บทที่ 3

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

เมื่อกล่าวถึงการไหลของน้ำในระบบท่อน้ำเย็น ปัจจัยตัวหนึ่งที่มีความสำคัญต่อการใช้พลังงานของเครื่องสูบน้ำก็คือค่าเฮดสูญเสีย (Head Loss) ของระบบหรือก็คือความเสียดทานของการไหลภายในระบบท่อน้ำ (System Friction Loss) นั่นเอง ดังนั้นในการพิจารณาระบบท่อน้ำเย็นของระบบปรับอากาศที่เหมาะสมเพื่อการประหยัดพลังงาน นอกจากจะต้องคำนวณภาระความเย็นของระบบให้ถูกต้องแล้วยังต้องคำนวณค่าเฮดสูญเสียของระบบให้ถูกต้องด้วยเช่นกัน มิเช่นนั้นแล้วก็จะทำให้เลือกขนาดของเครื่องสูบน้ำได้ไม่เหมาะสมต่อความต้องการของระบบอย่างแท้จริง และเกิดการสูญเปล่าของการใช้พลังงาน

3.1 การวิเคราะห์เฮดสูญเสียของระบบท่อน้ำเย็น

สำหรับระบบที่มีอัตราการไหลของน้ำเย็นมีค่าแบบแปรเปลี่ยนไปตามภาระความเย็น (Cooling Load) สามารถคำนวณหาปริมาณน้ำเย็นที่ระบบต้องการใช้เพื่อทำความเย็นได้ดังสมการ

$$q = 500 \cdot Q \cdot \Delta t \qquad (3.1)$$

เมื่อ q คือ ภาระความเย็น หน่วย BTUH

Δt คือ ค่าผลต่างระหว่างอุณหภูมิของน้ำเย็น (Supply และ Return Water) หน่วย $^{\circ}$F โดยปกติในการออกแบบให้ระบบมี Δt = 10 $^{\circ}$F

เพื่อความสะดวกอาจเขียนให้อยู่ในรูปของตันความเย็นได้คือ

$$Q = \frac{24 \cdot q(ton)}{\Delta t} \qquad (3.2)$$

เมื่อมีการไหลของน้ำเกิดขึ้นภายในท่อน้ำเย็น ท่อน้ำจะสร้างแรงเสียดทานขึ้นมาเพื่อพยายามที่จะขัดขวางการไหลนั้น ดังนั้นจึงจำเป็นต้องใช้เครื่องสูบน้ำเป็นตัวให้พลังงานจากภายนอกมาขับเคลื่อนน้ำเย็นเพื่อเอาชนะแรงต้านทานของระบบให้ได้

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

3.1.1 การวิเคราะห์ความดันสูญเสียในท่อตรง

โดยอาศัยทฤษฎีของเบอร์นูลลี (Bernoulli Theorem) ที่กล่าวไว้ว่าพลังงานทั้งหมดของของไหลมีค่าคงที่ภายในระบบ และมีค่าเท่ากับผลรวมของพลังงานในรูปแบบต่าง ๆ คือ พลังงานเนื่องจากความต่างระดับ พลังงานจลน์และพลังงานอันเนื่องมาจากความดันของของเหลว หรือเขียนในรูปของไฮดรอลิกเฮดรวม (Total Hydraulic Head) ของของเหลวจะได้ว่า ณ ตำแหน่งใดตำแหน่งหนึ่งของการไหลของน้ำในท่อ คือ

$$H_T = Z + \frac{V^2}{2g} + \frac{P}{\rho g} \qquad (3.3)$$

เมื่อ Z คือ Elevation Head , หน่วย ft

$\frac{V^2}{\rho g}$ คือ Velocity Head , หน่วย ft

$\frac{P}{\rho g}$ คือ Pressure Head , หน่วย ft

แต่เนื่องจากเมื่อมีการไหลภายในท่อจะเกิดเฮดสูญเสียขึ้นในระบบ ดังนั้นเมื่อนำทฤษฎีของเบอร์นูลลีมาประยุกต์ใช้กับการไหลภายในท่อจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งจะต้องเพิ่มค่าเฮดสูญเสียอันเนื่องมาจากแรงเสียดทานของการไหลจากตำแหน่งที่ 1 ไปยังตำแหน่งที่ 2 ($H_{L_{1-2}}$) ของระบบเข้าไปในสมการด้วย นั่นคือ

$$\Delta H_{T_{1-2}} = (Z_1 - Z_2) + \frac{(P_1 - P_2)}{\rho g} + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2g} + H_{L_{1-2}} \qquad (3.4)$$

และเรียกสมการ (3.4) ว่าสมการของเบอร์นูลลีที่ปรับแก้แล้ว (Modified Bernoulli Equation)

จากการวิเคราะห์โดยใช้วิธีการวิเคราะห์หน่วย (Dimensional Analysis) พบว่าความดันสูญเสียของการไหลภายในท่อตรง มีค่าเป็นไปตามสมการของ Darcy – Weisbach

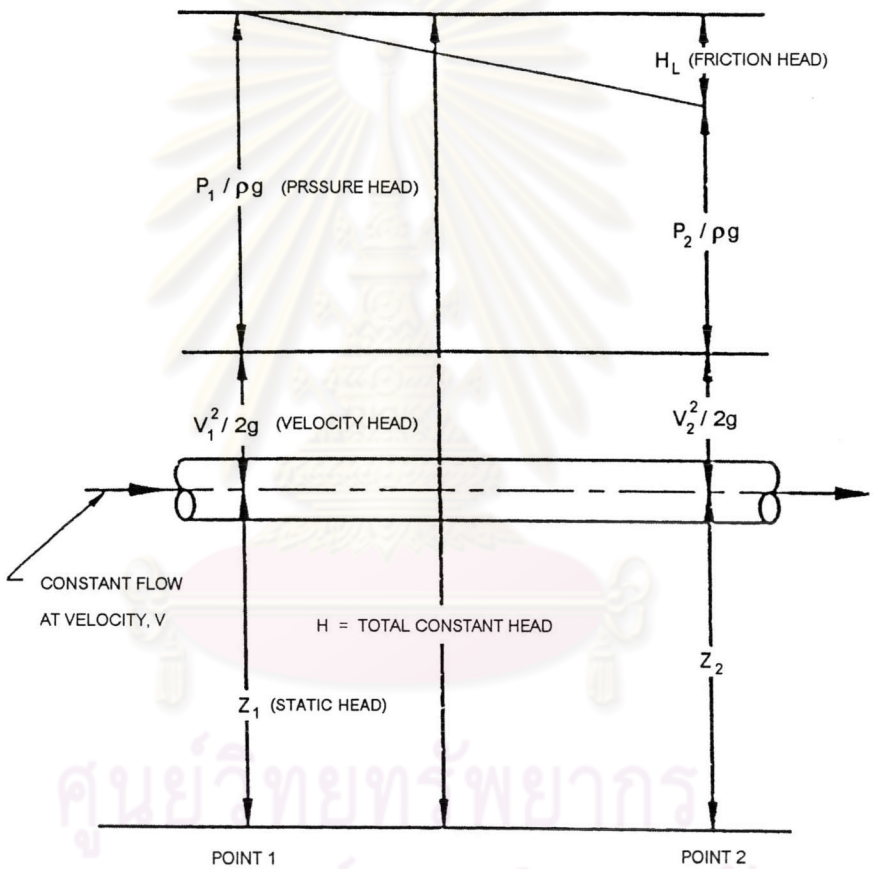
$$\begin{aligned} \Delta P &= \frac{L}{D}\frac{V^2}{2g}\Phi\left(\frac{\rho VD}{\mu}, \frac{e}{D}\right) \\ &= f\frac{L}{D}\frac{V^2}{2}\left(\frac{\rho}{g_c}\right) \end{aligned} \qquad (3.5)$$

หรือเขียนให้อยู่ในรูปของเฮดสูญเสียได้ว่า

$$H_L = \left(\frac{\Delta P}{\rho}\right)\left(\frac{g_c}{g}\right) = f\frac{L}{D}\frac{V^2}{2g} \qquad (3.6)$$

เมื่อ f คือค่าตัวประกอบของความเสียดทาน ซึ่งมีค่าขึ้นอยู่กับค่าของเลขเรโนลด์ของการไหล , Re_D และค่าเรียบของผิวท่อ โดยที่

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho VD}{\mu} \qquad (3.7)$$



รูป 3.1 แผนภาพแสดงสมการของเบอร์นูลลีที่ปรับแก้แล้วสำหรับการไหลในท่อ

ผิวท่อที่มีผิวหยาบจะมีความต้านทานการไหลสูงกว่าท่อที่มีผิวเรียบเนื่องจากมีความเสียดทานมากกว่า ดังนั้นถ้าใช้ท่อผิวเรียบและดูแลให้สะอาดอยู่เสมอความเสียดทานที่เกิดขึ้นจะน้อยและ

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ต้องการพลังงานในการขับเคลื่อนน้ำเย็นน้อยลงด้วย ได้แสดงค่าความขรุขระของผิวท่อไว้ในตาราง 3.1

ตาราง 3.1 แสดงค่าความขรุขระโดยเฉลี่ยของผิวท่อ

Material Type	*e*	
	ft	mm
Glass	0.000001	0.0003
Drawn Tubing	0.000005	0.0015
Steel, wrought iron	0.00015	0.046
Asphalted Cast Iron	0.004	0.12
Galvanized Iron	0.005	0.15
Cast Iron	0.00085	0.26
Wood Stave	0.0006 – 0.003	0.18 – 0.9
Concrete	0.001 – 0.01	0.30 – 3.0
Riveted Steel	0.003 – 0.03	0.90 – 9.0

(ที่มา : เอกสารอ้างอิง [14])

ค่าตัวประกอบของความเสียดทาน (Friction Factor) นั้นสามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ของ Colebrook

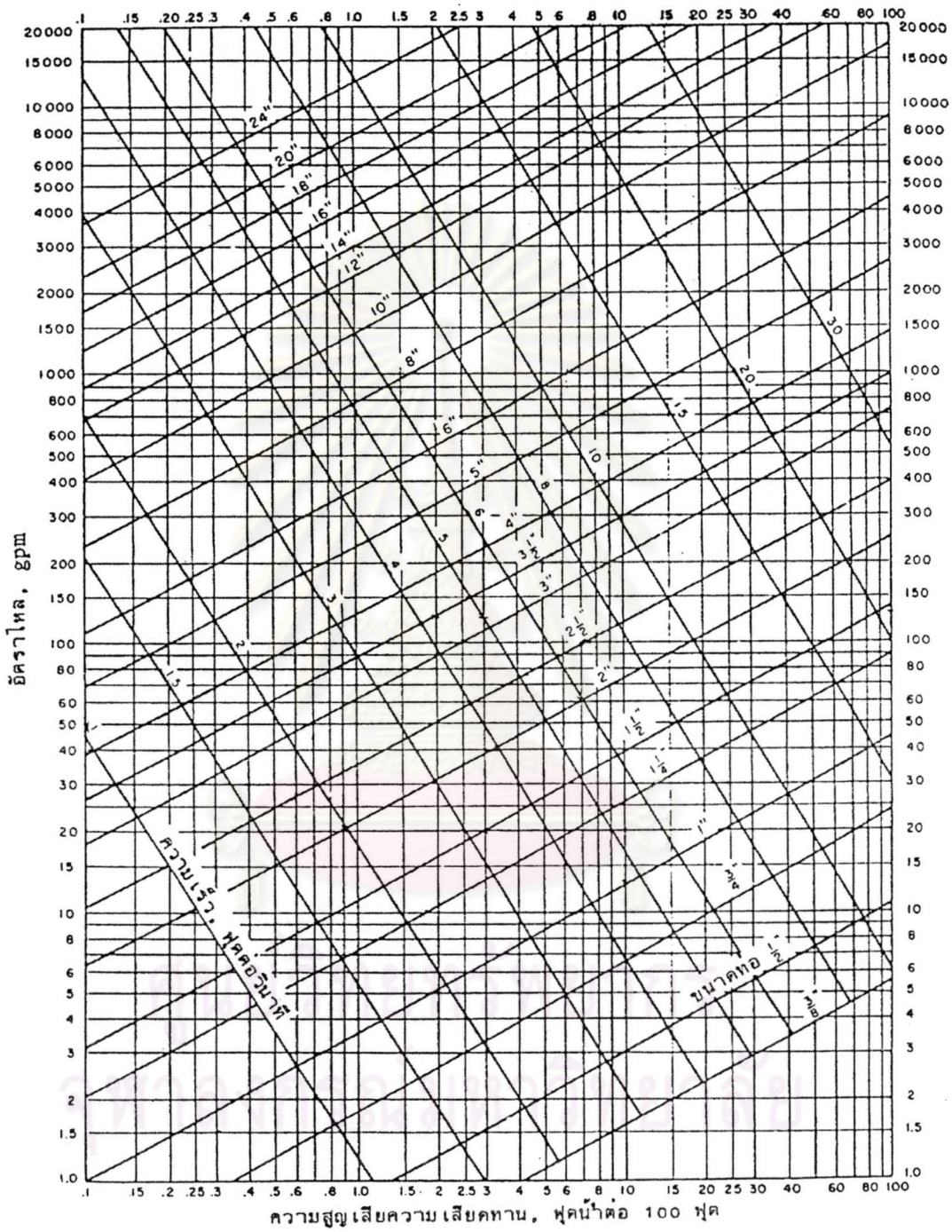
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log\left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{\mathrm{Re}_D \sqrt{f}}\right) \qquad (3.8)$$

แต่พบว่าความสัมพันธ์ของ Colebrook นั้นไม่สะดวกสำหรับใช้คำนวณค่าของตัวประกอบของความเสียดทานเนื่องจากว่าในความสัมพันธ์นี้ค่า f ไม่ได้มีค่าขึ้นกับ Re_D และ e/D โดยตรง แต่ว่ายังขึ้นอยู่กับค่าของตัวมันเองด้วย ดังนั้นจึงต้องใช้วิธีการทำซ้ำ (Iteration) เพื่อหาค่าของ f แต่ต่อมา P.K.Swamee และ A.K.Jain ได้แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Re_D และ e/D ขึ้นใหม่เป็น

$$f = \frac{0.25}{\left\{\log\left[\left(\frac{e/\mathrm{D}}{3.7}\right) + \left(\frac{5.74}{\mathrm{Re}_D^{0.9}}\right)\right]\right\}^2} \qquad (3.9)$$

เมื่อ $5 \times 10^3 \le \mathrm{Re}_D \le 10^8$ และ $10^{-6} \le e/D \le 10^{-2}$

จะเห็นได้ว่าในความสัมพันธ์ใหม่นี้ค่าของ f นั้นขึ้นกับค่าของ Re_D และ e/D โดยตรง ทำให้สามารถคำนวณหาค่าของ f ได้ทันทีเมื่อรู้ค่าของ Re_D และ e/D



รูป 3.2 เฮดสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานสำหรับการไหลของน้ำในท่อเหล็กกล้าเบอร์ 40

ตาราง 3.2 แสดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเหล็กกล้า Schedule 40

Nominal Diameter (in)	Inside Diameter (in)	Maximum Water Flow Rate (gpm)
1/8	0.269	-
1/4	0.364	-
3/8	0.493	-
1/2	0.622	-
3/4	0.824	5
1	1.049	9
1 ¼	1.380	19
1 ½	1.610	30
2	2.067	50
2 ½	2.469	75
3	3.068	140
3 ½	3.548	180
4	4.026	280
5	5.047	490
6	6.065	700
8	7.981	1250
10	10.020	1900
12	11.938	2900
14	13.124	3500
16	15.000	4500
18	16.876	5500
20	18.814	7000
24	22.626	9000

(ที่มา : เอกสารอ้างอิง [16])

การเลือกขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อก็เป็นอีกปัจจัยที่ส่งผลต่อเฮดสูญเสียที่เกิดขึ้นในระบบ ถ้าท่อมีขนาดใหญ่ก็จะทำให้น้ำเย็นไหลได้สะดวกขึ้น การใช้พลังงานของเครื่องสูบน้ำก็จะลดลง แต่ก็ต้องเสียค่าลงทุนเบื้องต้นเพิ่มมากขึ้น ในทางกลับกันถ้าใช้ท่อขนาดเล็กก็จะทำให้เกิดเฮดสูญเสียในระบบมากขึ้นทำให้ต้องใช้พลังงานที่เครื่องสูบน้ำมากขึ้น แต่ราคาท่อก็จะลดลงด้วยเช่นกัน การเลือกใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อให้เหมาะนั้นขึ้นกับความต้องการของระบบและควรต้อง

คำนึงถึงเสียงรบกวนอันเกิดจากการเคลื่อนที่ของน้ำเย็นด้วย ถ้าเป็นระบบขนาดเล็กขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อประธานไม่ควรทำให้น้ำมีความเร็วเกินกว่า 4 ถึง 6 ฟุตต่อวินาทีสำหรับท่อขนาดเล็กหรือไม่ควรเกิน 8 ถึง 10 ฟุตต่อวินาทีสำหรับท่อขนาดใหญ่ ส่วนบริเวณที่มีคนอยู่อาศัยความเร็วของน้ำเย็นในท่อไม่ควรเกิน 4 ฟุตต่อวินาทีมิเช่นนั้นจะทำให้เกิดเสียงดังรบกวนได้ โดยปกติจะใช้ชาร์ทที่ได้แสดงในรูปที่ 3.2 เป็นเครื่องมือช่วยในการออกแบบขนาดของท่อเหล็กกล้าเบอร์ 40 (Commercial Wrought Steel Pipe Schedule 40) ซึ่งเป็นท่อที่นิยมใช้ในระบบกระจายน้ำเย็น ซึ่งมักออกแบบให้เกิดเฮดสูญเสียภายในท่อภายในช่วง 1 – 4 ฟุตต่อความยาวท่อ 100 ฟุต พร้อมกันนี้ได้แสดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเหล็กกล้าเบอร์ 40 ไว้ในตาราง 3.2

3.1.2 การวิเคราะห์เฮดสูญเสียในข้อต่อข้องอและวาล์ว

ในระบบท่อน้ำเย็นนั้นประกอบไปด้วยข้อต่อหรือข้องอ (Fittings) รวมทั้งวาล์วชนิดต่าง ๆ อุปกรณ์เหล่านี้ต่างก็ก่อให้เกิดเฮดสูญเสีย (Minor Loss) ขึ้นในระบบเนื่องจากการเปลี่ยนทิศทางการไหลที่ข้อต่อและวาล์วรวมถึงการเกิดการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow) ที่อุปกรณ์เหล่านี้ โดยค่าเฮดสูญเสียภายในข้อต่อข้องอ และวาล์วต่าง ๆ (ไม่รวมถึงวาล์วควบคุมชนิด 2 หรือ 3 ทาง) นั้นแสดงได้ดังสมการ

ตาราง 3.3 แสดงค่าความยาวเทียบเท่าของวาล์วและข้อต่อชนิดต่าง ๆ

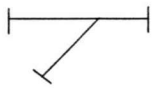
Fittings Type	Equivalent Length L_e/D
Valves (Fully Opened)	
Gate valve	8
Globe valve	340
Angle valve	150
Ball valve	3
Lift check valve : globe lift	600
: angle lift	55
Foot valve with strainer : poppet disk	420
: hinged disk	75
Standard elbow : 90°	30
: 45°	16
Return bend, close pattern	50
Standard tee : straight through flow	20
: flow through branch	60

(ที่มา : เอกสารอ้างอิง [14])

$$h_L = K\frac{V^2}{2g} \qquad (3.10)$$

เมื่อ K คือค่าสัมประสิทธิ์ความสูญเสียในข้อต่อ ซึ่งต้องอาศัยการทดลองเพื่อหาค่า K ที่เหมาะสมของอุปกรณ์เหล่านี้

ตาราง 3.4 แสดงค่าความยาวเทียบเท่าของข้อต่อที่มีการเพิ่มหรือลดขนาดพื้นที่หน้าตัดและความยาวเทียบเท่าท่อตรงของสเตรนเนอร์ (หน่วย ft)

Nominal or Tube size, d (in)	Sudden Enlargement			Suddent Contraction			Y – Type Strainer	
	d/D			d/D				
	1/4	*1/2*	*3/4*	*1/4*	*1/2*	*3/4*	Flang End	Screwed End
3/8	1.4	0.8	0.3	0.7	0.5	0.3	-	-
1/2	1.8	1.1	0.4	0.9	0.7	0.4	-	3
3/4	2.5	1.5	0.5	1.0	1.0	0.5	-	4
1	3.2	2.0	0.7	1.6	1.2	0.7	-	5
1 1/4	4.7	3.0	1.0	2.3	1.8	1.0	-	9
1 1/2	5.8	3.6	1.2	2.9	2.2	1.2	-	10
2	8.0	4.8	1.6	4.0	3.0	1.6	27	14
2 1/2	10.0	6.1	2.0	5.0	3.8	2.0	28	20
3	13.0	8.0	2.6	6.5	4.9	2.6	42	40
3 1/2	15.0	9.2	3.0	7.7	6.0	3.0	48	-
4	17.0	11.0	3.8	9.0	6.8	3.8	60	-
5	24.0	15.0	5.0	12.0	9.0	5.0	80	-
6	29.0	22.0	6.0	15.0	11.0	6.0	110	-
8		25.0	8.5		15.0	8.5	150	-
10		32.0	11.0		20.0	11.0	190	-
12		41.0	13.0		25.0	13.0	250	-
14			16.0			16.0	-	-
16			18.0			18.0	-	-
18			20.0			20.0	-	-
20							-	-
24							-	-

(ที่มา : เอกสารอ้างอิง [13])

แต่สามารถแสดงค่าของความดันสูญเสียภายในข้อต่อและวาล์วเหล่านี้ได้ใหม่โดยอาศัยค่าความยาวเทียบเท่า L_e (Equivalent Length) ของอุปกรณ์เหล่านั้นและพิจารณาเสมือนว่าเป็นการไหลภายในท่อตรง ซึ่งจะได้ว่า

$$h_L = f\frac{L_e}{D}\frac{V^2}{2g} \qquad (3.11)$$

เมื่อค่า f สามารถคำนวณได้ด้วยสมการ (3.9) เช่นเดียวกัน ดังนั้นถ้าเราทราบค่าความยาวเทียบเท่าของวาล์วหรือข้อต่อข้องอต่าง ๆ ก็จะสามารถคำนวณหาค่าเฮดสูญเสียที่เกิดจากอุปกรณ์เหล่านั้นได้ ค่าความยาวเทียบเท่าของข้อต่อข้องอและวาล์วแสดงไว้ในตาราง 3.3 และ 3.4

3.1.3 เฮดสูญเสียในวาล์วควบคุม

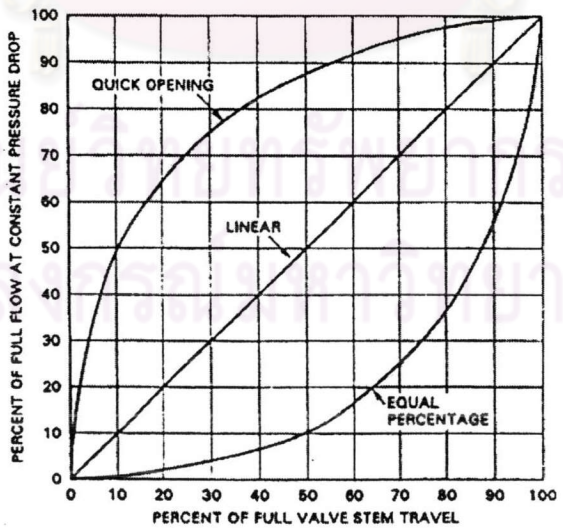
วาล์วควบคุมแบบ 2 ทาง (2 – Way Control Valve) ที่ใช้ในงานระบบส่งจ่ายน้ำเย็นนั้นเป็นวาล์วควบคุมแบบ 2 ทางชนิด Equal Percentage ซึ่งมีลักษณะ (Characteristics) ดังแสดงในรูป 3.3 และสามารถคำนวณเฮดสูญเสียตกคร่อมวาล์วควบคุมนี้ได้จากความสัมพันธ์

$$\frac{Q}{C_v\sqrt{\Delta P}} = A^x \qquad (3.12)$$

โดยที่

$$x = \frac{\%\ \text{Stem Stroke}}{100} - 1 \qquad (3.13)$$

เมื่อ ΔP คือ ความดันลดตกคร่อมวาล์วควบคุม หน่วย psi



รูป 3.3 ลักษณะของวาล์วควบคุมแบบ 2 ทางชนิดต่าง ๆ

หรือเขียนในรูปของเฮดสูญเสียตกคร่อมวาล์วได้ในรูป

$$\frac{Q}{0.67C_v\sqrt{\Delta H_{CV}}} = A^x \qquad (3.14)$$

เมื่อ ΔH_{CV} คือ เฮดสูญเสียตกคร่อมวาล์วควบคุม หน่วย ft

Q คือ อัตราการไหลของน้ำเย็นผ่านวาล์วควบคุม หน่วย gpm

A คือ ค่า Rangeability ของวาล์ว (อัตราส่วนของอัตราการไหลผ่านวาล์วสูงสุดกับต่ำสุด) ซึ่งมีค่าเปลี่ยนไปตามผู้ผลิต โดยส่วนมากจะมีค่าอยู่ในช่วง 20 : 1 – 50 : 1

% Stem Stroke คือ ระยะช่วงชักของก้านวาล์วในขณะนั้น

เมื่อวาล์วควบคุมเปิดสุด (% Stem Stroke = 100%) สมการ (3.12) จะลดรูปเป็น

$$Q = 0.67C_v\sqrt{\Delta H_{CV}} \qquad (3.15)$$

ซึ่งก็คือสมการสำหรับใช้ออกแบบเลือกขนาดของวาล์วควบคุมนั่นเอง

3.1.4 การวิเคราะห์เฮดสูญเสียภายในเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) และอุปกรณ์ส่งลมเย็น (Air Handling Units : AHU)

เช่นเดียวกับการวิเคราะห์ความดันลดในข้อต่อข้องอ และวาล์ว เราสามารถอาศัยความยาวเทียบเท่าท่อตรงของเครื่องทำน้ำเย็นและอุปกรณ์ส่งลมเย็นเพื่อแสดงค่าความดันลดภายในอุปกรณ์ได้

$$h_L = f\frac{L_e}{D}\frac{V^2}{2g} \qquad (3.16)$$

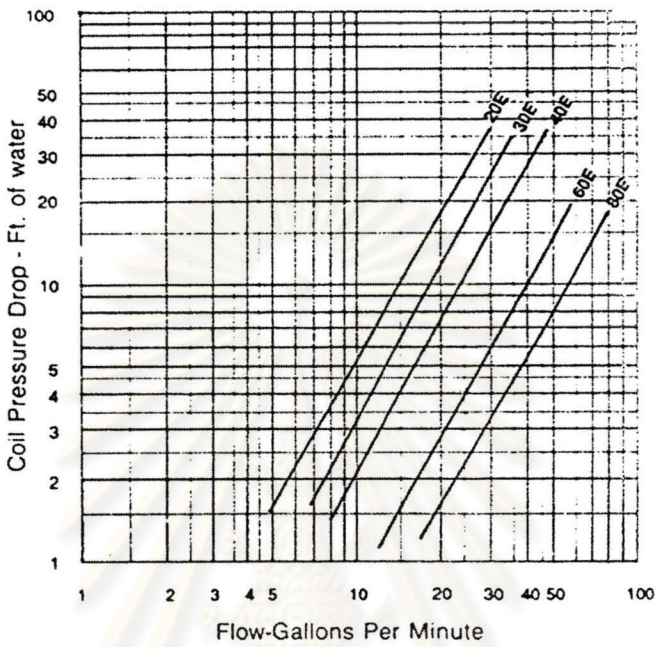
เมื่อ L_e คือ ความยาวเทียบเท่าท่อตรงของเครื่องทำน้ำเย็นหรืออุปกรณ์ส่งลมเย็น เพียงแต่ว่าความยาวเทียบเท่าของเครื่องทำน้ำเย็นและอุปกรณ์ส่งลมเย็นนั้นมีค่าแปรเปลี่ยนไปตามอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ไหลผ่านตัวมัน

ในทางปฏิบัติเราสามารถทราบข้อมูลเฮดสูญเสียของเครื่องทำน้ำเย็นและอุปกรณ์ส่งลมเย็นได้จากผู้ผลิตอุปกรณ์เหล่านี้ โดยคะตะล็อกของผู้ผลิตจะแสดงชาร์ทความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลผ่านอุปกรณ์กับเฮดสูญเสีย (ดังแสดงในรูป 3.4) ไว้ให้ผู้ออกแบบประกอบการพิจารณาเพื่อเลือกขนาดของเครื่องสูบน้ำ ซึ่งพบว่าเฮดสูญเสียกับอัตราการไหลมีความสัมพันธ์กันในรูปแบบ

$$\log h_L = \log a + b\log Q \qquad (3.17)$$

หรือได้ว่า $h_L = aQ^b$ *(3.18)*

เมื่อ a, b คือค่าคงที่



รูป 3.4 ตัวอย่างข้อมูลเฮดสูญเสียของเครื่องทำความเย็นหรืออุปกรณ์ส่งลมเย็นจากผู้ผลิต

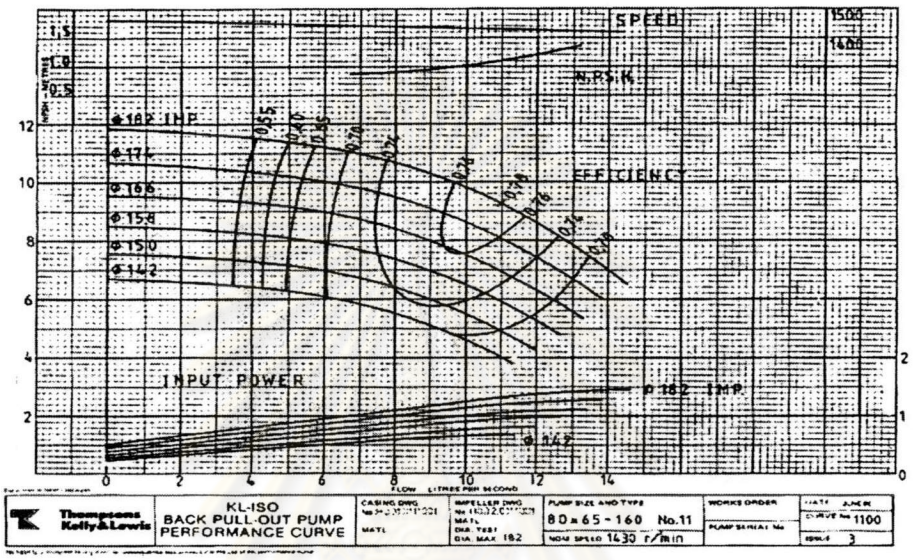
3.2 คุณสมบัติของเครื่องสูบน้ำเย็น

เครื่องสูบน้ำเย็นที่ใช้ในระบบปรับอากาศ (HVAC) เป็นเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง (Centrifugal Pump) ซึ่งมีการแปรเปลี่ยนของแรงบิดได้ (Variable Torque Machine) ลักษณะและคุณสมบัติของเครื่องสูบน้ำเย็นยังคงเหมือนกับเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งที่ใช้กันในงานโดยทั่วไป

3.2.1 เส้นโค้งสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ (Pump Performance Curve)

ลักษณะของเครื่องสูบน้ำ (Pump Characteristics) ที่มีความสำคัญต่อสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำเป็นอย่างมากก็คือเฮดที่เครื่องสูบน้ำสร้างขึ้นกับอัตราการไหลของน้ำเย็นที่เครื่องสูบน้ำส่งออก โดยปกติผู้ผลิตเครื่องสูบน้ำจะทดสอบเครื่องสูบน้ำที่ค่าความเร็วรอบของเครื่องสูบน้ำหนึ่ง (สำหรับประเทศไทยที่ใช้ไฟฟ้า 50 Hz ความเร็วรอบที่ได้จากการต่อเครื่องสูบน้ำเข้ากับมอเตอร์โดย

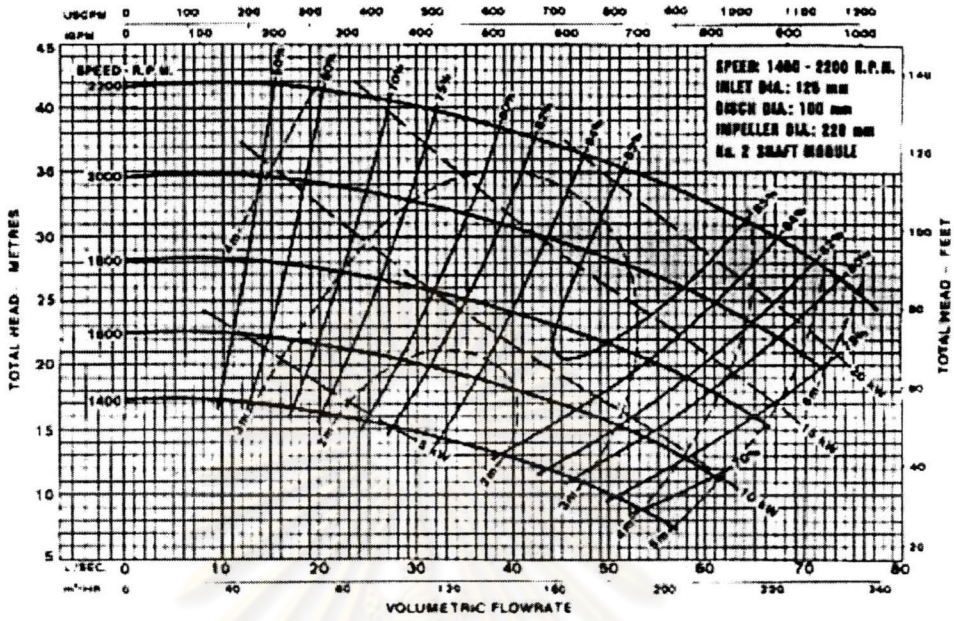
ตรงที่นิยมใช้คือ 1450 และ 2900 รอบต่อนาที) และแสดงไว้ในคะตะล็อกเส้นโค้งสมรรถนะของตน โดยมักจะแสดงค่าเฮด อัตราการไหล ประสิทธิภาพ และกำลังที่ต้องใช้ขับมอเตอร์ของเครื่องสูบน้ำขนาดใบพัดต่าง ๆ ที่ใช้โครง (Case) ร่วมกันได้ไว้ในชาร์ทเดียวกัน ดังแสดงในรูป 3.5



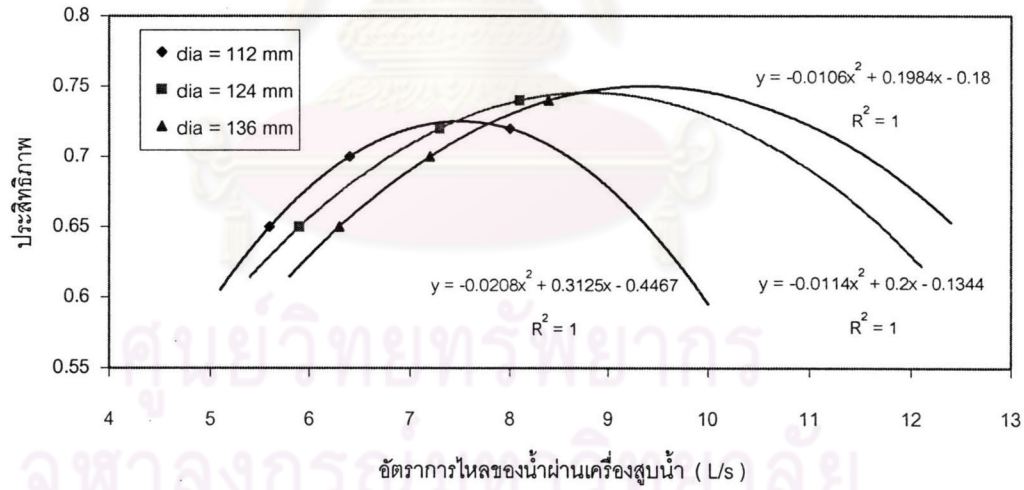
รูป 3.5 ตัวอย่างเส้นโค้งสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำที่ความเร็วรอบ 1450 รอบต่อนาที

เราสามารถที่จะทราบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำได้โดยตรงจากเส้นโค้งแสดงสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำนี้ จากเส้นโค้งสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำพบว่าเฮดที่เครื่องสูบน้ำสร้างได้จะมีค่าลดลงเมื่ออัตราการไหลของน้ำที่ส่งออกมีค่ามากขึ้น นอกจากนี้ผู้ผลิตบางรายยังทดสอบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำที่ขนาดใบพัดเดียวแต่เปลี่ยนความเร็วรอบอื่น ๆ และแสดงมาในชาร์ทเดียวกัน ดังแสดงในรูป 3.6

เมื่อนำค่าประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำมาเขียนเทียบกับอัตราการไหลของน้ำส่งออก จะได้ความสัมพันธ์แบบพาราโบลาระหว่างลักษณะของเครื่องสูบน้ำทั้งสอง ดังแสดงในรูป 3.7 ซึ่งจะพบว่าเครื่องสูบน้ำจะมีประสิทธิภาพสูงสุดเมื่อทำงานที่อัตราการไหลประมาณ 50 – 70 % ของอัตราการไหลสูงสุดที่เครื่องสูบน้ำสามารถส่งได้



รูป 3.6 ตัวอย่างเส้นโค้งสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำที่ความเร็วรอบต่าง ๆ

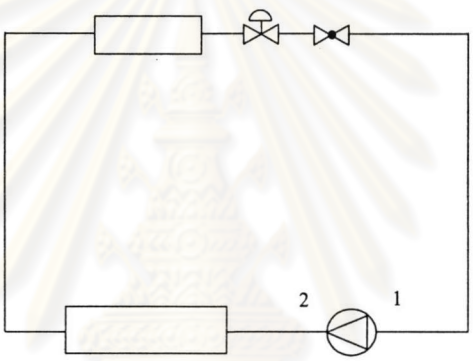


รูป 3.7 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพและอัตราการไหลของเครื่องสูบน้ำ

สำหรับระบบน้ำปรับอากาศควรเลือกใช้เครื่องสูบน้ำที่มีความชันของเส้นโค้งสมรรถนะแบบแบน (Flat Curve) เนื่องจากถ้ามีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลมาก เฮดของเครื่องสูบน้ำก็ยังไม่เปลี่ยนไปมากนัก ทำให้สามารถควบคุมอัตราการไหลของน้ำเย็นได้สะดวกกว่าการใช้เครื่องสูบน้ำที่มี

เส้นโค้งสมรรถนะแบบชัน แต่ก็มีข้อเสียคือถ้าคำนวณเฮดในระบบมากเกินไปจะเกิด overload ได้ง่ายกว่า

เนื่องจากการไหลของน้ำเย็นในระบบปรับอากาศ (HVAC) เป็นการไหลในระบบปิด (Closed System) นั่นคือน้ำเย็นต้องไหลกลับมายังจุดเดิมตลอด และส่วนมากมักออกแบบให้ความเร็วของน้ำเย็นภายในท่อมีค่ามากสุดไม่เกิน 10 ฟุตต่อวินาที (3 เมตรต่อวินาที) นั่นหมายความว่าการเปลี่ยนแปลงพลังงานของการไหลอันเนื่องจากความเร็วของน้ำภายในระบบมีค่าน้อยมากจนสามารถละทิ้งได้ จากสมการ (3.4) จะได้ว่า



รูป 3.8 ตัวอย่างระบบส่งจ่ายน้ำเย็นอย่างง่าย

$$H_L = \cancel{(Z_2 - Z_1)}^{\,=0} + \frac{\cancel{V_2^2 - V_1^2}^{\,\approx 0}}{2g} + \frac{P_2 - P_1}{\rho g}$$

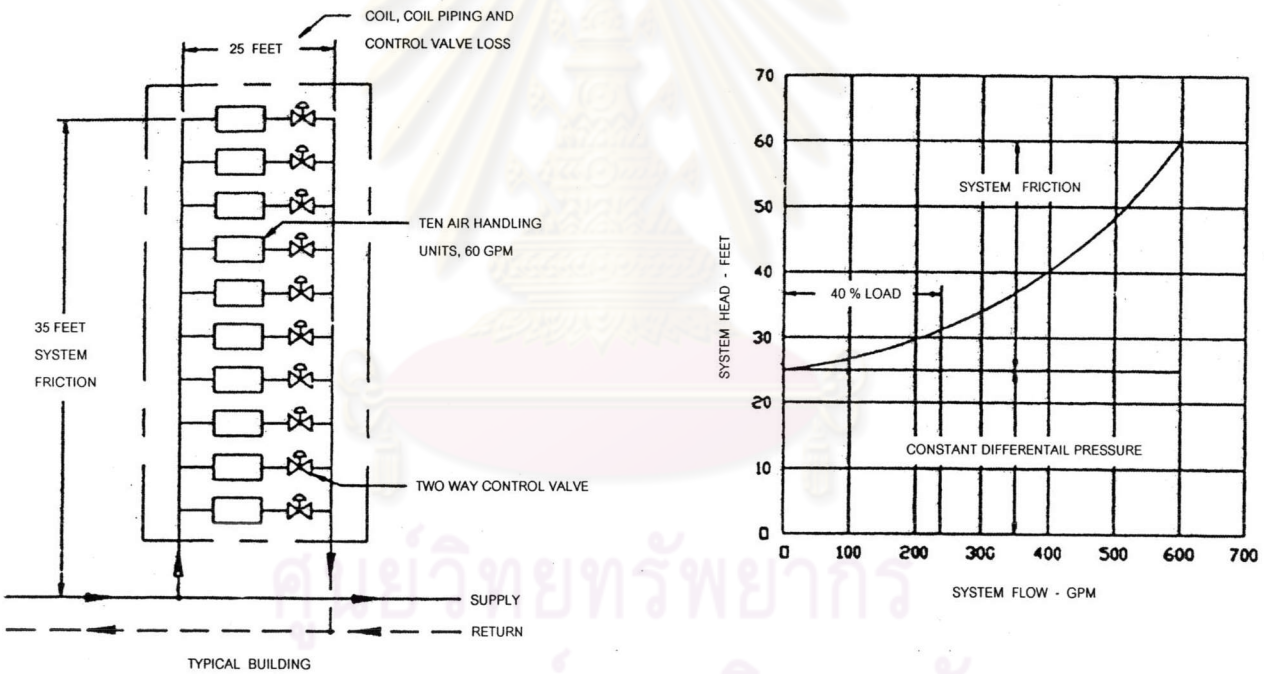
ดังนั้นได้ว่า $$H_{pump} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} = H_{L_{2-1}}$$

นั่นคือเฮดของเครื่องสูบน้ำในระบบส่งจ่ายน้ำเย็นจะมีค่าขึ้นกับความเสียดทานของท่อและอุปกรณ์ที่ต่ออยู่ในระบบเท่านั้น และพบว่าความสูงของอาคารไม่มีผลต่อเฮดของเครื่องสูบน้ำแต่อย่างใด

ดังนั้นการเลือกเครื่องสูบน้ำเพื่อนำไปใช้งานต้องเลือกเครื่องสูบน้ำที่มีเฮดอย่างน้อยเท่ากับเฮดสูญเสียในระบบและมีอัตราการไหลของน้ำส่งตามที่ระบบต้องการ และควรเลือกเครื่องสูบน้ำที่มีจุดทำงานอยู่ใกล้กับจุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุดเท่าที่จะเป็นไปได้ นอกจากนั้นแล้วยังควรเลือกให้เครื่องสูบน้ำที่ความเร็วรอบ 1450 รอบต่อนาทีเนื่องจากจะได้มีเสียงรบกวนน้อยที่สุด

3.2.2 **เส้นลักษณะระบบ** (System Head Curve)

เส้นลักษณะระบบคือกราฟที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำเย็นในระบบกับเฮดสูญเสียของระบบที่เกิดขึ้นภายในระบบท่อน้ำเย็นเนื่องจากการไหลนั้น โดยส่วนมากความสัมพันธ์นี้เป็นแบบกำลังสองกับอัตราการไหลในท่อน้ำเย็น ดังแสดงในรูป 3.9 (ข) ซึ่งจะสังเกตเห็นได้ว่าลักษณะของระบบนั้นมี 2 ประเภท คือ ประเภทที่มีค่าคงที่ไม่ขึ้นกับอัตราการไหลภายในระบบ ซึ่งได้แก่เฮดสูญเสียที่อุปกรณ์ปลายทางหรือเฮดสูญเสียของระบบเมื่อไม่มีการไหลเกิดขึ้นในระบบ (Differential Pressure Set Point) ส่วนอีกประเภทหนึ่งนั้นมีค่าแปรเปลี่ยนไปตามอัตราการไหลของน้ำเย็นภายในระบบ ซึ่งได้แก่ความเสียดทานของระบบนั่นเอง

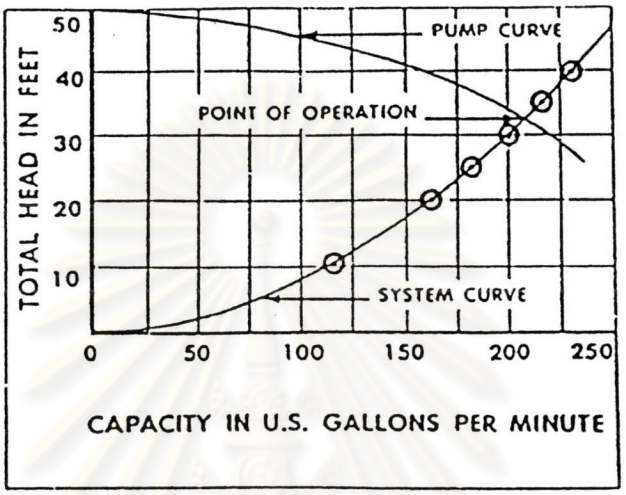


(ก) (ข)

รูป 3.9 เส้นลักษณะของระบบของระบบท่อน้ำเย็น

ในการวิเคราะห์ระบบที่การไหลภายในท่อน้ำเย็นมีอัตราแปรเปลี่ยนได้นั้นการสร้างเส้นระบบจะช่วยทำให้สามารถวิเคราะห์และเข้าใจปัญหาได้ดีขึ้น เราไม่สามารถทำนายการทำงานของเครื่อง

สูบน้ำได้โดยปราศจากเส้นระบบของระบบนั้น ๆ จุดทำงาน (Operating Point) ของระบบก็คือจุดตัดกันของเส้นโค้งสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ (Pump Performance Curve) กับกราฟของเส้นลักษณะระบบนั่นเอง



รูป 3.10 จุดทำงานของระบบ

3.2.3 **กฎของเครื่องสูบน้ำ** (Pump Laws)

เป็นกฎที่กล่าวถึงความสัมพันธ์ระหว่างการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหล เฮด และกำลังที่ต้องใช้ขับเครื่องสูบน้ำ กับความเร็วรอบของเครื่องสูบน้ำ ดังนี้

1. *อัตราการไหลของน้ำเย็นแปรผันโดยตรงกับความเร็วรอบของเครื่องสูบน้ำ*

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{RPM_1}{RPM_2} \qquad (3.19)$$

2. *เฮดของระบบแปรผันกับกำลังสองของความเร็วรอบของเครื่องสูบน้ำ*

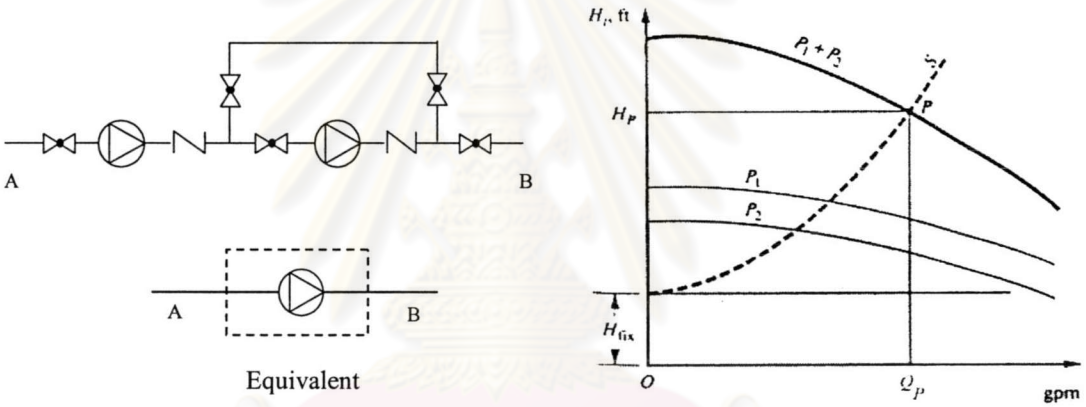
$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{(RPM_1)^2}{(RPM_2)^2} \qquad (3.20)$$

3. *กำลังที่ใช้ที่ขับเครื่องสูบน้ำเย็นแปรผันกับกำลังสามของความเร็วรอบของเครื่องสูบน้ำ*

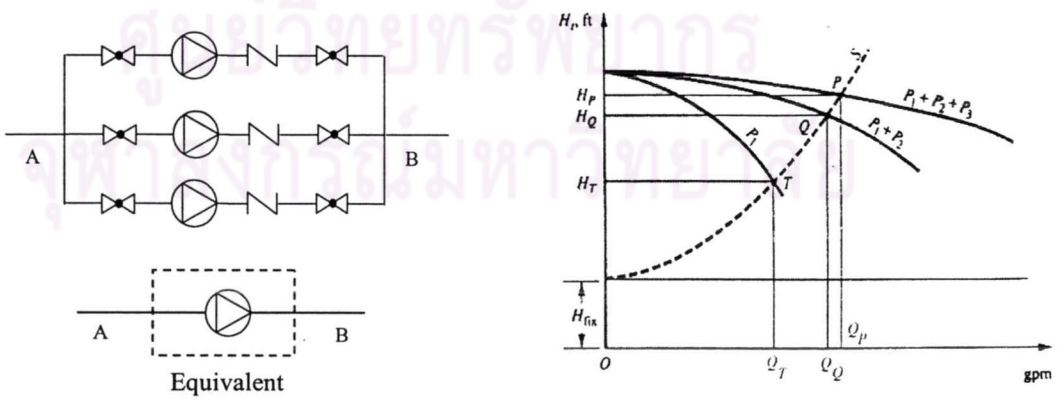
$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \frac{(RPM_1)^3}{(RPM_2)^3} \qquad (3.21)$$

3.2.4 สมรรถนะของเครื่องสูบน้ำที่ทำงานแบบอนุกรมและแบบขนาน

เมื่อเครื่องสูบน้ำหลายเครื่องทำงานแบบอนุกรม (Series) กัน พบว่าอัตราการไหลของน้ำเย็นส่งของเครื่องสูบน้ำยังคงมีค่าเท่ากับเมื่อเปิดเครื่องสูบน้ำให้ทำงานเพียงเครื่องเดียว แต่เฮดของเครื่องสูบน้ำรวมจะมีค่าเพิ่มขึ้นเท่ากับผลรวมของเฮดของเครื่องสูบน้ำแต่ละเครื่อง ณ อัตราการไหลนั้น ๆ ดังแสดงในรูป 3.11



รูป 3.11 สมรรถนะของเครื่องสูบน้ำที่ต่ออนุกรมกัน 2 เครื่อง



รูป 3.12 สมรรถนะของเครื่องสูบน้ำที่ต่อขนานกัน 3 เครื่อง

เมื่อนำเครื่องสูบน้ำหลายเครื่องมาใช้งานแบบขนาน (Parallel) กัน พบว่าเฮดของระบบรวมมีค่าเท่ากับเฮดที่เครื่องสูบน้ำแต่ละเครื่องสามารถสร้างได้ในขณะนั้น แต่อัตราการไหลส่งของน้ำเย็นจะเพิ่มขึ้นเท่ากับผลรวมของอัตราการไหลของเครื่องสูบน้ำแต่ละเครื่อง ดังแสดงในรูป 3.12

3.2.5 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบส่งจ่ายน้ำเย็น

เป็นที่ทราบกันดีแล้วว่าในการที่จะใส่พลังงานให้แก่น้ำเย็นเพื่อส่งน้ำเย็นไปยังอุปกรณ์ส่งลมเย็นได้นั้นต้องอาศัยเครื่องสูบน้ำเป็นแหล่งให้พลังงานเพื่อขับดันน้ำเย็นในระบบ โดยพลังงานที่น้ำเย็นได้รับจากตัวเครื่องสูบน้ำและสามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้นั้นเรียกว่า Water Horsepower : *WHP* โดยที่

$$WHP = \frac{Q \cdot H \cdot sg}{3960} \qquad (3.22)$$

พลังงานที่เครื่องสูบน้ำต้องการใช้ในการขับดันน้ำในระบบ (กำลังที่เพลาของมอเตอร์ของเครื่องสูบน้ำ) นั้นเรียกว่า Brake Horsepower : BHP ซึ่งมีค่าเท่ากับ Water Horsepower หารด้วยประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ นั่นคือ

$$BHP = \frac{Q \cdot H \cdot sg}{3960 \cdot \eta_P} \quad \text{หน่วย Hp}$$

หรือ

$$BHP = \frac{0.746 \cdot Q \cdot H \cdot sg}{3960 \cdot \eta_P} \quad \text{หน่วย kW} \qquad (3.23)$$

แต่ทว่าเครื่องสูบน้ำนั้นทำงานได้โดยอาศัยพลังงานไฟฟ้ามาหมุนมอเตอร์ของเครื่องสูบน้ำให้ทำงาน นั่นคือพลังงานไฟฟ้าจะถูกเปลี่ยนไปเป็นพลังงานทางกลเพื่อหมุนเครื่องสูบน้ำ ซึ่งสามารถคำนวณหาค่าของพลังงานไฟฟ้า (ในหน่วยกิโลวัตต์ : kW) ที่เครื่องสูบน้ำต้องใช้ในการทำงานได้จากสมการ

$$kW_M = \frac{BHP}{\eta_M} = \frac{0.746 \cdot Q \cdot H \cdot sg}{3960 \cdot \eta_P \cdot \eta_M} \qquad (3.24)$$

Rishel, J.B [22] ได้แนะนำให้ใช้ค่าประสิทธิภาพขดลวดสู่น้ำ (Wire to Water Efficiency : WWE) หรือประสิทธิภาพโดยรวม (Overall Efficiency) สำหรับเป็นเครื่องมือในการวัดประสิทธิภาพ

ของระบบส่งจ่ายน้ำเย็น WWE ก็คืออัตราส่วนของพลังงานที่สามารถเพิ่มให้แก่น้ำเย็นนำไปใช้ประโยชน์ได้ต่อค่าพลังงานทั้งหมดที่ใช้ทำงานในรูปของพลังงานไฟฟ้า หรือกล่าวโดยพื้นฐานได้ว่า WWE ก็คืออัตราส่วนระหว่างงานที่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้ต่อค่าของงานที่ต้องใช้ทั้งหมดนั่นเอง

James B. Rishel [19] ได้เสนอว่าสำหรับระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำชนิดอัตราเร็วคงที่เพียงเครื่องเดียว (Single Pump, Constant Speed Pumping System) จะได้ว่า

$$WWE = \eta_P \cdot \eta_M \times 100\% \qquad (3.25)$$

ค่า WWE อาจมีค่าแปรเปลี่ยนตั้งแต่ต่ำกว่า 20% สำหรับเครื่องสูบน้ำที่มีขนาดเล็กไปจนกระทั่งมีค่ามากกว่า 85% สำหรับเครื่องสูบน้ำขนาดใหญ่

สำหรับระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำชนิดอัตราเร็วคงที่หลายตัว (Multiple Pumps, Constant Speed Pumping System) Rishel เสนอว่า

$$WWE = \frac{(H_S - H_{PF}) \cdot \eta_P \cdot \eta_M}{H_S} \times 100\% \qquad (3.26)$$

เมื่อ H_S คือ ค่าเฮดสูญเสียทั้งหมดภายในระบบ หน่วย ft

H_{PF} คือ ค่าเฮดสูญเสียอันเกิดจากข้อต่อข้องอ, Shut off Valve, Check Valve และ Header ที่ด้านดูดและด้านจ่ายของเครื่องสูบน้ำ

สำหรับระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำชนิดอัตราเร็วแปรเปลี่ยนเพียงหนึ่งเครื่อง (Single Pump, Variable Speed Pumping System) ได้ว่า

$$WWE = \eta_P \cdot \eta_M \cdot \eta_{VSD} \times 100\% \qquad (3.27)$$

และสำหรับระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำชนิดอัตราเร็วแปรเปลี่ยนหลายตัว (Multiples Pumps, Variable Speed Pumping System)

$$WWE = \frac{(H_S - H_{PF}) \cdot \eta_P \cdot \eta_M \cdot \eta_{VSD}}{H_S} \times 100\% \qquad (3.28)$$

ในระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำหลายตัวจะต้องพิจารณาค่าเฮดสูญเสียอันเนื่องจากข้อต่อต่าง ๆ ที่ต่ออยู่กับเครื่องสูบน้ำในการคำนวณค่า WWE ด้วยนั้นเนื่องมาจากว่าอัตราการไหลผ่านเครื่องสูบน้ำแต่ละตัวเป็นสัดส่วนของอัตราการไหลทั้งหมดในระบบ และเราไม่สามารถทำให้เครื่องสูบน้ำทำงานแบบปิด – เปิดได้โดยไม่เกิดความสูญเสียที่ข้อต่อเหล่านี้ได้ ดังนั้นจะเห็นได้ว่าค่าเฮดสูญเสียที่ข้อต่อ

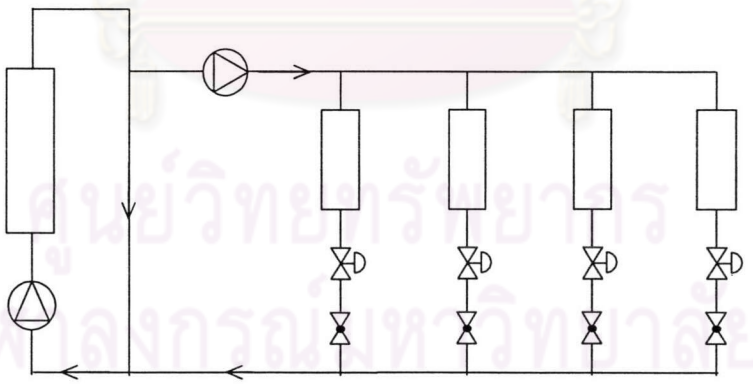
เหล่านั้นส่งผลกระทบต่อค่า WWE ด้วย แต่สำหรับระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำเพียงเครื่องเดียวนั้นอัตราการไหลทั้งหมดของระบบมีค่าเท่ากับอัตราการไหลผ่านเครื่องสูบน้ำนั้นอยู่แล้ว

ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำมีค่าแปรเปลี่ยนไปตามอัตราการไหลส่งที่เกิดขึ้นในขณะนั้น ส่วนประสิทธิภาพของมอเตอร์ไฟฟ้าและประสิทธิภาพของตัวเปลี่ยนอัตราเร็วรอบของมอเตอร์ (Variable Speed Drives) ที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำโดยเฉลี่ยแล้วจะมีประสิทธิภาพค่อนข้างดีและมีค่าสม่ำเสมอ ซึ่งมักมีค่าอยู่ระหว่าง 80 – 95 % ดังนั้นประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำจึงเป็นปัจจัยหลักที่ส่งผลต่อการใช้พลังงานรวมของระบบส่งจ่ายน้ำเย็น

3.3 รูปแบบของระบบท่อน้ำเย็น

โดยทั่วไประบบท่อน้ำเย็นที่ใช้จะเป็นแบบ 2 ท่อ (Two Pipes) ซึ่งสามารถจำแนกตามลักษณะการนำน้ำหมุนเวียนกลับของระบบได้เป็น 2 ประเภท คือ แบบนำน้ำหมุนเวียนกลับโดยทางตรง และแบบนำน้ำหมุนเวียนกลับโดยทางอ้อม

3.3.1 แบบนำน้ำหมุนเวียนกลับโดยทางตรง (Direct Return Arrangement)



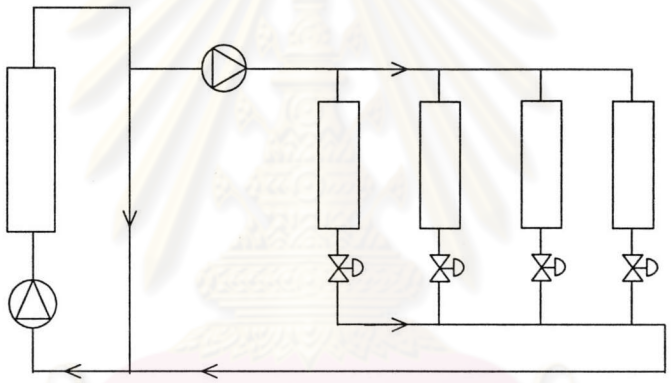
รูป 3.13 รูปแบบท่อน้ำเย็นแบบนำน้ำหมุนเวียนกลับโดยตรง

- เป็นรูปแบบที่ประหยัดค่าลงทุนเนื่องจากใช้ท่อน้ำจำนวนน้อยกว่าแบบนำน้ำหมุนเวียนกลับโดยทางอ้อม

- แต่อาจเกิดปัญหาเกี่ยวกับการปรับสมดุลของน้ำในระบบ เนื่องจากว่าความดันตกคร่อมอุปกรณ์ส่งลมเย็นแต่ตัวมีค่าไม่เท่ากัน

3.3.2 **แบบนำน้ำหมุนเวียนกลับโดยทางอ้อม** (Reverse Return Arrangement)

- มีลักษณะที่สามารถปรับสมดุลของแรงเสียดทานภายในระบบได้เอง (Self - Balancing) ทำให้สามารถปรับสมดุลของน้ำในระบบได้ง่าย
- ต้องเสียค่าใช้จ่ายมากกว่า เนื่องจากต้องใช้ท่อยาวกว่าแบบนำน้ำหมุนเวียนกลับโดยทางตรง



รูป 3.14 รูปแบบท่อน้ำเย็นแบบนำน้ำหมุนเวียนกลับโดยทางอ้อม

3.4 **การกระจายน้ำเย็นของระบบ** (Water Distribution System)

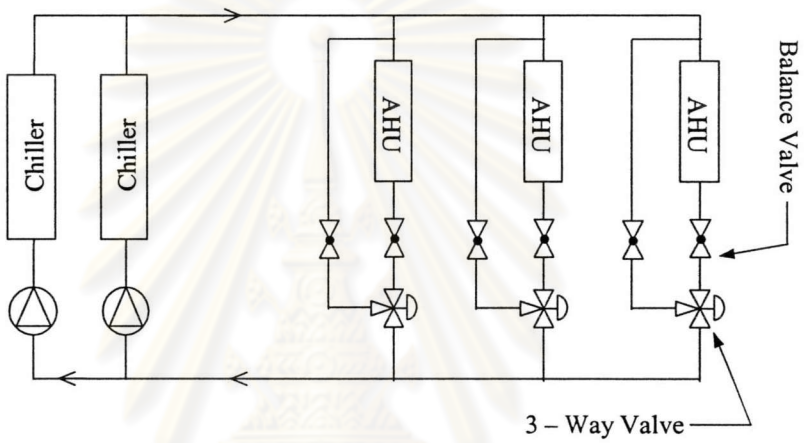
สามารถจำแนกรูปแบบการกระจายน้ำเย็นที่ใช้ในระบบปรับอากาศที่มีใช้อยู่ในปัจจุบันได้เป็นรูปแบบต่าง ๆ ดังนี้

3.4.1 **แบบปฐมภูมิอัตราการไหลคงที่** (Constant Volume Primary System)

<u>ลักษณะของระบบ</u>

- อัตราการไหลมีค่าคงที่ตลอดทั้งระบบ

- ใช้วาล์วควบคุมชนิดสามทาง (3-way Control Valve) เพื่อเลี่ยงน้ำเย็นออกจากอุปกรณ์ส่งลมเย็น
- ใช้เครื่องสูบน้ำของเครื่องทำน้ำเย็นเป็นตัวให้พลังงานแก่ระบบทั้งระบบ
- มีข้อเสียคือเกิดการสูญเปล่าของพลังงานในระบบเนื่องจากว่าเครื่องสูบน้ำทุกเครื่องในระบบต้องทำงานเต็มภาระตลอดเวลาแม้ว่าภาระของระบบจะลดลงก็ตาม ในปัจจุบันเป็นรูปแบบที่ไม่นิยมออกแบบเพื่อใช้สำหรับอาคารใหม่ ๆ แล้ว



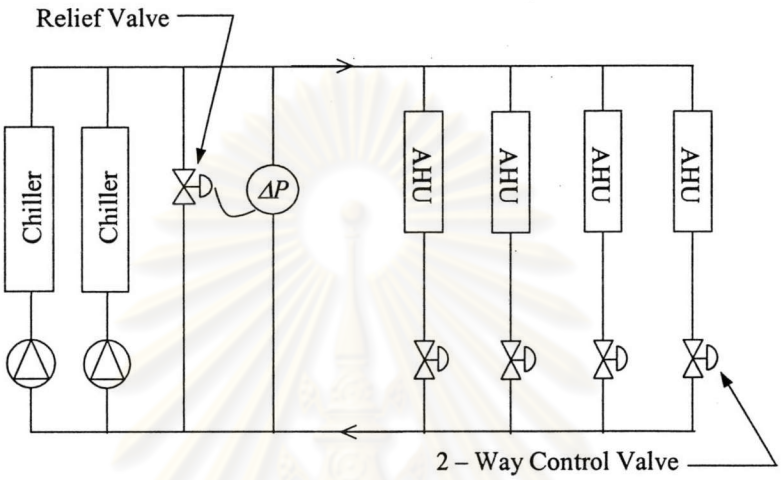
รูป 3.15 การกระจายน้ำเย็นแบบปฐมภูมิที่มีอัตราการไหลคงที่

3.4.2 แบบปฐมภูมิอัตราการไหลแปรเปลี่ยน (Variable - Volume Primary System)

ลักษณะของระบบ

- ใช้วาล์วลดความดัน (Pressure Relief Valve) เพื่อรักษาให้เกิดความดันลดคงที่ภายในเฮดเดอร์ของท่อส่ง (Supply Header)
- ใช้วาล์วควบคุมแบบสองทาง (2 - Way Control Valve) เพื่อปรับปริมาณน้ำเย็นที่จะไหลเข้าสู่ตัวอาคารให้เหมาะสมกับภาระการทำความเย็น
- อัตราการไหลมีค่าคงที่ในวงจรของเครื่องทำความเย็น
- อัตราการไหลมีค่าแปรเปลี่ยนได้ในวงจรของตัวอาคาร

- ข้อเสียคือเกิดการสูญเสียของพลังงานในเครื่องสูบน้ำเนื่องจากว่าเครื่องสูบน้ำยังคงต้องทำงานเต็มภาระตลอดเวลา และมีความได้เปรียบกว่าการใช้วาล์วควบคุมชนิด 3 ทางเฉพาะกรณีที่ระบบมีเครื่องทำน้ำเย็นหลายชุดเท่านั้น

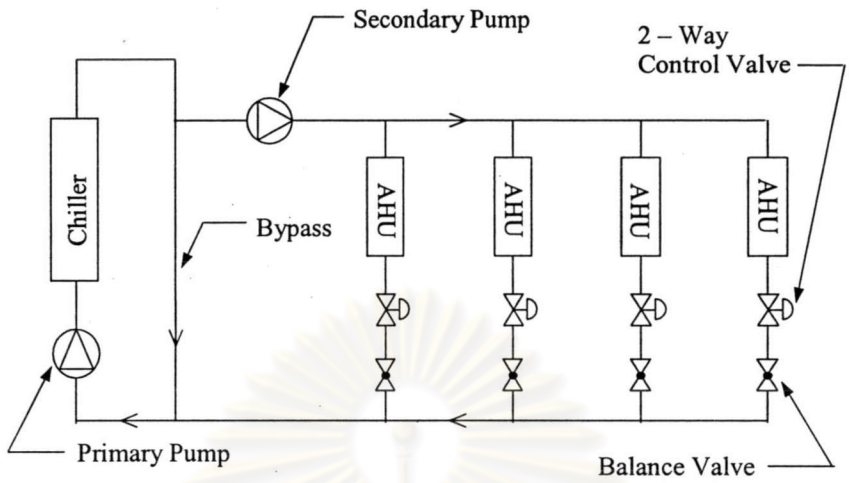


รูป 3.16 การกระจายน้ำเย็นแบบปฐมภูมิอัตราการไหลแปรเปลี่ยน

3.4.3 แบบปฐมภูมิและทุติยภูมิ (Primary - Secondary System)

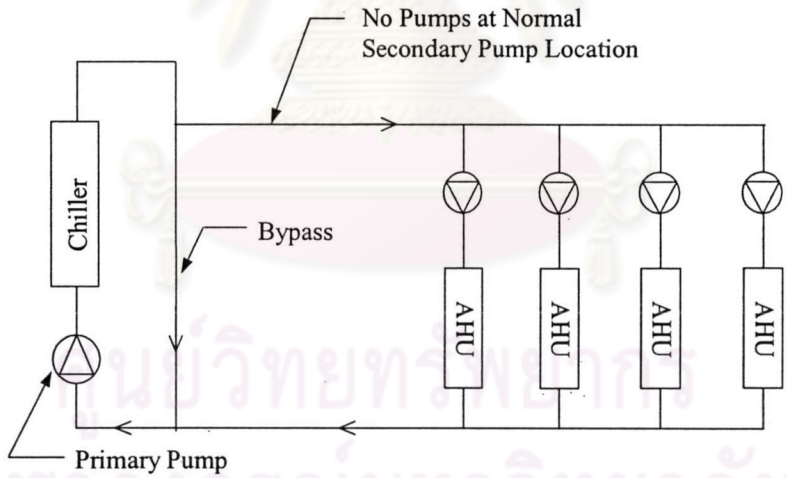
ลักษณะของระบบ

- แยกส่วนของระบบทำน้ำเย็นออกจากส่วนของการกระจายน้ำเย็น
- ใช้วาล์วควบคุมแบบ 2 ทางเพื่อปรับปริมาณน้ำเย็นที่จะเข้าสู่ตัวอาคารให้เหมาะสมกับภาระการทำความเย็นของตัวอาคาร
- อัตราการไหลมีค่าคงที่ในวงจรปฐมภูมิ (วงจรของเครื่องทำน้ำเย็น) และใช้เครื่องสูบน้ำในวงจรปฐมภูมิรับภาระในการจ่ายน้ำในวงจรปฐมภูมิเท่านั้น
- อัตราการไหลมีค่าแปรเปลี่ยนในส่วนของวงจรทุติยภูมิ (วงจรของตัวอาคาร) โดยอาจใช้ตัวปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ (Variable Speed Drive : VSD) ร่วมด้วยหรือไม่ก็ได้ และใช้เครื่องสูบน้ำของวงจรทุติยภูมิ (Secondary Intermediate Pump) เป็นตัวรับภาระในการกระจายน้ำเย็นไปยังอาคารต่าง ๆ
- โดยปกติมักออกแบบให้มีเฮดสูญเสียในท่อ bypass น้อยที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้
- เป็นรูปแบบที่นิยมใช้กันมากในปัจจุบันเนื่องจากมีประสิทธิภาพดีกว่า 2 แบบแรก



รูป 3.17 การกระจายน้ำเย็นแบบปฐมภูมิและทุติยภูมิ

3.4.4 **แบบใช้เครื่องสูบน้ำเฉพาะที่** (Local or Distributed Pumping System)



รูป 3.18 การกระจายน้ำเย็นแบบใช้เครื่องสูบน้ำเฉพาะที่

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

<u>ลักษณะของระบบ</u>

- ไม่ใช้ Intermediate Pump

- ใช้เครื่องสูบน้ำเป็นตัวให้พลังงานในวงจรของอุปกรณ์ส่งลมเย็นทุกเครื่อง โดยต้องใช้เครื่องสูบน้ำแบบแปรเปลี่ยนความเร็วรอบได้เท่านั้น
- ไม่ใช้วาล์วควบคุมทั้งชนิด 2 และ 3 ทาง ทำให้ไม่เกิดการสูญเปล่าของพลังงาน
- มีการใช้พลังงานอย่างคุ้มค่าจึงทำให้ประหยัดพลังงาน
- มีข้อเสียคือค่าลงทุนจะสูงขึ้นเนื่องจากต้องใช้เครื่องสูบน้ำเป็นจำนวนมากขึ้น ต้องนำค่าใช้จ่ายในการลงทุนที่เพิ่มขึ้นนี้มาเปรียบเทียบกับค่าใช้จ่ายในการปฏิบัติงานว่าคุ้มค่าต่อการลงทุนหรือไม่

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย