สุมาลี โฆษิตาพันธุ์

การควบคุมระบบน้ำเย็น

เกริ่นนำ

มีหลายคำถามเกี่ยวกับระบบน้ำเย็นที่สร้างความสับสนแก่ผู้ใช้งาน ยกตัวอย่างเช่น

✶ การจ่ายน้ำไปยังเครื่องเป่าลมเย็น (Air handling unit) จริงๆแล้วส่วนที่สำคัญคือ ปริมาณน้ำ (Flowrate) หรือแรงดันภายในระบบ (Head) กันแน่

✶ ระบบที่มีปั๊มหลายตัวเดินขนาน ต่อกับ Main header เดียวกัน การเดินปั๊ม 1 ตัว, 2 ตัว หรือ 3 ตัวให้ผลต่อปั๊มแต่ละตัวเหมือนกันหรือไม่

✶ การควบคุมปริมาณน้ำเข้าคอยล์โดยใช้ วาล์วควบคุมแบบ 2 ทาง และ 3 ทาง (2 way และ3 way control valve) ต่างกันอย่างไร

✶ การทำงานจริงที่แตกต่างจากระบบที่ออกแบบไว้ เช่น ปกติออกแบบให้ ปั๊ม1 ตัว เดินคู่กับ Chiller 1 ตัว ถ้าเราให้ระบบทำงานต่างจากจุดที่ออกแบบ เช่นปั๊ม 1 ตัว กับ Chiller 2 ตัว จะมีผลอะไรตามมา ทั้งแง่การทำความเย็นและการใช้พลังงาน

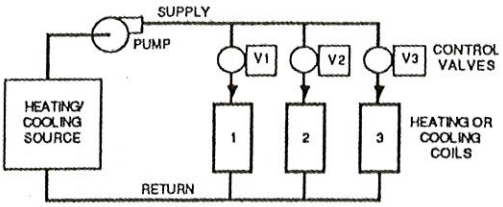
✶ คำถามอื่นๆ เกี่ยวกับเรื่องการทำงานจริงของระบบการจ่ายน้ำเย็น

บทความนี้เรียบเรียงจากคู่มือวิศวกรรม เรื่อง Automatic Control สำหรับอาคารพาณิชย์ ของ Honeywell และบางส่วนจาก Ashrae Handbook ปี 1996 เจตนาเพื่อต้องการตอบคำถามต่างๆข้างต้น บทความนี้คงจะสามารถตอบคำถามได้บางส่วน แต่ไม่ใช่ทั้งหมด ซึ่งผู้เขียนหวังว่าคงจะเป็นประโยชน์แก่ผู้อ่านไม่มากก็น้อย

ระบบการจ่ายน้ำเย็นจะเป็นตัวจ่ายกำลังความเย็นไปสู่อาคาร ระบบจะปั๊มน้ำจาก Chiller ไปสู่ Coil ที่ปลายทาง การควบคุมที่ประสิทธิผลจำเป็นต้องเข้าใจวงจรควบคุมและวาล์วควบคุมที่เกี่ยวข้อง รวมทั้งเข้าใจความสัมพันธ์ระหว่างแรงดัน / อัตราการไหลระหว่างท่อน้ำและอุปกรณ์ประกอบต่างๆของระบบ

ลักษณะของการจ่ายน้ำในอาคาร

ระบบทั่วไป (รูป 1) แสดงถึงหลักการพื้นฐานของการจ่ายน้ำในระบบ ระบบประกอบด้วยแหล่งกำเนิดความร้อนหรือความเย็น ปั๊ม ท่อจ่ายน้ำ และ coil ปลายทางที่ถูกควบคุมด้วยวาล์วควบคุม (control valves) ปั๊มมีหน้าที่จ่ายน้ำเข้าสู่ระบบ ส่วนวาล์วมีหน้าที่ควบคุมปริมาณน้ำและแรงดันเข้าสู่ระบบ



รูป 1 ระบบการจ่ายน้ำทั่วไป

การจ่ายน้ำเย็นมีสิ่งที่ต้องควบคุมอะไรบ้าง

การควบคุมระบบได้อย่างถูกต้องต้องมีการควบคุมสิ่งต่อไปนี้

1. รักษาแรงดันตกคร่อมวาล์วควบคุม (control valves) ให้อยู่ในลักษณะที่ควบคุมได้

2. รักษาปริมาณน้ำที่ผ่านแหล่งกำเนิดความร้อน / เย็น (chiller)

3. รักษาอุณหภูมิที่ต้องการไปสู่ coil ปลายทาง

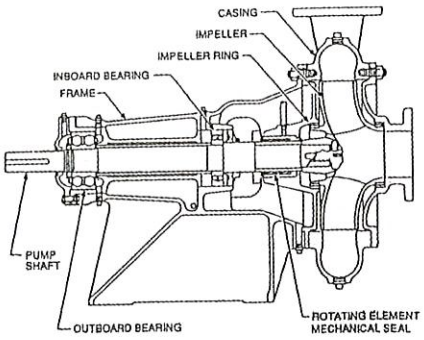
4. รักษาแรงดันน้ำต่ำสุดทางขาเข้า ในปั๊มตัวที่กำลังทำงาน

ข้อสังเกตุ หากแรงดันน้ำขาเข้าที่ปั๊ม ต่ำเกินไป จะเกิด cavitation ขึ้น cavitation คือการสร้างฟองสูญญากาศ (partial vacuum bubbles) บนของเหลว เนื่องจากใบพัดเคลื่อนที่อย่างเร็ว/แรงผ่านของเหลว น้ำกลายเป็นไอ เนื่องจากแรงดันภายในต่ำ ฟองสูญญากาศนี้ขยายตัว มีปริมาตรเพิ่มขึ้นหลายเท่า ทำให้เกิดรูพรุน และเกิดการสึกหรอที่ชิ้นส่วนของปั๊มควรจะตรวจสอบและป้องกันการเกิด cavitation ให้เกิดน้อยที่สุด

5. แบ่งปั๊มออกเป็นหลายชุดเพื่อรักษาปัจจัยต่าง ๆตามข้อข้างบน

ปั๊มหอยโข่ง (Centrifugal pump) ใช้ในระบบน้ำร้อนและน้ำเย็น

ปั๊มเป็นปัจจัยหลักที่ใช้ในระบบจ่ายน้ำ เราจำเป็นต้องเข้าใจคุณลักษณะของปั๊มก่อนที่จะเข้าใจ หรือออกแบบระบบการจ่ายน้ำ ส่วนใหญ่เรามักใช้ปั๊มหอยโข่งในระบบการจ่ายน้ำของอาคารพาณิชย์ทั่วไป ปั๊มหอยโข่งที่ใช้ส่วนใหญ่จะเป็นชนิด Single Stage, Single or Double- Inlet Impeller ถ้ากรณีที่การใช้งานเป็นแบบ High-flow มักใช้แบบ Double-inlet รูปที่ 2 แสดงถึงอุปกรณ์ภายในปั๊มโดยทั่วไป ปั๊มมีหลายลักษณะ ดังตารางที่แสดงที่ 1



รูป 2 ภาพตัดภายในปั๊มชนิด End suction

Type	Impeller Type	No. of Impellers	Casing	Motor Connection	Motor Mounting Position
Circulator	Single suction	One	Volute	Flexible-coupled	Horizontal
Close-coupled, end suction	Single suction	One or two	Volute	Close-coupled	Horizontal
Frame-mounted, end suction	Single suction	One or two	Volute	Flexible-coupled	Horizontal
Double suction, horizontal split case	Double suction	One	Volute	Flexible-coupled	Horizontal
Horizontal split case, multistage	Single suction	Two to five	Volute	Flexible-coupled	Horizontal
Vertical inline	Single suction	One	Volute	Flexible- or close-coupled	Vertical
Vertical turbine (SUMP MOUNTED / CAN MOUNTED)	Single suction	One to twenty	Diffuser	Flexible-coupled	Vertical

ตารางที่ 1 คุณลักษณะของปั๊มหอยโข่งชนิดต่าง ๆ

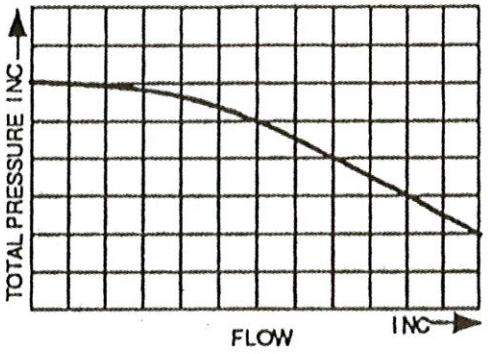
Pump Performance

ความสามารถของปั๊มจะแสดงออกมาเป็นเส้น curve ซึ่งแสดงถึง แรงดันสัมพันธ์กับอัตราการไหล รูปที่ 3 แสดงถึง curve ทั่ว ๆไปของปั๊ม แรงดันในที่นี้ บ้านเรามักใช้หน่วย ฟุตน้ำ (ft. WG.) หรือเมตรน้ำ (m. WG.) หรือกรณีที่เป็นหน่วยเมตริกตามรูปประกอบของหนังสือเล่มนี้จะใช้หน่วย กิโลปาสคาล (kPa)

กำลังงานที่ใช้ที่ปั๊ม

Pump curve ในรูปที่ 3 เป็นส่วนหนึ่งของ Pump Curve Family เส้นที่แสดง หมายถึงขนาดใบพัดแต่ละขนาดที่ใช้กับปั๊มตัวนั้น มันจะสัมพันธ์กับกำลังงานที่ใช้ในการส่งน้ำ (water power) ดังนี้

Water power, Watts = (flow x pressure)



รูป 3 เส้นแสดง Pressure - Capacity ของปั๊มทั่วไป

ซึ่ง Flow = L/s

Pressure = kPa

มอเตอร์ที่ใช้ในการส่งน้ำจะต้องมีกำลังมากเพียงพอสำหรับแรงต้านทานที่ Bearing, seal, แรงต้านใน casing ของปั๊มเอง และเอาชนะประสิทธิภาพของใบพัด

ข้อสังเกต กำลังที่ใช้ในการจ่ายน้ำ จะเพิ่มขึ้นตามแรงดันและปริมาณน้ำ ถ้าปริมาณน้ำเพิ่ม มอเตอร์จะมีภาระสูงขึ้นและเกิดoverload ได้

Pump performance curve

ปั๊มพาณิชย์ทั่ว ๆไปมักจะมี Performance curve ที่แสดงข้อมูลต่าง ๆในความเร็วรอบหนึ่ง ๆดังต่อไปนี้

✶ แรงดันที่อัตราการไหลต่าง ๆ (total pressure in kPa versus flow in L/s)

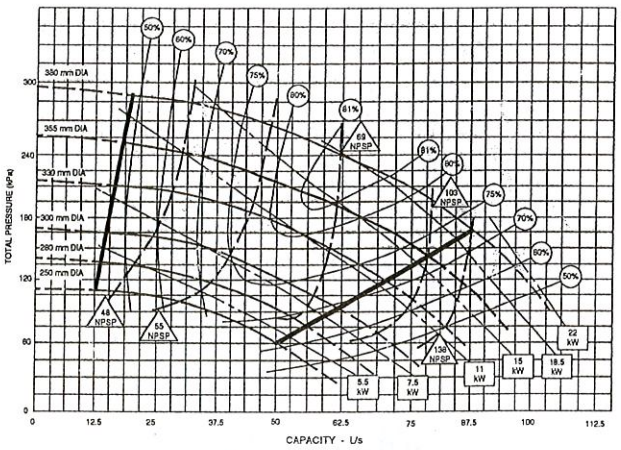
✶ แรงดันที่อัตราการไหลต่าง ๆ ที่ขนาดใบพัดต่าง ๆ

✶ ประสิทธิภาพการทำงานของปั๊ม ณ จุดการทำงานต่าง ๆ

✶ กำลังงานที่ต้องการ

Net positive suction pressure (NPSP), NPSP คือ แรงดันสมบูรณ์อย่างน้อยที่สุดที่ต้องการในหน่วย kPa ที่ปั๊มต้องการที่ด้านดูดเพื่อไม่ให้เกิด Cavitation ซึ่ง cavitation เกิดจากการที่น้ำกลายเป็นไอและเกิดฟองอากาศขึ้นในปั๊ม

รูปที่ 4 เป็น Performance curve แสดงถึงข้อมูลต่าง ๆที่ระบุมา ขนาดใบพัดของปั๊มจะแสดงอยู่ด้านซ้ายมือ



รูปที่ 4 ตัวอย่าง Pump curve ที่ 1150 rpm

กราฟนี้เป็นคุณลักษณะของผู้ผลิตแต่ละราย โดยต้องทำการทดสอบตามมาตรฐาน การทดสอบสามารถกระทำบนปั๊มตัวเดียวกัน แต่ใช้ใบพัดหลายขนาด จากขนาดใหญ่ที่สุด เป็นเล็กที่สุดที่สามารถใช้ได้กับปั๊มตัวนั้น จึงได้ผลออกมาเป็น Pump curve ที่ปริมาณน้ำต่าง ๆ ณ ความเร็วคงที่ค่าหนึ่ง ๆ

Pump curve นี้สามารถแบ่งตามลักษณะของเส้นเป็นแบบ Flat (แบบราบ) หรือแบบ Steep (แบบชัน) แบบ Flat นี้ แรงดันขณะปิดน้ำ (Shut off pressure) จะสูงขึ้นกว่าจุดประสิทธิภาพสูงสุด 1.1-1.2 เท่า ส่วนใหญ่แบบ Flat มักใช้กับในระบบปิดกับวาล์วควบคุมแบบ 2 ทาง (2-way control valve) ขณะที่ปั๊มแบบ Steep มักใช้กับระบบเปิด เช่น Cooling tower ซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงแรงดันสูงขณะที่ปริมาณน้ำคงที่

Pump efficiency

ประสิทธิภาพของปั๊มเป็นการเปรียบเทียบระหว่างกำลังงานที่จ่ายน้ำได้ กับกำลังที่ใช้ที่เพลาของมอเตอร์และใบพัดของปั๊ม

รูปที่ 5 แสดงถึงปั๊มที่ขนาดใบพัด 165 มม. ทำงานที่ 135 kPa และจ่ายน้ำที่ 3.9 L/s

Water power = 3.9 L/s x 135 kPa = 526.5 W

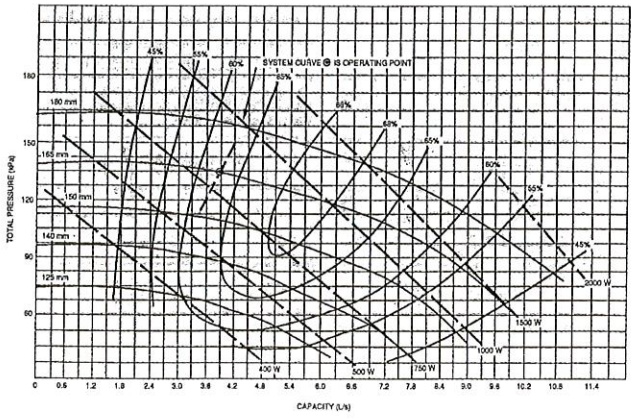
จากรูปนี้แสดงว่ากำลังงานที่ต้องการที่มอเตอร์คือ800 W ดังนั้น

ประสิทธิภาพ (efficiency)

= water power / motor power

= 526.5/800 x 100 = 66%

ซึ่งเส้นประสิทธิภาพของปั้มก็ได้แสดงไว้ในรูปที่ 5 เช่นเดียวกัน



รูป 5 ตัวอย่าง Pump curve ที่การทำงาน 1750 rpm

Pump Affinity Laws

กฎยกกำลังสามของปั้ม (Affinity laws) ตามตารางที่ 2 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการไหล แรงดัน และกำลังงานที่ใช้ ดูการเปลี่ยนแปลงเมื่อขนาดใบพัดหรือความเร็วรอบเปลี่ยนไป กฎนี้จะใช้ในการคำนวนเมื่อต้องการปรับปั้มให้เปลี่ยนแปลงตามระบบที่จ่าย ตัวอย่างเช่น ถ้าปั้มตัวหนึ่งที่ขนาดใบพัด 210 มม. จ่ายน้ำที่แรงดัน 240 kPa หากเปลี่ยนเป็นขนาดใบพัดที่ 190 มม. ปั้มตัวนี้จะจ่ายน้ำได้ที่แรงดัน 196 มม. ตามการคำนวณข้างล่าง

แรงดันใหม่

= แรงดันเก่า x (ขนาดใบพัดใหม่/ขนาดใบพัดเก่า)^2

= 240 (190/210)^2

= 196 kPa

หรือเขียนเป็นกฎง่ายๆ คือ

Flow เปลี่ยนแปลงตาม ความเร็วรอบของใบพัด

Head เปลี่ยนแปลงตาม (ความเร็วรอบของใบพัด)^2

กำลังงาน เปลี่ยนแปลงตาม (ความเร็วรอบของใบพัด)^3

มีข้อสังเกต 2 ข้อคือ

✶ เมื่อเปลี่ยนความเร็ว แต่รักษาขนาดของใบพัด ประสิทธิภาพของปั้มจะคงที่ แต่ Head, Flow และกำลังที่ใช้จะเปลี่ยนตามกฎนี้ (ดูรูป ที่ 8 ประกอบ)

✶ หากเปลี่ยนขนาดของใบพัด แต่รักษา Speed คงที่ ถ้าขนาดใบพัดเปลี่ยนแปลงน้อยกว่า 5% ประสิทธิภาพของปั้มจะยังคงที่ประสิทธิภาพของปั้มจะเปลี่ยนในทางลดลงเมื่อลดขนาดของใบลง และเกิดช่องว่างระหว่าง Casing และปลายของใบพัดกว้างขึ้น

การเลือกปั้มให้เหมาะสมกับระบบการจ่ายน้ำ

ในการเลือกปั้มให้ทำงานให้เหมาะสมกับการใช้งานหนึ่งๆ จะต้องพิจารณา pump curve และ affinity law เป็นสำคัญ ในขั้นแรกจะต้องสร้าง system pressure curve (เส้นแรงดันของระบบ) ซึ่งเราสามารถคำนวนได้จากอัตราการไหลที่ออกแบบ และตารางแรงดันสูญเสียของท่อ คอล์ยวาล์วควบคุม และอุปกรณ์ประกอบอื่นๆ ภายในระบบ (ดูรูป 6 ประกอบ)

จุดที่ตัดกันระหว่าง Pump curve กับ System curve นี้เองคือจุดทำงานจริงของระบบ เป็นจุดที่ปั้มสร้างแรงดันได้สัมพันธ์กับความต้านทานของระบบ และจ่ายน้ำได้

ตารางที่ 2 Pump Affinity Law

ขนาดใบพัด Impeller Diameter	ความเร็วรอบ Speed	ความถ่วงจำเพาะ Specific Gravity (SG)	เปลี่ยนแปลงที่ To Correct for	คูณด้วย Multiply by
คงที่	เปลี่ยนแปลง	คงที่	อัตราการไหล	$\left(\frac{\text{ความเร็วใหม่}}{\text{ความเร็วเก่า}}\right)$
			แรงดัน	$\left(\frac{\text{ความเร็วใหม่}}{\text{ความเร็วเก่า}}\right)^2$
			กำลัง หรือ kW	$\left(\frac{\text{ความเร็วใหม่}}{\text{ความเร็วเก่า}}\right)^3$
เปลี่ยนแปลง	คงที่	คงที่	อัตราการไหล	$\left(\frac{\text{ขนาดใบพัดใหม่}}{\text{ขนาดใบพัดเก่า}}\right)$
			แรงดัน	$\left(\frac{\text{ขนาดใบพัดใหม่}}{\text{ขนาดใบพัดเก่า}}\right)^2$
			กำลัง หรือ kW	$\left(\frac{\text{ขนาดใบพัดใหม่}}{\text{ขนาดใบพัดเก่า}}\right)^3$
คงที่	คงที่	เปลี่ยนแปลง	กำลัง หรือ kW	$\left(\frac{\text{ความถ่วงจำเพาะใหม่}}{\text{ความถ่วงจำเพาะเก่า}}\right)^2$

ที่มา : ASHRAE Handbook

อาจจะมากกว่า เท่ากับ หรือน้อยกว่าปริมาณน้ำที่ต้องการในระบบได้

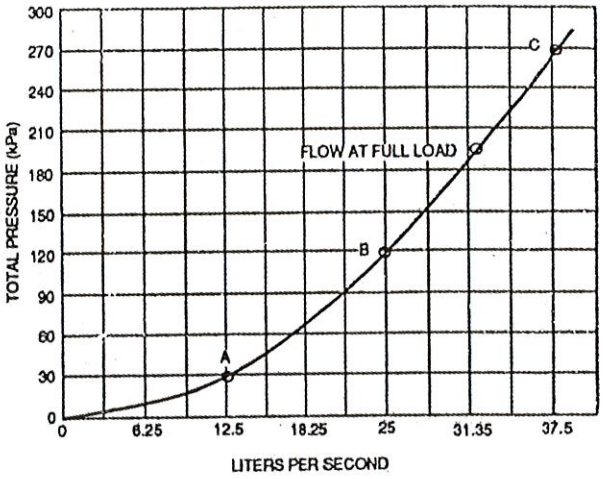
จาก affinity law เมื่อเรารู้จุดที่ออกแบบ ทั้งแรงดัน และอัตราการไหล เราสามารถวาด system curve ได้ ณ จุดอัตราการไหลที่จุดต่างๆ จากสมการ ข้างล่าง

$$\left(\frac{flow_2}{flow_1}\right)^2 = \frac{P_2}{P_1}$$

ขณะที่

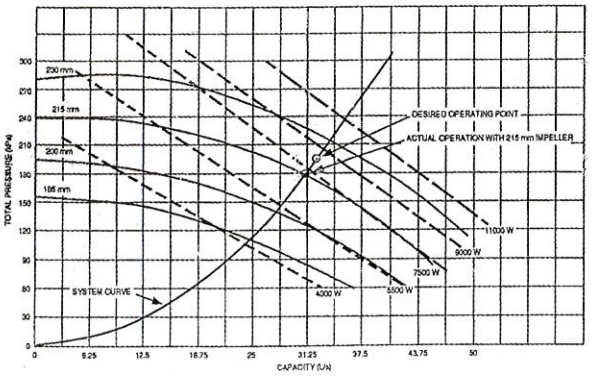
$flow_1$ = อัตราการไหลที่แรงดัน P_1

$flow_2$ = อัตราการไหลที่แรงดัน P_2



รูป 6 System curve สำหรับการใช้งานที่ปั๊ม

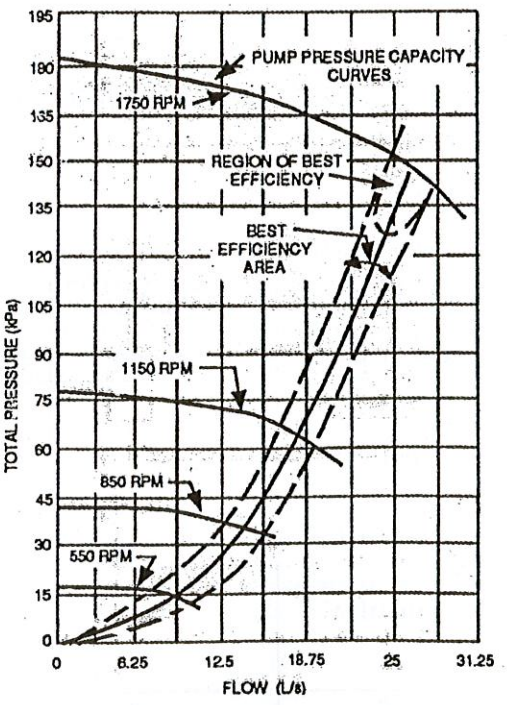
สมมุติว่า จุดที่ออกแบบ มีอัตราการไหล 32.2 L/s แรงดันสูญเสียในท่อ และอุปกรณ์ คำนวณแล้ว เท่ากับ 195 kPa เราจะเลือกขนาดของใบพัดและแรงม้าของมอเตอร์ โดยการวาง system curve ลงใน pump curve (ดูรูป46) หากเราเลือกใบพัดขนาด 215 มม จุดที่ทำงานจริงจะอยู่ที่อัตราการไหล 31.25 L/s และต้องใช้มอเตอร์ขนาด 7500 W อย่างไรก็ดี อาจจะต้องเผื่อมอเตอร์ที่ขนาด 9000 W ในกรณีที่อัตราการไหลสูงกว่านี้ เนื่องจากแรงดันสูญเสียน้อยกว่าที่คำนวณเอาไว้



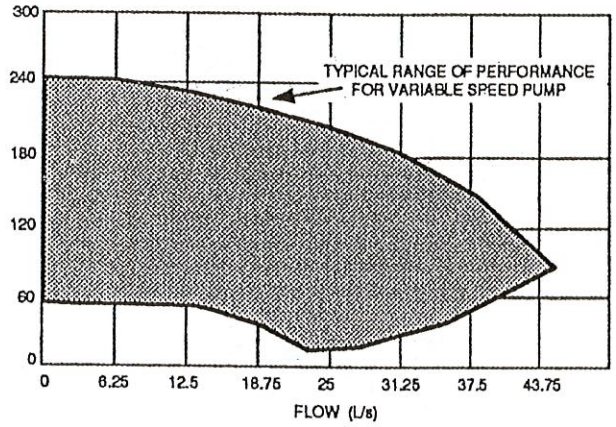
รูป 7 การจับคู่ระหว่าง System curve กับ pump curve

Variable speed pumps

จาก Affinity law กำลังงานที่ใช้ที่ปั๊ม จะลดลงเป็นยกกำลังสาม ของการลดความเร็ว และเนื่องจากระบบมีความต้องการลดลงของปริมาณน้ำ ที่ภาระทำความเย็นปานกลางหรือต่ำ การลดความเร็วในปั๊ม จะทำให้เกิดการประหยัดพลังงานในช่วงเวลาส่วนใหญ่ของฤดูกาล รูปที่ 8 แสดงถึงประสิทธิภาพของปั๊มซึ่งจะคงที่ตลอด ณ ความเร็วต่างๆ รูปที่ 9 แสดงถึงความสามารถในการเปลี่ยนแปลงปริมาณน้ำที่จ่าย และเปลี่ยนแปลงแรงดันในขอบเขตกว้าง จากการใช้ variable speed pump

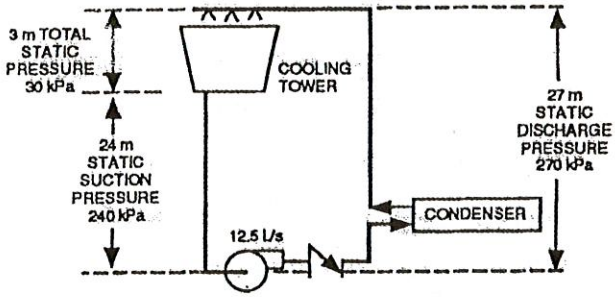


รูป 8 ประสิทธิภาพของปั๊มที่ความเร็วต่างๆ



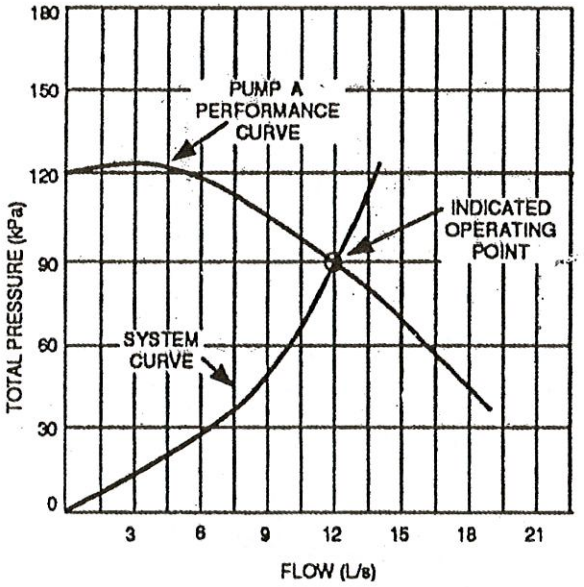
รูป 9 ความสามารถของ Variable speed pump

การใช้ปั๊มกับระบบเปิด



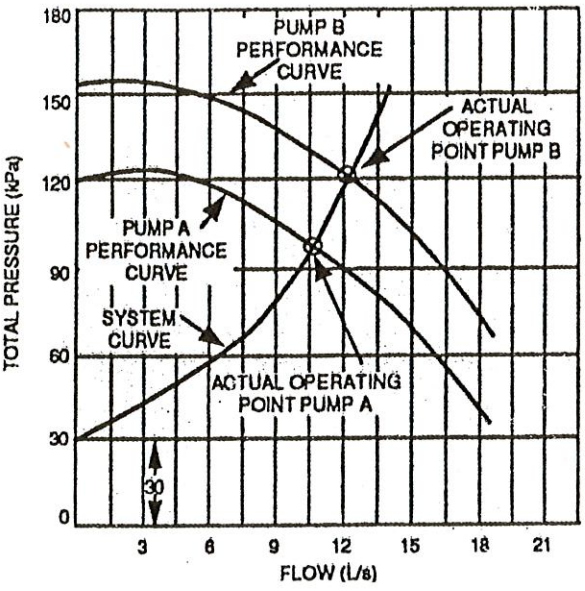
รูป 10 ลักษณะการใช้งานที่ระบบเปิด Cooling Tower

ในระบบ Cooling tower และระบบเปิดอื่นๆ (รูป 10) เมื่อกำหนด system curve และกำหนดเลือกปั๊ม จะต้องคำนึงถึง Static pressure เสมอ สังเกตว่าความสูงของท่อในด้านส่ง 27 เมตร จะถูกชดเชยโดยความสูง 24 เมตรในด้านดูด เมื่อเรากำหนด system curve ของระบบ static pressure ของหอผึ่งน้ำต้องถูกบวกกลับเข้าไปในระบบด้วย จากรูประบบนี้ถูกออกแบบให้ทำงานที่ 12.5 L/s สำหรับแรงดันสูญเสีย 90 kPa ที่ท่อน้ำและวาล์ว ในรูปที่ 11 สมมติว่าเราไม่คำนึงถึง static pressure 30 kPa ทำให้เราเริ่มลากเส้น system curve ที่จุด 0 ซึ่งจะทำให้เลือกได้ปั๊ม A



รูป 11 System curve ของระบบเปิด โดยไม่พิจารณา Static pressure

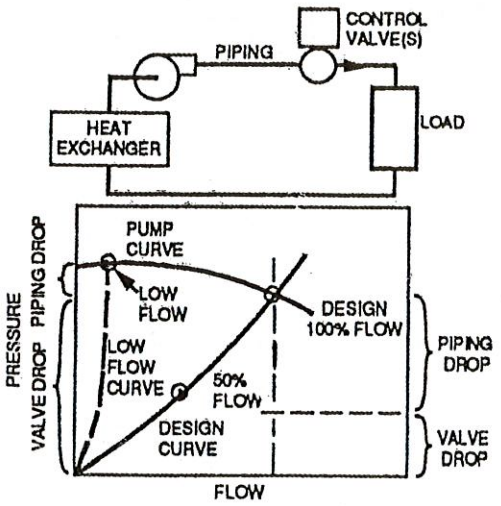
ในรูปที่ 12 เราเลือกปั๊มโดยคำนึงถึง static pressure ที่ cooling tower ที่ 30 kPa และจะทำให้เราเห็นจุดทำงานที่แท้จริงของปั๊ม A (ปั๊มที่เลือกแล้วในรูปที่ 11) และปั๊ม B ซึ่งเป็นปั๊มที่เลือกใหม่ที่คำนึงถึง static pressure ที่ 30 kPa จะเห็นว่าปั๊ม A สามารถจ่ายน้ำได้เพียง 10.9 L/s ที่ 100 kPa เท่านั้น



รูป 12 System curve ของระบบเปิด โดยพิจารณา Static Pressure

การใช้ปั๊มหลายตัว (Multiple pumps)

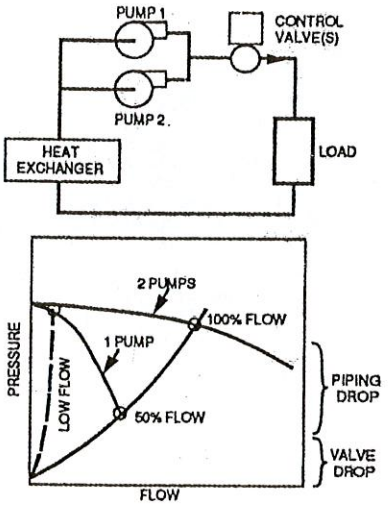
ระบบส่วนใหญ่มีการใช้ปั๊มหลายตัว สาเหตุเพื่อให้สามารถทำงานที่ภาระความเย็นต่ำๆได้ และสภาวะนี้มักเกิดเมื่อเราใช้วาล์วควบคุม 2 ทาง ในการควบคุมระบบ วาล์วควบคุม 2 ทาง นี้ จะลดอัตราการไหลเมื่อตัวมันเริ่มปิด กรณีที่ระบบมีปั๊มเพียงตัวเดียว จะเกิด overpressure ขึ้น ณ ขณะภาระน้อย ควรจะต้องมี by-pass, variable speed หรือ pressure relief เสมอ เมื่อระบบเป็น ปั๊มตัวเดียว (single pump)



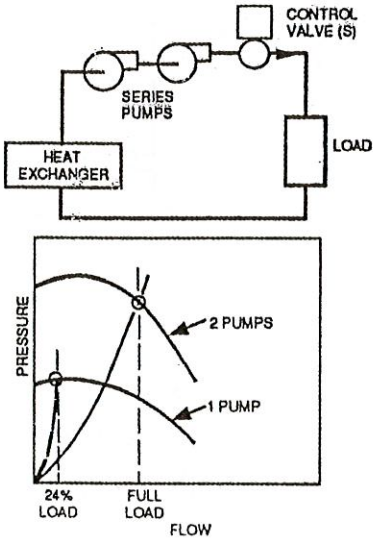
รูป 13 ระบบที่ทำงานโดยใช้ Pump ตัวเดียว ณ จุดออกแบบ และเมื่อภาระต่ำ

ปั๊มหลายตัว มักต่อกันเป็นแบบขนาน หรือ อนุกรม การต่อขนานมักเป็นทางเลือกที่ดีที่สุด เมื่อต้องการปริมาณน้ำต่ำที่สุด สมมติว่าต้องการ 50% ของ full load รูปที่ 14 เป็นกรณีที่ใช้ปั๊ม 2 ตัวเล็ก ปั๊ม 1 ตัว สามารถจ่ายน้ำได้เพียงพอเมื่อภาระน้อยลง แต่ถ้าไม่มี pressure relief valve และยังมีการลดลงของภาระ (ความต้องการน้ำ) อีก จะทำให้เกิด overpressure ที่วาล์ว

ปั๊มต่อแบบอนุกรม ตามรูปที่ 15 มีการใช้กันน้อยมากในระบบปรับอากาศ ใช้เมื่อต้องการลดทั้ง แรงดัน และปริมาณน้ำสูง ในกรณีภาระความเย็นต่ำ



รูป 14 การทำงานของระบบที่ใช้ปั๊ม 2 ตัวต่อขนานกัน



รูป 15 การทำงานของระบบที่ใช้ปั๊ม 2 ตัวต่ออนุกรมกัน

System curves

ในรูปที่ 14 กรณีที่ปั๊มต่อแบบขนาน สมมติว่าปั๊ม 2 ตัวมีขนาดเท่ากัน เราสามารถสร้างเส้น System curve จากสูตร

$flow_3$ = $flow_1$ x 2 เท่า ของ P_1

โดยที่ $flow_3$ = ปริมาณการไหลทั้งหมดสำหรับ 2 ปั๊ม

$flow_1$ = ปริมาณการไหลสำหรับปั๊ม 1 ตัว

P_1 = แรงดันของปั๊ม 1 ตัวที่ปริมาณการไหล $flow_1$ (ณ จุดใดๆของปั๊มนั้น ในเส้น pump curve)

สำหรับปั๊มที่ต่อแบบอนุกรม (รูปที่ 15) สมมติว่าปั๊ม

2 ตัวมีขนาดเท่ากัน เราสามารถสร้างเส้น System curve ได้จากสูตรดังนี้

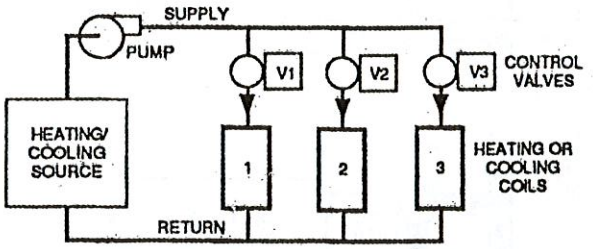
$P_3 = P_1$ x 2 เท่า ของ $Flow_1$

โดยที่ P_3 = แรงดันรวมของทั้ง 2 ปั๊ม

P_1 = แรงดันของปั๊ม 1 ตัวที่อัตราการไหล $Flow_1$ (ณ จุดใดๆของปั๊มนั้น ในเส้น pump curve)

หลักการระบบการจ่ายน้ำพื้นฐาน

รูปที่16 แสดงถึงระบบปิด ซึ่งไม่มี static pressure มาเกี่ยวข้อง ปั๊มน้ำจะต้องมีแรงส่งเอาชนะแรงดันตกคร่อมของระบบและวาล์วควบคุม รูปที่ 17 แสดงถึง system curve และ pump curve ณ จุดที่ออกแบบ และ ณ ขณะภาระต่ำ system curve จะชี้ถึงแรงดันสูญเสียภายในระบบ ณ ขณะปริมาณน้ำต่างๆกัน ขณะที่ pump curve จะแสดงถึงแรงดันที่ปั๊มส่งได้



TYPICAL DESIGN DATA (1)

ITEM	FLOW IN L/s	PRESSURE DROP IN kPa
HEATING OR COOLING SOURCE, SUPPLY, AND PIPING	2.5	69
V1, COIL 1, AND COIL PIPING	0.6	57
V2, COIL 2, AND COIL PIPING	0.8	63
V3, COIL 3, AND COIL PIPING	1.1	54
TOTAL FLOW AND DROP	2.5	132

(1) SEE TEXT FOR ANALYSIS OF DESIGN DATA

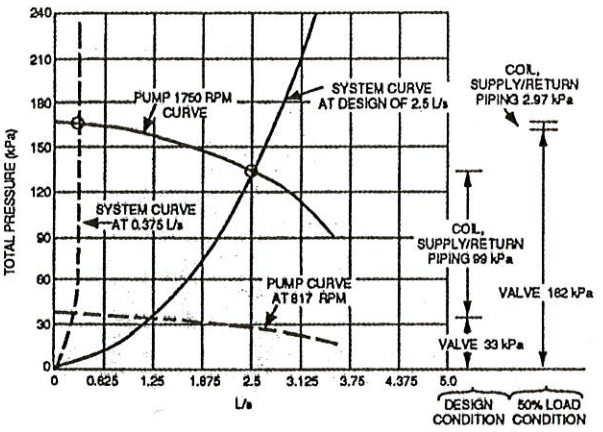
รูป 16 ระบบการจ่ายน้ำทั่วไป

สิ่งที่ควรคำนึงถึงเกี่ยวกับปริมาณน้ำ และแรงดัน ในรูปนี้ คือ

1. อัตราการไหลที่ผ่านแหล่งกำเนิดความเย็น ทั้งทางด้านขาเข้าและออก (2.5 L/s) จะเท่ากับผลรวมของอัตราการไหลที่ผ่านคอยล์ทั้ง 3 วงจร (0.6+0.8+1.1 = 2.5 L/s)

2. แรงดันสูญเสียที่ออกแบบ จะประกอบด้วยแรงดันตกคร่อมที่แหล่งกำเนิดความเย็น ท่อน้ำจ่าย ท่อน้ำกลับ และแรงดันตกคร่อมในคอยล์ตัวสูงสุด (69+63= 132 kPa)

ในตัวอย่างนี้ ปั๊มจะต้องสามารถจ่ายน้ำได้ 2.5 L/s ที่แรงดัน 132 kPa ตามที่แสดงในรูป 17 (กราฟนี้ได้จากการทดสอบปั๊มของจริง) แรงดันตกคร่อมวาล์วคือ 33 kPa ณ ขณะวาล์วเปิดเต็มที่



รูปที่ 17 System curve และ Pump curve ที่ระบบปิด ณ ภาระต่างๆ

ถ้าทราบแรงดันสูญเสียของระบบ ที่ปริมาณน้ำหนึ่งๆ (132 kPa ที่ 2.5 L/s) เราสามารถทราบแรงดันสูญเสียที่ปริมาณน้ำอื่นๆได้ จากหลักที่ว่าปริมาณการไหลยกกำลังสองเป็นสัดส่วนกับแรงดันสูญเสียในระบบ ปริมาณการไหลจริง คือจุดที่ system curve ตัดกับ pump curve

รูปที่ 16 ขณะที่ภาระลดลง วาล์ว V1, V2, V3 จะมีการหรี่มากขึ้น ปริมาณน้ำที่ไหลผ่านเครื่องจ่ายความเย็นจะลดลงด้วย สมมติว่า 15% ของภาระสูงสุด (0.375 L/s) ผลคือจะสามารถลดภาระความเย็นลงได้ 50%

ถ้าปริมาณน้ำในระบบลดลง เนื่องจากภาระต่ำลง มีการหรี่ของวาล์ว V1, V2, V3 จะได้ system curve ใหม่ สมมติว่าปริมาณน้ำใหม่ลดลงเป็น 0.375 L/s (ดูรูป 17) เมื่ออัตราการไหลลดลง แรงดันสูญเสียในท่อจ่ายและท่อกลับลดลงตามสมการ

$$\left(\frac{flow_2}{flow_1}\right)^2 = \frac{P_2}{P_1}$$

ซึ่ง $flow_1$ คืออัตราการไหลปัจจุบัน และ $flow_2$ คืออัตราการไหลอีกจุดหนึ่ง

P1 คือแรงดันสูญเสียในปัจจุบัน และ P2 คือแรงดัน

สูญเสียอีกจุดหนึ่ง

เมื่อแทนค่า flow1 = 2.5 L/s และ flow2 = 0.375 L/s และ P1 = 132 kPa จะได้ P2 = 2.97 L/s

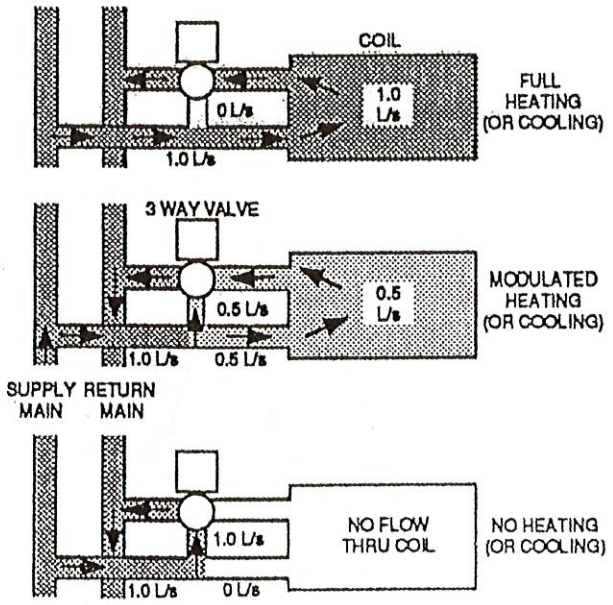
ที่ปริมาณน้ำต่ำ แรงดันตกคร่อมที่คอยล์ ท่อน้ำ และเครื่องผลิตน้ำเย็น จะน้อยลงไปมาก แต่แรงดันที่ปั๊มจ่าย 129 kPa ยังคงอยู่และจะไปปรากฏเป็นแรงดันตกคร่อมวาล์วควบคุม V1, V2 และ V3 นี้ทำให้เกิดเสียงดังที่วาล์ว ทำให้วาล์วเสียหาย หรือควบคุมไม่ได้

หมายเหตุ(ผู้เขียน) ตัวอย่างนี้ มาจากหนังสือที่กล่าวรวมระบบ Heating และ Cooling ในส่วนนี้ เราพิจารณาเฉพาะวาล์วควบคุม และคอยล์ ในความเป็นจริงเรายังต้องรักษาปริมาณน้ำต่ำสุดใน Chiller ด้วย ซึ่งเราคงไม่สามารถลดปริมาณน้ำจาก 2.5 L/s เป็น 0.375 L/s หรือลดลง 85% ในระบบ Cooling ที่ Chiller ได้ เนื่องจาก Chiller ไม่สามารถรองรับน้ำที่เปลี่ยนแปลงต่างจากจุด Design ได้มากถึงขนาดนี้ (85%) หากระบบมี Part load เกิดการหรี่ของวาล์ว และลดปริมาณน้ำลงถึง 85% Chiller คงจะ Surge ก่อนแล้ว

วิธีการควบคุมระบบการจ่ายน้ำ

วาล์วสามทางที่คอยล์ (Three way valve coil bypass control)

การควบคุมคอยล์แบบบายพาสใช้วาล์ว 3 ทาง ที่เครื่องจ่ายลมเย็น ในระบบจ่ายน้ำ และสามารถควบคุมระบบได้ตามความต้องการพื้นฐาน ที่ภาระต่ำ น้ำบางส่วนจะไหลอ้อมกลับทางท่อ Return โดยไม่ผ่านคอยล์ รูป 18 แสดงถึงการทำงานของวาล์ว และคอยล์ ณ ขณะภาระต่างๆ



รูป 18 การควบคุมคอล์ย โดยใช้วาล์ว 3 ทาง

การควบคุมโดยใช้ Three-way coil bypass valve มีจุดที่ต้องคำนึงดังนี้

✶ Flow control วาล์วควบคุม 3 ทางจะเป็นตัวควบคุมปริมาณน้ำผ่านคอยล์

✶ Piping cost ต้นทุนระบบท่อแบบวาล์วควบคุม 3 ทาง จะสูงกว่าแบบวาล์วควบคุม 2 ทาง โดยเฉพาะเมื่อมีพื้นที่จำกัดสำหรับการเดินท่อน้ำ โดยเฉพาะอย่างยิ่งต้องมีวาล์วปรับสมดุลของน้ำ (balancing valve) ติดตั้งอยู่ที่ท่อ bypass

✶ Three-way valve cost Diverting valve มักมีราคาแพงกว่า Mixing valve Mixing valve ติดตั้งที่ท่อน้ำขาออกจากคอยล์ จะให้ผลการควบคุมเช่นเดียวกับ Di-

verting valve ที่ติดตั้งที่ท่อน้ำขาเข้าคอยล์

✶ Flow Characteristics วาล์ว 3 ทาง จะจ่ายน้ำเป็น linear characteristic

✶ Capacity Index โดยทั่วไป มักไม่ค่อยพบวาล์วควบคุมที่ Kv ต่ำกว่า 1.0 ในท้องตลาด วาล์วสามทางตัวเล็กๆมักมีปัญหาที่จะมีขนาดใหญ่ไปเสมอ

✶ Constant Flow in Mains ปริมาณน้ำที่คงที่จะทำให้แรงดันตกคร่อมวาล์วและคอยล์ คงที่

✶ Pumping cost ปั้มในระบบควบคุมวาล์ว 3 ทาง จะต้องทำงานที่ภาระเต็มที่ตลอดเวลา แม้ว่าจะภาระตันความเย็นที่เกิดขึ้นจริงจะมีเพียงเล็กน้อยเท่านั้น เป็นการสิ้นเปลืองพลังงานที่ปั้มมาก

การควบคุมโดยใช้ เครื่องปรับลดความเร็วรอบ

เราสามารถใช้เครื่องสูบน้ำชนิดปรับความเร็วรอบได้ เพื่อปรับให้ระบบมีแรงดัน และปริมาณน้ำสัมพันธ์กับภาระความเย็นที่เกิดขึ้น ณ ขณะภาระต่ำ ระบบจ่ายน้ำแบบปรับความเร็วรอบได้นี้ จะมีต้นทุนสูบน้ำที่ต่ำ จากหลักการที่ว่า แรงดันน้ำเป็นสัดส่วนยกกำลังสองของความเร็วรอบของปั้ม ซึ่งแสดงได้ตามสมการด้านล่างนี้

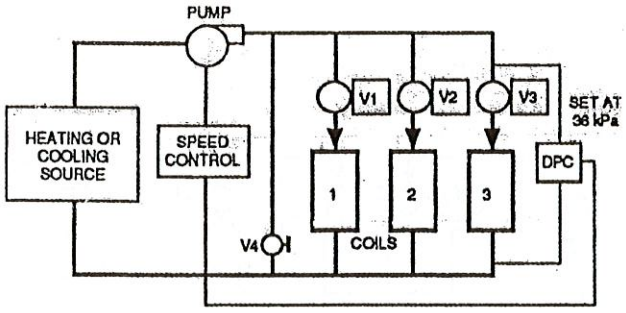
$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{rpm_2}{rpm_1}\right)^2$$

โดยที่

P_1 คือแรงดันจ่ายที่ปั้มปัจจุบัน และ P2 คือแรงดันจ่ายที่ปั้มใหม่

rpm_1 คือความเร็วรอบที่ปั้มปัจจุบัน และ rpm2 คือความเร็วรอบที่ปั้มใหม่

ดูในรูปที่ 19 ควบคุมความเร็วโดยใช้ Differential Pressure Controller (DPC) เพื่อรักษาแรงดันตกคร่อมระหว่าง supply และ return ให้คงที่ โดยไม่ได้คิดเรื่องเผื่อการควบคุมปริมาณน้ำผ่านเครื่องผลิตน้ำเย็นในที่นี้ V4 จะเป็นวาล์วที่ป้องกันปั้มจากการไม่มีน้ำไหลผ่าน



รูป 19 การควบคุมแรงดันตกคร่อมที่ภาระ โดยปรับความเร็วรอบที่ปั้ม

Break power (kW) (กำลังงานที่ใช้ที่เพลาของมอเตอร์) ซึ่งก็คือพลังงานที่ใช้ ก็จะลดลงตามความเร็วด้วย โดยแทนค่าจากสูตร

$$\frac{kW_2}{kW_1} = \left(\frac{rpm_2}{rpm_1}\right)^3$$

โดยที่ kW_1 คือกำลังงานที่ใช้ขับที่เพลามอเตอร์ และ kW_2 คือกำลังงานที่ใช้ขับที่เพลามอเตอร์ใหม่

rpm_1 คือความเร็วรอบที่ปั้มในปัจจุบัน และ rpm_2 คือความเร็วรอบที่ปั้มใหม่

สมมุติว่าปั้มใช้ไฟอยู่ 3.7 kW ที่ 1450 rpm กำลังงานใหม่ที่ความเร็วรอบ 862 rpm จะคำนวนได้ตามสมการด้านล่าง

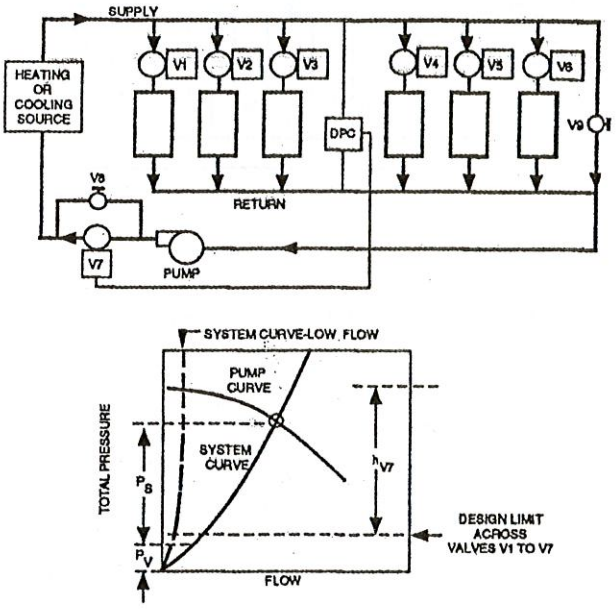
$$BHP_2 = BHP_1\left(\frac{rpm_2}{rpm_1}\right)^3$$

$$= 3.7 \times \left(\frac{862}{1450}\right)^3$$

$$= 0.442 \text{ kW}$$

การควบคุมระบบโดยการหรี่วาล์ว

การหรี่วาล์วในระบบ



รูป 20 การรักษาแรงดันของระบบโดยการหรี่วาล์ว

ระบบในรูป 20 ถ้าอุปกรณ์วัดแรงดันตกคร่อม (Differential pressure control) จับสัญญาณได้ว่าแรงดันสูงขึ้น แรงดันตกคร่อมที่ปั๊มที่สูงขึ้น ระบบจะควบคุมแรงดันคร่อมท่อเมน supply และ return โดยการหรี่วาล์ว V7 นี้ เพื่อให้แรงดันของระบบที่สูงขึ้น / เกินไปนี้ ย้ายไปตกอยู่ที่วาล์ว V7 ส่วนวาล์ว V8 และ V9 ซึ่งเป็นวาล์วมือ มีไว้เพื่อป้องกันปั๊มจากการไม่มีปริมาณน้ำไหล

แง่คิดของระบบนี้คือ

1. กำลังงานลดลงได้ ถ้าปริมาณน้ำลดลง

2. สามารถป้องกันวาล์ว V1-V6 จาก แรงดันสูงเกินไป (over pressure)

3. อาจจำเป็นต้องแบ่งปั๊มเป็นหลายชุด (ไม่แสดงให้ดูในที่นี้)ในกรณีที่ต้องการปริมาณน้ำคงที่ที่เครื่องผลิตน้ำเย็นหรือเครื่องผลิตน้ำร้อน (Chiller or boiler)

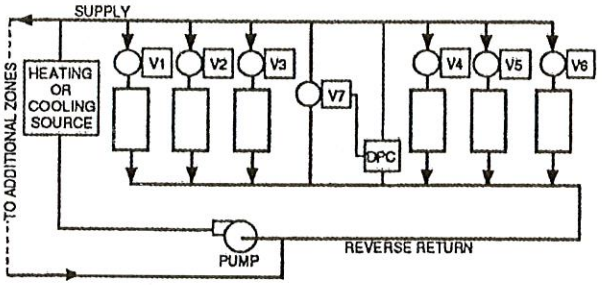
ระบบ Flow bypass

ระบบในรูปที่ 21 จะรักษาให้มีปริมาณน้ำคงที่ไหลผ่านปั๊มน้ำ และ Chiller หรือ Boiler ขณะที่ยังสามารถรักษาความดันคงที่คร่อมวาล์ว V1-V6 วาล์ว V7 มักจะมีขนาดใหญ่เพียงพอที่จะรักษาให้มีปริมาณน้ำไหลผ่าน Chiller หรือ Boiler พร้อมกับรักษาแรงดันคร่อม วาล์ว V1-V6 ให้อยู่ในระดับที่ปลอดภัย

ข้อคิดของระบบนี้คือ

1. มีปริมาณน้ำไหลผ่านระบบเต็มที่เหมือนระบบวาล์ว 3 ทาง แต่ใช้วาล์ว 2 ทางควบคุมแทน

2. ไม่ต้องมี bypass ที่แต่ละคอยล์



รูป 21 การรักษาปริมาณน้ำคงที่ในระบบ โดยการรักษาแรงดันสูงคร่อมปั๊ม

ระบบการจ่ายน้ำเย็น

ทั่วไป

ระบบจ่ายน้ำเย็นสำหรับการปรับอากาศในอาคารมักจ่ายน้ำเย็นที่อุณหภูมิ อยู่ระหว่าง 5-10 C เข้าเครื่องจ่ายลมเย็น

ปริมาณน้ำที่จ่ายเข้าคอยล์ทำความเย็น หรือที่ผลิตจากเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) จะสัมพันธ์กับความแตกต่างอุณหภูมิ (Temperature Difference TD) ที่คร่อมคอยล์หรือเครื่องทำน้ำเย็น และสัมพันธ์กับความเย็นที่ทำได้ (kilowatts of refrigeration) โดยสมการดังนี้

$$Q = \frac{h}{4.2 \times TD}$$

โดยที่

Q = อัตราการไหลของน้ำ (L/s)

h = อัตราการทำความเย็น (kilowatts refrigeration)

TD = ความแตกต่างของอุณหภูมิ C

4.2 = ค่าคงที่

ตัวอย่างเช่น น้ำเย็นจ่ายเข้าและออกจากคอยล์ขนาด 3.52 kW มีความแตกต่างอุณหภูมิที่ 6 C จะมีปริมาณน้ำเป็นเท่าไร

$$Q = \frac{3.52\ kW}{4.2 \times \Delta TD} = 0.14\ L/s$$

ข้อคิดของระบบ

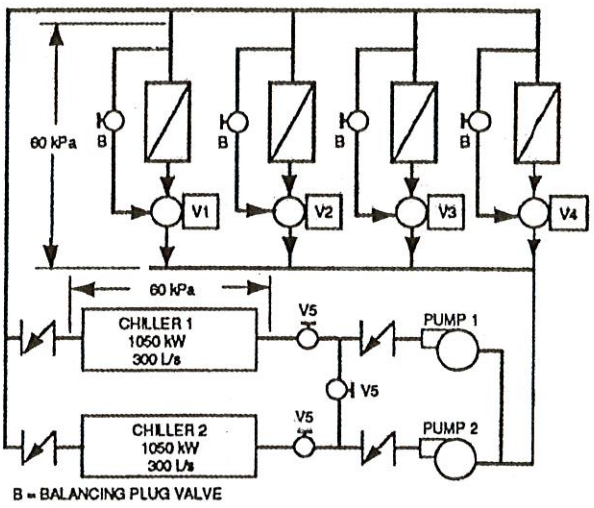
การควบคุมน้ำเย็น และการจ่ายน้ำควรจะ

1. จ่ายน้ำปริมาณต่ำสุดที่เป็นยังคงเป็นไปตามมาตรฐานผู้ผลิตเครื่องทำน้ำเย็น
2. จ่ายน้ำให้มีแรงดันตกคร่อมที่ท่อจ่ายและกลับคงที่
3. มีการควบคุมปั้ม และวาล์วบายพาส เพื่อป้องกันการเกิดลัดวงจรที่ปั้ม หรือรักษาไม่ให้มีการเปลี่ยนแปลงแรงดันคร่อมวาล์วควบคุมที่ปลายทาง

ในทางเพิ่มเติม ระบบที่มีเครื่องทำน้ำเย็น 2 ตัวหรือมากกว่า ทำงานพร้อมกัน ระบบการจ่ายน้ำ และควบคุมควรจะ

1. ป้องกันไม่ให้น้ำกลับมาผสมกับน้ำเย็นที่ออกจาก chiller ก่อนที่จะออกไปจ่ายแก่โหลดใหม่
2. ต้องมีการออกแบบให้มีการปิดวาล์วที่เครื่องทำน้ำเย็นที่ไม่ได้ทำงาน

ระบบ Constant flow



รูป 22 ระบบการจ่ายน้ำคงที่โดยใช้วาล์ว 3 ทาง

ระบบที่ปริมาณน้ำคงที่ มักใช้ วาล์ว 3 ทาง ในการควบคุมน้ำทั้งหมด (รูปที่ 22) การจัดวาล์วในลักษณะนี้เป็นที่ยอมรับของ Chiller มาก ทำงาน เนื่องจาก system curve จะเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยเมื่อปั้ม 2 ตัวทำงาน แรงดันตกคร่อมวาล์ว V1 ถึง V4 จะคงที่ เมื่อวาล์วปิดไม่ให้น้ำไหลผ่าน coil และเปิดให้น้ำไหลผ่าน bypass Balancing valve ในเส้น bypass จะเป็นตัวปรับความต้านทานที่ผ่าน bypass และ coil ให้เท่ากัน ส่วนวาล์ว V5 เป็นตัวที่อนุญาตให้สลับการทำงานของปั้มกับ chiller ได้กรณีที่ปั้มเสีย

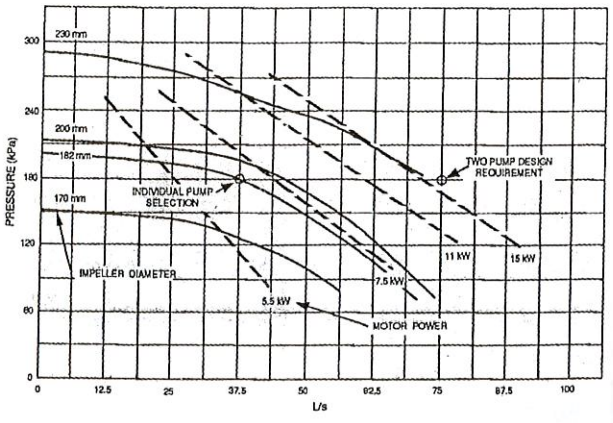
การเลือกปั้มสำหรับ Parallel operation

ถ้า Chiller ในรูปที่ 22 แต่ละตัว มีขนาด 1050 kW ที่น้ำขาออก 5.5 C และน้ำกลับ 12 C จะได้ปริมาณน้ำที่

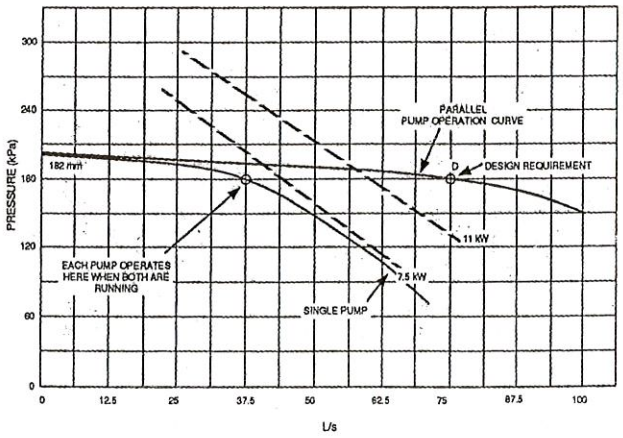
$$Q = \frac{h}{4.2 \times delta\ t}$$

$$= \frac{1050}{4.2\ (12.0-5.5)} = 38.5\ L/s\ ต่อปั้ม$$

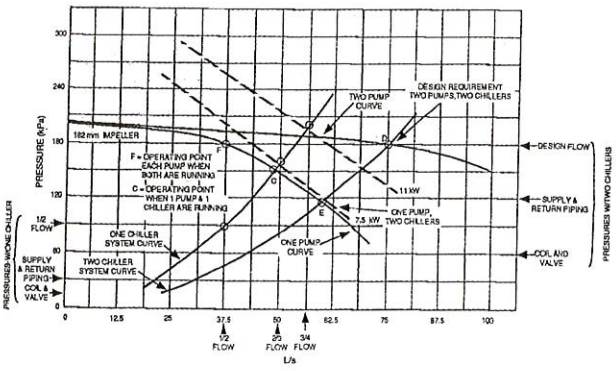
จาก Pump curve ในรูปที่ 23 เราเลือกปั้ม 2 ตัว ที่ขนาดใบพัด 200 มม. (เจียรใบเป็น 182 มม.) และมอเตอร์ขนาด 7.5 kW แต่ละปั้มจะจ่ายน้ำ 37.5 L/s ที่ 80 kPa ในรูปที่ 14 เป็น pump curve ของการทำงานของปั้ม 2 ตัวแบบขนาน curve นี้ได้จากการบวกปริมาณน้ำของทั้ง 2 ปั้มที่แรงดันต่างๆ และกำหนดจุดลงใน curve จะเห็นว่าขนาดของมอเตอร์ 7.5 kW เพียงพอเมื่อยามปั้ม 2 ตัว กำลังทำงาน



รูปที่ 23 การสร้าง Pump curve แบบ 2 ตัว เดินขนาน



รูป 24 Pump curve ของปั๊ม 2 ตัว เดินขนาน



รูปที่ 25 การทำงานของปั๊ม 2 ตัวขนานกัน กับ Chiller 2 ตัว แบบ Constant flow

ลองดูว่าอะไรจะเกิดขึ้นเมื่อปั๊ม 1 ตัวทำงานขณะที่เปิด Chiller 2 ตัว ก่อนอื่น เราต้องหา System curve ของ chiller 2 ตัว โดยจะเป็นเส้นสมมติที่ลากผ่านจุด D ในรูปที่ 24 จุดที่ใช้นำมากำหนด system curve ในรูปที่ 25 เป็นค่าที่แสดงในตาราง system pressure ในตารางที่ 4

ตารางที่ 4

Flow in L/s	Chiller Pressure (kPa)	Piping pressure (kPa)	Coil and Valve pressure (kPa)	System pressure (kPa)
75 (design)	60	60	60	180
68.75	(68.75/75)2 x 60= 50.4	(68.75/75)2 x 60= 50.4	(68.75/75)2 x 60= 50.4	(68.75/75)2 x 180 =151 or 50.4 + 50.4 + 50.4 =151
62.5	(62.5/75)2 x 60= 41.7	(62.5/75)2 x 60= 41.7	(62.5/75)2 x 60= 41.7	(62.5/75)2 x 180= 125 or 41.7 + 41.7 + 41.7 = 125
50.0	(50/75)2 x 60= 26.7	(50/75)2 x 60= 26.7	(50/75)2 x 60= 26.7	(50/75)2 x 180= 80 or 26.7 + 26.7 + 26.7 = 80

จะพบว่าปั๊ม 1 ตัว ทำงานคู่กับ Chiller 2 ตัว ที่จุด E (59.4 L/S ที่ 115 kPa) และต้องใช้กำลังงาน 7.5 kW หากเราใช้ขนาดใบพัดมาตรฐาน 200 มม. แทนที่จะใช้ 182 มม. และทำงานในลักษณะดังกล่าว ปั๊มตัวนี้จะต้องใช้ถึง 11 kW

กรณีที่การทำงานเปลี่ยนเป็นปั๊ม 1 ตัว Chiller 1 ตัว เราจะกำหนด system curve ของการทำงานที่ chiller 1 ตัว (รูปที่ 25) แสดงในตารางที่ 5

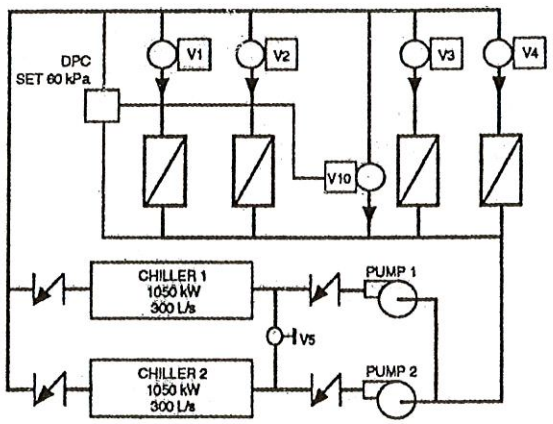
ตารางที่ 5

Flow in L/s	Chiller Pressure (kPa)	Piping pressure (kPa)	Coil and Valve pressure (kPa)	System pressure (kPa)
37.5 (design)	60	(37.5/75)2 x 60= 15	(37.5/75)2 x 60= 15	60 + 15 + 15 = 60
50	(50/37.5)2 x 60= 106.7	(50/75)2 x 60= 26.7	(50/75)2 x 60= 26.7	106.7 + 26.7 + 26.7 = 160
56.25	(56.25/37.5)2 x 60= 135	(56.25/75)2 x 60= 33.75	(56.25/75)2 x 60= 33.75	135 + 33.75 + 33.75 = 202

System curve ของ 1 chiller จะมีน้ำไหลผ่านระบบเทียบเท่ากับน้ำไหลผ่าน 1 chiller จุดทำงานใหม่ C ของปั๊ม 1 ตัว คือ 48 L/s จะเห็นว่าที่ 48 L/S นี้มีปริมาณน้ำสูงกว่าจุด Design (37.5 L/S) ถึง 28% และการกินกระแสไฟสูงขึ้นเนื่องจากปริมาณน้ำสูง แต่กรณีนี้ยังสามารถใช้มอเตอร์ 7.5 kW เดิมได้ ทางที่ดีควรจะตรวจสอบด้วยว่า chiller ตัวนั้นสามารถรับน้ำที่ 48 L/s ได้โดยไม่เกินกำหนดหรือไม่

Variable Flow Chilled Water System

ระบบ Variable flow ยอมให้มีการลดพลังงานที่ปั๊ม ณ ขณะ ภาระต่ำ และลดการมีท่อเพิ่มเติมสำหรับท่อ by-pass ผ่าน coil



รูปที่ 26 การจ่ายน้ำแบบ Variable flow

ระบบนี้ใช้ปั๊ม 2 ตัวขนานกันดังรูปที่ 27 ที่จุดออกแบบ (75 L/s) จุด D เป็นตัวแทนของปริมาณน้ำจริงและแรงดันขณะที่ปั๊ม 2 ตัวทำงาน (จุดออกแบบ) ตัวควบคุมความดันแตกต่าง (Differential controller-DPC) จะรักษาแรงดันคร่อม coil และ วาล์วไว้ที่ 60 kPa

ณ ขณะที่ วาล์ว V1 ถึง V4 เริ่มที่จะปิด จะต้องมีการเผื่อไว้ดังนี้

1. ปิด Chiller 1 ตัว และ ปั๊ม 1 ตัว ขณะที่ ภาระน้อยลง

2. รักษาปริมาณน้ำต่ำที่สุด (maintain minimum flow) ผ่านแต่ละ Chiller ที่กำลังทำงาน

3. รักษาแรงดันตกคร่อมคงที่ ผ่านวาล์ว V1 ถึง V4

4. รักษาไม่ให้มีน้ำมากเกินไปผ่าน Chiller (Not exceed maximum flow)

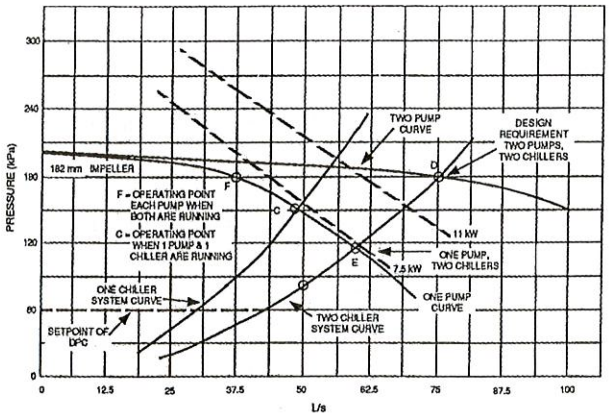
ในขณะที่ปั๊มทั้ง 2 ตัว และ Chiller ทั้ง 2 ตัวกำลังทำงาน DPC สั่งวาล์ว V10 ให้เปิดเพียงพอเพื่อรักษาปริมาณน้ำไหลผ่าน chiller (ที่แต่ละตัวที่ 37.5 L/s รวม75 L/s) ขณะที่ V1 ถึง V4 กำลังปิด DPC จะเปิด V10 เพื่อชดเชยปริมาณน้ำผ่านท่อและ chiller DPC จะควบคุม V10 ให้มีน้ำไหลผ่านระบบเทียบเท่ากับ 75 L/s ที่แรงดันตกคร่อม 180 kPa ในทางปฏิบัติ V10 จะต้องใหญ่เพียงพอที่จะให้มีน้ำเท่ากับ minimum flow ที่ต้องการจาก chiller

เมื่อภาระของ chiller ลดต่ำลงเหลือประมาณ 40% ของความสามารถ chiller แต่ละตัว ต้องปิดปั๊ม 1 ตัว และ chiller 1 ตัว ตอนนี้จะมีปริมาณน้ำ 40% ของ 75 L/s ซึ่งก็คือ 30 L/s ไหลผ่าน V1, V2, V3 และ V4 จะต้องมีการวิเคราะห์ว่าเมื่อปั๊มทำงานตัวเดียวแล้ว จะมีปริมาณน้ำผ่าน chiller เพียงพอหรือไม่ ในรูปที่ 27 system curve ของ chiller 1 ตัว ตัดpump curve ที่ 48 L/s (จุด C) เมื่อภาระของ chiller เพิ่มขึ้นจนถึงเต็มที่ของความสามารถ chiller แล้ว จะต้องเปิด Chiller ตัวที่ 2 เพิ่ม

ที่การทำงานที่ปั๊ม 1 ตัว System curve ที่ chiller 2 ตัวทำงาน ตัดกับปั๊ม 1 ตัว ที่ 115 kPa 60 L/s จะมีน้ำไหลผ่าน chiller 30 L/s ต่อตัว จะต้องมีการตรวจสอบกำลังงานที่ต้องใช้ที่ปั๊ม 1 ตัว ที่การทำงานที่ 2 chiller ว่าเพียงพอหรือไม่ ในกรณีนี้ ที่ขนาดใบพัด 200 มม. ต้องการถึง 11 kW เทียบกับขนาดมอเตอร์ที่ได้เลือก ณ การทำงานปกติที่ Chiller 2 ตัว ปั๊ม 2 ตัว คือ 7.5 kW ซึ่งจะทำให้เกิด Overload ที่มอเตอร์

ที่ภาระการทำงานต่ำลง เราสามารถให้ปั๊ม และ Chiller 1 ตัวทำงานเปิด-ปิด ตามภาระของอาคารที่วัดได้จริง ซึ่งจะต้องมีตัวหน่วงเวลา เพื่อป้องกันการลัดวงจรใน chiller ในระบบที่เป็น constant flow (รูปที่ 22) การวัดภาระของอาคารกระทำได้โดยวัดอุณหภูมิแตกต่าง(ΔT)ที่คร่อมระบบ (differential pressure across system) ในระบบ Variable flow (รูป 26) เราสามารถวัดภาระอาคารได้โดยการวัดปริมาณน้ำ และความแตกต่าง

อุณหภูมิ(ΔT)คร่อมระบบ



รูป 27 การทำงานแบบ Variable flow ของปั๊ม 2 ตัว ขนานกัน ที่ Chiller 2 ตัว