

อุณหภูมิน้ำเย็นจ่าย และแตกต่างที่เหมาะสมสำหรับระบบปรับอากาศ

Optimum Chilled Water Supply Temperature and Temperature Differenc for Air Conditioning System

ศิษย์ภัณฑ์ แคนลา¹ และตุลย์ มณีวัฒนา²

¹ นิสิตปริญญาโทภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

¹อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร พิษณุโลก

² ห้องปฏิบัติการเทคโนโลยีอาคารและสิ่งแวดล้อม ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ถนนพญาไท ปทุมวัน กรุงเทพฯ 10330

โทร 0 - 2218 - 6610-1 โทรสาร 0 - 2218 - 6620 E-mail : Sitphank@yahoo.com¹ , fmetmn@eng.chula.ac.th²

Sitphan Kanla¹ and Tul Maneewattana²

¹ Graduate in Student Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Chulalongkorn University

¹ Lecturer in Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Naresuan University, Phitsanuloke.

² Building Technology and Environment Laboratory, Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering

Chulalongkorn University Phyathai Rd, Patumwan, Bangkok 10330

Tel : 0 - 2218 - 6610-1 Fax : 0 - 218 -6620 E-mail : Sitphank@yahoo.com¹ , fmetmn@eng.chula.ac.th²

บทคัดย่อ

การออกแบบระบบวงจรด้านน้ำเย็นสำหรับระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลาง วิศวกรส่วนใหญ่นิยมออกแบบให้อุณหภูมิน้ำเย็นจ่าย (Chilled Water Supply Temperature : CWST) มีค่าเท่ากับ 45 °F (7.22 °C) และอุณหภูมิแตกต่าง (Temperature Difference : TD) มีค่าเท่ากับ 10 °F (5.56 °C) แต่หากเปลี่ยนแปลงค่าการออกแบบนี้ให้สูงขึ้นหรือลดต่ำลงก็จะส่งผลกระทบต่อค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งานของระบบ (Life Cycle Cost : LCC) งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเพื่อหาค่าที่เหมาะสมของตัวแปรทั้งสองที่ส่งผลทำให้ค่า LCC มีค่าต่ำที่สุด แบบจำลองระบบวงจรด้านน้ำเย็นที่ใช้ศึกษาเป็นชนิดทอกลับตรง ประกอบด้วยเครื่องทำน้ำเย็นแบบหอยโข่งชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ ขนาด 450 ตัน จำนวน 4 เครื่อง เครื่องสูบน้ำเย็นแบบหอยโข่ง จำนวน 4 เครื่อง เครื่องส่งลมเย็นขนาด 66 ตัน และขนาด 80 ตัน จำนวน 20 และ 6 เครื่อง ตามลำดับ ผลจากการศึกษาพบว่าค่าที่เหมาะสมของ CWST และ TD ที่ทำให้ LCC มีค่าต่ำที่สุดสำหรับแบบจำลองดังกล่าว คือ 46 °F (7.78 °C) และ 16 °F (8.89 °C) ตามลำดับ การศึกษาถึงผลของการเปลี่ยนแปลงของค่า CWST และ TD ต่อแนวโน้มโดยทั่วไปของ LCC พบว่าค่าการออกแบบสำหรับ CWST และ TD ควรอยู่ในช่วงระหว่าง 45 - 47 °F (7.22-8.33 °C) และ 10 -16 °F (5.56-8.89 °C) ตามลำดับ

Abstract

In the design of chilled water supply system for central air conditioning system, most engineers usually design the chilled water supply temperature (CWST) at 45 °F (7.22 °C) and temperature difference (TD) at 10 °F (5.56 °C). Alteration of these design values have an impact on the life cycle cost of the system (LCC). The objective of this research is to find the optimum values of these variables to achieve a minimum value of LCC. In this study, a model of direct return chilled water supply system was used in the simulation. It consists of 4 units of 450 tons water - cooled centrifugal liquid chillers, 4 units of centrifugal chilled water pumps, 20 and 6 units of 66 Ton and 80 Ton air handling units respectively. Results of the study show that the optimum value of CWST and TD that give the minimum LCC is 46 °F (7.78 °C) and 16 °F (8.89 °C), respectively. The effect of changing CWST and TD on LCC in general was also studied, it was found that the design values of CWST and TD should be in the range of 45 to 47 °F (7.22 to 8.33 °C) and 10 to 16 °F (5.56 to 8.89 °C), respectively.

1. บทนำ

การออกแบบระบบบวจรด้านน้ำเย็นของระบบปรับอากาศแบบทำ ความเย็นจากส่วนกลาง โดยทั่วไปแล้ววิศวกรจะนิยมออกแบบให้ CWST มีค่า 45 °F และ TD มีค่า 10 °F แต่จากการศึกษาเบื้องต้น พบว่า ถ้ามีการเพิ่มหรือลดค่า CWST และ TD ให้มีค่าสูงขึ้นหรือต่ำลง ก็จะมีผลกระทบต่อ LCC ของระบบปรับอากาศ กล่าวคือ ถ้าออกแบบ ให้ CWST มีค่าต่ำกว่า 45 °F ค่าใช้จ่ายเบื้องต้นและค่าใช้จ่ายในการ บำรุงรักษาในส่วนเครื่องส่งลมเย็นจะมีค่าลดลง แต่ค่าใช้จ่าย เบื้องต้นและค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานของเครื่องทำน้ำเย็นจะมีค่า สูงขึ้น และยังส่งผลให้ค่าใช้จ่ายเบื้องต้นในการหุ้มฉนวนและบำรุงรักษา ฉนวนมีค่าสูงขึ้นอีกด้วย (ถ้าออกแบบให้ CWST มีค่าสูงกว่า 45 °F ผลลัพธ์ที่ได้จะเป็นในทางกลับกัน) ถ้าออกแบบให้ TD มีค่าต่ำกว่า 10 °F ค่าใช้จ่ายเบื้องต้นและค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาในส่วนของ เครื่องส่งลมเย็นจะมีค่าลดลง แต่ค่าใช้จ่ายเบื้องต้นรวมไปถึง ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานของระบบกระจายน้ำเย็นจะมีค่าสูงขึ้น (ถ้า ออกแบบให้ TD มีค่าสูงกว่า 10 °F ผลลัพธ์ที่ได้จะเป็นในทางกลับกัน) ดังนั้นจึงควรศึกษาระบบบวจรด้านน้ำเย็นของระบบปรับอากาศแบบทำ ความเย็นจากส่วนกลางโดยละเอียด เพื่อหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของ CWST และ TD ที่ทำให้ LCC ของระบบบวจรด้านน้ำเย็นมีค่าต่ำที่สุด และนำค่าดังกล่าวมากำหนดเป็นแนวทางใหม่สำหรับวิศวกรผู้ออกแบบ ต่อไป

2. ทฤษฎี

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาหาค่าที่เหมาะสมของตัวแปรตัดสินใจ CWST และ TD ที่ทำให้ฟังก์ชันวัตถุประสงค์ (Objective Function) ซึ่งแสดง อยู่ในรูปของ LCC ของระบบบวจรด้านน้ำเย็นมีค่าต่ำที่สุด ภายใต้ ขอบเขตของเงื่อนไขบังคับ (Constraint) ที่กำหนดขึ้น คือ 40°F ≤ CWST ≤ 50°F และ 6°F ≤ TD ≤ 16°F ดังนั้นอุปกรณ์หลักที่สำคัญ ที่นำมาพิจารณาในแบบจำลองจึงประกอบไปด้วย เครื่องทำน้ำเย็น เครื่องส่งลมเย็นและระบบการกระจายน้ำเย็น (เครื่องสูบน้ำเย็น ท่อน้ำ อุปกรณ์ประกอบท่อ วาล์ว วาล์วควบคุม และฉนวน)

LCC ของระบบบวจรด้านน้ำเย็นสำหรับระบบปรับอากาศแบบ ทำความเย็นจากส่วนกลางในงานวิจัยนี้กำหนดให้มีค่าเท่ากับผลรวม ของค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งานของเครื่องทำน้ำเย็น (LCC_{CH}) เครื่องส่งลมเย็น (LCC_{AHU}) และระบบการกระจายน้ำเย็น (LCC_{DIS}) โดย ที่ในแต่ละเทอมจะประกอบไปด้วยผลรวมของค่าใช้จ่ายเบื้องต้น (Initial Cost : IC) ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน (Operating Cost : OC) และ ค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษา (Maintenance Cost : MC)

ซึ่งข้อสมมุติฐานที่ใช้ในการวิเคราะห์ OC และ MC นั้นจะ พิจารณาให้ระบบทำงานที่ภาระเต็มพิกัด (Full Load) ตลอดเวลาตั้งแต ่วันจันทร์ถึงวันเสาร์ ในช่วงเวลา 07:00 น.-17:00 น. และใช้อัตราค่า ไฟฟ้า (EC) ของการไฟฟ้านครหลวง (บังคับใช้ตั้งแต่เดือนตุลาคม 2543) คิดแบบอัตราตามช่วงเวลาของการใช้งาน (Time of Use Tariff : TOU Tariff) สำหรับกิจการขนาดใหญ่ ขนาดแรงดัน 12 - 24 kV (กำหนดให้อัตราค่าไฟฟ้าคงที่ตลอดอายุการใช้งาน) โดยที่ไม่พิจารณา ค่าใช้จ่ายในส่วนค่าเช่าเวอร์ฟลอคเตอร์และค่าบริการรายเดือน ส่วน

ค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาในแต่ละปีกำหนดให้มีค่าเป็น 5% ของ ค่าใช้จ่ายเบื้องต้น และเนื่องจาก OC และ MC เป็นค่าใช้จ่ายที่จะ เกิดขึ้นในอนาคต ดังนั้นต้องแปลงให้อยู่ในรูปของค่าเงินปัจจุบัน เสียก่อน โดยทั้งนี้พิจารณาให้เป็นไปตามความสัมพันธ์แบบ Uniform Series Present Worth Factor (USPWF) กล่าวคือ ค่าใช้จ่ายในแต่ละ ส่วนมีค่าคงที่ในทุกๆ ปีตลอดอายุการใช้งาน (n) ทั้งหมด 15 ปี (สมมุติ ให้อุปกรณ์แต่ละชนิดมีอายุเท่ากัน) และกำหนดให้อัตราดอกเบี้ย (r) เท่ากับ 2% ต่อปี

ฟังก์ชันวัตถุประสงค์ของระบบบวจรด้านน้ำเย็นที่แสดงอยู่ในรูป ของค่า LCC และเป็นฟังก์ชันของตัวแปรตัดสินใจภายใต้ขอบเขตของ เงื่อนไขบังคับ สามารถแสดงความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$LCC = f\{CWST, TD\} \quad (1)$$

$$LCC = LCC_{CH} + LCC_{AHU} + LCC_{DIS} \quad (2)$$

และ

$$LCC_{CH} = IC_{CH} + OC_{CH} + MC_{CH}$$

$$LCC_{AHU} = IC_{AHU} + OC_{AHU} + MC_{AHU}$$

$$LCC_{DIS} = IC_{DIS} + OC_{DIS} + MC_{DIS} \quad (3)$$

ดังนั้นจากข้อกำหนดต่างๆ ข้างต้นจึงสามารถสร้างฟังก์ชัน วัตถุประสงค์ได้ดังนี้

$$LCC = \left\{ \sum_{i=1}^j IC_{CH} + \left(\sum_{i=1}^j EC_{CH} \right) \left(\frac{(1+r)^n - 1}{r(1+r)^n} \right) + \left(\sum_{i=1}^j IC_{CH} \right) \left(\frac{5}{100} \right) \left(\frac{(1+r)^n - 1}{r(1+r)^n} \right) \right\} + \left\{ \sum_{k=1}^l IC_{AHU} + \left(\sum_{k=1}^l EC_{AHU} \right) \left(\frac{(1+r)^n - 1}{r(1+r)^n} \right) + \left(\sum_{k=1}^l IC_{AHU} \right) \left(\frac{5}{100} \right) \left(\frac{(1+r)^n - 1}{r(1+r)^n} \right) \right\} + \left\{ \sum_{o=1}^p IC_{DIS} + \left(\sum_{q=1}^r EC_{PUMP} \right) \left(\frac{(1+r)^n - 1}{r(1+r)^n} \right) + \left(\sum_{o=1}^p IC_{DIS} \right) \left(\frac{5}{100} \right) \left(\frac{(1+r)^n - 1}{r(1+r)^n} \right) \right\} \quad (4)$$

โดยที่ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานหรือค่าไฟฟ้าในแต่ละเดือนมีค่าเท่ากับ

$$EC = [132.93(NOP) + 2.695(UNOP) + 1.1914(UOFF)] + (FT)(UNOP + UOFF) \left(1 + \frac{VAT}{100} \right) \quad (5)$$

2.1 เครื่องทำน้ำเย็น

เครื่องทำน้ำเย็นเป็นแบบ Water - Cooled Centrifugal Liquid Chiller ขนาด 450 ตัน จำนวน 4 เครื่อง ซึ่งเลือกจากโปรแกรมการ เลือกเครื่องทำน้ำเย็นของบริษัทเอกชนแห่งหนึ่ง โดยกำหนดให้ตัวแปร ตัดสินใจทั้งสองอยู่ในขอบเขตของเงื่อนไขบังคับ และ CDWST มี ค่า 90 °F ส่วน CDWRT มีค่า 100°F ดังนั้นจากข้อมูลที่ได้จากการใช้ โปรแกรมจะพบว่า IC_{CH} (ตุลาคม 2545) , OC_{CH} และ MC_{CH} รวมไปถึง เสดของเครื่องทำน้ำเย็น (H_{CH}) เป็นฟังก์ชันของตัวแปรตัดสินใจ

2.2 เครื่องส่งลมเย็น

เครื่องส่งลมเย็นเป็นแบบ Floor - Type Air Handling Unit มี จำนวนทั้งสิ้น 26 เครื่อง แบ่งเป็นขนาด 66 ตัน จำนวน 20 เครื่องและ ขนาด 80 ตัน จำนวน 6 เครื่อง ซึ่งเลือกจากโปรแกรมการเลือก เครื่องส่งลมเย็นของบริษัทเอกชนแห่งหนึ่ง โดยกำหนดให้ตัวแปร

ตัดสินใจทั้งสองอยู่ภายในขอบเขตของเงื่อนไขบังคับ ส่วนอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าเครื่องมีค่า 80 °F Dry Bulb / 67 °F Wet Bulb นอกจากนี้ยังกำหนดให้ Face Velocity มีค่า 2.73 m/s (535.17 FPM) และอัตราการไหล มีค่าเท่ากับ 22,740 CFM สำหรับเครื่องขนาด 66 ตัน ส่วนขนาด 80 ตันนั้น กำหนดให้อากาศมี Face Velocity เท่ากับ 2.52 m/s (497.71 FPM) ส่วนอัตราการไหลมีค่า 24,000 CFM ตามลำดับ ดังนั้นจากข้อมูลที่ได้จากการใช้โปรแกรมจะพบว่า IC_{AHU} (ตุลาคม 2545), OC_{AHU} และ MC_{AHU} รวมไปถึงเฮดของเครื่องส่งลมเย็น (H_{AHU}) เป็นฟังก์ชันของตัวแปรตัดสินใจ

2.3 ระบบการกระจายน้ำเย็น

ระบบการกระจายน้ำเย็นเป็นแบบทอกลับตรง โดยมีเครื่องสูบน้ำเย็นแบบ Horizontal Split Case Centrifugal Pump จำนวน 4 เครื่อง ซึ่งเลือกจากโปรแกรมการเลือกเครื่องสูบน้ำของบริษัทเอกชนแห่งหนึ่ง โดยกำหนดให้เฮดของเครื่องสูบน้ำมีค่าคงที่เท่ากับ 140 FT. of WG. แต่ค่า GPM เปลี่ยนไปตามขอบเขตของ TD โดยอาศัยความสัมพันธ์ดังนี้

$$GPM = \left(\frac{24}{TD}\right)(\text{Ton}) \quad (6)$$

ดังนั้นจากข้อมูลที่ได้จากการใช้โปรแกรมจะพบว่า IC_{PUMP} (ธันวาคม 2545), OC_{PUMP} และ MC_{PUMP} เป็นฟังก์ชันของ TD

ท่อน้ำเย็นเป็นท่อเหล็กกล้าคาร์บอนต่ำ (Carbon Steel : ASTM A53 Schedule 40 Seamless) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อน้ำ (D) พิจารณาจากปริมาณของค่า GPM ตามหลักเกณฑ์ที่กำหนดไว้ใน ASHRAE Fundamental 1997 ดังนั้นเมื่อพิจารณาสมการที่ 1 ร่วมกับหลักเกณฑ์การกำหนดขนาดของท่อจะพบว่า D เป็นฟังก์ชันของ TD

ค่าใช้จ่ายเบื้องต้นของท่อน้ำ (IC_{PIPE} : กรกฎาคม 2545) จะพิจารณาต่อความยาว 1 เมตร โดยสร้างให้เป็นฟังก์ชันของ D (inch) ด้วยวิธีกำลังสองต่ำที่สุด (Method of Least Square) ดังนี้

$$D = \frac{3}{4}'' - 16''$$

$$IC_{PIPE/m} = 0.8109(D)^3 + 2.209(D)^2 + 181.2(D) - 44.756 \quad (7)$$

$$D = 18'' - 24''$$

$$IC_{PIPE/m} = 71.542(D)^2 - 1120.6(D) + 14775 \quad (8)$$

และค่าใช้จ่ายเบื้องต้นของอุปกรณ์ประกอบท่อและวาล์ว (IC_{FITTING&VALVE} : กรกฎาคม 2545) แต่ละชนิดสร้างให้เป็นฟังก์ชันของ D (inch) โดยอาศัยวิธีกำลังสองต่ำที่สุดเช่นเดียวกับท่อน้ำเย็น ดังนี้

$$FLEXIBLE JOINT (TWIN) : D = 1.5'' - 12''$$

$$IC_{FLEX} = -7.9163(D)^3 + 188.9(D)^2 - 435.77(D) + 1130.4 \quad (9)$$

$$90^\circ \text{ STD (ASTM A234 SEAMLESS) : D} = \frac{3}{4}'' - 16''$$

$$IC_{90STD} = 2.0905(D)^3 + 2.7884(D)^2 + 28.782(D) + 11.042 \quad (10)$$

$$\text{NO REDUCTION TEE (ASTM A234 SEAMLESS) : D} = \frac{3}{4}'' - 14''$$

$$IC_{TEE} = 5.3565(D)^3 - 31.557(D)^2 + 281.19(D) - 99.108 \quad (11)$$

$$\text{GLOBE VALVE (DUCTILE IRON VALVE) : D} = \frac{3}{4}'' - 3''$$

$$IC_{GLOBE} = -414.42(D)^3 + 3051.3(D)^2 - 4677.2(D) + 2545.7 \quad (12)$$

$$\text{GATE VALVE (DUCTILE IRON VALVE) :}$$

$$D = \frac{3}{4}'' - 2''$$

$$IC_{GATE} = -1402.9(D)^3 + 6024(D)^2 - 6502.1(D) + 2744.6 \quad (13)$$

$$D = 2 \frac{1}{2}'' - 12''$$

$$IC_{GATE} = 2.4123(D)^3 + 434.43(D)^2 + 713.14(D) + 3778.6 \quad (14)$$

$$\text{BUTTERFLY VALVE (DUCTILE IRON VALVE) : D} = 4'' - 24''$$

$$IC_{BUT} = 1.7802(D)^3 + 179.09(D)^2 - 973.72(D) + 5321 \quad (15)$$

$$\text{LIFT CHECK VALVE (DUCTILE IRON VALVE) : D} = 1 \frac{1}{2}'' - 12''$$

$$IC_{CHECK} = 74.569(D)^3 - 801.12(D)^2 + 6850.2(D) - 3349.8 \quad (16)$$

$$\text{Y - TYPE STRAINER (DUCTILE IRON VALVE) :}$$

$$D = \frac{3}{4}'' - 2''$$

$$IC_{STRAIN} = -1473.4(D)^4 + 11059(D)^3 - 27590(D)^2 + 28603(D) - 9774.1 \quad (17)$$

$$D = 4'' - 12''$$

$$IC_{STRAIN} = -150.33(D)^4 + 4682.2(D)^3 - 51047(D)^2 + 237172(D) - 384066 \quad (18)$$

เฮดสูญเสียเนื่องจากการไหลของน้ำภายในท่อ (H_{PIPE} : Ft. of WG.) สามารถพิจารณาได้จาก การตัดแปลงความสัมพันธ์ของ Hazen-Williams Equation ดังนี้

$$H_{PIPE} = 34.3556(L)_{PIPE} \left[\frac{(GPM)}{(C)(D)} \right]^{1.852} \left(\frac{1}{D} \right)^{1.167} \quad (19)$$

โดยที่ L_{PIPE} คือ ค่าความยาวของท่อน้ำมีหน่วยเป็นเมตร และ C มีค่าเท่ากับ 140 (เป็นค่าคงที่ที่กำหนดขึ้นสำหรับท่อใหม่)

เฮดสูญเสียเนื่องจากการไหลของน้ำภายในอุปกรณ์ประกอบท่อและวาล์ว (H_{FITTING&VALVE} : Ft. of WG.) ก็พิจารณาเช่นเดียวกับ H_{PIPE} ดังนี้

$$H_{FITTING\&VALVE} = 10.47157(L)_{FITTING\&VALVE} \left[\frac{(GPM)}{(C)(D)} \right]^{1.852} \left(\frac{1}{D} \right)^{1.167} \quad (20)$$

โดยที่ L_{FITTING&VALVE} คือ ค่าความยาวสมมูล (Equivalent Length) ของอุปกรณ์ประกอบท่อและวาล์วชนิดต่างๆ มีหน่วยเป็นฟุต

เฮดสูญเสียในวาล์วควบคุม 2 ทาง (H_{CV} : Ft. of WG.) สามารถพิจารณาได้จากความสัมพันธ์ ดังนี้

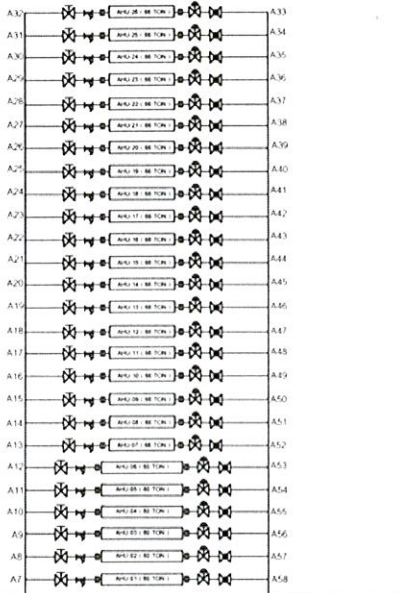
$$H_{CV} = 2.3068 \left(\frac{GPM}{C_V} \right)^2 \quad (21)$$

โดยที่ C_V คือ สัมประสิทธิ์การไหลของวาล์วควบคุม ซึ่งวาล์วทุกตัวที่นำมาใช้ในแบบจำลองมีค่า Valve Authority อยู่ที่ 25-50 %

ส่วนความหนาของฉนวนนั้นเลือกจากโปรแกรมการเลือกฉนวนของบริษัทเอกชนแห่งหนึ่ง โดยกำหนดให้อุณหภูมิทำงานของน้ำเย็น มีค่า $40-60^\circ F$ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของฉนวนมีค่า $0.2510 \text{ BTU.in/ft}^2.\text{hr.}^\circ F$ สภาวะของอากาศโดยรอบ มีอุณหภูมิ $86^\circ F$ ความชื้นสัมพัทธ์ 80 % RH สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศมีค่า $1.5 \text{ BTU/ft}^2.\text{hr.}^\circ F$ (อากาศถ่ายเทปานกลาง) ดังนั้นจากข้อมูลที่ได้จากโปรแกรมจะพบว่า $IC_{INSULATION}$ (กรกฎาคม 2545), และ MC_{AHU} เป็นฟังก์ชันของตัวแปรตัดสินใจ

3. แบบจำลองระบบด้านน้ำเย็น

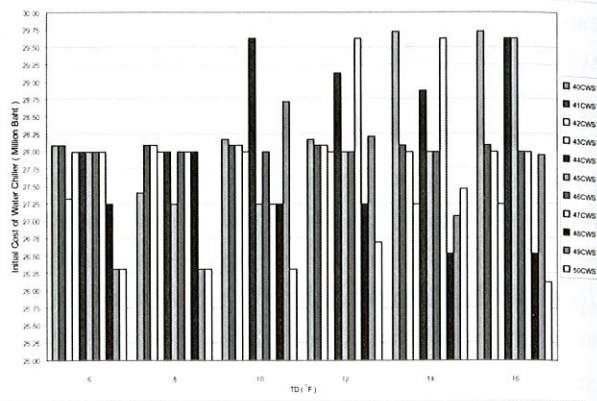
วางรจัดน้ำเย็นในงานวิจัยนี้จำลองมาจากระบบวางรจัดน้ำเย็นของอาคารสำนักงานแห่งหนึ่งในกรุงเทพมหานคร ซึ่งประกอบด้วยเครื่องทำน้ำเย็น ขนาด 450 TON จำนวน 4 เครื่อง เครื่องส่งลมเย็น ขนาด 66 TON จำนวน 20 เครื่อง ขนาด 80 TON จำนวน 6 เครื่อง และเครื่องสูบน้ำเย็น จำนวน 4 เครื่อง ดังแสดงในรูปที่ 1



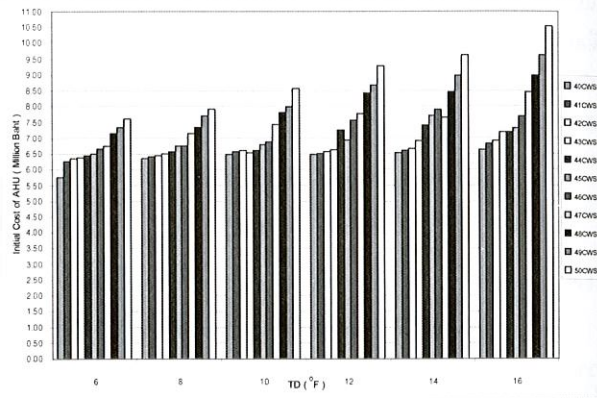
รูปที่ 1 แสดงแบบจำลองระบบวางรจัดน้ำเย็นของอาคารสำนักงาน

4. ผลการคำนวณ

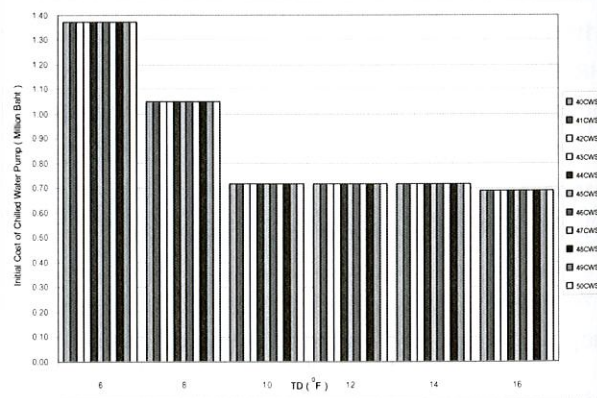
ผลของการคำนวณเพื่อหาค่าใช้จ่ายในส่วนต่างๆ ของอุปกรณ์แต่ละประเภทที่เกิดขึ้น เมื่อกำหนดให้สภาวะการออกแบบของตัวแปรตัดสินใจอยู่ในขอบเขตของเงื่อนไขบังคับนั้น สามารถพิจารณาได้จากกราฟรูปที่ 2 - 13 ดังนี้



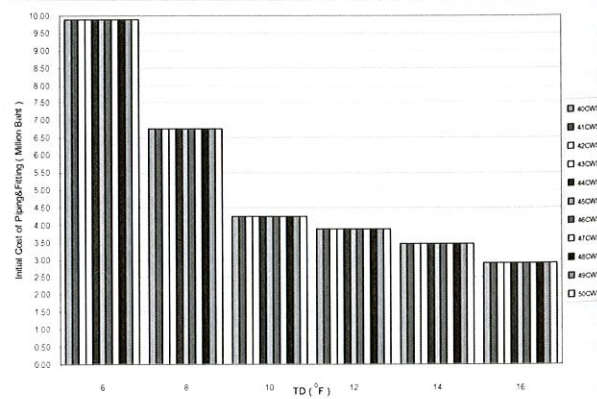
รูปที่ 2 แสดง IC_{CH} เมื่อ $40^\circ F \leq CWST \leq 50^\circ F$ และ $6^\circ F \leq TD \leq 16^\circ F$



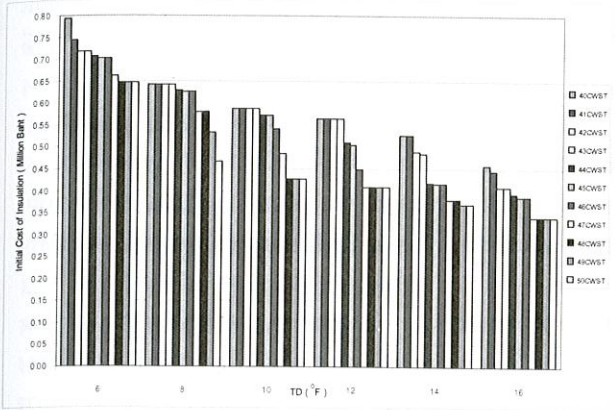
รูปที่ 3 แสดง IC_{AHU} เมื่อ $40^\circ F \leq CWST \leq 50^\circ F$ และ $6^\circ F \leq TD \leq 16^\circ F$



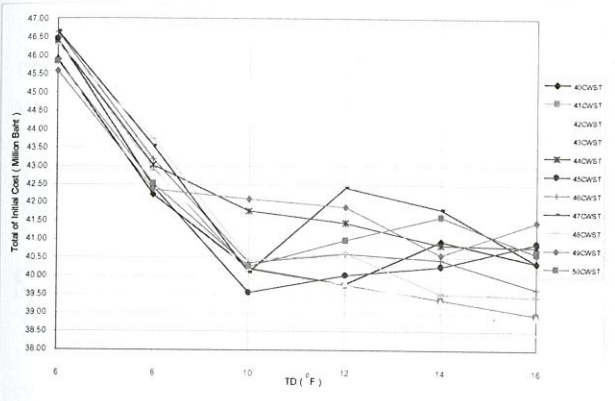
รูปที่ 4 แสดง IC_{PUMP} เมื่อ $40^\circ F \leq CWST \leq 50^\circ F$ และ $6^\circ F \leq TD \leq 16^\circ F$



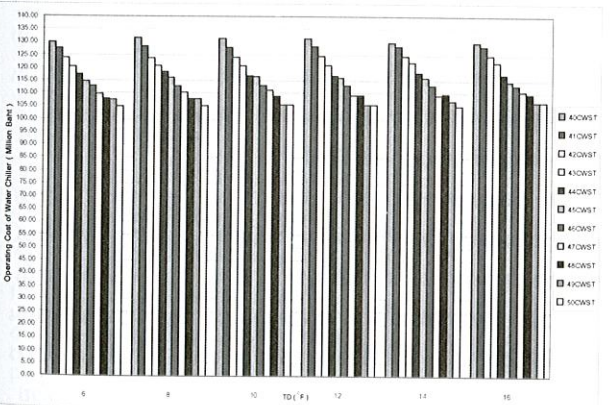
รูปที่ 5 แสดง $IC_{PIPE&FITTING&VALVE}$ เมื่อ $40^\circ F \leq CWST \leq 50^\circ F$ และ $6^\circ F \leq TD \leq 16^\circ F$



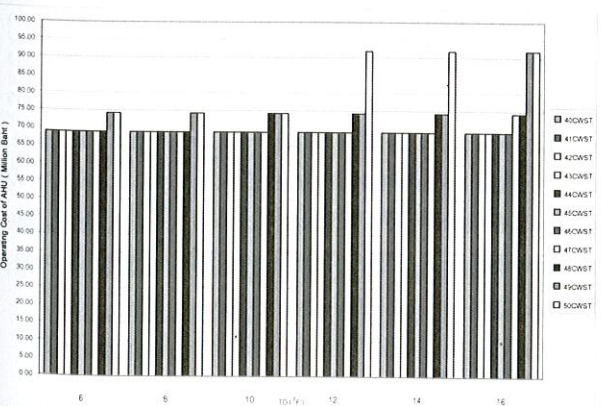
รูปที่ 6 แสดง IC_{INSULATION} เมื่อ 40°F ≤ CWST ≤ 50°F และ 6°F ≤ TD ≤ 16°F



รูปที่ 7 แสดง IC_{TOTAL} เมื่อ 40°F ≤ CWST ≤ 50°F และ 6°F ≤ TD ≤ 16°F



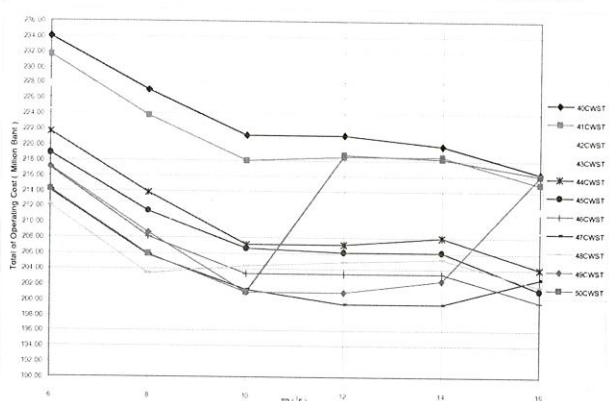
รูปที่ 8 แสดง OC_{CH} เมื่อ 40°F ≤ CWST ≤ 50°F และ 6°F ≤ TD ≤ 16°F



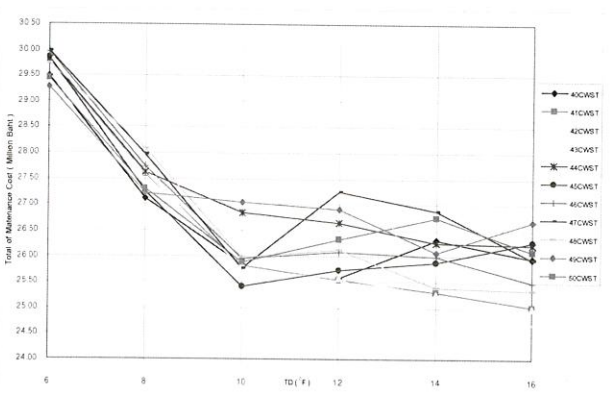
รูปที่ 9 แสดง OC_{AUH} เมื่อ 40°F ≤ CWST ≤ 50°F และ 6°F ≤ TD ≤ 16°F



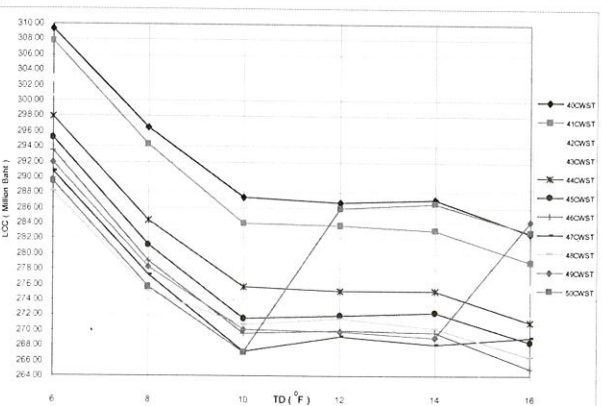
รูปที่ 10 แสดง OC_{PUMP} เมื่อ 40°F ≤ CWST ≤ 50°F และ 6°F ≤ TD ≤ 16°F



รูปที่ 11 แสดง OC_{TOTAL} เมื่อ 40°F ≤ CWST ≤ 50°F และ 6°F ≤ TD ≤ 16°F



รูปที่ 12 แสดง MC_{TOTAL} เมื่อ 40°F ≤ CWST ≤ 50°F และ 6°F ≤ TD ≤ 16°F



รูปที่ 13 แสดง LCC เมื่อ 40°F ≤ CWST ≤ 50°F และ 6°F ≤ TD ≤ 16°F

5. การเปรียบเทียบและวิเคราะห์ผล

จากการเปรียบเทียบผลกระทบของค่า CWST และ TD ที่มีต่อค่าใช้จ่ายในส่วนต่างๆ ในรูปที่ 2-13 สามารถแสดงให้เห็นได้อย่างชัดเจนดังนี้ คือ

ถ้าออกแบบให้ CWST และ TD มีค่าลดต่ำลง จะส่งผล LCC มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นอย่างมาก แต่ถ้าออกแบบให้ CV มีค่าเพิ่มสูงขึ้นมากๆ ก็จะทำให้ LCC มีแนวโน้มเดียวกันกับกรณีแรกแต่มีค่าน้อยกว่าในกรณีแรกมาก มีค่าต่ำที่สุด เมื่อ CWST เท่ากับ 46°F และ TD เท่ากับ 16°F

และแนวโน้มของค่าใช้จ่ายในแต่ละส่วน เมื่อ CWST และ TD เปลี่ยนแปลงไปจะมีรายละเอียด ดังนี้ คือ

ถ้ากำหนดให้ CWST มีค่าลดต่ำลงจะส่งผลทำให้ค่าใช้จ่ายเบื้องต้น (ค่าใช้จ่ายในการซ่อมบำรุง) ของเครื่องส่งลมเย็นมีแนวโน้มลดต่ำลงตามไปด้วย แต่ค่าใช้จ่ายเบื้องต้น (ค่าใช้จ่ายในการซ่อมบำรุง) ของฉนวนพร้อมด้วยค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานของเครื่องทำน้ำเย็นกลับมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น

แต่ถ้ากำหนดให้ TD มีค่าลดต่ำลงจะส่งผลทำให้ค่าใช้จ่ายเบื้องต้น (ค่าใช้จ่ายในการซ่อมบำรุง) ของเครื่องส่งลมเย็นมีแนวโน้มลดต่ำลงตามไปด้วย แต่ค่าใช้จ่ายเบื้องต้น (ค่าใช้จ่ายในการซ่อมบำรุง) ของระบบการกระจายน้ำเย็น (เครื่องสูบน้ำเย็น ท่อน้ำเย็น อุปกรณ์ประกอบระบบท่อและฉนวน) พร้อมด้วยค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานของเครื่องสูบน้ำเย็นกลับมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น

6. บทสรุป

ผลจากการวิจัยในครั้งนี้สามารถวิเคราะห์หาค่าที่เหมาะสมของ CWST และ TD รวมทั้งยังสามารถชี้ให้เห็นถึงผลกระทบของค่าตัวแปรตัดสินใจข้างต้นว่ามีกระทบอย่างไรต่อค่าใช้จ่ายในส่วนต่างๆ ของแบบจำลองระบบวงจรด้านน้ำเย็นของระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางได้อย่างชัดเจนดังต่อไปนี้

6.1 ค่าที่เหมาะสมที่สุดของ CWST และ TD ที่ทำให้ LCC ของแบบจำลองระบบวงจรด้านน้ำเย็นในรูปที่ 1 มีค่าต่ำที่สุด คือ CWST เท่ากับ 46°F และ TD เท่ากับ 16°F

6.2 ผลกระทบของค่า CWST ต่อแนวโน้มโดยทั่วไปของ LCC แบ่งได้เป็น 2 ช่วง คือ ช่วงที่ CWST มีค่าระหว่าง $40-47^{\circ}\text{F}$ แนวโน้มของ LCC จะมีค่าลดลงอย่างต่อเนื่อง แต่เมื่อ CWST มีค่าระหว่าง $48-50^{\circ}\text{F}$ แนวโน้มดังกล่าวกลับมีค่าเพิ่มสูงขึ้น ส่วนผลกระทบของค่า TD ต่อแนวโน้มโดยทั่วไปของ LCC แบ่งได้เป็น 3 ช่วง คือ ในช่วงที่ TD มีค่าระหว่าง $6-10^{\circ}\text{F}$ แนวโน้มของ LCC จะมีค่าลดลงอย่างมาก แต่เมื่อ TD มีค่าระหว่าง $10-14^{\circ}\text{F}$ แนวโน้มของ LCC จะมีค่าใกล้เคียงกัน และแนวโน้มดังกล่าวจะลดลงอีกครั้งแต่น้อยกว่าในช่วงแรก เมื่อ TD มีค่าระหว่าง $14-16^{\circ}\text{F}$ ดังนั้นค่าการออกแบบโดยทั่วไปสำหรับ CWST และ TD ควรค่าอยู่ในช่วงระหว่าง $45-47^{\circ}\text{F}$ และ $10-16^{\circ}\text{F}$ ตามลำดับ

6.3 ค่า TD มีผลกระทบโดยตรงต่อ IC, OC และ MC ของระบบการกระจายน้ำเย็นเป็นอย่างมาก กล่าวคือ เมื่อ TD มีค่าสูงขึ้น ค่าใช้จ่ายในส่วนนี้จะมียกเว้นแนวโน้มลดต่ำลงอย่างเห็นได้ชัดเจน ดังนั้นถ้า

ระบบวงจรด้านน้ำเย็นเป็นระบบที่ออกแบบมาเพื่อรองรับกลุ่มอาคารขนาดใหญ่ โรงแรมขนาดใหญ่ หรือสนามบิน (ระบบการกระจายน้ำเย็นที่มีท่อ อุปกรณ์ประกอบท่อและวาล์วจำนวนมาก) การกำหนดให้ TD มีค่าสูงๆ จะมีผลทำให้ค่าใช้จ่ายในส่วนนี้ลดต่ำลงเป็นอย่างมาก

6.4 ค่า CWST มีผลกระทบโดยตรงต่อ IC_{AHU} และ MC_{AHU} รวมถึง OC_{CH} เป็นอย่างมาก กล่าวคือ เมื่อ CWST มีค่าลดลง IC_{AHU} และ MC_{AHU} จะมีแนวโน้มลดลงตามไปด้วย ส่วน OC_{CH} จะมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นและมีค่าสูงกว่าส่วนค่าใช้จ่ายในส่วนนี้ของเครื่องส่งลมเย็นเป็นอย่างมาก

6.5 ค่า OC_{TOTAL} มีค่าสูงมากๆ เมื่อเทียบกับ IC_{TOTAL} และ MC_{TOTAL} ดังนั้น หากเลือกเครื่องทำน้ำเย็น เครื่องส่งลมเย็น และเครื่องสูบน้ำเย็นที่มีขนาดใหญ่ (Over Size) เกินไปไม่เหมาะสมกับสภาพการทำงานที่แท้จริงจะมีผลทำให้ต้องสิ้นเปลืองค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานของระบบเป็นอย่างมาก

7. การอภิปราย

สำหรับแนวทางในการวิจัยเพื่อพัฒนาต่อไปในอนาคตเพื่อให้ออกแบบที่ได้นั้นมีความน่าเชื่อถือ และยกระดับความสามารถในการออกแบบที่เหมาะสมให้มีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น จำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องมีการพิจารณาถึงสิ่งต่างๆ ดังต่อไปนี้

7.1 ผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงภาระ (Load) ของระบบ ทั้งนี้เนื่องจากในสภาพการทำงานที่แท้จริงของระบบปรับอากาศจะทำงานที่ Part Load (ไม่ได้ทำงานที่สภาวะ Full Load อยู่ตลอดเวลา)

7.2 ระบบปรับอากาศแบบทำความเย็นจากส่วนกลางนั้นประกอบไปด้วยระบบพื้นฐาน 4 ระบบ ได้แก่ ระบบวงจรด้านอากาศ ระบบวงจรด้านน้ำเย็น ระบบวงจรทำความเย็นและระบบวงจรด้านระบายความร้อน ซึ่งแต่ละระบบจะทำงานสัมพันธ์กันอย่างต่อเนื่อง ดังนั้นจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องทำการวิเคราะห์หาสภาพการทำงานที่เหมาะสมของแต่ละระบบทั้งหมดข้างต้นอย่างละเอียดถี่ถ้วน

7.3 ข้อสมมุติฐานทางวิศวกรรมและทางเศรษฐศาสตร์ ไม่ว่าจะเป็นข้อมูลของอุณหภูมิอากาศ ความชื้นสัมพัทธ์ อัตราค่าไฟฟ้าแบบ TOU ช่วงเวลาทำงาน ราคาเครื่องทำน้ำเย็น ราคาเครื่องส่งลมเย็น ราคาการกระจายน้ำเย็น อัตราดอกเบี้ย อัตราการแลกเปลี่ยนเงินตราต่างประเทศ ค่าใช้จ่ายในการซ่อมบำรุง เป็นต้น มีการเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลา ดังนั้นจึงต้องมีการ Update ให้ทันสมัยด้วย

7.4 การพิจารณากำหนดให้อายุการใช้งานของอุปกรณ์แต่ละชนิดในระบบปรับอากาศมีอายุการใช้งานเท่ากัน การกำหนดให้อัตราค่าไฟฟ้าในแต่ละเดือนมีค่าเท่ากัน การกำหนดให้ MC มีค่าเป็น 5% ของ IC และมีค่าเท่ากันทุกเดือน รวมถึงการไม่พิจารณาค่าใช้จ่ายในการติดตั้งระบบ ค่าแรงงาน ค่าเสื่อมของอุปกรณ์ และค่าอุปกรณ์ประกอบอื่นๆ ก็อาจมีผลทำให้เกิดความคลาดเคลื่อนในการวิเคราะห์ ทั้งนี้เนื่องจากค่าใช้จ่ายต่างๆ ข้างต้นนี้มีผลกระทบต่อ LCC และค่าใช้จ่ายเหล่านี้มีค่าแปรผันมาก เป็นเรื่องยากในการประมาณค่าที่ถูกต้องอย่างแท้จริง

8. รายการสัญลักษณ์

CDWST = อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นจ่าย ($^{\circ}\text{F}$)

CDWRT = อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นกลับ ($^{\circ}\text{F}$)
 CWST= อุณหภูมิน้ำเย็นจ่าย ($^{\circ}\text{F}$)
 EC = อัตราค่าไฟฟ้ารายเดือน (Baht)
 FT = อัตราค่าไฟฟ้าผันแปร (Baht/Unit)
 kW = ค่ากำลังไฟฟ้าของอุปกรณ์ (kW)
 H = เหนดสูงเสี่ย (FT. of WG.)
 IC = ค่าใช้จ่ายเบื้องต้น (Baht)
 LCC = ค่าใช้จ่ายตลอดอายุการใช้งาน (Baht)
 MC = ค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษา (Baht)
 n = อายุโครงการ (Year)
 NOP = ค่าความต้องการพลังไฟฟ้าช่วง On Peak (kW)
 r = อัตราดอกเบี้ย (%)
 TD = อุณหภูมิแตกต่าง ($^{\circ}\text{F}$)
 UNOP= จำนวนหน่วยของพลังงานไฟฟ้าช่วง On Peak (kW-hr)
 UOFP= จำนวนหน่วยของพลังงานไฟฟ้าช่วง Off Peak (kW-hr)
 VAT = ภาษีมูลค่าเพิ่ม

ตัวห้อย

AHU = เครื่องส่งลมเย็น
 BUT = วาล์วปีกผีเสื้อ
 CH = เครื่องทำน้ำเย็น
 CHECK = วาล์วกันกลับ
 CV = วาล์วควบคุม
 DIS = ระบบการกระจายน้ำเย็น
 FITTING = อุปกรณ์ประกอบระบบท่อ
 FLEX = ข้อต่ออ่อน
 GLOBE = โกลีบวาล์ว
 GATE = วาล์วประตูน้ำ
 i = ลำดับเครื่องทำน้ำเย็นตัวที่ i
 j = ลำดับเครื่องทำน้ำเย็นตัวที่ j
 k = ลำดับเครื่องส่งลมเย็นตัวที่ k
 l = ลำดับเครื่องส่งลมเย็นตัวที่ l
 o = ลำดับเครื่องสูบน้ำเย็นตัวที่ o
 p = ลำดับเครื่องสูบน้ำเย็นตัวที่ p
 PIPE = ท่อน้ำเย็น
 PUMP = เครื่องสูบน้ำเย็น
 VALVE = วาล์ว
 STRAIN = สเตรนเนอร์
 TEE = ข้อต่อตัวที
 90ST = ข้องอ 90° มาตรฐาน

เอกสารอ้างอิง

[1] ศิขรภัณฑ์ แคนลา. อุณหภูมิน้ำเย็นจ่ายและแตกต่างที่เหมาะสมของระบบปรับอากาศ. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ,2545.

- [2] สุรพล พฤษพานิช. การปรับอากาศหลักการและระบบ. กรุงเทพมหานคร : ฟิสิกส์เซ็นเตอร์, 2529.
- [3] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE Handbook Fundamentals. Atlanta : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1997
- [4] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE Systems and Equipment Handbook. Atlanta : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1996
- [5] Carrier. Handbook of Air-Conditioning System Design. New York : McGraw-Hill, 1965.
- [6] Donald, P.F. Achieving High Chilled-Water Delta T_s . ASHRAE Journal (November 1990) : 24-30.
- [7] Leah, R.L.; Pederson, C.O., and Liebman, J.S. Optimum Using Quadratic Search - Case Study of a Chilled Water System. ASHRAE Transaction 1987 : 2109-2122
- [8] Stoecker, W.F. Design of thermal system. 3rd ed. Malaysia : McGraw - Hill Book, 1989.
- [9] Wayne, Kirsner. Design for 42°F Chilled Water Supply Temperature : Does It Save Energy?. ASHRAE Journal (January 1988) : 63-69

