บทที่ 5

การทดสอบโปรแกรม

ในงานวิจัยนี้ได้ใช้โปรแกรมที่ประดิษฐ์ขึ้นทดสอบการใช้พลังงานของเครื่องสูบน้ำในวงจรทุติยภูมิของระบบส่งจ่ายน้ำเย็น 2 ระบบ สำหรับระบบแรกนั้นใช้กับอาคารที่มีภาระความเย็นสูงสุด 500 ตันความเย็น โดยที่เวลาใด ๆ อุปกรณ์ส่งลมเย็นทุกเครื่องมีความต้องการความเย็นเหมือนกัน ทว่ามีความแตกต่างกันทางด้านลักษณะการความต้องการความเย็นในแต่ละช่วงเวลา 4 รูปแบบ โดยใช้ตัวประกอบภาระ (Load Factor : LF) เป็นตัวแทนลักษณะความต้องการความเย็นที่แตกต่างกัน และได้ทดลองเปลี่ยนจำนวนเครื่องสูบน้ำตั้งแต่ 1 ถึง 3 เครื่อง โดยเครื่องสูบน้ำที่นำมาใช้งานแบบขนานกันนั้นต้องมีลักษณะเหมือนกันทุกประการ ส่วนระบบที่สองนั้นใช้กับอาคารที่มีภาระความเย็นสูงสุด 1000 ตันความเย็นที่มีตัวประกอบภาระ 0.555 แต่มีความแตกต่างกันของความต้องการความเย็นที่อุปกรณ์ส่งลมเย็นแต่ละเครื่อง โดยได้ทดลองเปลี่ยนจำนวนเครื่องสูบน้ำตั้งแต่ 1 ถึง 4 เครื่อง เพื่อค้นหาจำนวนเครื่องสูบน้ำที่เหมาะสมที่สุด (ใช้พลังงานน้อยที่สุด) สำหรับลักษณะความต้องการความเย็นรูปแบบต่าง ๆ

ดังนั้นในการประเมินผลของงานวิจัยจึงเป็นการวิเคราะห์เชิงเปรียบเทียบค่าพลังงานที่ใช้ในการทดสอบกับภาระความเย็นและรูปแบบการกระจายน้ำเย็นที่ใช้ในการทดสอบนี้เท่านั้น เพื่อเป็นแนวทางสำหรับผู้ที่สนใจในการนำโปรแกรมนี้ไปประยุกต์ใช้สำหรับการออกแบบระบบส่งจายน้ำเย็นต่อไป

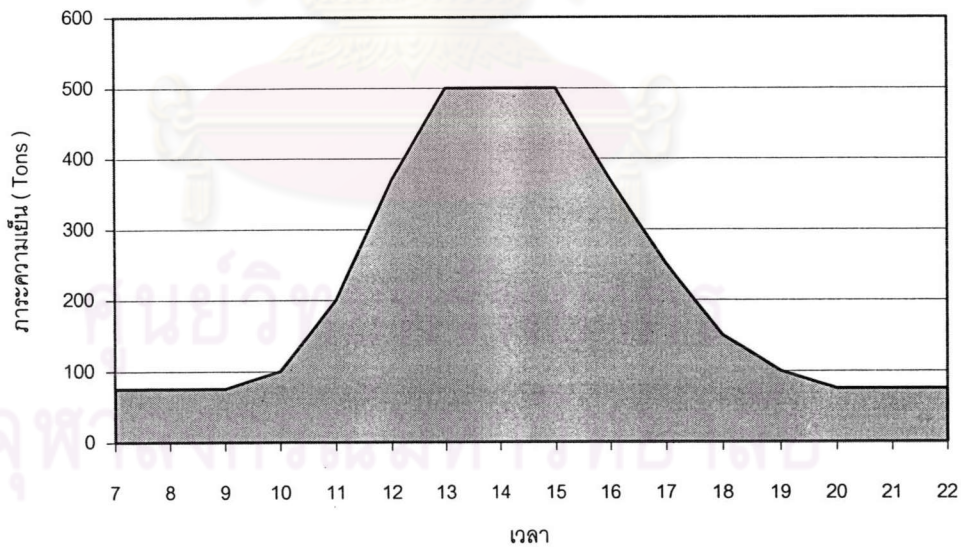
5.1 ภาระความเย็นและตัวประกอบภาระความเย็นที่ใช้ทดสอบ

งานวิจัยนี้ได้ทดสอบการใช้พลังงานของเครื่องสูบน้ำสำหรับระบบส่งจ่ายน้ำเย็น 2 ระบบ ทดสอบ โดยที่ความต้องการความเย็นของระบบทั้งสองเริ่มตั้งแต่เวลา 7.00 – 22.00 น. (15 ชั่วโมงต่อวัน) โดยที่ระบบมีความต้องการความเย็นดังต่อไปนี้

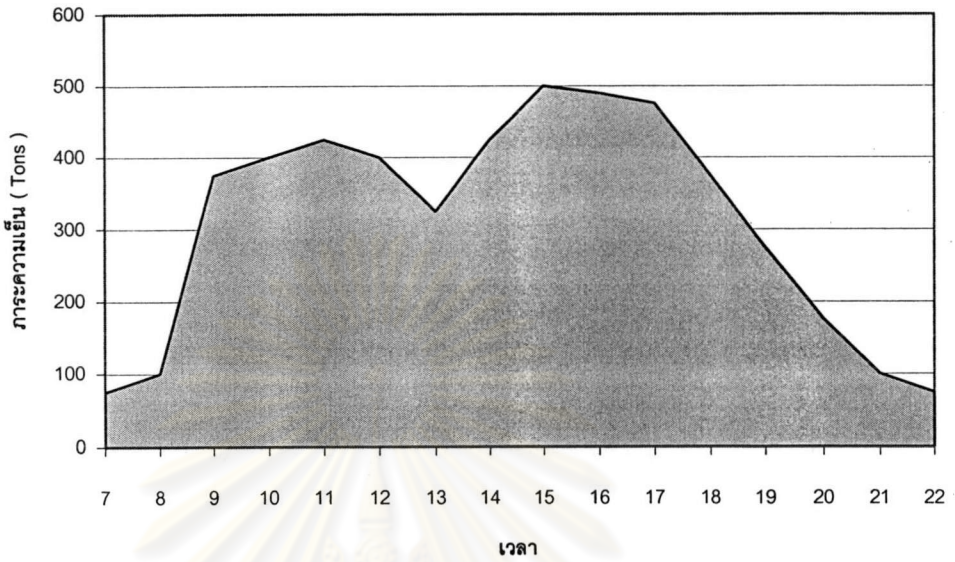
5.1.1 ระบบทดสอบที่ 1

ทดสอบการใช้พลังงานของเครื่องสูบน้ำกับภาระความเย็นที่แตกต่างกันทั้งหมด 4 แบบ ดังแสดงในรูป 5.1 – 5.4 เพื่อหาจำนวนเครื่องสูบน้ำที่เหมาะสมที่สุดสำหรับภาระความเย็นนั้น โดยที่อุปกรณ์ส่งลมเย็น (Air Handling Unit : AHU) ทั้ง 10 เครื่องที่ใช้ในระบบนี้มีความต้องการความเย็น ณ เวลาใด ๆ เหมือนกันทุกเครื่อง

รูป 5.1 แสดงลักษณะความต้องการความเย็นของภาระความเย็นแบบที่ 1 ที่นำมาทดสอบ ซึ่งมีช่วงเวลาที่มีความต้องการความเย็นสูงสุดอยู่ช่วงเวลาเดียวคือในช่วงเวลา 13.00 – 15.00 น. โดยตั้งแต่ช่วงเวลา 7.00 – 9.00 น. ภาระความเย็นมีค่าคงที่ 75 ตันความเย็น หลังจากนั้นความต้องการความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นจนกระทั่งถึงค่าความต้องการสูงสุด หลังจากเวลา 15.00 น. ความต้องการความเย็นมีค่าลดลงจนถึงค่าต่ำสุดคือ 75 ตันความเย็น ที่เวลา 22.00 น. ค่าเฉลี่ยของภาระความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงมีค่า 227.67 ตันความเย็น หรือคิดเป็นตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.45



รูป 5.1 ภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระ LF = 0.455

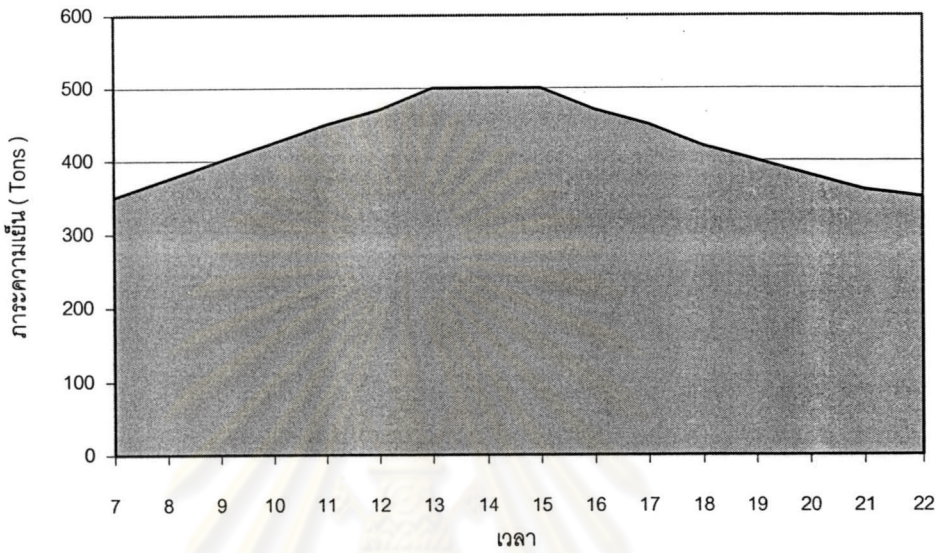


รูป 5.2 ภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระ LF = 0.655

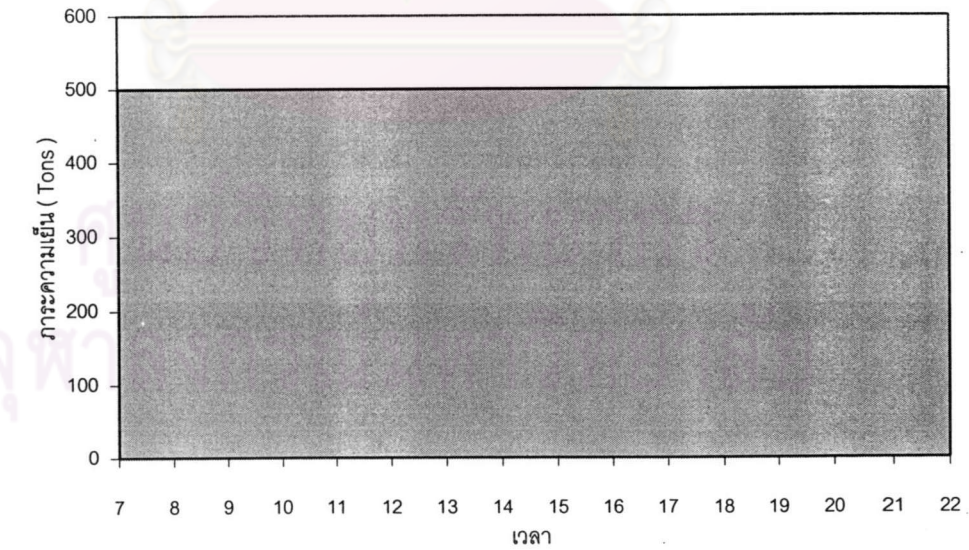
รูป 5.2 แสดงลักษณะความต้องการความเย็นของภาระความเย็นแบบที่ 2 ที่นำมาทดสอบ โดยลักษณะความต้องการความเย็นนี้ผู้เขียนได้เลียนแบบมาจากลักษณะความต้องการความเย็นจริง (ไม่รวมถึงขนาดความต้องการความเย็นสูงสุด) ของอาคารสำนักงานแห่งหนึ่งในกรุงเทพมหานคร ความต้องการความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ จาก 75 ตันความเย็น ตั้งแต่เวลา 7.00 น. จนกระทั่งถึง 425 ตันความเย็น ที่เวลา 11.00 น. หลังจากนั้นความต้องการความเย็นลดลงเป็น 425 ตันความเย็น ที่เวลา 13.00 น. แล้วความต้องการความเย็นในช่วงบ่ายจะมีค่าเพิ่มขึ้นจนกระทั่งเท่ากับความความต้องการความเย็นสูงสุด 500 ตันความเย็น ที่เวลา 15.00 น. หลังจากนั้นความต้องการความเย็นจะค่อย ๆ ลดลงจนถึงค่าต่ำสุดที่ค่า 75 ตันความเย็น ที่เวลา 22.00 น. ค่าเฉลี่ยของภาระความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงมีค่า 227.67 ตันความเย็น หรือคิดเป็นตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.455

รูป 5.3 แสดงลักษณะความต้องการความเย็นของภาระความเย็นแบบที่ 3 ที่นำมาทดสอบ ซึ่งมีช่วงเวลาที่มีความต้องการความเย็นสูงสุดอยู่ช่วงเวลาเดียวคือในช่วงเวลา 13.00 – 15.00 น. โดยความต้องการความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ จาก 350 ตันความเย็น ตั้งแต่เวลา 7.00 น. จนกระทั่งมีค่าเท่ากับต้องการสูงสุดที่เวลา 13.00 น. หลังจากเวลา 15.00 น. ความต้องการความเย็นมีค่าลดลงจนถึง

ค่าต่ำสุดคือ 350 ตันความเย็น ที่เวลา 22.00 น. ค่าเฉลี่ยของภาระความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงมีค่า 430.0 ตันความเย็น หรือคิดเป็นตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.860



รูป 5.3 ภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระ LF = 0.860

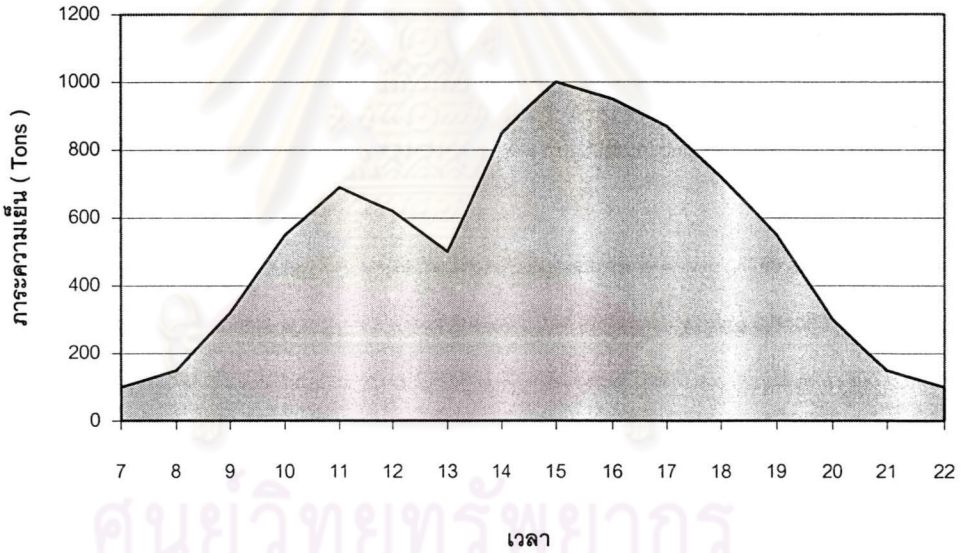


รูป 5.4 ภาระการทำความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระ LF = 1.000

รูป 5.4 แสดงลักษณะความต้องการความเย็นของภาระความเย็นแบบที่ 4 ที่นำมาทดสอบ ซึ่งมีความต้องการความเย็นเท่ากับค่าความต้องการความเย็นสูงสุดตลอดทุกช่วงเวลาตั้งแต่ 7.00 – 22.00 น. เท่ากับ 500 ตันความเย็น ค่าเฉลี่ยของภาระความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงมีค่า 500.0 ตันความเย็น หรือคิดเป็นตัวประกอบภาระเท่ากับ 1.000

5.1.2 ระบบทดสอบที่ 2

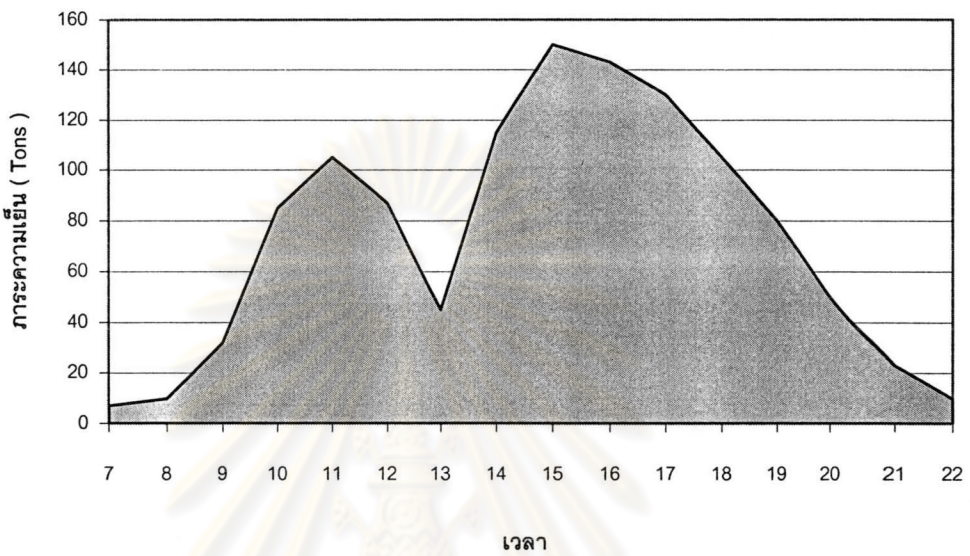
ทดสอบการใช้พลังงานของเครื่องสูบน้ำของระบบที่มีภาระความเย็นสูงสุด 1000 ตันความเย็นที่มีตัวประกอบภาระ 0.555 ดังแสดงในรูป 5.5 โดยความต้องการความเย็นของอุปกรณ์ส่งลมเย็นแต่ละเครื่อง ณ แต่ละเวลามีความแตกต่างกันดังแสดงในรูป 5.6 – 5.10



รูป 5.5 ภาระการทำความเย็นสูงสุด 1000 ตันที่มีค่าตัวประกอบภาระ LF = 0.555

รูป 5.5 แสดงลักษณะความต้องการความเย็นของระบบทดสอบที่ 2 โดยความต้องการความเย็นเริ่มจาก 100 ตันความเย็น ตั้งแต่เวลา 7.00 น. จนกระทั่งถึง 690 ตันความเย็น ที่เวลา 11.00 น. หลังจากนั้นความต้องการความเย็นลดลงเป็น 500 ตันความเย็น ที่เวลา 13.00 น. แล้วความต้องการความเย็นในช่วงบ่ายจะมีค่าเพิ่มขึ้นจนกระทั่งเท่ากับความความต้องการความเย็นสูงสุด 1000 ตันความเย็น ที่เวลา 15.00 น. หลังจากนั้นความต้องการความเย็นจะค่อย ๆ ลดลงจนถึงค่าต่ำสุดที่ค่า

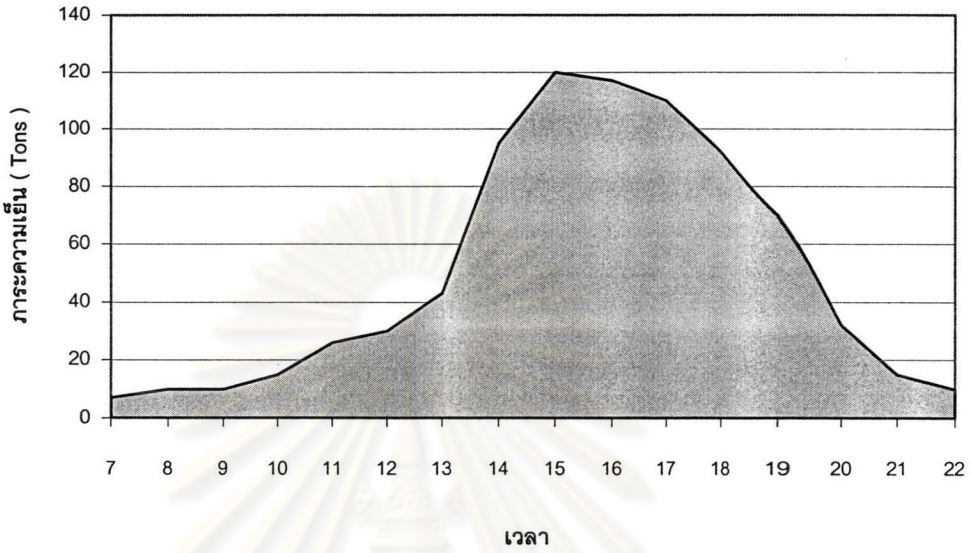
100 ตันความเย็น ที่เวลา 22.00 น. ค่าเฉลี่ยของภาระความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงมีค่า 555.33 ตันความเย็น หรือคิดเป็นตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.555



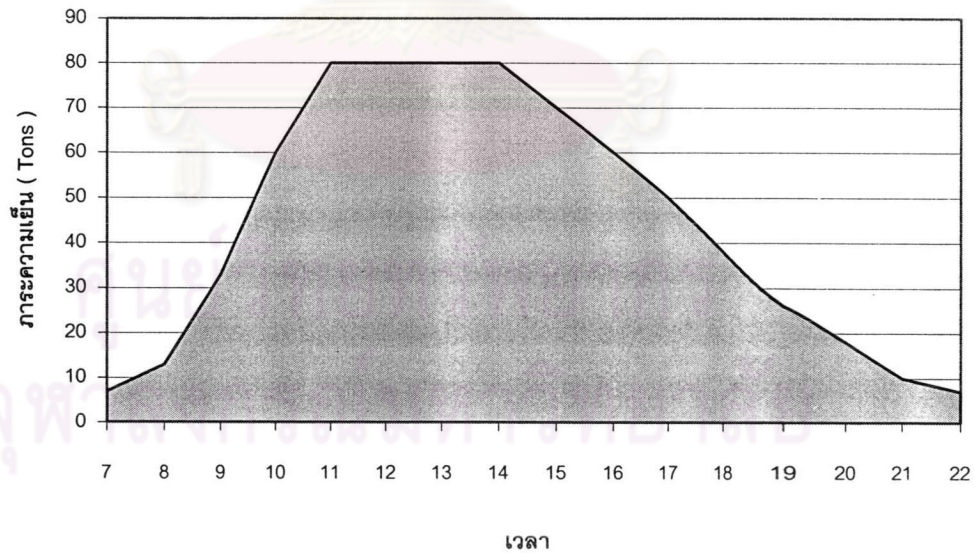
รูป 5.6 ภาระความเย็นของ AHU เครื่องที่ 1 และ 7 (150 Tons)

รูป 5.6 แสดงลักษณะความต้องการความเย็นของ AHU เครื่องที่ 1 และ 7 โดยความต้องการความเย็นเริ่มจาก 10 ตันความเย็น ตั้งแต่เวลา 7.00 น. จนกระทั่งถึง 105 ตันความเย็น ที่เวลา 11.00 น. หลังจากนั้นความต้องการความเย็นลดลงเป็น 45 ตันความเย็น ที่เวลา 13.00 น. แล้วความต้องการความเย็นในช่วงบ่ายจะมีค่าเพิ่มขึ้นจนกระทั่งเท่ากับความความต้องการความเย็นสูงสุด 500 ตันความเย็น ที่เวลา 15.00 น. หลังจากนั้นความต้องการความเย็นจะค่อย ๆ ลดลงจนถึงค่าต่ำสุดที่ค่า 10 ตันความเย็น ที่เวลา 22.00 น. ค่าเฉลี่ยของภาระความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงมีค่า 78.33 ตันความเย็น หรือคิดเป็นตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.522

รูป 5.7 แสดงลักษณะความต้องการความเย็นของ AHU เครื่องที่ 2 และ 9 โดยความต้องการความเย็นเริ่มจาก 10 ตันความเย็น ตั้งแต่เวลา 7.00 น. จนกระทั่งถึงค่าสูงสุด 120 ตันความเย็น ที่เวลา 15.00 น. หลังจากนั้นความต้องการความเย็นจะค่อย ๆ ลดลงจนถึงค่าต่ำสุดที่ค่า 10 ตันความเย็น ที่เวลา 22.00 น. ค่าเฉลี่ยของภาระความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงมีค่า 53.00 ตันความเย็น หรือคิดเป็นตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.442

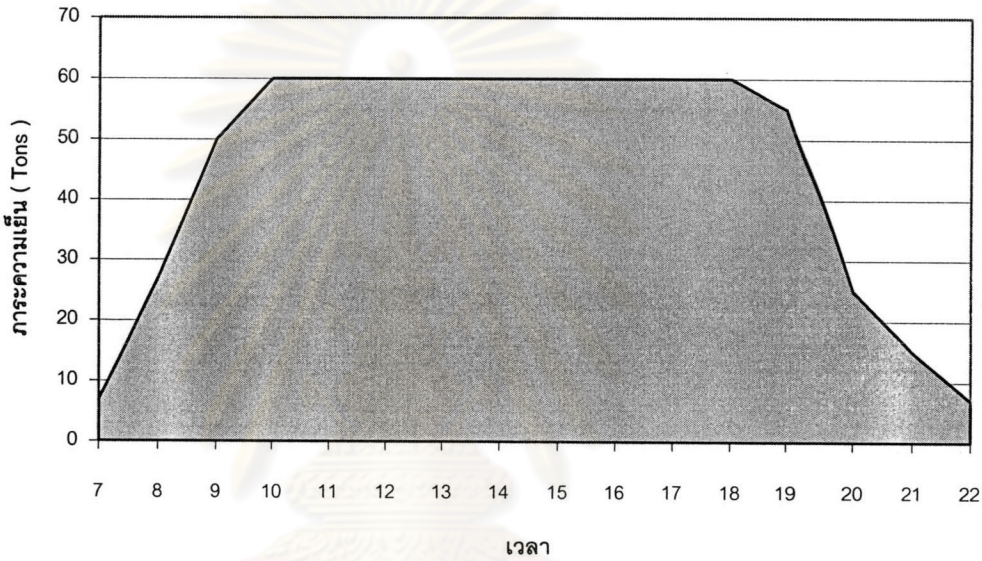


รูป 5.7 ภาระความเย็นของ AHU เครื่องที่ 2 และ 9 (120 Tons)



รูป 5.8 ภาระความเย็นของ AHU เครื่องที่ 3 และ 5 (80 Tons)

รูป 5.8 แสดงลักษณะความต้องการความเย็นของ AHU เครื่องที่ 3 และ 5 โดยความต้องการความเย็นเริ่มจาก 7 ตันความเย็น ตั้งแต่เวลา 7.00 น. จนกระทั่งถึงค่าสูงสุด 80 ตันความเย็น ที่เวลา 11.00 น. และมีค่าคงที่ไปจนถึงเวลา 14.00 น. หลังจากนั้นความต้องการความเย็นจะลดลงจนถึงค่าต่ำสุด 8 ตันความเย็น ที่เวลา 22.00 น. ค่าเฉลี่ยของภาระความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงมีค่า 47.0 ตันความเย็น หรือคิดเป็นตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.588

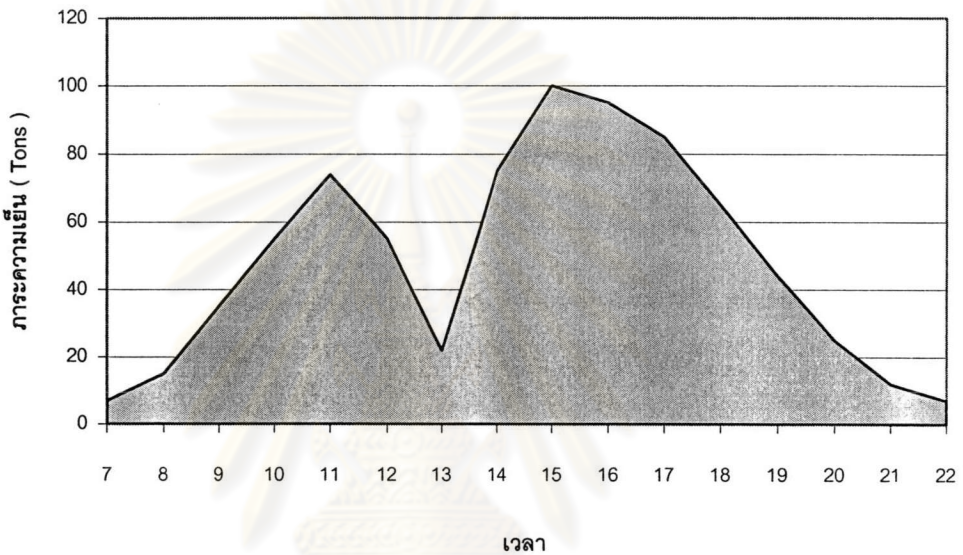


รูป 5.9 ภาระความเย็นของ AHU เครื่องที่ 4 และ 8 (60 Tons)

รูป 5.9 แสดงลักษณะความต้องการความเย็นของ AHU เครื่องที่ 4 และ 8 โดยความต้องการความเย็นเริ่มจาก 7 ตันความเย็น ตั้งแต่เวลา 7.00 น. จนกระทั่งถึงค่าสูงสุด 60 ตันความเย็น ที่เวลา 10.00 น. และคงที่ไปจนถึงเวลา 18.00 น. หลังจากนั้นความต้องการความเย็นจะลดลงจนถึงค่าต่ำสุด 7 ตันความเย็น ที่เวลา 22.00 น. ค่าเฉลี่ยของภาระความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงมีค่า 47.93 ตันความเย็น หรือคิดเป็นตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.799

รูป 5.10 แสดงลักษณะความต้องการความเย็นของ AHU เครื่องที่ 6 และ 10 โดยความต้องการความเย็นเริ่มจาก 7 ตันความเย็น ตั้งแต่เวลา 7.00 น. จนกระทั่งถึงค่าสูงสุด 74 ตันความเย็น ที่เวลา 11.00 น. และคงที่ไปจนถึงเวลา 18.00 น. หลังจากนั้นความต้องการความเย็นจะลดลงจนเป็น

22 ตันความเย็น ที่เวลา 13.00 น. ในช่วงบ่ายค่าความต้องการความเย็นจะเพิ่มขึ้นจนถึงค่าสูงสุด 100 ตันความเย็น ที่เวลา 15.00 น. หลังจากนั้นความต้องการความเย็นจะมีค่าลดลงจนถึงค่าต่ำสุด 10 ตันความเย็น ที่เวลา 22.00 น. ค่าเฉลี่ยของภาระความเย็นต่อหนึ่งชั่วโมงมีค่า 51.03 ตันความเย็น หรือคิดเป็นตัวประกอบภาระเท่ากับ 0.510



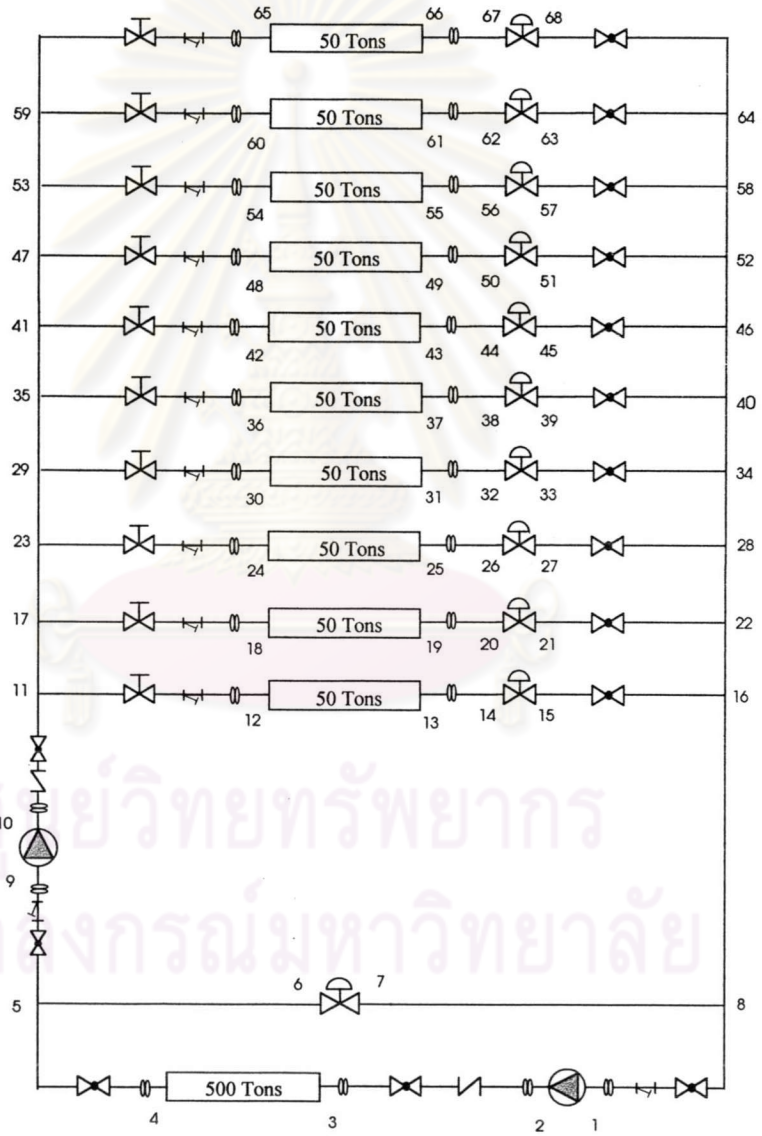
รูป 5.10 ภาระความเย็นของ AHU เครื่องที่ 6 และ 10 (100 Tons)

5.2 รูปแบบของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นและข้อมูลเข้า (Inputs) ที่ใช้ในการทดสอบโปรแกรม

ในการทดสอบโปรแกรมนี้ ผู้เขียนได้ออกแบบระบบส่งจ่ายน้ำเย็นแบบปฐมภูมิ-ทุติยภูมิ ซึ่งใช้ท่อส่งน้ำกลับโดยตรง (Direct Return Piping) สำหรับอาคาร 10 ชั้นมาใช้ทดสอบกับโปรแกรม โดยระบบที่ออกแบบมานั้นมีจำนวนอุปกรณ์ส่งลมเย็นทั้งหมด 10 เครื่อง ชั้นละ 1 เครื่อง เนื่องจากงานวิจัยนี้มุ่งเน้นถึงการใช้พลังงานสำหรับเครื่องสูบน้ำเย็นในวงจรทุติยภูมิ จึงไม่ให้ความสำคัญกับการใช้พลังงานของเครื่องสูบน้ำในวงจรปฐมภูมิ ซึ่งได้มีผู้ทำวิจัยเกี่ยวกับการใช้พลังงานของอุปกรณ์ทำความเย็นและเครื่องสูบจ่ายน้ำเย็นในวงจรปฐมภูมิไปแล้ว (วรชาติ จิรัฐิติเจริญ [4]) ดังนั้นจะถือว่าใน วงจรปฐมภูมินั้นสามารถทำความเย็นได้อย่างที่ระบบต้องการและไม่สนใจการเปลี่ยนแปลงในวงจรปฐมภูมิว่าเป็นอย่างไร (เครื่องสูบน้ำทุกเครื่องในวงจรปฐมภูมิทำงานเต็มภาระตลอดเวลา) ดังนี้

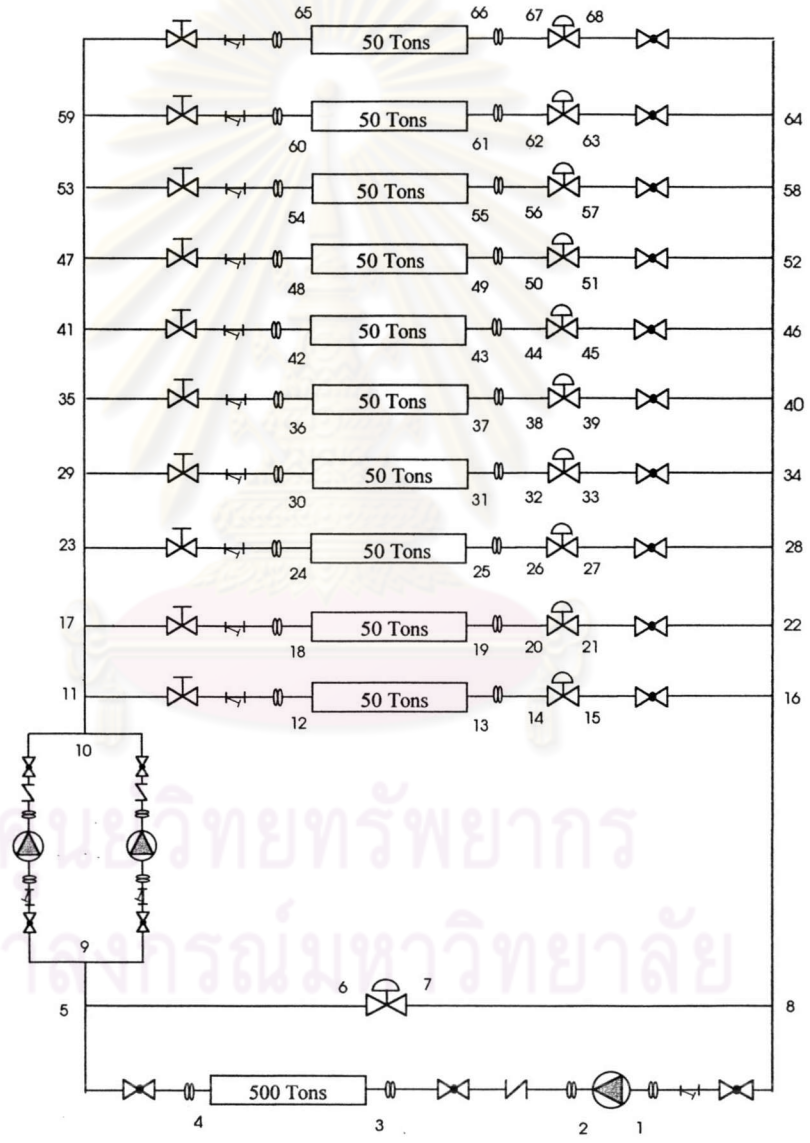
5.2.1 ระบบทดสอบที่ 1

อุปกรณส่งลมเย็นทุกเครื่องมีขนาดขนาด 50 ตันความเย็น และความต้องการความเย็นที่อุปกรณ์จ่ายลมเย็นทั้ง 10 เครื่องมีค่าเท่ากันที่ทุกเวลา และสมมติว่าผู้ใช้ต้องการใช้วาล์วที่ท่อ bypass โดยในระบบที่ใช้ในการทดสอบโปรแกรมนี้จะใช้เครื่องทำน้ำเย็นขนาด 500 ตันความเย็น 1 เครื่อง ใช้งานแบบอนุกรมกับเครื่องสูบน้ำในวงจร ปฐมภูมิเพียง 1 เครื่อง ดังแสดงในรูป 5.11 – 5.13



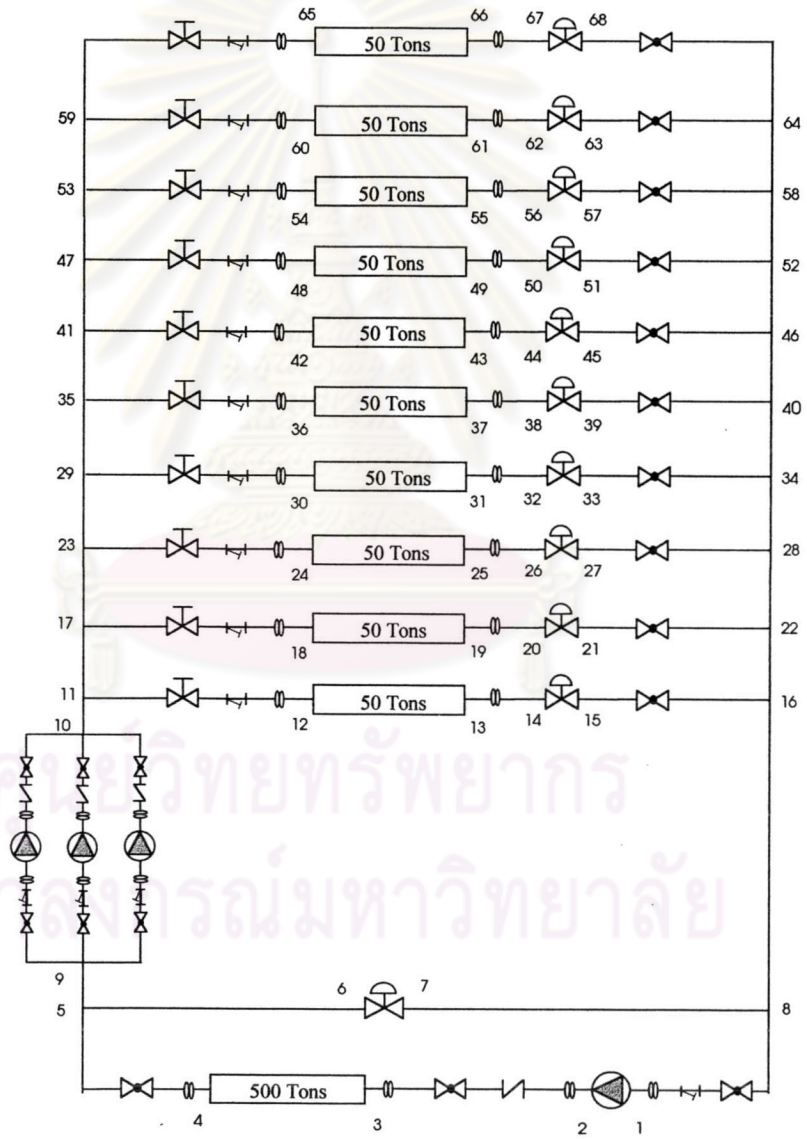
รูป 5.11 รูปแบบของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทดสอบที่ 1 ใช้เครื่องสูบน้ำ 1 เครื่องในวงจรทุติยภูมิ

จากการออกแบบพบว่า ที่ภาวะออกแบบวงจรปฐมภูมิเกิดเฮดสูญเสียในท่อ วาล์ว และข้อต่อต่าง ๆ มีค่า 39.675 ฟุตน้ำ โดยการออกแบบให้วาล์วควบคุมตัวที่ 1 (ช่วง 006007) มีเฮดสูญเสีย 37.8% ของเฮดสูญเสียในวงจรปฐมภูมิ จากคะตะลอกของวาล์วควบคุมที่ผู้เขียนใช้ สรุปได้ว่าต้องใช้วาล์วควบคุมที่มีค่า C_v เท่ากับ 416.2 สำหรับวาล์วควบคุมตัวที่ 1 และต้องใช้เครื่องสูบน้ำที่มีเฮด 54.675 ฟุต ที่อัตราการไหล 1200 แกลลอนต่อนาที



รูป 5.12 รูปแบบของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทดสอบที่ 1 ใช้เครื่องสูบน้ำ 2 เครื่องในวงจรทุติยภูมิ

สำหรับวงจรทุติยภูมิที่ภาวะออกแบบเกิดเฮดสูญเสียในระบบท่อ วาล์ว และข้อต่อ 47.157 ฟุตน้ำ เนื่องจากอุปกรณ์จ่ายลมเย็นมีความต้องการน้ำเย็นสูงสุด 120 แกลลอนต่อนาทีเท่ากันทุกเครื่อง จากการออกแบบเลือกวาล์วควบคุมสรุปได้ว่าใช้วาล์วควบคุมที่มีค่า Cv เท่ากับ 28.96 สำหรับวาล์วควบคุมตัวที่ 2 ถึง 11 และได้เฮดสูญเสียรวม 85.406 ฟุตน้ำ นั่นคือเครื่องสูบน้ำในวงจรทุติยภูมิ ต้องมีเฮดอย่างน้อย 85.406 ฟุตน้ำ จากการออกแบบระบบส่งจ่ายน้ำเย็นที่ได้อธิบายมาแล้ว สามารถสรุปเป็นข้อมูลเพื่อใช้เป็นข้อมูลเข้าสำหรับใช้ทดสอบโปรแกรมได้ดังแสดงในตารางที่ 5.1



รูป 5.13 รูปแบบของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทดสอบที่ 1 ใช้เครื่องสูบน้ำ 3 เครื่องในวงจรทุติยภูมิ

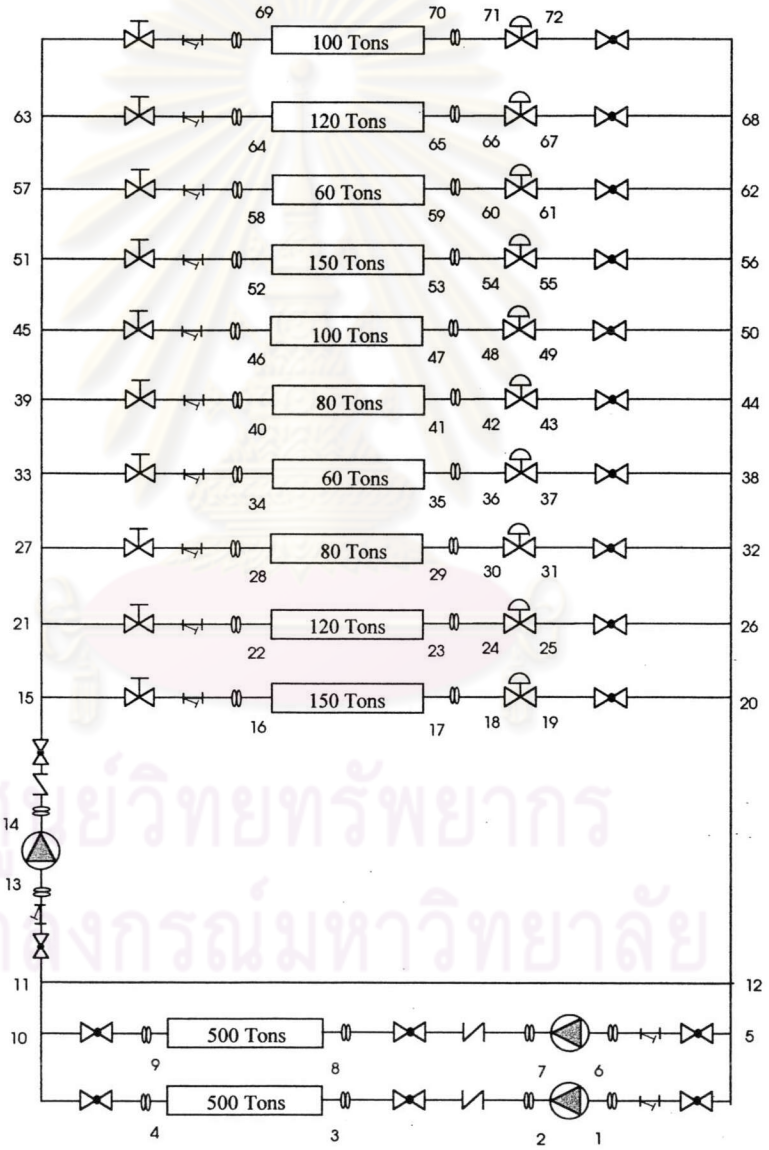
ตาราง 5.1 รายละเอียดของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทดสอบที่ 1

Section	Node	Dia	L	Vavles and Fittings								Gpm	Type	Head Loss	Cv
				90E	T	Glv	Gv	Btv	Chv	Flx	Str				
1	001002	8	0									1200	Pump1		
2	002003	8	16					1	1	2		1200		9.715	
3	003004	8	0									1200	Chiller	10.132	
4	004005	8	20	1	1			1		1		1200		10439	
5	005006	8	35		2							1080		1.381	
6	006007	8	0									1080	CV1	15.0	416.2
7	007008	8	35		2							1080		1.381	
8	008001	8	20	1						1	1	1200		4.359	
9	005009	8	10					1		1	1	1200		1.349	
10	009010	8	0									1200	Pump2		
11	010011	8	100		1			1	1	1		1200		11.787	
12	011012	3	33		2		1			1	1	120		3.938	
13	012013	3	0									120	AHU1	9.973	
14	013014	3	3							1		120		0.173	
15	014015	3	0									120	CV2	38.249	28.96
16	015016	3	30		2	1						120		5.856	
17	016008	8	100		1							1200		2.549	
18	011017	8	17		1							1080		0.550	
19	017018	3	33		2		1			1	1	120		3.938	
20	018019	3	0									120	AHU2	9.973	
21	019020	3	3							1		120		0.173	
22	020021	3	0									120	CV3	38.249	28.96
23	021022	3	30		2	1						120		5.856	
24	022016	8	17		1							1080		0.559	
25	017023	8	17		1							960		0.447	
26	023024	3	33		2		1			1	1	120		3.938	
27	024025	3	0									120	AHU3	9.973	
28	025026	3	3							1		120		0.173	
29	026027	3	0									120	CV4	38.249	28.96
30	027028	3	30		2	1						120		5.856	
31	028022	8	17		1							960		0.447	
32	023029	8	17		1							840		0.347	
33	029030	3	33		2		1			1	1	120		3.938	
34	030031	3	0									120	AHU4	9.973	
35	031032	3	3							1		120		0.173	
36	032033	3	0									120	CV5	38.249	28.96
37	033034	3	30		2	1						120		5.856	
38	034028	8	17		1							840		0.347	
39	029035	8	17		1							720		0.449	
40	035036	3	33		2		1			1	1	120		3.938	

Section	Node	Dia	L	Vavles and Fittings								Gpm	Type	Head Loss	Cv
				90E	T	Glv	Gv	Btv	Chv	Flx	Str				
41	036037	3	0									120	AHU5	9.973	
42	037038	3	3							1		120		0.173	
43	038039	3	0									120	CV6	38.249	28.96
44	039040	3	30		2	1						120		5.856	
45	040034	8	17		1							720		0.260	
46	035041	6	17		1							600		1.005	
47	041042	3	33		2		1			1	1	120		3.938	
48	042043	3	0									120	AHU6	9.973	
49	043044	3	3							1		120		0.173	
50	044045	3	0									120	CV7	38.249	28.96
51	045046	3	30		2	1						120		5.856	
52	046040	6	17		1							600		1.344	
53	041047	5	17		1							480		0.995	
54	047048	3	33		2		1			1	1	120		3.938	
55	048049	3	0									120	AHU7	9.973	
56	049050	3	3							1		120		0.173	
57	050051	3	0									120	CV8	38.249	28.96
58	051052	3	30		2	1						120		5.856	
59	052046	5	17		1							180		1.909	
60	047053	5	17		1							360		0.850	
61	053054	3	33		2		1			1	1	120		3.938	
62	054055	3	0									120	AHU8	9.973	
63	055056	3	3							1		120		0.173	
64	056057	3	0									120	CV9	38.249	28.96
65	057058	3	30		2	1						120		5.856	
66	058052	5	17		1							360		0.578	
67	053059	4	17		1							240		1.074	
68	059060	3	33		2		1			1	1	120		3.938	
69	060061	3	0									120	AHU9	9.973	
70	061062	3	3							1		120		0.173	
71	062063	3	0									120	CV10	38.249	28.96
72	063064	3	30		2	1						120		5.856	
73	064058	4	17		1							240		1.358	
74	059065	3	50	1			1			1	1	120		3.353	
75	065066	3	0									120	AHU10	9.973	
76	066067	3	3							1		120		0.173	
77	067068	3	0									120	CV11	38.249	28.96
78	068064	3	47	1	1	1						120		5.445	

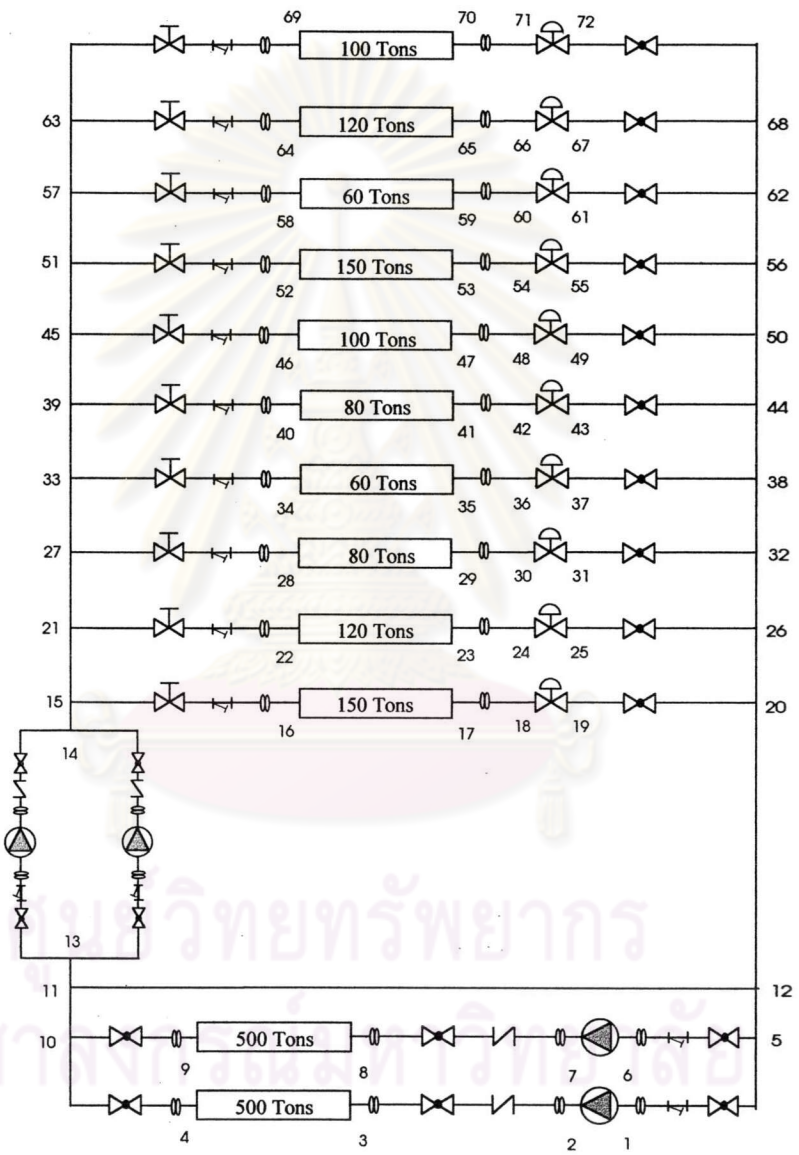
5.2.2 ระบบทดสอบที่ 2

อุปกรณ์ส่งลมเย็นที่ใช้มี 5 ขนาด คือ 60, 80, 100, 120 และ 150 ตันความเย็น และความต้องการความเย็นของอุปกรณ์จ่ายลมเย็นที่มีขนาดเท่ากันมีค่าเหมือนกันที่ทุกเวลา โดยในระบบที่ใช้ในการทดสอบโปรแกรมนี้จะใช้เครื่องทำน้ำเย็นขนาด 500 ตันความเย็น 2 เครื่อง ใช้งานแบบอนุกรมกับเครื่องสูบน้ำในวงจรปฐมภูมิอย่างละ 1 เครื่อง ดังแสดงในรูป 5.14 – 5.17



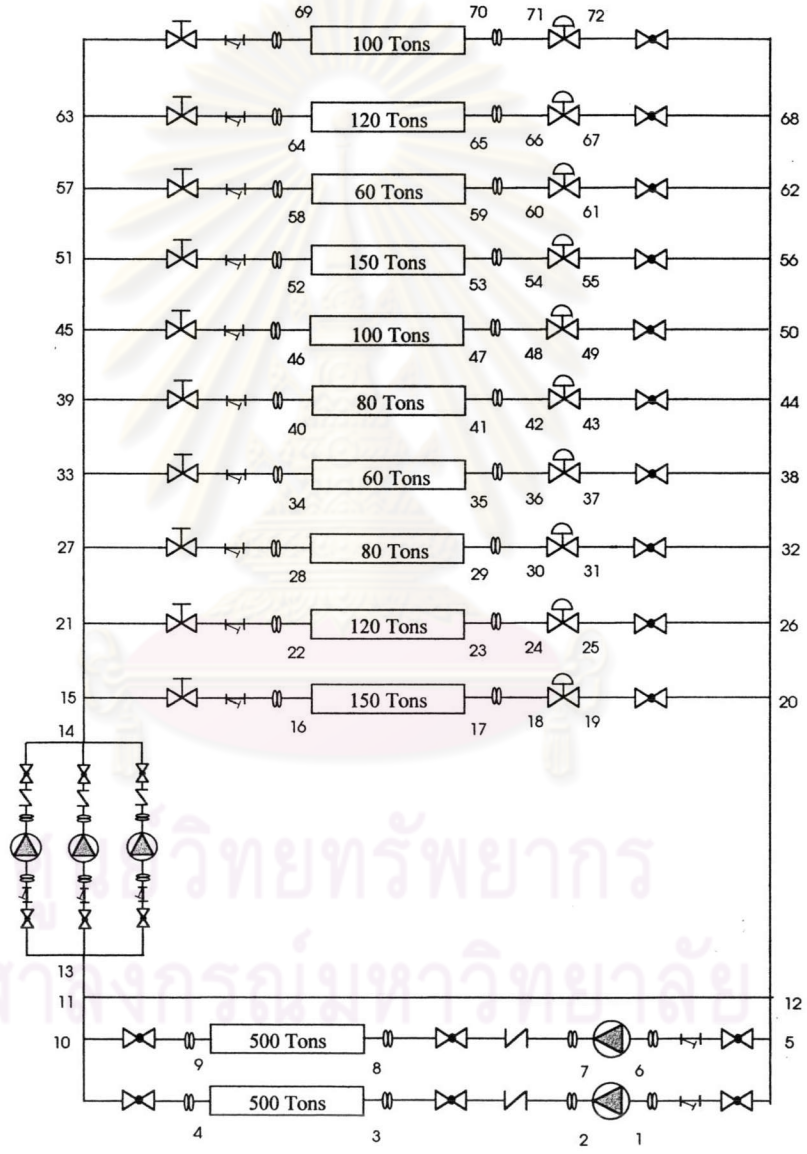
รูป 5.14 รูปแบบของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทดสอบที่ 2 ใช้เครื่องสูบน้ำ 1 เครื่องในวงจรทุติยภูมิ

จากการออกแบบพบว่า ที่ภาวะออกแบบวงจรปฐมภูมิเกิดเฮดสูญเสียในท่อ วาล์ว และข้อต่อต่าง ๆ มีค่า 41.799 ฟุตน้ำ ดังนั้นเครื่องสูบน้ำทั้ง 2 เครื่องในวงจรปฐมภูมิต้องมีเฮดอย่างน้อย 41.799 ฟุต ที่อัตราการไหล 1200 แกลลอนต่อนาที

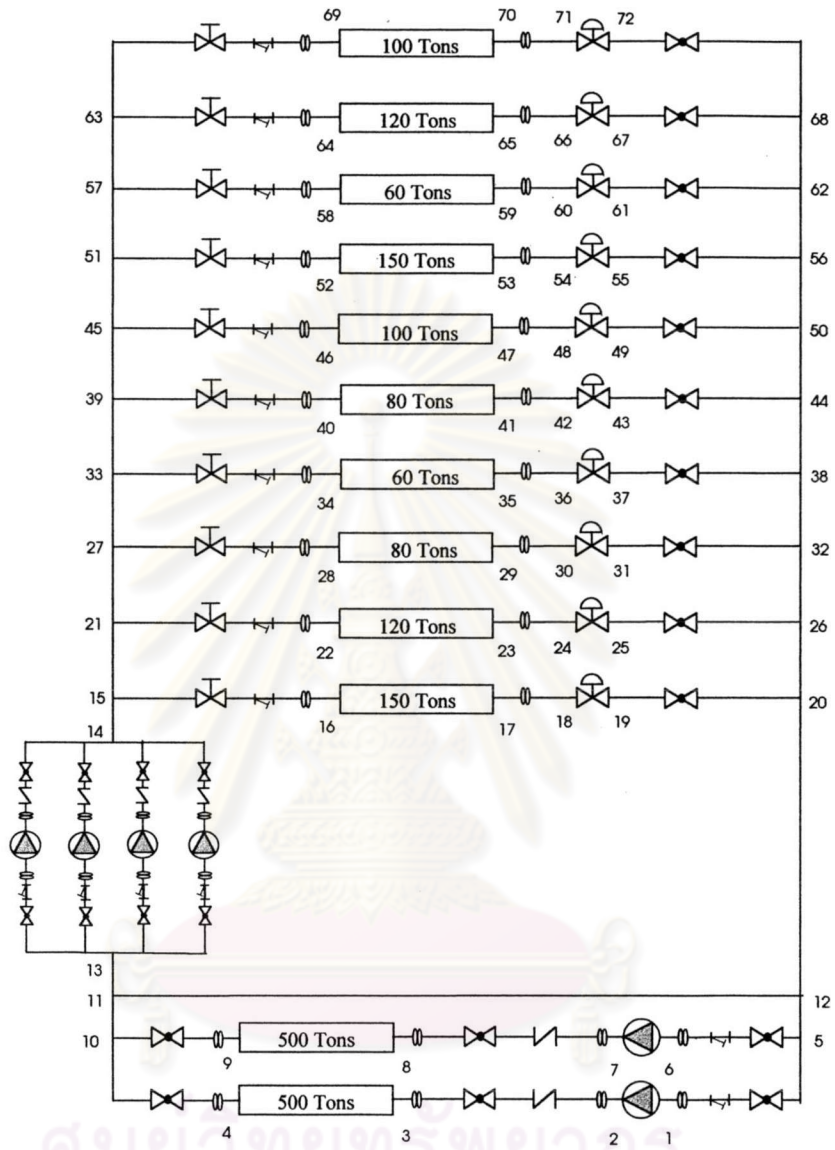


รูป 5.15 รูปแบบของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทดสอบที่ 2 ใช้เครื่องสูบน้ำ 2 เครื่องในวงจรทุติยภูมิ

สำหรับวงจรทุติยภูมิที่ภาวะออกแบบเกิดเฮดสูญเสียในระบบท่อ วาล์ว และข้อต่อสูงสุด 57.290 ฟุตน้ำ จากการออแบบเลือกวาล์วควบคุมแบบ 2 ทางเพื่อควบคุมปริมาณน้ำเย็นให้กับอุปกรณ์ส่งลมเย็นแต่ละเครื่อง ได้ว่าระบบเกิดเฮดสูญเสียรวม 108.615 ฟุตน้ำ นั่นคือเครื่องสูบน้ำในวงจรทุติยต้องมีเฮดอย่างน้อย 108.615 ฟุตน้ำ



รูป 5.16 รูปแบบของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทดสอบที่ 2 ใช้เครื่องสูบน้ำ 3 เครื่องในวงจรทุติยภูมิ



รูป 5.17 รูปแบบของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทดสอบที่ 2 ใช้เครื่องสูบน้ำ 4 เครื่องในวงจรทุติยภูมิ

จากการออกแบบระบบส่งจ่ายน้ำเย็นที่ได้อธิบายมาแล้ว สามารถสรุปเป็นข้อมูลเพื่อใช้เป็นข้อมูลเข้าสำหรับใช้ทดสอบโปรแกรมได้ดังแสดงในตารางที่ 5.2

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตาราง 5.2 รายละเอียดของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทดสอบที่ 2

Section	Node	Dia	TL	Vavles & Fittings								GPM	Type	Head Loss	Cv
				90E	T	Glv	Gv	Btv	Chv	Flx	Str				
1	001002	8	0									1200	Pump1		
2	002003	8	16					1	1	2		1200		9.715	
3	003004	8	0									1200	Chiller1	22.598	
4	004010	8	20	1	1			1		1		1200		1.439	
5	005001	8	20	1				1		1	1	1200		4.479	
6	005006	8	10		2			1		1	1	1200		5.199	
7	006007	8	0									1200	Pump2		
8	007008	8	16					1	1	2		1200		9.715	
9	008009	8	0									1200	Chiller2	22.598	
10	009010	8	10		2			1		1		1200		2.323	
11	010011	12	10		1							2400		0.201	
12	011012	12	70		2							2040		1.068	
13	012005	12	10		1							2400		0.201	
14	011013	12	10					1		1	1	2400		3.084	
15	013014	12	0									2400	Pump3		
16	014015	12	100		1			1	1	1		2400		8.230	
17	015016	5	33		2		1			1	1	360		4.429	
18	016017	5	0									360	AHU1	26.831	
19	017018	5	3							1		360	(150 T)	0.144	
20	018019	5	0									360	CV1	51.325	75
21	019020	5	30		2	1						360		6.047	
22	020012	12	100		1							2400		1.342	
23	015021	12	17		1							2040		0.623	
24	021022	5	33		2		1			1	1	288		2.913	
25	022023	5	0									288	AHU2	15.195	
26	023024	5	3							1		288	(120 T)	0.095	
27	024025	5	0									288	CV2	46.554	63
28	025026	5	30		2	1						288		3.977	
29	026020	12	17		1							2040		0.304	
30	021027	10	17		1							1752		0.497	
31	027028	4	33		2		1			1	1	192		2.598	
32	028029	4	0									192	AHU3	28.014	
33	029030	4	3							1		192	(80 T)	0.095	
34	030031	4	0									192	CV3	51.325	40
35	031032	4	30		2	1						192		3.647	
36	032026	10	17		1							1752		1.350	
37	027033	10	17		1							1584		0.411	
38	033034	3.5	33		2		1			1	1	144		3.187	
39	034035	3.5	0									144	AHU4	13.849	
40	035036	3.5	3							1		144	(60 T)	0.126	

Section	Node	Dia	TL	Vavles & Fittings								Gpm	Type	Head Loass	Cv
				90E	T	Glv	Gv	Btv	Chv	Flx	Str				
41	036037	3.5	0									144	CV4	55.307	28.9
42	037038	3.5	30		2	1						144		4.558	
43	038032	10	17		1							1584		0.411	
44	033039	10	17		1							1440		0.343	
45	039040	4	33		2		1			1	1	192		2.598	
46	040041	4	0									192	AHU5	28.014	
47	041042	4	3							1		192	(80 T)	0.095	
48	042043	4	0									192	CV5	51.325	40
49	043044	4	30		2	1						192		3.647	
50	044038	10	17		1							1440		0.343	
51	039045	10	17		1							1272		0.513	
52	045046	4	33		2		1			1	1	240		5.071	
53	046047	4	0									240	AHU6	8.839	
54	047048	4	3							1		240	(100 T)	0.186	
55	048049	4	0									240	CV6	49.332	51
56	049050	4	30		2	1						240		7.118	
57	050044	10	17		1							1272		0.271	
58	045051	8	17		1							1032		0.885	
59	051052	5	33		2		1			1	1	360		4.429	
60	052053	5	0									360	AHU7	26.831	
61	053054	5	3							1		360	(150 T)	0.144	
62	054055	5	0									360	CV7	51.325	75
63	055056	5	30		2	1						360		6.047	
64	056050	8	17		1							1032		1.232	
65	051057	6	17		1							672		0.799	
66	057058	3.5	33		2		1			1	1	144		3.187	
67	058059	3.5	0									144	AHU8	13.849	
68	059060	3.5	3							1		144	(60 T)	0.126	
69	060061	3.5	0									144	CV8	55.307	28.9
70	061062	3.5	30		2	1						144		4.558	
71	062056	6	17		1							672		1.666	
72	057063	6	17		1							528		0.600	
73	063064	5	33		2		1			1	1	288		2.359	
74	064065	5	0									288	AHU9	15.195	
75	065066	5	3							1		288	(120 T)	0.095	
76	066067	5	0									288	CV9	46.554	63
77	067068	5	30		2	1						288		4.147	
78	068062	6	17		1							528		0.507	
79	063069	4	50	1			1			1	1	240		4.128	
80	069070	4	0									240	AHU10	8.839	
81	070071	4	3							1		240	(100 T)	0.186	
82	071072	4	0									240	CV10	49.332	51
83	072068	4	47	1	1	1						240		6.395	

ในการทดสอบโปรแกรมสำหรับระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทั้ง 2 ระบบนี้ ผู้เขียนใช้เครื่องสูบน้ำแบบเซนตริฟูกอลของผู้ผลิต Grundfos ISO Line เป็นข้อมูลของเครื่องสูบน้ำ ซึ่งสามารถสรุปการเลือกใช้เครื่องสูบน้ำสำหรับระบบได้ดังตาราง 5.3 และได้แสดงเส้นโค้งสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำที่ใช้ทั้งหมดในภาคผนวก ช

ตาราง 5.3 รายละเอียดของเครื่องสูบน้ำที่ใช้ในการทดสอบโปรแกรม

ระบบที่ทดสอบ	จำนวนเครื่องสูบน้ำที่ใช้		รุ่น	ขนาดใบพัด (mm)	อัตราการไหลที่ภาวะออกแบบ (gpm)	เฮดที่ภาวะออกแบบ (ft)	% Eff
ระบบที่ 1	วงจรปฐมภูมิ	1 เครื่อง	150 x 125 – 250	264	1200	56	78
	วงจรทุติยภูมิ	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	วงจรปฐมภูมิ	2 เครื่อง	150 x 125 – 250	250	1200	46	78
	วงจรทุติยภูมิ	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

สำหรับเครื่องทำน้ำเย็นและอุปกรณ์จ่ายลมเย็น ผู้เขียนใช้อุปกรณ์จากผู้ผลิต Trane เป็นข้อมูลสำหรับใช้ทดสอบโปรแกรม โดยมีรายละเอียดดังแสดงในภาคผนวก ช จากคะตะลอกของผู้ผลิตพบว่าที่ภาวะออกแบบ สำหรับรายละเอียดและค่า C_v ของวาล์วควบคุมแบบ 2 ทางนั้นผู้เขียนก็ได้แสดงไว้ในภาคผนวก ช เช่นกัน

สำหรับค่าภาระความเย็นนั้น ผู้เขียนใช้ภาระความเย็นเฉลี่ยรายชั่วโมงที่เกิดขึ้นกับอุปกรณ์จ่ายลมเย็นแต่ละเครื่องเป็นข้อมูลเข้าให้กับโปรแกรม ดังแสดงในตาราง 5.4

ตาราง 5.4 ภาระความเย็นรายชั่วโมงของอุปกรณ์ส่งลมเย็น

ชั่วโมงที่	เวลา	ระบบทดสอบที่ 1				ระบบทดสอบที่ 2				
		ตัวประกอบภาระ				ตัวประกอบภาระ 0.555				
		0.455	0.655	0.860	1.000	AHU 1 , 7	AHU 2 , 9	AHU 3 , 5	AHU 4 , 8	AHU 6 , 10
8	07.00 – 08.00	7.50	8.75	36.25	50.00	12.5	10.0	10.0	17.0	11.0
9	08.00 – 09.00	7.50	23.75	38.75	50.00	23.5	10.0	23.0	38.5	25.0
10	09.00 – 10.00	8.75	38.75	41.25	50.00	58.5	12.5	46.5	55.0	45.0
11	10.00 – 11.00	15.00	41.25	43.75	50.00	95.0	20.5	70.0	60.0	64.5
12	11.00 – 12.00	28.50	41.25	46.00	50.00	96.0	28.0	80.0	60.0	64.5
13	12.00 – 13.00	43.50	36.25	48.50	50.00	66.0	36.5	80.0	60.0	38.5
14	13.00 – 14.00	50.00	37.50	50.00	50.00	80.0	69.0	80.0	60.0	48.5
15	14.00 – 15.00	50.00	46.25	50.00	50.00	132.5	107.5	75.0	60.0	87.5
16	15.00 – 16.00	43.50	49.50	48.50	50.00	146.5	118.5	65.0	60.0	97.5
17	16.00 – 17.00	31.00	48.25	46.00	50.00	136.5	113.5	55.0	60.0	90.0
18	17.00 – 18.00	20.00	42.50	43.50	50.00	117.5	101.0	44.0	60.0	75.0
19	18.00 – 19.00	12.50	32.50	41.00	50.00	92.5	81.0	32.0	57.5	54.5
20	19.00 – 20.00	8.75	22.50	39.00	50.00	65	51.0	22.0	40.0	34.5
21	20.00 – 21.00	7.50	13.75	37.00	50.00	36.5	23.5	14.0	20.0	18.5
22	21.00 – 22.00	7.50	8.75	35.50	50.00	16.5	12.5	9.0	11.0	11.0

ข้อมูลที่ต้องป้อนเข้าให้กับโปรแกรม คือ หมายเลขของท่อและอุปกรณ์ (Node Number), เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (Diameter : Dia), ความยาวท่อ (Length : L), จำนวนวาล์วและข้อต่อในช่วงหมายเลขท่อนั้น ๆ, และค่า Cv ของวาล์วควบคุมแบบ 2 ทาง จุดบนเส้นโค้งสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ, จุดบนเส้นความสัมพันธระหว่างเฮดสูญเสียกับอัตราการไหลของอุปกรณ์ทำความเย็นและอุปกรณ์จ่ายลมเย็นแต่ละตัว (ดังแสดงในภาคผนวก ช) และค่าภาระความเย็นรายชั่วโมงที่อุปกรณ์จ่ายลมเย็นแต่ละตัว (ดังแสดงในตาราง 5.4)

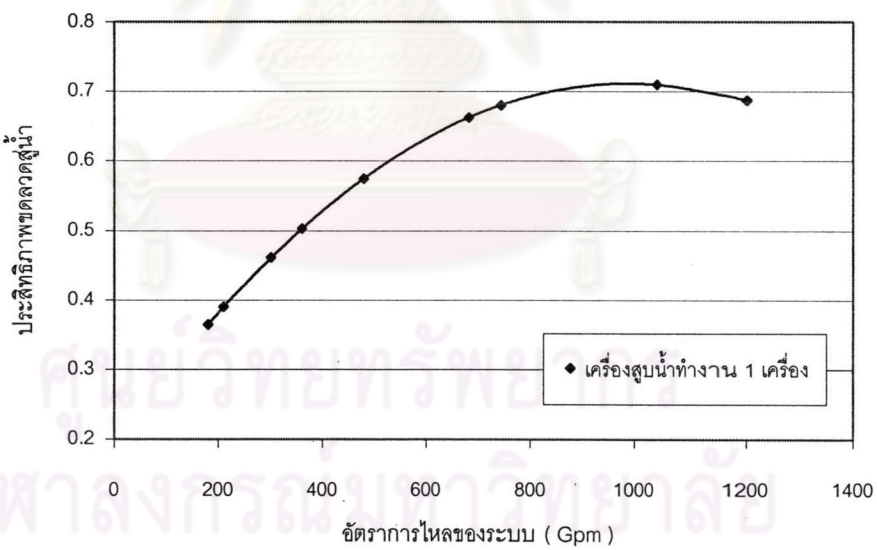
5.3 ผลจากการทดสอบโปรแกรม

5.3.1 ระบบทดสอบที่ 1

จากการทดลองใช้โปรแกรมจำลองการทำงานของเครื่องสูบน้ำกับภาระความเย็นทั้ง 4 รูปแบบ โดยเปลี่ยนจำนวนเครื่องสูบน้ำในระบบตั้งแต่ 1 เครื่อง (แบบที่ 1), 2 เครื่อง (แบบที่ 2) และ 3 เครื่อง (แบบที่ 3) เมื่อพิจารณาประสิทธิภาพขดลวดสู่น้ำ (Wire to Water Efficiency : WWE) ของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทั้ง 3 รูปแบบที่ภาระความเย็นต่าง ๆ ได้ผลสรุปดังต่อไปนี้

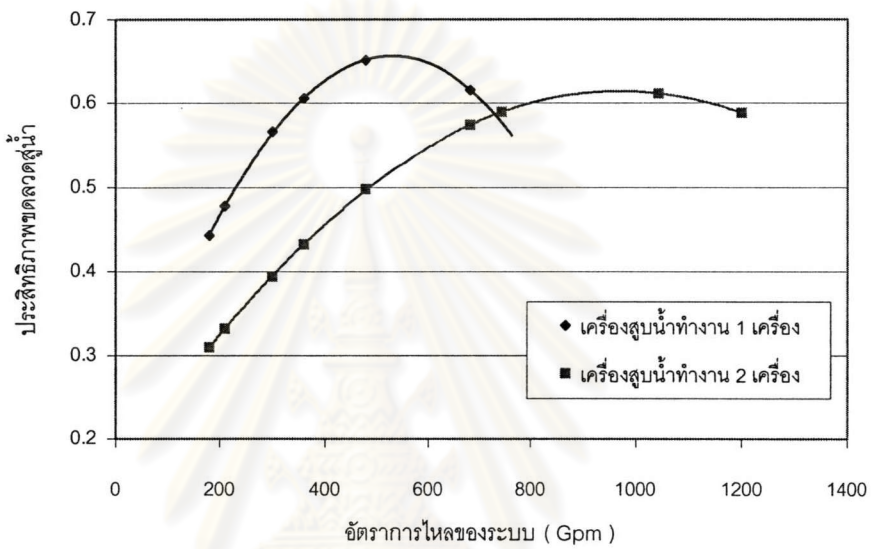
5.3.1.1 ตัวประกอบภาระ 0.455

สำหรับระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำเพียง 1 เครื่อง ประสิทธิภาพขดลวดสู่น้ำมีค่าดังแสดงในรูป 5.18 พบว่าประสิทธิภาพของระบบลดลงอย่างมากที่ภาระบางส่วน



รูป 5.18 ประสิทธิภาพขดลวดสู่น้ำของระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 1 เครื่อง

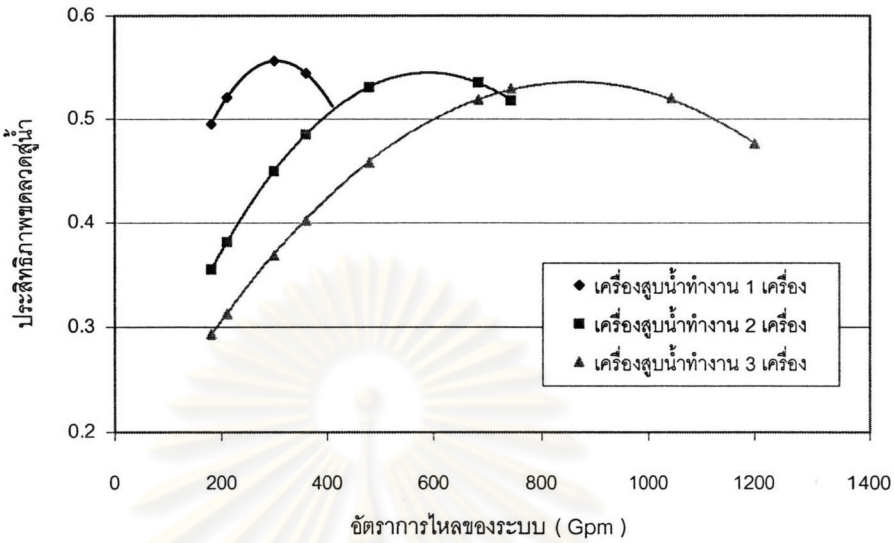
สำหรับระบบแบบที่ 2 นั้น พบว่าเมื่อใช้เครื่องสูบน้ำทั้ง 2 เครื่องทำงานตลอดเวลา ประสิทธิภาพของระบบก็มีแนวโน้มไปในทางเดียวกันกับระบบแบบที่ 1 คือมีค่าลดลงอย่างมากที่ภาระบางส่วน แต่เมื่อให้เครื่องสูบน้ำทำงาน 1 เครื่องที่ภาระบางส่วน ประสิทธิภาพของระบบจะเพิ่มขึ้นอย่างมาก ดังแสดงในรูป 5.19



รูป 5.19 ประสิทธิภาพขดลวดสูบน้ำของระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 2 เครื่อง

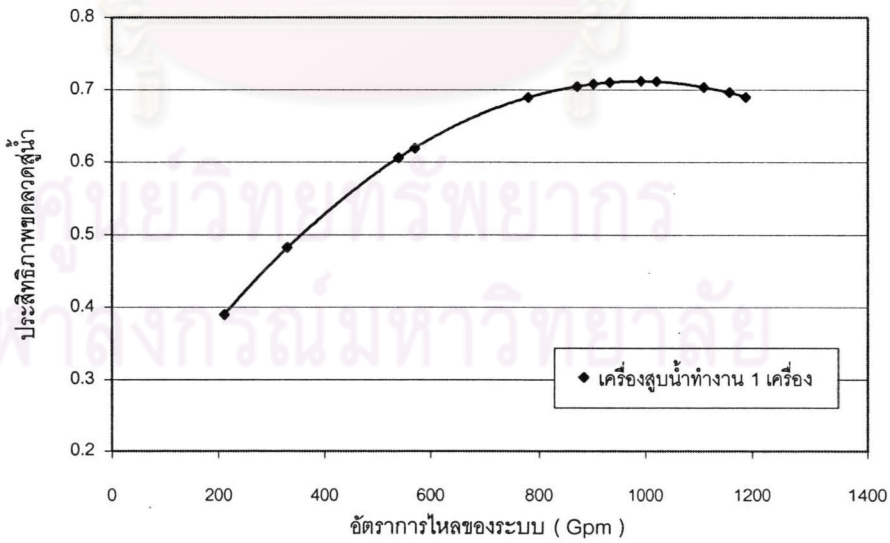
จากรูป 5.19 สรุปได้ว่าช่วงที่ระบบต้องการน้ำเย็นไม่เกิน 700 แกลลอนต่อนาที ควรให้เครื่องสูบน้ำทำงานเพียงแค่ 1 เครื่อง หลังจากนั้นเมื่อระบบต้องการน้ำเย็นมากขึ้นก็ให้เครื่องสูบน้ำทำงาน 2 เครื่อง ระบบจึงจะมีประสิทธิภาพดีที่สุด

จากรูป 5.20 สามารถสรุปได้ว่าที่ภาระบางส่วนที่ระบบต้องการน้ำเย็นไม่เกิน 400 แกลลอนต่อนาทีควรให้เครื่องสูบน้ำทำงานเพียง 1 เครื่อง เมื่อระบบต้องการน้ำเย็นเพิ่มขึ้นในช่วง 400 ถึง 700 แกลลอนต่อนาทีควรให้เครื่องสูบน้ำทำงาน 2 เครื่อง และให้เครื่องสูบน้ำทำงาน 3 เครื่องเมื่อระบบต้องการน้ำเย็นตั้งแต่ 700 แกลลอนต่อนาทีขึ้นไป ระบบจึงจะมีประสิทธิภาพดีที่สุด



รูป 5.20 ประสิทธิภาพขดลวดสูบน้ำของระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 3 เครื่อง

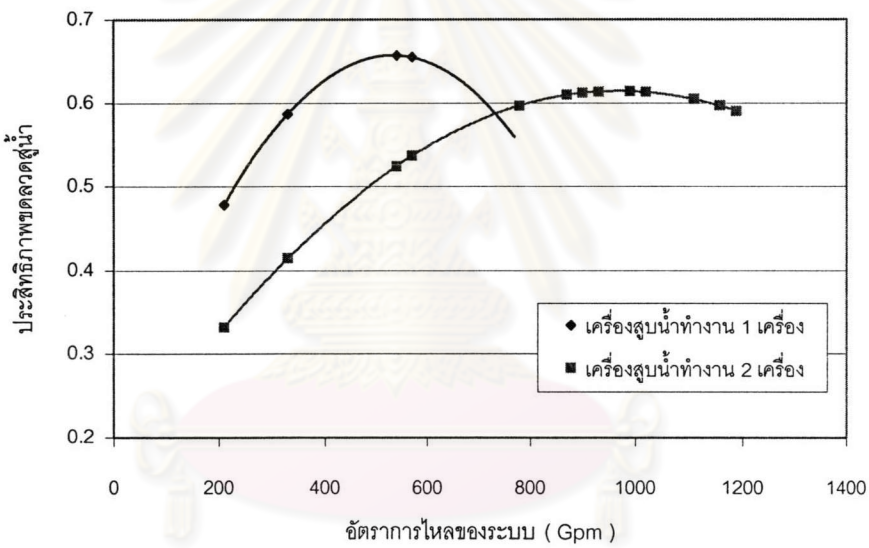
5.3.1.2 **ตัวประกอบภาระ** 0.655



รูป 5.21 ประสิทธิภาพขดลวดสูบน้ำของระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 1 เครื่อง

สำหรับระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำเพียง 1 เครื่อง จากรูป 5.21 พบว่าแนวโน้มของประสิทธิภาพของระบบยังคงเป็นเช่นเดียวกับภาระความเย็นที่มีค่าตัวประกอบภาระ 0.455 คือประสิทธิภาพมีค่าลดลงอย่างมากเมื่อระบบทำงานที่ภาระบางส่วน

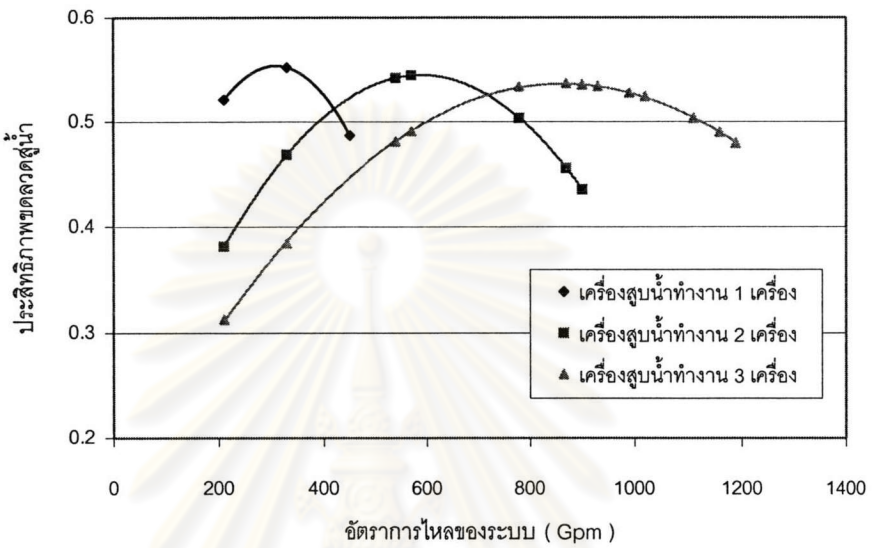
สำหรับระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 2 เครื่อง พบว่าเมื่อระบบทำงานที่ภาระบางส่วนและต้องการน้ำเย็นไม่เกิน 750 แกลลอนต่อนาที ควรให้เครื่องสูบน้ำทำงานเพียงแค่ 1 เครื่อง แต่ถ้าระบบต้องการปริมาณน้ำเย็นมากกว่านั้นต้องให้เครื่องสูบน้ำทำงานพร้อมกันทั้ง 2 ตัว จึงจะได้ประสิทธิภาพของระบบที่ดีที่สุด ดังแสดงในรูป 5.22



รูป 5.22 ประสิทธิภาพขดลวดสูน้ำของระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 2 เครื่อง

สำหรับระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 3 เครื่อง จากรูป 5.23 พบว่าเมื่อระบบทำงานที่ภาระบางส่วนและต้องการน้ำเย็นไม่เกิน 400 แกลลอนต่อนาที ควรให้เครื่องสูบน้ำทำงานเพียงแค่ 1 เครื่อง แต่ถ้าระบบต้องการปริมาณน้ำเย็นในปริมาณ 400 ถึง 750 แกลลอนต่อนาทีต้องให้เครื่องสูบน้ำทำงานพร้อมกันทั้ง 2 ตัว และเมื่อระบบต้องการปริมาณน้ำเย็นมากกว่า 750 แกลลอนต่อนาทีก็ต้องให้เครื่องสูบน้ำทำงานพร้อมกันทั้ง 3 เครื่อง จึงจะได้ประสิทธิภาพของระบบที่ดีที่สุด เป็นที่น่าสังเกตว่าถึงแม้เครื่องสูบน้ำที่ทำงานพร้อมกัน 2 เครื่องจะสามารถทำงานได้ถึง 900 แกลลอนต่อนาที แต่ก็ควรที่จะให้

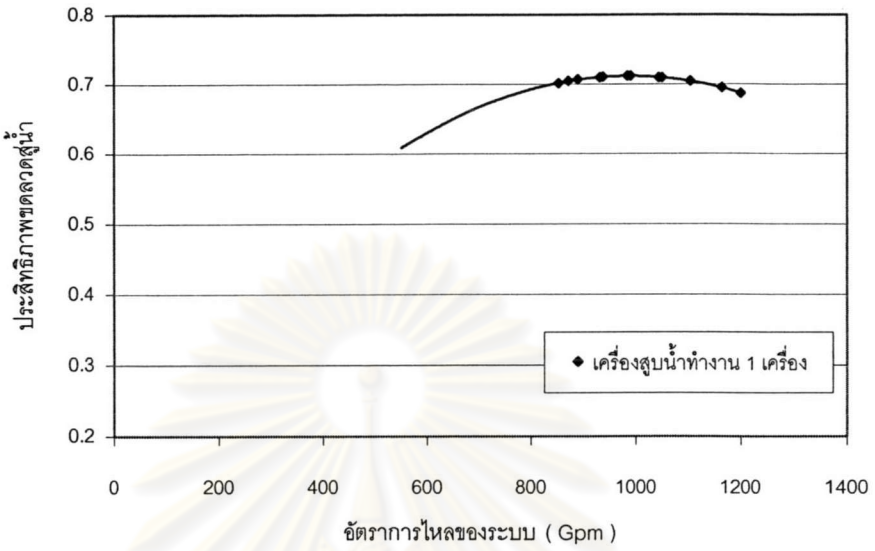
เครื่องสูบน้ำทำงาน 3 เครื่องหลังจากระบบต้องการปริมาณน้ำเย็นในอัตราตั้งแต่ 750 แกลลอนต่อนาทีขึ้นไปเพื่อให้ได้ระบบที่มีประสิทธิภาพสูงสุด



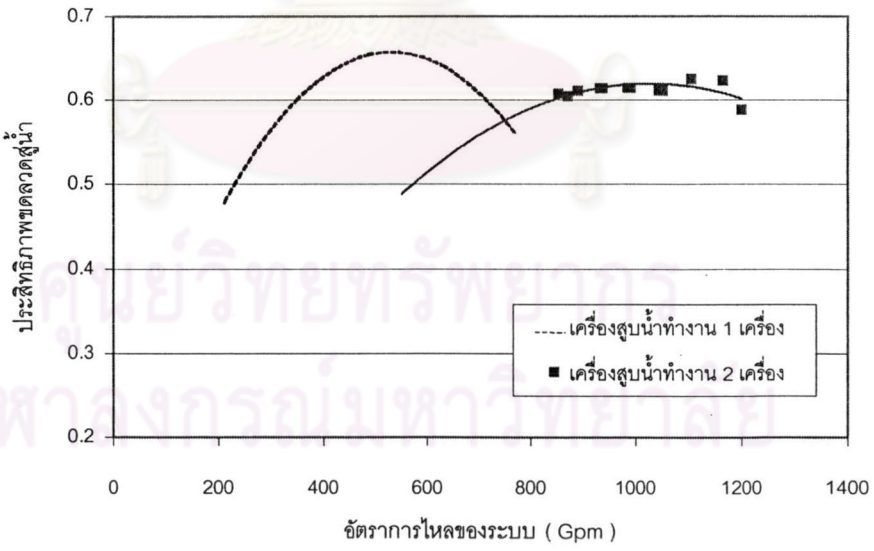
รูป 5.23 ประสิทธิภาพขดลวดสู่น้ำของระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 3 เครื่อง

5.3.1.3 **ตัวประกอบภาระ** 0.860

พิจารณาจากรูป 5.24, 5.25 และ 5.26 สำหรับระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำเพียง 1 เครื่องยังคงมีแนวโน้มเช่นเดิม สำหรับระบบแบบที่ 2 นั้นพบว่าเนื่องจากความต้องการของระบบทุกเวลามีค่ามากเกินกว่าที่เครื่องสูบน้ำเครื่องเดียวจะทำงานได้ ดังนั้นต้องเปิดเครื่องสูบน้ำทั้ง 2 เครื่องให้ทำงานพร้อมกันตลอดเวลา ส่วนระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 3 เครื่องพบว่าเมื่อเครื่องสูบน้ำทำงานพร้อมกันทั้ง 3 เครื่องไม่ว่าจะเป็นที่ภาระบางส่วนหรือที่เต็มภาระจะให้ประสิทธิภาพของระบบดีที่สุด

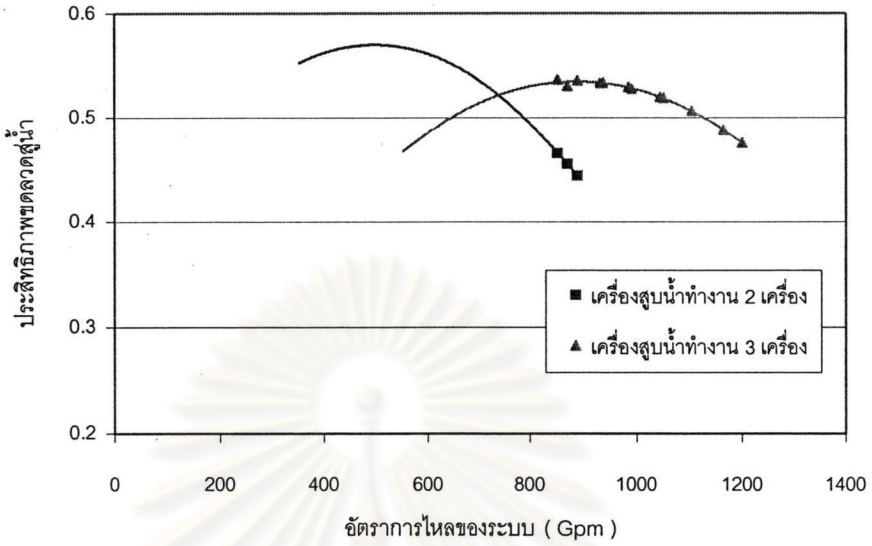


รูป 5.24 ประสิทธิภาพขดลวดสูบน้ำของระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 1 เครื่อง



รูป 5.25 ประสิทธิภาพขดลวดสูบน้ำของระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 2 เครื่อง

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูป 5.26 ประสิทธิภาพขดลวดสูน้ำของระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 3 เครื่อง

5.1.1.4 **ตัวประกอบภาระ** 1.000

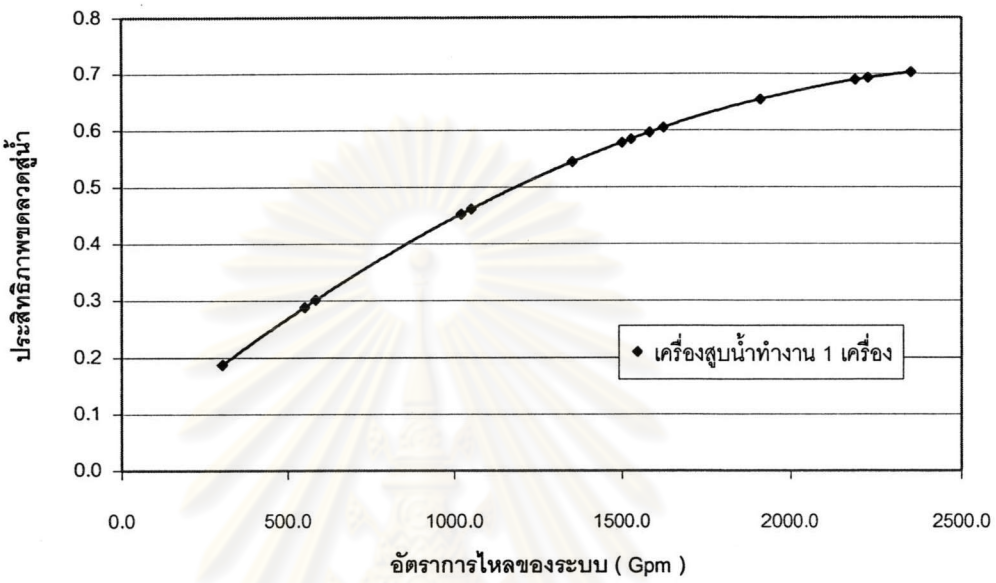
สำหรับภาระความเย็นที่ระบบทำงานที่เต็มภาระความเย็นตลอดเวลานี้ จะได้ว่าต้องให้เครื่องสูบน้ำทำงานเต็มจำนวนตลอดเวลา นั่นคือระบบแบบที่ 1 ต้องให้เครื่องสูบน้ำทำงาน 1 เครื่องตลอดเวลา ในทำนองเดียวกันระบบแบบที่ 2 และแบบที่ 3 ก็ต้องเปิดให้เครื่องสูบน้ำทำงาน 2 เครื่องและ 3 เครื่อง ตามลำดับ ตลอดเวลา จึงจะได้ระบบที่มีประสิทธิภาพสูงสุดและทำงานได้ตามต้องการ

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

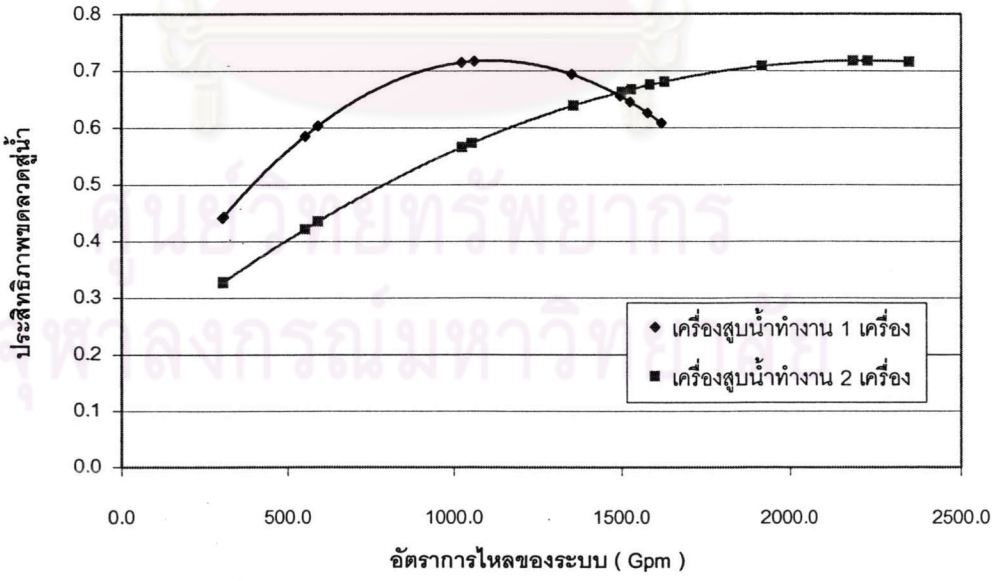
5.3.2 **ระบบทดสอบที่ 2**

จากการทดลองใช้โปรแกรมจำลองการทำงานของเครื่องสูบน้ำกับภาระความเย็นสูงสุด 1000 ตันความเย็น ที่มีค่าตัวประกอบภาระ 0.555 โดยเปลี่ยนจำนวนเครื่องสูบน้ำในระบบตั้งแต่ 1 เครื่อง (แบบที่ 1), 2 เครื่อง (แบบที่ 2), 3 เครื่อง (แบบที่ 3) และ 4 เครื่อง (แบบที่ 4) เมื่อพิจารณาประสิทธิภาพขดลวดสูน้ำของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทั้ง 4 รูปแบบที่ภาระความเย็นต่าง ๆ ได้ผลสรุปดังต่อไปนี้

สำหรับระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำเพียง 1 เครื่อง ประสิทธิภาพขดลวดสูน้ำมีค่าดังแสดงในรูป 5.27 พบว่าประสิทธิภาพของระบบลดลงอย่างมากที่ภาระบางส่วน



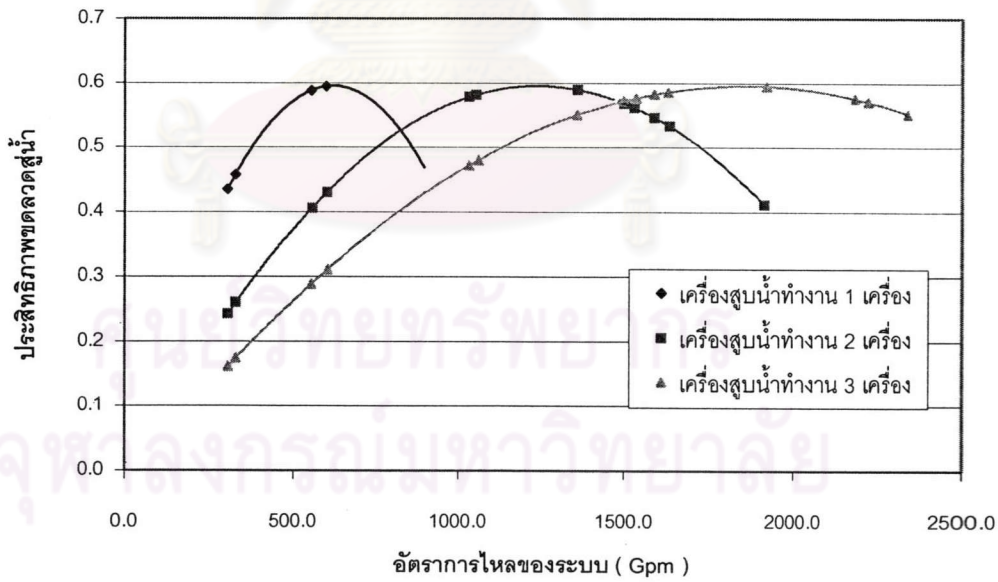
รูป 5.27 ประสิทธิภาพขดลวดสูน้ำของระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 1 เครื่อง



รูป 5.28 ประสิทธิภาพขดลวดสูน้ำของระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 2 เครื่อง

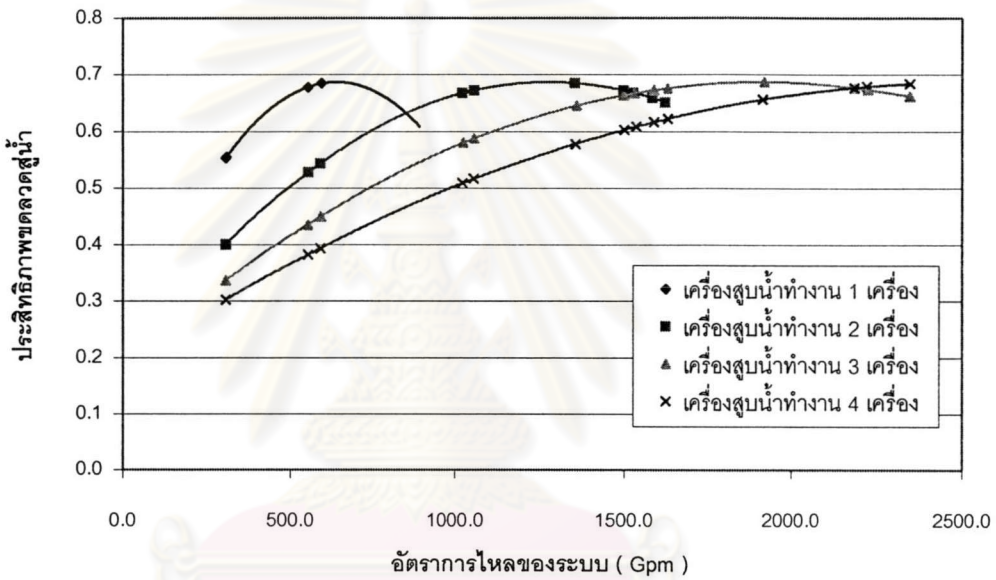
สำหรับระบบแบบที่ 2 นั้น พบว่าเมื่อใช้เครื่องสูบน้ำทั้ง 2 เครื่องทำงานตลอดเวลา ประสิทธิภาพของระบบก็มีแนวโน้มไปในทางเดียวกันกับระบบแบบที่ 1 คือมีค่าลดลงอย่างมากที่ภาระบางส่วน แต่เมื่อให้เครื่องสูบน้ำทำงาน 1 เครื่องที่ภาระบางส่วน ประสิทธิภาพของระบบจะเพิ่มขึ้นอย่างมาก ดังแสดงในรูป 5.28

สำหรับระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 3 เครื่อง จากรูป 5.29 พบว่าเมื่อระบบทำงานที่ภาระบางส่วนและต้องการน้ำเย็นไม่เกิน 800 แกลลอนต่อนาที ควรให้เครื่องสูบน้ำทำงานเพียงแค่ 1 เครื่อง แต่ถ้าระบบต้องการปริมาณน้ำเย็นในปริมาณ 800 ถึง 1500 แกลลอนต่อนาทีต้องให้เครื่องสูบน้ำทำงานพร้อมกันทั้ง 2 ตัว และเมื่อระบบต้องการปริมาณน้ำเย็นมากกว่า 1500 แกลลอนต่อนาทีก็ต้องให้เครื่องสูบน้ำทำงานพร้อมกันทั้ง 3 เครื่อง จึงจะได้ประสิทธิภาพของระบบที่ดีที่สุด ถึงแม้เครื่องสูบน้ำที่ทำงานพร้อมกัน 2 เครื่องจะสามารถทำงานได้ถึง 1800 แกลลอนต่อนาที แต่ก็ควรที่จะให้เครื่องสูบน้ำทำงาน 3 เครื่องหลังจากระบบต้องการปริมาณน้ำเย็นในอัตราตั้งแต่ 1500 แกลลอนต่อนาทีขึ้นไป เพื่อให้ได้ระบบที่มีประสิทธิภาพสูงสุด



รูป 5.29 ประสิทธิภาพขดลวดสู่น้ำของระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 3 เครื่อง

ในทำนองเดียวกันสำหรับระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 4 เครื่อง จากรูป 5.30 พบว่าเมื่อระบบทำงานที่ภาระบางส่วนและต้องการน้ำเย็นไม่เกิน 800 แกลลอนต่อนาที ควรให้เครื่องสูบน้ำทำงานเพียงแค่ 1 เครื่อง แต่ถ้าระบบต้องการปริมาณน้ำเย็นในปริมาณ 800 ถึง 1500 แกลลอนต่อนาทีต้องให้เครื่องสูบน้ำทำงานพร้อมกันทั้ง 2 ตัว เมื่อระบบต้องการปริมาณน้ำเย็นในปริมาณ 1500 ถึง 2200 แกลลอนต่อนาทีก็ต้องให้เครื่องสูบน้ำทำงานพร้อมกันทั้ง 3 เครื่อง และเมื่อระบบต้องการน้ำเย็นมากกว่า 2200 แกลลอนต่อนาทีต้องให้เครื่องสูบน้ำทั้ง 4 เครื่องทำงาน จึงจะได้ประสิทธิภาพของระบบที่ดีที่สุด



รูป 5.30 ประสิทธิภาพขดลวดสู่น้ำของระบบที่ใช้เครื่องสูบน้ำ 4 เครื่อง

5.4 สรุปผลจากการทดสอบโปรแกรม

5.4.1 ระบบทดสอบที่ 1

จากการวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทั้ง 3 แบบที่ภาระความเย็นต่าง ๆ กันทั้ง 4 แบบ ทำให้ทราบว่าต้องเปิดเครื่องสูบน้ำทำงานกี่เครื่อง ณ เวลาต่าง ๆ เพื่อให้ได้ประสิทธิภาพของระบบในแต่ละแบบมีค่าสูงที่สุด เมื่อกำหนดได้แล้วว่า ณ ภาระความเย็นเท่าไรต้องเปิดเครื่องสูบ

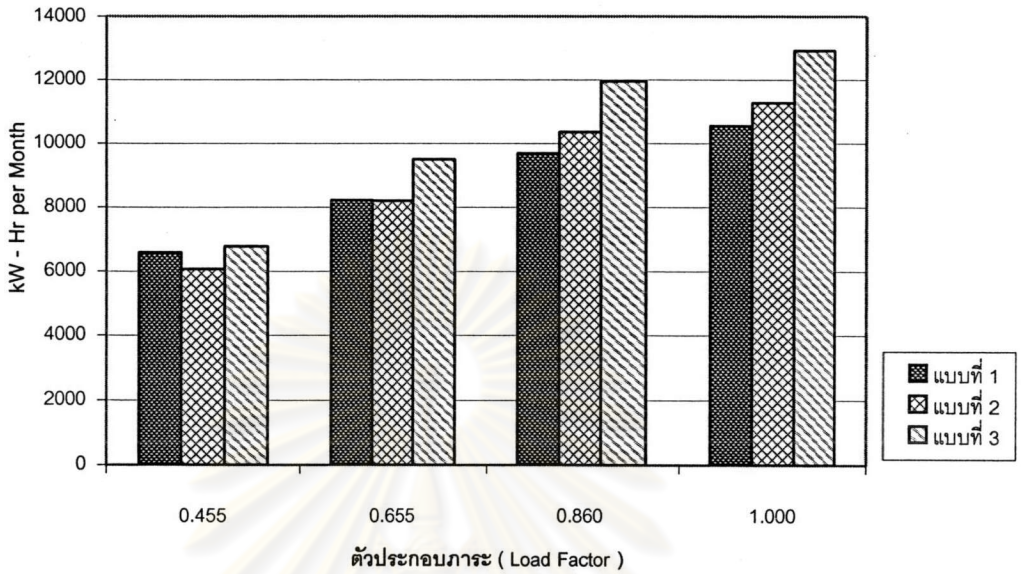
น้ำจำนวนกี่เครื่อง ทำให้สามารถคำนวณค่าพลังงานไฟฟ้า (กิโลวัตต์ – ชั่วโมง) ต่อเดือนที่ต้องใช้ขับเครื่องสูบน้ำของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นแต่ละแบบได้ ซึ่งได้สรุปไว้ในตาราง 5.5 รวมทั้งรูป 5.31 และ 5.32

ตาราง 5.5 สรุปการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทดสอบที่ 1

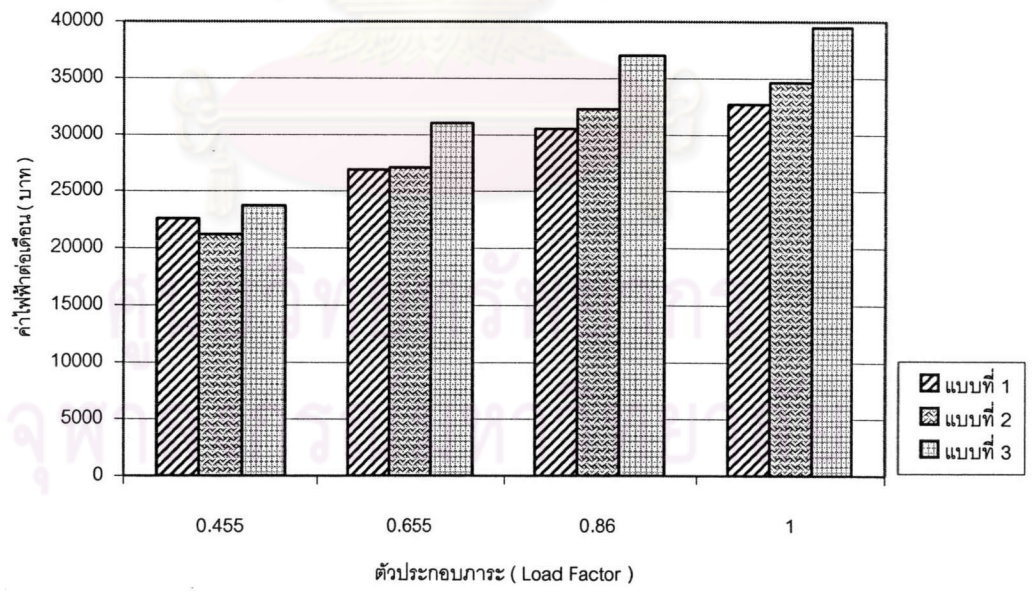
LF		KW - Hr / เดือน		
		แบบที่ 1	แบบที่ 2	แบบที่ 3
0.455	Offpeak	1539.628	1362.036	1464.047
	Onpeak	5041.303	4696.319	5308.495
	รวม	6580.931	6058.355	6772.542
	ค่าไฟ (บาท)	22556.892	21212.952	23702.738
0.655	Offpeak	2007.467	1856.213	2171.891
	Onpeak	6209.640	6342.936	7317.954
	รวม	8217.107	8199.150	9489.844
	ค่าไฟ (บาท)	26906.649	27093.994	31037.871
0.860	Offpeak	2618.667	2793.266	3234.720
	Onpeak	7078.625	7553.981	8720.516
	รวม	9697.292	10347.247	11955.236
	ค่าไฟ (บาท)	30539.298	32285.290	37016.297
1.000	Offpeak	2930.110	3132.693	3593.748
	Onpeak	7618.286	8145.002	9343.744
	รวม	10548.396	11277.695	12937.492
	ค่าไฟ (บาท)	32692.413	34640.816	39501.854

ดังนั้นจากการทดลองจำลองการทำงานของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทั้ง 3 รูปแบบที่ภาระการทำความเย็นต่าง ๆ ทั้ง 4 แบบนี้ โดยใช้อุปกรณ์ที่มีสมรรถนะดังที่ใช้นี้ สามารถสรุปได้ว่าที่ภาระความเย็นที่มีตัวประกอบภาระ 0.455 ควรเลือกใช้ระบบแบบที่ 2 (โดยต้องเปิดหรือปิดเครื่องสูบน้ำตามภาระความเย็นที่จะทำให้ระบบมีประสิทธิภาพสูงสุด) ส่วนที่ภาระความเย็นที่มีตัวประกอบภาระ 0.655, 0.860 และ 1.000 ควรเลือกใช้ระบบส่งจ่ายน้ำเย็นแบบที่ 1 ระบบจึงจะใช้พลังงานไฟฟ้าที่ต้องขับเครื่องสูบน้ำในวงจรทุติยภูมิได้อย่างมีประสิทธิภาพมากที่สุด รายละเอียดของผลการทดสอบโปรแกรมโดยละเอียดแสดงไว้ในภาคผนวก ซ

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูป 5.31 หน่วยของพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำแบบต่าง ๆ



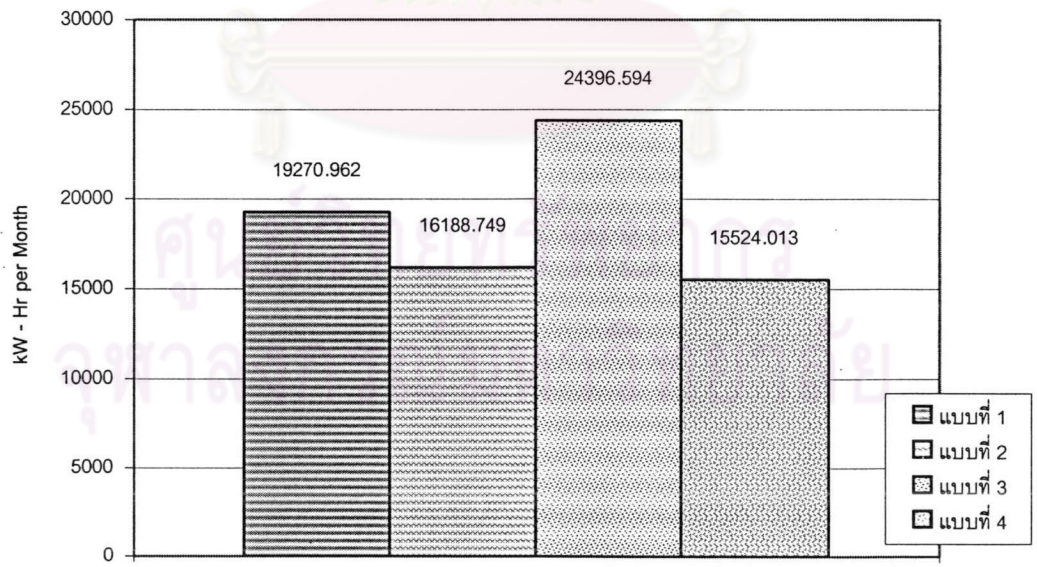
รูป 5.32 ค่าไฟฟ้าต่อเดือนโดยประมาณที่ต้องจ่ายเมื่อใช้ระบบส่งจ่ายน้ำเย็นแบบต่าง ๆ

5.4.2 ระบบทดสอบที่ 2

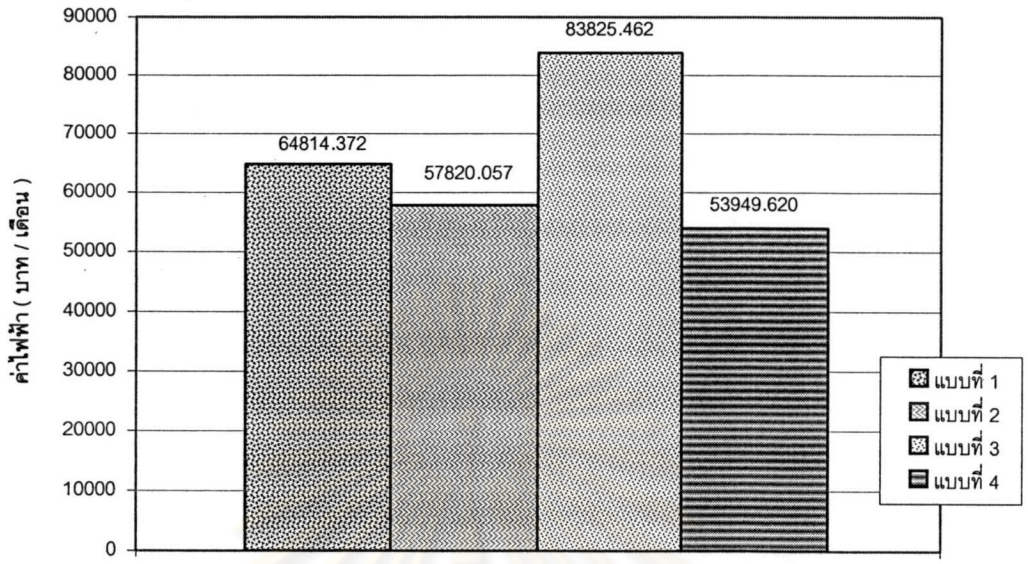
จากการวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทั้ง 4 แบบที่ภาระความเย็นสูงสุด 1000 ตันความเย็นที่มีตัวประกอบภาระ 0.555 ทำให้ทราบว่าต้องเปิดเครื่องสูบน้ำทำงานกี่เครื่อง ณ เวลาต่าง ๆ เพื่อให้ได้ประสิทธิภาพของระบบในแต่ละแบบมีค่าสูงที่สุด เมื่อกำหนดได้แล้วว่า ณ ภาระความเย็นเท่าไรต้องเปิดเครื่องสูบน้ำจำนวนกี่เครื่อง ทำให้สามารถคำนวณค่าพลังงานไฟฟ้าต่อเดือนที่ต้องใช้ขับเครื่องสูบน้ำของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นแต่ละแบบได้ ซึ่งได้สรุปไว้ในตาราง 5.6 รวมทั้งรูป 5.33 และรูป 5.34

ตาราง 5.6 สรุปการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทดสอบที่ 2

LF		KW - Hr / เดือน			
		แบบที่ 1	แบบที่ 2	แบบที่ 3	แบบที่ 4
0.555	Offpeak	4734.144	3549.177	5151.449	3251.875
	Onpeak	14536.818	12639.572	19245.144	12272.138
	รวม	19270.962	16188.749	24396.594	15524.013
	ค่าไฟ (บาท)	64814.372	57820.057	83825.462	53949.620



รูป 5.33 หน่วยของพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ขับเครื่องสูบน้ำแบบต่าง ๆ



รูป 5.34 ค่าไฟฟ้าต่อเดือนโดยประมาณที่ต้องจ่ายเมื่อใช้ระบบส่งจ่ายน้ำเย็นแบบต่าง ๆ

ดังนั้นจากการทดลองจำลองการทำงานของระบบส่งจ่ายน้ำเย็นทั้ง 4 รูปแบบที่ภาระการทำความเย็นสูงสุด 1000 ตันความเย็น ที่ตัวประกอบภาระ 0.555 โดยใช้อุปกรณ์ต่าง ๆ ที่มีสมรรถนะดังที่ใช้ในการจำลองระบบนี้ สามารถสรุปได้ว่าควรเลือกใช้ระบบที่แบบที่ 4 (โดยต้องเปิดหรือปิดเครื่องสูบน้ำตามภาระความเย็นที่จะทำให้ระบบมีประสิทธิภาพสูงสุด ระบบจึงจะใช้พลังงานไฟฟ้าที่ต้องขับเครื่องสูบน้ำในวงจรทุติยภูมิได้อย่างมีประสิทธิภาพมากที่สุด) รายละเอียดของผลการทดสอบโปรแกรมโดยละเอียดแสดงไว้ในภาคผนวก ซ

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย