

## บทที่ 2

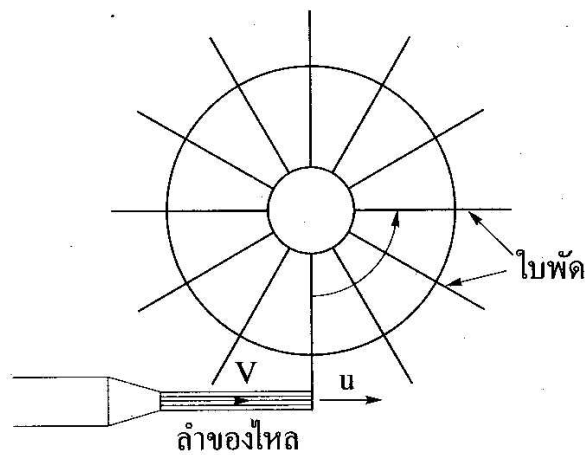
### ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

#### 2.1 ใบพัดตรงเคลื่อนที่รอบแกนหมุน

เมื่อลำน้ำของไหลพุ่งกระทบใบพัด จะเกิดแรงกระทำต่อใบพัดซึ่งการพิจารณาการพุ่งกระทบนี้จะแตกต่างกันออกไปตามลักษณะของใบพัด รูปแบบการเคลื่อนที่ และมุมกระทบใบพัด ในบทนี้ได้อธิบายทฤษฎีต่างๆ ที่เกี่ยวข้อง

พิจารณาจากรูปที่ 2.1 ซึ่งแสดงลักษณะการพุ่งกระทบของของไหลกับใบพัดตรงซึ่งยึดติดอยู่กับแกนหมุน โดยจะสามารถหา อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลที่พุ่งกระทบใบพัดได้จากสมการที่ 2.1

$$\dot{m} = \rho AV \quad (2.1)$$



รูปที่ 2.1 ลำของไหลพุ่งกระทบใบพัดตรงซึ่งยึดติดกับแกนหมุน [สุธรรม,2549]

แรงกระทำต่อใบพัดที่เกิดจากการกระทบของลำของไหลหาได้จากสมการที่ 2.2

$$F = \dot{m} V_{W/B} \quad (2.2)$$

เขียนสมการที่ 2.2 ใหม่โดยแทนค่า  $\dot{m}$  จากสมการที่ 2.1 และ  $V_{W/B}$  เท่ากับ  $V-u$

$$F = (\rho AV)(V-u) \quad (2.3)$$

และกำลังที่เกิดจากการพุ่งกระทบของลำของไหลบนใบพัดหาได้จากความสัมพันธ์ต่อไปนี้

$$P = Fu$$

$$F = (\rho AV)(V-u)$$

แทนค่า  $F$  เพื่อหาลำกำลัง จะได้สมการที่ 2.4

$$P = (\rho AV)(V-u)u \quad (2.4)$$

เมื่อลำของของไหลพุ่งมากระทบกับใบพัดจะเกิดแรงทำให้ใบพัดเคลื่อนที่รอบแกนหมุนด้วยความเร็ว  $u$  ซึ่งเป็นความเร็วของกังหันที่เกิดจากของไหลที่มีความเร็ว  $V$  มากระทบกับใบพัด ความเร็วของกังหันหลังลำของไหลกระทบหาได้จากสมการที่ 2.5

$$u = \frac{2\pi r N}{60} \quad (2.5)$$

หากต้องการหาประสิทธิภาพในการเปลี่ยนแปลงกำลังจากการไหลของของไหลเป็นกำลังที่ใบพัดได้รับ จะสามารถหาได้จากสมการที่ 2.6

$$\eta = \frac{P}{\dot{E}_K} \quad (2.6)$$

เมื่อ

$$\begin{aligned} \dot{E}_K &= \frac{1}{2} \dot{m} V^2 \\ &= \frac{1}{2} (\rho AV) V^2 \\ &= \frac{\rho AV^3}{2} \end{aligned}$$

$$P = (\rho AV)(V - u)u \quad (2.7)$$

แทนค่าเพื่อหาประสิทธิภาพของใบพัดเนื่องมาจากค่าของไหลพุ่งกระทบใบพัด จะได้สมการที่ 2.8

$$\eta = \frac{\rho AV(V - u)u}{\rho AV^3 / 2}$$

$$\eta = \frac{2(V - u)u}{V^2} \quad (2.8)$$

จากค่าประสิทธิภาพสูงสุดของใบพัดที่คำนวณได้พบว่า กำลังจากการเคลื่อนที่ของลำของไหลสามารถเปลี่ยนเป็นกำลังที่ใบพัดได้รับเพียง 50 % เท่านั้น

เมื่อมีของไหลมากระทบใบพัดจะทำให้เกิดแรง ทำให้ใบพัดเคลื่อนที่รอบแกนหมุน จะทำให้เกิดแรงบิดกระทำต่อกังหัน สามารถหาแรงบิดที่กระทำต่อกังหันได้จากสมการที่ 2.9

$$T = F \times r \quad (2.9)$$

ใบพัดหมุนรอบแกนหมุนด้วยความเร็วเชิงมุม  $\omega$  ซึ่งหามาได้จากความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วเชิงเส้นของกังหันส่วนด้วยรัศมีของกังหัน ดังสมการที่ 2.10

$$\omega = 2N\pi = \frac{u}{r} \quad (2.10)$$

กำลังที่กังหันผลิตได้นั้นจะเป็นผลคูณระหว่างความเร็วเชิงมุมกับแรงบิดที่กังหัน กำลังที่กังหันผลิตได้จะส่งไปขับโหลดได้ ซึ่งกำลังของกังหันจะหาได้จากสมการที่ 2.11

$$P = T \times \omega \quad (2.11)$$

สำหรับการหาความเร็วรอบการหมุนของกังหันนั้น หาได้จากการทดสอบวัดความเร็วรอบการหมุนของใบพัดกังหันน้ำที่ความเร็วของของไหล 1 m/s ปรากฏว่าใบพัดกังหันน้ำขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2 m จะได้สัมประสิทธิ์จากความเร็วไหลแล่นเปลี่ยนเป็นความเร็วหมุนรอบวงกลมคือ 0.499 ดังสมการที่ 2.12 [บรรจง, 2542]

$$N = \frac{\alpha 60v}{\pi D} \quad (2.12)$$

## 2.2 เพลาและระบบรองรับ

เพลาเป็นส่วนเครื่องจักรที่สำคัญอีกชิ้นหนึ่ง ใช้ในการส่งกำลังโดยการหมุนเป็นหลัก อย่างไรก็ตามมีเพลาบางชนิดที่มีไว้รองรับภาระเท่านั้น เรียกว่า Axle โดยทั่วไปเพลาจะใช้ติดตั้งกับชิ้นส่วนหมุนอื่นๆ เช่นเฟือง ล้อสายพาน(Pulley) จานโซ่(Sprockets) ตลับลูกปืน(Bearings) เป็นต้น โดยที่ชิ้นส่วนนี้มักเป็นตัวกำหนดขนาดและรูปทรงของเพลาในเบื้องต้น

โดยปกติแล้วเพลาจะมีการลดรูปหรือเพิ่มขนาดที่ตำแหน่งต่างๆ เพื่อให้สามารถติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆ ได้ตรงตามต้องการ ดังนั้นในเพลาที่หนึ่งจึงอาจมีเส้นผ่านศูนย์กลางหลายขนาด แต่ในการคำนวณความแข็งแรงนั้นเราก็ไม่จำเป็นต้องคำนวณในทุกๆ ตำแหน่งเพียงแต่วิเคราะห์ตำแหน่งที่วิกฤติที่สุดมาคำนวณก็พอ อย่างไรก็ตามในการคำนวณการโก่งตัวนั้นเนื่องจากมันมีความสัมพันธ์กับทุกตำแหน่งบนเพลา ดังนั้น การคำนวณการโก่งตัวจึงมักต้องทำหลังจากการคำนวณขนาดเพลาเรียบร้อยแล้ว

สำหรับเพลาทั่วไปแล้วการโก่งตัว(Deflection) เป็นสิ่งที่หลีกเลี่ยงได้ยาก ดังนั้นเราจึงมักต้องจำกัดการโก่งตัวไว้ไม่ให้สูงเกินไปดังตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 ขนาดการโก่งตัวของเพลาที่ยอมให้เกิดขึ้นได้สำหรับการติดตั้งกับระดับลูกปืนแบบต่างๆ [Norton,2000]

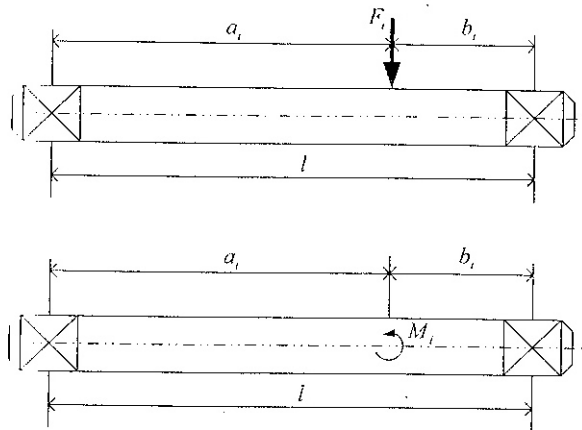
เพลาที่ใช้งานกับ	ขนาดของความชันการโก่งตัวที่ยอมให้เกิด (Rad)
ตลับลูกปืนทรงกระบอก	0.0010
ตลับลูกปืนแบบเรียว	0.0005
ตลับลูกปืนแบบร่องลึก	0.0040
ตลับลูกปืนกลม	0.0087

ในการออกแบบเพลาเบื้องต้นนั้นสามารถกระทำได้ทั้งการออกแบบด้านความแข็งแรงก่อนแล้วจึงตรวจสอบการโก่งตัวหรือออกแบบจากการโก่งตัวก่อนแล้วค่อยตรวจสอบความแข็งแรงก็ได้ แต่โดยทั่วไปพบว่า การออกแบบการโก่งตัวก่อนมักให้ผลดีกว่าขนาดของเพลาโดยพิจารณาจากการโก่งตัวที่ตลับลูกปืนด้านซ้าย จะได้ดังสมการที่ 2.13

$$d = \left| \frac{32n}{3\pi El \sum \theta} \left\{ \left[ \sum F_i b_i (b_i^2 - l^2) + \sum M_i (3a_i^2 - 6a_i l + 2l^2) \right]_H^2 + \left[ \sum F_i b_i (b_i^2 - l^2) + \sum M_i (3a_i^2 - 6a_i l + 2l^2) \right]_V^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \right|^{\frac{1}{4}} \quad (2.13)$$

ขนาดของเพลลาโดยพิจารณาจากการ โกงตัวที่คลบลูกปืนด้านขวา จะได้ดังสมการที่ 2.14

$$d = \left| \frac{32n}{3\pi El \sum \theta} \left\{ \left[ \sum F_i a_i (l^2 - a_i^2) + \sum M_i (3a_i^2 - l^2) \right]_H^2 + \left[ \sum F_i a_i (l^2 - a_i^2) + \sum M_i (3a_i^2 - l^2) \right]_V^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \right|^{\frac{1}{4}} \quad (2.14)$$



รูปที่ 2.2 แสดงกรงที่กระทำต่อเพลลาซึ่งมีผลทำให้เกิดการ โกงตัว[Norton,2000]

## 2.3 ความเร็วจำเพาะของเครื่องสูบน้ำ

ตัวแปรที่มีความสำคัญสำหรับการพิจารณาเครื่องสูบน้ำ คือ ความเร็วรอบ  $N$  หรือเฮด  $H$  และอัตราการไหล  $Q$  ซึ่งสามารถนำตัวแปรทั้งสามมาจัดกลุ่มรวมกันโดยเรียกว่าความเร็วจำเพาะได้ดังสมการที่ 2.15

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.15)$$

ความเร็วจำเพาะ  $N_s$  เป็นค่าที่มีขึ้นอยู่กับชนิดของใบพัด มีค่าอยู่ระหว่าง 500 – 1500 rpm โดยเป็นตัวเลขที่ใช้สำหรับบ่งชี้ลักษณะการออกแบบของใบพัด สำหรับเครื่องสูบน้ำที่มีอัตราการไหลสูง และมีเฮดต่ำ เช่น axial flow pump ค่าความเร็วจำเพาะของเครื่องสูบน้ำจะมีค่าสูง แต่สำหรับเครื่องสูบน้ำที่ทำเฮดสูง แต่อัตราการไหลต่ำจะมีค่าความเร็วจำเพาะต่ำ

การพิจารณาค่าความเร็วจำเพาะสำหรับเครื่องสูบน้ำ ชนิดทำงานหลายชั้นจะพิจารณาเพียงการทำงาน 1 ชั้น โดยคำนวณเฮดที่ได้จากการอัด 1 ครั้ง หรือจากใบพัด 1 ชุด

เฮดของเครื่องสูบน้ำชนิดทำงานหลายชั้นนั้น เมื่อนำมาคำนวณความเร็วจำเพาะจะนำเฮดรวมมาหารด้วยจำนวนชั้นของการทำงาน ส่วนอัตราไหลในกรณีที่เป็นเครื่องสูบน้ำแบบดูดสองด้านจะต้องนำอัตราไหลมาหารสองก่อนจะนำไปคำนวณความเร็วจำเพาะ

## 2.4 เฮดสุทธิ

คุณลักษณะที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งของเครื่องสูบน้ำก็คือ ค่าเฮดสุทธิ (net positive suction head) เครื่องสูบน้ำจะทำหน้าที่เพิ่มความดันให้แก่ น้ำที่ท่อด้านส่งและดูดน้ำผ่านเข้าเครื่องสูบน้ำทางท่อด้านดูด

ปัญหาประการหนึ่งของเครื่องสูบน้ำก็คือ ความดันที่ท่อด้านดูดอาจต่ำกว่าความดันบรรยากาศซึ่งจะทำให้บางส่วนกลายเป็นไอ (vapour) และทำให้เกิดปรากฏการณ์คาวิตชัน ซึ่งจะส่งผลให้เกิดปัญหาดังนี้

- 2.4.1 เกิดเสียงดังเหมือนโลหะกระทบกัน เกิดเสียงผิดปกติ และมีการสั่นสะเทือน
- 2.4.2 ในจุดที่ฟองอากาศแตกตัวจะเกิดการผุกร่อน
- 2.4.3 ทำให้สมรรถนะของเครื่องสูบน้ำลดลง
- 2.4.4 เมื่อเกิดการผุกร่อนของใบพัดจะทำให้ใบพัดเสียการสมดุล ทำให้เกิดการแกว่งหรือสั่นสะเทือนทำให้รองเพลลาเสียหายได้

ค่า NPSH หรือ เฮดสุทธิตามารถแยกออกได้เป็น 2 ส่วนคือ

- เฮดสุทธิต่มีอยู่ ( $Av.NPSH$ )

- เฮดคูดสุทธิต่ต้องการ ( $Re.NPSH$ ) เป็นค่าที่ด้านการคูดของเครื่องสูบน้ำ ได้จากบริษัทผู้ผลิตของเครื่องสูบน้ำ โดยค่า  $Re.NPSH$  คือผลรวมของเฮด แรงต้านทานทั้งหมดที่เกิดขึ้นบริเวณทางเข้าของเครื่องสูบน้ำ

ข้อแนะนำในการใช้งานคือ เมื่อกำนวนค่า  $Av.NPSH$  จากระบบใช้งานจริงได้  $Av.NPSH$  แล้วควรเลือกเครื่องสูบน้ำที่มีค่า  $Re.NPSH$  จากผู้ผลิตเครื่องสูบน้ำดังนี้

$$Av.NPSH \geq 1.3Re.NPSH$$

หากมีระบบเครื่องสูบน้ำซึ่งกำหนดให้ตำแหน่ง 1 คือ ผิวหน้าของด้านล่างและตำแหน่ง 2 คือ ท่อด้านคูดของเครื่องสูบน้ำ จะสามารถเขียนสมการพลังงานทั่วไประหว่างผิวหน้าอิสระของน้ำ ณ จุด 1 และท่อด้านคูด ณ จุด 2 ได้ดังสมการที่ 2.16

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad (2.16)$$

กำหนดให้  $V_1$  มีค่าเป็น 0 (เนื่องจากจะพิจารณาให้ถึงหรือบ่อน้ำมีขนาดใหญ่มากเมื่อเทียบกับขนาดท่อ) และให้ค่า  $h_p$  มีค่าเท่ากับ 0 เพราะไม่มีเครื่องสูบน้ำอยู่ระหว่างจุด 1 และ 2 จัดรูปสมการที่ 2.16 จะได้สมการที่ 2.17

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} + (Z_1 - Z_2) - \frac{V_2^2}{2g} - h_l \quad (2.17)$$

เพื่อป้องกันการเกิดคาวิเตชัน ค่า  $P_2$  จะต้องมีค่าสูงกว่าค่าความดันไอ ณ อุณหภูมิใช้งานของของไหลนั้นๆ ซึ่งค่าความแตกต่างกันดังกล่าวนี้เรียกว่า เฮดคูดสุทธิต่มีอยู่ ( $Av.NPSH$ ) โดยเขียนเป็นความสัมพันธ์ดังสมการที่ 2.18

$$Av.NPSH = \frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma}$$
$$Av.NPSH = \frac{P_1}{\gamma} + (Z_1 - Z_2) - \frac{V_2^2}{2g} - h_L - \frac{P_v}{\gamma} \quad (2.18)$$

การใช้งานในสมการ 2.18 นั้นค่า  $P_l$  และค่า  $P_v$  จะต้องเป็นค่าความดันสัมบูรณ์ โดยค่าความดันไอของน้ำที่แปรตามอุณหภูมิได้จากตารางที่ 2.2 และ ค่าน้ำหนักจำเพาะ ( $\gamma$ ) ของน้ำหาได้จากตารางที่ 2.3 สำหรับค่าความเร็วของน้ำในท่อทางด้านดูดก่อนเข้าสู่เครื่องสูบน้ำมีความเหมาะสมสำหรับท่อขนาดต่างๆ แสดงในตารางที่ 2.4

ตารางที่ 2.2 แสดงค่าความดันไอของน้ำที่อุณหภูมิต่างๆ[สุธรรม,2549]

อุณหภูมิ (°C)	ความดันไอ ( $N/m^2 (abs)$ )
0	615
10	1230
20	2340
40	7400
60	20000
80	47400
100	101500

ตารางที่ 2.3 แสดงค่าน้ำหนักจำเพาะ ( $\gamma$ ) ของน้ำ ณ ความดัน 1 บรรยากาศ[สุธรรม,2549]

อุณหภูมิ (°C)	น้ำหนักจำเพาะ ( $kN/m^3$ )
20	9.792
25	9.791
30	9.769
35	9.752
40	9.733
45	9.714
50	9.693



ตารางที่ 2.4 แสดงค่าความเร็วของน้ำในท่อด้านดาดก่อนเข้าเครื่องสูบน้ำที่เหมาะสมสำหรับที่  
ขนาดต่างๆ[สุธรรม,2549]

เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อด้านดาด (mm)	ความเร็วของน้ำในท่อด้านดาด (m/s)	
	ค่าสูงสุด	ค่าปกติ
20	1.60	1.33
25	2.04	1.7
35	1.74	1.39
40	1.99	1.73
50	2.21	1.70
70	1.95	1.30 – 1.74
80	2.16	1.66 – 2.10
100	2.55	1.81 – 2.34
130	2.39	1.76 – 2.14
160	2.24	1.74 – 2.16
180	2.49	2.16
200	2.65	2.12 – 2.45
260	2.52	1.89 – 2.36
300	2.84	2.12 – 2.60
360	2.62	2.29
400	2.79	2.29 – 2.65
450	2.83	2.62
500	2.85	2.55
550	2.87	2.60
600	2.89	2.65
700	2.87	2.39 – 2.83
800	2.91	2.81
900	2.89	2.50
1000	2.98	2.45 – 2.93

ตารางที่ 2.5 แสดงค่าความเร็วจำเพาะด้านดูด (S) [สุธรรม,2549]

เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อด้านดูด (mm)	ความเร็วจำเพาะด้านดูด $\left(\frac{rpm \times m^2}{min}\right)$
ต่ำกว่า 50	500
80 – 100	1000
125 – 200	1200
สูงกว่า 200	1200 – 1600

ส่วนค่า  $Re.NPSH$  เป็นค่าที่แสดงถึงเสถียรภาพด้านทานในท่อด้านดูดของเครื่องสูบน้ำชนิดแรงเหวี่ยง โดยหากเปรียบเทียบกันระหว่างเครื่องสูบน้ำขนาดเดียวกันและทำงานที่ความเร็วรอบเท่ากันเครื่องสูบน้ำที่มี  $Re.NPSH$  ต่ำกว่าจะเป็นเครื่องสูบน้ำที่มีความต้านทานในการดูดน้อยกว่า ถือเป็นเครื่องสูบน้ำที่มีสมรรถนะในการดูดที่น้อยกว่าเครื่องสูบน้ำที่มี  $Re.NPSH$  สูงกว่า

ในการคำนวณค่า  $Re.NPSH$  อย่างคร่าวๆ จะใช้สมการที่ 2.33

$$Re.NPSH = \sqrt[3]{\left(\frac{N\sqrt{Q}}{S}\right)^4} \quad (2.19)$$

ตารางที่ 2.5 จะแสดงค่าของความเร็วจำเพาะด้านดูด โดยค่าความเร็วจำเพาะด้านดูดของเครื่องสูบน้ำที่แสดงในตารางที่ 2.5 เป็นค่าของการทำงานที่เครื่องสูบน้ำมีประสิทธิภาพสูงสุด

## 2.5 พลังงานสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานในท่อ

สำหรับเสถียรภาพด้านทานเนื่องจากการสูญเสียในท่อหาได้จากสมการของ ดาร์ซี – ไวด์บาค (Darcy – Weisbach equation) คือสมการที่ 2.20

$$h_L = f \frac{L V^2}{d 2g} \quad (2.20)$$

การหาค่าความเร็วของการไหลของน้ำในท่อด้านดูดตั้งสมการที่ 2.21

$$Q_{\text{ในท่อด้านดูด}} = Q_{\text{ในห้องสูบ}}$$

$$\left(\frac{\pi}{4} d_s^2\right) \times V_s = \left(\frac{\pi}{4} D^2\right) \times V \quad (2.21)$$

จัดรูปสมการใหม่เพื่อหา  $V_s$  จะได้สมการที่ 2.22

$$V_s = (\omega R \frac{D^2}{d_s^2} \sin \theta)^2 \quad (2.22)$$

เขียนสมการที่ 2.20 ใหม่จะได้สมการที่ 2.23

$$h_{L_s} = f \frac{L_s}{2gd_s} (\omega R \frac{D^2}{d_s^2} \sin \theta)^2 \quad (2.23)$$

หาความสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานในท่อด้านดูดสูงที่สุดหาได้จากสมการที่ 2.24

$$(h_{L_s})_{\max} = f \frac{L_s}{2gd_s} (\omega R \frac{D^2}{d_s^2})^2 \quad (2.24)$$

หาความสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานในท่อด้านดูดเฉลี่ยหาได้จากสมการที่ 2.25

$$(h_{L_s}) = \frac{2}{3} (f \frac{L_s}{2gd_s} (\omega R \frac{D^2}{d_s^2})^2) \quad (2.25)$$

ค่าเฉลี่ยจะเป็นสองในสามของค่าสูงที่สุดเนื่องจากการเฉลี่ยของกราฟรูป sin

หากต้องการหาหาความสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานของการไหลในท่อด้านส่งก็สามารถเขียนสมการแสดงความสัมพันธ์ได้ในลักษณะเดียวกัน โดยเขียนได้ในสมการที่ 2.26

$$h_{L_d} = f \frac{L_d}{2gd_d} (\omega R \frac{D^2}{d_d^2} \sin \theta)^2 \quad (2.26)$$

หาความสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานในท่อด้านส่งสูงที่สุดหาได้จากสมการที่ 2.27

$$(h_{L_d})_{\max} = f \frac{L_d}{2gd_d} (\omega R \frac{D^2}{d_d^2})^2 \quad (2.27)$$

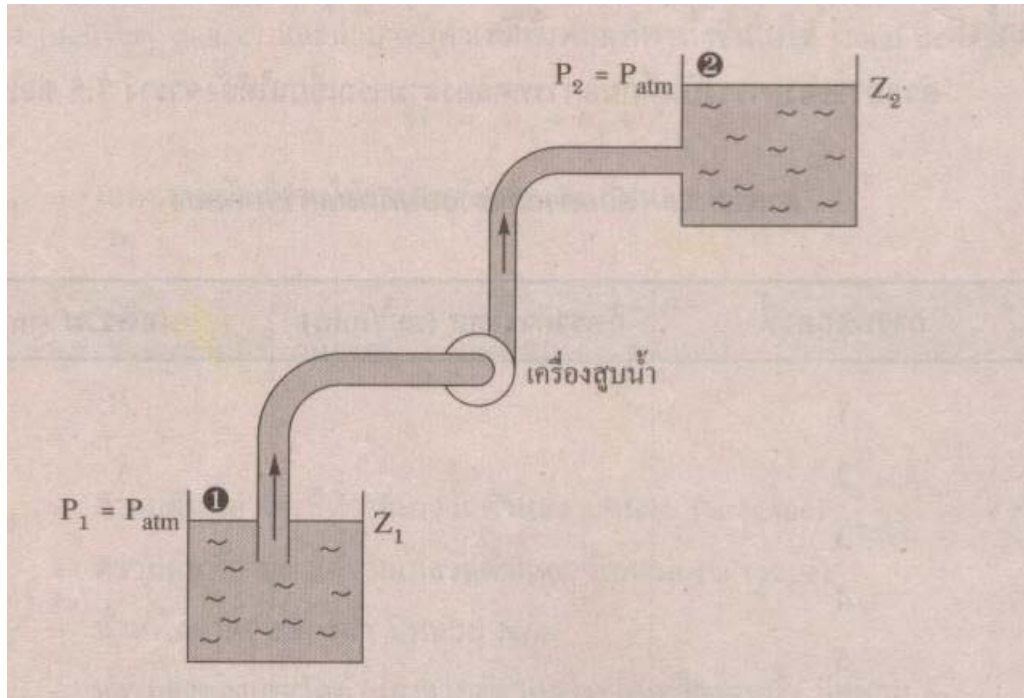
หาความสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานในท่อด้านส่งเฉลี่ยหาได้จากสมการที่ 2.28

$$(h_{L_d})_{ave} = \frac{2}{3} (f \frac{L_d}{2gd_d} (\omega R \frac{D^2}{d_d^2})^2) \quad (2.28)$$

ค่าเฉลี่ยจะเป็นค่าสองในสามของค่าสูงที่สุดเนื่องจากการเฉลี่ยของค่าของกราฟรูป sin

## 2.6 กราฟเฮดกับอัตราการไหลของระบบ

หากระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำมีลักษณะดังรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 ภาพการใช้งานเครื่องสูบน้ำ [สุธรรม,2549]

เขียนสมการพลังงานทั่วไปของระบบสูบน้ำดังรูปที่ 2.3 จะได้สมการที่ 2.29

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + h_p - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad (2.29)$$

จัดรูปสมการที่ 2.29 พร้อมแทนค่าจะได้สมการที่ 2.30

$$h_p = (Z_2 - Z_1) + h_L \quad (2.30)$$

จากสมการที่ 2.30 พบว่าเฮดรวมของระบบจะประกอบไปด้วยผลรวมของพลังงาน 2 ส่วน คือ พลังงานต่อหนึ่งหน่วยน้ำหนักในการยกน้ำขึ้นไปยังที่สูงหรือเรียกว่าเฮดสถิต ( $Z_2 - Z_1$ ) และพลังงานอีกส่วนหนึ่งคือพลังงานสูญเสียต่อหนึ่งหน่วยน้ำหนัก ( $h_L$ )

เสถียรคติของค่าหนึ่งๆ มักมีค่าคงที่ไม่เปลี่ยนแปลง ค่าที่มีการเปลี่ยนแปลง คือเสถียรคติความเสียดทาน  $h_L$  ซึ่งจะสามารถเขียนสมการแสดงในสมการที่ 2.31

$$h_L = \sum \frac{V^2}{2g} + f \left( \frac{L}{D} \right) \frac{V^2}{2g} \quad (2.31)$$

จากสมการ 2.31 พบว่าเสถียรคติความเสียดทาน  $h_L$  เป็นค่าที่แปรผันตามความเร็วของการไหลของน้ำในท่อ ยกกำลังสอง ( $V^2$ ) ซึ่งความเร็วของการไหลในท่อสามารถนำไปหาอัตราการไหลของน้ำได้ ดังนั้นเสถียรคติของระบบจึงมีความสัมพันธ์กับอัตราการไหลซึ่งจะเปลี่ยนไปตามรูปแบบของระบบการนำเครื่องสูบน้ำไปใช้งาน

จากพจน์สำหรับหาเสถียรคติความเสียดทานของการไหลในท่อ  $f \left( \frac{L}{D} \right) \frac{V^2}{2g}$  นั้น ค่า  $f$  หรือสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีความยุ่งยากในการหา ดังนั้นการหาเสถียรคติความเสียดทานของการไหลในท่อสำหรับน้ำในที่นี้จึงขอแนะนำให้นำจากการประยุกต์สมการของเฮเซน – วิลเลียมส์ (Hazen – Williams equation) ดังสมการที่ 2.32

$$Q = (3.587 \times 10^{-6}) C \times D^{2.63} \times S^{0.54} \quad (2.32)$$

เขียนสมการที่ 2.32 ใหม่จะได้สมการที่ 2.33

$$Q = (3.587 \times 10^{-6}) C \times D^{2.63} \times \left( \frac{h_f}{L} \right)^{0.54} \quad (2.33)$$

จัดรูปสมการที่ 2.33 ใหม่เพื่อหาเสถียรคติความเสียดทานของการไหลในท่อ  $h_f$  จะได้สมการที่ 2.34

$$Q = \frac{3.587}{10^6} \times C \times D^{2.63} \times \left( \frac{h_f}{L} \right)^{0.54}$$

$$\frac{10^6 Q}{3.587} \times \frac{1}{C} \times \frac{1}{D^{2.63}} = \left( \frac{h_f}{L} \right)^{0.54}$$

$$\frac{278784.5Q}{C \times D^{2.63}} = \left( \frac{h_f}{L} \right)^{0.54}$$

$$\left( \frac{278784.5Q}{C \times D^{2.63}} \right)^{\frac{1}{0.54}} = \left( \frac{h_f}{L} \right)^{\frac{0.54}{0.54}}$$

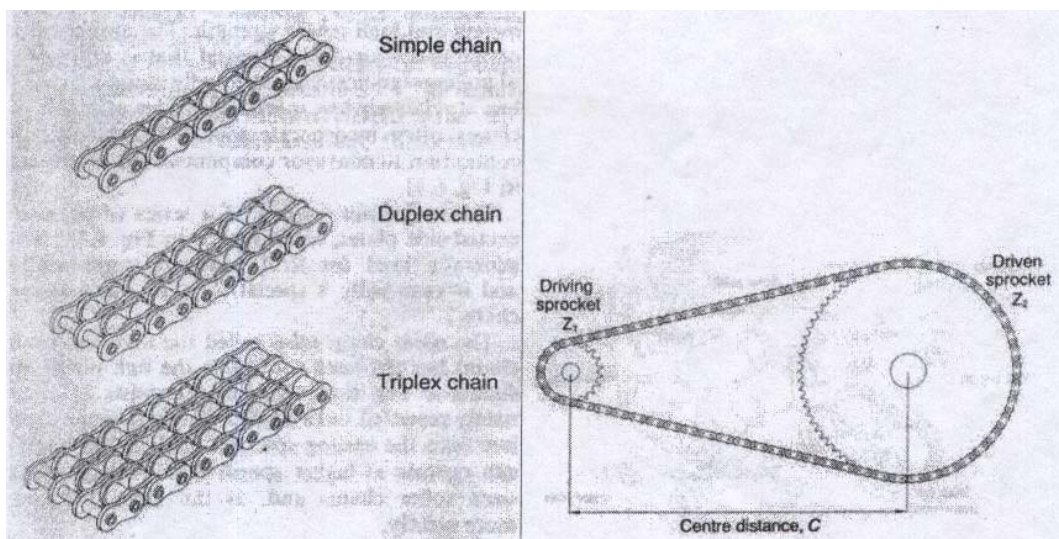
$$\left(\frac{278784.5Q}{C \times D^{2.63}}\right)^{1.852} = \frac{h_f}{L}$$

สมการที่ 2.34 สมการหาค่าเสถียรภาพของการไหลในท่อ

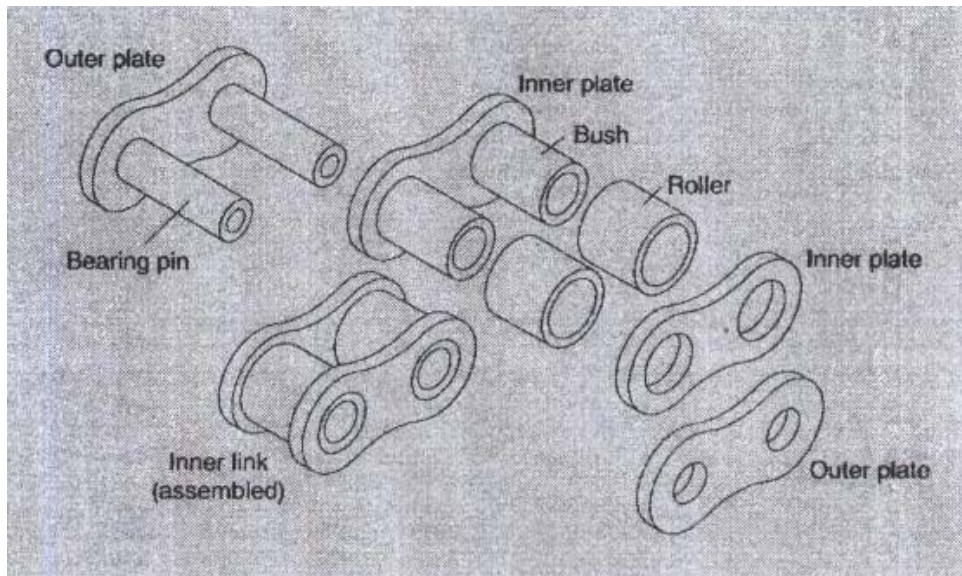
$$h_f = \frac{1.215 \times 10^{10} \times Q^{1.852} \times L}{C^{1.852} \times D^{4.87}} \quad (2.34)$$

## 2.7 โซ่(Chain)

โซ่จะส่งกำลังโดยการขบ – คึงของข้อโซ่และจานโซ่ (sprocket) จากรูปที่ 2.4 โดยมากโซ่มักจะทำงานมาจาก high strength steel จึงสามารถทำงานส่ง Torque ได้สูง โดยทั่วไปแล้วยังสามารถทำงานได้เช่นเดียวกับสายพานแต่รับแรงได้มากกว่า แต่ข้อเสียของโซ่คือ จะมีการกระทบกันของข้อโซ่แลฟันของข้อโซ่ ซึ่งทำให้เกิดเสียงดังเสียงคังและยังต้องการการหล่อลื่นอีกด้วย แต่ในงานบางชนิดที่สายพานทำไม่ได้ แต่โซ่ใช้ได้ เช่น เป็นตัวยกภาระในแนวขึ้น – ลง เป็นต้น โซ่ให้ efficiency ประมาณ 98.9% ที่ Ratio 1:9 และส่งกำลังได้ถึงหลายร้อยกิโลวัตต์ โซ่มีหลายชนิดแล้วแต่งานที่จะใช้แต่ที่ใช้กันทั่วไปเป็นแบบ Roller Chain ซึ่งส่งกำลังได้มากที่สุดและเราพูดถึงวิธีการเลือก Roller Chain อย่างง่าย ส่วนประกอบของ Roller Chain แสดงในรูปที่ 2.5 โดย Roller Chain นั้นจะแบ่ง Number โดยใช้ระยะ Pitch เป็นเกณฑ์แสดงในตารางที่ 1 แสดงค่า Standard Roller Chain โดยเปรียบเทียบมาตรฐานต่างๆ และตารางที่ 2 แสดงขนาดและคุณสมบัติเฉพาะของ Roller Chain เบอร์ต่างๆ ตามมาตรฐานของ อเมริกัน (ANSI)



รูปที่ 2.4 แสดงภาพของ Roller Chain



รูปที่ 2.5 แสดงภาพของ Rollern Chain Component

ในการเลือกโซ่โซ่นั้นจะต้องอยู่ในหลักการที่ว่า จะต้องส่งกำลังได้โดยไม่ก่อให้เกิดความเสียหาย โดยการเสียหายที่เกิดขึ้นจากโซ่นั้นจะมี 3 อย่างคือ

- Fatigue
- Impact
- Galling

### 2.7.1 Roller chain Selection

ในที่นี้จะเสนอเพียงการเลือก Roller chain ส่วนการเลือกโซ่ชนิดอื่นๆ ก็ไม่แตกต่างกันมากนักโดยการเลือกโซ่ จะอธิบายไว้ใน Catalogue ของผู้ผลิต

วิธีเลือกโซ่นี้จะเลือกจาก Power Rating Chart ของโซ่ และรับประกันการใช้งานที่ 1,500 รอบ

### 2.7.2 วิธีการเลือกโซ่

2.7.2.1 เลือกแรงที่ต้องการส่งผ่าน

2.7.2.2 หา speed ของเพลาทิ้งคู่

2.7.2.3 หาภาวะการทำงานจากระบบ เช่น ทำงานที่ราบเรียบ หรือ Shock Loading

2.7.2.4 หา Centre Distance ต่างๆ ปกติจะอยู่ที่ 30- 50 เท่าของ Chain Pitch

2.7.2.5 หา Speed Ratio ซึ่งจะขึ้นกับค่ามาตรฐานในท้องตลาด ดูได้จากตารางที่ 3

2.7.2.6 หาค่า application factor และ tooth factor

- ค่า application factor หาได้จาก ตารางที่ 4

- ค่า tooth factor  $= \frac{19^*}{n_1}$  เมื่อ  $n_1 =$  จำนวนของตัวขับ

\*เหตุที่ใช้ 19 เพราะสมมติว่าค่ากำลังใน Rating Chart ของเราอยู่บนพื้นฐาน 19 ฟัน Sprocket

2.7.2.7 หา Power ของใช้จริงจากสมการที่ 2.35 ก และสมการที่ 2.35 ข

$$\text{Power ที่ต้องใช้} = \text{Power} \times f \quad (2.35 \text{ ก})$$

หรือ

$$\text{Power ที่ต้องใช้} = \text{Power} \times f_2 \quad (2.35 \text{ ข})$$

2.7.2.7 หาระยะ Pitch ของ Chain drive

2.7.2.8 หา chain length โดยใช้สมการที่ 2.36

$$L = \frac{n_1 + n_2}{2} + \frac{2C}{P} + \left( \frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right) \frac{P}{C} \quad (2.36)$$

โดยที่ค่า L ต้องเป็นจำนวนคู่

หาค่า Centre distance จากสมการที่ 2.37

$$C = \frac{P}{8} \left[ 2L - n_2 - n_1 + \sqrt{(2L - N_2 - N_1)^2 - \frac{\pi}{3.88} (N_2 - N_1)^2} \right] \quad (2.37)$$



## 2.8 กำหนดการใช้หล่อลื่น

*Roller chain* นั้นถูกจัดจากมาตรฐาน เพื่อความสะดวกในการผลิตและเลือกใช้งานโดย British Standard, DIN หรือ Amerika โดยแยกตามขนาด *Pitch*

ขนาดมาตรฐานของ *Pitch* ตาราง ISO แสดงเป็นตัวอย่างไว้ในตารางที่ 5 และรายละเอียดของแต่ละเบอร์แสดงเป็นตัวอย่างไว้ในตารางที่ 5 ในส่วนของ Sprocket นั้นสามารถคำนวณ diameter ของตัวขับ และตัวถูกขับ โดยคำนวณได้จากสมการที่ 2.38

$$\left. \begin{aligned} D_1 &= \frac{N_1 P}{\pi} \\ D_2 &= \frac{N_2 P}{\pi} \end{aligned} \right\} \quad (2.38)$$

เมื่อ  $D_1, N$  เป็น diameter และจำนวนฟันของ Sprocket ตัวใบและมุมสัมผัสของโซ่ และงานโซ่ Sprocket หาได้จากสมการที่ 2.39

$$\left. \begin{aligned} 1\theta_1 &= \pi - \frac{2\pi(N_1 - N_2)}{2PC} \\ 2\theta_2 &= \pi + \frac{2\pi(N_1 - N_2)}{2\pi C} \end{aligned} \right\} \quad (2.39)$$

ความตึงที่เกิดในโซ่หาได้จากสมการที่ 2.40

$$\text{Chain tension} = \frac{\text{Power}}{n_1 w_1 p} \quad (2.40)$$

ขนาดของ Sprocket มาตรฐานและจำนวนฟันก็มีขนาดเป็นมาตรฐานตามท้องตลาด โดยต้องทราบค่าต่างๆ ใน catalogue ขึ้นอยู่กับความต้องการ