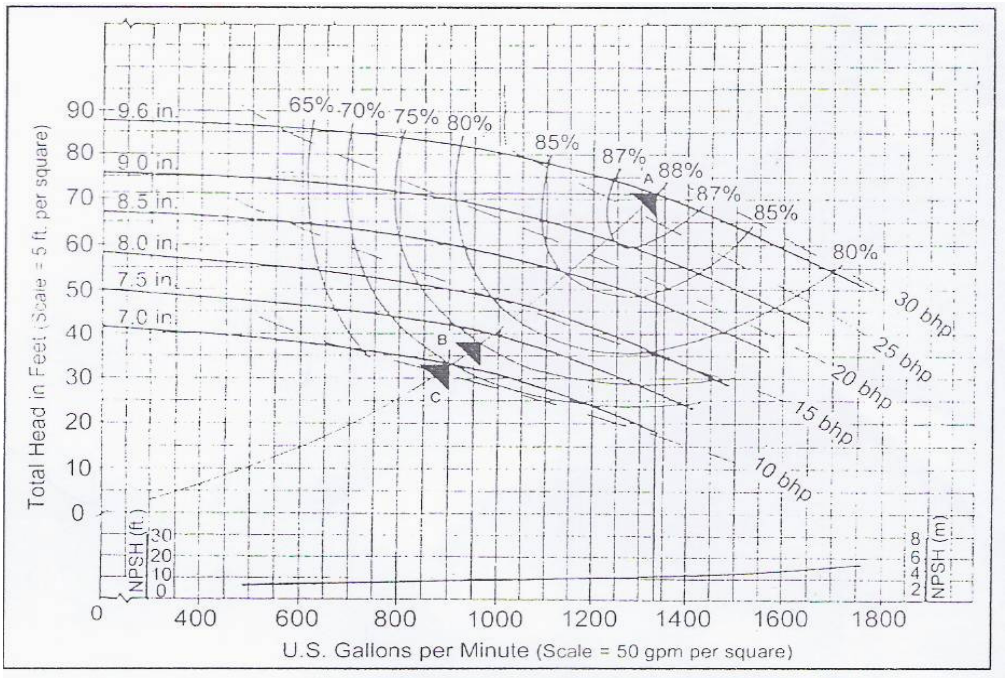
บทที่ 2

ผลงานวิชาการที่เกี่ยวข้อง

Wen-Guang Li (2004)[6] ได้กล่าวไว้ในบทความ เรื่องการทดลองตัดใบพัดของเครื่องสูบน้ำมันแบบหอยโข่ง (Centrifugal Oil Pump) เป็นการทดลองการทำงานของเครื่องสูบน้ำมันแบบหอยโข่ง ชนิด 65Y60 ที่ความหนืดของเหลวต่างๆกัน มีขนาดใบพัดเดิม 213 มม. แล้วตัดใบพัดลง 4 ขนาด คือ 205 มม., 195 มม., 185 มม. และ 175 มม. การตัดใบพัดนี้เป็นตัวแทนของอัตราการไหล, เฮด, กำลังเพลา และ ประสิทธิภาพ เช่นเดียวกับ เส้นโค้งตัดใบพัด (Trim Curves) ที่จุดที่มีประสิทธิภาพดีที่สุด (Best Efficiency Point) ตัวแทนการตัดใบพัดของเฮดและกำลังเพลาที่จุด Shut-Off ถูกคำนวณด้วย ตัวแทนการทดลองถูกนำมาเปรียบเทียบกับทฤษฎีกฎความคล้าย (Affinity Law) เพื่อที่จะคำนวณการเปลี่ยนแปลงเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัด (Impeller Diameter) พบว่าเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดที่ 205 มม. อัตราการไหลได้รับผลกระทบน้อย โดยทั้งความหนืดของเหลว และ การตัดเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัด ในขณะที่ตัวแทนตัดใบพัดได้มาจากการทดลองที่เส้นผ่าศูนย์กลางอื่นๆ ได้รับผลกระทบอย่างมากโดยทั้งความหนืดของเหลว และการตัดเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัด และแสดงแนวโน้มความเปลี่ยนแปลงที่แตกต่างอย่างมาก กับความหนืดสำหรับแต่ละเส้นผ่าศูนย์กลาง อย่างไรก็ตาม ตัวแทนเหล่านี้ ได้รับผลกระทบน้อยกว่า โดยความหนืดของเหลว เมื่อเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดถูกตัดในจำนวนที่มากกว่า และเข้าใกล้กับค่าที่สอดคล้องทางทฤษฎี ที่กล่าวโดย Stepanoff. การวิเคราะห์เส้นโค้งการตัดใบพัดที่มีอยู่ แสดงความแตกต่างอย่างมากกับข้อมูลการทดลอง โดยเฉพาะอย่างยิ่ง เส้นโค้งประสิทธิภาพ (Efficiency Curve) ดังนั้น ค่าพารามิเตอร์สมรรถนะของเครื่องสูบน้ำมันแบบหอยโข่ง (Centrifugal Oil Pumps) ไม่สามารถประเมินค่าอย่างแท้จริง โดยใช้สมการที่มีอยู่สำหรับเส้นโค้งตัดใบพัด (Trim Curves) ในกรณีของเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดลดลง ที่จุดประสิทธิภาพดีที่สุด เมื่อควบคุมความหนืดน้ำมัน (Viscous Oils) ผลของความหนืดตามค่าพารามิเตอร์ ต้องถูกพิจารณาในการประเมินนี้ด้วย

James B. (Burt) Rishel, P.E.(2000)[7] ได้กล่าวไว้ในบทความ เรื่อง 40 ปี ของเล็กน้อยเกี่ยวกับเครื่องสูบ (40 Years Of Fiddling With Pumps) ตอนหนึ่งได้กล่าวถึง กฎความคล้าย (Affinity Law) สำหรับเครื่องสูบที่ปรับเปลี่ยนอัตราการไหลโดยตรงด้วยความเร็วรอบ หรือเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัด โดยที่ $H = Q^2$ เช่นเดียวกัน $P = Q^3$ ของพารามิเตอร์เหล่านี้ เขาได้ติดตั้งพารามิเตอร์ในคอมพิวเตอร์และพบว่ามันตรวจสอบสภาพที่เป็นจริง สมรรถนะเครื่องสูบตรวจสอบ

อย่างดีเยี่ยมด้วยการเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบ แต่เส้นผ่าศูนย์กลางใบพัด ผลทดลองแตกต่างกัน รูปที่ 2.1 กราฟสมรรถนะชุดจริงของเส้นโค้งเครื่องสูบ ด้วยเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดที่แตกต่าง และความเร็วรอบคงที่ เท่ากับ 1,750 rpm ส่วนกราฟพาราโบล่าของจุดประสิทธิภาพดีที่สุด วาดลงบนเส้นโค้งนี้ จุดประสิทธิภาพดีที่สุดด้วยเส้นผ่าศูนย์กลางมากที่สุด คือแสดงที่จุด A ที่ 1,335 gpm และ 72 ft ของเฮด (84 L/s และ 215 kPa) ด้วยประสิทธิภาพ 88% ถ้ากฎความคล้ายใช้ได้ผล จุดที่มีผลลัพธ์เท่ากันสำหรับ 7 in. (178 mm.) เส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดควรจะอยู่ที่จุด B หรือ 960 gpm ที่ 38 ft (61 L/s ที่ 114 kPa) แต่จุดจริงสำหรับเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดนี้ คือ ที่จุด C หรือ 900 gpm ที่ 33 ft (57 L/s ที่ 99 kPa) นั่นคือประมาณ 6% สูญเสียในเครื่องสูบ



รูปที่ 2.1 สมรรถนะเครื่องสูบด้วยการเปลี่ยนแปลงเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัด

ขณะที่เส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดเปลี่ยนแปลง ความเร็วจำเพาะของเครื่องสูบอาจจะเปลี่ยนแปลง

ความเร็วจำเพาะสำหรับเครื่องสูบ คือ

$$N_s = \frac{S\sqrt{Q}}{h^{3/4}}$$

เมื่อ

S = ความเร็วรอบเครื่องสูบ มีหน่วยเป็น rpm

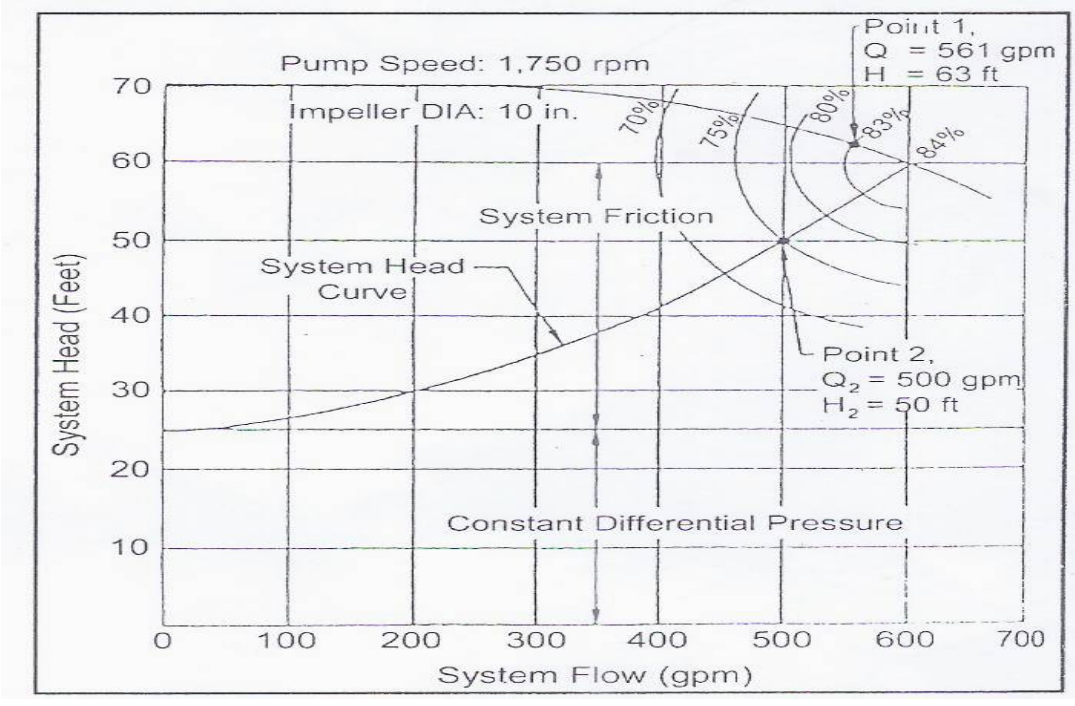
Q = อัตราการสูบ มีหน่วยเป็น gpm

h = เฮดรวม มีหน่วยเป็น ft

ไม่ทั้งหมดของเครื่องสูบที่แสดงความเปลี่ยนแปลงนี้ ในความเร็วจำเพาะด้วยเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัด แต่ก็มีมากพอที่จะประเมินจากการเปลี่ยนแปลงความเร็วจำเพาะด้วยการเปลี่ยนแปลงเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัด แสดงในรูป 2.1 มันเป็นความยากเพื่ออธิบายสิ่งนี้ บ่อยๆมันเป็นการสร้างหลังจากเครื่องสูบมีการทดสอบที่เส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดต่างๆ สิ่งนี้ทำยากเพื่อที่จะใช้การเปลี่ยนแปลงใบพัดในโปรแกรมคอมพิวเตอร์ สำหรับทำนายสมรรถนะเครื่องสูบ โดยปราศจากการประเมินค่าอย่างระวังของเส้นโค้งเครื่องสูบจริง

ความมีประสิทธิภาพของเครื่องสูบนี้ รูปที่ 2.1 สูงสุดที่ 88% ที่เส้นผ่าศูนย์กลางมากที่สุด เปรียบเทียบในบริเวณใกล้เคียง 71% ที่เส้นผ่าศูนย์กลางน้อยที่สุด เห็นได้ชัด ถ้าออกแบบเป็นที่พอใจ เงื่อนไข คือ 900 gpm ที่ 38 ft (57 L/s ที่ 114 kPa) มีบางโรงงานผู้ผลิตที่มีเครื่องสูบที่ให้ประสิทธิภาพสูงกว่า 71% ที่เงื่อนไขนี้

ระบบน้ำ HVAC (Heating Ventilation and Air Conditioning) จำนวนมากมีเฮดคงที่ เพื่อต้องการอัตราการไหลในระบบน้ำ ตัวอย่างของเฮดคงที่นี้ คือ หอผึ่งลม (cooling tower) ยกสูงขึ้นไป หรือ ความดันคงที่ เพื่อรักษาอัตราการไหลที่ตอนปลายของการวนรอบระบบน้ำเย็น (chilled) และน้ำร้อน (hot water) รูปที่ 2.2 แสดงเครื่องสูบที่เลือกสำหรับ 600 gpm ที่ 60 ft (38 L/s ที่ 179 kPa) ด้วยเส้นโค้งนี้แสดงให้เห็นว่า เครื่องสูบมีการประยุกต์เพื่อระบบน้ำ ที่ซึ่ง 25 ft ของเฮดคงที่ (75 kPa) เพื่อที่จะรักษาอัตราการไหลทั้งหมดที่เพิ่มขึ้นในระบบน้ำ



รูปที่ 2.2 ผลของเฮดระบบคงที่จากการตัดใบพัดเครื่องสูบ

ที่จุดทำงานเริ่มต้นของระบบ เครื่องสูบควรจะทำงานที่ 500 gpm และ 50 ft ของเฮด (32 L/s ที่ 150 kPa) ตามที่กฎความคล้าย (Affinity Law) ควรจะหารอัตราการไหล 600/500, เส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดเดิมเท่ากับ 10 in (254 mm) นำมาซึ่งเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดใหม่ ผลลัพธ์เท่ากับ 8.33 in (212 mm) ซึ่งจะไม่ได้ผลผลิต 500 gpm ที่ 50 ft (32 L/s ที่ 150 kPa) ภายหลังเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดใหม่จะผลิต 500 gpm ที่เฮด 42 ft เท่านั้น (32 L/s ที่ 136 kPa) วิธีที่เหมาะสมของการหาขนาดใบพัด โดยสมการกฎความคล้าย (Affinity Law Equation) คือ

$$Q_1 = \sqrt{Q_2^2 * H_1 / H_2}$$

เมื่อ

Q_1 และ H_1 คือ อัตราการไหลและเฮด ที่ทราบจากเส้นโค้งเครื่องสูบ

Q_2 และ H_2 คือ ค่าที่ต้องการ 500 gpm ที่เฮด 50 ft

สมการนี้แก้ไขเฮดที่แตกต่างยากลำบาก จนกระทั่งอัตราการไหลและเฮด ถูกสร้างที่ตำแหน่งบนเส้นโค้งเครื่องสูบ ในกรณีนี้ มีเงื่อนไขคือ 561 gpm ที่เฮด 63 ft (35 L/s ที่ 188 kPa) เส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดที่ถูกต้องเป็นดังนี้ 500/561*10 เท่ากับ 8.91 in (226 mm) ตรวจสอบการคำนวณ เส้นผ่าศูนย์กลางใบพัดนี้ จะผลิต 500 gpm ที่เฮด 50 ft (32 L/s ที่ 150 kPa) เครื่องสูบมีความเร็วรอบคงที่ จะทำงานที่ประสิทธิภาพ 75%