

คอมพิวเตอร์โปรแกรมสำหรับการออกแบบระบบส่งจ่ายน้ำเย็น Computer Program For Chilled Water System Design

ธีรชัย ตันติมงคลสุข¹ และเชิดพันธ์ วิทยุราภรณ์²

¹ นิสิตปริญญาโท

² อาจารย์ประจำ ห้องปฏิบัติการเทคโนโลยีอาคารและสิ่งแวดล้อม ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ถ.พญาไท ปทุมวัน กรุงเทพฯ ๑๐๓๓๐

โทร 0 – 2218 – 6622 โทรสาร 0 – 2252 – 2889 E-mail : chirdpun@hotmail.com²

Terachai Tuntimongkolsuk¹ and Chirdpun Vitooraporn²

¹ Graduate Student

² Lecturer, Building Technology and Environment Laboratory, Mechanical Engineering Department,

Chulalongkorn University Phayathai Rd, Patumwan, Bangkok 10330

Tel : 0 – 2218 – 6622 Fax : 0 – 2252 – 2889 E-mail : chirdpun@hotmail.com²

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้พัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อใช้เป็นเครื่องมือสำหรับจำลองหารูปแบบของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นที่มีการใช้พลังงานต่ำสุด โปรแกรมที่พัฒนาขึ้นได้ถูกนำมาทดสอบการใช้งานผ่านรูปแบบการจำลองระบบส่งจ่ายน้ำเย็น 2 รูปแบบโดยรูปแบบแรกเป็นแบบที่มีภาระการทำความเย็นสูงสุด 500 ตันความเย็นที่ค่าตัวประกอบภาระต่าง ๆ 4 ค่าคือ 0.455, 0.655, 0.860, และ 1.000 และทดลองเปลี่ยนจำนวนเครื่องสูบน้ำที่ใช้ในระบบตั้งแต่ 1 ถึง 3 ชุด อีกรูปแบบหนึ่งเป็นการจำลองระบบที่มีภาระการทำความเย็นสูงสุด 1000 ตันความเย็น ที่ค่าตัวประกอบภาระ 0.555 โดยมีจำนวนเครื่องสูบน้ำเปลี่ยนแปลงตั้งแต่ 1 ถึง 4 ชุด ทั้งนี้ระบบที่ให้น้ำเย็นที่ทดสอบเป็นระบบส่งจ่ายน้ำเย็นแบบวงจรปฐมภูมิ-ทุติยภูมิที่ให้น้ำเย็นไหลกลับโดยตรง ผลที่ได้จากการทดสอบโปรแกรมแสดงให้เห็นถึงความสามารถของโปรแกรมในการสร้างข้อมูลที่เป็นประโยชน์สำหรับการตัดสินใจเลือกระบบส่งจ่ายน้ำเย็นที่เหมาะสมและมีความได้เปรียบด้านการใช้พลังงานสูงสุด นอกจากนี้โปรแกรมยังได้ให้ผลลัพธ์เกี่ยวกับรูปแบบการทำงานของเครื่องสูบน้ำที่เหมาะสมเพื่อทำให้ระบบส่งจ่ายน้ำเย็นมีประสิทธิภาพสูงสุด

Abstract

In this research, a computer program was developed to provide a tool in searching for the appropriate formation of the chilled water pumping distribution system with minimum energy consumption. The developed program was tested with 2 simulated direct return chilled water systems. One simulation was

characterized by the maximum cooling loads of 500 tons with 4 different load factors of 0.455, 0.655, 0.860 and 1.000, respectively. The pumping system was tested by varying the number of secondary pumps from one to two pumps. The other simulation system was characterized by the maximum cooling load of 1000 tons with load factor equals to 0.555. The number of secondary pumps in the system were varied from 1 to 4 pumps. Tested results illustrated a potential capability of the program in constructing useful information for deciding the appropriate chilled water distribution system with minimum energy consumption. The program also provides the appropriate operating pattern for pumps used in the system in order to maintain high efficiency of the chilled water distribution system.

1. บทนำ

ในปัจจุบัน การปรับอากาศในอาคารมีความจำเป็นอย่างมาก อย่างไรก็ตาม การปรับอากาศนั้นต้องการพลังงานเป็นปริมาณมากเพื่อใช้ในการทำความเย็น ดังนั้น จึงทำให้ระบบปรับอากาศเป็นระบบที่สิ้นเปลืองพลังงานภายในอาคารมากที่สุดรวมทั้งในปัจจุบันราคาของพลังงานมีค่าสูงขึ้นอย่างมาก ดังนั้นถ้าสามารถออกแบบหรือเลือกใช้ระบบปรับอากาศที่พิจารณาแล้วว่าเป็นระบบที่มีประสิทธิภาพและใช้พลังงานอย่างคุ้มค่าก็จะสามารถลดค่าใช้จ่ายในการปฏิบัติงานของระบบได้มาก ในปัจจุบันการออกแบบระบบส่งจ่ายน้ำเย็นแบบวงจรปฐมภูมิ-ทุติยภูมิ (Primary-Secondary Chilled Water System) เป็นรูปแบบที่ถูกออกแบบและใช้งานอย่างแพร่หลาย เครื่องสูบน้ำในวงจรทุติยภูมิเป็น

อุปกรณ์ที่มีความสำคัญในระบบทำความเย็นแบบส่วนกลางเนื่องจากเป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ส่งน้ำเย็นไปยังบริเวณที่ต้องการความเย็น การใช้งานเครื่องสูบน้ำในระบบทำความเย็นเพื่อให้ประหยัดพลังงานและค่าใช้จ่ายมากที่สุดนั้นในทางอุดมคติแล้วอัตราการไหลของน้ำเย็นต้องสอดคล้องกับการความเย็นที่เกิดขึ้นจริง ณ ขณะเวลานั้นและต้องพยายามให้ระบบส่งจ่ายน้ำเย็นมีประสิทธิภาพโดยรวมของระบบดีที่สุดทุกขณะเวลาที่เครื่องสูบน้ำต้องทำงาน ในทางตรงกันข้ามเครื่องทำน้ำเย็นกลับต้องการปริมาณน้ำเย็นที่คงที่เพื่อมิให้เครื่องต้องทำงานที่ภาระบางส่วนซึ่งจะส่งผลให้ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นลดต่ำลง

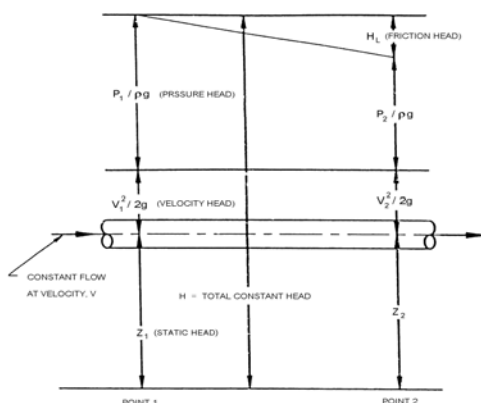
2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

ปัจจัยตัวหนึ่งที่มีความสำคัญต่อการใช้พลังงานของเครื่องสูบน้ำก็คือค่าเฮดสูญเสียของระบบหรือความเสียหายของการไหลภายในระบบท่อน้ำเย็น ดังนั้นนอกจากเราจะต้องคำนวณภาระความเย็นของระบบให้ถูกต้องแล้วยังจะต้องคำนวณค่าเฮดสูญเสียของระบบให้ถูกต้องด้วย มิเช่นนั้นแล้วจะทำให้ได้ขนาดของเครื่องสูบน้ำที่ไม่เหมาะสมกับความต้องการของระบบอย่างแท้จริงและก่อให้เกิดการสูญเสียของการใช้พลังงาน

สำหรับระบบที่มีอัตราการไหลของน้ำเย็นแปรเปลี่ยนไปตามภาระการทำความเย็นจะสามารถคำนวณหาปริมาณน้ำเย็น, Q, ที่ระบบต้องการใช้เพื่อทำความเย็นที่ต้องการได้ดังสมการ (1)

$$Q = \frac{24 \cdot q(\text{ton})}{\Delta T} \quad (1)$$

เมื่อมีการไหลภายในท่อจะเกิดเฮดสูญเสียขึ้นในระบบ ดังนั้นเมื่อนำทฤษฎีของเบอร์นูลลีมาประยุกต์ใช้กับการไหลภายในท่อจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งจะต้องเพิ่มค่าเฮดสูญเสียอันเนื่องมาจากแรงเสียดทานของการไหลภายในท่อจากตำแหน่งที่ 1 ไปยังตำแหน่งที่ 2 (H_{L1-2} หรือ ΔH) ของระบบเข้าไปในสมการด้วยได้เป็นสมการของเบอร์นูลลีที่ปรับแก้แล้วแสดงไว้ในสมการ (2)



รูป 1 แผนภาพแสดงสมการของเบอร์นูลลีที่ปรับแก้แล้วสำหรับการไหลภายในท่อ

$$\Delta H_{T1-2} = (Z_1 - Z_2) + \frac{(P_1 - P_2)}{\rho g} + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2g} + H_{L1-2} \quad (2)$$

โปรแกรมจะสร้างระบบสมการจากแบบจำลองอุปกรณ์ต่างๆ ที่มีภายในระบบเพื่อใช้ในการจำลองระบบ โดยสมการที่ใช้ประกอบไปด้วย

- แบบจำลองเฮดสูญเสียสำหรับการไหลในท่อ
- แบบจำลองเฮดสูญเสียภายในเครื่องทำน้ำเย็นและอุปกรณ์ส่งลมเย็น
- แบบจำลองเฮดสูญเสียในวาล์วควบคุม
- แบบจำลองสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ
- การประยุกต์กฎทรงมวลสำหรับการไหลของน้ำ

2.1 แบบจำลองเฮดสูญเสียในท่อ ข้อต่อ ข้องอ และวาล์ว

เนื่องจากความสูงของอาคารไม่มีผลต่อการเลือกเฮดของเครื่องสูบน้ำและในงานวิจัยนี้สนใจเฉพาะเฮดที่เครื่องสูบน้ำต้องสร้างเพื่อใช้ในการส่งน้ำเย็น ณ เวลาต่าง ๆ เมื่อภาระความเย็นของระบบเปลี่ยนแปลงไป ไม่ได้สนใจค่าเฮด ณ ตำแหน่งใดตำแหน่งหนึ่งภายในระบบ ดังนั้นแบบจำลองสำหรับเฮดรวมในท่อตรงเนื่องจากการไหลของน้ำเย็นจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งจะพิจารณาเฉพาะเฮดสูญเสียที่เกิดจากความเสียดทานของการไหลภายในท่อแต่เพียงอย่างเดียวเท่านั้น คือ (เขียนแทน H_{L1-2} ด้วย ΔH)

$$\Delta H = f \frac{(L + L_e)}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (3)$$

สำหรับค่า D และ L หนึ่ง ๆ เขียนสมการ (3) ได้ใหม่ในรูป

$$\Delta H = KQ^2 \quad (4)$$

เมื่อ K คือค่าสัมประสิทธิ์ของเฮดสูญเสีย (Head Loss Coefficient) ซึ่งมีค่าดังแสดงในสมการที่ (5)

$$K = (0.002228)^2 f \frac{8(L + L_e)}{g\pi^2 D^5} \quad (5)$$

$$\text{โดยที่ } f = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\left(\frac{e/D}{3.7} \right) + \left(\frac{5.74}{\text{Re}_D^{0.9}} \right) \right] \right\}^2} \quad (6)$$

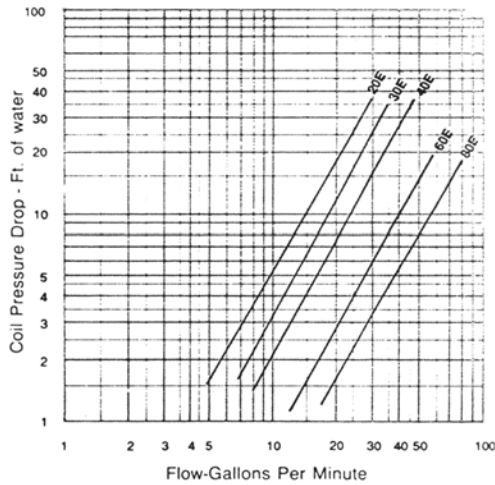
เมื่อ $5 \times 10^3 \leq \text{Re}_D \leq 10^8$ และ $10^{-6} \leq e/D \leq 10^{-2}$

$$\text{และ } \text{Re}_D = \frac{\rho V D}{\mu} = (0.002228) \frac{4}{\pi} \frac{\rho Q}{\mu D} \quad (7)$$

2.2 แบบจำลองเฮดสูญเสียของเครื่องทำน้ำเย็นและอุปกรณ์ส่งลมเย็น

โดยการจำลองความสัมพันธ์ระหว่างเฮดสูญเสียกับปริมาณน้ำเย็นที่ไหลผ่านอุปกรณ์เหล่านี้จากกะดักของตู้ผลิต ซึ่งพบว่าความ

สัมพันธ์นี้อยู่ในรูปเชิงเส้นของมาตราส่วนลอการิทึม (ดังแสดงในรูปที่ 2) พบว่า



รูป 2 ตัวอย่างข้อมูลเฮดสูญเสียจากผู้ผลิต

$$\log(\Delta H) = \log a + b \log Q \quad (8)$$

$$\text{หรือเขียนได้ว่า } \Delta H = aQ^b \quad (9)$$

โดยที่ a และ b เป็นค่าคงที่ ดังนั้นเราต้องทราบค่าของเฮดสูญเสียและอัตราการไหลจากกะตะลือกของผู้ผลิตอย่างน้อย 2 จุดเพื่อจำลองความสัมพันธ์ระหว่างเฮดสูญเสียกับปริมาณน้ำเย็นที่ไหลผ่านอุปกรณ์เหล่านี้

2.3 แบบจำลองเฮดสูญเสียในวาล์วควบคุม

วาล์วควบคุมที่ใช้ในระบบส่งจ่ายน้ำเย็นนั้นมักเป็นวาล์วควบคุมแบบ 2 ทางชนิด Equal Percentage ซึ่งเฮดสูญเสียตกคร่อมตัววาล์วควบคุมเป็นไปตามความสัมพันธ์

$$\frac{Q}{0.67C_v\sqrt{\Delta H_{CV}}} = A^x \quad (10)$$

$$\text{โดยที่ } x = \frac{\% \text{ Stem Stroke}}{100} - 1 \quad (11)$$

เมื่อ A คือค่า Rangeability ของวาล์วควบคุม (อัตราส่วนของอัตราการไหลผ่านวาล์วสูงสุดกับต่ำสุด) ซึ่งมีค่าเปลี่ยนแปลงไปตามผู้ผลิต โดยส่วนมากจะมีค่าอยู่ในช่วง 20:1 – 50:1 และ %Stem Stroke คือระยะช่วงชักของก้านวาล์วในขณะนั้น

ค่าสัมประสิทธิ์การไหลของวาล์วควบคุม (C_v) นั้นทราบได้จากผู้ผลิตวาล์วควบคุม ต่างจากค่า Rangeability ซึ่งเป็นข้อมูลในเชิงเทคนิคและผู้ผลิตบางรายอาจมิได้แสดงไว้ ดังนั้นในโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นจึงกำหนดค่า Rangeability ของวาล์วควบคุมที่ใช้ให้มีค่าเท่ากับ 35 ซึ่งเป็นค่าเฉลี่ยเท่ากันหมดทุกวาล์ว

เมื่อวาล์วควบคุมเปิดสุด (%Stem Stroke = 100%) สมการ (10) จะลดรูปเป็น $Q = 0.67C_v\sqrt{\Delta H_{CV}}$ ซึ่งก็คือสมการที่ใช้สำหรับออกแบบเลือกขนาดของวาล์วควบคุมนั่นเอง

2.4 แบบจำลองสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ

แบบจำลองที่ใช้สำหรับจำลองการทำงานของเครื่องสูบน้ำในงานวิจัยนี้ใช้ตามความสัมพันธ์ของ W.F. Steocker [2] ที่เสนอไว้ว่าความสัมพันธ์ระหว่างเฮดที่เครื่องสูบน้ำต้องสร้างให้กับน้ำเย็นกับอัตราการไหลส่งของน้ำเย็นเมื่อเครื่องสูบน้ำทำงานที่ความเร็วรอบคงที่ค่าหนึ่งเป็นไปตามความสัมพันธ์

$$\Delta H = a + bQ + cQ^2 \quad (12)$$

เมื่อ a , b และ c เป็นค่าคงที่ ดังนั้น เราต้องทราบจุดบนเส้นโค้งสมรรถนะของผู้ผลิตเครื่องสูบน้ำที่ต้องการใช้อย่างน้อย 3 จุดเพื่อให้โปรแกรมสามารถคำนวณค่าคงที่ a , b และ c ได้

ในกรณีที่มีเครื่องสูบน้ำหลายเครื่องต่อแบบอนุกรมกัน พบว่าอัตราการไหลของน้ำเย็นส่งของเครื่องสูบน้ำยังคงมีค่าเท่ากับเมื่อเปิดเครื่องสูบน้ำให้ทำงานเพียงเครื่องเดียว แต่เฮดของเครื่องสูบน้ำรวมมีค่าเท่ากับผลรวมของเฮดของเครื่องสูบน้ำแต่ละเครื่อง ณ อัตราการไหลนั้น

สำหรับในกรณีที่เครื่องสูบน้ำหลายเครื่องต่อแบบขนานกันพบว่าเฮดของระบบรวมมีค่าเท่ากับเฮดที่เครื่องสูบน้ำแต่ละเครื่องสามารถสร้างได้ในขณะนั้น แต่อัตราการไหลส่งของน้ำเย็นจะเพิ่มขึ้นเท่ากับผลรวมของอัตราการไหลของเครื่องสูบน้ำแต่ละเครื่อง

กฎของเครื่องสูบน้ำ (Pump Laws)

กล่าวถึงความสัมพันธ์ระหว่างการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลเฮด และกำลังที่ต้องใช้ขับเคลื่อนเครื่องสูบน้ำ กับความเร็วรอบของเครื่องสูบน้ำ ดังนี้

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{RPM_1}{RPM_2} \quad (13)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{(RPM_1)^2}{(RPM_2)^2} \quad (14)$$

$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \frac{(RPM_1)^3}{(RPM_2)^3} \quad (15)$$

การวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบส่งจ่ายน้ำเย็น

พลังงานไฟฟ้าที่ต้องใช้ในการหมุนมอเตอร์ของเครื่องสูบน้ำสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$kW_M = \frac{BHP}{\eta_M \eta_{VSD}} = \frac{0.746 \cdot Q_P \cdot \Delta H_P}{3960 \cdot \eta_P \cdot \eta_M \cdot \eta_{VSD}} \quad (16)$$

โดย Q_P คือ อัตราการไหลของน้ำเย็นผ่านเครื่องสูบน้ำ และ ΔH_P คือเฮดที่เครื่องสูบน้ำต้องสร้าง

Rishel, J.B. [7] ได้เสนอให้ใช้ค่าประสิทธิภาพขดลวดสูบน้ำ (Wire to Water Efficiency: WWE) สำหรับเป็นเครื่องมือในการวัดประสิทธิภาพของระบบส่งจ่ายน้ำเย็น ซึ่งก็คืออัตราส่วนของพลังงานที่สามารถเพิ่มให้แก่ให้น้ำเย็นนำไปใช้ประโยชน์ได้ต่อค่าพลังงานทั้งหมดที่ใช้ทำงานในรูปของพลังงานไฟฟ้า สำหรับระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำเพียงหนึ่งเครื่องนั้น ค่า WWE แสดงไว้ในสมการ (17)

$$WWE = \eta_P \cdot \eta_M \cdot \eta_{VSD} \times 100\% \quad (17)$$

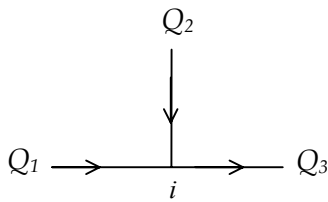
สำหรับระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำหลายเครื่องนั้น ค่า WWE เป็นดังนี้

$$WWE = \frac{(H_S - H_{PF})\eta_P\eta_M\eta_{VSD}}{H_S} \times 100\% \quad (18)$$

2.5 การประยุกต์กฎทรงมวล

จากรูปที่ 3 ประยุกต์กฎทรงมวลสำหรับการไหลของน้ำเย็นผ่านจุดต่อ i จะได้ว่า

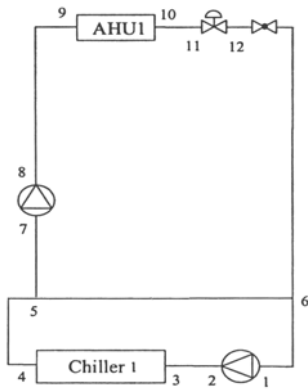
$$Q_1 + Q_2 = Q_3 \quad \text{หรือ} \quad Q_1 + Q_2 - Q_3 = 0 \quad (19)$$



รูป 3 การไหลของน้ำผ่านจุดต่อ i

3. การสร้างระบบสมการ

โปรแกรมจะประยุกต์ใช้แบบจำลองสำหรับอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่ได้กล่าวมาแล้วเพื่อให้ผู้ใช้ป้อนเป็นข้อมูลให้กับโปรแกรมสำหรับการสร้างระบบสมการเพื่อใช้จำลองระบบ ณ เวลาใดเวลาหนึ่ง พิจารณาระบบส่งจ่ายน้ำเย็นในรูปที่ 4 จะได้ว่า



รูป 4 ตัวอย่างระบบส่งจ่ายน้ำเย็นที่ต้องการจำลอง

เครื่องสูบน้ำ

$$\text{ช่วง 1-2} \quad H_2 - H_1 = a_1 + b_1 Q_{1-2} + c_1 Q_{1-2}^2$$

$$\text{ช่วง 7-8} \quad H_8 - H_7 = a_2 + b_2 Q_{7-8} + c_2 Q_{7-8}^2$$

เครื่องทำน้ำเย็น

$$\text{ช่วง 3-4} \quad H_3 - H_4 = a_3 (Q_{3-4})^{b_3}$$

อุปกรณ์ส่งลมเย็น

$$\text{ช่วง 9-10} \quad H_9 - H_{10} = a_4 (Q_{9-10})^{b_4}$$

วาล์วควบคุม

$$\text{ช่วง 11-12} \quad H_{11} - H_{12} = \frac{1}{0.4489 C_v^2} \left(\frac{Q_{11-12}}{A^x} \right)^2$$

ท่อ

$$\text{ช่วง 2-3} \quad H_2 - H_3 = K_{2-3} (Q_{2-3})^2$$

$$\text{ช่วง 4-5} \quad H_4 - H_5 = K_{4-5} (Q_{4-5})^2$$

$$\text{ช่วง 5-6} \quad H_5 - H_6 = K_{5-6} (Q_{5-6})^2$$

$$\text{ช่วง 6-1} \quad H_6 - H_1 = K_{6-1} (Q_{6-1})^2$$

$$\text{ช่วง 5-7} \quad H_5 - H_7 = K_{5-7} (Q_{5-7})^2$$

$$\text{ช่วง 8-9} \quad H_8 - H_9 = K_{8-9} (Q_{8-9})^2$$

$$\text{ช่วง 10-11} \quad H_{10} - H_{11} = K_{10-11} (Q_{10-11})^2$$

$$\text{ช่วง 12-6} \quad H_{12} - H_6 = K_{12-6} (Q_{12-6})^2$$

กฎทรงมวล

$$\text{จุด 1} \quad Q_{6-1} = Q_{1-2}$$

$$\text{จุด 2} \quad Q_{1-2} = Q_{2-3}$$

$$\text{จุด 3} \quad Q_{2-3} = Q_{3-4}$$

$$\text{จุด 4} \quad Q_{3-4} = Q_{4-5}$$

$$\text{จุด 5} \quad Q_{4-5} = Q_{5-6} + Q_{5-7}$$

$$\text{จุด 6} \quad Q_{5-6} + Q_{12-6} = Q_{6-1}$$

$$\text{จุด 7} \quad Q_{5-7} = Q_{7-8}$$

$$\text{จุด 8} \quad Q_{7-8} = Q_{8-9}$$

$$\text{จุด 9} \quad Q_{8-9} = Q_{9-10}$$

$$\text{จุด 10} \quad Q_{9-10} = Q_{10-11}$$

$$\text{จุด 11} \quad Q_{10-11} = Q_{11-12}$$

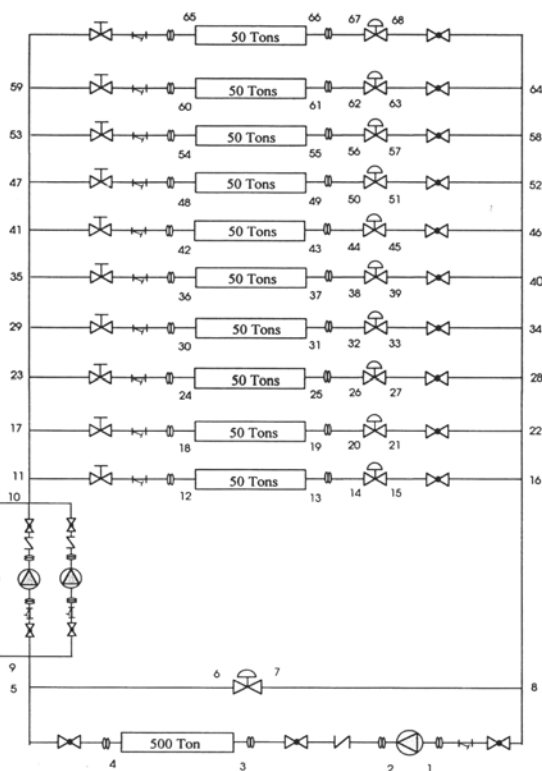
$$\text{จุด 12} \quad Q_{11-12} = Q_{12-6}$$

เมื่อสร้างระบบสมการทั้ง 25 สมการสำหรับใช้จำลองระบบได้แล้วโปรแกรมจะใช้ระเบียบวิธีของนิวตันราฟสันแก้หาคำตอบของระบบสมการที่สร้างได้นี้ โดยการกำหนดค่าเฮดที่ทางออกของเครื่องสูบน้ำในวงจรทุติยภูมิให้เป็นค่าเฮดอ้างอิงของระบบ โดยพิจารณาว่า ณ ภาวะความเย็นหนึ่ง ๆ ระบบต้องการปริมาณน้ำเย็นเท่าใดและปริมาณน้ำเย็นนี้ก่อให้เกิดเฮดสูญเสียในท่อและอุปกรณ์ต่าง ๆ ในวงจรทุติยภูมิเท่าไร ค่าเฮดที่ทางออกของเครื่องสูบน้ำในวงจรทุติยภูมิก็ควรมีค่าน้อยเท่ากับผลรวมของเฮดสูญเสียที่เกิดขึ้นนี้ และถือว่า ณ ภาวะความเย็นที่เวลานี้ค่าเฮดที่ทางออกของเครื่องสูบน้ำมีค่าไม่เปลี่ยนแปลงและใช้เป็นค่าอ้างอิงของระบบ ณ เวลานั้น ๆ ได้ เนื่องจากการวิเคราะห์การใช้พลังงานของเครื่องสูบน้ำนั้นต้องการทราบเพียงแค่ผลต่างของเฮดที่ทางเข้าและทางออกของเครื่องสูบน้ำ เมื่อกำหนดเช่นนี้แล้วทำให้ระบบสมการจากเดิมที่มี 25 สมการ 25 ตัวแปร มีตัวแปรลดลงเหลือเพียง 24 ตัวแปร (ตัวแปรทุกตัวยกเว้น H_8) ดังนั้นจำเป็นต้องลดสมการลง 1 สมการเพื่อใช้สามารถแก้ระบบสมการได้ โดยโปรแกรมถูกกำหนดให้ไม่พิจารณาการประยุกต์กฎทรงมวลที่จุดทางออกของเครื่องสูบน้ำที่ถูกกำหนดให้เป็นค่าอ้างอิงไปแล้ว ดังนั้นจะเหลือระบบสมการไม่เป็นเชิงเส้น 24 สมการสำหรับแก้หาคำตอบของตัวแปร 24 ตัวแปรที่เหลือ

4. การทดสอบโปรแกรม

ในงานวิจัยนี้ได้ใช้โปรแกรมที่ประดิษฐ์ขึ้นทดสอบการใช้พลังงานของเครื่องสูบน้ำในวงจรทุติยภูมิของระบบส่งจ่ายน้ำเย็น 2 ระบบสำหรับระบบแรกนั้นใช้กับอาคารที่มีภาวะความเย็นสูงสุด 500 ตัน

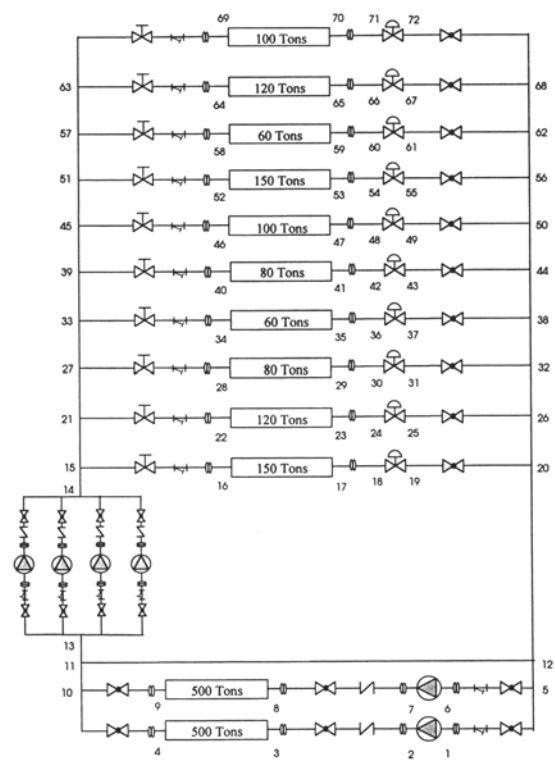
ความเย็น โดยที่เวลาใด ๆ อุปกรณ์ส่งลมเย็นทุกเครื่องมีความต้องการ
ต้องการภาระความเย็นเหมือนกัน ทว่ามีความแตกต่างกันทางด้าน
ความต้องการความเย็นในแต่ละช่วงเวลา 4 รูปแบบ โดยใช้ตัวประกอบ
ภาระ (Load Factor : LF) เป็นตัวแทนลักษณะความต้องการความเย็น
ที่แตกต่างกันคือ LF = 0.455, 0.655, 0.860 และ 1.000 โดยได้ทดลอง
เปลี่ยนจำนวนเครื่องสูบน้ำในระบบตั้งแต่ 1 ถึง 3 เครื่อง สำหรับทุก ๆ
ค่าของ LF ส่วนระบบที่สองนั้นเป็นอาคารที่มีภาระความเย็นสูงสุด
1000 ตันความเย็นที่มีตัวประกอบภาระ 0.555 แต่มีความแตกต่างกัน
ของความต้องการความเย็นที่อุปกรณ์ส่งลมเย็นแต่ละเครื่อง โดยได้
ทดลองเปลี่ยนจำนวนเครื่องสูบน้ำในระบบตั้งแต่ 1 ถึง 4 เครื่อง เพื่อ
วิเคราะห์หาจำนวนเครื่องสูบน้ำที่เหมาะสมที่สุด (ใช้พลังงานน้อยที่สุด)
สำหรับลักษณะความต้องการความเย็นรูปแบบต่าง ๆ โดยใช้ค่าผลต่าง
อุณหภูมิน้ำเย็นส่งและกลับเท่ากับ 10 °F ในการทดสอบทั้งสองกรณี



รูป 5 ระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทดสอบที่ 1

ตาราง 1 ภาระความเย็นรายชั่วโมงของอุปกรณ์ส่งลมเย็น

ชั่วโมง ที่	เวลา	ระบบทดสอบที่ 1				ระบบทดสอบที่ 2				
		ตัวประกอบภาระ				ตัวประกอบภาระ 0.555				
		0.45	0.65	0.86	1.00	AHU 1,7	AHU 2,9	AHU 3,5	AHU 4,8	AHU 6,10
8	07.00 – 08.00	7.50	8.75	36.2	50.0	12.5	10.0	10.0	17.0	11.0
9	08.00 – 09.00	7.50	23.7	38.7	50.0	23.5	10.0	23.0	38.5	25.0
10	09.00 – 10.00	8.75	38.7	41.2	50.0	58.5	12.5	46.5	55.0	45.0
11	10.00 – 11.00	15.0	41.2	43.7	50.0	95.0	20.5	70.0	60.0	64.5
12	11.00 – 12.00	28.5	41.2	46.0	50.0	96.0	28.0	80.0	60.0	64.5
13	12.00 – 13.00	43.5	36.2	48.5	50.0	66.0	36.5	80.0	60.0	38.5
14	13.00 – 14.00	50.0	37.5	50.0	50.0	80.0	69.0	80.0	60.0	48.5
15	14.00 – 15.00	50.0	46.2	50.0	50.0	132.5	107.5	75.0	60.0	87.5
16	15.00 – 16.00	43.5	49.5	48.5	50.0	146.5	118.5	65.0	60.0	97.5
17	16.00 – 17.00	31.0	48.2	46.0	50.0	136.5	113.5	55.0	60.0	90.0
18	17.00 – 18.00	20.0	42.5	43.5	50.0	117.5	101.0	44.0	60.0	75.0
19	18.00 – 19.00	12.5	32.5	41.0	50.0	92.5	81.0	32.0	57.5	54.5
20	19.00 – 20.00	8.75	22.5	39.0	50.0	65.0	51.0	22.0	40.0	34.5
21	20.00 – 21.00	7.50	13.7	37.0	50.0	36.5	23.5	14.0	20.0	18.5
22	21.00 – 22.00	7.50	8.75	35.5	50.0	16.5	12.5	9.0	11.0	11.0



รูป 6 ระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทดสอบที่ 2

ในการทดสอบโปรแกรมนี้ผู้เขียนใช้เครื่องสูบน้ำแบบเซนติฟูกอล
ของผู้ผลิต Grundfos ISO Line เป็นข้อมูลของเครื่องสูบน้ำ ซึ่งสรุปผล
การเลือกใช้เครื่องสูบน้ำดังแสดงในตารางที่ 2

ตาราง 2 รายละเอียดของเครื่องสูบน้ำที่ใช้ในการทดสอบโปรแกรม

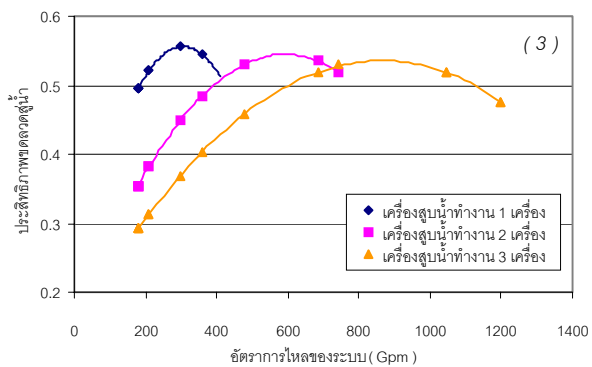
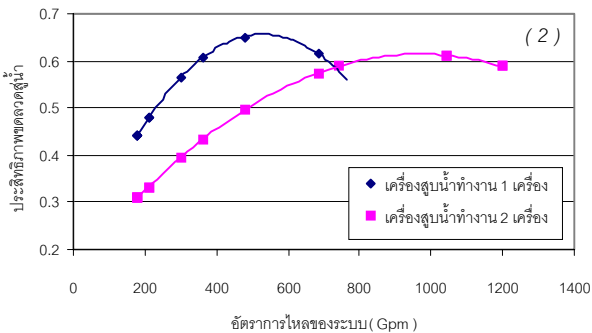
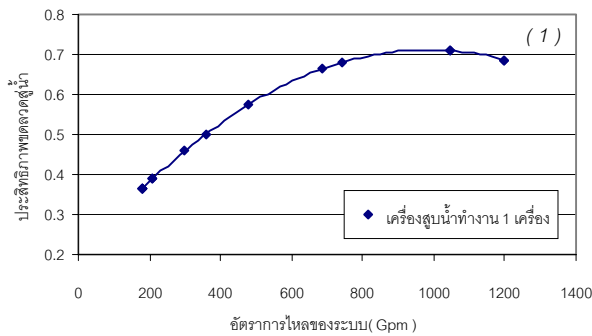
ระบบที่ทดสอบ	จำนวนเครื่องสูบน้ำที่ใช้	รุ่น	Dia (mm)	Q _p (gpm)	ΔH _p (ft)	% Eff	
ระบบที่ 1	วงจรรูมภูมิ	1 เครื่อง	150 x 125 – 250	264	1200	56	78
	วงจรรูตียมภูมิ	1 เครื่อง	150 x 125 – 315	315	1200	90	80
		2 เครื่อง	125 x 100 – 315	308	600	93	77
		3 เครื่อง	100 x 65 – 315	325	400	87	62
ระบบที่ 2	วงจรรูมภูมิ	2 เครื่อง	150 x 125 – 250	250	1200	46	78
	วงจรรูตียมภูมิ	1 เครื่อง	250 x 200 – 315	342	2400	108	83
		2 เครื่อง	150 x 125 – 315	342	1200	115	83.5
		3 เครื่อง	125 x 100 – 400	394	800	128	64
		4 เครื่อง	125 x 100 – 315	342	600	118	78

4.1 ผลจากการทดสอบโปรแกรม

4.1.1 ระบบทดสอบที่ 1

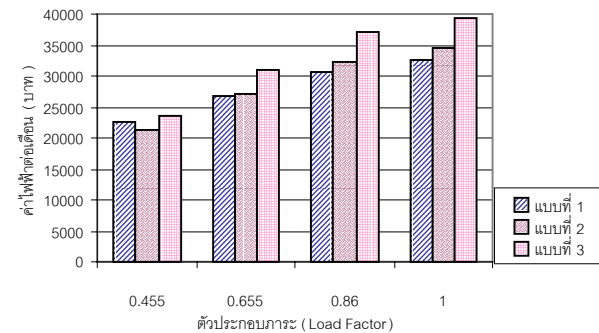
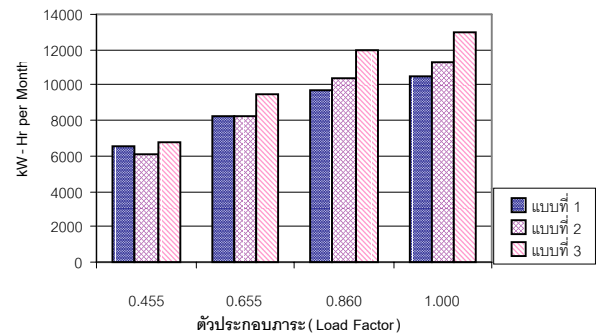
โดยการทดลองเปลี่ยนจำนวนเครื่องสูบน้ำในระบบจาก 1 เครื่อง
จนถึง 3 เครื่อง จากกราฟแสดงค่า WWE ของระบบทดสอบที่ LF มีค่า
0.455 พบว่าเมื่อใช้เครื่องสูบน้ำเพียงเครื่องเดียวในระบบ ประสิทธิภาพ
ของระบบมีค่าลดลงอย่างมากที่ภาระบางส่วนดังแสดงในรูปย่อยที่ (1)
แต่ถ้าใช้เครื่องสูบน้ำในระบบขนาด 600 gpm 2 เครื่อง จะสามารถเพิ่ม
ประสิทธิภาพของระบบที่ภาระบางส่วนได้มากขึ้น โดยเปิดให้เครื่องสู
บน้ำทำงานเพียง 1 เครื่องจนกระทั่งระบบมีความต้องการน้ำเย็นเกินกว่า
700 gpm จึงเปิดให้เครื่องสูบน้ำทำงานทั้ง 2 เครื่องจึงจะทำให้ระบบมี
ประสิทธิภาพสูงสุดตลอดเวลาที่เครื่องสูบน้ำต้องทำงาน ดังแสดงในรูป

ย่อยที่ (2) ในทำนองเดียวกัน ถ้าใช้เครื่องสูบน้ำ 3 เครื่องในระบบพบว่า ควรเปิดให้เครื่องสูบน้ำทำงานเพียง 1 เครื่องเมื่อระบบมีความต้องการ น้ำเย็นไม่เกิน 400 gpm และเปิดให้เครื่องสูบน้ำทำงาน 2 เครื่องเมื่อ ระบบมีความต้องการน้ำเย็นในช่วง 400 – 700 gpm และเปิดให้เครื่อง สูบน้ำทำงานทั้ง 3 เครื่องเมื่อระบบมีความต้องการน้ำเย็นมากกว่า 700 gpm ดังแสดงในรูปย่อยที่ (3) ทั้งนี้โปรแกรมจะเลือกจำนวนเครื่องสูบน้ำที่ทำให้ระบบส่งจ่ายน้ำเย็นมีประสิทธิภาพสูงสุด ณ ขณะเวลานั้นให้



รูป 7 WVE ของระบบทดสอบที่ 1 ที่ค่า LF = 0.455

ในทำนองเดียวกันสำหรับระบบที่ LF มีค่า 0.655, 0.860 และ 1.000 เมื่อใช้ค่าประสิทธิภาพสูงสุดของระบบ ณ ขณะเวลาใด ๆ เป็น ตัวกำหนดจำนวนเครื่องสูบน้ำที่ระบบต้องใช้ สามารถสรุปผลการ ทดสอบระบบส่งจ่ายน้ำเย็นสำหรับระบบทดสอบที่ 1 ได้ดังแสดงในรูปที่ 8 โดยที่แบบที่ 1, 2 และ 3 หมายความว่าระบบใช้เครื่องสูบน้ำทั้งหมด 1, 2 และ 3 เครื่อง ตามลำดับ



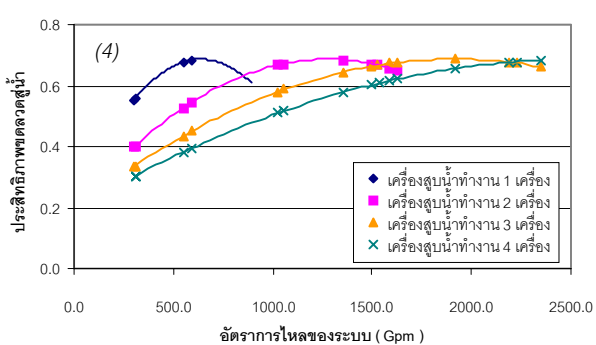
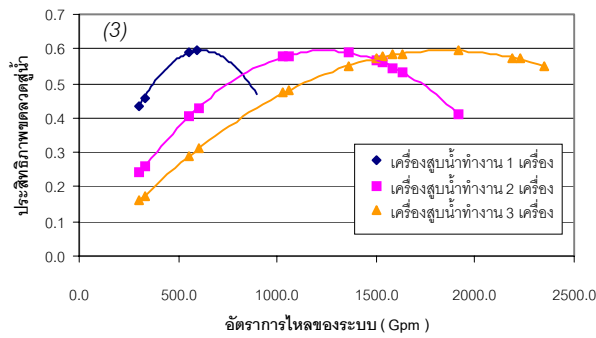
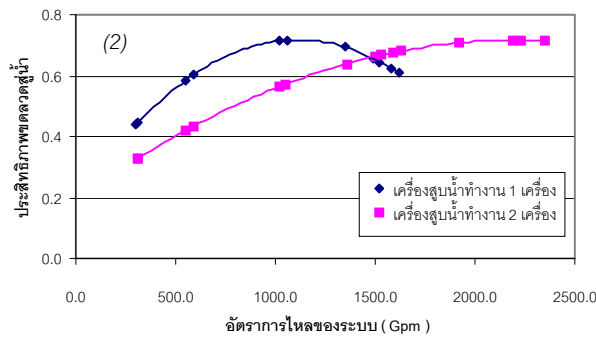
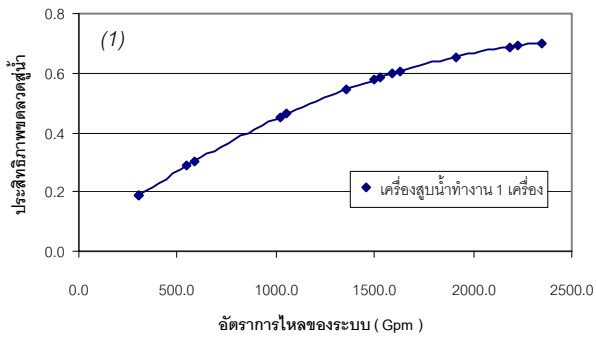
รูป 8 พลังงานและค่าใช้จ่ายไฟฟ้าต่อเดือนของระบบทดสอบที่ 1

จากกราฟสรุปผลการทดสอบสามารถสรุปได้ว่าสำหรับระบบที่มี ค่า LF = 0.455 การใช้เครื่องสูบน้ำในระบบ 2 เครื่องจะเป็นการ ประหยัดพลังงานและค่าใช้จ่ายรายเดือนได้มากที่สุด ส่วนระบบที่มีค่า LF = 0.655, 0.860 และ 1.000 นั้นการใช้เครื่องสูบน้ำในระบบเพียง 1 เครื่องจะประหยัดพลังงานและค่าใช้จ่ายต่อเดือนมากที่สุด

4.1.2 ระบบทดสอบที่ 2

โดยการทดลองเปลี่ยนจำนวนเครื่องสูบน้ำทั้งหมดในระบบจาก 1 เครื่องจนถึง 4 เครื่อง จากกราฟแสดงประสิทธิภาพของระบบดังแสดง ในรูปที่ 9 พบว่าเมื่อระบบใช้เครื่องสูบน้ำเพียงแค่ 1 เครื่องประสิทธิ ภาพของระบบจะมีค่าลดลงอย่างมากที่ภาระบางส่วน เมื่อทดลองใช้ เครื่องสูบน้ำ 2 เครื่องภายในระบบพบว่าประสิทธิภาพของระบบมีค่า เพิ่มขึ้นโดยการเปิดให้เครื่องสูบน้ำทำงานเพียงแค่ 1 เครื่องจนกระทั่ง ระบบต้องการน้ำเย็นมากกว่า 1450 gpm จึงเปิดให้เครื่องสูบน้ำทำงาน พร้อมกัน 2 เครื่องจึงจะทำให้ระบบมีประสิทธิภาพสูงสุดตลอดเวลาที่ เครื่องสูบน้ำต้องทำงาน พิจารณาในทำนองเดียวกันสำหรับระบบที่ใช้ เครื่องสูบน้ำ 3 และ 4 เครื่อง สามารถสรุปผลการทดสอบระบบส่งจ่าย น้ำเย็นสำหรับระบบทดสอบที่ 2 ได้ดังแสดงในรูปที่ 10 ทั้งนี้แบบที่ 1, 2, 3 และ 4 หมายความว่าใช้เครื่องสูบน้ำทั้งหมดภายในระบบเท่ากับ 1, 2, 3 และ 4 เครื่อง ตามลำดับ

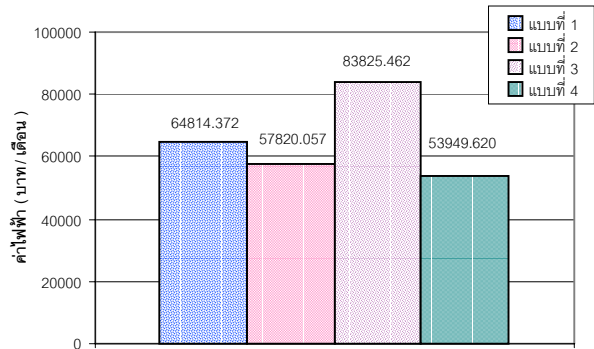
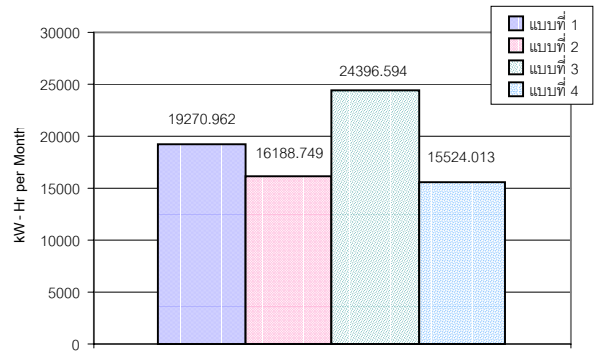
จากการจำลองการทำงานของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทั้ง 4 รูปแบบ สามารถสรุปได้ว่าควรเลือกใช้ระบบแบบที่ 4 (ใช้เครื่องสูบน้ำทั้งหมด 4 เครื่อง) จึงจะประหยัดพลังงานและค่าใช้จ่ายต่อเดือนมากที่สุด



รูป 9 WWE ของระบบทดสอบที่ 2

5. อภิปรายและเสนอแนะ

จากการทดสอบโปรแกรมเพื่อวิเคราะห์หารูปแบบของระบบส่งจ่ายน้ำเย็น (จำนวนเครื่องสูบน้ำในวงจรทุติยภูมิ) ที่ทำให้ระบบส่งจ่ายน้ำเย็นนั้นมีความได้เปรียบทางด้านการใช้พลังงานมากที่สุด สามารถสรุปได้ว่าโปรแกรมมีศักยภาพในการวิเคราะห์การใช้พลังงานของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นได้ในระดับหนึ่งซึ่งผู้ใช้โปรแกรมสามารถนำไปใช้ประโยชน์เพื่อช่วยในการตัดสินใจได้ โดยกล่าวได้เป็น 2 ประเด็น ดังนี้



รูป 10 พลังงานและค่าไฟฟ้าต่อเดือนของระบบทดสอบที่ 2

1) ประโยชน์ในด้านการออกแบบ

ผู้ออกแบบระบบสามารถใช้โปรแกรมที่ประดิษฐ์ขึ้นนี้เป็นเครื่องมือช่วยในการตัดสินใจเลือกใช้ระบบส่งจ่ายน้ำเย็นที่เหมาะสมกับความต้องการของระบบที่สุดจากสมรรถนะของอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่ผู้ออกแบบมีอยู่หรือสนใจที่จะใช้ในระบบ ผู้ออกแบบสามารถมั่นใจในระดับหนึ่งว่าสำหรับอุปกรณ์ที่ผู้ออกแบบเลือกใช้นั้นระบบส่งจ่ายน้ำเย็นที่เลือกมาใช้งานจะเป็นระบบที่ดีที่สุดในด้านการใช้พลังงาน

2) ประโยชน์ในด้านการใช้งานระบบที่มีอยู่แล้ว

เนื่องจากโปรแกรมจะค้นหาประสิทธิภาพโดยรวมของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นที่ดีที่สุดสำหรับทุกสภาวะความเย็นที่ระบบส่งจ่ายน้ำเย็นต้องทำงาน ดังนั้นถ้าในระบบส่งจ่ายน้ำเย็นที่มีการใช้งานจริงอยู่แล้วนั้น (หรือระบบที่ออกแบบใหม่) มีจำนวนเครื่องสูบน้ำมากกว่า 1 เครื่อง ถ้าผู้ดูแลรักษาระบบสามารถรู้ความต้องการภาระความเย็นของระบบที่แปรเปลี่ยนไปในแต่ละเวลาและรู้ค่าสมรรถนะของอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่ใช้ในระบบส่งจ่ายน้ำเย็น ก็สามารถเลือกใช้ประโยชน์จากโปรแกรมที่ประดิษฐ์ขึ้นนี้เป็นเครื่องมือเพื่อช่วยในการตัดสินใจเปิด - ปิดจำนวนเครื่องสูบน้ำในระบบให้ทำงานโดยที่ยังคงทำงานได้ตามความต้องการและยังทำให้ระบบส่งจ่ายน้ำเย็นมีประสิทธิภาพดีที่สุดสำหรับทุกสภาวะที่ระบบต้องทำงาน

5.1 ข้อเสนอแนะ

สำหรับแนวทางในการวิจัยและพัฒนาต่อไปในอนาคตเพื่อให้ผลลัพธ์ที่ได้นั้นมีความน่าเชื่อถือและยกระดับความสามารถในการออกแบบที่เหมาะสมให้มีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น ควรที่จะต้อง พิจารณาถึง

ความเป็นไปได้ทางเศรษฐศาสตร์ด้วยว่าระบบที่เลือกมานั้นมีความเป็นไปได้ในด้านการลงทุนเพื่อนำมาใช้งานจริง

ผลการวิเคราะห์และสรุปที่ได้จากการวิจัยนี้เป็นเพียงแต่ตัวอย่างหนึ่งที่แสดงให้เห็นสำหรับเป็นแนวทางในการนำโปรแกรมที่ประดิษฐ์ขึ้นนี้ไปใช้สำหรับประยุกต์กับการออกแบบจริง ซึ่งอาจจะมีค่าความต้องการความเย็นสูงสุดและลักษณะความต้องการใช้ความเย็นที่แตกต่างไปจากที่ใช้ในการทดสอบโปรแกรม ดังนั้นผลที่ได้อาจมีความแตกต่างกันไปขึ้นอยู่กับรูปแบบของการกระจายน้ำเย็น ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ ความยาวท่อ และโดยเฉพาะอย่างยิ่งสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำที่ใช้

6. รายการสัญลักษณ์

q	= ภาระความเย็นของระบบปรับอากาศ (BTU/Hr, Tons)
Q	= อัตราการไหลของน้ำเย็น (gpm)
Δt	= ความแตกต่างของอุณหภูมิของน้ำเย็น (Supply และ Return Water : °F)
ΔH_T	= เหนือของระบบหรือเหนือของเครื่องสูบน้ำ (ft)
H_L	= เหนือสูญเสียของน้ำเย็นในท่อตรง (ft)
ΔP	= ความดันสูญเสียของน้ำเย็นในท่อ ($\text{lb}_f / \text{ft}^2$)
Z	= เหนือสถิต (ft)
P	= ความดันของน้ำเย็นในท่อ ($\text{lb}_f / \text{ft}^2$)
ρ	= ความหนาแน่นของน้ำเย็น = $1.940 \text{ slugs} / \text{ft}^3$
g	= ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก = $32.2 \text{ ft} / \text{s}^2$
V	= ความเร็วเฉลี่ยของน้ำเย็นในท่อ (ft / s)
Re_D	= เลขเรโนลด์ (-)
μ	= ความหนืดของน้ำเย็น (Dynamic Viscosity: $\text{lb}_m\text{-sec} / \text{ft}^2$)
e	= ความขรุขระของผิวในของท่อน้ำเย็น = 0.00015 ft
D	= เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อน้ำเย็น (ft)
f	= ตัวประกอบความเสียดทาน (-)
L	= ความยาวของท่อตรง (ft)
L_e	= ความยาวเทียบเท่าท่อตรงของข้อต่อ และวาล์ว (ft)
ΔH_{CV}	= เหนือสูญเสียของน้ำในวาล์วควบคุม (ft)
C_v	= สัมประสิทธิ์การไหลของวาล์วควบคุม (gpm)
RPM	= ความเร็วรอบของเครื่องสูบน้ำ (rpm)
BHP	= Brake horsepower (hp)
kW_m	= กำลังไฟฟ้าที่มอเตอร์ต้องการเพื่อขับเครื่องสูบน้ำ (kW)
η_p	= ประสิทธิภาพของเครื่องสูบน้ำ
η_m	= ประสิทธิภาพของมอเตอร์
η_{VSD}	= ประสิทธิภาพของ Variable Speed Drive

เอกสารอ้างอิง

- [1] ฤชากร จิรกาลวสาน. การออกแบบและการนำเครื่องสูบน้ำไปใช้ในระบบปรับอากาศ. สัมมนาทางวิชาการสมาคมวิศวกรรมปรับอากาศแห่งประเทศไทยร่วมกับ ASHRAE Thailand Chapter.
- [2] Steocker, W.F. Design of thermal system. 3rd ed. Malaysia: McGraw – Hill Book, 1989.

- [3] Rishel, J.B. HVAC pump handbook. New York : McGraw – Hill Book, 1996.
- [4] Fox, R.W. and McDonald, A.T. Introduction to fluid mechanics. 4th ed. New York: John Wiley & Sons, 1994.
- [5] ASHRAE, Chapter 12: Hydronic heating and cooling system design. 1996 HVAC systems and equipment. Atlanta: 1996.
- [6] ASHRAE, Chapter 41: Valves. 1996 HVAC systems and equipment. Atlanta: 1996.
- [7] Rishel, J.B. Wire-to-water efficiency of pumping system. ASHRAE Journal (April 2001): 40, 42, 44-46
- [8] Kilikis, B.I. And analytical algorithm for hydronic circuit analysis and assessment of equipment performance. ASHRAE Trans (1991): 368 – 384
- [9] Chapra, S.C. and Canale, R.P. Numerical methods for engineering : with programming and software applications. 3rd ed. Boston: McGraw – Hill Book, 1998