

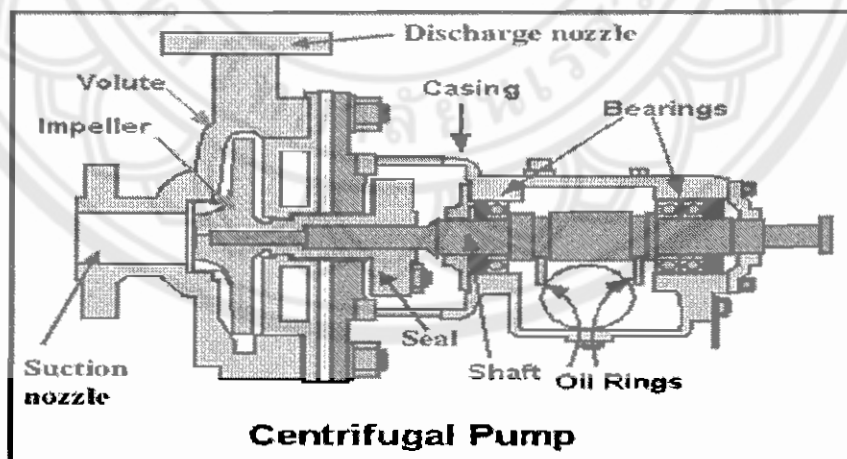
บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

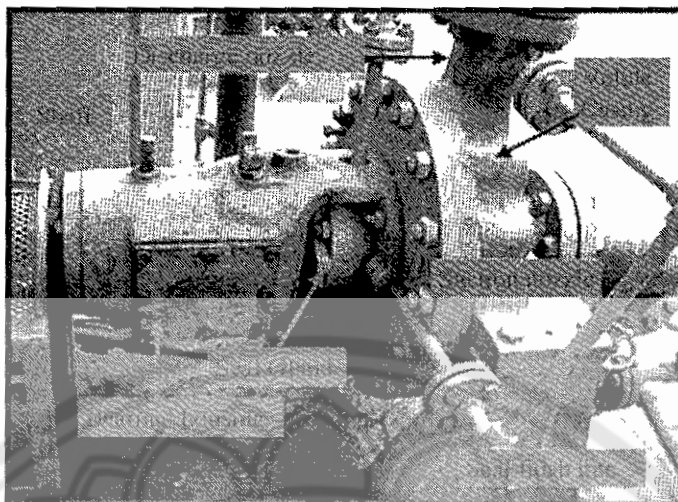
โครงการนี้เป็นการศึกษาและวิเคราะห์สมรรถนะของเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งมาใช้เป็นกักเก็บน้ำแบบฟรานซิสขนาดเล็ก จึงมีการศึกษาทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง รูปร่างลักษณะทางกายภาพ สามเหลี่ยมความเร็วทั้งทางขาเข้าและขาออก เส้นโค้งประสิทธิภาพของทั้งเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งและกักเก็บน้ำแบบฟรานซิส ตามลำดับ และมีการศึกษางานวิจัยที่ศึกษาการนำเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งมาใช้เป็นกักเก็บน้ำ

2.1 เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง (Centrifugal Pump)

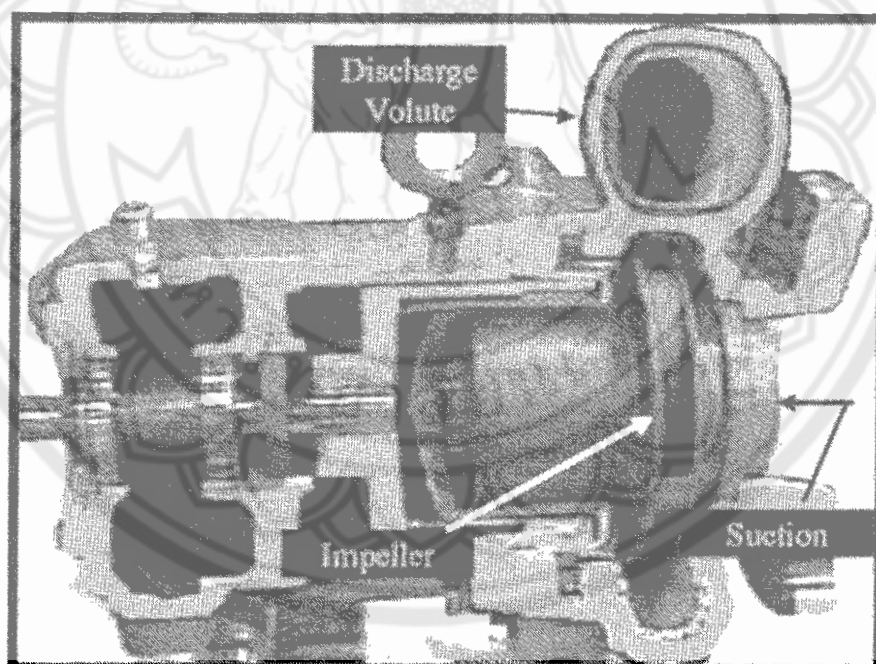
เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง เป็นเครื่องสูบน้ำที่ได้รับความนิยมในการใช้งานสูงสุดเมื่อเทียบกับเครื่องสูบน้ำชนิดอื่น ๆ เนื่องจากเครื่องสูบน้ำประเภทนี้มีความยืดหยุ่นในการใช้งานสูง เหมาะสมกับการใช้งานหลายประเภทประกอบกับการดูแลรักษาง่าย ส่วนประกอบ ลักษณะใบพัด และลักษณะการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งดังที่แสดงในรูปที่ 2.1 ถึง 2.5 ใบพัดจะอยู่ในเสื้อเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง (Volute Casing) ให้พลังงานแก่ของเหลวโดยการหมุนของใบพัด ทำให้สามารถยกน้ำจากระดับต่ำขึ้นไปสู่ระดับสูงได้



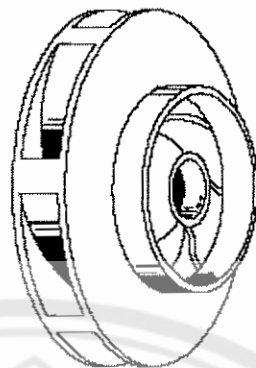
รูปที่ 2.1 องค์ประกอบหลักของเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง
(ที่มา: <http://www.cheresources.com/centrifugalpumps3.shtml>)



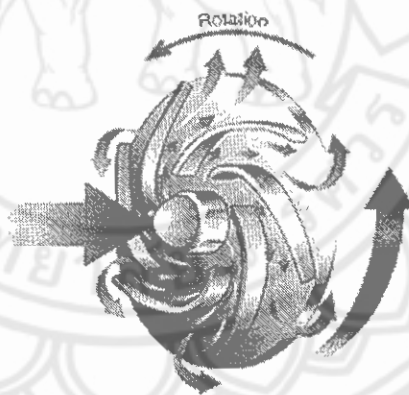
รูปที่ 2.2 : องค์ประกอบหลักของเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง
(ที่มา:<http://www.cheresources.com/centrifugalpumps3.shtml>)



รูปที่ 2.3: แสดงภาพตัดขวางของเสื้อเครื่องสูบน้ำ
(ที่มา:<http://www.cheresources.com/centrifugalpumps3.shtml>)



รูปที่ 2.4 ลักษณะของใบเครื่องสูบน้ำ
(ที่มา : www.tpub.com/.../doe/h1018v1/css/h1018v1_98.htm)



รูปที่ 2.5 ลักษณะการทำงานของใบเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง
(ที่มา: www.cheme.uiuc.edu/kraftunitops2/image/centri)

2.1.1 หลักการทำงานของเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง

พลังงานจะเข้าสู่เครื่องสูบน้ำโดยผ่านเพลลาซึ่งมีใบพัดติดอยู่ เมื่อใบพัดหมุนของเหลวภายในเครื่องสูบน้ำจะไหลจากส่วนกลางของใบพัดไปสู่ส่วนปลายของใบพัด (Vane) ซึ่งจากการกระทำของแรงเหวี่ยงจากแผ่นใบพัดนี้จะทำให้หัวน้ำความดัน (pressure head) ของเหลวเพิ่มขึ้น เมื่อของเหลวได้รับความเร่งจากแผ่นใบพัดก็จะทำให้มีหัวน้ำความเร็วสูงขึ้นส่งผลให้ของเหลวไหลจากปลายของใบพัดเข้าสู่เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง แล้วออกไปสู่ทางออกของเครื่องสูบน้ำในขณะเดียวกันก็เปลี่ยนหัวน้ำความเร็วเป็นความดัน ดังนั้นหัวน้ำที่ให้แก่ของเหลวต่อหนึ่งหน่วยความหนักเรียกว่า หัวน้ำรวมของเครื่องสูบน้ำ

หลักการที่สำคัญของเครื่องสูบน้ำในการสูบน้ำ คือการที่ใบพัด (Impellers) ซึ่งถูกแรงบิดของเพลลาบิดให้เคลื่อนที่รอบแกนเพลลาด้วยความเร็วสูงในก้นของเหลว บานก้าน (blade) จะเบียดกับของเหลว ทำให้ของเหลววิ่งเร็วขึ้น และมีความเร็วเชิงมุมสูงขึ้น มีหัวความดันสูง เมื่อหลุดออกจากช่องของบานก้านแล้วก็ยังสามารถวิ่งด้วยความเร็วสูงต่อไป ในสูบบางชนิดจะลดความเร็วของของเหลวนี้ลงด้วยเปลือกหอยโข่ง (Volute Casing) จะทำให้ความเร็วลดลงแต่หัวความดันเพิ่มขึ้นของไหลไปได้ไกลยิ่งขึ้น หรือขึ้นสูงได้กว่าเดิม

2.1.2 ทฤษฎีและลักษณะสามเหลี่ยมความเร็วของเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง

ในกรณีของเครื่องสูบน้ำงานจะเกิดจากใบพัดที่ของเหลวและจะแสดงสมการซึ่งเหมือนกับกรณีของกังหัน โดยงานที่ของเหลวกระทำต่อ กิโลกรัม (kg) ของของเหลวต่อวินาที (s)

$$= \frac{Vu_1U_1 - Vu_2U_2}{g} \quad \frac{kg_{fm}}{kg_w} \quad (2.1)$$

$$= Vu_1U_1 - Vu_2U_2 \quad \frac{J}{s} \quad (2.2)$$

หรืออาจแสดงเป็น

$$= \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2g} \quad (2.3)$$

ทั้งหมดของการแสดงนี้จะบอกว่าการเกิดจากการประกอบขึ้นด้วย 2 ส่วนโดยส่วนแรกพลังงานกลจะให้เทอมแรกเป็น $(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2g})$ และอีก 2 เทอมที่เหลืออยู่ของพลังงานความดันซึ่งจะช่วยในการคำนวณที่เหลือ โดยพลังงานทางกลจะเป็นส่วนกลับของพลังงานความดัน ที่ทางนำกังหันหรือห้องรูปก้นหอย

เมื่อการออกแบบเครื่องสูบน้ำที่การพิจารณาสามเหลี่ยมความเร็วจะคิดที่ทางขาเข้าโดยจะให้ ($V_{u2} = 0$) จะได้สมการเป็น

งานที่กระทำบนของเหลวต่อกิโกรัมต่อวินาที

$$= \frac{V_{u1} U_1}{g} \quad (2.4)$$

ในสมการด้านบนจะเป็นงานที่ป้อนให้ของเครื่องสูบน้ำส่วนกิโกรัมซึ่งจะมีหัวน้ำรวม (H) เป็นงานที่สูญเสียของเครื่องสูบน้ำแล้วจะมีประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำเป็น

$$\eta_h = \frac{gH}{V_{u1} U_1 - V_{u2} U_2} \quad (2.5)$$

ถ้ามีอัตราการไหลมาเกี่ยวข้อง (Q) ในหน่วยลิตรต่อวินาทีจะได้

$$\eta_v = \frac{Q \times \frac{V_{u1} U_1 - V_{u2} U_2}{g}}{(Q + \Delta Q) \times \frac{V_{u1} U_1 - V_{u2} U_2}{g}} \quad (2.6)$$

$$= \frac{Q}{Q + \Delta Q} \quad (2.7)$$

ถ้ามีกำลังสถิตและกำลังเครื่องจักรที่กระทำกับเพลานของเครื่องสูบน้ำโดยให้ ω คือความเร็วเชิงมุมจะ

$$P_s - P_{mech} = \frac{\omega(Q + \Delta Q) \left(\frac{V_{u1} U_1 - V_{u2} U_2}{g} \right)}{75} \quad (2.8)$$

จะได้ประสิทธิภาพ

$$\eta_m = \frac{P_s - P_{mech}}{P_s} \quad (2.9)$$

ประสิทธิภาพรวมจะเขียนได้

$$\eta_o = \frac{\omega QH/75}{P_s} \quad (2.10)$$

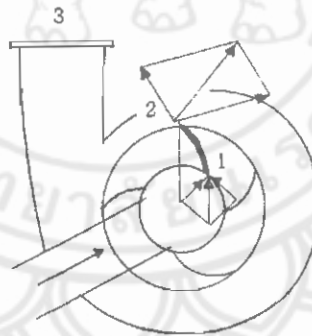
$$= \frac{\omega QH}{75(P_s - P_{mech})} \quad (2.11)$$

$$= \eta_m \times \frac{\omega QH \times 75}{75\omega(Q + \Delta Q) \left(\frac{V_{u1}U_1 - V_{u2}U_2}{g} \right)} \quad (2.12)$$

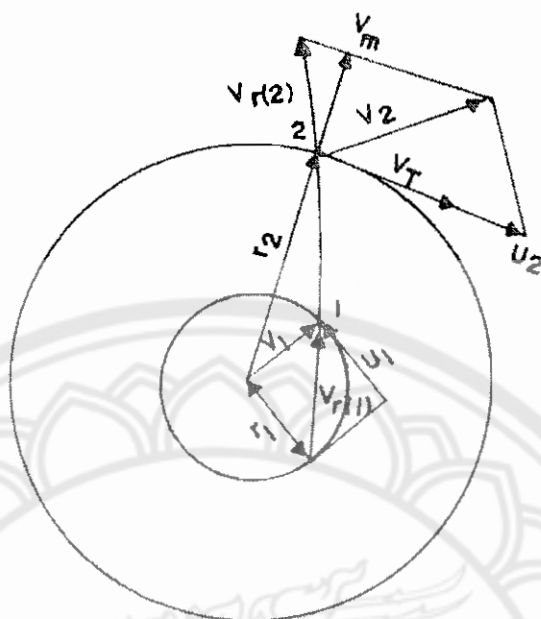
$$= \eta_m \times \eta_o \times \eta_h \quad (2.13)$$

ดังนั้นจะได้ประสิทธิภาพจริงคือจะให้ (h) เป็นหัวน้ำสถิตจะได้เป็น

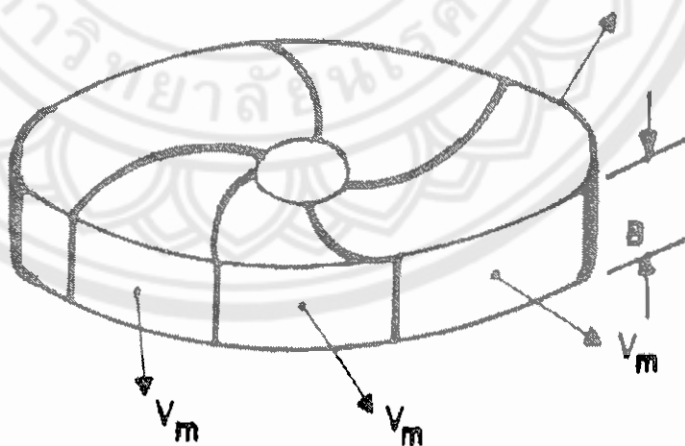
$$\eta_a = \frac{\omega Qh}{75 \times P_s} \quad (2.14)$$



รูปที่ 2.6 ลักษณะสามเหลี่ยมความเร็วของเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง
(ที่มา: เครื่องสูบน้ำ การออกแบบ การใช้งานและการบำรุงรักษา หน้า 9)



รูปที่ 2.7 รูปสามเหลี่ยมความเร็วที่ทางเข้าและออกของใบพัด
(ที่มา: เครื่องสูบน้ำ การออกแบบ การใช้งานและการบำรุงรักษา หน้า 10)



รูปที่ 2.8 แสดงการไหลของของไหลออกจากใบพัด
(ที่มา: เครื่องสูบน้ำ การออกแบบ การใช้งานและการบำรุงรักษา หน้า 11)

โดยที่

V = ความเร็วสมบูรณ์ของน้ำ

U = ความเร็วในแนวสัมผัสของใบพัดหมุน

V_r = ความเร็วสัมผัสของน้ำกับทางที่ใบพัดหมุน

V_T = ความเร็วสมบูรณ์ของน้ำในแนวสัมผัสกับทางที่ใบพัดหมุน

B = ความกว้างของใบกังหัน

ตัวห้อย 1 = แสดงสถานะที่ความดันสูงของปฏิกิริยาของเครื่อง

ตัวห้อย 2 = แสดงสถานะที่ความดันต่ำของปฏิกิริยาของเครื่อง

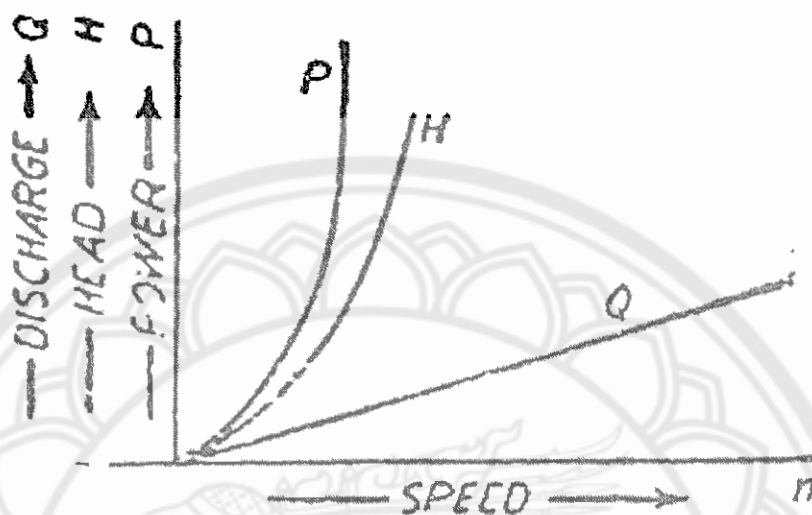
ตัวห้อย n = จะแสดงองค์ประกอบของความเร็วในทิศทางแนวสัมผัส

ตัวห้อย m = จะแสดงองค์ประกอบของความเร็วในทิศทางปกติที่ทิศทางแนวสัมผัส เช่น ในแนวรัศมีและ/หรือทิศในแนวแกน หรือ เส้นแวงประกอบ

2.1.3 เส้นโค้งสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง

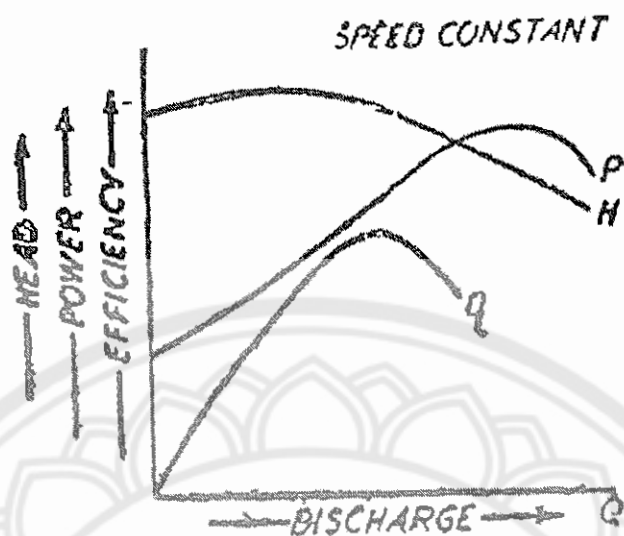
ความสัมพันธ์ระหว่างหัวน้ำ และ อัตราการไหลสำหรับเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง คือ $H = AN^2 + BNQ + CQ^2$ ที่ B และ C คงที่มีค่าเป็นลบ เมื่อหัวน้ำถูกพัฒนาจนมีค่าสูงสุดเมื่ออัตราการไหลเป็นศูนย์ ในธรรมชาติของเส้นโค้ง $H-Q$ จนเป็นพาราโบลา (Parabolic) เลยไปที่จุดแน่นอน หัวน้ำจะลดลงอย่างรวดเร็วมาก ๆ และเมื่อถึงจุดนี้ เครื่องสูบน้ำจะไม่สามารถสร้างหัวน้ำที่จำเป็นได้ และการดำเนินงานจะไม่แน่นอน

ที่อัตราการไหลเป็นศูนย์ กำลังต้องการที่จะชนะการสูญเสียทางกล การใช้กำลังจะลดลงเกือบจะเป็นเชิงเส้นกับอัตราการไหลจากจุดนี้ แต่เมื่ออัตราของการไหลลดลงที่หัวน้ำกลับสูงขึ้น (โดยเฉพาะใกล้จุดที่เสถียร) กำลังที่ใช้จะลดลง และเส้นโค้งในบริเวณนี้จะมีพฤติกรรมในลักษณะเส้นโค้ง $Q-\eta$ เริ่มจากจุดเริ่มต้น (เมื่อที่ $Q=0$, $\eta=0$) และให้แบบจำลองธรรมชาติเหมือนเส้นโค้ง $Q-p$



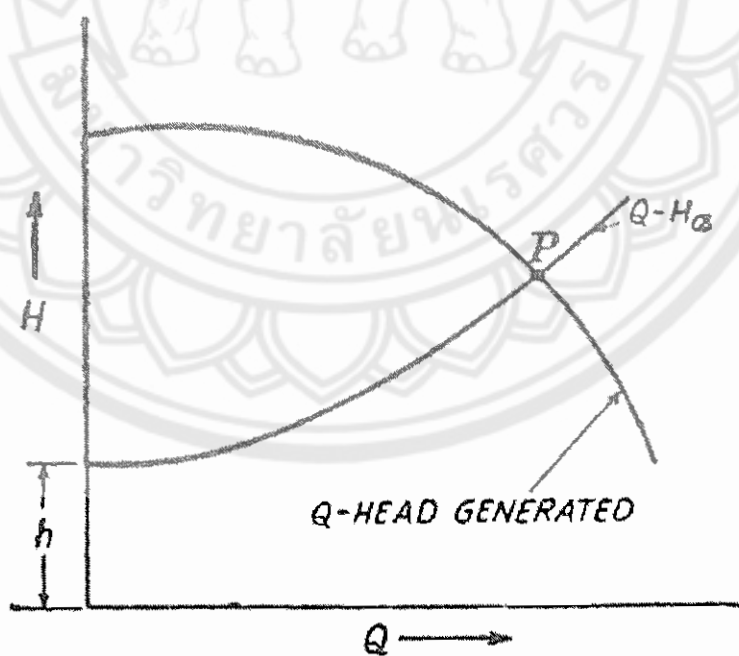
รูปที่ 2.9 แสดงเส้นโค้งคุณลักษณะของเครื่องสูบน้ำ
(ที่มา: hydraulic machines theory and design หน้า 224)

ที่แสดงในรูป 2.9 ถึงแม้ว่าเครื่องสูบน้ำเป็นการออกแบบที่ตัวกำเนิดหัวน้ำรวม หรือการวัดความกดดันของของเหลวที่หัวน้ำ ที่หัวน้ำจริงบนเครื่องสูบน้ำจะขึ้นอยู่กับความต้องการของอัตราการไหลจะได้จาก $H_a = h + k_3 Q^2$ ที่เส้นโค้ง $Q-H$ ของรูป 2.10(a) จะให้พฤติกรรมธรรมชาติของเครื่องสูบน้ำ หรือ ตัวกำเนิดหัวน้ำที่หลายๆสภาวะการไหล ถ้านกราฟเดียวกัน เราจะเขียนเส้นโค้ง $Q-H_a$ จะตัดกับเส้นโค้ง $Q-H$ ที่จุดนี้เรียกว่า (P) จะแสดงในรูป 2.10 (b) ที่จุดนี้ ความต้องการหัวน้ำ และตัวกำเนิดหัวน้ำ จะเท่ากันและเมื่อแสดงจุดดำเนินงานของเครื่องสูบน้ำ



(a)

รูปที่ 2.10 (a) แสดงเส้นโค้งคุณลักษณะจำเพาะของเครื่องสูบน้ำ
(ที่มา: hydraulic machines theory and design หน้า 227)



(b)

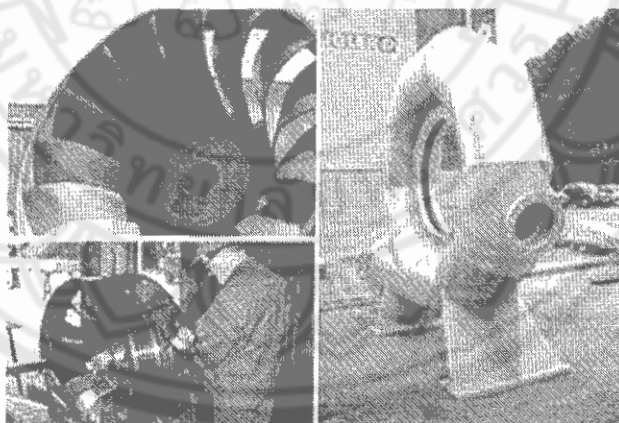
รูปที่ 2.10 (b) จุดทำงานของเครื่องสูบน้ำ
(ที่มา: hydraulic machines theory and design หน้า 227)

2.2 กังหันน้ำแบบฟรานซิส (Francis turbine)

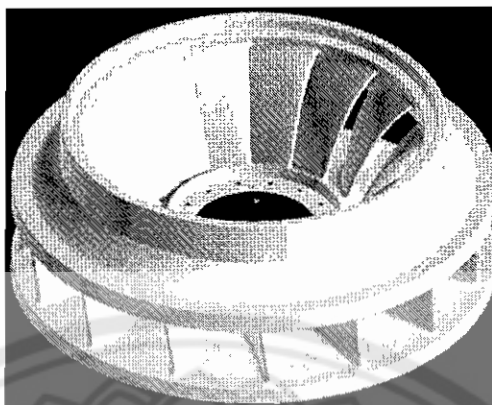
กังหันน้ำชนิดนี้เป็นกังหันน้ำที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายเพราะสามารถใช้กับแหล่งน้ำที่มีระดับความสูงของหัวน้ำตั้งแต่ 2 ถึงกว่า 300 เมตร

2.2.1 หลักการทำงานของกังหันน้ำแบบฟรานซิส

น้ำที่ถูกส่งเข้ามาจากท่อส่งน้ำจะไหลเข้าสู่ท่อกันหอยที่ประกอบอยู่รอบๆ ตัวกังหัน ท่อกันหอยจะมีขนาดของพื้นที่หน้าตัดเล็กลงตามความยาวของท่อเพื่อต้องการทำให้น้ำมีแรงดันและความเร็วในการไหลมากขึ้น ภายในท่อกันหอยจะมีน้ำเต็มอยู่ตลอดเวลา น้ำที่ไหลในท่อกันหอยจะแทรกตัวผ่านลิ้นน้ำเข้า (Guide vane) เพื่อเข้าสู่ตัวกังหันน้ำทำให้วงล้อของกังหันน้ำเกิดการหมุนได้ ลิ้นน้ำเข้าสามารถปรับแต่งมุมให้ปิดหรือเปิดได้มากน้อยตามความต้องการ ทำหน้าที่คล้ายหัวฉีดของกังหันน้ำแบบเพลตัน น้ำซึ่งถ่ายพลังงานจลน์ให้กับใบพัดกังหันน้ำแล้วจะไหลลงสู่ท่อรับน้ำที่อยู่ด้านล่างต่อไป กังหันน้ำแบบฟรานซิสมีทั้งแบบแกนตั้งและแกนนอน ซึ่งการเลือกใช้จะขึ้นอยู่กับกรออกแบบและขนาดของโรงไฟฟ้าแต่โดยทั่วไปจะนิยมใช้แบบแกนตั้งมากกว่า ลักษณะของกังหันน้ำแบบฟรานซิสดังแสดงในภาพที่ 2.11 และ 2.12



รูปที่ 2.11 แสดงตัวอย่างกังหันน้ำฟรานซิส
ที่มา (Hydro Energy. 2003. On-line)



รูปที่ 2.12 กังหันฟรานซิส (Francis turbine)

ที่มา (www.topomatika.hr)

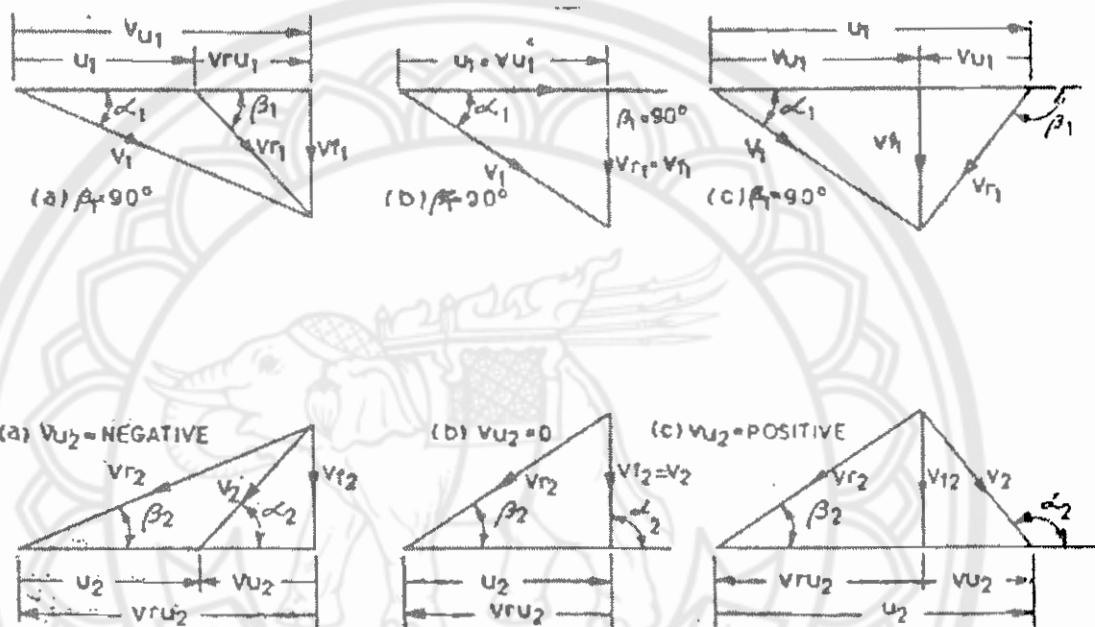
กังหันฟรานซิส (Francis Turbine) เป็นกังหันแบบที่ใช้การไหลเข้าของปริมาณน้ำในใบพัดเป็นแบบแฉกและไหลออกขนานกับแกน ซึ่งแสดงว่ามีการเปลี่ยนทิศทางการไหลในขณะผ่านใบพัดกังหันฟรานซิสมีทั้งแบบแกนนอนและแกนตั้ง

ตารางที่ 2.1 แสดงความแตกต่างของใบพัด กังหันฟรานซิสมีทั้งแบบแกนนอนและแกนตั้ง

แกนตั้ง	แกนนอน
1. ต้องการพื้นที่น้อยการติดตั้งสามารถวางเครื่องกังหันให้อยู่ในระดับต่ำ เพื่อลดปัญหาการกัดกร่อนและโพรงสุญญากาศที่เกิดกับใบพัดเครื่องกังหัน 2. อุปกรณ์ของเครื่องกังหันน้ำอยู่ในฐานและโครงสร้างอาคารที่เป็นคอนกรีตรับแรงสั่นสะเทือนได้ดี 3. เหมาะกับเครื่องกังหันน้ำขนาดใหญ่ที่ต้องการพื้นที่โรงไฟฟ้าไม่มาก และมีประสิทธิภาพสูงกว่าแกนนอน	1. เป็นเครื่องกังหันน้ำขนาดเล็กแต่ใช้กับกังหันหัวน้ำสูง มีความเหมาะสมทางเศรษฐศาสตร์ในเครื่องกังหันแกนนอนขนาดใหญ่จะมีท่อน้ำเข้ากังหันใหญ่มากจึงยุ่งยากในการก่อสร้างโครงสร้างที่จะมารองรับ 2. การซ่อมแซม และการบำรุงรักษาทำได้ง่าย 3. ประสิทธิภาพของเครื่องกังหันน้ำแกนนอนต่ำกว่าแกนตั้งประมาณ 1-2 เปอร์เซ็นต์

2.2.2 ทฤษฎีและลักษณะสามเหลี่ยมความเร็วของกังหันฟรานซิส

กังหันฟรานซิส เป็นกังหันที่ใช้หัวน้ำปานกลางถึงต่ำ จากการศึกษาผลของการไหลบนการเคลื่อนที่ของทางเข้าของน้ำ ดังรูปที่ 2.13



รูปที่ 2.13 แผนภาพสามเหลี่ยมความเร็วที่ทางเข้าและออกของกังหัน
(ที่มา: Hydraulic machines theory and design หน้า 3)

พิจารณาจากสามเหลี่ยมความเร็วน้ำ เราจะแสดงตัวแปรในสามเหลี่ยมความเร็วดังนี้
กำหนดให้ H = หัวน้ำ

Q = อัตราการไหล

k_u = อัตราส่วนการเพิ่มความเร็ว

η = ประสิทธิภาพ

B = ความกว้าง

D = เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของใบพัดหมุน

r = ระยะรัศมีจากแกนเพลลา

V = ความเร็วสมบูรณ์ของน้ำ

U = ความเร็วในแนวสัมผัสของใบพัดหมุน

V_r = ความเร็วสัมผัสของน้ำกับทางที่ใบพัดหมุน

α = มุมที่เกิดจากความเร็วสมมูลกับทิศทางของการเคลื่อนที่ที่เราได้จาก
มุมที่ทางนำของใบพัด หรือมุมของหัวฉีด

β = มุมที่เกิดจากความเร็วสัมผัสกับทิศทางของการเคลื่อนที่

β' = มุมที่เกิดจากแนวสัมผัสที่ปลายใบพัดกับทิศทางของการเคลื่อนที่

หมายเหตุ มุมจะวัดจากทิศทางด้านลบของการเคลื่อนที่ในกรณีของกังหันและจากทิศทาง
ด้านบวกของการเคลื่อนที่ในกรณีของเครื่องสูบ

ตัวห้อย 1 = แสดงสถานะที่ความดันสูงของปฏิกิริยาของเครื่อง

ตัวห้อย 2 = แสดงสถานะที่ความดันต่ำของปฏิกิริยาของเครื่อง

ตัวห้อย 0 = แสดงสถานะ ก่อนทางเข้าในกรณีของ

กังหัน และหลังทางออกของเครื่องสูบ

ตัวห้อย 3 = ค่าอ้างอิงในท่อน้ำออกในกรณีของกังหันและใน

บริเวณท่อสำหรับกรณีของเครื่องสูบ

ตัวห้อย n = แสดงองค์ประกอบของความเร็วในทิศทางแนวสัมผัส

ตัวห้อย f = แสดงองค์ประกอบของความเร็วในทิศทางปกติที่ทิศทาง
แนวตั้งฉากกับเส้นสัมผัสหรือในแนวแกน

สถานะที่ให้ประสิทธิภาพสูงคือพลังงานที่ทางออกจะได้น้อย โดยพลังงานที่ทางออกต่อ

kg_w ของน้ำคือ $\frac{V_2^2}{2g}$ และในการคำนวณจะถือว่าความขรุขระในท่อน้อยมาก และค่าความเสียด

ทานน้อย ของ กังหันในช่องนำและใบพัดหมุนน้อยด้วย

$$\eta_h = \frac{H - V_2^2/2g}{H} \quad (2.15)$$

จะเห็นได้จาก รูปสามเหลี่ยมความเร็วค่า (V_2) ที่เหมาะสมที่สุด ที่จะให้พลังงานที่ถูกปล่อย
ทิ้งน้อยที่สุด เมื่อแนวสัมผัสของความเร็วสมมูลที่ทางออก (V_{u_2}) กำลังจะเป็นศูนย์เราจะประมาณ
ในรูปของ สมการออยเลอร์(Euler) ของงาน

$$\text{Work} / \text{kg}_w / \text{sec} = \frac{V_{U1} U_1}{g}$$

$$\eta_h = \frac{V_1 U_1}{gH} \quad (2.16)$$

บางที่เราไม่สามารถรับรองความเร็วสมบูรณ์ที่ทางออก V_2 จะน้อยและทำให้พลังงานที่ถูกทิ้งออกจะน้อยจริง ความสัมพันธ์ระหว่าง V_2 และความเร็วแนวสัมผัส U_2 และมุมใบพัดที่ทางออก β_2 เขียนเป็น

$$V_2 = U_2 \tan \beta_2 \quad (2.17)$$

ถ้าต้องการลด U_2 ให้เหมาะสมกับเส้นผ่านศูนย์กลางก็ต้องลด V_2 โดยการลด β จากสมการ $\eta_h = \frac{V_1 U_1}{gH}$ เราหาระดับความสูงของหัวน้ำต่ำ และระดับความเร็วสูงโดยไม่ต้องเปลี่ยนค่าประสิทธิภาพ เมื่อ V_{U1} คือความเร็วเข้ามกจะน้อยและหาได้จาก

$$V_{u1} = V_1 \cos \alpha_1 \quad (2.18)$$

ในการเปลี่ยนแปลงความเร็วแนวสัมผัส U_1 และมุม β_1 จำเป็นต้องเปลี่ยนรูปร่างของใบพัดด้วย

$$U = k_U \sqrt{2gH} = \frac{\pi D n}{60} \quad (2.19)$$

ถ้าจะเพิ่มความเร็วของ กังหันสามารถเพิ่ม k_U หรือการลดขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัดหมุน หรือความเร็วรอบ (n) จะเพิ่มขึ้น ถ้าเพิ่ม k_U และลดขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางไปด้วย ค่าของปริมาณที่ผ่านรัศมีของกังหันฟรานซิส (Francis turbine) สามารถเขียนเป็น

$$Q = (\pi D - Z\delta) B V_f \quad (2.20)$$

ถ้าผลของความหนาของใบกังหันน้อยมาก

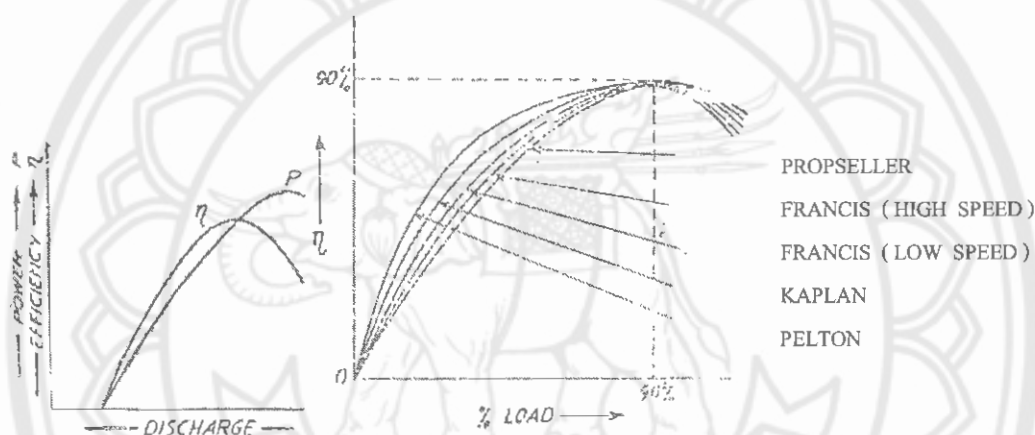
$$Q = \pi D B V_f \quad (2.21)$$

เมื่อเราเพิ่มอัตราการไหลของน้ำอย่างเหมาะสม ดังนั้นลดขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลาง จากสมการโดย β และ V_f จะเพิ่มขึ้น หรือเขียนในรูปไร้มิติได้เป็นอัตราส่วนเชิงเส้น B/D จะเพิ่มขึ้นและอัตราส่วนการไหล (Flow ratio) $K_m = \frac{V_f}{\sqrt{2gH}}$ ก็จะเพิ่มขึ้น

2.2.3 เส้นโค้งสมรรถนะของกังหัน

ในกังหันถ้าเพิ่มหัวน้ำ ความเร็วเป็นค่าคงที่เมื่อนำมาเขียนลงกราฟ ระหว่างอัตราการไหลหรือภาระ กับกำลังปะทะหรือประสิทธิภาพ จะได้เส้นโค้งคุณลักษณะจำเพาะของการดำเนินการ เส้นโค้งกำลังสำหรับกังหันจะไม่ผ่านไปจุดเริ่มเพราะมีค่าแน่นอนของอัตราการไหล เป็นความต้องการสร้างกำลังที่จะชนะแรงเสียดทานเบื้องต้น

กังหันฟรานซิส (Francis turbine) จะเปลี่ยนแปลงภาระควบคู่กันไป โดยจะเปลี่ยนตำแหน่งทางน้ำในใบกังหันเพราะฉะนั้น จะแสดงในรูปที่ 2.14



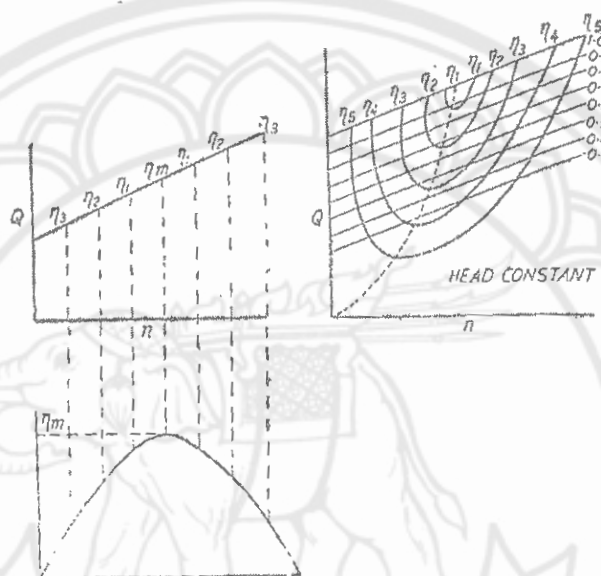
รูปที่ 2.14 เส้น โค้งคุณลักษณะจำเพาะของกังหันกำลังน้ำ (หัวน้ำและความเร็วให้คงที่)
(ที่มา: hydraulic machines theory and design หน้า 226)

ที่เส้นโค้งประสิทธิภาพคงที่ การอ้างอิงเส้นโค้ง $n-\eta$ และ $n-Q$ สามารถใช้ได้เมื่อเส้นโค้ง $n-\eta$ เป็นพาราโบลา (Parabolic) เมื่อความเร็วสองความเร็วที่ทางออกสำหรับหนึ่งค่าของประสิทธิภาพที่ยอมรับสำหรับค่าประสิทธิภาพสูงสุด เมื่อปรากฏขึ้นเพียงหนึ่งความเร็ว

ความสอดคล้องที่ค่าของความเร็วนี้เป็นเพียงสองค่าของอัตราการไหลสำหรับแต่ละค่าของประสิทธิภาพ ที่เส้นโค้ง $n-Q$ เราจะสามารถนำมาเขียนลงกราฟสองจุด แต่ละค่าของประสิทธิภาพและจะมีหนึ่งจุด สำหรับประสิทธิภาพสูงสุด

ถ้าวิธีการดำเนินการนี้เป็นการนำเอาความแตกต่างการเปิดของวาล์ว หรือหัวน้ำ เราสามารถ
ได้จำนวนของเส้นโค้ง $n-Q$ และเราสามารถนำมาเขียนลงบนกราฟ ในทอมของจุดประสิทธิภาพ

ที่จุดแสดงประสิทธิภาพบางจุดจะเป็นจุดร่วมที่เส้นโค้งประสิทธิภาพคงที่ หรือเส้นโค้ง
“Muschel” ในภาษาเยอรมัน “Muschel” แปลว่า เปลือกหอย เรียกตามรูปร่างของเส้นโค้ง ใน
ภาคปฏิบัติจริงในหน่วยจริงและหน่วยของอัตราการไหลที่ถูกกระทำเป็นเวลานานที่แนวแกนหลัก



รูป 2.15 จุดทำงานของกังหัน

(ที่มา: hydraulic machines theory and design หน้า 228)

2.3 ทฤษฎีที่ใช้ในการวิเคราะห์กังหันน้ำ

การวิเคราะห์การไหลในใบพัดเป็นเรื่องที่ค่อนข้างซับซ้อน ดังนั้นการไหลจึงถูกสมมุติให้
ไม่มีแรงเสียดทาน และการไหลถูกสมมุติให้คงที่ในหนึ่งมิติ ในทิศทางขนานกับใบพัด ดังนั้นการ
ไหลในใบพัดจึงเป็นการไหลแบบสมมาตรในแนวแกน อีกทั้งพิจารณาการไหลของของไหลเป็น
ก้อนที่เคลื่อนที่จากทางเข้าไปทางออก ซึ่งเป็นสมมุติฐานที่สร้างขึ้นเพื่อง่ายต่อการคำนวณ

2.3.1 ทฤษฎีบูสแมน (Busemann' Method)

จากปัญหาที่เกิดจากความไม่เสถียรของหัวน้ำ บูสแมน (Busemann' Method) ให้รูปร่างของใบกังหันเป็นลอการิทึม และการไหลไม่มีแรงเสียดทาน สำหรับการวิเคราะห์การไหลจะพิจารณาการไหลผ่านใบพัดประกอบขึ้นด้วยสองส่วน ส่วนที่หนึ่ง (I) ไหลผ่านบริเวณที่ใบพัดคงที่ ส่วนที่สอง (II) ไหลผ่านใบพัดที่กำลังหมุน การออกแบบสองการไหล จะให้ตัวห้อย (I) และ (II) อาจเขียนการเกิดหัวน้ำ (Hr) ได้ว่า

$$Hr = \frac{w}{g} [(C_{1u}r_1 - C_{2u}r_2)_I + (C_{1u}r_1 - C_{2u}r_2)_{II}] \quad (2.22)$$

โดยที่ w = น้ำหนักจำเพาะของของไหล

g = ค่าความโน้มถ่วงของโลก, $9.81 \frac{m}{s^2}$

C_{1u} = องค์ประกอบความเร็วของของไหลสมบูรณ์ที่ขาเข้า

C_{2u} = องค์ประกอบความเร็วของของไหลสมบูรณ์ที่ขาออก

r_1 = รัศมีขาเข้า

r_2 = รัศมีขาออก

การวิเคราะห์นี้อนุญาตที่จะอธิบายการไหลสมบูรณ์ให้ไม่มีการหมุนในกรณีแรก (I) เมื่อลอการิทึมใบกังหันของรัศมี ใบพัดสามารถรองรับการเปลี่ยนรูปที่การไหลแบบลำดับชั้นของแผ่นจานใบพัด ต่อมาจะแสดงปัจจัยการเลื่อนไหลในกรณีนี้เป็นการประยุกต์เมื่อรัศมีการไหลของใบพัดมีน้อยมากเทียบกับรัศมีของใบกังหัน ดังนั้นที่ใบพัดจะไม่มี การเลื่อนทับกันของทุกๆ ใบพัด

สำหรับสองจุดการหมุนของใบพัดจะพิจารณาการไหลเป็นศูนย์ ถ้าพิจารณาการไหลที่ขาเข้าไม่มีการหมุนเมื่อการไหลจะเป็นศูนย์ การเกิดหัวน้ำของออยเลอร์ (Euler) จะได้ว่า

$$Hr_\infty = \frac{u_1^2}{g} \quad (2.23)$$

โดยที่ u_1 = ความเร็วในแนวสัมผัสของใบพัดหมุนที่ขาเข้า

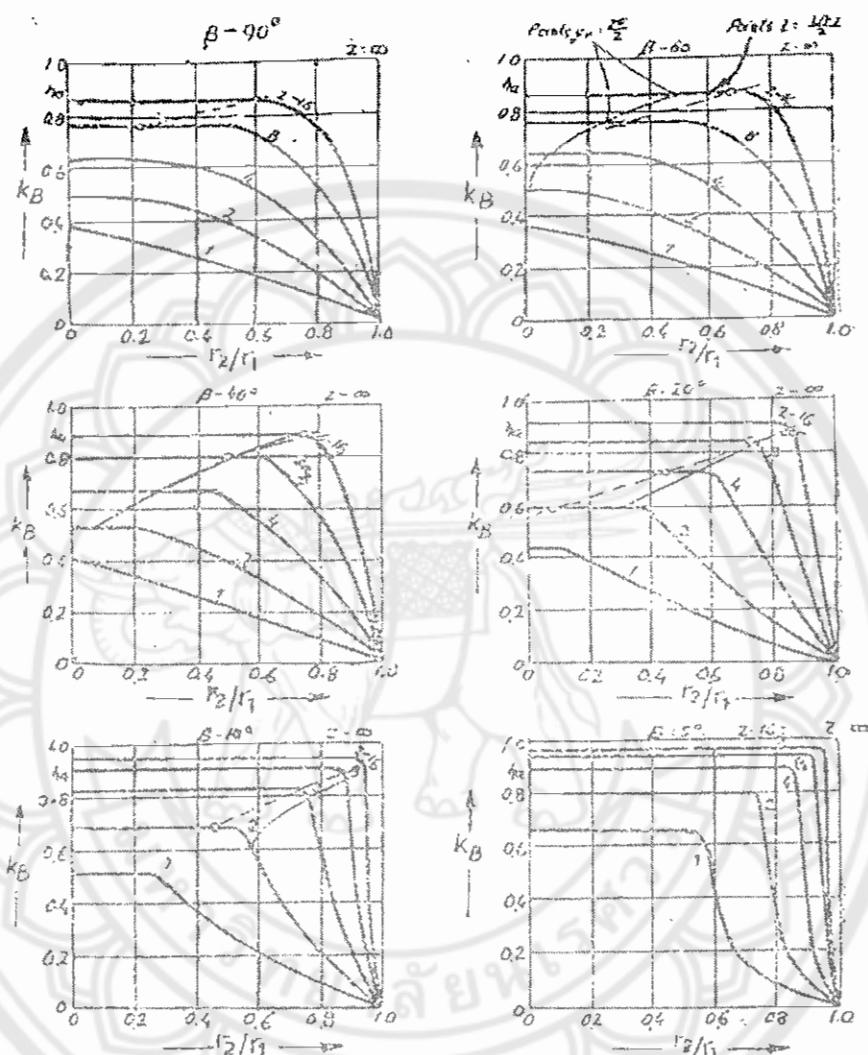
g = ค่าความโน้มถ่วงของโลก

เนื่องด้วยปฏิกิริยาของการหมุน การเกิดหัวน้ำสำหรับการไหลไม่มีแรงเสียดอาจเขียนได้ว่า

$$Hr = K_B \frac{u_1^2}{2g} \quad (2.24)$$

เมื่อ K_B เป็นค่าจำเพาะของบูสแมน (Busemann) เป็นค่าจำเพาะขึ้นอยู่กับจำนวนของใบกังหัน (Z) และมุมของใบกังหัน (B) ในกรณีนี้จะใช้บางจุดของทั้งหมดของใบกังหัน ซึ่งเราจะหาที่อัตราส่วนของรัศมีขาเข้าต่อรัศมีขาออก เป็นข้อตกลงที่ใช้ในกรณีนี้ที่รายละเอียดทางทฤษฎีที่ได้

ในรูป 2.16 การแปรผันของค่าจำเพาะ K_B จะเกี่ยวเนื่องที่ $\frac{r_2}{r_1}$ สำหรับหลายมุมของกังหันและจำนวนของกังหัน



รูปที่ 2.16 การใช้ทฤษฎีของบุสแมน (Busemann)

(ที่มา: hydraulic machines theory and design หน้า 421)

ที่ค่าของค่าจำเพาะ K_B จะคงที่สำหรับมุมกังหันและจำนวนกังหันจะขึ้นกับค่าที่แน่นอนของ $\frac{r_2}{r_1}$ ค่าของ $\frac{r_2}{r_1}$ แบบหยาบๆจะรับกันที่ทางตรงข้ามเมื่อกังหันเกือบจะเหลื่อมทับกัน ดังนั้นสำหรับการเหลื่อมทับกันของกังหันทำให้ค่า K_B คงที่ สำหรับที่ไม่มีการเหลื่อมทับของกังหันค่า K_B จะลดลงจนถึงศูนย์

การแสดงนี้ที่สำหรับการเคลื่อนที่ของการหมุนของกังหันเป็นหลักสำหรับการไหลเลื่อนและสำหรับการไม่เคลื่อนที่ของกังหันตลอดการไหล เพราะเส้นรอบวงรอบๆกังหันเป็นหลักของการไหลเลื่อนและสำหรับการไม่เคลื่อนที่กันของกังหันตลอดการไหล ใบพัดของการไหลแบบผสมสามารถออกแบบโดยหลักการของทฤษฎีการไหลในแนวแกน

2.3.2 ทฤษฎีออยเลอร์ (Euler)

สมการของออยเลอร์ (Euler) เหมาะกับการหาค่าแรงบิดหรือโมเมนต์ในเครื่องจักรที่ใช้แรงสะท้อนกำหนดโดยการค่าการเปลี่ยนแปลงในโมเมนต์ของโมเมนตัม หรือโมเมนตัมเชิงมุมและแบ่งส่วนของมาตรวัดความดัน dx_1 ตามกระแสที่จุดทางเข้า (1) จะได้

$$dQ = 2\pi r_1 dx_1 V_{f1} = da_1 V_{f1} \quad (2.25)$$

ซึ่ง da_1 = พื้นที่หน้าตัดรอบเส้นรอบวงต่อความเร็ว V_{f1}

$$= 2\pi r_1 dx \quad (2.26)$$

เมื่อเราสนใจเฉพาะในองค์ประกอบเดียวของโมเมนต์ทั้งหมด เช่นส่วนประกอบที่ส่งผลต่อการหมุนในแนวแกนของเครื่องจักร ดังนั้นเราควรพิจารณาการเปลี่ยนแปลงของโมเมนต์ในทิศทางของเส้นรอบวงเท่านั้น

โมเมนต์ของการไหลในแนวแกนของเครื่องจักรได้เป็น

$$= \rho da_1 V_{f1} V_{u1} r_1 \quad (2.27)$$

เมื่อมีการเปลี่ยนทิศทางของการไหลอย่างต่อเนื่องภายในใบพัดหมุน และโมเมนต์ในทิศทางเริ่มต้นหมดไปจะมีแรงบิดที่เกิดจากของไหลบนใบพัดหมุนซึ่งเขียนได้เป็น

$$dT_1 = \rho da_1 V_{f1} V_{u1} r_1 \quad (2.28)$$

แรงบิดรวมจากโมเมนตัมทั้งหมดในตอนแรก จะได้เป็น

$$T_1 = \int_0^1 V_{f1} V_{u1} r_1 da_1 \quad (2.29)$$

ในการหาแรงบนลิ้นนำโมเมนต์ที่ทางออกเกิดจากแรงกระทำที่ของไหลกระทำต่อลิ้นนำเขียนได้เป็น

$$T_2' = \rho \int_0^1 V_{f2} V_{u2} r_2 da_2$$

หรือ

$$T_2 = -\rho \int_0^1 V_{f2} V_{u2} r_2 da_2 \quad (2.30)$$

แรงบิดรวมที่ของไหลทำต่อลิ้นนำสามารถเขียนใหม่โดยเพิ่ม T_1 และ T_2 เป็น

$$T = T_1 - T_2' = T_1 + T_2 = \rho \left[\int_0^1 V_{f1} V_{u1} r_1 da_1 - \int_0^1 V_{f2} V_{u2} r_2 da_2 \right] \quad (2.31)$$

สันนิษฐานได้ว่าการไหลที่ภายนอกใบพัดหมุนเป็นของโมเมนต์เชิงมุมคงที่ และดังนั้น $V_{u1}r_1$ และ $V_{u2}r_2$ เป็นค่าคงที่ แล้วแทนในสมการ (2.31) จะได้

$$T = \rho \left[V_{u1}r_1 \int_1^2 V_{f1} da_1 - V_{u2}r_2 \int_2^1 V_{f2} da_2 \right] \quad (2.32)$$

แต่ $\int_1^2 V_{f1} da_1$ เป็นอัตราการไหลรวมที่ผ่านทางขาเข้าของใบพัดหมุน และจากสมการของความต่อเนื่องจะเป็นค่าคงที่สำหรับการไหลแบบกอดอัดไม่ได้ ดังนั้น

$$Q = \int_1^2 V_{f1} da_1 = \int_2^1 V_{f2} da_2 \quad (2.33)$$

แทนในสมการ (2.32) จะได้

$$T = \rho Q (V_{u1}r_1 - V_{u2}r_2) \quad (2.34)$$

แรงบิดที่ของไหลทำต่อใบพัดหมุนมีทิศเดียวกับการเคลื่อนที่ของใบพัดหมุน

ในกรณีของเครื่องสูบน้ำเมื่อการไหลผ่านจากจุด (2) ที่ขาเข้าไปจุด (1) ที่ทางออกใบพัดหมุนจะได้รับโมเมนต์ของโมเมนต์เชิงมุมของของไหล แรงบิดที่กระทำต่อของไหลและเป็นลบ นั่นคือกระทำในทิศทางตรงข้ามการเคลื่อนที่ของใบพัดหมุน

เมื่อค่า $V_{u1}r_1$ ที่ทางออกมากกว่าทางเข้าแล้วรัศมีที่ทางออกต้องมากกว่าที่ทางเข้าด้วย ดังนั้นกังหันเป็นเครื่องจักรที่มีการไหลภายใน และเครื่องสูบน้ำเป็นเครื่องจักรที่มีการไหลภายนอก

คูณสมการ (2.34) ด้วยความเร็วเชิงมุมทั้งสองข้าง จะได้พลังงานถ่ายเทต่อวินาที

$$= \rho Q (V_{u1}U_1 - V_{u2}U_2) \quad (2.35)$$

พลังงานถ่ายเทจำเพาะ เช่น พลังงานถ่ายเทต่อหน่วยน้ำหนักของของไหล หากจากการหารพลังงานถ่ายเทรวมต่อวินาที โดยน้ำหนักรวมของของเหลวที่ไหลต่อวินาที ($\rho Q g$) นิยมเขียนในเทอม H ในกลศาสตร์ของไหลเขียนได้เป็น

$$\begin{aligned} H_{ih} = H_r &= \text{พลังงานจำเพาะภายในใบพัดหมุน} \\ &= \frac{V_{u1}U_1 - V_{u2}U_2}{g} \end{aligned} \quad (2.36)$$

ถ้าพลังงานจำเพาะคิดต่อหน่วยมวล (ρQ) จะได้

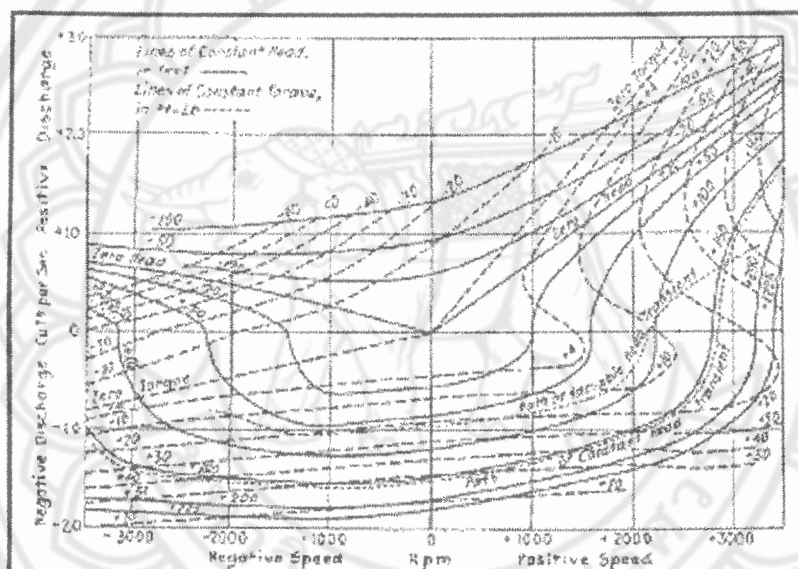
$$Y = V_{u1}U_1 - V_{u2}U_2 = gH_r \quad (2.37)$$

สมการ (2.36) กำหนดโดยนักวิทยาศาสตร์ชาวสวิส L.Euler และรู้จักกันในชื่อของสมการ (Euler's equation) หรือสมการหลักของกลศาสตร์ของไหลและสามารถใช้กับเครื่องจักรที่มีการไหลแบบกอดอัดได้ได้ด้วย จากสมการ (2.34), (2.36) และ (2.37) จะเห็นว่าความเร็วในเส้นรอบวงในทิศเดียวกับการเคลื่อนที่ของใบพัดหมุนเป็นบวก



2.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

จากงานวิจัยของ มาร์ค ริชาร์ด อลัน (Mark Richard Allan) ศูนย์กลางเทคโนโลยี 17 ส.ค. 2551 สำหรับระบบพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัย ลูทบุรอก (Loughborough university) ประเทศ อังกฤษ (UK) ได้ศึกษาเรื่อง แบบจำลองของการนำเครื่องสูบน้ำมาใช้ในระบบส่งน้ำ (Modelling of pumped storage and Hydropower Potential within supply networks) ได้ศึกษาการนำเครื่องสูบน้ำมาใช้เป็นกักเก็บเพื่อทำนายสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำที่พัฒนามาจากทฤษฎีของมาแชล (Marchal) และซูเตอร์ (Suter) โดยจะใช้กราฟของมาแชล ดังรูปที่ 2.17



รูปที่ 2.17 กราฟคุณลักษณะของมาแชล

ที่มา(งานวิจัยของ มาร์ค ริชาร์ด อลัน (Mark Richard Allan) ศูนย์กลางเทคโนโลยีสำหรับระบบ พลังงานทดแทน มหาวิทยาลัย ลูทบุรอก (Loughborough university) ประเทศอังกฤษ (UK))

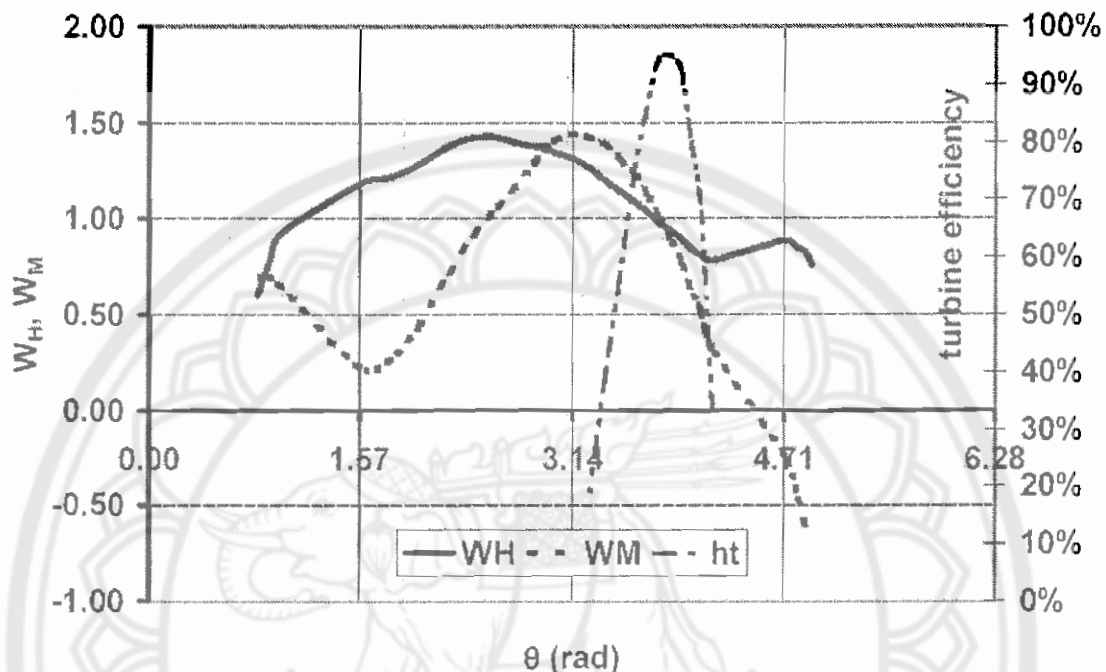
และสมการของซูเตอร์ที่จุดประสิทธิภาพสูงสุด (Best Efficiency Point) โดยจะให้สมการ

$$\tan \theta = \frac{N}{Q} \quad (2.38)$$

และ
$$W_H, W_M = \sin H \times \left(\frac{|H|}{Q^2 + N^2} \right)^{1/2} \quad (2.39)$$

โดย
 N = ความเร็วรอบ (รอบต่อวินาที)
 Q = อัตราการไหล (ลิตรต่อวินาที)
 H = หัวน้ำ (เมตร)
 $|H|$ = หัวน้ำสมบูรณ์ (เมตร)

แล้วนำค่า (θ) และ $(W_H), (W_N)$ ไปเขียนลงบนกราฟจะได้กราฟเส้นโค้งประสิทธิภาพของชูเตอร์ (Suter Curve) ดังรูปที่ 2.18



รูปที่ 2.18 เส้นโค้งประสิทธิภาพของชูเตอร์ (Suter Curve)

ที่มา(งานวิจัยของ มาร์ค ริชาร์ด อัลลัน (Mark Richard Allan) ศูนย์กลางเทคโนโลยีสำหรับระบบพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัย ลูทบุรอก (Loughborough university) ประเทศอังกฤษ (UK))

โดยจะใช้จุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุดของเครื่องสูบลมและเครื่องสูบน้ำมาใช้เป็นกัณฑ์คือ η_p, η_t ตามลำดับ จะได้

$$\eta_p = \frac{W_H^2 \eta_{bep,p}}{W_M^2 \tan \theta} \quad (\pi \leq \theta \leq 3\pi/2) \quad (2.40)$$

$$\eta_t = \frac{W_M^2 \tan \theta}{W_H^2 \eta_{bep,p}} \quad (0 \leq \theta \leq \pi/2) \quad (2.41)$$

เมื่อ

$\eta_{bep,p}$ = จุดที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุดของเครื่องสูบลม

$\eta_{bep,t}$ = จุดที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุดของเครื่องสูบน้ำที่ใช้เป็นกัณฑ์