พื้นฐานและสำนึกทางวิศวกรรม 4 กับประสบการณ์งานปฏิบัติทางด้านระบบปรับอากาศ ทำความเย็นและพลังงาน

Basic Engineering and Engineering Sense 4 Based on Personal Experience in Air Conditioning, Refrigeration and Energy Practice

รองศาสตราจารย์ ฤชากร จิรกาลวสาน
(Associate Professor Richakorn Chirakalwasan)
อดีตอาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
อดีตผู้ทรงคุณวุฒิพิเศษ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ศรีราชา
โทร. 0818212183 โทรสาร 026936754
E-Mail: richakorn.c@chula.ac.th หรือ richakorn@yahoo.com

บทคัดย่อ

บทความเกี่ยวกับพื้นฐานและสำนึกทางวิศวกรรม ได้เขียนมาแล้ว 3 บทความ สำหรับบทความนี้เกี่ยวกับการใช้พื้นฐานทางวิศวกรรมเพื่อหาความดันการกลายเป็นไอ(Flash) และการเกิดโพรงในของเหลว (Cavitation) ในระบบน้ำเย็นและระบบน้ำระบายความร้อน สำหรับระบบปรับอากาศแบบใช้น้ำเย็น แนะนำวิธีหาความดันในตำแหหน่งต่างๆในระบบน้ำ การเกิดโพรงในของเหลว ในวาล์วปรับหรือควบคุมน้ำ (Balancing and Control Valve) และการหา Cavitation Index ของวาล์ว การหา NPSH/NPSP (Net Positive Suction Head/Pressure) สำหรับปั๊มน้ำ และทฤษฎีของปั๊มเฮด รวมทั้งแสดงการติดตั้งถังรับน้ำขยายตัว(Expansion Tank)ในตำแหน่งต่างๆ ทั้งที่ถูกต้องและที่ผิดตำแหน่ง และการไม่ติดตั้งเลยจะเป็นปัญหาอย่างไร

Abstract

There were 3 articles about Basic Engineering and Engineering Sense written by the author, this fourth article describes a basic engineering in calculating the pressure, flashing and cavitation in chilled water, water cooled, air conditioning system. Net Positive Suction Head / Pressure in pump, and pump head equation. Cavitation and Cavitation Index are also elaborated.

Keywords: Pressure and Cavitation

1. ความดันในท่อน้ำและปั๊มเฮด สำหรับระบบปรับอากาศที่ใช้น้ำเย็น (Chilled water) และระบายความร้อนด้วยน้ำ

ในการหาความดันในท่อน้ำ สามารถอ่านได้โดยตรงที่จุดหรือตำแหน่งที่มีมาตรวัดความดันหรือเกจ์ติดตั้งอยู่ แต่จุดที่ไม่มี สามารถอาศัยกฎข้อที่1 ของอุณหพลศาสตร์ (1st Law of Thermodynamics) ในการคำนวณหา

1.1 กรณีระบบน้ำในตำแหน่งที่ไม่มีปั๊มน้ำมาเกี่ยวข้อง

อาศัยกฎข้อที่1ฯดังนี้

$P_{S1} - P_{S2} + \frac{\rho V_1^2}{2} - \frac{\rho V_2^2}{2} + \rho g h_1 - \rho g h_2 = P_f$ ---(1)

สมการ(1) นี้ทุกเทอม มีหน่วยเป็นความดัน หน่วยสากล Pa หน่วยอังกฤษ psi

P_S คือความดันสถิตวัดได้ด้วยมาตรวัดความดัน (Pressure gauge) หรือแมนอมิเตอร์ (Manometer)

$\frac{\rho V^2}{2}$ คือพลังงานจลน์หาจากความเร็วในการไหล

ρgh คือพลังงานศักย์วัดความสูงจากระดับอ้างอิง

P_f ความเสียดทานหรือการสูญเสียความดัน ซึ่งจะปรากฏออกมาในรูปพลังงานภายใน(อุณหภูมิ) และความร้อน

สมการ(1) สามารถเขียนในหน่วยความสูงของน้ำดังนี้

$P_{S1}/(\rho g) - P_{S2}/(\rho g) + (\frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g}) + (h_1 - h_2) = h_f$ หรือ

$(h_{S1} - h_{S2}) + (h_{V1} - h_{V2}) + (h_1 - h_2) = h_f$ ----------(2a)

สมการ(2a)นี้ ทุกเทอมมีหน่วยเป็นความสูงน้ำ

$h_S = P_S/(\rho g)$ ความดันสถิต, $h_V = \frac{V^2}{2g}$ พลังงานจลน์

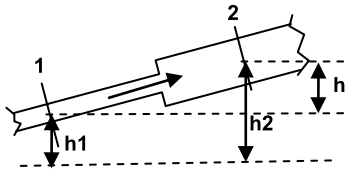
h คือ พลังงานศักย์

สมการข้างต้นสามารถจัดใหม่ได้

$h_{S1} + h_{V1} + h_1 = h_{S2} + h_{V2} + h_2 + h_f$ ----------(2b)

สมการ(2b) คือ พลังงานรวมภาวะที่1 (ไหลเข้า) มากกว่าพลังงานรวมภาวะที่ 2 เท่ากับความเสียดทาน hf ซึ่งสูญเสียในรูปพลังงานความร้อนและพลังงานภายใน(อุณหภูมิสูงขึ้น)ซึ่งจะไม่มีประโยชน์ต่อการไหลของน้ำ **ถ้าไม่มีความเสียดทาน(h_f=0) ก็คือสมการเบอร์นูลิ(Bernoulli equation)** ที่ทุกคนคุ้นเคยนั่นเอง สมการเบอร์นูลีแสดงให้ทราบว่า การไหลของน้ำแบบสมบูรณ์พลังงานจะคงเดิมเพิ่มหรือลดไม่ได้ มันเพียงแต่เปลี่ยนรูปกลับไปกลับมาได้ระหว่าง 3 รูป ดังกล่าวคือพลังงานเนื่องจากความดันสถิต(h_S, Static Pressure) พลังงานจลน์(h_V, Kinetic/velocity Energy) และ พลังงานศักย์(h, Potential Energy)

ในทางปฏิบัติการไหลจะไม่สมบูรณ์ คือจะมีความเสียดทาน(h_f) เป็นพลังงานที่เปรียบเหมือนหายไป ความจริงพลังงานหายไม่ได้มันเพียงเปลี่ยนรูปเป็นอุณหภูมิหรือความร้อนถ่ายเทซึ่งไปมีประโยชน์ในการไหลเลย ในทางปฏิบัติในการไหลของน้ำพลังงานทุกตัวนิยมให้อยู่ในหน่วย m(เมตร) เทียบเท่าความสูงของน้ำ ตามที่กล่าวข้างต้น พลังงานทุกตัวสามารถเปลี่ยนกลับไปกลับมาได้ยกเว้นพลังงานที่สูญเสีย(h_f)เปลี่ยนกลับไม่ได้



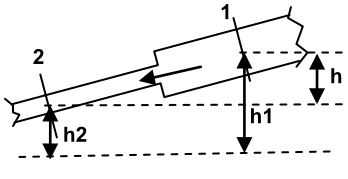
รูปที่ 1

ตัวอย่างที่ 1 ในรูปที่ 1 น้ำไหลจากจุด 1 ไป 2 ถ้าความดันสถิตจุด 1 วัดได้ 20 mน้ำ จุด 2 สูงกว่าจุด1(h) 10 m ความเสียดทานการไหล1-2 เป็น 2 mน้ำ ความเร็วน้ำในท่อจุด 1 เทียบเป็นความสูง 1mน้ำ ส่วนความเร็วจุด 2 เป็น 0.5 mน้ำ ต้องการหาความดันสถิต (ปกติเรามักไม่จำเป็นต้องเน้นคำว่าสถิต) จุดที่ 2 เราก็อาศัยสมการ(2a) แทนค่าได้ดังนี้

(20-h_{S2})+(1- 0.5)+(-10) = 2 จะได้ความดันจุดที่ 2, h_{S2} = 8.5 m

หรือจะคิดโดยใช้หลักการง่ายๆว่า พลังงานทั้งหมดมาจากจุดที่ 1 เมื่อต้องการทราบความดันก็เริ่มคิดว่าเดิม (จุด1) มีความดัน 20 m พอมาจุด 2 ความเร็วลดลง=1—0.5=0.5 mมันต้องเปลี่ยนเป็นความดันกลายเป็น 20 + 0.5 = 20.5 ส่วนพลังงานศักย์เพิ่มขึ้น 10m มันต้องลดมาจากความดัน 20.5-10 = 10.5 ส่วนความเสียดทาน 2 m ต้องลดลงจากความดันเสมอผลสุดท้ายความดันเป็น 10.5-2=8.5 m

ตัวอย่างที่ 2 ในรูปที่ 2 สมมุติค่าทุกอย่างคล้ายตัวอย่างที่ 1 คือเริ่มจุด 1 ความดันสถิต 20 mน้ำ เพียงแต่เปลี่ยนทิศทางไหลตามรูป สามารถใช้สมการเดิม (2a) ได้ดังนี้



รูปที่ 2

(20 - h_{S2}) + (0.5 - 1) + (10) = 2 จะได้ความดันจุดที่ 2, h_{S2} = 27.5 m

หรือจะคิดโดยใช้หลักง่ายๆว่า พลังงานทั้งหมดมาจากจุดที่ 1 เมื่อต้องการทราบความดัน ก็เริ่มคิดว่าเดิม(จุด1) มีความดัน 20 m พอมาจุด2 ความเร็วเพิ่มขึ้น = 1- 0.5 = 0.5 mมันต้องมาจากการลดความดันเลยกลายเป็น 20 - 0.5 =19.5 ส่วนพลังงานศักย์ลดลง 10 m มันต้องเปลี่ยนเป็นความดัน 19.5+10=29.5 ส่วนความเสียดทาน 2 m ต้องลดลงจากความดันเสมอผลสุดท้ายความดันเป็น 29.5-2=27.5 m

ในทางปฏิบัติในระบบปรับอากาศ ความเร็วของน้ำมักจะกำหนดให้ไม่ให้เกิน 3 m/s (ASHRAE Handbook) หมายถึงพลังงานจลน์ในรูปความสูงน้ำไม่เกิน $3^2/(2*9.81)=0.46$ m ดังนั้นพลังงานจลน์จึงมักจะถูกละเว้น

1.2 กรณีระบบน้ำที่มีปั๊มน้ำ

$$P_{PUMP}=P_{S1} - P_{S2}+\frac{\rho V_2^2}{2} - \frac{\rho V_1^2}{2}+\rho g h_2 - \rho g h_1 \text{ --(3)}$$

สมการ(3) ใช้เป็นหน่วยความดัน

นิยมเปลี่ยนให้เป็นหน่วยความสูงของน้ำได้ดังนี้

$$H_{PUMP}= P_2/(\rho g) — P_2/(\rho g)+\left(\frac{V_2^2}{2g}-\frac{V_1^2}{2g}\right)+(h_2-h_1)$$

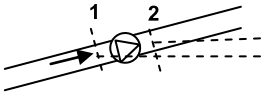
หรือ

$$H_{PUMP}= (h_{S2}-h_{S1})+(h_{V2}-h_{V1})+(h_2-h_1) \text{ ---(4)}$$

ทางปฏิบัติในระบบปรับอากาศ ความเร็วของน้ำไม่มาก มักถูกละเว้น ตามที่กล่าวมาแล้วข้างต้น และความสูงระหว่างด้านดูดและด้านส่งมักไม่ต่างกันมาก จึงมักถูกละเว้นไปด้วย จะพบเป็นสมการปั๊มเฮดแบบง่ายๆดังนี้

$P_{PUMP} = P_{S2}-P_{S1}$ ------(3a) หน่วยความดัน

$H_{PUMP} = (h_{S2}-h_{S1})$ ------(4a) หน่วยความสูงน้ำ



รูปที่ 3

นั่นก็หมายถึงว่า **ปั๊มคือเครื่องเพิ่มความดันสถิต** จะใช้หน่วยความดันหรือหน่วยความสูงของเหลวก็ได้ ตัวอย่างที่ 3 ในรูปที่ 3 ปั๊มขนาด 28cm/11", 1450 RPM อัตราไหล 0.014 m3/s (220GPM) เฮด 24 m (80ft) ด้านดูดต่อด้วยท่อ 80mm (3") ด้านส่งท่อ 65mm (2.5") ด้านส่งนี้จุดที่ 2 วัดความดันได้ 20 mน้ำ (gauge) ด้านส่งสูงกว่าด้านดูด 0.5m ความดันด้านดูด (จุดที่ 1) หาได้ดังนี้

อาศัยสมการ(4) จะได้

$24 = (20-h_{S2}))+(h_{V2}-h_{V1}) + 0.5$ -------(4b)

ความเร็วจุดที่ 1 ท่อ Sch.40ขนาด 80mm พื้นที่หน้าตัดรู 4,769mm^2 ความเร็ว = 0.014/(4,769/1,000,000)=2.936m/s

h_{V1} = 2.936/(2x9.81) = 0.15 mน้ำ

ความเร็วจุดที่ 2 ท่อ Sch.40ขนาด 65mm พื้นที่หน้าตัดรู 3089 mm^2 ความเร็ว = 0.014/(3089/1,000,000) = 4.53 m/s

h_{V2} = 4.53/(2x9.81) = 0.23 mน้ำ

$h_{V2}-h_{V1}$ = 0.23 - 0.15 = 0.08 mน้ำ (ซึ่งค่าน้อยมากทางปฏิบัติเราจึงมักจะละเว้น) แทนค่าลงในสมการ (4b) จะได้ ความดันสถิตจุดที่ 2 h_{S1} = —-3.42 mน้ำ(g) = 6.91 mน้ำ(สมบูรณ์)

ตารางที่ 1 Vapor Pressure, h_{vpa} จาก ตารางน้ำ

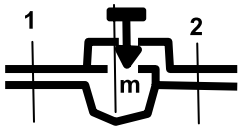
อุณหภูมิ	ความดัน(สมบูรณ์)		ปริมาตรจำเพาะm^3/kg		
(°C)	(kPa)	(m H_2O)	ของเหลว	ผลต่าง	ไอ
T	P		v_f	v_{fg}	v_g
0.01	0.611	0.06	0.001000	206.131	206.132
5	0.872	0.09	0.001000	147.117	147.118
10	1.228	0.13	0.001000	106.376	106.377
15	1.705	0.17	0.001001	77.924	77.925
20	2.339	0.24	0.001002	57.789	57.790
25	3.169	0.32	0.001003	43.358	43.359
30	4.246	0.43	0.001004	32.892	32.893
35	5.628	0.57	0.001006	25.215	25.216
40	7.384	0.75	0.001008	19.522	19.523
70	31.19	3.25	0.001023	5.041	5.042
90	70.14	7.15	0.001036	2.360	2.361
100	101.3	10.33	0.001044	1.672	1.673

การทราบความดันสถิตจำเป็นมาก สำหรับที่จะทราบว่าน้ำนั้นจะเกิดกลายเป็นไอ (Flash steam) หรือไม่ ตามตารางที่ 1

สมมุติอุณหภูมิน้ำเป็น 90°C ความดันที่น้ำกลายเป็น 7.15 mน้ำ(70.14kPa) ความดันจุดที่ 1 ต่ำกว่าจะเกิดไอน้ำ

การเกิดไอซึ่งจะไหลไปกับของเหลว เมื่อไหลไปเกิดความดันเพิ่มขึ้น เช่นถูกปั๊มอัด ไอน้ำก็จะกลับเป็นของเหลวทำเกิดโพรงว่างทำให้ของเหลวกระแทกกัน เรียกว่า การเกิดโพรง (Cavitation) ทำให้อุปกรณ์เสียหาย

2. การเกิดโพรงในของเหลวในวาล์วปรับอัตราการไหลและวาล์วควบคุมการไหลของน้ำ (Cavitation in Balancing and Control vlaves)



รูปที่ 4

ในวาล์วสำหรับปรับอัตราการไหล รูปที่ 4 จำเป็นต้องมีรูหรือช่องการไหลเล็กหรือมีความเสียดทานมากกว่าวาล์วที่ใช้ปิดเปิดทั่วไป ดังนั้นความเร็วของน้ำตรงคอหรือรูจะสูงมาก ความเร็วจึงไม่อาจละเว้นได้ ความเร็วสามารถใช้หลักการไหลของ Orifice ได้ดังนี้

$V_m = C_d[2g((h_{S1} - h_{S2})]^{0.5}$

Cd = Orifice Coefficient ซึ่งทั่วไปอยู่ระหว่าง 0.50-0.70 นั่นหมายถึงค่ามากสุดคือ 0.70 แต่การไหลผ่านออกจากรูความเร็วพื้นที่หน้าตัดของลำน้ำ (vena contracta) จะลดลงเป็นประมาณ 6/10ของพื้นที่รู หรือความเร็วเพิ่มเป็นประมาณ 10/6 ของความเร็วตรงรู เปรียบเหมือนค่า Cd เปลี่ยนเป็น $(0.7x10/6)^2$=1.4

$h_{Vm} = V_m^2/(2g) = C_d^2(h_{S1} - h_{S2}) = 1.4(h_{S1} - h_{S2})$---(5)
จากสมการ (2b) จะได้

$h_{S1} + h_{V1} + h_1 = h_{Sm} + h_{Vm} + h_m + h_f$ ----------(6)

จะเห็นว่า $h_1 = h_m$, h_{V1} ละเว้นได้ ความเสียดทานตกคร่อมวาล์ว $h_f = h_{S1} - h_{S2}$ แทนทั้งหมดลงในสมการ (6) จะได้

$h_{S1} = h_{Sm} + 1.4(h_{S1} - h_{S2}) + (h_{S1} - h_{S2})$

$h_{S1} = h_{Sm} + 2.4(h_{S1} - h_{S2})$ ---------(7)

$h_{Sm} = h_{S1} - 2.4(h_{S1} - h_{S2})$ ---------(7b)

สมการ(7b) ความดันสถิตในวาล์วอาจจะลดต่ำกว่าความดันทางเข้าได้มากสุดถึง 2.4 เท่าของความดันตกคร่อม (ความเสียดทานของวาล์ว) แต่ค่าต้องมากกว่า 0 หรือถ้าเป็นความดันเกจ์ก็ต้องมากกว่า -10.33 mน้ำ(-101.33 kPag)

ผู้ผลิตวาล์วนิยมจัดรูปสมการ(7b) ให้เป็นดังนี้

$(h_{S1} - h_{Sm}) / (h_{S1} - h_{S2}) = 2.4$ -------(8)

ความดันสถิตในวาล์ว h_{Sm} ต้องมากกว่า ความดันไอ h_{vpa} จึงไม่เกิด Cavitation สมการ(8) เขียนให้เห็นว่าความดันสถิตน้อยกว่าความดันไอเกิด Cavitation ได้ดังนี้

$(h_{S1} - h_{vpa}) / (h_{S1} - h_{S2}) = CI$-------(9)

ค่า CI มักเรียกว่าค่า Cavitation Index ผู้ผลิตวาล์วมักจะแนะนำดังนี้:

ค่าเกิน 2.4 (ผู้ผลิตหลายรายใช้ค่า 2.0) มั่นใจว่าไม่เกิด Cavitation

ค่าอยู่ระหว่าง 1.7 ถึง 2.4 วาล์วคุณภาพดีก็ยังไม่เกิด Cavitation

ค่าอยู่ระหว่าง 1.5 ถึง 1.69 ต้องใช้วาล์วที่มีการป้องกัน Cavitation ในระดับหนึ่ง

ค่าอยู่ระหว่าง 1 ถึง 1.49 จะเกิด Cavitation รุนแรงมาก ต้องปรึกษาผู้ผลิต

ค่าต่ำกว่า 1 จะเกิดไอน้ำ(Flash)ออกมาจากวาล์ว

สมการ(9) ถ้าคิดตามหลักคณิตศาสตร์ เนื่องจากมักจะมีค่าเกิน 1 ถ้าทุกค่าคงที่ การเพิ่มความดันหน้าวาล์ว (h_{S1}) จะทำให้ค่า CI (Cavitation Index) ลดลงจะไม่ดี แต่ถ้าความดันหลังวาล์ว (h_{S2}) ลดลงจะดีเพราะค่า CI จะเพิ่ม ระบบน้ำในระบบปรับอากาศถ้าให้ความดันในถังรับน้ำขยายตัว(Expansion Tank)สูงขึ้นหรือตั้งหอระบายความร้อน(Cooling Tower)ให้สูงขึ้นซึ่งเท่ากับว่าค่า h_{S1} และ h_{S2} สูงขึ้นในจำนวนเท่ากัน จากสมการ(9)จะได้ว่า ถ้าสูงขึ้น x mน้ำ ค่า CI จะเพิ่มขึ้นอีก $x / (h_{S1} - h_{S2})$ สามารถลดการเกิด Cavitation ในวาล์วได้

2. NPSH/NPSP (Net Positive Suction Head/ Pressure)

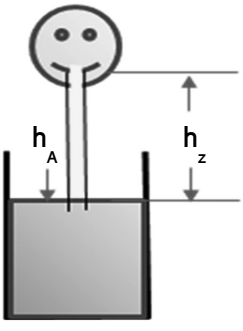
การใช้ปั๊มน้ำในระบบปรับอากาศที่ใช้น้ำเย็นและระบบน้ำระบายความร้อนแม้ส่วนใหญ่จะไม่มีปัญหาเกี่ยวกับความดันด้านดูดของปั๊มน้ำที่ต่ำจนมีปัญหาดูดน้ำไม่ได้ตามที่ต้องการ แต่ถ้ามีการติดตั้งถังรับน้ำขยายตัวผิดตำแหน่งก็มีโอกาสเกิดปัญหาได้ จึงมีความจำเป็นต้องเข้าใจ NPSH/NPSP

NPSHA(Net Positive Suction Head Available) หรือความดันด้านดูดของปั๊มซึ่งเป็นความดันสมบูรณ์แต่มีหน่วยเป็นความสูงของของไหล

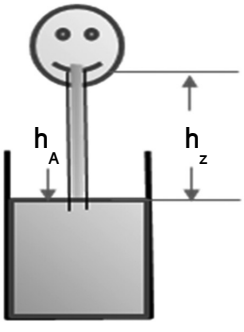
NPSPA(Net Positive Suction Pressure Available) หรือความดันด้านดูดของปั๊มซึ่งเป็นความดันสมบูรณ์ซึ่งมีหน่วยเป็นความดันของของไหล ในหน่วยสากล (SI Unit) ต้องใช้เป็นหน่วยความดัน แต่อย่างไรก็ตามการใช้เป็นหน่วยความสูงของของไหล(Head) ก็ยังนิยมใช้ในทางปฏิบัติมากกว่า

หลักการก็มาจากการที่ถ้าปั๊ม ถูกติดตั้งให้ด้านดูดอยู่สูงกว่าผิวน้ำ ในการดูดน้ำของปั๊มเหมือนกับการดูดน้ำกาแฟของคนในกรณีที่ระดับน้ำต่ำกว่าด้านดูดของปั๊มหรือระดับน้ำกาแฟต่ำกว่าปากของคน

ความเป็นจริงแล้วปั๊มหรือเราไม่ได้ดูดน้ำหรือกาแฟขึ้นมาเลย เพียงแต่ปั๊มหรือเราดูดอากาศทิ้งไปก่อน ความดันบรรยากาศ h_A ดังรูปที่ 5 ต่างหากที่กดให้น้ำให้ไหลขึ้นมา ด้วยความดัน 101.3 kPa หรือกดให้น้ำสูงขึ้น 10.33 m เรียกว่าความดันหรือเฮดที่ธรรมชาติมีให้ (Positive Suction Pressure/Head Available)101.3 kPa หรือ 10.33 mH_2O



รูปที่ 5a



รูปที่ 5b

ตามรูปที่ 5 นั้น ถ้าปลายท่อสูงกว่าผิวน้ำ h_Z แรงที่ธรรมชาติให้ก็จะลดลงไปจำนวนเท่ากับความสูงนี้ (h_Z) ดังนั้นความดันธรรมชาติช่วยดูดสุทธิ Net Positive Suction Head/Pressure Available(NPSHA) จะเหลือ:

$$NPSHA = h_A - h_Z$$

ถ้าอากาศถูกดูดออกหมด คือความดันต่ำสุดหรือเป็นศูนย์ซึ่งเป็นไปไม่ได้น้ำจะต้องกลายเป็นไอเกิดแรงดันเท่าแรงดันไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิน้ำ h_{vpa} ตามตารางที่ 1 ดังนั้นความดันธรรมชาติช่วยดูดสุทธิจะลดลงอีกจำนวน h_{vpa} ดังนี้

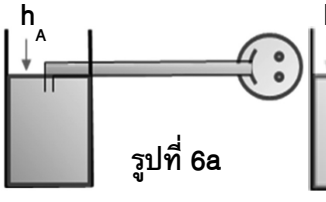
$$NPSHA = h_A - h_Z - h_{vpa}$$

เนื่องจากน้ำมีการไหล จะเกิดแรงหรือความดันต้านการไหลหรือความเสียดทาน h_f ความดันธรรมชาติที่มีให้ลดลงไปอีกดังนี้

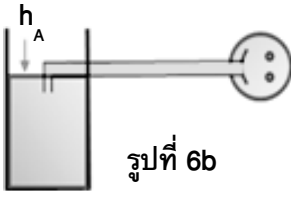
$$NPSHA = h_A - h_Z - h_{vpa} - h_f \text{ --------(5)}$$

สมการ(5) นี้เป็นสมการที่เราใช้กันในการหาว่าความดันด้านดูดของปั๊มที่ธรรมชาติให้เรามีเหลือสุทธิเท่าไรจึงไม่ทำให้น้ำเกิดกลายเป็นไอนั่นเอง ซึ่งผู้ผลิตปั๊มจะต้องบอกเราว่าปั๊มตัวนั้นๆต้องการเท่าไร เรียกว่า NPSHR/NPSPR (Net Positive Suction Head/Pressure Required) ถ้าเรามีให้น้อยกว่าที่ปั๊มต้องการ ปั๊มก็จะทำงานไม่ได้หรือสูบน้ำไม่ได้ในอัตราที่ผู้ผลิตระบุ

ตามรูปที่ 6 จะเห็นว่าแม้แต่ด้านดูดของปั๊มจะอยู่ระดับเดียวกับระดับน้ำ(h_Z=0) จากสมการ(5) จะเห็นว่าถ้าน้ำมีอุณหภูมิสูง ความดันไอ(h_{vpa})จะสูง เช่น อุณหภูมิ 100°C ความดันไอจะเท่ากับ 10.33 m(101.3 kPa) ซึ่งเท่ากับบรรยากาศ จะดูดน้ำไม่ได้ ดูดได้แต่ไอน้ำ



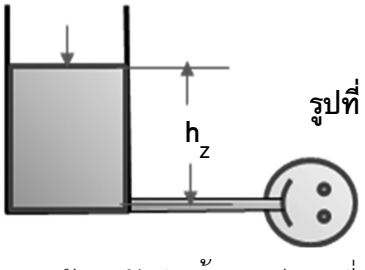
รูปที่ 6a



รูปที่ 6b

ตามรูปที่ 7 ถ้าปลายท่อด้านดูดต่ำกว่าผิวน้ำ h_Z แรงที่ธรรมชาติให้ก็จะเพิ่มขึ้นจำนวนเท่ากับความสูงนี้ หรือ h_Z ดังนั้นแรงธรรมชาติช่วยดูดสุทธิ (Net Positive Suction Head/Pressure Available(NPSHA)

$$NPSHA = h_A + h_Z - h_{vpa} - h_f$$



รูปที่ 7

ข้อสังเกต ถ้าระดับผิวน้ำสูงกว่าจุดที่ดูดมากๆ เช่นในอาคารสูง NPSHA จะมีมากจนไม่จำเป็นต้องคำนึงถึงเลย

3. ถังรับน้ำขยายตัว (Expansion Tank)

ในระบบที่ใช้น้ำเป็นตัวกลางในการทำความเย็นหรือทำความร้อนให้กับอากาศ มักจะเป็นระบบปิด น้ำไม่มีการสัมผัสกับบรรยากาศ ซึ่งน้ำนั้นอัดตัวไม่ได้ (incompressible) หมายความว่าถ้าเราต้องการอัดให้ปริมาตรเล็กลงเช่น ที่อุณหภูมิ 30°C ความดัน 0.1 MPa(14.7 psia) ปริมาตรจำเพาะ 0.001004 m^3/kg การอัดให้ปริมาตรเล็กลงประมาณ 0.1% หรือ กลายเป็น 0.001003 m^3/kg จะต้องใช้แรงทำให้เกิดความดันประมาณ 3 MPa(440 psia)หรือเพิ่ม 30 เท่า หรือในทางตรงกันข้าม น้ำที่อยู่ในระบบปิดดังกล่าวนี้ถ้าอุณหภูมิเพิ่มขึ้นแค่ 1 K(1 C) ความดันจะเพิ่มกลายเป็น 1.4 MPa (206 psia) หรือเพิ่มเป็น 14 เท่า ซึ่งอุปกรณ์หรือเครื่องมักจะทนความดันไม่ได้เกิดการรั่วซึมของน้ำ ในที่สุดอากาศก็จะเข้าไป ถ้าเข้ามากปั๊มก็ทำงานไม่ได้ ในทางกลับกัน ถ้าน้ำมีภาวะข้างต้น (30°C, 0.1 MPa) ทำให้เย็นลงเป็น 7°C ซึ่งปริมาตรภายในของท่อมักจะคงที่โดยประมาณ ความดันจะลดลงเหลือ 0.001 MPa (0.147 psia) น้ำบางส่วนจะกลายเป็นไอซึ่งน้อยมากคือ ถ้าเกิดไอน้ำ 1 kg ของเหลวจะยังเหลือ 30,000,000 kg หรือเกิดไอ 1 m^3 จะเหลือของเหลวอยู่ 262 m^3 แต่ในทางปฏิบัติระบบน้ำเย็นเริ่มเดินเครื่อง ถ้าน้ำมีภาวะข้างต้น (30°C, 0.1 MPa) ปั๊มจะเป็นตัวเพิ่มความดัน น้ำจะไม่มีโอกาสลดความดังกล่าวได้ ความดันยังคงที่ที่ประมาณ 0.1 MPa อย่างไรก็ตาม การไม่มีที่ให้น้ำขยายหรือหดตัวจะเกิดปัญหาได้แน่นอน ดังนั้นจะต้องหาวิธีการใดก็ได้ ที่จะทำให้น้ำขยายตัวออกไปได้ ขณะเดียวกันถ้าน้ำเย็นลงความดันลดลงต้องทำให้อากาศรั่วเข้ามาไม่ได้ การใช้ถังรับน้ำขยายตัวจึงเป็นวิธีที่ดีที่สุด ยิ่งไปกว่านั้นถังรับน้ำขยายตัวยังทำหน้าที่เติมน้ำเข้าระบบโดยอัตโนมัติ ในระบบปรับอากาศที่ใช้น้ำเย็น บางครั้งน้ำรั่วไม่มากสังเกตุไม่ได้ ถ้าไม่มีการเติมน้ำโดยอัตโนมัติ น้ำจะแห้งทำให้ทั้งระบบทำงานไม่ได้ กลายเป็นปัญหาใหญ่

การไม่มีถังรับน้ำขยายตัวพบได้ยาก แต่การมีเสมือนไม่มีพบกันไม่น้อย สาเหตุก็เพราะผู้ออกแบบมักจะห่วงว่า ถ้าต้องซ่อมถังรับน้ำขยายตัว โดยเฉพาะอย่างยิ่งถังรับน้ำขยายตัวแบบปิด (Closed Type Expansion Tank) จะต้องใส่วาล์วปิดเปิด (Shut off Valve) ใช้ไปนานๆ ช่างประจำอาคารมาใหม่ไปทราบเหตุผล ไปปิดวาล์วนี้ พบว่าไม่เกิดปัญหาอย่างที่กลัว ความจริงแล้วคือปัญหายังไม่เกิด ด้วยเหตุผลตามที่กล่าวข้างต้น น้ำซึมออกยังไม่มากพอ ดังกล่าวมาแล้วว่าน้ำมันอัดตัวไม่ได้ ซึมออกมาเล็กน้อยความดันก็ลดลงมากมาย ในที่สุดอากาศก็เข้าไป เข้าไปมากๆปั๊มน้ำก็ทำงานไม่ได้

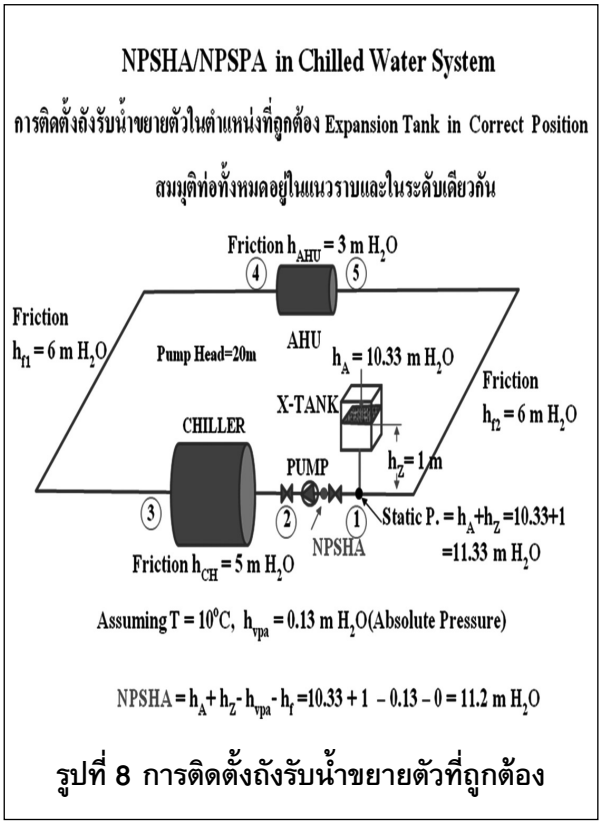
3.1 การติดตั้งถังรับน้ำขยายตัวในตำแหน่งที่ถูกต้อง

ดังแสดงในรูปที่ 8 สิ่งที่ต้องเข้าใจในทางปฏิบัติคือ ถังรับน้ำขยายตัว(X-TANK)ต่อเข้าที่จุดใดก็ตาม ความดันจุดนั้นจะคงที่ไม่ว่าน้ำในระบบจะไหลหรือไม่ก็ตาม จึงเป็นความดันอ้างอิงเสมอ (Reference Pressure) ดังรูปที่ 8 คือจุดที่ 1 จะมีความดันเท่ากับบรรยากาศ(h_A)รวมกับความสูงของระดับน้ำ(h_Z) ดังนั้นความดันจุด 1 = $h_A + h_Z$ = 10.33+1 = 11.33mน้ำ ด้านดูดของปั๊มใกล้จุด 1 ความดันเท่ากัน สมมุติน้ำอุณหภูมิ 10°C จากตารางที่ 1 ความดันไอ h_{vpa} = 0.13 mน้ำ ดังนั้น NPSHA =11.33—0.13=11.2 mน้ำ

ตัวอย่างที่ 4 ในรูปที่ 8 สมมุติปั๊มเฮด 20 mน้ำ ความเสียดทาน Chiller (จุด2ไปจุด3) h_{CH} = 5 mน้ำ ส่วนความเสียดทานการไหลจุด 3 ไปจุด 4 h_{f1} = 6 mน้ำ

ความเสียดทานAHU(จุด4ไปจุด5) h_{AHU} = 3 mน้ำ ส่วนความเสียดทานการไหลจุด5ไปจุด1 h_{f2} = 6 mน้ำ กำหนดท่อในแนวนอนอยู่ระดับเดียวกันหมด

ถ้าต้องการหาความดันที่จุดใดก็ตามเป็นจุดแรกจะต้องเริ่มจากจุดอ้างอิงเสมอ จุดอื่นๆสามารถใช้จุดที่หามาได้ก่อนเป็นจุดอ้างอิงแทนได้ เช่นเริ่มต้นต้องการหาความดันจุด2



รูปที่ 8 การติดตั้งถังรับน้ำขยายตัวที่ถูกต้อง

คือด้านส่งของปั๊ม ก็ต้องใช้จุดอ้างอิงคือจุดที่1 โดยใช้สมการ(4a) จะได้ h_2=h_1+Pump Head =11.33+20=31.33 mน้ำ

ถ้าต้องการหาความดันจุดที่4 สามารถใช้ความดันจุดที่2เป็นความดันอ้างอิงได้โดยใช้สมการ(2a) โดยที่ในรูปกำหนดท่ออยู่ในระดับเดียวกัน พลังงานศักย์ไม่มีการเปลี่ยนแปลง ส่วนพลังงานจลน์ละเว้นได้อยู่แล้ว จะได้ดังนี้ ความดันสมบูรณ์ที่จุด 4 h_4=h_2 - h_{CH} - h_{f1} =31.33—5—6=20.33 mน้ำ

ความดันที่จุด5 h_5 = h_4 - h_{AHU} = 20.33 - 3 = 17.33 mน้ำ

แต่ในการหาความดันที่จุด 5 วิธีที่ง่ายกว่าคือใช้จุดอ้างอิง(จุด1) คือน้ำไหลจากจุด 5 มายังจุด 1 ดังนี้ h5 = h_1 + h_{f2} = 11.33 + 6 = 17.33 mน้ำ

มักจะมีคำถามเกี่ยวกับการติด Control valve และ Balancing valve ว่าทำไมต้องติดตั้งด้านที่น้ำไหลออกจาก AHU เหตุผลคือถ้าติดตั้งที่ทางน้ำไหลเข้า ถ้าเกิดความดันตกคร่อมที่วาล์วมากจนน้ำกลายเป็นไอ จะเกิดเสียงดังใน Cooling coil จะรบกวนมากกว่าด้านออกเพราะเสียงจะอยู่ในท่อน้ำ เหตุผลที่สำคัญกว่าคือการเกิดโพรงของเหลวในวาล์ว (Valve Cavitation) เมื่อวาล์วถูกหรี่มากๆตามหัวข้อที่กล่าวมาแล้วข้างต้น ถ้าระยะห่างของวาล์กับ Cooling coil ไม่มาก Cavitation ลามเข้าไปได้ แต่ถ้าติดด้านออกจาก Cooling coil จะไปเกิดที่ท่อแทน เราจำเป็นต้องคำนวณ

ตัวอย่างที่ 5 จากตัวอย่างที่ 4 ในรูปที่ 8 สมมุติติดตั้ง Control valve ที่ทางเข้า AHU จุดที่ 4 ภาระอาคารลดลง 50% Control valve หรี่ให้อัตราไหลเหลือ 50% การหาปั๊มเฮดใหม่ต้องอาศัย **Pump Flow-Head Characteristic Curve** ในที่นี้จะสมมุติปั๊มเฮดเพิ่มขึ้น 20%= 24 mน้ำ โดยประมาณแล้วความเสียดทานจะลดเป็นกำลังสองของอัตราไหล นั่นคือความเสียดทานทุกส่วนจะลดลงเหลือ 25%(1/4) ดังนั้น h_{CH} = 5/4=1.25 mน้ำ, h_{f1} = 6/4 = 1.5mน้ำ, h_{AHU} = 3/4 = 0.75 mน้ำ, h_{f2} =6/4=1.5mน้ำ

ความดันหลัง Control valveหรือจุด 4 หาจากความดันอ้างอิงจุด 1 ในแนวไหล 4-5-1

h_4 = h_1 +h_{AHU} +h_{f2} =11.33+0.75+1.5=13.58 mน้ำ (สมบูรณ์)

วิธีที่ 2 ยุ่งยากกว่า คือหาจากความดันอ้างอิงจุด 1 เช่นกันแต่ใช้แนวไหล 1-2-3-4-Control valve โดยต้องเข้าใจว่า Control valve ความเสียดทานทำให้ฮปั๊มเฮดเพิ่มขึ้น 4 mน้ำยังเอาความเสียดทานเดิมทั้งหมดที่เหลือคือ 3/4(75%)ของ 20 mน้ำ = 20x0.75 =15 mน้ำ รวมทั้งหมดที่ Control valve, $h_{ControlV}$ =15+4=19 mน้ำ สรุปหาได้ดังนี้

ความดันที่หลังวาล์ว

$h_4 = h_1 + h_{PUMP} - h_{CH} - h_{f1} - h_{ControlV}$

h_4 = 11.33+24 - 1.25 - 1.5 - 19 = 13.58 mน้ำ (สมบูรณ์)

สมมุติน้ำอุณหภูมิ 10°C จากตารางที่ 1

h_{vpa} = 0.13 mน้ำ จุด 4 นี้หรือที่น้ำไหลออกจากวาล์วควบคุมไม่เกิดไอเพราะความดันสูงกว่า 0.13 mน้ำ แต่การจะเกิด Cavitation หรือไม่ต้องตรวจสอบดังนี้:

การหาความดันที่หน้าวาล์ว

วิธีที่ 1 ใช้ความดันหลังวาล์ว (h_4=13.58m) เป็นความดันอ้างอิง

$h_{4a} = h_4 + h_{Control}$ =13.58+19=32.58 mน้ำ

(วิธีที่ 2 ใช้เส้นทางการไหล 1-2-3-4 $h_{4a} = h_1 + h_{PUMP} - h_{CH} - h_{f1}$ h_{4a} = 11.33+24 - 1.25 - 1.5 = 32.58)

ตามหัวข้อก่อนใช้สมการ(8a)หา Cavitation Index ได้ดังนี้

$(h_{4a} - h_{vpa}) / (h_{4a} - h_4)$ = (32.58 - 0.13)/(32.58 - 13.58) = 1.71 แม้ว่ายังไม่เกิด Cavitation ถ้าใช้วาล์วคุณภาพดี สมมุติว่าถ้าเกิด Cavitation จะเกิดเสียงที่ตัววาล์ว แต่จะไม่มีไอน้ำปนออกมาจากวาล์วไหลเข้า Cooling Coil(AHU) และไม่เกิด Cavitation ใน Cooling Coil

ในกรณีติดตั้งวาล์วควบคุมไว้ทางออกจาก AHU ตำแหน่งที่ 5 ใช้หลักการเดียวกันคำนวณ ดังนี้

ความดันหลัง Control valveหรือจุด 5 หาจากความดันอ้างอิงจุด 1 ในแนวไหล 5-1

$h_5 = h_1 + h_{f2}$ =11.33+1.5 =12.83 mน้ำ(สมบูรณ์)

ความดันหน้า Control valve ใช้ความดันหลัง Control Valve เป็นความดันอ้างอิง

ด้านหน้าวาล์ว $h_{5a} = h_5 + h_{ControlI}$ =12.83+19=31.83 mน้ำ(สมบูรณ์)

หา Cavitation Index ได้ดังนี้

$(h_{5a} - h_{vpa}) / (h_{5a} - h_5)$ = (31.83 - 0.13)/(31.83 - 12.83) = 1.67

เลวกว่าเล็กน้อย ถือว่าใกล้เคียงกัน สิ่งที่ดีกว่าคือเสียงจากวาล์วไปอยู่อีกด้านหนึ่งนอก AHU แต่ถ้าระยะวาล์วห่างจาก AHU ใกล้เคียงกัน น่าจะไม่มีอะไรต่างกันมาก แต่ในกรณีหรี่วาล์วมากๆจนเกิดไอน้ำปน (Flashing) ติดวาล์วควบคุมและปรับอัตราการไหลด้านน้ำออกจาก AHU ย่อมดีกว่าแน่นอน

ในกรณีที่ Control valve ปิดสนิทเลย ทุกตำแหน่งหลัง Control valve จะมีความดันเท่ากับจุดที่ 1 คือ 11.33 mน้ำ(สมบูรณ์) ทุกตำแหน่งหน้า Control valve จะมีความดันเท่ากับ Punp Shut off Head รวมกับความดันจุดที่ 1เสมอ

รูปที่เขียนมาทั้งหมดเพื่อให้เข้าใจพื้นฐานในการคิดทางปฏิบัติจะยุ่งยากกว่ามาก เพราะในระบบจะมีเครื่องเล็กๆต่อขนานกันหลายตัว ดังแสดงพร้อมรูปในตารางที่ 2,2A และ 3

ตารางที่ 2&2A นั้นเป็นอาคารสูง 45 m จำนวน 15 ชั้น จะพบว่า CI ของวาล์วปรับอัตราการไหลสูงกว่า 2.4 หมด แสดงว่าไม่มีการเกิดโพรง(Cavitation) มีข้อน่าสังเกตุการติดตั้งวาล์วไว้หน้า AHU ค่าCI กลับดีกว่า แต่ไม่ขอแนะนำดังกล่าวมาแล้วว่า ถ้าเกิด Cavitation เสียงจะไปดังที่ AHU มากกว่า

ตารางที่ 3 เป็นอาคารเตี้ย AHU ที่อยู่ใกล้ปั๊ม มีหลายชุดที่ CI ของวาล์วต่ำกว่า 2.4 ต้องปรึกษาผู้ผลิตวาล์ว ถ้าห่วงเรื่องการเกิด Cavitation

มีวิธีเพิ่ม CI อีกวิธี คือแบ่งวงจรปั๊มน้ำเป็น 2 วงจร เป็น Primary Secondary ซึ่งจะช่วยลดปั๊มเฮดลงทำให้เพิ่ม CI ได้

จากทุกตารางที่แสดงจะพบว่าการหรี่วาล์วที่หน้าปั๊ม (ทางน้ำส่งออก) CI จะสูงกว่าการหรี่วาล์วที่หลังปั๊ม คือดีกว่าคือ โอกาสเกิด Cavitation ในวาล์วน้อยกว่า

ตารางที่ 2 ทดลองหา Cavitation Index (CI)อาคารสูง 15 ชั้น(45m)

$CI = (h_{S1}-h_{vpa})/(h_{S1}-h_{S2})$

ความสูงระดับน้ำใน Ex-Tank, m			1	h_{vpa},m=	0.15			
h_{S1}	$h_{fSupply}$	AHU	$h_{fReturn}$	h_{S2}	Floor	Balacing Valve	CI	CI
16.3		5		11.3	Height	Pressure Drop	หลังAHU	หน้าAHU
20.1	0.8		0.8	13.5	3	1.6	9.3	12.5
23.9	0.8		0.8	15.7	3	3.2	5.9	7.4
27.7	0.8		0.8	17.9	3	4.8	4.7	5.7
31.5	0.8		0.8	20.1	3	6.4	4.1	4.9
35.3	0.8		0.8	22.3	3	8.0	3.8	4.4
39.1	0.8		0.8	24.5	3	9.6	3.5	4.1
42.9	0.8		0.8	26.7	3	11.2	3.4	3.8
46.7	0.8		0.8	28.9	3	12.8	3.2	3.6
50.5	0.8		0.8	31.1	3	14.4	3.1	3.5
54.3	0.8		0.8	33.3	3	16.0	3.1	3.4
58.1	0.8		0.8	35.5	3	17.6	3.0	3.3
61.9	0.8		0.8	37.7	3	19.2	3.0	3.2
65.7	0.8		0.8	39.9	3	20.8	2.9	3.2
69.5	0.8		0.8	42.1	3	22.4	2.9	3.1
73.3	0.8		0.8	44.3	3			
	12		12		45	<-- ความสูงอาคาร 15 ชั้น		
		7			56.3			
73.3	CHILLER		80.3	44.3	44.3			
	Head	36	m		สมมุติหรี่วาล์วน่าลด50% ปั๊มเฮดเพิ่ม20%			
Friction/Floor		0.8	m		หรี่วาล์วหลังปั๊ม-->		1.3	
ตัวเลขหน่วยเป็น	m น้ำ				หรี่วาล์วหน้าปั๊ม-->		2.3	

ตารางที่ 2A ทดลองหา Cavitation Index อาคารสูง 15 ชั้น(45m)

$CI = (h_{S1}-h_{vpa})/(h_{S1}-h_{S2})$

ความดันเกจ์ใน Ex-Tank, m			46	h_{vpa},m=	0.15			
h_{S1}	$h_{fSupply}$	AHU	$h_{fReturn}$	h_{S2}	Floor	Balacing Valve	CI	CI
28.3		5		23.3	Height	Pressure Drop	หลังAHU	หน้าAHU
32.1	0.8		0.8	25.5	3	1.6	16.8	20.0
35.9	0.8		0.8	27.7	3	3.2	9.6	11.2
39.7	0.8		0.8	29.9	3	4.8	7.2	8.2
43.5	0.8		0.8	32.1	3	6.4	6.0	6.8
47.3	0.8		0.8	34.3	3	8.0	5.3	5.9
51.1	0.8		0.8	36.5	3	9.6	4.8	5.3
54.9	0.8		0.8	38.7	3	11.2	4.4	4.9
58.7	0.8		0.8	40.9	3	12.8	4.2	4.6
62.5	0.8		0.8	43.1	3	14.4	4.0	4.3
66.3	0.8		0.8	45.3	3	16.0	3.8	4.1
70.1	0.8		0.8	47.5	3	17.6	3.7	4.0
73.9	0.8		0.8	49.7	3	19.2	3.6	3.8
77.7	0.8		0.8	51.9	3	20.8	3.5	3.7
81.5	0.8		0.8	54.1	3	22.4	3.4	3.6
85.3	0.8		0.8	56.3	3			
	12		12		45	<--ความสูงอาคาร 15 ชั้น		
		7			56.3			
85.3	CHILLER		92.3	56.3	44.3			
	Head	36	m		สมมุติหรี่วาล์วน่าลด50% ปั๊มเฮดเพิ่ม20%			
Friction/Floor		0.8	m	EX-TANK,	หรี่วาล์วหลังปั๊ม-->		1.6	
ตัวเลขหน่วยเป็น		m น้ำ		Closed Type	หรี่วาล์วหน้าปั๊ม-->		2.7	

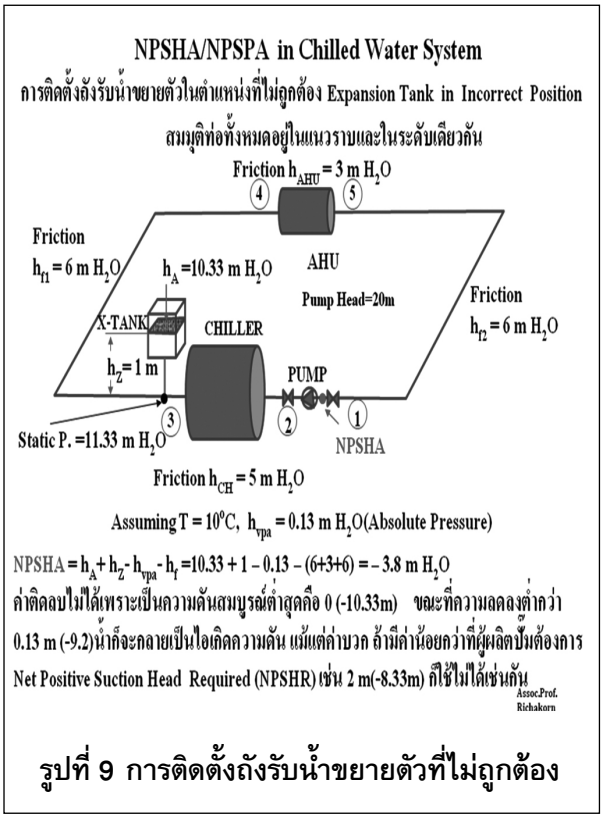
ตารางที่3 ทดลองหา Cavitation Index อาคารเตี้ย(อาคารในแนวราบ)

$CI = (h_{S1}-h_{vpa})/(h_{S1}-h_{S2})$

ความสูงระดับน้ำใน Ex-Tank, m			1	h_{vpa},m=	0.15			
h_{S1}	$h_{fSupply}$	AHU	$h_{fReturn}$	h_{S2}		Balacing Valve	CI	CI
28.3		5		23.3		Pressure Drop	หลังAHU	หน้าAHU
29.1	0.8		0.8	22.5		1.6	15.0	18.1
29.9	0.8		0.8	21.7		3.2	7.7	9.3
30.7	0.8		0.8	20.9		4.8	5.3	6.4
31.5	0.8		0.8	20.1		6.4	4.1	4.9
32.3	0.8		0.8	19.3		8.0	3.4	4.0
33.1	0.8		0.8	18.5		9.6	2.9	3.4
33.9	0.8		0.8	17.7		11.2	2.6	3.0
34.7	0.8		0.8	16.9		12.8	2.3	2.7
35.5	0.8		0.8	16.1		14.4	2.1	2.5
36.3	0.8		0.8	15.3		16.0	1.9	2.3
37.1	0.8		0.8	14.5		17.6	1.8	2.1
37.9	0.8		0.8	13.7		19.2	1.7	2.0
38.7	0.8		0.8	12.9		20.8	1.6	1.9
39.5	0.8		0.8	12.1		22.4	1.5	1.8
40.3	0.8		0.8	11.3				
	12		12			อาคารในแนวราบ		
		7		13	11.3			
40.3	CHILLER		47.3	11.3				
	Head	36	m	Ex-Tank	สมมุติหรี่วาล์วน่าลด50% ปั๊มเฮดเพิ่ม20%			
Friction/Bay		0.8	m		หรี่วาล์วหลังปั๊ม-->		0.3	
ตัวเลขหน่วยเป็น		หน้า			หรี่วาล์วหน้าปั๊ม-->		1.4	

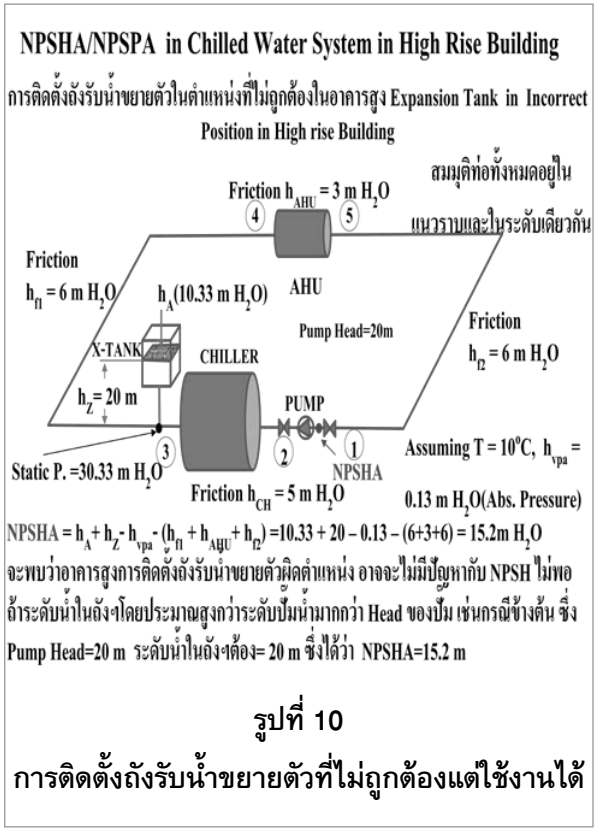
3.2 การติดตั้งถังรับน้ำขยายตัวในตำแหน่งที่ไม่ถูกต้อง

ตามรูปที่ 9 เป็นการติดตั้งถังรับน้ำขยายตัวที่ไม่ถูกต้องอย่างยิ่ง ทำให้ด้านดูดมี NPSHA ไม่พอ



รูปที่ 9 การติดตั้งถังรับน้ำขยายตัวที่ไม่ถูกต้อง

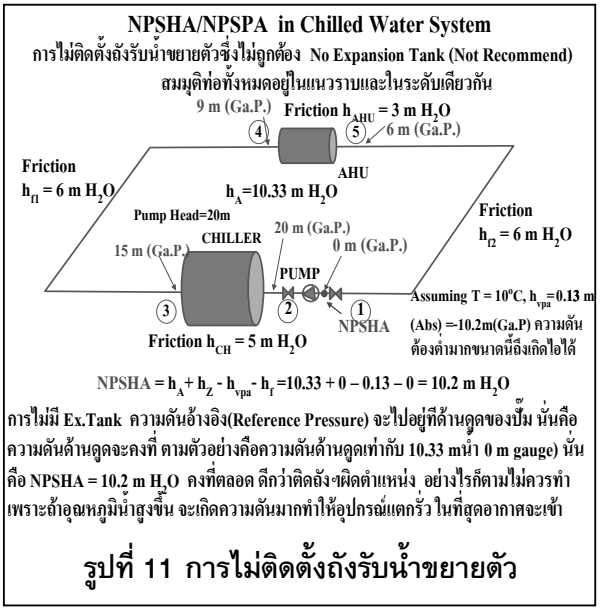
ตามรูปที่ 10 เป็นการติดตั้งถังรับน้ำขยายตัวที่ไม่ถูกต้องแต่ถ้าเป็นอาคารสูงที่ระดับน้ำในถังฯสูงกว่าปั๊มน้ำไม่น้อยกว่าปั๊มเฮด จะทำให้ด้านดูดมี NPSHA พอ สามารถใช้งานได้



รูปที่ 10
การติดตั้งถังรับน้ำขยายตัวที่ไม่ถูกต้องแต่ใช้งานได้

3.2 การไม่ติดตั้งถังรับน้ำขยายตัว

การไม่ติดตั้งถังรับน้ำขยายตัว ดังรูปที่ 11 ไม่ควรทำ ดังกล่าวมาแล้วข้างต้นว่ามีการทำโดยไม่ได้ตั้งใจเพราะมีคนไปปิดวาล์วที่ต่อเข้าถังฯ สามารถวิเคราะห์ปัญหาได้ดังนี้



รูปที่ 11 การไม่ติดตั้งถังรับน้ำขยายตัว

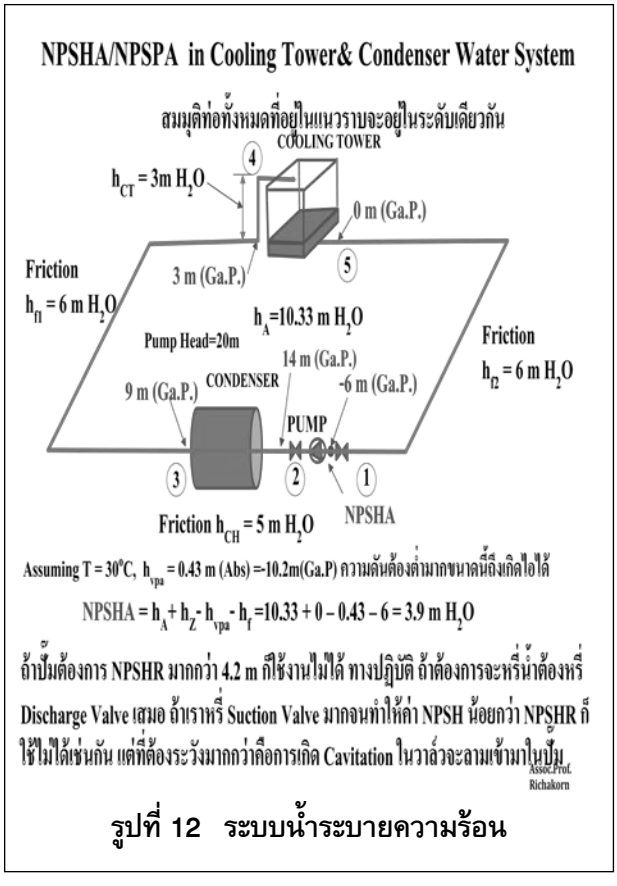
สมมุติตอนติดตั้งระบบเสร็จ อัดน้ำเข้าระบบเท่ากับความดันบรรยากาศพอดีหรือ 0 mน้ำ(gauge) หรือ 10.33 mน้ำ จะพบว่าพอปั๊มเดินความดันต่ำที่สุดก็จะอยู่ที่ด้านดูดของปั๊มคือ0 mน้ำ(gauge) ถ้าน้ำมีอุณหภูมิ 10°C นั่นก็หมายถึง NPSHA =10.33-0.13 =10.2 mน้ำ มักจะเพียงพอสำหรับปั๊ม แม้ว่ามองดูจะดีกว่าติดตั้งถังรับน้ำขยายตัวผิดตำแหน่ง อย่างไรก็ตามไม่ควรทำ เพราะถ้าอุณหภูมิน้ำสูงขึ้น จะเกิดความดันมากทำให้อุปกรณ์แตกรั่ว ในที่สุดอากาศจะเข้า

4. ความดันในท่อน้ำ ในระบบน้ำระบายความร้อน (Pressure in Condenser and Cooling Tower Piping)

ในระบบน้ำระบายความร้อน จะมีความดันอ้างอิงซึ่งเปิดสู่บรรยากาศอยู่ 2 ตำแหน่ง คือที่ผิวน้ำในหอระบายความร้อน และที่ปลายท่อหัวปล่อยน้ำหรือหัวฉีดความสูงระหว่างปลายท่อนี้จากผิวน้ำในถังโดยประมาณเรียกว่า Cooling Tower Head ดังแสดงในรูปที่ 12 แสดงให้ดูว่า สมมุติระดับน้ำในหอระบายความร้อนอยู่

ในระดับเดียวกับปั๊ม(ทางปฏิบัติต้องให้สูงกว่าอย่างน้อย 1 m) และท่อด้านดูดมาจากหอระบายความร้อน มีความเสียดทาน 6 mน้ำ สมมุติน้ำอุณหภูมิ 30°C ซึ่งจากตารางที่ 1 ความดันไอ 0.43 mน้ำ NPSHA หาได้ดังนี้

$NPSHA = h_A + h_Z - h_{vps} - h_f = 10.33 + 0 - 0.43 - 6 = 3.9$ mน้ำ



รูปที่ 12 ระบบน้ำระบายความร้อน

กรณี NPAHA ไม่พอ ต้องติดตั้งหอระบายความร้อนให้สูงขึ้น ดังรูปที่ 13 ซึ่งยกสูงขึ้น 5 m NPSHA ก็จะเพิ่มขึ้นอีก 5 m หรือย้ายปั๊มให้ใกล้หอระบายความร้อนเพื่อลดความเสียดทาน

5. บทสรุป

ทั้งหมดเป็นการใช้พื้นฐานทางวิศวกรรมในการหาค่าต่างๆ จะพบว่า NPSHA / NPSPA ในท่อน้ำในระบบปรับอากาศ มักจะไม่เกิดปัญหาจนเกิด Cavitationในปั๊ม เพราะด้านดูดของปั๊มมักจะต่ำกว่าระดับน้ำในถังหรือมีความดันเกจ์เป็นค่าบวก ยกเว้นบางกรณีเท่านั้น

Cavitation จะเกิดในวาล์วปรับอัตราการไหลและวาล์วควบคุมการไหลของน้ำมากกว่า แต่จากประสบการณ์ของผู้เขียนกับงานออกแบบของผู้เขียนเอง หรืองานผู้ออกแบบอื่นๆที่ผู้เขียนเกี่ยวข้อง ไม่เคยได้รับรายงานปัญหาการเกิด Cavitation ในวาล์วโดยตรง อาจจะเพราะว่าปัญหามักจะไม่รุนแรง เลยไม่พบการรายงาน อย่างไรก็ตาม ถ้าไม่แน่ใจ ควรจะตรวจสอบคำนวณโดยวิธีที่กล่าวมา

6. เอกสารอ้างอิง

6.1 ASHRAE Handbook

6.2 Computer-Aided Thermodynamic Table, Sonntag, Borgnakke, Van Wylen.

6.3 Cavitation in Valve: Val-Matic Valve and Manufacturing Corp.