบ P ดังนั้นประสิทธิภาพของเครื่องสูบหาได้จาก

$$\eta_{pump} = \frac{QH\gamma}{P} \tag{10}$$

โดยที่ γ คือน้ำหนักจำเพาะของน้ำ

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องสูบ

สมการเฮดที่เส้นผ่าศูนย์กลาง D_1

รูปที่ 3 แสดงเส้นโค้งสมรรถนะของเครื่องสูบที่เส้นผ่าศูนย์กลางหนึ่งสมมุติเป็น D_1 เป็นกราฟพาราโบล่า ที่ค่าเฮดสูงสุดอยู่ที่จุด H_o และที่จุดนี้อัตราการไหลจะมีค่าเป็นศูนย์ อัตราการไหลมีค่าสูงสุด Q_{max} และเฮดที่จุดนี้จะมีค่าเท่ากับศูนย์ โดยสมมุติสมการ H ของเครื่องสูบเป็นดังนี้

$$H = aQ^2 + bQ + c \tag{11}$$

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

$$c = H_o \tag{12}$$

ที่ $Q = 0$ ความชันของเส้นโค้งจึงมีค่าเป็นศูนย์ดังนั้น

$$b = 0 \tag{13}$$

และที่อัตราการไหลมีค่าสูงสุด $H = 0$ แทนค่าในสมการ (11) เป็น

$$aQ_{\max}^2 + c = 0 \tag{14}$$

แทนค่า c จากสมการ (12) ลงในสมการ (14) และแก้สมการหาค่า a

$$a = -\frac{H_o}{Q_{\max}^2} \tag{15}$$

รูปที่ 3 เมื่อทราบค่า Q_m , H_m โดยที่ H_m คือค่าเฮดของเครื่องสูบโดยวัดค่าจากจุดใดๆบนเส้นผ่าศูนย์กลาง D_1 โดยค่าอัตราการไหลที่จุดนี้มีค่าอัตราการไหลเท่ากับ Q_m ดังนั้นที่จุดนี้จะเขียนสมการได้เป็น

$$H_m = a\,Q_m^2 + bQ_m + c$$

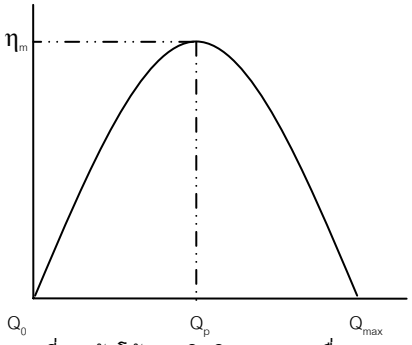
$$H_m = aQ_m^2 + H_o$$

$$a = \frac{H_m - H_o}{Q_m^2} \tag{16}$$

สำหรับ c และ b ยังคงมีค่าเท่ากับสมการ (12) และ (13) ตามลำดับ

สมการประสิทธิภาพของเครื่องสูบที่เส้นผ่าศูนย์กลาง D_1

การหาสมการของประสิทธิภาพของเครื่องสูบ รูปที่ 4 จะเห็นว่าประสิทธิภาพจะมีค่าเป็นศูนย์ที่อัตราการไหลมีค่าเท่ากับศูนย์ และที่จุดที่ค่าของอัตราการไหลมีค่าสูงสุด Q_{max} นอกจากนี้ประสิทธิภาพมีค่าสูงสุดเท่ากับ η_{max} ณ.จุดที่มีอัตราการไหลเท่ากับ Q_P และที่จุดนี้ความชันของเส้นโค้งมีค่าเป็นศูนย์



รูปที่ 4 เส้นโค้งประสิทธิภาพของเครื่องสูบ

ดังนั้นจึงมีเงื่อนไขทั้งหมด 4 เงื่อนไขจึงสมมุติประสิทธิภาพเป็นสมการกำลัง 3 ดังนี้

$$\eta = fQ^3 + gQ^2 + hQ \tag{17}$$

สัมประสิทธิ์ f, g, h ได้จากการแก้สมการต่อไปนี้

$$fQ_{\max}^3 + gQ_{\max}^2 + hQ_{\max} = 0 \tag{18}$$

$$fQ_P^3 + gQ_P^2 + hQ_P = \eta_{\max} \tag{19}$$

$$3fQ_P^2 + 2gQ_P + h = 0 \tag{20}$$

ผลเฉลยของสมการ (18) ถึง (20) คือ

$$h = \frac{\eta_{\max} Q_{\max}\left(2Q_{\max} - 3Q_P\right)}{Q_p\left(Q_{\max} - Q_p\right)^2} \tag{21}$$

$$g = \frac{\eta_{\max}\left(3Q_p^2 - Q_{\max}^2\right)}{Q_p^2\left(Q_{\max} - Q_p\right)^2} \tag{22}$$

$$f = \frac{\eta_{\max}\left(Q_{\max} - 2Q_p\right)}{Q_p^2\left(Q_{\max} - Q_p\right)^2} \tag{23}$$

สมการเฮดที่เส้นผ่าศูนย์กลาง D_2

ที่ผ่านมาเครื่องสูบที่พิจารณาอยู่ ทำงานที่เส้นผ่าศูนย์กลาง D_1 ต่อไป เป็นการหาสมการเมื่อต้องการปรับลดเส้นผ่าศูนย์กลางของเครื่องสูบ เป็น D_2 ซึ่งในขั้นตอนนี้ สมการตามกฎความคล้ายของเครื่องสูบ ยังคงใช้ได้อย่างถูกต้องเพราะกำลังหาสมการของตัวเครื่องสูบเอง แต่เนื่องจากมีสมการสามชุด จึงต้องพิจารณาทีละชุด ดังนี้

นำสมการชุดที่ 1 แทนในสมการที่ 11 จะได้

$$\frac{H'}{(D_2/D_1)^2} = a\left(\frac{Q'}{D_2/D_1}\right)^2 + b\left(\frac{Q'}{D_2/D_1}\right) + c \qquad (24)$$

นำสมการชุดที่ 2 แทนในสมการที่ 11 จะได้

$$\frac{H'}{(D_2/D_1)^2} = a\left(\frac{Q'}{(D_2/D_1)^3}\right)^2 + b\left(\frac{Q'}{(D_2/D_1)^3}\right) + c \qquad (25)$$

นำสมการชุดที่ 3 แทนในสมการที่ 11 จะได้

$$\frac{H'}{(D_2/D_1)^2} = a\left(\frac{Q'}{(D_2/D_1)^2}\right)^2 + b\left(\frac{Q'}{(D_2/D_1)^2}\right) + c \qquad (26)$$

สำหรับ c และ b ยังคงมีค่าเท่ากับสมการ (12) และ (13) ตามลำดับ

สมการประสิทธิภาพของเครื่องสูบที่เส้นผ่าศูนย์กลาง D_2

หลักการเดียวกันสามารถหาประสิทธิภาพที่เส้นผ่าศูนย์กลางใดๆเทียบกับเส้นผ่าศูนย์กลาง D_1 โดยนำสมการชุดที่ 1 แทนในสมการ (17) จะได้

$$\eta' = f\left(\frac{Q'}{D_2/D_1}\right)^3 + g\left(\frac{Q'}{D_2/D_1}\right)^2 + h\left(\frac{Q'}{D_2/D_1}\right) \qquad (27)$$

สมการชุดที่ 2 แทนในสมการ (17) จะได้

$$\eta' = f\left(\frac{Q'}{(D_2/D_1)^3}\right)^3 + g\left(\frac{Q'}{(D_2/D_1)^3}\right)^2 + h\left(\frac{Q'}{(D_2/D_1)^3}\right) \qquad (28)$$

สมการชุดที่ 3 แทนในสมการ (17) จะได้

$$\eta' = f\left(\frac{Q'}{(D_2/D_1)^2}\right)^3 + g\left(\frac{Q'}{(D_2/D_1)^2}\right)^2 + h\left(\frac{Q'}{(D_2/D_1)^2}\right) \qquad (29)$$

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ

เฮดรวมของระบบ (Total System Head) คือ พลังงานของเครื่องสูบเพื่อให้ของไหลเคลื่อนที่ตามอัตราการไหลที่ต้องการ ของไหลที่เคลื่อนที่ในระบบท่อจะมีทั้งพลังงานความดัน พลังงานจลน์ พลังงานศักย์ และพลังงานสูญเสีย เนื่องจากความเสียดทาน เรียกว่าสมการของเบอร์นูลลีมีหน่วยเป็นเมตร มีสมการเป็น

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + H = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_L \qquad (30)$$

ผลต่างของพลังงานของระบบที่ทางเข้าและทางออกคือค่าเฮดรวมของระบบ เขียนสมการได้ดังนี้

$$H_{sys} = \frac{(p_2 - p_1)}{\rho g} + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2g} + (z_2 - z_1) + h_L \qquad (31)$$

สมการ (31) เขียนในรูปตัวแปรอัตราการไหลได้ดังนี้

$$H_{sys} = \frac{(p_2 - p_1)}{\rho g} + (z_2 - z_1) + \left(\frac{1}{2gA_2^2} - \frac{1}{2gA_1^2}\right)Q^2 + kQ^2 \qquad (32)$$

จะสังเกตได้ว่าสมการ (32) เป็นสมการกำลังสอง จุดทำงานของระบบคือค่า H และ Q ที่ได้จากการแก้สมการ (32) ร่วมกับ (11) หรือ (24-26) เทอมผลต่างของ $Q^2/2gA^2$ มีผลน้อยมากและไม่นำมาพิจารณา ค่า k เป็นพารามิเตอร์ของความเสียดทานนอกจากประเมินจากข้อมูลของบริษัทผู้ผลิตแล้วยังสามารถหาได้จากการวัดค่าการทำงานของระบบสูบที่จุดใดจุดหนึ่ง จากสมการ (32) ถ้าทราบค่าผลต่างของ P และ Z ซึ่งเป็นค่าคงที่ของระบบ โดยสมมุติผลรวมของ P และ Z คือ $H_{staticlift}$ ดังนั้นสมการ (32) จะเป็น

$$H_{sys} = H_{staticlift} + kQ^2 \qquad (33)$$

โดยที่ H_{sys} เป็นค่าผลต่างความดันของเครื่องสูบที่ทางเข้า – ทางออก

ผลของการวิจัย

การนำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ มาใช้วิเคราะห์หาผลการใช้พลังงานของเครื่องสูบที่ใช้การลดขนาดใบพัด เพื่อลดอัตราการไหลและประเมินหาค่าการใช้พลังงานจากแบบจำลองที่สร้างขึ้น โดยใช้สมการ Affinity Law ทั้ง 3 ชุด เปรียบเทียบกับค่าการทดสอบจริง ค่าตัวเลขที่ปรากฏในตารางที่ 1. เป็นข้อมูลผลการวัดค่าที่ได้จากการทดสอบเครื่องสูบ ที่ศูนย์ฝึกอบรมปฏิบัติการอนุรักษ์พลังงาน (Mini Plant) ตั้งอยู่ที่อาคารอนุรักษ์พลังงานเฉลิมพระเกียรติ ต.คลองห้า อ.คลองหลวง จ.ปทุมธานี เป็นเครื่องสูบแบบหอยโข่ง (Centrifugal Pump) ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัด 159 มิลลิเมตร

ตารางที่ 1 ผลการทดสอบการทำงานของเครื่องสูบ เส้นผ่าศูนย์กลาง 159 มิลลิเมตร

Collecting Data 50 Hz 2945 rpm D_1= 159 mm						
Paddle Flow Q m^3/h	Electric Power P kW	Suction Pressure P_s kPa	Discharge Pressure P_d kPa	Head Pump H m	Number of Revolution N rpm	Efficiency %
0.0	2.26	2.55	370	37.45	2988	0.00
10.4	2.97	2.10	360	36.48	2978	34.80
20.3	3.81	0.41	337	34.31	2961	49.81
32.2	4.77	-2.86	283	29.14	2933	53.60
39.5	5.37	-5.44	229	23.90	2911	47.91

สำหรับค่าเฮดของเครื่องสูบในแถวตั้งที่ 5 หาได้จากผลต่างของความดันที่ทางออกและทางเข้าในที่นี้คือข้อมูลในแถวตั้งที่ 4 และแถวตั้งที่ 3 ตามลำดับมีหน่วยเป็นเมตร ตัวอย่างเช่น เครื่องสูบทำงานที่จุด Q = 0 m^3/h เฮดของเครื่องสูบได้จาก $(P_d-P_s)/\gamma$ = (370-2.55)/9.81 = 37.45 m และสำหรับค่าประสิทธิภาพ (Efficiency) ได้จากการคำนวณค่าตามสมการ (10) ตัวอย่างเช่น เครื่องสูบทำงานที่จุด Q = 10.4 m^3/h ค่าประสิทธิภาพ η = $QH\gamma/P$ = (10.4*36.48*9.81)/(2.97*3600) = 34.80 เป็นต้น ดังที่แสดงผลการคำนวณในแถวตั้งสุดท้าย

เมื่อได้ผลการทดสอบครบแล้วได้ทำการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดเป็น 153 มิลลิเมตร แล้วทำการทดสอบเครื่องสูบใหม่ บันทึกค่าผลการทดสอบ ดังแสดงข้อมูลในตารางที่ 2

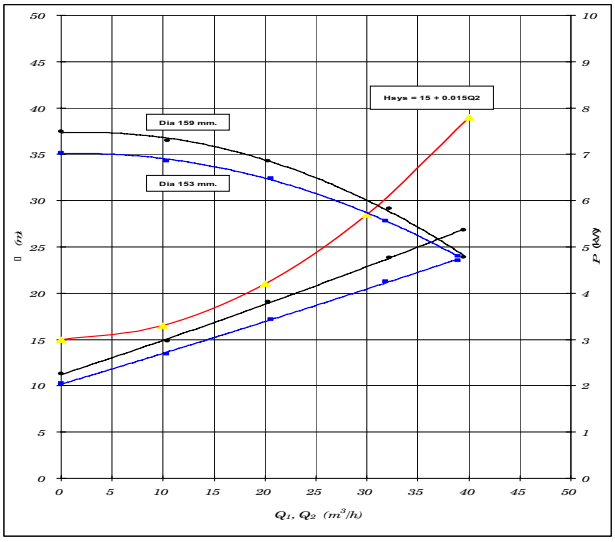
ตารางที่ 2 ผลการทดสอบการทำงานของเครื่องสูบ เส้นผ่าศูนย์กลาง 153 มิลลิเมตร

Collecting Data 50 Hz 2945 rpm D_2= 153 mm						
Q m^3/h	P kW	P_s kPa	P_d kPa	H m	N rpm	η %
0.0	2.05	3.42	348	35.13	3024	0.00
10.3	2.69	2.40	339	34.31	3008	35.80
20.6	3.43	1.00	319	32.42	2987	53.06
31.8	4.26	-1.63	271	27.79	2975	56.53
38.9	4.71	-4.44	231	24.00	2963	54.01

ถ้านำเครื่องสูบที่ทดสอบนี้ไปใช้กับระบบท่อที่มีสมการเฮดรวมของระบบท่อ (Total System Head) มีสมการดังต่อไปนี้

$$H_{sys} = 15 + 0.015Q^2$$

ดังนั้นจากข้อมูลในตารางที่ 1 และ 2 และสมการเฮดรวมของระบบท่อ (Total System Head) สามารถหาจุดทำงานที่แท้จริงของเครื่องสูบได้ โดยการนำค่า Q H P ของตารางที่ 1 และ 2 นำมา plot graph ร่วมกับสมการเฮดรวมของระบบท่อ ที่แทนค่า Q ตั้งแต่ 0 – 40 m^3/h นำมาเขียนเส้นโค้งร่วมกัน จุดตัดกันของเส้นโค้งเฮดของเครื่องสูบและเส้นโค้งเฮดรวมของระบบท่อ คือจุดทำงานของเครื่องสูบ ซึ่งแสดงในรูปที่ 5 และในตารางที่ 3



รูปที่ 5 การหาจุดทำงานของเครื่องสูบ

ตารางที่ 3 จุดทำงานของเครื่องสูบ ที่ขนาดใบพัดต่างกัน

Diameter mm.	Q m^3/h	H m	P kW	η %
159	31	29.5	4.65	53.59
153	30	28.5	4.20	55.47

ค่าประสิทธิภาพ (Efficiency) ได้จากการคำนวณค่าตามสมการ (10)

ต่อไปคำนวณหาจุดทำงานโดยใช้แบบจำลองคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นจากสมการ Affinity Law ทั้ง 3 ชุด หาสมการแบบจำลองของเครื่องสูบจากข้อมูลผลการทดสอบในตารางที่ 1 ร่วมกันกับสมการ (11) (12) และ (16) ได้สมการดังนี้

H_O = 37.45 m

Q_O = 0 m^3/h

H_m = 23.9 m

Q_m = 39.5 m^3/h

η_{max} = 53.6 %

Q_P = 32.2

จากสมการ (16) จะได้ a = -0.00868

ดังนั้นสมการคือ $H = -0.00868Q^2 + 37.45$

สามารถหา Q_{max} ได้โดยแทน H = 0 จะได้

Q_{max} = 65.68 m^3/h

และหาสมการประสิทธิภาพดังนี้

จากสมการ (21) (22) และ (23) จะได้

h = 3.390

g = -0.05549

f = 0.000059

ดังนั้นนำค่า f, g และ h ที่ได้แทนค่าในสมการ (17) จะได้สมการประสิทธิภาพคือ

$\eta = 0.000059Q^3 - 0.05549Q^2 + 3.390Q$

แทนค่าอัตราการไหล Q = 31 m^3/h

จะได้ H = 29.1 m และ η = 53.53 %

ต่อไปเป็นการหาสมการเฮดของเครื่องสูบ ที่เส้นผ่าศูนย์กลางใดๆ ด้วยสมการ (24)-(26) ที่อัตราการไหล Q = 30 m^3/h

จากสมการ (24) ได้ H' = 26.86 m

จากสมการ (25) ได้ H' = 25.56 m

จากสมการ (26) ได้ H' = 26.24 m

หาสมการประสิทธิภาพของเครื่องสูบ ที่เส้นผ่าศูนย์กลางใดๆ ด้วยสมการ (27)-(29) ที่อัตราการไหล Q = 30 m^3/h

จากสมการ (27) ได้ η = 53.54 %

จากสมการ (28) ได้ η = 53.49 %

จากสมการ (29) ได้ η = 53.59 %

หาค่ากำลังงาน (power) จากสมการ (10)

แทนค่าผลที่คำนวณได้ในตารางที่ 4

ตารางที่ 4 ผลการคำนวณจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

Diameter mm.	Q m^3/h	H m	P kW	η %
159	31	29.10	4.59	53.53
153(set 1)	30	26.86	4.10	53.54
153(set 2)	30	25.56	3.91	53.49
153(set 3)	30	26.24	4.00	53.59

Set 1, Set 2 และ Set 3 คือ สมการ Pump Affinity Law ชุดที่ 1 สมการที่ (1)-(3), ชุดที่ 2 สมการที่ (4)-(6) และชุดที่ 3 สมการที่ (7)-(9) ตามลำดับ ใช้ร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

5. สรุป

จากข้อมูลในตารางที่ 3 และ 4 นำมาวิเคราะห์ การประหยัดพลังงานในเครื่องสูบแบบหอยโข่ง ด้วยการลดขนาดใบพัดจาก 159 มิลลิเมตร ลดลงเหลือ 153 มิลลิเมตร เป็นการลดลงของขนาดใบพัดเท่ากับ (159-153)*100/159 = 3.77 % ในส่วนผลประหยัดพลังงานจริงมีการใช้พลังงานลดลงเท่ากับ (4.65-4.20)*100/4.65 = 9.67 % และจากสมการ Affinity Law ที่มีทั้งหมด 3 ชุด นำมาประยุกต์กับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ แสดงให้เห็นว่า Set 1 คือ สมการ Pump Affinity Law ชุดที่ 1 สมการที่ (1)-(3) ให้ผลการคำนวณใกล้เคียงกับผลการทดสอบจริง โดยได้ค่าผลประหยัดพลังงานจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เท่ากับ (4.65-4.10)*100/4.65 = 11.8 % จึงเป็นทางเลือกหนึ่ง ที่สามารถคำนวณหาค่า เฮด อัตราการไหล การใช้พลังงาน และค่าประสิทธิภาพ ที่ให้ผลใกล้เคียงกับความเป็นจริง

เอกสารอ้างอิง

1. Assoc.Prof.Banterng Suwantrakul, Pump Characteristic&Selection, Mechanical Engineering Division, Faculty of Engineering, King Mongkut Institute of Technology,Thonburi, February,2002

2. กองฝึกอบรม กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, ตำราฝึกอบรมผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน

3. Igor J. Karassik, William C. Krutzsch, Warren H. Fraser and Joseph P. Messina ”Pump Handbook” Second Edition

4. R. L. Street, G. Z. Watters, J. K. Vennard, "Elementary Fluid Mechanics", Wiley, New York, 1996.

5. R. L. Mott, Applied Fluid Mechanics, Pearson Prentice Hall, New York, 2005.