การวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์

(Performance Analysis of Central Air Conditioning)

นายปวรปรัชญ์ พลับเงิน รหัสนิสิต 59363182

นายภาณุเดช หาญูคำ รหัสนิสิต 59364073

นายวัชรพล เชื่อมไพบูลย์ รหัสนิสิต 59365025

โครงร่างปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาหลักสูตรวิศวกรรมศาสตร์บัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

ปีการศึกษา 2562

ใบรับรองโครงงานวิศกรรมเครื่องกล

หัวข้อโครงงาน : การวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์

ผู้ดำเนินโครงงาน : นายปวรปรัชญ์ พลับเงิน รหัสนิสิต 59363182

นายภาณุเดช หาญคำ รหัสนิสิต 59364073

นายวัชรพล เชื่อมไพบูลย์ รหัสนิสิต 59365025

อาจารย์ที่ปรึกษา : ผศ.ดร.นินนาท ราชประดิษฐ์

ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา : 2562

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร อนุมัติให้โครงงานวิจัยฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตร์บัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะกรรมการสอบโครงงาน

.....ที่ปรึกษาโครงงาน

(ผศ.ดร.นินนาท ราชประดิษฐ์)

.....กรรมการ

(ผศ.ดร อนันต์ชัย อยู่แก้ว)

.....กรรมการ

(ผศ.ชูพงศ์ ช่วยเพ็ญ)

หัวข้อโครงงาน : การวิเคราะห์ประสิทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์

ผู้ดำเนินโครงงาน : นายปวรปรัชญ์ พลับเงิน รหัสนิสิต 59363182

นายภาณุเดช หาญคำ รหัสนิสิต 59364073

นายวัชรพล เชื่อมไพบูลย์ รหัสนิสิต 59365025

อาจารย์ที่ปรึกษา : ผศ.ดร.นินนาท ราชประดิษฐ์

สาขาวิชา : วิศวกรรมเครื่องกล

ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา : 2563

.....

บทคัดย่อ

โครงงานการวิเคราะห์ประสิทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์มีวัตถุประสงค์เพื่อจัดทำคู่มือวิธีการและขั้นตอนในการตรวจสอบประสิทธิภาพของอุปกรณ์หลักในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์โดยเน้นไปที่โรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร เพื่อเป็นแนวทางให้กับเจ้าหน้าที่เพื่อใช้ตรวจสอบประสิทธิภาพอุปกรณ์หลักระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์เพื่อนำไปเปรียบเทียบกับมาตรฐาน พรบ. การส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ. 2552 เพื่อประเมินประสิทธิภาพการทำงานของอุปกรณ์หลักในระบบรวมทั้งคำแนะนำในการแก้ไขปัญหาต่างๆ

ในการดำเนินงานนั้นเริ่มจากการศึกษาทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการวิเคราะห์ประสิทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ รวมทั้งทำการออกแบบแสดงขั้นตอนการตรวจสอบประสิทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ และออกแบบตารางบันทึกผลการตรวจสอบประสิทธิภาพของอุปกรณ์หลักในระบบ จากนั้นทำการเข้าเก็บค่าข้อมูลที่จำเป็นจากอุปกรณ์หลักรวมทั้งทำการวัดอัตราการไหลโดยใช้เครื่องมือวัดอัตราการไหลแบบ Ultrasonic flow meter จากนั้นนำค่าข้อมูลมาแสดงผลในรูปแบบตารางและกราฟ สำหรับใช้ในการคำนวณหาค่าประสิทธิภาพเพื่อนำไปเปรียบเทียบกับมาตรฐาน พรบ. การส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ. 2552 จากนั้นทำการสรุปข้อมูลเพื่อจัดทำเป็นคู่มือสำหรับใช้ในการตรวจสอบและวิเคราะห์ประสิทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์เพื่อให้บุคลากรภายในโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวรนำไปใช้งานได้ต่อไป

Project title : Performance analysis of central air conditioning

Name : Mr. Pawonprach Plabngaen ID. 59363182

Mr. Panudate Harnkham ID.59364073

Mr. Watcharapon Chuampaiboon ID.59365025

Project advisor : Asst. Prof. Dr. Ninnart Rachapradit

Major : Mechanical Engineering

Department : Mechanical Engineering

Academic year : 2019

.....

Abstract

Performance analysis of central air conditioning project **Purpose:** Prepare performance analysis of air conditioning verification process handbook for Naresuan university hospital this handbook will be guide for staffs in hospital to verify main equipment performance in central air conditioning system. It will help staffs to getting verification and maintenance knowledge to maintain and verify the main equipment in Naresuan university hospital central air conditioning system. **Materials and methods:** The operation start with study of theory and related research include performance analysis central air conditioning system and design the steps of verification after that time to getting some the crucial information and show this information on table and graph. Then take this information for performance calculation. **Result:** Gather the verification process and performance analysis of air conditioning research and conclude the right step to make a handbook for Naresuan university hospital's staffs can use it for better way to verification the main equipment in Naresuan university hospital air conditioning system.

กิตกรรมประกาศ

โครงงานเรื่อง “การวิเคราะห์ประสิทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์”` ฉบับนี้สำเร็จได้ด้วยความอนุเคราะห์ของบุคลกรหลายท่านซึ่งไม่อาจนำมากล่าวได้ทั้งหมด ซึ่งผู้มีพระคุณท่านแรกใคร่ขอขอบพรคุณคือท่าน ผศ.ดร.นินนาท ราชประดิษฐ์ อาจารย์ที่ปรึกษาโครงงานที่ได้ให้ความรู้ คำแนะนำการตรวจทาน และแก้ไขข้อบกพร่องต่างๆด้วยความเอาใจใส่ทุกขึ้นตอนเพื่อให้การเขียนโครงงานการวิเคราะห์ระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์นี้ออกมาสมบูรณ์มากที่สุด

ขอขอบพระคุณกรรมการสอบทั้งสองท่านได้แก่ ผศ.ดร.อนันต์ชัย อยู่แก้ว และผศ.ชูพงษ์ ช่วยเพ็ญ ที่ได้ให้ความรู้คำแนะนำ และแก้ไขข้อบกพร่องต่างๆ ของรูปเล่มโครงงาน

ขอขอบพระคุณหน่วยงานของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร ที่ได้ให้ความรู้ คำแนะนำ และประสบการณ์ในการทำงานร่วมกับบุคคลอื่นได้เป็นอย่างดีได้แก่

คุณทรงพล พันธุ์สุข (หัวหน้างานบริหารจัดการทรัพย์สิน)

คุณรัตนสินทร์ สงพูล (หัวหน้าหน่วยอาคารสถานที่และรักษาความปลอดภัย)

คุณวีรภัทร์ ทุ่งโพธิแดง (วิศวกร)

คุณเดชา ดีรักษา (ช่างเทคนิค)

คุณศรรักษ์ เมฆทัพ (ช่างเทคนิค)

คุณขวัญกมล ผลพิกุล (ช่างเทคนิค)

คุณชรินทร์ จาดน้อย (ช่างเทคนิค)

ขอขอบพระคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลที่ได้ให้โอกาสในการศึกษา หาความรู้และการใช้สิ่งต่างๆ มาประยุกต์ใช้กับโครงงานด้วยความเอาใจใส่ทุกขั้นตอน

สุดท้ายนี้ผู้ศึกษาขอขอบคุณบิดามารดาและครอบครัว ซึ่งเปิดโอกาสให้ได้รับการศึกษาช่วยเหลือ และให้กำลังใจผู้ศึกษาเสมอมาผู้ศึกษาใคร่ขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ โอกาสนี้

ผู้ดำเนินโครงการ
ปวรปรัชญ์ พลับเงิน
ภาณุเดช หาญคำ
วัชรพล เชื่อมไพบูลย์
กุมภาพันธ์ 2563

สารบัญ

ใบรับรองโครงงานวิศกรรมเครื่องกล ก

บทคัดย่อ ข

Abstract ค

กิตกรรมประกาศ ง

สารบัญตาราง ฏ

สารบัญแผนภูมิ ฑ

บทที่ 1 1

บทนำ 1

1.1 ที่มาและความสำคัญ 1

1.2 วัตถุประสงค์ 2

1.3 ขอบเขตของโครงงาน 2

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ 3

1.5 วรรณกรรมปริทัศน์ 3

บทที่ 2 8

หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง 8

2.1 การปรับการอากาศและหลักการทำงานของระบบปรับอากาศ 8

2.3 อุปกรณ์หลักในระบบปรับอากาศและระบายอากาศแบบรวมศูนย์ [16,22] 25

2.4 ประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ 43

2.5 มาตรฐานระบบปรับอากาศ 46

บทที่ 3 50

วิธีการดำเนินการ 50

3.1 สถานที่ดำเนินโครงงาน 50

3.2 ขั้นตอนการดำเนินงาน 50

3.3 สรุปและประเมิน 51

3.4 ตารางขั้นตอนการดำเนินงาน 51

บทที่ 4 52

ผลการดำเนินงาน 52

4.1 ออกแบบแสดงขั้นตอนการตรวจสอบประสิทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์และออกแบบตารางบันทึกผลการตรวจสอบประสิทธิภาพของอุปกรณ์หลัก 52

4.2 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water cooled chiller) ของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร 71

4.3 เปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นแบบต่างๆ 106

บทที่ 5 120

สรุปผลการศึกษาและข้อเสนอแนะ 120

5.1 สรุปผลการศึกษา 120

5.2 ข้อเสนอแนะ 122

บรรณานุกรม 125

ภาคผนวก ก 147

ภาคผนวก ข 152

ภาคผนวก ค 159

ประวัติผู้ดำเนินโครงงาน 172

สารบัญรูปภาพ

รูป 2. 1 หลักการทำงานของระบบปรับอากาศของอาคารขนาดใหญ่ 11
รูป 2. 2 เครื่องปรับอากาศแบบหน้าต่าง 12
รูป 2. 3 ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน 13
รูป 2. 4 เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิด Inverter 14
รูป 2. 5 ระบบปรับอากาศแบบชุดระบายความร้อนด้วยอากาศ 15
รูป 2. 6 เครื่องอากาศแบบชุดระบายความร้อนด้วยอากาศ 15
รูป 2. 7 ระบบปรับอากาศแบบชุดระบายความร้อนด้วยน้ำ 15
รูป 2. 8 เครื่องอากาศแบบชุดระบายความร้อนด้วยน้ำ 16
รูป 2. 9 ระบบปรับอากาศแบบ VRV 16
รูป 2. 10 หลักการทำงานของระบบปรับอากาศ 17
รูป 2. 11 ระบบเครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยอากาศ 18
รูป 2. 12 ระบบเครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำ 18
รูป 2. 13 เครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยอากาศ 25
รูป 2. 14 เครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำ 26
รูป 2. 15 เครื่องอัดไอแบบโรตารี่ 28
รูป 2. 16 เครื่องอัดไอแบบแรงเหวี่ยง 28
รูป 2. 17 คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยอากาศ 30
รูป 2. 18 คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยน้ำชนิด Shell and tube 30
รูป 2. 19 อีวาโปเรเตอร์ชนิด Shell and tube 31
รูป 2. 20 ตัวกรอง 32
รูป 2. 21 วาล์วลดความดัน 32
รูป 2. 22 หอระบายความร้อน แบบน้ำและอากาศไหลแบบสวนกัน 34
รูป 2. 23 ลักษณะการทำงานของหอระบายความร้อนแบบน้ำและอากาศไหลสวนกัน 35
รูป 2. 24 หอระบายความร้อนแบบน้ำและอากาศไหลตั้งฉากกัน 35

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

รูป 2. 25 ลักษณะการทำงานของหอระบายความร้อนแบบน้ำและอากาศไหลตั้งฉากกัน 36
รูป 2. 26 หน่วยเครื่องส่งลมเย็น 38
รูป 2. 27 ชุดคอยล์เย็น 38
รูป 2. 28 เครื่องสูบน้ำแบบโรตารี่ 40
รูป 2. 29 เครื่องสูบน้ำแบบหมุนเหวี่ยง ยี่ห้อ Ebara 41
รูป 4. 1 แผนภาพขั้นตอนการวัดอัตราการไหลและเก็บค่าข้อมูลของอาคารเฉลิมพระเกียรติโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร 53
รูป 4. 2 แผนภาพขั้นตอนการวัดอัตราการไหลและเก็บค่าข้อมูลของอาคารเฉลิมพระเกียรติโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร 54
รูป 4. 3 แผนภาพขั้นตอนการวัดอัตราการไหลและเก็บค่าข้อมูลของโรงพยาบาลกรุงเทพพิษณุโลก 55
รูป 4. 4 แผนภาพขั้นตอนการวัดอัตราการไหลและเก็บค่าข้อมูลของโรงงานบริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด 56
รูป 4. 5 ตัวอย่างค่าจากการวัดอัตราการไหลน้ำเย็นของเครื่องทำน้ำเย็น 57
รูป 4. 6 ตัวอย่างค่าจากการวัดอัตราการไหลน้ำระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น 58
รูป 4. 7 ตัวอย่างค่าอุณหภูมิน้ำเย็นจากเกจวัดอุณหภูมิของเครื่องทำน้ำเย็น 59
รูป 4. 8 ตัวอย่างค่าอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนจากเกจวัดอุณหภูมิของเครื่องทำน้ำเย็น 59
รูป 4. 9 ตัวอย่างค่าความดันของน้ำเย็นจากเกจวัดความดัน 60
รูป 4. 10 ตัวอย่างค่าความดันของน้ำระบายความร้อนจากเกจความดัน 61
รูป 4. 11 ตัวอย่างค่าความดันของน้ำขาเข้าของเครื่องสูบน้ำเย็นจากเกจวัดความดัน 62
รูป 4. 12 ตัวอย่างค่าความดันของน้ำขาออกของเครื่องสูบน้ำเย็นจากเกจวัดความดัน 62
รูป 4. 13 ตัวอย่างค่าความดันของน้ำขาเข้าของเครื่องสูบน้ำระบายความร้อนจากเกจวัดความดัน 63
รูป 4. 14 ตัวอย่างค่าความดันของน้ำขาออกของเครื่องสูบน้ำระบายความร้อนจากเกจวัดความดัน 64
รูป 4. 15 ตัวอย่างค่าจากการเก็บค่าจากแผงควบคุมของเครื่องทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ 65

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

รูป 4. 16 ตัวอย่างค่าจากการวัดอัตราการไหลของน้ำที่หอระบายความร้อน 66
รูป 4. 17 ตัวอย่าง Name plate เครื่องทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ 67
รูป 4. 18 ตัวอย่าง Name plate เครื่องสูบน้ำในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ 67
รูป 4. 19 ตัวอย่าง Name plate หอระบายความร้อนในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ 68
รูป 4. 20 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น เวลา 09.00 น. 73
รูป 4. 21 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น เวลา 12.00 น. 74
รูป 4. 22 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น เวลา 15.00 น. 74
รูป 4. 23 แสดงค่า Input power ภายใน 2 วัน 78
รูป 4. 24 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำเย็นและน้ำระบายความร้อนภายใน 2 วัน 79
รูป 4. 25 แสดงค่าอุณหภูมิของสารทำความเย็นภายใน 2 วัน 79
รูป 4. 26 แสดงค่าความดันของสารทำความเย็นภายใน 2 วัน 80
รูป 4. 27 แสดงค่า % Load ภายใน 2 วัน 80
รูป 4. 28 แสดงค่า Motor current ภายใน 2 วัน 81
รูป 4. 29 แสดงค่า Motor factor ภายใน 2 วัน 81
รูป 4. 30 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น เวลา 09.44 น. 82
รูป 4. 31 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น เวลา 12.44 น. 83
รูป 4. 32 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น เวลา 12.44 น. 83
รูป 4. 33 ทำการใช้สารเคมีอัดเข้าไปในท่อของ condenser 99
รูป 4. 34 น้ำที่มีคราบตะกอนจากสารเคมีที่ใช้กัดกร่อนท่อ 100
รูป 4. 35 น้ำที่มีคราบตะกอนเมื่อเวลาผ่านไป 5-6 ชั่วโมง 100
รูป 4. 36 การถ่ายน้ำมันของ compressor ออกโดยใช้ pump 101
รูป 4. 37 การเติมน้ำมันใหม่เข้า compressor 101
รูป 4. 38 ทำการเปิดฝาครอบของ condenser 102
รูป 4. 39 สภาพของท่อ condenser ก่อนล้างทำความสะอาด 102

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

รูป 4. 40 ใช้เครื่องทำความสะอาดท่อทำความสะอาดท่อของ condenser 103
รูป 4. 41 สภาพท่อของ condenser หลังทำความสะอาด 103
รูป 4. 42 ทำการปิดฝาครอบของ condenser 104
รูป 4. 43 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น คอมเพรสเซอร์ 1 เวลา 13.10 น. 107
รูป 4. 44กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นจากข้อมูลชุดที่ 1 คอมเพรสเซอร์ 1 เวลา 15.00 น. 108
รูป 4. 45 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นจากข้อมูลชุดที่ 1 คอมเพรสเซอร์ 1 และ 2 เวลา 09.00 น. 108
รูป 4. 46 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นจากข้อมูลชุดที่ 1 คอมเพรสเซอร์ 2 เวลา 15.00 น. 109
รูป 4. 47 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นจากข้อมูลชุดที่ 1 คอมเพรสเซอร์ 2 เวลา 24.00 น. 109
รูป 4. 48 แสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะระหว่างค่าที่ได้จากการตรวจวัดกับค่าที่ได้จากคู่มือผู้ผลิต 112
รูป 4. 49 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ของเครื่องทำน้ำเย็นเดิม AC 2-2 114
รูป 4. 51 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ของเครื่องทำน้ำเย็นใหม่ AC 2-2 115
รูป 4. 50 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ของเครื่องทำน้ำเย็นเดิม AC 3-1 115
รูป 4. 52 กราฟแสดงการทำงานของและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ของเครื่องทำน้ำเย็นใหม่ AC 3-1 116
รูป ก. 1 หน้าคำสั่งหลักของโปรแกรม Coolpack 147
รูป ก. 2 เลือกสารทำความเย็นในคำสั่ง Log P-h diagram 148
รูป ก. 3 P-h diagram จากคำสั่ง Log P-h diagram 148
รูป ก. 4 Cycle input 149

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

รูป ก. 5 วัฏจักรทำความเย็นจากโปรแกรม Coolpack 149
รูป ก. 6 วัฏจักรทำความเย็นจากโปรแกรม Coolpack 150

สารบัญตาราง

ตาราง 2. 1 หน้าที่ของอุปกรณ์ที่ใช้ในระบบปรับอากาศทั่วไป 10
ตาราง 2. 2 การเปรียบเทียบระบบปรับอากาศแต่ล่ะชนิด 21
ตาราง 2. 3 ระดับประสิทธิภาพสำหรับเครื่องปรับอากาศขนาดน้อยกว่า 8000 วัตต์ 47
ตาราง 2. 4 ระดับประสิทธิภาพสำหรับเครื่องปรับอากาศขนาดมากกว่า 8000 วัตต์ 47
ตาราง 2. 5 เครื่องทำความเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำ 47
ตาราง 2. 6 เครื่องทำความเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ 48
ตาราง 3. 1 ตารางแสดงขั้นตอนการดำเนินงาน 51
ตาราง 4. 1 ตัวอย่างตารางบันทึกค่าข้อมูลของเครื่องทำน้ำเย็น 68
ตาราง 4. 2 ตัวอย่างตารางบันทึกค่าข้อมูลของหอระบายความร้อน 70
ตาราง 5. 1 แก้ไขตารางการจดบันทึกการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นประจำเดือน 123
ตาราง ข. 1 Nameplate Chiller No.1 152
ตาราง ข. 2 Nameplate Chiller No.2 152
ตาราง ข. 3 Nameplate Chiller No.3 153
ตาราง ข. 4 Name plate เครื่องสูบน้ำของอาคารสิรินธร 153
ตาราง ข. 5 Nameplate หอระบายความร้อน 154
ตาราง ข. 6 ค่าข้อมูลการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นอาคารสิรินธร วันที่ 31 ม.ค. 2563 155
ตาราง ข. 7 Nameplate Chiller No.1 147
ตาราง ข. 8 Nameplate Chiller No.2 147
ตาราง ข. 9 Nameplate Chiller No.3 147
ตาราง ข. 10 Nameplate Chiller No.4 148
ตาราง ข. 11 Nameplate เครื่องสูบน้ำเย็นและเครื่องสูบน้ำระบายความร้อนของอาคารเฉลิมพระเกียรติ 148
ตาราง ข. 12 Nameplate หอระบายความร้อนอาคารเฉลิมพระเกียรติ 149

ตาราง ข. 13 แสดงค่าข้อมูลการทำงานย้อนหลัง 2 วัน ของเครื่องทำน้ำเย็นเครื่องที่ 1 ของอาคารเฉลิมพระเกียรติ 150
ตาราง ข. 14 รายละเอียดของผลิตภัณฑ์เครื่องทำน้ำเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ 147
ตาราง ข. 15 ข้อมูลที่ได้จากการวัดการทำงานเครื่องทำน้ำเย็น 148
ตาราง ข. 16 บันทึกค่าการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นจากผู้ดูแล ชุดที่ 1 (24 ก.ค. 2562) 150
ตาราง ข. 17 บันทึกค่าการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นจากผู้ดูแล ชุดที่ 2 (22 ก.ค. 2562) 151
ตาราง ข. 18 การเปรียบเทียบรายละเอียดของผลิตภัณฑ์เครื่องทำความเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ 152
ตาราง ข. 19 ข้อมูลที่ได้ทำการตรวจสอบเครื่องทำน้ำเย็นเดิม AC-2-2 153
ตาราง ข. 20 ข้อมูลที่ได้ทำการตรวจสอบเครื่องทำน้ำเย็นเดิม AC-3-1 155
ตาราง ข. 21 ข้อมูลที่ได้ทำการตรวจสอบเครื่องทำน้ำเย็นใหม่ AC-2-2 157
ตาราง ข. 22 ข้อมูลที่ได้ทำการตรวจสอบเครื่องทำน้ำเย็นใหม่ AC-3-1 158

สารบัญแผนภูมิ

แผนภูมิ 2. 1 การใช้พลังงานไฟฟ้าในหนึ่งปีของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนเทียบกับระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ 19
แผนภูมิ 2. 2 เปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในห้องระหว่างระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน และระบบประอากาศแบบรวมศูนย์ 20
แผนภูมิ 2. 3 เปรียบเทียบมาตรฐานกำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นระหว่างเครื่องทำความเย็นระบายความร้อนด้วยอากาศกับระบายความร้อนด้วยน้ำในอาคารใหม่ 49
แผนภูมิ 4. 1 แสดงการเปรียบเทียบการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อน ภายใน 48 ชั่วโมงของวันที่ 29-31 ม.ค. 2563 89
แผนภูมิ 4. 2 แสดง CHP ภายใน 48 ชั่วโมงของวันที่ 29-31 ม.ค. 2563 90
แผนภูมิ 4. 3 แสดง COP ภายใน 48 ชั่วโมงของวันที่ 29-31 ม.ค. 2563 91
แผนภูมิ 4. 4 แสดง EER ภายใน 48 ชั่วโมงของวันที่ 29-31 ม.ค. 25 92
แผนภูมิ 4. 5 แสดงค่าสมรรถนะหอระบายความร้อนภายในวันที่ 29-31 ม.ค. 2563 96
แผนภูมิ 4. 6 แสดงเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นที่วิเคราะห์กับมาตรฐาน พรบ.อนุรักษ์พลังงาน พ.ศ.2552ภายใน 48 ชั่วโมงของวันที่ 29-31 ม.ค. 2563 98

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ในโลก ณ ปัจจุบันตอนนี้ ระบบปรับอากาศได้มีบทบาทและความสำคัญอย่างมากต่อผู้คนทั่วโลก โดยเฉพาะในประเทศไทยระบบปรับอากาศมีบทบาทและความสำคัญอย่างมาก ไม่ว่าจะเป็นในภาคครัวเรือน ภาคอุตสาหกรรมขนาดเล็ก ขนาดกลางไปจนถึงขนาดใหญ่ซึ่งต้องระบบปรับอากาศที่มีประสิทธิภาพ สะอาด เพื่อใช้งานในภาคอุตสาหกรรมนั้น แต่ระบบปรับอากาศนั้นมีหลายระบบให้เลือกใช้ ซึ่งแต่ละชนิดจะมีความแตกต่างกัน ซึ่งการเลือกใช้นั้นขึ้นอยู่กับความต้องการและความเหมาะสมของผู้ประกอบการในการเลือกใช้ระบบปรับอากาศให้เหมาะสมกับการใช้งาน สถานที่ งบประมาณ

ซึ่งระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ (Central air conditioning)[1] นั้นเป็นระบบปรับอากาศที่นิยมกันมากในปัจจุบันโดยเฉพาะในภาคอุตสากรรมต่างๆ ทั้งขนาดเล็กไปจนถึงขนาดใหญ่ โรงพยาบาล โรงแรม มหาวิทยาลัย เป็นต้น ซึ่งเครื่องทำความเย็นที่ใช้ในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์นั้นมี 2 ชนิดคือ ชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air Cooled Water Chiller) และเครื่องทำความเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water Cooled Water Chiller) รวมทั้งในแต่ละรุ่นแต่ละขนาดก็มีประสิทธิภาพที่ต่างกัน และค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น (COP)[1] ในแคตตาล็อคนั้นไม่ตรงกับความเป็นจริงจากบทความเรื่องการกำหนดประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศโดยคำนึงถึงสภาพภูมิอากาศ[3] ได้พบว่า ค่าประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นที่ระบุในแคตตาล็อคเป็นการกำหนดจากการทำงานของเครื่องทำความเย็นที่ 100% เนื่องจากเครื่องทำความเย็นในความเป็นจริงนั้นทำงานในภาวะที่แตกต่างกันในแต่ละช่วงเวลาของการใช้งาน ถ้ามีการนำค่าประสิทธิภาพไปคำนวณการใช้ไฟฟ้าอาจส่งผลให้การคำนวณผิดพลาดได้

ดังนั้นโครงงานนี้จึงมีแนวคิดค้นคว้าข้อมูลรวมถึงเก็บข้อมูลและทำการหาประสิทธิภาพในแต่ละช่วงฤดูกาลเพื่อนำมาเปรียบเทียบกับประสิทธิภาพของแคตตาล็อค, เทคโนโลยีในปัจจุบัน และมาตรฐานของระบบปรับอากาศ[3] จากเครื่องทำความเย็น (Chiller), เครื่องสูบน้ำ (Pump) และหอระบายความร้อน (Cooling Tower) ในโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวรซึ่งภายในอาคารสิรินธรมีเครื่องทำความเย็น

ขนาด 600 ตันความเย็น จำนวน 3 เครื่อง เครื่องสูบน้ำ จำนวน 6 เครื่อง หอระบายความร้อน จำนวน 3 เครื่อง และภายในอาคารเฉลิมพระเกียรติ มีเครื่องทำความเย็นขนาด 500 ตันความเย็น จำนวน 3 เครื่อง เครื่องทำความเย็น 250 ตันความเย็น จำนวน 1 เครื่อง เครื่องสูบน้ำ จำนวน 8 เครื่อง หอระบายความร้อน จำนวน 4 เครื่อง ซึ่งที่โรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวรจะเป็นระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ระบายความร้อนด้วยน้ำ และบริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด ซึ่งมีเครื่องทำความเย็นขนาด 150 ตันความเย็น จำนวน 2 เครื่อง เครื่องทำความเย็นขนาด 140 ตันความเย็น จำนวน 2 เครื่อง และเครื่องสูบน้ำ จำนวน 4 เครื่อง ซึ่งที่บริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด จะเป็นระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์แบบระบายความร้อนด้วยอากาศ เพื่อพิจารณาว่าอุปกรณ์ใดบ้างที่ควรเปลี่ยนเพื่อทำให้ประสิทธิภาพได้ตามมาตรฐานระบบปรับอากาศและความต้องการ

1.2 วัตถุประสงค์

เพื่อวิเคราะห์ประสิทธิภาพของอุปกรณ์หลักในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์[4]ได้แก่ เครื่องน้ำเย็น และหอระบายความร้อนที่มีการใช้งานมาระยะเวลาหนึ่งของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร เพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพกับมาตรฐานพรบ. การส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ. 2552 เพื่อเป็นแนวทางในการปรับปรุงหรือเปลี่ยนอุปกรณ์ให้ได้ประสิทธิภาพตามมาตรฐานและความต้องการ

1.3 ขอบเขตของโครงงาน

1.3.1 ระบบปรับอากาศของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร และบริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด

1.3.2 วิเคราะห์ประสิทธิภาพของอุปกรณ์หลักในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ไม่รวมเครื่องส่งลมเย็น (AHU) หรืออาจสุ่มตรวจ

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 ได้รับความรู้เกี่ยวกับระบบปรับอากาศแบบต่างๆโดยเฉพาะระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์

1.4.2 ได้รับความรู้เกี่ยวกับประสิทธิภาพของอุปกรณ์หลักในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์

1.4.3 รับรู้ถึงปัญหาต่างๆที่เกิดขึ้นในระบบปรับอากาศ และปัญหาในการวัดค่าและเก็บค่าข้อมูลต่างๆในหน้างานจริง และสามารถแก้ปัญหาได้

1.5 วรรณกรรมปริทัศน์

เนื่องจากในโครงงานนี้เป็นการศึกษาการวิเคราะห์ประสิทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ ทำให้คณะผู้จัดทำได้ทำการศึกษาค้นคว้าและศึกษาจากโครงงานที่ทำเกี่ยวข้องกับการวิเคราะห์ประสิทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์

นายอภิเดช บุญเจือ[4] ได้ทำการศึกษาการลดพลังงานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์ในคณะวิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน นครราชสีมา สำหรับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12,500 Btu/hr ที่จำเป็นต้องติดตั้งชุดคอยล์เย็น (FCU) อยู่ต่ำกว่าชุดคอยล์ร้อน (CDU) จึงได้ศึกษาระยะห่าง 3,6,9 และ 12 เมตร พบว่าที่ระยะห่าง 12 เมตร มีความสิ้นเปลืองมากกว่า ระยะห่าง 3,6,9 เมตร คิดเป็น 6.23% โดยทดลองโดยการกำหนดให้คอมเพรสเซอร์ทำงาน 20 นาที และหยุดการทำงาน 6 นาทีใช้เวลาทั้งหมด 8 ชั่วโมง อุณหภูมิของอากาศภายนอกและภายในห้องทดลองถูกควบคุมให้คงที่ 39 ± °C และ 24±°C ตามลำดับ ซึ่งจากการศึกษาพบว่า การลดพลังงานในคอมเพรสเซอร์ ส่งผลให้ค่า COP เพิ่มขึ้น 6.7% และ EER เพิ่มขึ้น 7.76% ในขณะที่การสิ้นเปลืองพลังงานลดลง 5.76% คิดว่าการประหยัดพลังงาน 136.8 หน่วยต่อปี หรือค่าใช้จ่ายพลังงานไฟฟ้าลดลง 1641.6 บาทต่อปี ในการทดลองนี้สามารถใช้ชุดลดพลังงานในคอมเพรสเซอร์ที่ความยาวท่อ 12 เมตร

วิศิษฎ์ ชูประเสริฐ และจิตติน แตงเที่ยง[5] ได้ทำการศึกษาและวิจัยถึงกระบวนการเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของอาคารสำนักงานทั่วไป โดยการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศร่วมกับการใช้ระบบเครื่องสูบน้ำร้อน ด้วยวิธีการทดลองเก็บข้อมูลจากชุดทดลองใน

การทดลองนั้นได้ทำการควบคุมอัตราการไหลของน้ำที่ไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าลดลง อุณหภูมิของน้ำร้อนและกำลังไฟฟ้าของเครื่องอัดไอในระบบเครื่องสูบน้ำร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้น และในทางตรงกันข้าม เมื่ออัตราการไหลของน้ำมากขึ้น อุณหภูมิของน้ำร้อนและกำลังไฟฟ้าจองเครื่องอัดไอในระบบเครื่องสูบน้ำร้อนจะมีค่าลดลง ดังนั้นอุณหภูมิของน้ำร้อนจึงขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของน้ำซึ่งทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบเครื่องสูบน้ำร้อนเพิ่มขึ้น

บุญธรรม กล้าหาญ[6] ได้ทำการศึกษาและวิจัยการลดใช้พลังงานสำหรับอุปกรณ์เครื่องทำน้ำเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำด้วยด้วยวิธีการบำรุงรักษาทวีผล ที่โรงงานผลิตนาฬิกา ซึ่งจากการศึกษาโดยใช้หลักการของการบำรุงรักษาเชิงป้องกันแบบทุกคนมีส่วนร่วม (TPM) โดยหลังจากการวัดค่าอัตราการใช้พลังงานแล้วจึงได้ศึกษารายละเอียดสาเหตุของการสิ้นเปลืองดังกล่าวพบว่าชุดระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็นทำงานไม่สมบูรณ์โดยมีค่าอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนเฉลี่ย 9.8 °F ซึ่งค่ามาตรฐานคือ 5°F รวมทั้งอัตราการไหลของน้ำเย็นมีค่า 746 GPM ซึ่งค่าที่ถูกต้องคือ 600 GPM จึงได้ทำความสะอาดชุดระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็นให้ดีขึ้นและปรับแต่งวาล์วน้ำควบคุมอัตราการไหลของน้ำเย็นเฉลี่ยอยู่ที่ 600 GPM หลังจากการปรับปรุงดังกล่าวได้ค่าอัตราการใช้พลังงานเฉลี่ย 0.86 kW/ton หรือลดลง 0.22 Kw/ton คิดเป็นร้อยละ 20.3

Kezhi Yu, Zhaoyang Cao และYanling Liu[7] ได้ทำการใช้ซอฟต์แวร์ TRNSYS ในการควบคุมระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ในห้องเรียนภายภายในอาคารของมหาวิทยาลัย ซึ่งซอฟต์แวร์ TRNSYS นั้นสามารถใช้ได้ 2 ระบบ นั่นคือดัชนี PMV /PPD ซึ่งดีกว่าระบบแบบปกติซึ่งจากการทดลองใช้ระบบแบบใหม่ของตัวซอฟต์แวร์ให้ผลปรากฏว่า ลดการใช้พลังงานได้มากกว่าระบบแบบเก่า 15.27%

เฉลิมพร จินดาเพ็ง[8] ได้ทำการศึกษาและวิจัยค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบผลิตน้ำร้อนร่วมกับระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ประยุกต์ใช้กับสระว่ายน้ำในร่มของ Atrium Athletic Club ชั้น 5 ในอาคารทิปโก้ กรุ๊ป โดยการนำความร้อนเหลือทิ้งจากคอมเพรสเซอร์มาถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำในสระว่ายน้ำในร่มได้อย่างต่อเนื่อง โดยใช้ชุดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ (Shell & Tube Heat exchanger) ซึ่งมีพื้นที่ของการแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 324x250x790 mm จำนวน 4 ชุด และ 415x315x805 mm จำนวน 2 ชุด ติดตั้งร่วมกับระบบปรับอากาศแบบเป็นชุดระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water Cooled Package) ขนาดพิกัดความเย็นรวมเท่า 140 ตัน เพื่อเพิ่มอุณหภูมิในสระว่ายน้ำ จากการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ

(COP) ของระบบปรับอากาศที่แบ่งเป็น 4 ชุด ตามที่ต่างๆเท่ากับ 2.09 , 2.17 , 2.26 และ 3.31 ตามลำดับ โดยการตรวจวัดทุก 30 นาที ต่อเนื่องในช่วงฤดูร้อน, ฤดูฝน และฤดูหนาว

Xiantai Wen, Liang Cai, Xiaosong Zhang, Pengfei Yu และ Xianqi Cao[9] ได้ทำการศึกษาและวิจัยการใช้เครื่องทำน้ำเย็นแบบใช้คอมเพรสเซอร์แบบสกรูประสิทธิภาพสูงในสถานีรถไฟฟ้าใต้ดินเพื่อลดการใช้พลังงาน ซึ่งสถานีรถไฟฟ้าเป็นสถานที่ขนส่งมวลชนสาธารณะทีมีขนาดใหญ่ ทำการทดลองโดยใช้คอนเดนเซอร์และอีวาโปเรเตอร์ 2 ชุด ผลคือสามารถลดเปอร์เซ็นต์ภาระความเย็น และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) เปลี่ยนแปลง จาก 6.2 เป็น 7.0

Hani Hussain Sait[10] ได้ทำการศึกษาวิจัยเรื่อง Auditing and analysis of energy consumption of an educational building in hot and humid area การใช้พลังงานไฟฟ้ากำลังเป็นปัญหาสำคัญสำหรับปัจเจกบุคคลไปถึงองค์กรในภาครัฐและเอกชน หน่วยงานไฟฟ้าในประเทศซาอุดิอาระเบียได้เผชิญช่วงเวลาที่ยากลำบากเมื่อพบว่าความต้องการในการใช้ไฟฟ้านั้นเพิ่มมากขึ้น จึงได้ทำการวิจัยเพื่อศึกษาการใช้พลังงานไฟฟ้าภายในอาคารสำหรับการเรียนการสอนทางตอนเหนือของเมืองจิดดาห์ประเทศซาอุดิอาระเบียโดยการตรวจสอบวัสดุที่ใช้เป็นโครงสร้างของของอาคาร การใช้พลังงานภายในอาคาร ภาระความเย็น แสงภายในอาคาร และ วัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายในที่ต่างๆในอาคารเพื่อเก็บเป็นข้อมูลซึ่งจากภาพที่ได้จากการใช้กล้องตรวจจับความร้อนภายในอาคารเพื่อช่วยให้สามารถบอกการกระจายตัวของอากาศหรือความร้อนที่รั่วไหลภายในอาคาร จากการวิเคราะห์ข้อมูลที่ได้จากการเก็บข้อมูล จึงทำให้สามารถให้คำแนะนำเพื่อลดการใช้พลังงานไฟฟ้าซึ่งสามารถประหยัดไปได้ถึง 35.3% ซึ่งส่งผลประโยชน์สำหรับหน่วยงานทางการศึกษาโดยที่แผนกควบคุม และแผนกบำรุงรักษาสามารถที่จะนำคำแนะนำข้างต้นนำไปจัดการกับค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้าได้ดียิ่งขึ้น

Maurizio Burba[11] ได้ทำการศึกษาวิจัยเรื่อง Improved energy efficiency of air cooled chillers พบว่าในปัจจุบันนี้มีอุปกรณ์หลายอย่างที่ต้องการประสิทธิภาพและนวัตกรรมใหม่ๆเพื่อคอยลดภาระสมรรถนะการทำงานของอุปกรณ์ในการปรับอากาศและทำความเย็นไม่ว่าจะในภาคอุตสาหกรรมหรือศูนย์อำนวยความสะดวกด้านข้อมูล (Data centres facilities) การควบคุมอุปกรณ์ทำความเย็นที่เหมาะสมที่สุดที่ภาระความเย็นนั้นๆ โดยเฉพาะเมื่ออุณหภูมิเฉลี่ยทั้งปีระหว่าง +5°C และ +20°C ซึ่งเป็นอุณหภูมิเฉลี่ยในแถบยุโรป ถึงแม้ในอากาศที่อุณหภูมิต่ำกว่าที่กล่าวมาการใช้เทคโนโลยีอินเวทเตอร์กับระบบทำน้ำเย็นแบบ free-cooling นั้นจะทำให้เครื่องทำน้ำเย็นสามารถทำน้ำเย็นได้โดยใช้เพียงพลังงาน

จากพัดลมเท่านั้น ซึ่งทำให้เครื่องทำน้ำเย็นทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้นจาการพิจารณาความเป็นไปได้ก่อนหน้านี้

พิสุทธิ์ ชัยอมฤต[12] ได้ทำการพัฒนาและออกแบบโปรแกรมสำหรับตรวจสอบการทำงานและวิเคราะห์ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ ซึ่งโปรแกรมอ้างอิงมาตรฐาน ARI 550-590-98 และกฎกระทรวงซึ่งออกตามพระราชบัญญัติการส่งเสริมอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ.2535 ซึ่งโปรแกรมสามารถทำงานในลักษณะต่อเนื่องในเวลาจริงคำนวณประสิทธิภาพที่โหลดเต็มพิกัดและโหลดบางส่วน วิเคราะห์การใช้พลังงานไฟฟ้า วิเคราะห์ความสัมพันธ์ของข้อมูลโดยวิธีสมการเชิงเส้นถดถอย เก็บข้อมูลเพื่อสร้างรายงาน และเตือนเมื่อเกิดความผิดปกติขึ้น

Ricardo F.F. Pontes, Willian M. Yamauchi, Evelin K.G. Silva[13] ได้ทำการศึกษาและวิเคราะห์ผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงภูมิอากาศ (Climate Changes) มีผลต่อประสิทธิภาพและกลยุทธ์ในการลดการใช้พลังงานของหอระบายความร้อน โดยการออกแบบหอระบายความร้อนโดยพิจารณาออกแบบหอระบายความร้อน ออกให้สามารถทำงานได้ในช่วงเวลาที่สภาพอากาศวิกฤติมากที่สุด โดยเฉพาะในวันที่ร้อนที่สุดและวันที่หอระบายความร้อน ทำงานหนักเกินกว่าที่ออกแบบไว้ ติดตั้งไว้ภายในเมืองมาเนาส์, ซัลวาดอร์, เซาเปาลู และปอร์ตูอาเลเกร ในประเทศบราซิล โดยเมืองมาเนาส์มีความแตกต่างของอุณหภูมิต่ำสุดในแต่ละปี ซึ่งเมื่อผ่านไปครึ่งปีพบว่าความเฉื่อยของพัดลมของหอระบายความร้อน นั้นต่ำกว่า 0.10 ในขณะที่เมืองปอร์ตูอาเลเกรนั้นมีช่วงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในแต่ละปีที่กว้าง จึงพบว่าพัดลมของหอผึ่งน้ำความเฉื่อยของพัดลมนั้นเพิ่มขึ้นสูงไปที่ 0.44 ในวันที่อากาศเย็น จากผลการทดสอบที่ได้จากเมืองปอร์ตูอาเลเกรทำให้ต้องจัดทำกลยุทธ์เพื่อลดการใช้พลังงานของหอผึ่งน้ำและลดการใช้พลังงานของมอเตอร์พัดลมของหอผึ่งน้ำโดยติดตั้งโปรแกรมปรับความถี่ของของพัดลมหรือทำการควบคุมดูแลพัดลมเป็นระยะๆ

เกษม รุ่งเรื่อง[14] นักศึกษาจากคณะวิทยาศาสตร์ สาขาการจัดการทางวิศวกรรม มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์ ทำการศึกษางานวิจัยนี้ทราบว่าเป็นโรงงานตัวอย่างยังไม่มีระบบการจัดการซ่อมบำรุงรักษาเชิงป้องกัน โดยจะทำการซ่อมบำรุงรักษาก็ต่อเมื่อมีเครื่องจักรหยุดทำงานในหน้างาน เท่านั้นจึงมีการเสนอการทำระบบการซ่อมบำรุงรักษาเชิงป้องกันเพื่อใช้ซ่อมบำรุงให้กับเครื่องจักร และได้ทำข้อมูลก่อนการดำเนินงาน และหลังการดำเนินงาน โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อจัดทำแผนการซ่อมบำรุงรักษาเชิงป้องกันให้กับเครื่องจักรในอุตสาหกรรมรีเลย์เพื่อลดการชำรุดเสียหายของเครื่องจักร ยืดระยะเวลาการ

ใช้งาน และลดการสูญเสียกำลังการผลิต ในการปฏิบัติได้นำแผนการการซ่อมบำรุงรักษาเชิงป้องกันให้กับเครื่องจักรขัดข้องสูงสุด 6 เครื่อง โดยมีรายชื่อเครื่องจักรดังนี้ 1. Air blow cleaning 2. Armature B/K & Yoke Caulking (1) 3. Iron Core Caulking (1) 4. Iron Core Caulking (2) 5. Resister/Diode Insertion 6. Armature B/K & Yoke Caulking (2) ซึ่งเครื่องจักรดังกล่าวมีการการขัดข้องชำรุดค่าความพร้อมใช้งานต่ำจึงทำระบบการซ่อมบำรุงรักษาเชิงป้องกัน จัดทำ PM STANDARD เพื่อลดปัญหาดังกล่าวจากการทำระบบการซ่อมบำรุงรักษาเชิงป้องกันทำให้ ลดปัญหาต่าง ๆที่เกิดกับเครื่องจักรทั้ง 6 เครื่อง สามารถลดค่าต่าง ๆได้ดังนี้ ค่าความพร้อมใช้งาน เครื่องAir blow cleaning จากเดิม 40.27% เพิ่มขึ้นเป็น 87.15% เครื่องArmature B/K & Yoke Caulking (1) จากเดิม 64.28% เพิ่มขึ้นเป็น 79.37% เครื่องArmature B/K & Yoke Caulking (2) จากเดิม 91.90% เพิ่มขึ้นเป็น 97.35% เครื่อง Iron Core Caulking (1) จากเดิม 89.57% เพิ่มขึ้น เป็น 99.35% เครื่อง Iron Core Caulking (2) จากเดิม 82.02% เพิ่มขึ้นเป็น 89.57% และเครื่อง Resister/Diode Insertion จากเดิม 68.71% เพิ่มขึ้นเป็น 97.10%

นายสุทธิศักดิ์ พรรัตนสมบูรณ์[15] นักศึกษาคณะวิศวกรรมศาสตร์และและอุตสาหกรรมวิจัย มหาวิทยาลัยสยาม (2556) ได้ทำโครงงาน “การพัฒนาคู่มือการบำรุงรักษาเชิงป้องกันเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ (A development of preventive maintenance for air cooling condenser type water chiller)” ในโครงงานนี้เป็นการเข้าไปทำคู่มือการบำรุงรักษาเชิงป้องกันเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความ ร้อนด้วยอากาศเพื่อใช้คู่มือในการอบรมหรือเป็นแนวทางให้ ผู้ที่ปฏิบัติงาน ขั้นตอนในการทำโครงงาน 1.เข้าไปศึกษาคู่มือที่มีอยู่เดิม 2.เข้าไปตรวจสภาพเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ 3.จัดทำคู่มือการซ่อมบำรุงเชิงรักษา 4.เปรียบเทียบผล ระหว่างก่อนปรับปรุงคู่มือและหนังปรับปรุงคู่มือว่ามีผลอย่างไรกับผู้ปฏิบัติงาน สรุปผลจากการทำโครงงานนี้ คือเข้าไปศึกษาและทำให้คู่มือการซ่อมบำรุง ง่ายต่อการศึกษาและปฏิบัติตาม ทำให้ปฏิบัติงานได้รวดเร็วและถูกต้อง และทำให้เครื่องทำน้ำเย็นอยู่ในสภาพพร้อมใช้งานอยู่เสมอ

บทที่ 2

หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 การปรับการอากาศและหลักการทำงานของระบบปรับอากาศ[1,17,18]

การปรับอากาศ หมายถึง การปรับสภาวะอากาศให้ได้ตามเงื่อนไขที่ต้องการ โดยการควบคุมอุณหภูมิ การควบคุมความชื้น การควบคุมคุณภาพความสะอาดของอากาศ การควบคุมการไหลเวียนของอากาศ และระดับเสียงในพื้นที่ปรับอากาศ

ระบบปรับอากาศ หมายถึง การนำความร้อนจากห้องที่ปรับอากาศถ่ายเทไปสู่ภายพื้นที่ที่ไม่ต้องการปรับอากาศ โดยมีสารทำความเย็นเป็นตัวกลางในการถ่ายเท

เนื่องจากระบบปรับอากาศเป็นวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอโดยอาศัยสารทำความเย็นเป็นตัวกลาง จึงสามารถอธิบายในหลักการ P-h diagram ได้ดังนี้

P-h diagram เป็นแผนภูมิแสดงถึงสภาวะ และคุณสมบัติของสารทำความเย็นที่จุดต่างๆของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอช่วยให้สามารถวิเคราะห์ระบบได้ง่ายขึ้น สามารถที่จะแทนจุดนี้บนแผนภูมิ P-h ไดโดยแบ่งเป็นเส้นของเหลวอิ่มตัวและเส้นไออิ่มตัว พื้นที่ทางด้านซ้ายมือของเส้นของเหลวอิ่มตัว (Saturated liquid) ซึ่งในพื้นที่นี้อุณหภูมิของสารทำความเย็นเหลวจะต่ำกว่าอุณหภูมิของสารทำความเย็นอิ่มตัวที่มีความดันเดียวกัน เรียกว่า ของเหลวอัดตัว (Compressed liquid) ส่วนพื้นที่ทางด้านขวามือของไออิ่มตัว (Saturated vapor) ในพื้นที่นี้อุณหภูมิของสารทำความเย็นในสถานะไอจะมีอุณหภูมิสูงกว่าไออิ่มตัวที่มีความดันเทากัน เรียกว่า ไอร้อนยิ่งยวด (Superheat) บริเวณพื้นที่ระหวางเสนของเหลวอิ่มตัวและไออิ่มตัวเราเรียกวา ของผสมอิ่มตัว (saturated mixture) ซึ่งมีส่วนผสมของไอและของเหลว

โดยสมมุติฐานที่ใช้ในระบบปรับอากาศมีดังนี้

ก. ไม่คิดการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์

ข. ไม่คิดความดันตกคร่อมผ่านอุปกรณ์ทดสอบ

ค. สภาวะของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์เป็นไออิ่มตัวหรือไอร้อนยิ่งยวดและออกจากคอมเพรสเซอร์เป็นไอร้อนยิ่งยวด

ง. สภาวะของเหลวที่ออกจากคอนเดนเซอร์มีสภาวะเป็นของเหลวอิ่มตัว

สามารถอธิบายกระบวนการดังนี้

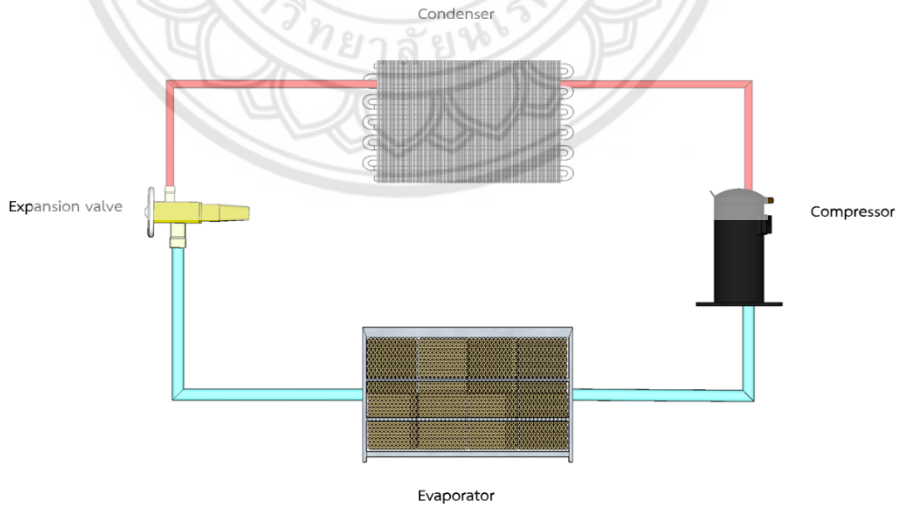
กระบวนการที่ 1-2 สารทำความเย็นที่มีสภาวะไออิ่มตัวที่ความดันต่ำผ่านเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ (Compressor) และจะถูกอัดให้มีความดันเท่ากับความดันคอนเดนเซอร์ (Condenser) สารทำความเย็นจะมีอุณหภูมิสูงกว่าอากาศแวดล้อมและออกมาในสถานะไอร้อนยิ่งยวด

กระบวนการที่ 2-3 สารทำความเย็นในสถานะไอร้อนยิ่งยวดที่มาจากคอมเพรสเซอร์จะคายความร้อนด้วยกระบวนการความดันคงที่คอนเดนเซอร์ แล้วสารทำความเย็นออกมาเป็นของเหลวอิ่มตัวแต่อุณหภูมิไม่เปลี่ยนแปลง

กระบวนการที่ 3-4 สารทำความเย็นไหลผ่านอุปกรณ์ลดความดัน (Expansion valve) จนความดันเท่ากับความดันอีวาโปเรเตอร์ (Evaporator) และอุณหภูมิจะต่ำลงกว่าอุณหภูมิปรับอากาศ

กระบวนการที่ 4-1 สารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์ลดความดันในสถานะของผสมอิ่มตัว ไหลผ่านอีวาโปเรเตอร์ โดยสารทำความเย็นจะรับความร้อนจากอากาศในห้องปรับอากาศ โดยที่ความดันคงที่และออกมามีสภาวะเป็นไออิ่ม และไหลกลับเข้าสู่คอมเพรสเซอร์

โดยกระบวนการที่กล่าวสามารถอธิบายได้ดังรูป 2.1 กับ 2.2 และสามารถอธิบายหน้าที่ของอุปกรณ์ทำความเย็นได้ดังตาราง 2.1

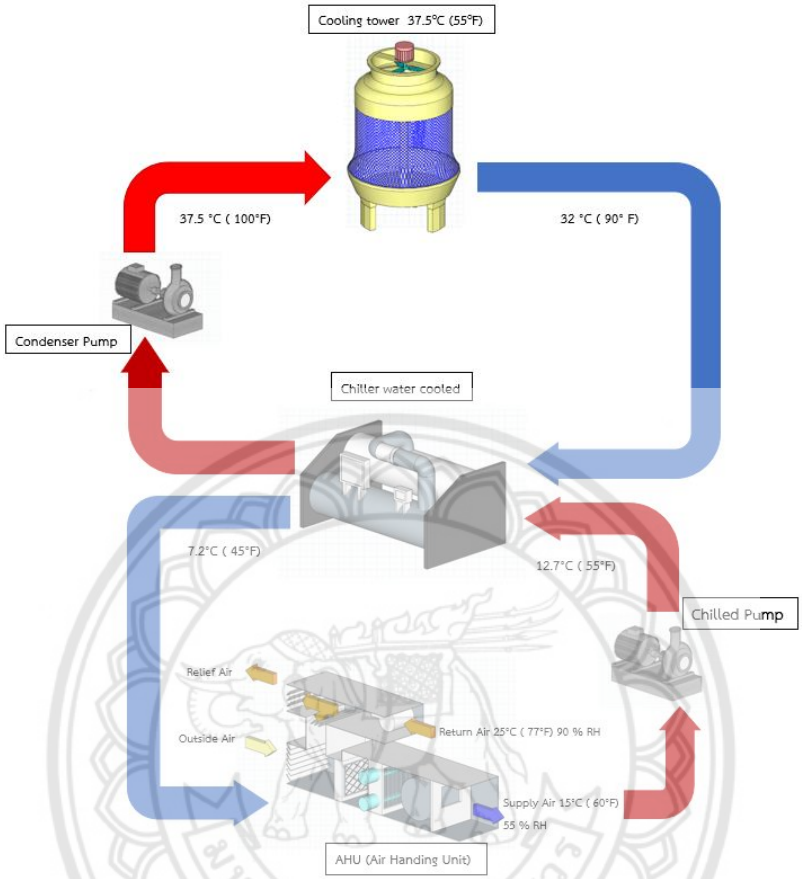


รูปที่ 2. 1 หลักการทำงานของระบบปรับอากาศของอาคารขนาดใหญ่

ตารางที่ 2. 1 หน้าที่ของอุปกรณ์ที่ใช้ในระบบปรับอากาศทั่วไป

ชนิดของอุปกรณ์	หน้าที่	ลักษณะการทำงาน
อีวาโปเรเตอร์หรือเครื่องระเหย (Evaporator)	รับความร้อนจากอากาศในพื้นที่ปรับอากาศ	ดูดซับความร้อนจากอากาศโดยการใช้สารทำความเย็นที่อยู่ในอีวาโปเรเตอร์ ทำให้อากาศมีอุณหภูมิลดลง ทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะเป็นไอ
วาล์วลดความดัน (Expansion valve)	ควบคุมความดันของสารทำความเย็น	ควบคุมความดันของสารทำความเย็นก่อนไหลเข้าอีวาโปเรเตอร์ โดยเปลี่ยนสถานะสารทำความเย็นที่ของเหลวความดันสูงเป็นของเหลวความดันต่ำ และอุณหภูมิต่ำ
คอมเพรสเซอร์หรือเครื่องอัดไอ (Compressor)	เพิ่มความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็น	อัดไอสารทำความเย็น ทำให้มีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้น
คอนเดนเซอร์คอยล์ร้อน (Condenser)	ระบายความร้อนสารทำความเย็น	เปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็นจาก ไอความดันสูง อุณหภูมิสูง เป็นของเหลวความดันสูง และอุณหภูมิสูง

การทำความเย็นของอาคารขนาดใหญ่ จะมีความแตกต่างจากแบบทั่วไปเพื่อเพิ่มความเย็นและลดค่าใช้จ่าย ส่วนมากจึงใช้ระบบทำความเย็นแบบรวมศูนย์ โดยน้ำเย็นแทนสารทำความเย็นในการแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศ ระบายความร้อนของน้ำเย็นด้วยสารทำความเย็นและใช้หอหอระบายความร้อน (Cooling tower) ระบายความร้อนจากสารทำความเย็นในเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) โดยใช้น้ำเป็นตัวกลางอีกที น้ำเย็นจะถูกส่งไปที่เครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit) แล้วจึงจ่ายลมเย็น (Supply air) เข้าสู่อาคารแล้วดึงลมกลับ (Return air) ที่ดูดความร้อนจากในห้องมาแลกความร้อนกับน้ำเย็นต่อไป โดยมีการระบายอากาศออก (Relief air) และเติมอากาศจากภายนอก (Outside air) สามารถอธิบายได้ดังรูป 2.2



รูปที่ 2. 2 หลักการทำงานของระบบปรับอากาศของอาคารขนาดใหญ่

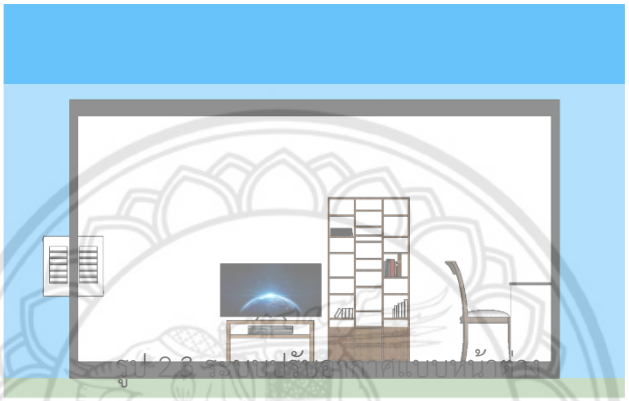
2.2 ชนิดของระบบปรับอากาศ[17,20,21]

ในปัจจุบันระบบปรับอากาศมีหลากหลายระบบ แต่ละระบบมีลักษณะและความเหมาะสมในการใช้งานแตกต่างกัน สามารถแบ่งได้ 5 ระบบ ซึ่งสามารถสรุปการเปรียบเทียบความแตกต่างของแต่ละระบบไว้ดังตาราง 2.2

2.2.1 ระบบปรับอากาศแบบหน้าต่าง (Window Type Air Conditioning)

เป็นเครื่องปรับอากาศที่จะรวม คอมเพรสเซอร์, คอนเดนเซอร์, วาล์วลดความดัน, อีวาโปเรเตอร์ และรวมเอาอุปกรณ์ทุกอย่างไว้ในชุดเดียวกันแล้วกั้นกลางด้วยฉนวน โดยเครื่องปรับอากาศแบบติดหน้าต่างจะติดตั้งยึดไว้กับขอบหน้าต่างแล้วหันด้านท้าย ซึ่งเป็นด้านลมร้อนและด้านระบายน้ำทิ้งออกนอกอาคาร การติดตั้งค่อนข้างง่ายใช้พื้นที่น้อย เนื่องจากสามารถติดที่ขอบหน้าต่างได้ ง่ายต่อการใช้

งานสามารถเสียบปลั๊กแล้วใช้ได้เลย แต่ประสิทธิภาพการทำความเย็นต่ำเนื่องจากอีวาโปเรเตอร์กับคอนเดนเซอร์อยู่ติดกัน และมีเสียงรบกวนจากการทำงานของคอมเพรสเซอร์ ซ่อมบำรุงได้ยากควรใช้ช่างที่มีความชำนาญ ทำความเย็นที่ 0.6-2 ตันความเย็น (7000-24000 BTU/HR) สามารถอธิบายดังรูป 2.3 และ 2.4



รูป 2.3 ระบบปรับอากาศแบบหน้าต่าง

รูปที่ 2. 3 เครื่องปรับอากาศแบบหน้าต่าง

(ที่มา Central air catalog CTW-C)

2.2.2 ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน (Split Type Air Conditioning)

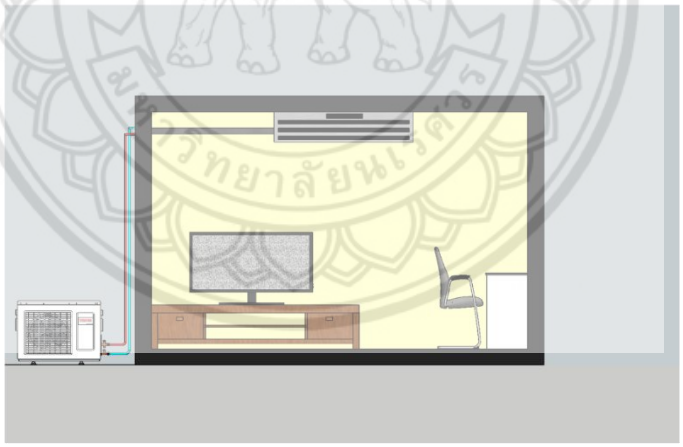
หลักการทำงานโดยแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนของเครื่องส่งลมเย็นหรือคอยล์เย็น (Fan Coil Unit, FCU) เป็นส่วนที่ทำความเย็นจะติดตั้งไว้ภายในห้อง ประกอบด้วยอีวาโปเรเตอร์และพัดลมส่งลมเย็น อีกส่วนคือ คอยล์ร้อน (Condenser Unit, CDU) เป็นส่วนที่ใช้ระบายความร้อนที่รับมาจากภายในห้องออกทิ้งสู่บรรยากาศจะติดตั้งไว้บริเวณนอกห้องหรือนอกอาคาร ประกอบด้วย คอนเดนเซอร์ พัดลมระบายความร้อน และคอมเพรสเซอร์ โดย CDU จำนวน 1 ชุด ใช้ร่วมกับ AHU หรือ FCU มากกว่า

1 ชุดได้ ในส่วนของวาล์วลดความดันนั้นอาจติดตั้งอยู่ที่ CDU หรือ FCU ก็ได้ขึ้นอยู่กับผู้ออกแบบ เดินสารทำความเย็นโดยใช้ท่อทองแดงขนาดเล็ก FCU กับ CDU ไม่ควรห่างกันเกิน 15 เมตร จะทำให้ประสิทธิภาพการทำความเย็นลดลง สามารถใช้ช่างทั่วไปซ่อมบำรุงได้ ใช้งานได้ง่าย ทำความเย็นที่ 0.75-5 ton (9000-60000 BTU/HR) สามารถอธิบายได้ดังรูป 2.5 และ 2.6

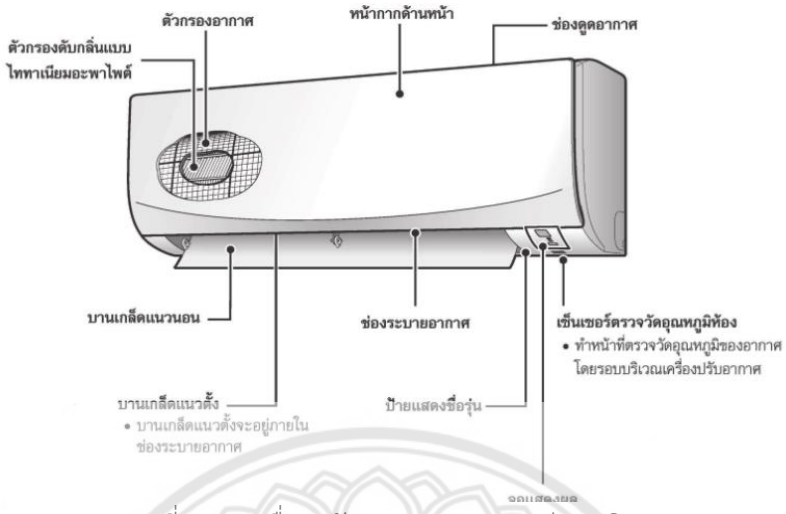
โดยระบบปรับอากาศแยกส่วนสามารถแบ่งได้อีก 2 ชนิด คือ

ก. ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิด on-off อากาศในห้องปรับอากาศไหลผ่านเทอร์โมสตัด ซึ่งทำหน้าที่วัดอุณหภูมิ เมื่ออุณหภูมิในห้องได้ตามที่กำหนดไว้ระบบจะปิดการทำงานของคอมเพรสเซอร์ ทำให้สารทำความเย็นไม่มารับความร้อน แต่เมื่ออุณหภูมิมากเกินจากที่กำหนดไว้จะเปิดการทำงานของคอมเพรสเซอร์อีกครั้ง

ข. ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิด inverter อากาศจะได้รับการตรวจสอบจากไมโครคอมพิวเตอร์บริเวณก่อนเข้าเครื่องส่งลมเย็น และประมวลผลเพื่อปรับความถี่ไฟฟ้า ทำให้ความเร็วรอบมอเตอร์ของคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนตามขนาดภาระการทำความเย็น



รูปที่ 2. 4 ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน



รูปที่ 2. 5 เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิด Inverter

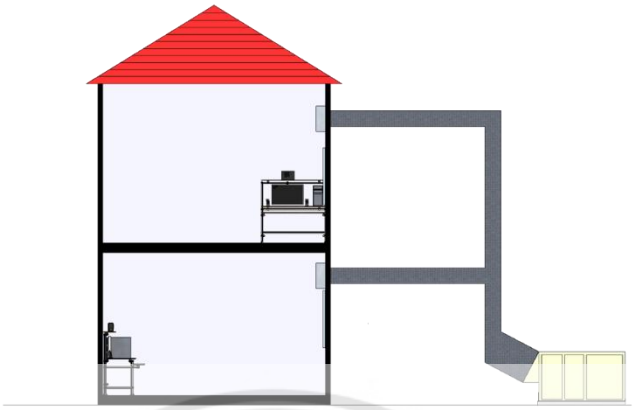
(ที่มา Daikin Installation Manual Split Type Air Conditioners FTKQ-T Series)

2.2.3 ระบบปรับอากาศแบบชุด (Package Air Conditioning)

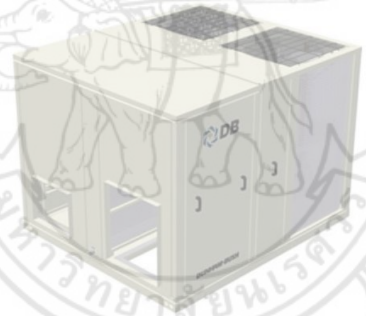
มีลักษณะคล้ายกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน แต่จะรวมคอยล์ร้อนกับคอยล์เย็นไว้ด้วยกัน โดยต่อกับท่อลมเย็น เพื่อส่งลมเย็นไปที่เครื่องส่งลมเย็นภายในอาคารและมีท่อลมกลับ เพื่อนำอากาศกับมาแลกเปลี่ยนความร้อนที่อีวาโปเรตเอร์ให้เป็นลมเย็นอีกครั้ง การใช้งานเหมาะสำหรับอาคารที่เปิด-ปิดเป็นเวลา การซ่อมบำรุงควรใช้ช่างที่มีความชำนาญสามารถแบ่งได้ 2 ชนิด ตามการระบายความร้อน

ก. ระบบปรับอากาศแบบชุดชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air Cooled Package) ใช้พัดลมหมุนเวียนอากาศรอบข้างมาระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์ ส่วนมากขนาดความเย็นไม่เกิน 30 ตัน อธิบายดังรูป 2.7 และ 2.8

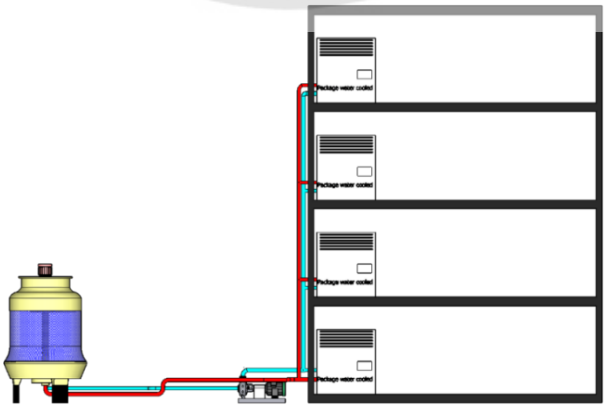
ข. ระบบปรับอากาศแบบชุดชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water Cooled Package) เครื่องปรับอากาศแบบชุดสามารถย้ายเข้ามาในอาคารได้เนื่องจากใช้น้ำระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์แทนอากาศต้องเดินท่อน้ำ น้ำที่ใช้ระบายความร้อนจะถูกส่งไประบายความร้อนอีกครั้งที่หอระบายความร้อน ส่วนมากขนาดความเย็นไม่เกิน 90 ตันความเย็น อธิบายดังรูป 2.9 และ 2.10



รูปที่ 2. 6 ระบบปรับอากาศแบบชุดระบายความร้อนด้วยอากาศ



รูปที่ 2. 7 เครื่องอากาศแบบชุดระบายความร้อนด้วยอากาศ
(ที่มา DB catalog ACPSB-P Series 60HZ)

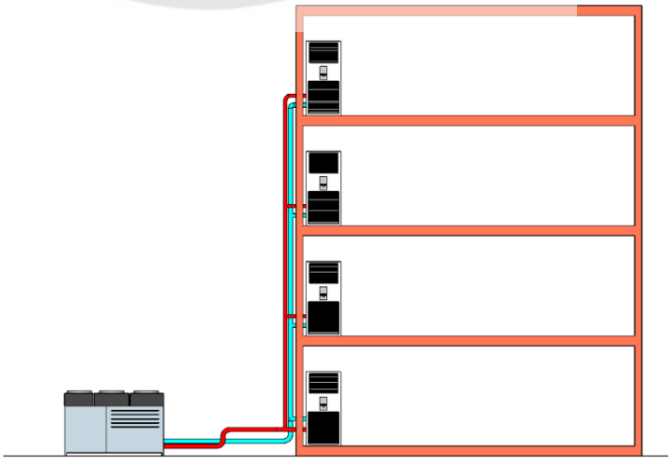


รูปที่ 2. 8 ระบบปรับอากาศแบบชุดระบายความร้อนด้วยน้ำ

รูปที่ 2. 9 เครื่องอากาศแบบชุดระบายความร้อนด้วยน้ำ
(ที่มา Carrier catalog 50BF series)

2.2.4 ระบบปรับอากาศชนิด VRV (Variable refrigerant volume)

ลักษณะของระบบเป็นระบบปรับอากาศที่คล้ายแบบแยกส่วนคือ แยกส่วนของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อน โดยระบบ VRV นี้จะเป็นระบบที่มีขนาดใหญ่คือคอยล์ร้อนเพียงตัวเดียว แต่สามารถเดินสารทำความเย็นไปหาคอยล์เย็นได้หลายจุดผ่านท่อทองแดงทำให้สามารถเลือกคอยล์เย็นได้หลากหลาย โดยสามารถปรับปริมาณสารทำความเย็นตามโหลดความร้อนจริง ทำให้ประหยัดพลังงานการใช้งานเหมาะกับอาคารที่เปิด-ปิดได้อย่างอิสระ สามารถเดินท่อสารทำความเย็นได้ถึง 100 เมตร การซ่อมบำรุงควรใช้ช่างที่มีความรู้เฉพาะทาง ทำความเย็นได้ 4-47 ตัน อธิบายดังรูป 2.11 และรูป 2.12



รูปที่ 2. 10 ระบบปรับอากาศแบบ VRV

รูปที่ 2. 11 หลักการทำงานของระบบปรับอากาศ

2.2.5 ระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ (Central Air Conditioning)

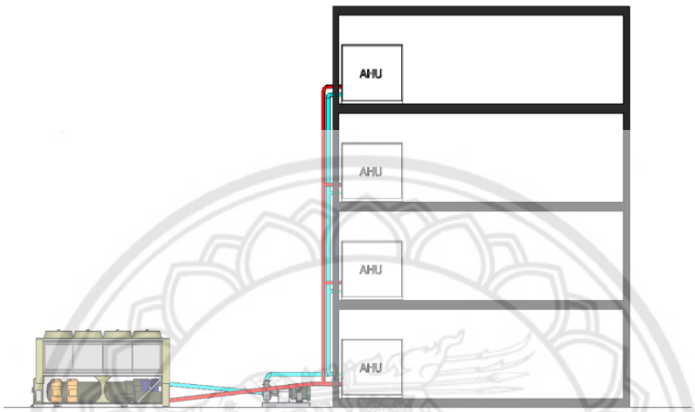
เป็นระบบปรับอากาศที่ทำความเย็นให้แก่อาคารโดยใช้น้ำเย็นแทนสารทำความเย็นในการแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศภายในอาคาร แล้วใช้สารทำความเย็นเป็นตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อนให้แก่น้ำที่อีวาโปเรเตอร์ของเครื่องทำน้ำเย็น ทำให้น้ำเย็นที่อุณหภูมิสูงกลายเป็นน้ำเย็น และลำเลียงน้ำเย็นผ่านท่อไปยังภายในอาคาร เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ AHU หรือ FCU เมื่อน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนภายในอาคาร ส่วนของสารทำความเย็นเมื่อได้รับความร้อนจากน้ำก็จะถูกส่งไปที่คอมเพรสเซอร์ของเครื่องทำน้ำเย็นและส่งไประบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ของเครื่องทำน้ำเย็น ทำให้สารทำความเย็นมีอุณหภูมิลดต่ำลงแล้วถึงจะไหลกลับเข้าสู่อีวาโปเรเตอร์ เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเย็นอุณหภูมิสูงต่อไป เนื่องจากน้ำเย็นต้องวิ่งไหลทั้งระบบทำให้เหมาะสำหรับอาคารที่เปิด-ปิดเป็นเวลา การซ่อมบำรุงควรใช้ช่างที่มีความชำนาญดูแลตรวจสอบทุกวัน โดยแบ่งเครื่องทำน้ำเย็นได้เป็น 2 ระบบ ตามการระบายความร้อน

ก. ระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ

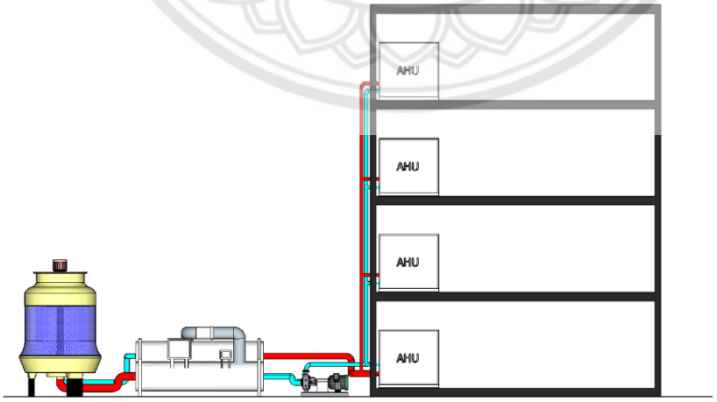
เครื่องทำน้ำเย็นจะใช้อากาศในการระบายความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ โดยใช้พัดลมช่วยหมุนเวียนอากาศรอบข้าง ส่วนมากขนาดความเย็นไม่เกิน 500 ตันความเย็น อธิบายได้ดังรูป 2.13

ข. ระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ

เครื่องทำน้ำเย็นจะใช้น้ำเป็นตัวกลางระบายความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ผ่านหอระบายความร้อนเพื่อให้น้ำที่ได้รับความร้อนจากสารทำความเย็นมีอุณหภูมิลดลงและนำไปใช้ระบายความร้อนต่อได้ต่อได้ ส่วนมากขนาดความเย็นไม่เกิน 1000 ตันความเย็น อธิบายได้ดังรูป 2.14

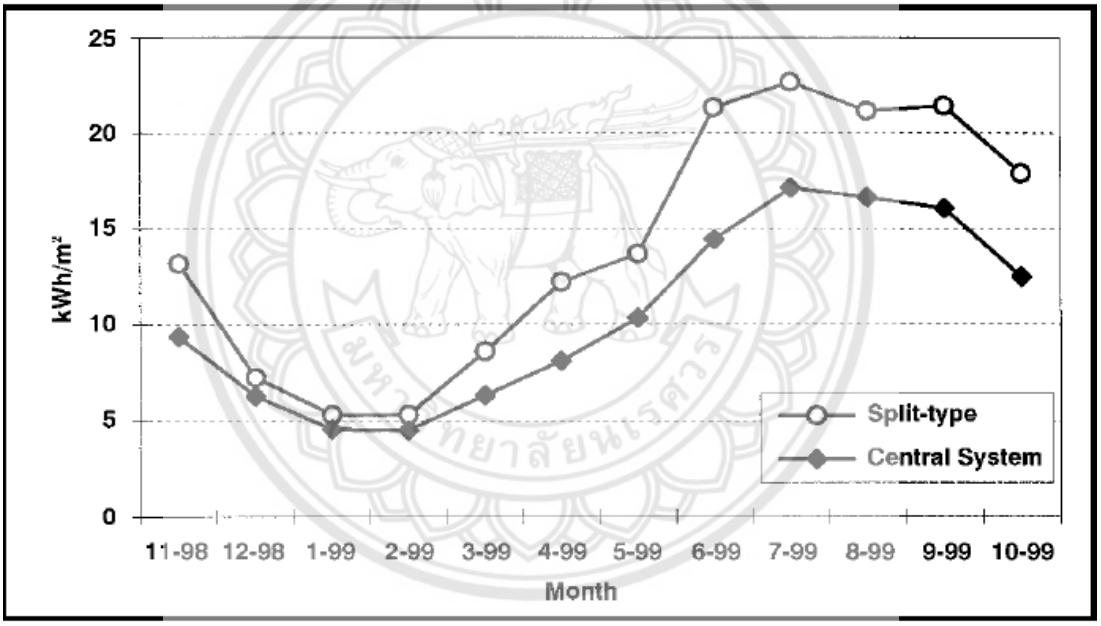


รูปที่ 2. 12 ระบบเครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยอากาศ



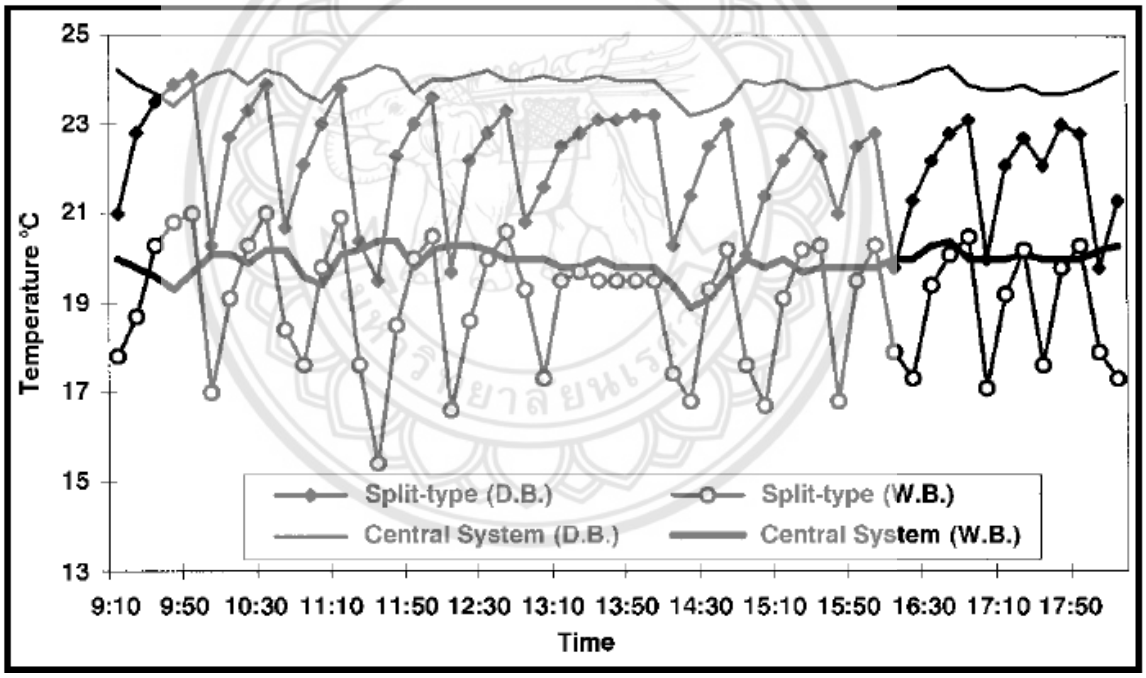
รูปที่ 2. 13 ระบบเครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำ

จากการศึกษาของ H.Yang และคณะ เรื่อง เปรียบเทียบด้านการใช้พลังงานระหว่างระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนและระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์[21] สมรรถนะการใช้พลังงานของทั้งสองระบบนั้นได้ทำการวิเคราะห์เป็นเวลาหนึ่งปี ซึ่งผลการเปรียบเทียบแสดงดังแผนภูมิ 2.1 สรุปการใช้ไฟฟ้าประจำปีทำให้พบว่า ระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์และระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนใช้ไฟฟ้าไปทั้งสิ้น 12 kw/ft^2 และ 16 kWh/ft^2 ตามลำดับ ซึ่งระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนนั้นใช้ไฟฟ้ามากกว่าระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ถึง 35% ซึ่งความแตกต่างนี้จะปรากฏชัดในช่วงหน้าร้อนเมื่อภาระทำความเย็นเพิ่มสูงขึ้น จึงทำให้ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนต้องใช้พลังงานไฟฟ้าเพิ่มมากขึ้น เนื่องจากระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนมีประประสิทธิภาพพลังงานที่ต่ำ



แผนภูมิ 2. 1 การใช้พลังงานไฟฟ้าในหนึ่งปีของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนเทียบกับระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์

สำหรับการเปรียบเทียบของคุณภาพของระบบปรับอากาศทั้งสองระบบ ซึ่งทำการวัดอุณหภูมิภายในอาคารทั้งกระเปาะ (dry-bulb)แห้งและกระเปาะเปียก (wet bulb) ซึ่งทำการวัดในอาคารที่แตกต่างกัน ซึ่งในวันปกติความผันผวนของอุณหภูมิที่ได้จากการวัดแสดงในแผนภูมิ 2.2 จะสรุปได้ว่าระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนนั้นมีการผันผวนของอุณหภูมิที่มากว่าเนื่องจากการควบคุมอุณหภูมิที่ไม่ดี ซึ่งการผันผัวผวนของอุณหภูมิจะส่งผลต่อความสบายของอากาศต่อผู้คนและผลิตภัณฑ์ภายในอาคาร ดังนั้นค่าใช้จ่ายเริ่มต้นสำหรับระบบทำความเย็นแบบแยกส่วนจึงน้อยกว่าระบบทำความเย็นแบบรวมศูนย์ อันเนื่องมาจากการควบคุณอุณหภูมิที่มีประสิทธิภาพต่ำดังที่กล่าวข้างต้น ยังรวมถึงอากาศภายนอก (Fresh Air) ที่ถูกเติมเข้ามาผ่านทางหน้าต่างทำให้คุณภาพของอากาศต่ำกว่าระบบทำความเย็นแบบรวมศูนย์



แผนภูมิ 2. 2 เปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในห้องระหว่างระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน และระบบประอากาศแบบรวมศูนย์

ตารางที่ 2. 2 การเปรียบเทียบระบบปรับอากาศแต่ละชนิด

ลักษณะการเปรียบเทียบ	Window type	Split type	Package	VRV	Central
ลักษณะการทำงาน	รวมคอมเพรสเซอร์, คอนเดนเซอร์, วาล์วลดความดัน, อีวาโปเรเตอร์ และรวมเอาอุปกรณ์ทุกอย่างไว้ในชุดเดียวกันแล้วกั้นกลางด้วยฉนวน	แบ่งอุปกรณ์ออกเป็น 2 คือ คอยล์เย็นและคอยล์ร้อน **Off-on** เมื่ออุณหภูมิในห้องได้ตามที่กำหนดไว้ ระบบจะปิดการทำงานของคอมเพรสเซอร์ และเปิดทำงานใหม่เมื่ออุณหภูมิเกินที่กำหนด **Inverter** ความเร็วรอบมอเตอร์ของคอมเพรส-เซอร์เปลี่ยนตามขนาดการทำความเย็น	รวมคอยล์ร้อนกับคอยล์เย็นไว้ด้วยกัน โดยต่อกับท่อลมเย็น เพื่อส่งลมเย็นไปที่เครื่องส่งลมเย็นภายในอาคาร **Package air cooled** ใช้พัดลมนำอากาศรอบข้างมาระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์ **Package water cooled** น้ำระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์ แล้วส่งไประบายความร้อนอีกครั้งที่หอระบายความร้อน	คล้ายแบบ Split type คอยล์ร้อนเพียงตัวเดียว แต่สามารถเดินสารทำความเย็นไปหาคอยล์เย็นได้หลายจุด สามารถปรับปริมาณสารทำความเย็นตามโหลดความร้อนจริง	เครื่องทำน้ำเย็นใช้สารทำความเย็นแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเย็น เพื่อส่งน้ำเย็นไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศภายในอากาศที่ AHU และระบายความร้อนสารทำความเย็นที่คอนเดนเซอร์ **ระบายความร้อนด้วยอากาศ** พัดลมช่วยหมุนเวียนอากาศรอบข้างมาระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ **ระบายความร้อนด้วยน้ำ** ระบายความร้อนจากคอนเดน-เซอร์ด้วยน้ำ แล้วส่งไประบายความร้อนอีกครั้งที่หอระบายความร้อน

ตารางที่ 2.2 การเปรียบเทียบระบบปรับอากาศแต่ละชนิด (ต่อ)

ลักษณะการเปรียบเทียบ	Window type	Split type	Package	VRV	Central
ขนาดความเย็น	0.6-2 ตันความเย็น	0.75-5 ตันความเย็น	Package air cooled ไม่เกิน 30 ตันความเย็น Package water cooled ไม่เกิน 90 ตันความเย็น	4-47 ตันความเย็น	**ระบายความร้อนด้วยอากาศ** ไม่เกิน 500 ตันความเย็น **ระบายความร้อนด้วยน้ำ** ไม่เกิน 1000 ตันความเย็น
อุปกรณ์และพื้นที่ใช้	ใช้พื้นที่ติดตั้งน้อย เนื่องจากสามารถติดที่ขอบหน้าต่างได้	ต้องมีพื้นที่วางคอยล์ร้อนกระจายเป็นจุดย่อยๆ เนื่องจากระยะท่อสารทำความเย็นที่จำกัด ทำให้ต้องมีพื้นที่ติดตั้งคอยล์ร้อนอยู่ใกล้กับคอยล์เย็น	ต้องมีพื้นที่วางเครื่องปรับอากาศแบบ Package และต้องใช้พื้นที่เครื่องส่งผมเย็นจำนวนมาก Package air cooled พื้นที่ตั้ง Package ต้องสามารถระบายอากาศออกสู่ภายนอกได้ Package water cooled ต้องมีพื้นที่วางหอระบายความร้อน	ต้องมีพื้นที่วางคอยล์เย็นหรือพื้นที่วางท่อลมที่ต่อจากคอยล์ร้อน ต้องมีพื้นที่วางคอยล์เป็นจุดใหญ่หรือแบ่งเป็นบริเวณ คอยล์ร้อนได้เนื่องจากคอยล์ร้อนตัวเดียวสามารถใช้กับคอยล์เย็นหลายตัวได้	ต้องมีพื้นที่ในการวางเครื่องทำน้ำเย็นและเครื่องสูบน้ำ ต้องการพื้นที่ในการวางเครื่องส่งลมเย็นภายในอาคาร หรืออาจต่อท่อลมจากเข้าอาคารได้ **ระบายความร้อนด้วยอากาศ** พื้นที่ตั้งเครื่องทำน้ำเย็นต้องสามารถระบายอากาศได้ดี **ระบายความร้อนด้วยน้ำ** ต้องมีพื้นที่วางหอระบายความร้อนและเครื่องสูบน้ำสำหรับหอระบายความร้อน

ตารางที่ 2.2 การเปรียบเทียบระบบปรับอากาศแต่ละชนิด (ต่อ)

ลักษณะการเปรียบเทียบ	Window type	Split type	Package	VRV	Central
การวางอุปกรณ์แต่ละส่วน	ไม่ต้องต่ออุปกรณ์เพิ่มเติมสามารถติดตั้งได้เลย	สามารถเดินท่อสารทำความเย็นมีขนาดเล็ก แต่ได้ระยะประมาณ 15 เมตร ทำให้ต้องจำกัดระยะห่างคอยล์ร้อนกับคอยล์เย็น	**Package air cooled** คอยล์ร้อนกับคอยล์เย็นอยู่ด้วยกัน ไม่ต้องเดินท่อน้ำเย็นหรือท่อสารทำความเย็น **Package water cooled** คอยล์ร้อนกับคอยล์เย็นอยู่ด้วยกัน ไม่ต้องเดินท่อสารทำความเย็น มีท่อน้ำจากเครื่อง Package ต่อไปที่หอระบายความร้อน	สามารถเดินท่อสารทำความเย็นมีขนาดเล็ก ได้ระยะประมาณ 100 เมตร ทำให้คอยล์ร้อนกับคอยล์เย็นสามารถอยู่ห่างกันได้	**ระบายความร้อนด้วยอากาศ** สามารถแยกเครื่องส่งลมเย็น, เครื่องทำน้ำเย็นห่างกันได้มาก ต้องมีพื้นที่วางท่อน้ำขนาดใหญ่ **ระบายความร้อนด้วยน้ำ** สามารถแยกเครื่องส่งลมเย็น, เครื่องทำน้ำเย็น, หอระบายความร้อนห่างกันได้มาก ต้องมีพื้นที่วางท่อน้ำขนาดใหญ่
ผลกระทบต่อรูปแบบสถาปัตยกรรมภายนอก	สูญเสียพื้นที่บริเวณหน้าต่างเนื่องจากใช้ในการติดตั้ง	มีคอยล์ร้อนกระจายอยู่ทั่วอาคาร หากคอยล์เย็นหลายเครื่อง	**Package air cooled** ต้องมีพื้นที่ระบายอากาศได้ดีสำหรับเครื่อง Package **Package water cooled** ต้องมีพื้นที่ติดตั้งหอระบายความร้อน	ต้องมีพื้นที่ติดตั้งคอยล์ร้อน แต่สามารถนำมาติดตั้งรวมบริเวณเดียวกันได้	**ระบายความร้อนด้วยอากาศ** ต้องมีพื้นที่ระบายอากาศได้ดีสำหรับเครื่องทำน้ำเย็น **ระบายความร้อนด้วยน้ำ** ต้องมีพื้นที่ติดตั้งหอระบายความร้อน

ตารางที่ 2.2 การเปรียบเทียบระบบปรับอากาศแต่ละชนิด (ต่อ)

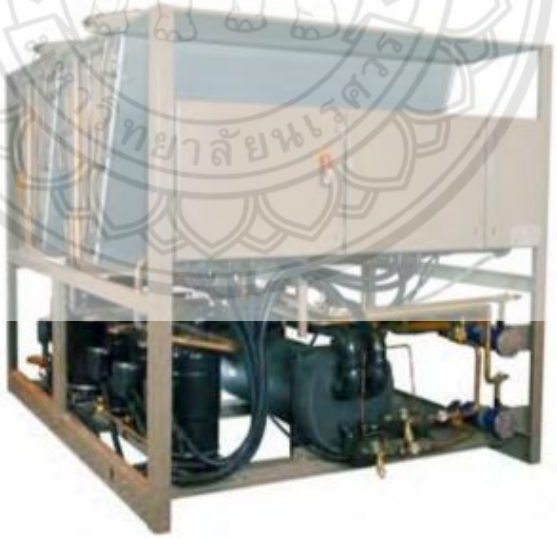
ลักษณะการเปรียบเทียบ	Window type	Split type	Package	VRV	Central
การใช้งาน	เสียบปลั๊กใช้งานได้อิสระ	เปิด-ปิดได้อิสระ	เปิด-ปิดเป็นเวลา	เปิด-ปิดได้อิสระ	เปิด-ปิดเป็นเวลา
การดูแลซ่อมบำรุง	ใช้ช่างที่มีความชำนาญในการซ่อม	ใช้ช่างทั่วไปในการซ่อมบำรุง	ใช้ช่างที่มีความชำนาญในการซ่อมบำรุง	ใช้ช่างเทคนิคที่มีความรู้โดยเฉพาะ	ใช้ช่างที่มีความชำนาญในการซ่อมบำรุง

2.3 อุปกรณ์หลักในระบบปรับอากาศและระบายอากาศแบบรวมศูนย์ [1,21]

2.3.1 เครื่องทำน้ำเย็น (Chiller)

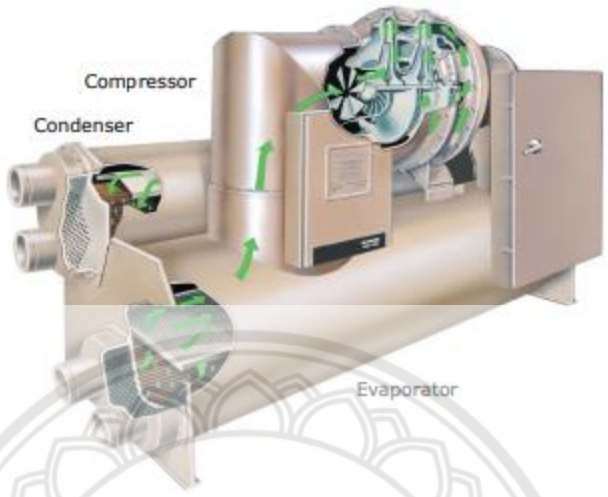
หลักการทำงานคือ จะนำสารทำความเย็นที่ผ่านกระบวนการของคอมเพรสเซอร์ที่มีแรงดันสูงและผ่านการระบายความร้อนมาจากคอนเดนเซอร์ จนมีสถานะเป็นของเหลวอุณหภูมิสูงและความดันสูงมาลดความดันดันโดยผ่านอุปกรณ์ลดแรงดัน โดยส่วนมากนิยมใช้คือ วาล์วลดความดัน โดยในระหว่างการลดความดันทำให้เกิดการเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็นเกิดเป็นของเหลวอุณหภูมิต่ำและความดันต่ำนำสารความเย็นที่ได้จากการเปลี่ยนสถานะไปใช้งาน โดยที่สารทำความเย็นจะถูกส่งไปยังอีวาโปเรเตอร์เพื่อมาถ่ายเทความร้อนจากน้ำเย็น และเมื่อสารทำความเย็นที่ถ่ายเทความร้อนกับน้ำเย็นในอีวาโปเรเตอร์แล้ว น้ำก็จะกลายเป็นน้ำเย็นที่มีอุณหภูมิต่ำ และนำไปใช้งานต่อไป ส่วนสารทำความเย็นนั้น เมื่อแลกเปลี่ยนความร้อนแล้วจะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวความดันต่ำเป็นไอความดันต่ำ และถูกส่งกลับไปยังคอมเพรสเซอร์ เพื่อเพิ่มแรงดันกลับมาเป็นวงจรอีกครั้งหนึ่ง โดยแบ่งได้ 2 ประเภทตามลักษณะการระบายความร้อน

ก. เครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยอากาศ (Chiller air cooled) ดังรูป 2.15



รูปที่ 2. 14 เครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยอากาศ
ที่มา (York install confidence catalog content,2016)

ข. เครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำ (Chiller water cooled) ดังรูป 2.16



รูปที่ 2. 15 เครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำ

(ที่มา Trane catalog CenTraVacTM Water cooled liquid chiller, 2016)

2.3.1.1 สมการที่ใช้คำนวณเกี่ยวกับเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller)

การหาการทำความเย็นสุทธิ (Ton) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.1

$$Q_e(\text{Ton}) = 1.19 \times F \times (T_{in} - T_{out}) \quad (2.1)$$

โดยที่ F คือ อัตราการไหลของน้ำเย็น (L/ s)

T_{in} คือ อุณหภูมิน้ำเย็นด้านขาเข้าเครื่องทำความเย็น (°C)

T_{out} คือ อุณหภูมิน้ำเย็นด้านขาออกเครื่องทำความเย็น (°C)

หรือสมการ

$$Q_e(\text{Ton}) = \frac{Fx(T_{in} - T_{out})}{24} \qquad (2.2)$$

โดยที่ F คือ อัตราการไหลของน้ำเย็น (GMP)

T_{in} คือ อุณหภูมิน้ำเย็นด้านขาเข้าเครื่องทำความเย็น (^{o}F)

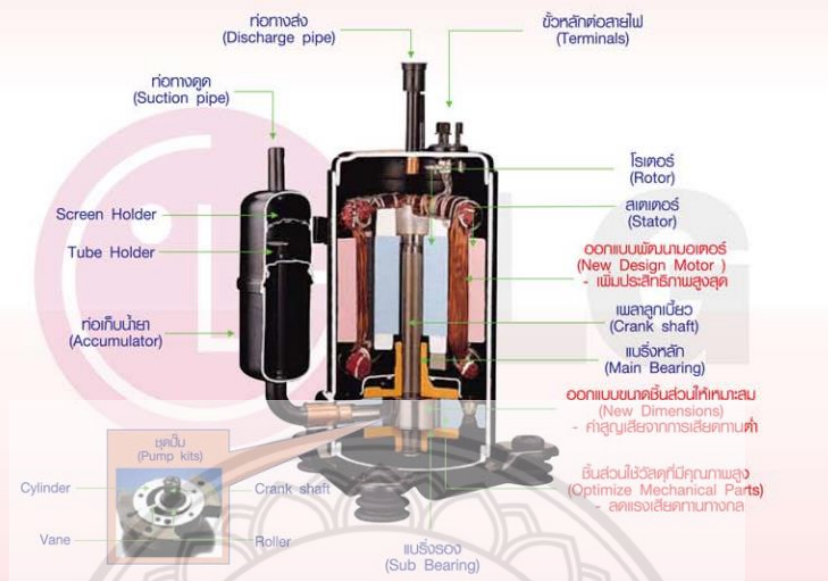
T_{out} คือ อุณหภูมิน้ำเย็นด้านขาออกเครื่องทำความเย็น (^{o}F)

2.3.2 คอมเพรสเซอร์หรือเครื่องอัดไอ (Compressor)

หลักการทำงานคือ คอมเพรสเซอร์จะดูดสารทำความเย็นในสถานะที่เป็น ไอความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำจากอีวาโปเรเตอร์ผ่านเข้ามาทางท่อด้านดูด (Suction) แล้วอัดไอนี้ให้มีความดันสูงขึ้นและอุณหภูมิสูงขึ้น ส่งเข้าไปยังชุดควบแน่น โดยผ่านทางท่อด้านจ่าย(Discharge) เพื่อไปกลั่นตัวเป็นของเหลวในชุดควบแน่นด้วยการระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นอีกครั้ง ซึ่งชุดควบแน่นสามารถจำแนกได้ ตามวิธีการอัดดังนี้

ก. เครื่องอัดไอแบบลูกสูบ (Reciprocating compressor) อัดไอโดยใช้ลูกสูบนิยมใช้กันมากที่สุดพบในระบบเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กไปจนถึงขนาดใหญ่ เนื่องจากใช้กระบอกสูบทำให้อัตราการอัดสารทำความเย็นค่อนข้างสม่ำเสมอ

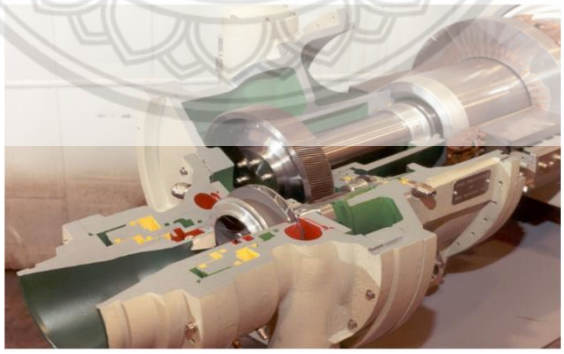
ข. เครื่องอัดไอแบบโรตารี่ (Rotary compressor) เครื่องอัดไอแบบนี้จะมีขีดจำกัดในการใช้งาน จะใช้งานได้ดีที่ระบบที่มีกำลังม้าน้อย ๆ พบในเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก เพราะเสียงเงียบและสั่นสะเทือนน้อย ดังรูป 2.17



รูปที่ 2. 16 เครื่องอัดไอแบบโรตารี่

(ที่มา LG catalog Rotary compressor,2018)

ค. เครื่องอัดไอแบบแรงเหวี่ยง (Centrifugal compressor) เป็นเครื่องอัดไอที่จะพบได้ในระบบปรับอากาศขนาดใหญ่ มีโครงสร้างเป็นใบพัดและมีการดูดอัดสารทำความเย็นด้วยแรงเหวี่ยงในปริมาณมาก ๆ ดังรูป 2.18



รูปที่ 2. 17 เครื่องอัดไอแบบแรงเหวี่ยง

(ที่มา McQuay catalog 605,2010)

ง. เครื่องอัดไอแบบสกรู (screw compressors) ขณะที่เฟืองเริ่มหมุนสารทำความเย็นที่เป็นไอจะเข้าไปยังช่องว่างระหว่างเกลียว เมื่อสกรูหมุนต่อไปช่องทางจะถูกปิดโดยตัวเกลียว ทำให้สารทำความเย็นถูกอัดอยู่ภายในจนกระทั่งสารทำความเย็นนั้นไหลไปจนสุดร่องเกลียวแล้วจะถูกปล่อยออกไปทางช่องจ่ายสารทำความเย็นต่อไป

จ. คอมเพรสเซอร์แบบสโครล (Scroll compressors) เป็นเครื่องอัดไอที่นำเอาข้อดีของเครื่องอัดไอแบบลูกสูบและโรตารี่มารวมกันทำให้ได้ประสิทธิภาพการทำงานที่สูงขึ้นและใช้ใบพัดรูปก้นหอย โดยให้ประสิทธิภาพสูงและเสียงเงียบ

ฉ. คอมเพรสเซอร์แบบ (magnetic-bearing) จะสามารถทำงานโดยไม่ใช้น้ำมันสำหรับหล่อลื่น ซึ่งจะทำให้ช่วยลดพลังงานสูญเสียจากแรงเสียดทาน และประสิทธิภาพในการระบายความร้อนให้กับเครื่องทำน้ำเย็นจะมีมากขึ้น เพราะการที่ไม่มีน้ำมันเข้าไปใน evaporator หรือ condenser สามารถปรับความเร็วรอบได้โดยใช้ระบบไฟฟ้าในการปรับรอบของมอเตอร์ทำให้สามารถทำงานในขณะที่ภาระความเย็นน้อยๆได้มีประสิทธิภาพมากกว่าคอมเพรสเซอร์แบบธรรมดา และการที่ระบบไม่จำเป็นต้องใช้น้ำมันในการหล่อลื่นระบบจึงทำให้ไม่จำเป็นต้องทำการต้องซ่อมบำรุงระบบน้ำมัน ซึ่งทำให้ประหยัดค่าดูแลรักษาได้มากกว่าคอมเพรสเซอร์แบบอื่นๆ

2.3.3 คอนเดนเซอร์ (Condenser)

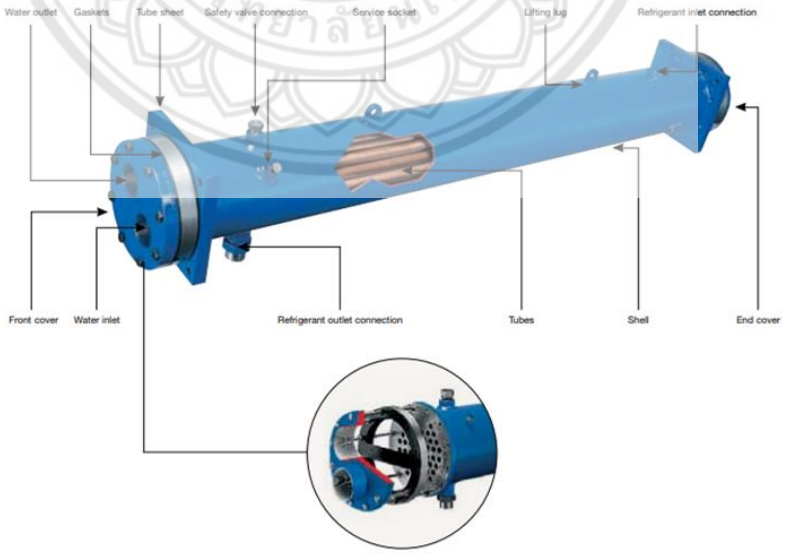
เป็นอุปกรณ์ที่ช่วยในการระบายความร้อนของสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นไอ มีอุณหภูมิสูงและความดันสูง หน้าที่ของคอนเดนเซอร์ คือทำการควบแน่นของอากาศที่ระบายความร้อนออกไปโดยสารทำความเย็นยังคงความดันและอุณหภูมิเท่าเดิม โดยที่สารทำความเย็นที่เข้ามาในคอนเดนเซอร์จะมีสถานะเป็นไอและมีความร้อนสูงเพราะได้รับความ ร้อนและความดันสูงจากเครื่องอัดไอ เมื่อสารทำความเย็นไหลผ่านผนังของคอนเดนเซอร์จากสถานะเป็นไอก็จะกลายเป็นของเหลว โดยมีตัวกลางระบายความร้อนได้แก่ อากาศ น้ำ และน้ำกับอากาศ เพื่อระบายเอาความร้อนออกไปโดยที่ยังคงมีความดันและอุณหภูมิเท่าเดิม ซึ่งคอนเดนเซอร์แบ่งออกเป็น 3 ประเภท ได้แก่

ก. คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air cooled condenser) ดังรูป 2.19

รูปที่ 2. 18 คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยอากาศ
(ที่มา McQuay catalog Cat A-C Cond,2007)

ข. คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water cooled condenser) ต้องใช้ร่วมกับหอผึ่งน้ำ

ข.1 ชนิดเปลือกและท่อ (Shell and tube) แบ่งได้เป็นแบบตั้ง (Vertical) และแบบนอน (Horizontal) ดังรูป 2.20



รูปที่ 2. 19 คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยน้ำชนิด Shell and tube
(ที่มา Alfa Laval catalog water cooled condensers)

ข.2 ชนิดท่อเล็กสวมอยู่ในท่อใหญ่ (Co-axial หรือ Tube in tube type)

ค. คอนเดนเซอร์ไอระเหย (Evaporative condenser)

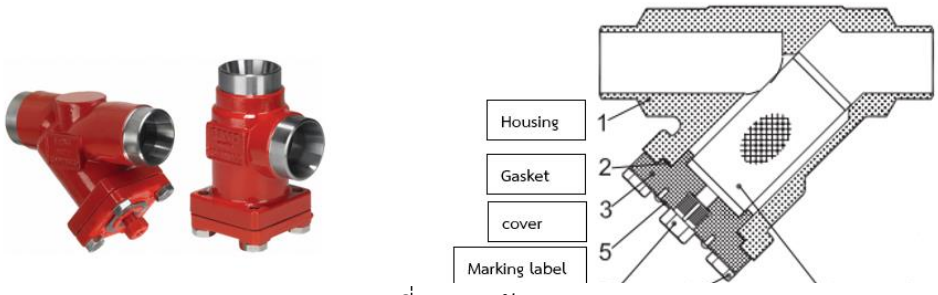
2.3.4 อีวาโปเรเตอร์ (Evaporator)

หลักการทำงานคือรับสารความเย็นจากวาล์วลดความดัน และส่งต่อไปยังคอมเพรสเซอร์ ซึ่งระหว่างนั้น (ในตัวของอีวาโปเรเตอร์) จะมีการดึงความร้อนภายในห้องโดยสารออกเข้าสู่ตัวของอีวาโปเรเตอร์ การสร้างอีวาโปเรเตอร์นั้นโดยทั่วไปใช้โลหะ เช่น ทองแดง, อลูมิเนียม ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับลักษณะของงานที่ใช้ สถานที่ที่ติดตั้ง และสิ่งของที่จะนำมาเป็นโหลด เป็นต้น ดังรูป 2.21

รูปที่ 2. 20 อีวาโปเรเตอร์ชนิด Shell and tube
ที่มา Trane Shell and tube evaporators from ServiceFirstTM

2.3.5 ตัวกรอง (strainer)

ตัวกรองจะถูกรวมเข้ากับระบบทำความร้อนและทำความเย็น ทำหน้าที่กรองสิ่งปนเปื้อนจากตัวกลางที่ไหลอยู่ระบบ สิ่งปนเปื้อนจะประกอบด้วยเศษตะกอนต่าง ๆ เศษวัสดุที่เข้าไปอยู่ในท่อระหว่างการติดตั้ง การสะสมของเศษหรือสนิม สสารจากตัวกลางที่อยู่ในระบบ สำหรับระบบทำความเย็นแบบรวมศูนย์ การสะสมของ เศษตะกอนกับสสารสามารถเกิดขึ้นได้โดยมาจากของไหล ตัวกรองนั้นจะถูกติดตั้งในตำแหน่งก่อนตำแหน่งมิเตอร์น้ำและวาล์วควบคุม เพื่อเป็นการป้องกันไม่ให้สิ่งปนเปื้อนทำให้มิเตอร์และวาล์วดังกล่าวเสียหายหรืออุดตัน แสดงดังรูป 2.22

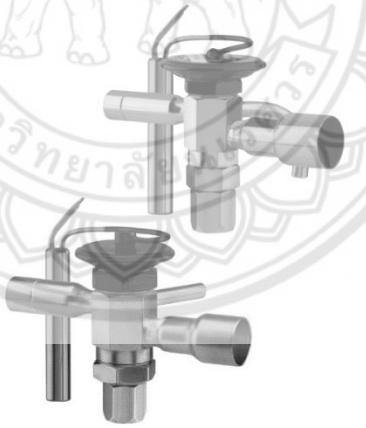


รูปที่ 2. 21 ตัวกรอง

(ที่มา Danfoss catalog DKRCI.PD.FN1.A4.22, 2015)

2.3.6 วาล์วลดความดัน (Expansion Valve)

เป็นเครื่องควบคุมความดันโดยรับสารทำความเย็นมาจากคอนเดนเซอร์ทำหน้าที่ควบคุมการไหลของน้ำสารทำวามเย็นที่ผ่านเข้าไปยังอีวาโปเรเตอร์ และลดความดันของสารทำความเย็นให้ต่ำลงจนสามารถระเหยเปลี่ยนสถานะเป็นไอได้ที่อุณหภูมิต่ำๆ ในอีวาโปเรเตอร์ แสดงดังรูป 2.23



รูปที่ 2. 22 วาล์วลดความดัน

(ที่มา Parker Thermostatic and Automatic Expansion Valves catalog E-1,2012)

2.3.7 หอระบายความร้อน (Cooling Tower)

เป็นส่วนหนึ่งของระบบทำความเย็นที่ระบายความร้อนด้วยน้ำ ทำหน้าที่ระบายความร้อนให้กับน้ำที่ใช้หล่อเย็นคอนเดนเซอร์ หอระบายความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงจะทำให้อุณหภูมิควบแน่นของ สารทำความเย็นต่ำลง มีผลต่อการประหยัดพลังงานในระบบทำความเย็น และเพิ่มความสามารถในการทำความเย็นสูงขึ้น โดยสามารถแยกได้เป็นประเภท 2 ประเภท ได้ดังนี้

ก. น้ำและอากาศไหลสวนกัน (Counter Flow) จะปล่อยน้ำที่อุณหภูมิสูงไหลลงมาจากด้านบน และดูดอากาศเข้าจากด้านล่าง ทำให้น้ำกับอากาศไหลส่วนทางกัน ดังรูป 2.24 และ2.25

ข. น้ำและอากาศไหลแบบตั้งฉากกัน (Cross Flow) ปล่อยน้ำอุณหภูมิสูงไหลลงมาจากด้านบน และดูดอากาศเข้าจากด้านข้าง ทำให้น้ำและอากาศไหลตั้งฉากกัน ดังรูป 2.26 และ2.27

องค์ประกอบของหอระบายความร้อน ประกอบด้วย

ก. ตัวถัง (Casing) ทำหน้าที่เป็นโครงสร้างของหอระบายความร้อน

ข. แผงรังผึ้ง (Filling) ทำหน้าที่กระจายน้ำร้อนให้ละเอียด เพื่อประโยชน์ในการถ่ายเทความร้อน

ค. ถาดน้ำร้อนบน (Hot Water Basin) ทำหน้าที่รับน้ำร้อนจากระบบเพื่อกระจายลงบนแผงรังผึ้ง

ง. พัดลม (Fan) ทำหน้าที่ ดูดอากาศรอบๆหอระบายความร้อนเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับน้ำร้อน

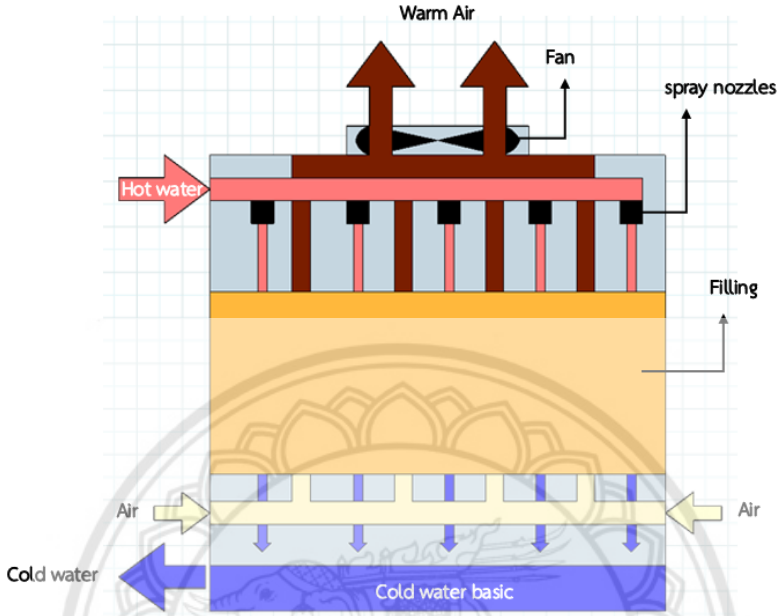
จ. ถาดน้ำเย็นล่าง (Cold Water Basin) ทำหน้าที่รับน้ำที่ผ่านการระบายความร้อนจากแผงรังผึ้ง

ฉ. ช่องอากาศเข้า (Air in let) ทำหน้าที่เป็นช่องทางเข้าของอากาศเข้าสู่ แผงรังผึ้งเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำ

ช. ช่องอากาศออก (Air out let) ทำหน้าที่ เป็นช่องทางระบายอากาศที่ผ่านการแลกเปลี่ยนความร้อนแล้ว

รูปที่ 2. 23 หอผึ่งน้ำแบบน้ำและอากาศไหลแบบสวนกัน

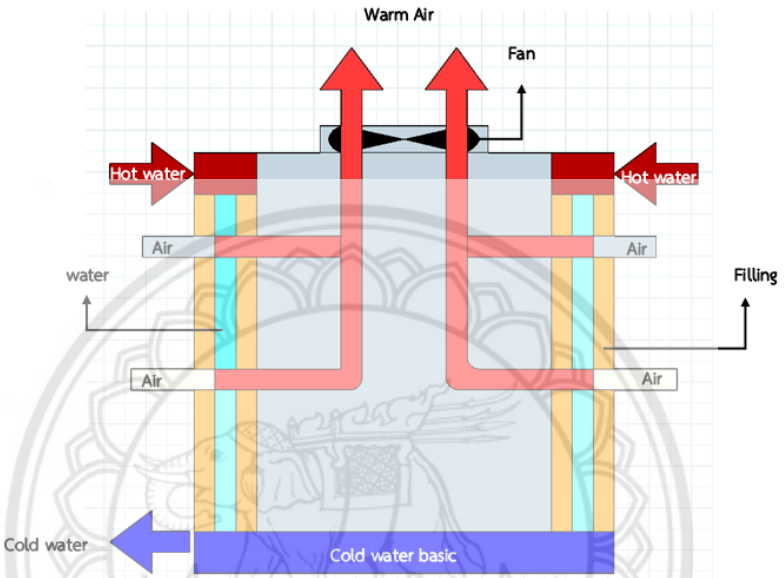
(ที่มา American cooling tower catalog ACF Series Counter Flow Cooling Towers,)



รูปที่ 2. 24 ลักษณะการทำงานของหอระบายความร้อนแบบน้ำและอากาศไหลสวนกัน

รูปที่ 2. 25 หอระบายความร้อนแบบน้ำและอากาศไหลตั้งฉากกัน

(ที่มา BKK catalog Cooling tower BKC-S series)



รูปที่ 2. 26 ลักษณะการทำงานของหอระบายความร้อนแบบน้ำและอากาศไหลตั้งฉากกัน

สมการที่ใช้คำนวณเกี่ยวกับหอระบายความร้อน (Cooling Tower)

การหาประสิทธิภาพหรือสมรรถนะของหอระบายความร้อน สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.3

$$\eta_{CT} = \frac{Tw_{in} - Tw_{out}}{Tw_{in} - Twb} x100 \qquad (2.3)$$

โดยที่ η คือ ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน (%)

Tw_{in} คือ อุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้า (°C,°F)

Tw_{out} คือ อุณหภูมิทางออกของน้ำ (°C,°F)

T_{wb} คือ อุณหภูมิกระเปาะเปียก (°C,°F)

การหาอัตราการระเหยน้ำระบายความร้อนในหอระบายความร้อน สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.4

$$M_{evap} = \rho_{air} Q_{air} (\omega_{air,our} - \omega_{air,in}) \quad (2.4)$$

โดยที่ M_{evap} คือ อัตราการระเหยน้ำระบายความร้อนในหอระบายความร้อน (kg/s)

$\omega_{air,our}$ คือ อัตราส่วนความชื้น (Humidity Ratio) ของอากาศที่ออกจาก ddddddddl หอระบายความร้อน $(kg_{watervaper} / kg_{dryair})$

$\omega_{air,in}$ คือ อัตราส่วนความชื้น (Humidity Ratio) ของอากาศที่เข้าสู่ ddddddddl หอระบายความร้อน $(kg_{watervaper} / kg_{dryair})$

ρ_{air} คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)

การหาปริมาณภาระความเย็นที่น้ำเย็นได้รับจากเครื่องจ่ายลมเย็น สามารถคำนวณได้ จากสมการที่ 2.5

$$Q_H = \rho_{cdw} Q_{cdw} C_{cdw} (T_{cds} - T_{cdr}) \quad (2.5)$$

โดยที่ Q_H คือ ปริมาณภาระความเย็นที่น้ำเย็นได้รับจากเครื่องจ่ายลมเย็น (kW)

ρ_{cdw} คือ ความหนาแน่นของน้ำระบายความร้อน (kg/m^3)

Q_{cdw} คือ อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อน (m^3/s)

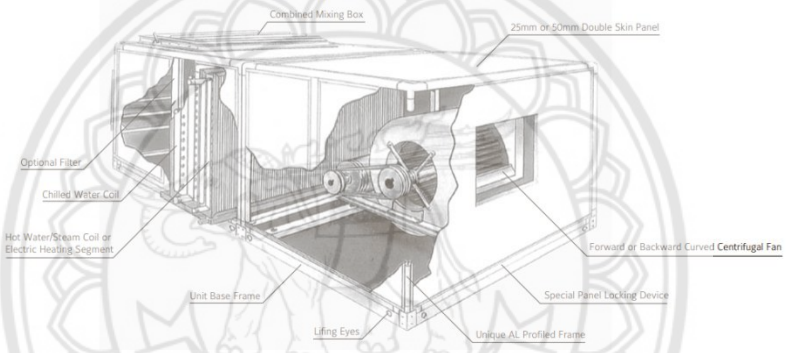
C_{cdw} คือ ความจุความร้อนจำเพาะของน้ำระบายความร้อน $(kJ/kg-k)$

T_{cds} คือ อุณหภูมิของน้ำระบายความร้อนที่กลับสู่คอนเดนเซอร์(^oC,K)

T_{cdr} คือ อุณหภูมิของน้ำระบายความร้อนที่ออกจากคอนเดนเซอร์(^oC,K)

2.3.8 เครื่องส่งลมเย็นและแฟนคอยล์ยูนิต (Air Handling Unit & Fan Coil Unit)

เครื่องส่งลมเย็นเป็นอุปกรณ์ทางด้านปลายทางของระบบน้ำเย็น ซึ่งทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำเย็นที่มาจากเครื่องทำน้ำเย็นกับอากาศ ส่งผลให้อากาศที่ผ่านออกไปมีอุณหภูมิต่ำลง และนำไปใช้เพื่อปรับอากาศต่อไป เครื่องส่งลมเย็นเป็นเครื่องชุดคอยล์ทำลมเย็นที่ประกอบด้วย พัดลม คอยล์ทำความเย็นและแผงกรองอากาศรวมอยู่ในตัวเครื่องเดียวกัน เครื่องส่งลมเย็นขนาดใหญ่มักจะนิยมเรียกว่า AHU (Air Handling Unit) ดังรูป 2.28 สำหรับเครื่องขนาดเล็กจะเรียกว่า FCU (Fan Coil Unit) ดังรูป 2.29 ถ้าเป็นเครื่องเล็ก นิยมติดตั้งโดยการแขวนยึดติดกับผนัง ตั้งพื้น หรือซ่อนใต้ฝ้าผนัง สำหรับเครื่องขนาดใหญ่นิยมตั้งเป็นห้องเครื่องและจะต่อท่อลมเข้าเครื่องขนาดใหญ่



รูปที่ 2. 27 หน่วยเครื่องส่งลมเย็น

(ที่มา York catalog YSM air handling unit,2013)

รูปที่ 2. 28 ชุดคอยล์เย็น

(ที่มา Carrier catalog FCU 42CHS-W Series)

สมการที่ใช้คำนวณเกี่ยวกับเครื่องส่งลมเย็นและแฟนคอยล์ยูนิต (Air Handling Unit & Fan Coil Unit)

การหาภาระความเย็นที่เกิดขึ้นที่คอยล์เย็น สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.6

$$Q = 1.2xLx\Delta h \qquad (2.6)$$

โดยที่ Q คือ การคำนวณหาภาระความเย็นที่เกิดขึ้นที่คอยล์เย็น (kw)

L คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ (m^3 / s)

Δh คือ ผลต่างของเอนทาลปีของอากาศที่ผ่านคอยล์เย็น (kJ/ kg)

การหาขนาดทำความเย็นของเครื่องส่งลมเย็น สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.7

$$TR = 4.5xQx(h_r - h_s) \qquad (2.7)$$

โดยที่ TR คือ ความสามารถในการทำความเย็น(TR)

Q คือ ปริมาณลมหมุนเวียนผ่านคอยล์เย็น (m^3 / min)

h_r คือ เอนทาลปีของลมกลับ (kJ/ kg)

h_s คือ เอนทาลปีของลมจ่าย (kJ/ kg)

การหาปริมาณน้ำเย็นผ่านเครื่องส่งลมเย็น สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.8

$$GPM = \frac{TRx24}{\Delta T} \qquad (2.8)$$

โดยที่ TR คือ ความสามารถในการทำความเย็น (TR)

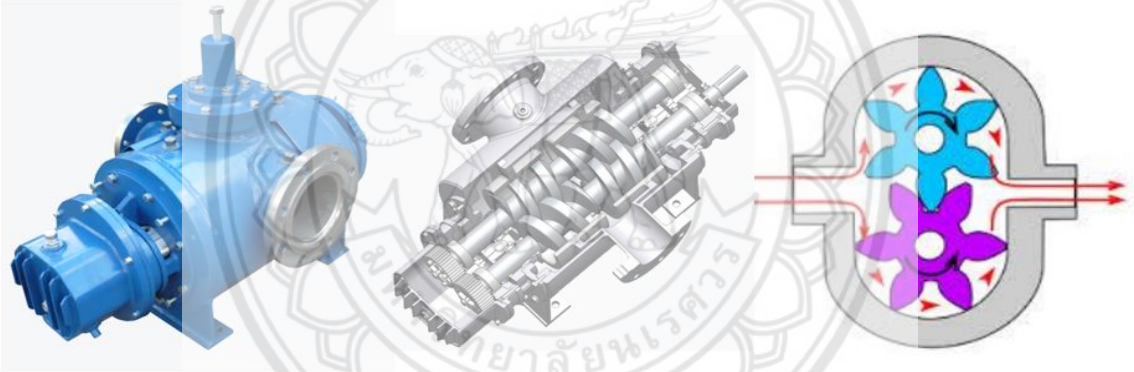
GPM คือ ปริมาณน้ำไหลผ่านคอยล์ทำความเย็น (gallon/ min)

ΔT คือ ผลต่างของอุณหภูมิน้ำเย็น(^oF)

2.3.9 เครื่องสูบน้ำ (Water Pump)

เป็นเครื่องมือกลที่ทำหน้าที่เพิ่มความดันให้แก่ของเหลว เพื่อให้ของเหลวนั้นไหลผ่านระบบท่อจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งได้ตามต้องการ ในที่นี้เครื่องสูบน้ำที่ใช้ในระบบปรับอากาศจะใช้ส่งน้ำ เพื่อมาถ่ายเทความเย็นจากอีวาโปเรเตอร์ โดยพลังงานที่เครื่องสูบน้ำต้องการจะมากหรือน้อย ขึ้นอยู่กับการสูญเสียความดันในระหว่างทางที่ของเหลวเคลื่อนที่ไปและอัตราการไหลของเหลว โดยสามารถแยกได้เป็น 2 ชนิด ดังนี้

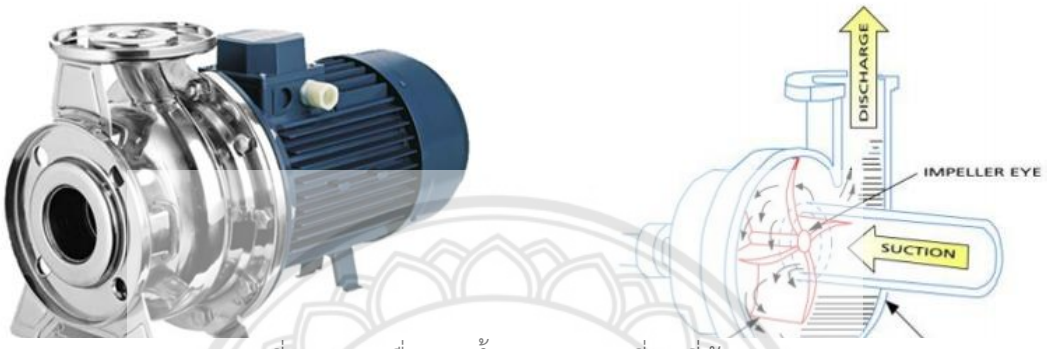
ก. Displacement Pumps ซึ่งมีทั้งเครื่องสูบน้ำแบบสูบชัก (Reciprocating Pumps) และ เครื่องสูบน้ำแบบโรตารี่ (Rotary Pumps) ทำงานโดยอาศัยหลักการเพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลวโดยการเคลื่อนที่ของลูกสูบเข้า ไปอัดของเหลวให้ไหลไปสู่ทางจ่าย ปริมาตรของของเหลวที่สูบได้ในแต่ละครั้งจะเท่ากับผลคูณของ พื้นที่หน้าตัดของกระบอกสูบกับช่วงชักของกระบอกสูบนั้น ดังรูป 2.30



รูปที่ 2. 29 เครื่องสูบน้ำแบบโรตารี่

(ที่มา OTM Officine tecniche meccaniche Product, http://www.otmsrl.net/2O-pump.html)

ข. Dynamic Pumps ซึ่งมีทั้ง เครื่องสูบน้ำแบบหมุนเหวี่ยง (Centrifugal Pumps) และเครื่องสูบน้ำแบบ Special Effect Pumps ทำงานโดยอาศัยหลักการหมุนของใบพัด (Impeller) ที่ได้รับการถ่ายเทกำลังจากเครื่องยนต์ต้นกำลังหรือมอเตอร์ไฟฟ้า เมื่อใบพัดหมุนพลังงานจากมอเตอร์



รูปที่ 2. 30 เครื่องสูบน้ำแบบหมุนเหวี่ยง ยี่ห้อ Ebara
(ที่มา Ebara catalog 3 series 2 pole)

ไฟฟ้าก็จะถูกถ่ายเทโดยการผลักดันของครีบใบพัด ต่อของเหลวที่อยู่รอบ ๆ ทำให้เกิดการไหลในแนวสัมผัสกับเส้นรอบวงเมื่อมีการไหลในลักษณะดังกล่าวก็จะเกิดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางและเป็นผลให้มีการไหล จากจุดศูนย์กลางของใบพัดออกไปสู่แนวเส้นรอบวงทุกทิศทาง ดังนั้นของเหลวที่ถูกใบพัดผลักดันออกมาก็จะมีทิศทางการไหลที่เป็นผลรวมของแนวทั้งสอง ดังรูป 2.31

สมการที่ใช้คำนวณเกี่ยวกับเครื่องสูบน้ำ (Water Pump)

การหาประสิทธิภาพหรือสมรรถนะ(Specific Energy Consumption of Pump) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.9

$$SEC_p = \frac{P_{in}}{Q} \qquad (2.9)$$

โดยที่ SEC_p คือ ค่าประสิทธิภาพหรือสมรรถนะ

P_{in} คือ กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้กับเครื่องสูบน้ำ (kW)

Q คือ อัตราการไหลของเครื่องสูบน้ำ (GPM)

การหา Head ของเครื่องสูบน้ำ ได้ดังนี้สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.10

$$h = (p_1 - p_2) / (\rho * g) + v_2^2 / (2 * g) \quad (2.10)$$

โดยที่ h คือ การพัฒนาหัวทั้งหมด(m)

p_2 คือ แรงดันที่ทางออก (N/m^2)

p_1 คือ แรงดันที่ทางเข้า (N/m^2)

ρ คือ ความหนาแน่น (kg/m^3)

g คือ การเร่งความเร็วของแรงโน้มถ่วง $(9.81 m/s^2)$

v_2 คือ ความเร็วที่เต้าเสียบ (m/s)

การหา Specific of pumpของปั๊ม สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.11

$$Ns = \frac{S * \sqrt{Q}}{h^{3/4}} \quad (2.11)$$

โดยที่ N_s คือ Specific of pump

S คือ ความเร็วของปั๊ม (rpm)

Q คือ อัตราการไหล (gal/min)

H คือ เฮด (in, ft)

กฎของเครื่องสูบน้ำ (Pump Laws) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.12-2.17

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad (2.12)$$

$$\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad (2.13)$$

$$\frac{W_1}{W_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \quad (2.14)$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad (2.15)$$

$$\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad (2.16)$$

$$\frac{W_1}{W_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad (2.17)$$

โดยที่ Q คือ อัตราการไหล (m^3/h)

N คือ ความเร็วรอบ (rpm)

P คือ ความดันของปั๊ม (Bar)

W คือ กำลังขับเพลา (W)

D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัด (m)

2.4 ประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ [1,2]

2.4.1 สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of performance: COP)

เป็นการกำหนดประสิทธิภาพจากอัตราระหว่างค่าความสามารถในการทำความเย็นกับกำลัง ไฟฟ้าที่ใช้ทำงานภายใต้ภาวะที่กำหนดและหน่วยเดียวกัน

การหาสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพ COP สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.18

$$COP = \frac{Q_e}{W} \quad (2.18)$$

โดยที่ Q_e คือ ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิของเครื่องทำความเย็น (Btu/ h, W)

W คือ กำลังไฟฟ้าเข้า (Btu/ h. W)

2.4.2 อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy efficiency ratio: EER)

อัตราส่วนปริมาณความร้อนในหน่วย Btu ที่ถูกกำจัดออก เมื่อใช้พลังงานไฟฟ้า 1Wh (watt-hour) การหาอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy efficiency ratio :EER) สามารถคำนวณจากสมการที่ 2.19

$$EER = 3.412\,COP \quad (2.19)$$

2.4.3 ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (CHP)

เป็นค่าอัตราส่วนระหว่างกำลังไฟฟ้าที่ใช้สำหรับเครื่องปรับอากาศในการทำความเย็นในหน่วย (kW) ต่อความสามารถในการทำความเย็นในหน่วย ตันความเย็น(TR)

การหาค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (CHP) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.20

$$CHP = \frac{kW}{Ton} \quad (2.20)$$

โดยที่ Kw คือ กำลังไฟ (kW)

Ton คือ ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิรวมของเครื่องทำความเย็น (TR)

การหาค่าประสิทธิภาพด้านพลังงานโดยรวม (Integrated energy efficiency ratio: IEER)[2] สามารถคำนวณจากสมการที่ 2.21

$$IEER = 0.02A + 0.617B + 0.238C + 0.125D \quad (2.21)$$

โดยที่ A = COP หรือ EER ที่ 100%

B = COP หรือ EER ที่ 75%

C = COP หรือ EER ที่ 50%

D = COP หรือ EER ที่ 25%

2.4.4 Seasonal Energy Efficiency Ratio (SEER)

เป็นค่ากำหนดประสิทธิภาพจากอัตราส่วนผลรวมของความเย็นที่ทำโดยเครื่องทำความเย็นต่อพลังงานที่ใช้ตามฤดูกาลในหน่วย Btu/W.h

การหาอัตราส่วนประสิทธิภาพของพลังงานตามฤดูกาล (Seasonal energy efficiency ratio :SEER) สามารถคำนวณจากสมการที่ 2.22

$$EER = 1.112 \times SEER - 0.2 \times SEER^2 \qquad (2.22)$$

2.4.5 Integrated Part-Load Value (IPLV)

เป็นการแก้ข้อด้อยของการหาประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็น ซึ่งพิจารณากำลังไฟฟ้าที่ใช้ในการทำความเย็นเพียงจุดเดียว โดยนำค่าประสิทธิภาพขณะที่ระบบทำงานที่สภาวะที่ภาระทำความเย็นแตกต่างกันตามกำหนดในมาตรฐานมาคำนวณ เพื่อกำหนดค่าเพียงค่าเดียว ซึ่งจะใช้ภาระทำความเย็นที่ 100% 75% 50% 25% มาตรฐานที่นิยมอ้างอิงคือ AHRI 550-590/2003 Standard for Performance Rating of Water Chilling Packages Using The Vapor Compression Cycle

2.4.6 Non-Standard Part-Load Value (NPLV)

เป็นการทดสอบแบบเดียวกับ IPLV แต่ภาวะทำงานไม่เป็นไปตามมาตรฐาน เช่น ผู้ออกแบบในประเทศไทยนิยมกำหนดเงื่อนไขไม่เหมือนที่กำหนดในมาตรฐาน AHRI 550/590-2003 ดังนั้นถ้าต้องการกำหนดประสิทธิภาพตามแบบที่มาตรฐานกำหนดไว้ก็ต้องเรียกค่านั้นว่า NPLV

การหา Integrated Part-Load Value(IPLV) และ Non-Standard Part-Load Value (NPLV) สามารถคำนวณจากสมการที่ 2.23

$$IPLV\ หรือ\ NPLV = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D \quad (2.23)$$

โดยที่ A = COP หรือ EER ที่ 100%

B = COP หรือ EER ที่ 75%

C = COP หรือ EER ที่ 50%

D = COP หรือ EER ที่ 25%

สำหรับ kW/ton

$$IPLV\ หรือ\ NPLV = \frac{1}{\frac{0.01}{A} + \frac{0.42}{B} + \frac{0.45}{C} + \frac{0.12}{D}} \quad (2.24)$$

โดยที่ A = kW / ton ที่ 100%

B = kW / ton ที่ 75%

C = kW / ton ที่ 50%

D = kW / ton ที่ 25%

2.5 มาตรฐานระบบปรับอากาศ [3]

2.5.1 มาตรฐานเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน (Split type air Conditioning)

สำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม (สมอ.) ได้กำหนดมาตรฐานประสิทธิภาพพลังงาน ขั้นต่ำ สำหรับเครื่องปรับอากาศขนาดห้องไม่เกิน 8000 วัตต์ และ 12000 วัตต์ มี EER ไม่ต่ำกว่า 9.6 และกำหนดฉลากบอกระดับประสิทธิภาพต่างๆ ดังตาราง 2.3 และ 2.4

ตารางที่ 2. 3 ระดับประสิทธิภาพสำหรับเครื่องปรับอากาศขนาดน้อยกว่า 8000 วัตต์ (27,296 Btu/hr)

ระดับประสิทธิภาพ	อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER)
เบอร์ 5	มากกว่าหรือเท่ากับ 11.00
เบอร์ 4	มากกว่าหรือเท่ากับ 10.60 แต่ไม่น้อยกว่า 10.99
เบอร์ 3	มากกว่าหรือเท่ากับ 9.60 แต่ไม่น้อยกว่า 10.59

ตารางที่ 2. 4 ระดับประสิทธิภาพสำหรับเครื่องปรับอากาศขนาดมากกว่า 8000 วัตต์ (27,296 Btu/hr)

ระดับประสิทธิภาพ	อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER)
เบอร์ 5	มากกว่าหรือเท่ากับ 11.60
เบอร์ 4	มากกว่าหรือเท่ากับ 11.00 แต่ไม่น้อยกว่า 11.59
เบอร์ 3	มากกว่าหรือเท่ากับ 10.60 แต่ไม่น้อยกว่า 11.00

2.5.2 มาตรฐานเครื่องทำความเย็น

ตามในพระราชบัญญัติการส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ. 2535 กำหนดมาตรฐานการปรับอากาศในอาคาร ระบบปรับอากาศที่ติดตั้งในอาคารต้องมีค่าพลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น ภาระใช้งานจริง (actual load) ไม่เกินจากข้อกำหนด โดยแบ่งเป็นเครื่องทำความเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำและเครื่องทำความเย็นระบายความร้อนด้วยอากาศ ดังตาราง 2.5 และ 2.6

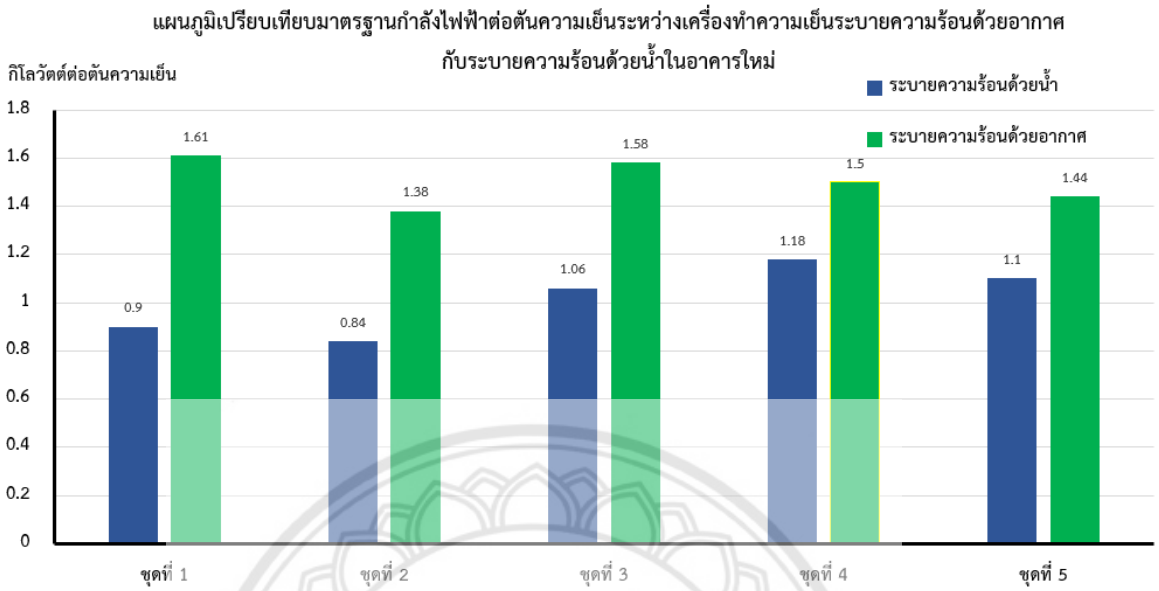
ตารางที่ 2. 5 เครื่องทำความเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำ

ชนิดส่วนทำความเย็น/เครื่องทำความเย็น	อาคารใหม่	อาคารเก่า
	กิโลวัตต์ต่อตันความเย็น	
ก. ส่วนทำน้ำเย็นแบบหอยโข่ง (centrifugal chiller)		
ขนาดไม่เกิน 250 ตันความเย็น	0.75	0.90
ขนาดเกิน 250 ตันความเย็น แต่ไม่ถึง 500 ตันความเย็น	0.70	0.84
ขนาดเกิน 500 ตันความเย็น	0.67	0.80
ข. ส่วนทำน้ำเย็นแบบลูกสูบ (reciprocating chiller)		
ขนาดไม่เกิน 35 ตันความเย็น	0.98	1.18
ขนาดเกิน 35 ตันความเย็น	0.91	1.10
ค. เครื่องทำความเย็นแบบเป็นชุด (package unit)	0.88	1.06
ง. ส่วนทำน้ำเย็นแบบสกรู (screw chiller)	0.70	0.84

ตารางที่ 2. 6 เครื่องทำความเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ

ชนิดส่วนทำความเย็น/เครื่องทำความเย็น	อาคารใหม่	อาคารเก่า
	กิโลวัตต์ต่อตันความเย็น	
ก. ส่วนทำน้ำเย็นแบบหอยโข่ง (centrifugal chiller)		
ขนาดไม่เกิน 250 ตันความเย็น	1.40	1.61
ขนาดเกิน 250 ตันความเย็น	1.20	1.38
ข. ส่วนทำน้ำเย็นแบบลูกสูบ (reciprocating chiller)		
ขนาดไม่เกิน 50 ตันความเย็น	1.30	1.50
ขนาดเกิน 50 ตันความเย็น	1.25	1.44
ค. เครื่องทำความเย็นแบบเป็นชุด (package unit)	1.37	1.58
ง. เครื่องทำความเย็นแบบติดหน้าต่าง/แยกส่วน (window/split type)	1.40	1.61

จากตารางมาตรฐานเครื่องทำความเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำและเครื่องกับความเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ สารมารถสรุปได้ว่าเครื่องทำความเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำนั้นใช้พลังงานน้อยกว่าเครื่องกับความเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศในการทำความเย็น 1 ตันความเย็น ดังแผนภูมิ 2.3



แผนภูมิ 2. 3 เปรียบเทียบมาตรฐานกำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นระหว่างเครื่องทำความเย็นระบายความร้อนด้วยอากาศกับระบายความร้อนด้วยน้ำในอาคารใหม่

โดยที่ ชุดที่ 1 คือ ส่วนทำความเย็นแบบหอยโข่งไม่เกิน 250 ตันความเย็น

ชุดที่ 2 คือ ส่วนทำความเย็นแบบหอยโข่งเกิน 250 ไม่เกิน 500 ตันความเย็น

ชุดที่ 3 คือ เครื่องทำความเย็นแบบเป็นชุด

ชุดที่ 4 คือ ส่วนทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำแบบลูกสูบขนาดไม่เกิน 35 ตันความเย็น กับส่วนทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยอากาศขนาดไม่เกิน 50 ตันความเย็น

ชุดที่ 5 คือ ส่วนทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำแบบลูกสูบขนาดเกิน 35 ตันความเย็น กับส่วนทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยอากาศขนาดเกิน 50 ตันความเย็น

บทที่ 3

วิธีการดำเนินการ

3.1 สถานที่ดำเนินโครงงาน

โรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวรเป็นส่วนหนึ่งของมหาวิทยาลัยนเรศวร แบ่งออกเป็น 2 อาคาร คือ อาคารสิรินธร มีพื้นที่ 36,500 ตารางเมตร และอาคารเฉลิมพระเกียรติมีพื้นที่ 21,000 ตารางเมตร แต่ละอาคารล้วนมี 9 ชั้นแต่ละชั้นมีความสูงอยู่ที่ 3 เมตร และพื้นที่บางส่วนของบริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด

3.2 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1.ศึกษาทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ (Performance analysis of Central Air Conditioning) และออกแบบแสดงขั้นตอนการตรวจสอบประสิทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์และออกแบบตารางบันทึกผลการตรวจสอบประสิทธิภาพของอุปกรณ์หลัก

2. การวิเคราะห์ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water cooled chiller) ของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร

3. เปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นแบบต่างๆ

4. จัดทำโครงงานการวิเคราะห์ประสิทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์

3.3 สรุปและประเมิน

จากการวิเคราะห์ปัญหา ให้ทราบถึงการวิเคราะห์ประสิทธิภาพอุปกรณ์หลักของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์และนำข้อมูลดังกล่าวมาทำเป็นแนวทางในการเปรียบเทียบประสิทธิภาพอุปกรณ์หลักของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์กับแคตตาล็อค มาตรฐานของระบบปรับอากาศ และเทคโนโลยีในปัจจุบัน เพื่อให้เป็นแนวทางในการปรับปรุงหรือเปลี่ยนอุปกรณ์หลัก

3.4 ตารางขั้นตอนการดำเนินงาน

ตารางที่ 3. 1 ตารางแสดงขั้นตอนการดำเนินงาน

หัวข้องานที่ปฏิบัติต่อเดือน	พ.ศ. 2562						พ.ศ. 2563		
	ก.ค.	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.	มี.ค.
1.ศึกษาทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ (Performance analysis of Central Air Conditioning) และออกแบบแสดงขั้นตอนการตรวจสอบประสิทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์และออกแบบตารางบันทึกผลการตรวจสอบประสิทธิภาพของอุปกรณ์หลัก									
2. การวิเคราะห์ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water cooled chiller) ของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร									
3. เปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นแบบต่างๆ									
4. จัดทำโครงงานการวิเคราะห์ประสิทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์									

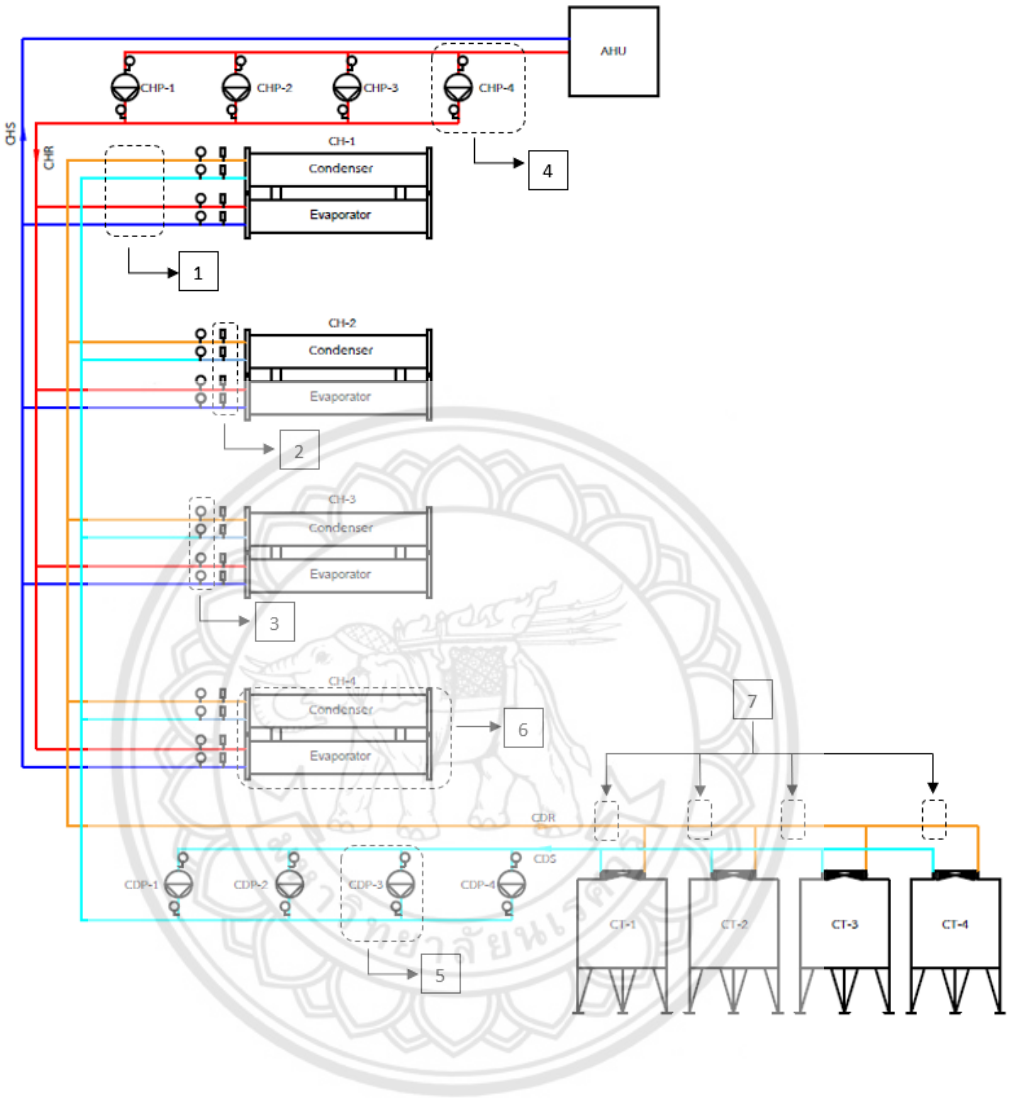
บทที่ 4

ผลการดำเนินงาน

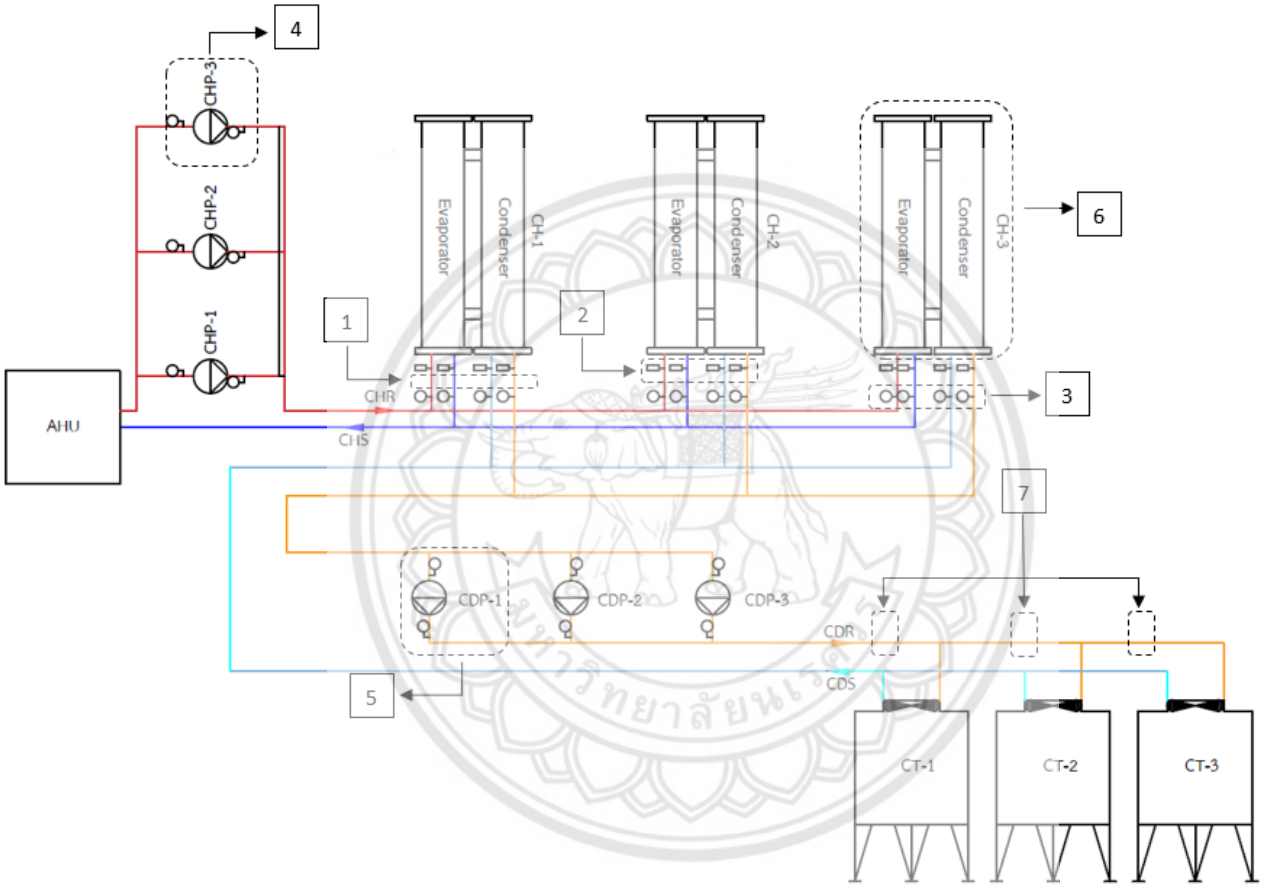
ในปัจจุบันระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์นั้นจำเป็นต้องทำการวิเคราะห์ประสิทธิภาพของอุปกรณ์หลักในระบบ ซึ่งได้แก่ เครื่องทำน้ำเย็น เครื่องสูบน้ำ และหอระบายความร้อน ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีการออกแบบขั้นตอนการบันทึกผล ออกแบบตารางเก็บค่า และขั้นตอนการวัดอัตราการไหลเพื่อนำค่าที่ได้มาทำการวิเคราะห์หาค่าประสิทธิภาพ และตรวจสอบว่าอุปกรณ์หลักในระบบนั้นมีความผิดปกติหรือไม่ และนำค่าที่วิเคราะห์ได้เปรียบเทียบกับ มาตรฐาน หลักเกณฑ์ และวิธีการในการออกแบบอาคารเพื่อการอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ. 2552 โดยจะเน้นการวิเคราะห์อุปกรณ์หลักของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร แต่ยังมีการวิเคราะห์อุปกรณ์หลักของที่อื่นเพิ่มเติม ได้แก่ โรงพยาบาลกรุงเทพพิษณุโลก และโรงงานบริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด

4.1 ออกแบบแสดงขั้นตอนการตรวจสอบประสิทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์และออกแบบตารางบันทึกผลการตรวจสอบประสิทธิภาพของอุปกรณ์หลัก

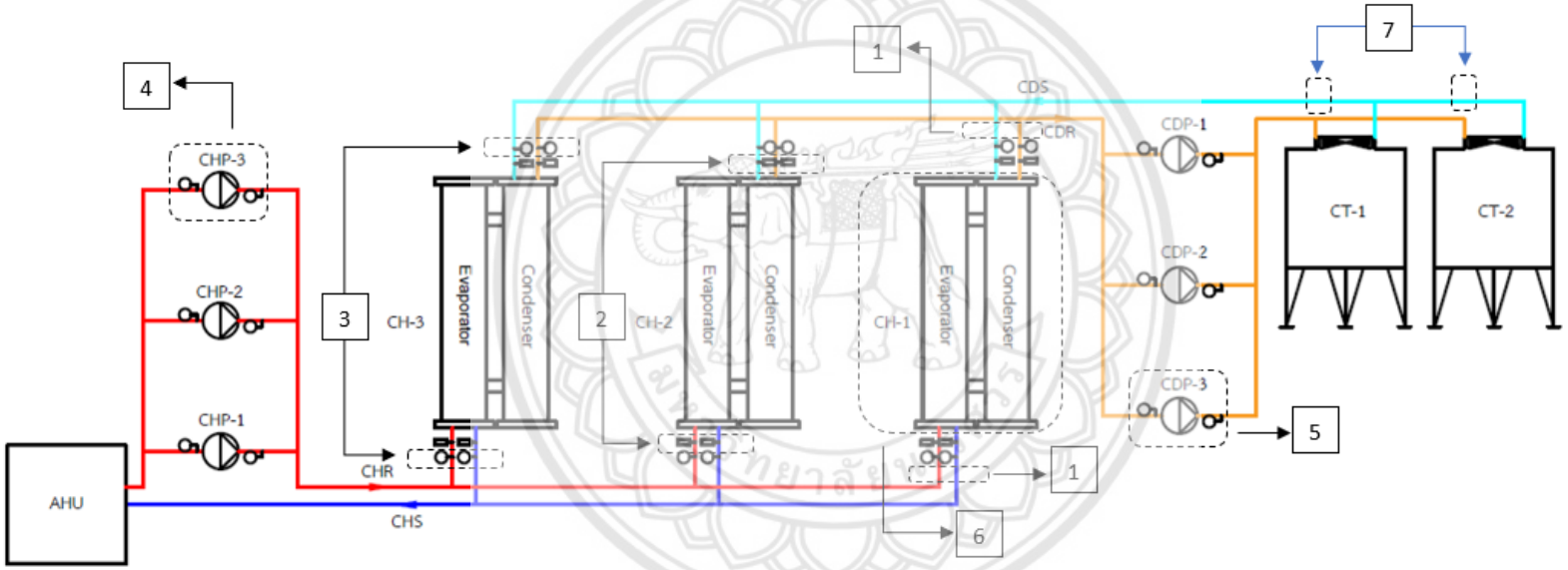
การตรวจสอบประสิทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์นั้นจำเป็นต้องเก็บค่าข้อมูลและทำการวัดอัตราการไหลโดยใช้เครื่องมือวัดอัตราการไหล ซึ่งการเข้าตรวจสอบประสิทธิภาพอุปกรณ์หลักของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์นอกจากโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร ยังมีอีก 3 ที่ คือ บริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด โรงพยาบาลกรุงเทพพิษณุโลก แต่จะเน้นไปที่แผนภาพแบบแสดงขั้นตอนการตรวจสอบประสิทธิภาพของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวรซึ่งจะแสดงดังรูปที่ 4.1- 4.4



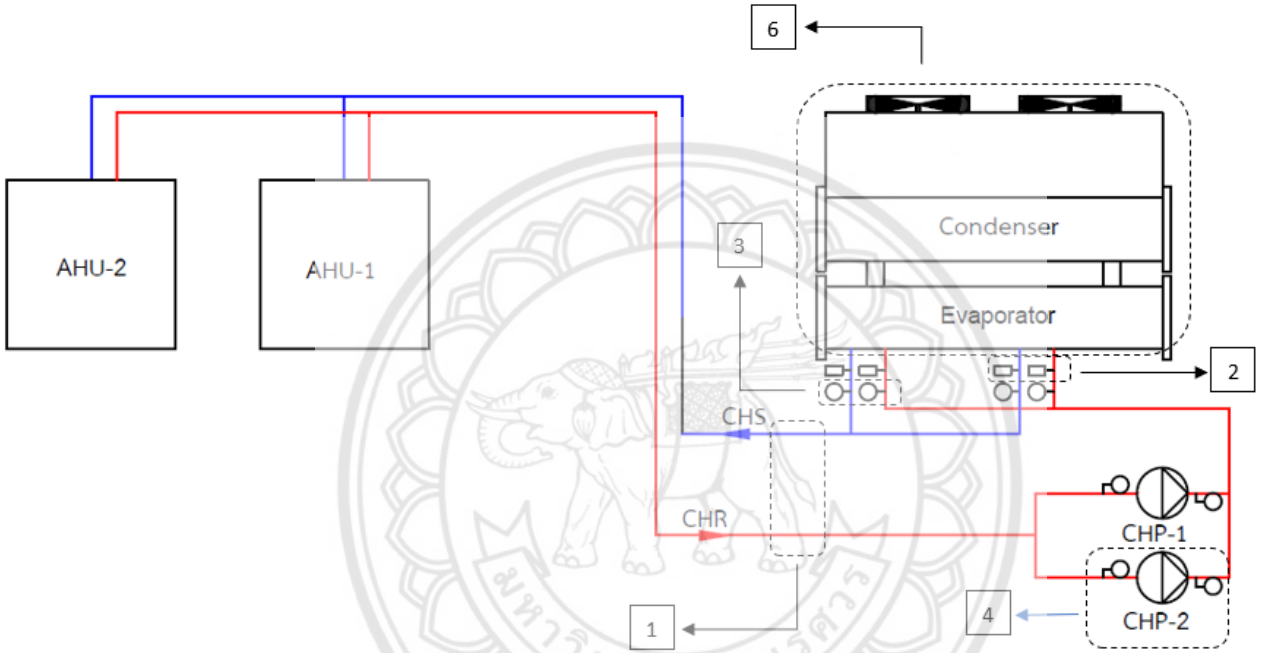
รูปที่ 4. 1 แผนภาพขั้นตอนการวัดอัตราการไหลและเก็บค่าข้อมูลของอาคารเฉลิมพระเกียรติโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร



รูปที่ 4. 2 แผนภาพขั้นตอนการวัดอัตราการไหลและเก็บค่าข้อมูลของอาคารเฉลิมพระเกียรติ โรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร



รูปที่ 4. 3 แผนภาพขั้นตอนการวัดอัตราการไหลและเก็บค่าข้อมูลของโรงพยาบาลกรุงเทพพิษณุโลก

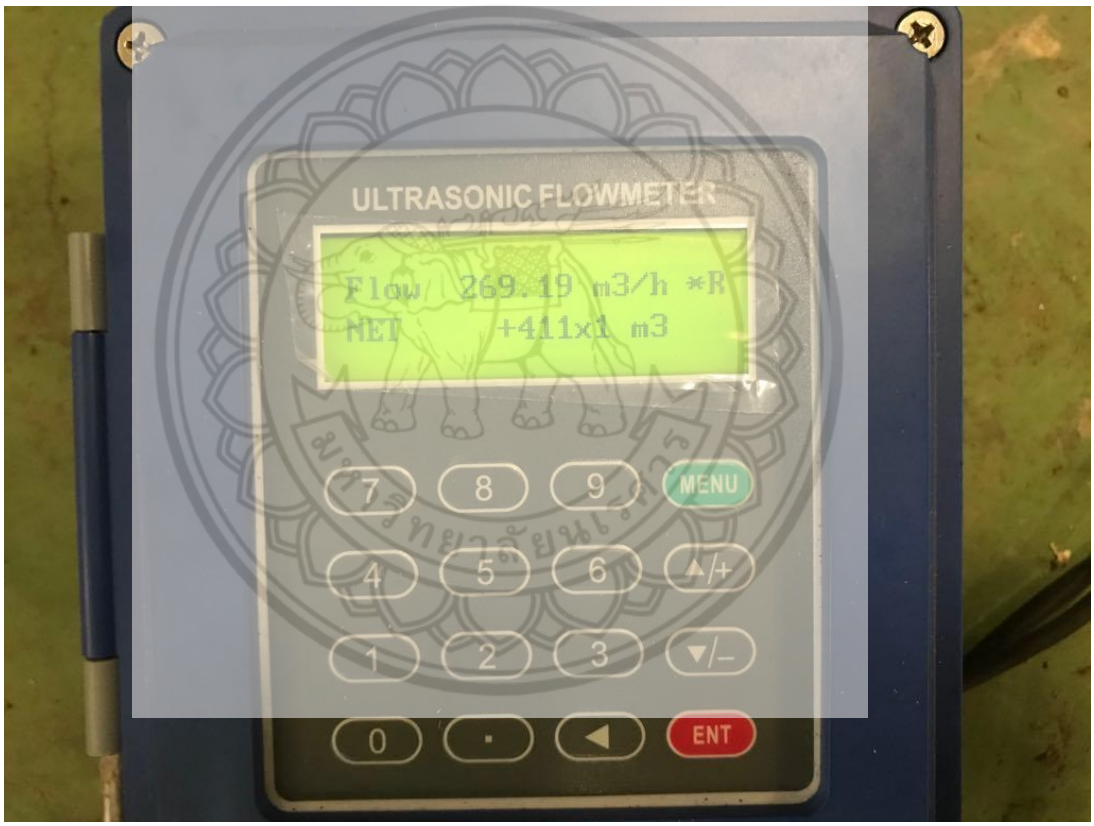


รูปที่ 4. 4 แผนภาพขั้นตอนการวัดอัตราการไหลและเก็บค่าข้อมูลของโรงงานบริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด

4.1.1 วัดอัตราการไหลของน้ำเย็นและน้ำระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์

วัดอัตราการไหลของน้ำเย็นและน้ำระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์โดยใช้เครื่องวัดอัตราการไหลแบบ Ultrasonic flow meter

ซึ่งตัวอย่างค่าจากการวัดอัตราการไหลของน้ำเย็น และน้ำระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์นั้นแสดงดังรูปที่ 4.5 และ 4.6



รูปที่ 4. 5 ตัวอย่างค่าจากการวัดอัตราการไหลน้ำเย็นของเครื่องทำน้ำเย็น

รูปที่ 4. 6 ตัวอย่างค่าจากการวัดอัตราการไหลน้ำระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น

4.1.2 เก็บค่าอุณหภูมิของน้ำเย็นและน้ำระบายความร้อนจากเกจวัดอุณหภูมิ

ทำการเก็บค่าอุณภูมิของน้ำเย็นและน้ำระบายความร้อน ซึ่งสามารถเก็บได้จากเกจวัดอุณหภูมิของเครื่องทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ ซึ่งตัวอย่างการเก็บค่าอุณหภูมิจากเกจวัดอุณหภูมิแสดงดังรูปที่ 4.7 และ 4.8

รูปที่ 4. 7 ตัวอย่างค่าอุณหภูมิน้ำเย็นจากเกจวัดอุณหภูมิของเครื่องทำน้ำเย็น

รูปที่ 4. 8 ตัวอย่างค่าอุณหภูมิน้ำระบายความร้อนจากเกจวัดอุณหภูมิของเครื่องทำน้ำเย็น

4.1.3 เก็บค่าความดันของน้ำเย็นและน้ำระบายความร้อนจากเกจวัดความดัน

ทำการเก็บค่าความดันของน้ำเย็นและน้ำระบายความร้อนซึ่งสามารถดูค่าได้จากเกจวัดความดันของเครื่องทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ ซึ่งตัวอย่างการเก็บค่าความดันจากเกจวัดความดันแสดงดังรูปที่ 4.9 และ 4.1.0

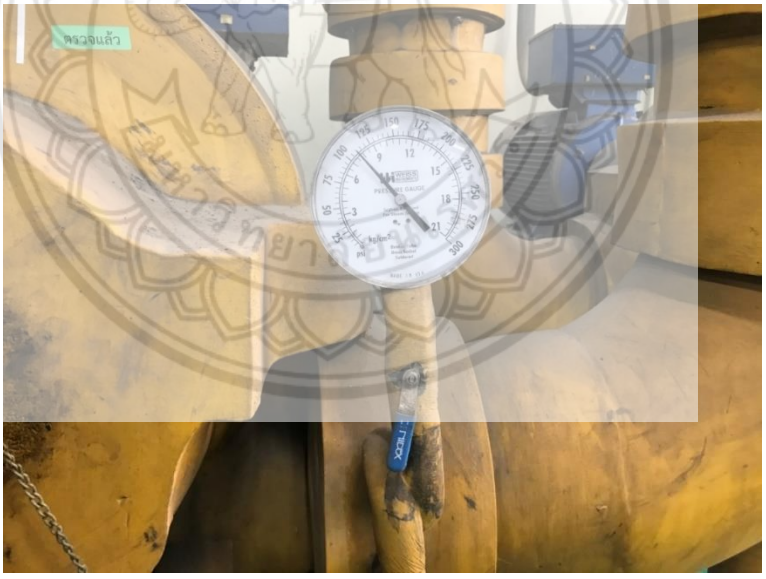
รูปที่ 4. 9 ตัวอย่างค่าความดันของน้ำเย็นจากเกจวัดความดัน

รูปที่ 4. 10 ตัวอย่างค่าความดันของน้ำระบายความร้อนจากเกจความดัน

4.1.4 เก็บค่าความดันของของเครื่องสูบน้ำเย็นจากเกจวัดความดัน

ทำการเก็บค่าความดันของน้ำเย็นทั้งขาเข้าและขาออกของเครื่องสูบน้ำเย็นซึ่งสามารถดูค่าได้จากเกจวัดความดันของเครื่องสูบน้ำเย็นในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ ซึ่งตัวอย่างการเก็บค่าความดันจากเกจวัดความดันแสดงดังรูปที่ 4.1.1 และ 4.1.2

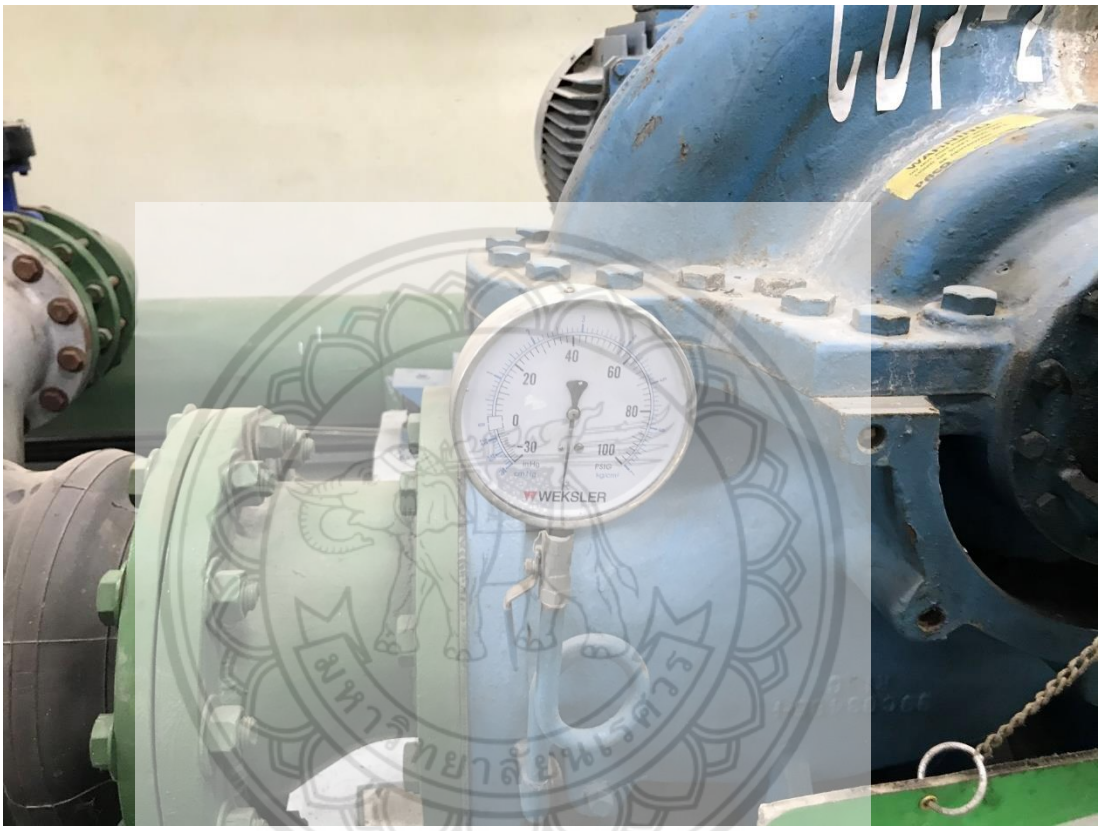
รูปที่ 4. 11 ตัวอย่างค่าความดันของน้ำขาเข้าของเครื่องสูบน้ำเย็นจากเก**จวัดความดัน**



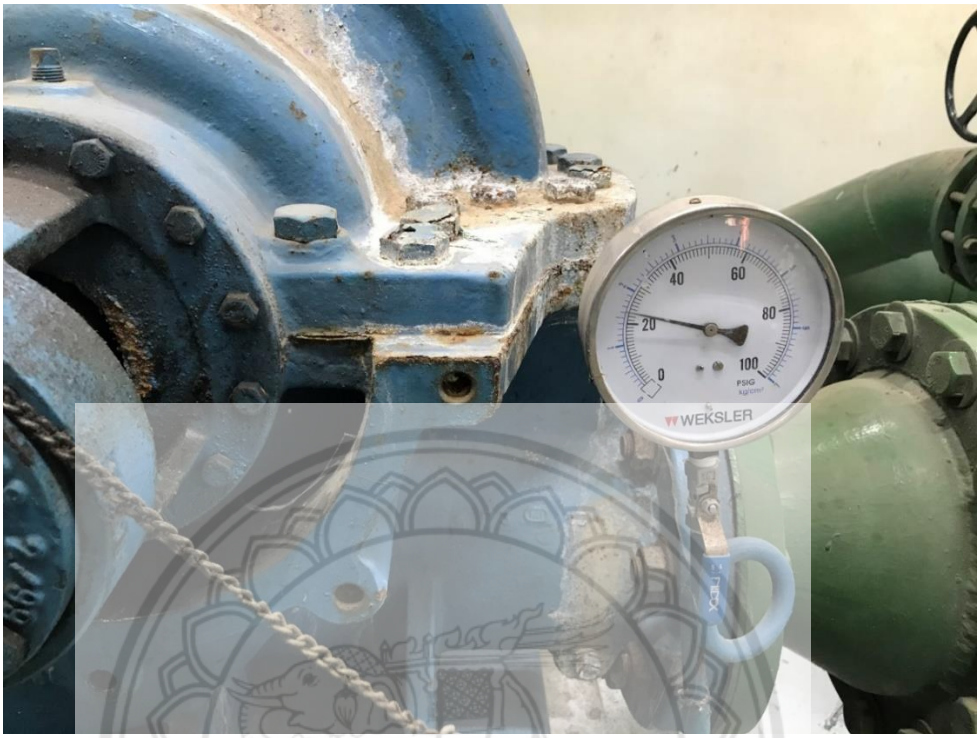
4.1.5 เก็บค่าความดันของของเครื่องสูบน้ำระบายความร้อนจากเกจวัดความดัน

รูปที่ 4. 12 ตัวอย่างค่าความดันของน้ำขาออกของเครื่องสูบน้ำเย็นจากเกจวัดความดัน

ทำการเก็บค่าความดันของน้ำระบายความร้อนทั้งขาเข้าและขาออกของเครื่องสูบน้ำระบายความร้อนซึ่งสามารถดูค่าได้จากเกจวัดความดันของเครื่องสูบน้ำระบายความร้อนในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ ตัวอย่างการเก็บค่าความดันจากเกจวัดความดันแสดงดังรูปที่ 4.1.3 และ 4.1.4



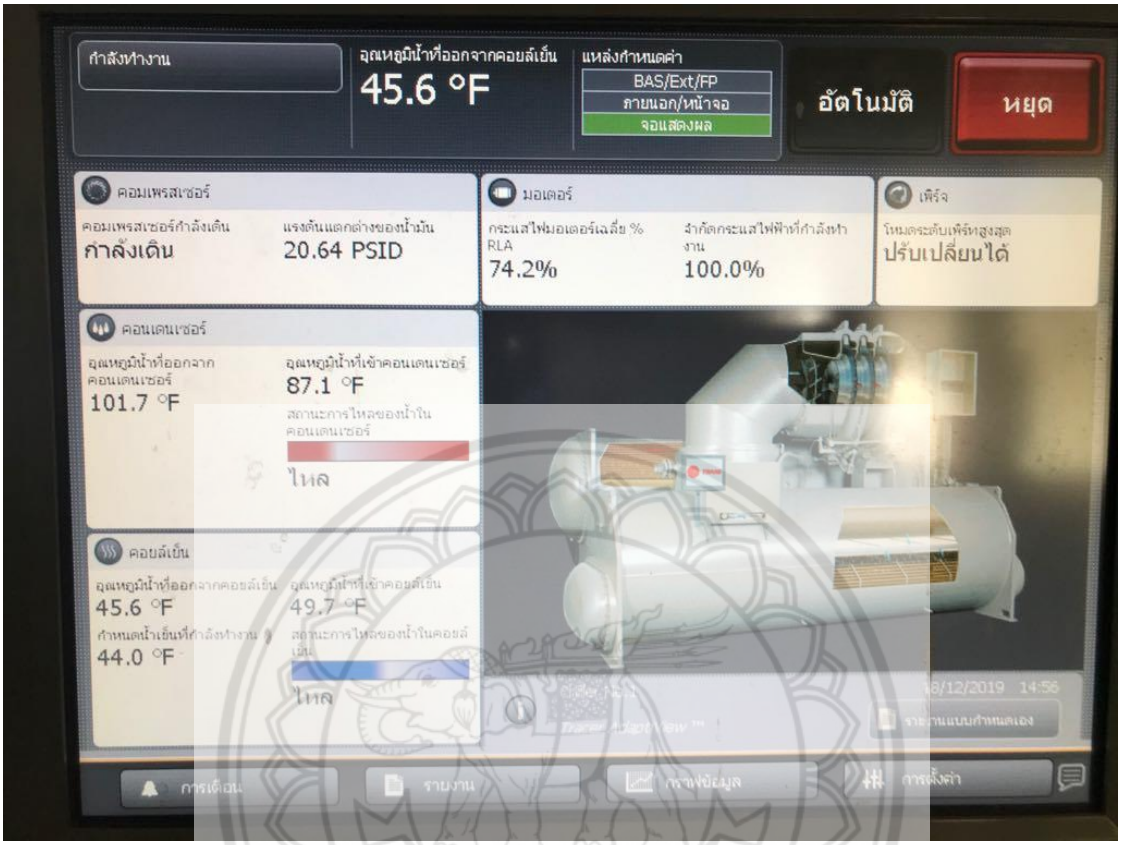
รูปที่ 4. 13 ตัวอย่างค่าความดันของน้ำขาเข้าของเครื่องสูบน้ำระบายความร้อนจากเกจวัดความดัน



รูปที่ 4. 14 ตัวอย่างค่าความดันของน้ำขาออกของเครื่องสูบน้ำระบายความร้อนจากเกจวัดความดัน

4.1.6 เก็บค่าจากแผงควบคุมของเครื่องทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์

ทำการเก็บค่าข้อมูลต่างๆจากแผงควบคุมของเครื่องทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ตามหมายเลข 6 ในแผนภาพขั้นตอนการตอนการวัดอัตราการไหลและการเก็บค่าข้อมูล ในรูปที่ 4.1 โดยเครื่องแต่ละรุ่นแต่ละยี่ห้อจะมีการใช้งาน และการแสดงผลของค่าที่แตกต่าง ซึ่งตัวอย่างค่าจากแผงควบคุมของเครื่องทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์แสดงดังรูปที่ 4.1.5



รูปที่ 4. 15 ตัวอย่างค่าจากการเก็บค่าจากแผงควบคุมของเครื่องทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์

4.1.7 วัดอัตราการไหลของน้ำที่หอระบายความร้อนในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์

ทำการวัดอัตราการไหลของน้ำที่หอระบายความร้อนตามหมายเลข 7 ในแผนภาพแสดงขั้นตอนการวัดอัตราการไหลและเก็บค่าข้อมูล ในรูปที่ 4.1 ซึ่งตัวอย่างค่าที่ได้จากการวัดอัตราการไหลนั้นแสดงดังรูปที่ 4.1.6

รูปที่ 4. 16 ตัวอย่างค่าจากการวัดอัตราการไหลของน้ำที่หอระบายความร้อน

4.1.8 เก็บค่าข้อมูลจาก Name plate ของอุปกรณ์หลักในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์

ทำการเก็บค่าข้อมูลจากป้าย Name plate ของเครื่องทำน้ำเย็น เครื่องสูบน้ำ และหอระบายความร้อนซึ่งเป็นอุปกรณ์หลักในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ ตัวอย่างข้อมูลจาก Name plate แสดงดังรูปที่ 4.1.7 และ 4.1.8

รูปที่ 4. 17 ตัวอย่าง Name plate เครื่องทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศ**แบบรวมศูนย์**

รูปที่ 4. 18 ตัวอย่าง Name plate เครื่องสูบน้ำในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์

รูปที่ 4. 19 ตัวอย่าง Name plate หอระบายความร้อนในระบบปรับอากา**ศแบบรวมศูนย์**

4.1.9 ออกแบบตารางบันทึกผลค่าข้อมูลที่ได้จากการวัดอัตราการไหลและ**เก็บค่าข้อมูลต่างๆ**

เมื่อทำการวัดค่าอัตราการไหล และเก็บค่าข้อมูลต่างๆจำเป็นต้อง**มีตารางบันทึกผล**
สำหรับค่าที่ได้ซึ่งตัวอย่างตารางที่ออกแบบไว้สำหรับเก็บค่าข้อมูลแสดงดังตารางที่ 4.1 และ 4.2

ตาราง 4. 1 ตัวอย่างตารางบันทึกค่าข้อมูลของเครื่องทำน้ำเย็น

Project:			
Chiller No.			
Brand			
model			
Nameplate			
Colling Capacity			Ton
Power Consumption			kW
Refrigerant			
CHP			kW/Ton

ตารางที่ 4.1 ตัวอย่างตารางบันทึกค่าข้อมูลของเครื่องทำน้ำเย็น (ต่อ)

Measurement results			
Date :		Time	น.
Setting point	outlet water temp.		°F
	% Load Amp.		°F
Refrigerant	Suction Pressure		psig
	Discharge pressure		psig
	Evaporator temperature		°F
	Condenser temperature		°F
	Sub cool temperature		°F
	Superheat temperature		°F
Cold water	Inlet temperature		°F
	Outlet temperature		°F
	Flowrate		lps
	Pressure in		psig
	Pressure out		psig
Condenser water	Inlet temperature		°F
	Outlet temperature		°F
	flowrate		lps
	Pressure in		psig
	Pressure out		psig
Power input		kW	
%Load Amp.		%	

ตาราง 4. 2 ตัวอย่างตารางบันทึกค่าข้อมูลของหอระบายความร้อน

Project:			
Cooling tower No.			
Brand			
model			
Nameplate			
Colling Capacity			Ton
Power Consumption			kW
Number of fan			set
Water flow rate			L/s
Air flow rate			m^3/min
Water inlet temperature			°F
Water outlet temperature			°F
ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน			%
Measurement			
Air inlet temperature			°F
Air inlet humidity			%RH
Air outlet temperature			°F
Air outlet humidity			%RH
Air velocity			m/s
Area of fan			m^2
Water flow rate			L/min
Water inlet temperature			°F
Water outlet temperature			°F
TC			Ton

4.2 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water cooled chiller) ของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร

4.2.1 อาคารสิรินธร

ระบบปรับอากาศภายในของอาคารสิรินธรโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร ระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ โดยมีเครื่องทำน้ำเย็นทั้งหมด 3 เครื่อง และหอระบายความร้อน 3 เครื่อง โดยปกติจะเปิดเครื่องทำน้ำเย็นทำงานเพียง 1 เครื่อง และเปิดหอระบายความร้อน 2 เครื่อง ส่งน้ำเย็นแลกเปลี่ยนความร้อนกับ AHU ภายในอาคารสิรินธรเพื่อปรับอากาศภายในอาคาร ซึ่งอาคารสิรินธรโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร มีเครื่องน้ำเย็น 3 เครื่อง คือ

- Chiller No.1 YORK รุ่น YTJ3C2E35-CPJ
- Chiller No.2 YORK รุ่น YTJ3C2E35-CPJ
- Chiller No.3 YORK รุ่น YKE4EQQ65CMG

และมีหอระบายความร้อน 3 เครื่อง คือ

- Cooling Tower No.1
- Cooling Tower No.2
- Cooling Tower No.3

การวิเคราะห์ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำและหอระบายความร้อนมีรายละเอียดทั้งจากรายละเอียดจากผู้ผลิตและจากการตรวจวัดเบื้องต้นเพื่อมาวิเคราะห์ประสิทธิภาพโดยมีรายละเอียดดังนี้

ตาราง Nameplate เครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 3 เครื่อง เครื่องสูบน้ำเย็น 4 เครื่อง เครื่องสูบน้ำระบายความร้อน 4 เครื่อง และหอระบายความร้อน 3 เครื่อง ของอาคารสิรินธรโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวรแสดงดังภาคผนวก ข. ตาราง ข.1-ข.3

ตาราง Nameplate เครื่องสูบน้ำเย็นและเครื่องสูบน้ำระบายความร้อนของอาคารสิรินธรมีจำนวนอย่างละ 4 เครื่อง ซึ่งเป็นยี่ห้อ และรุ่นเดียวกัน แสดงดังภาคผนวก ข. ตาราง ข.4

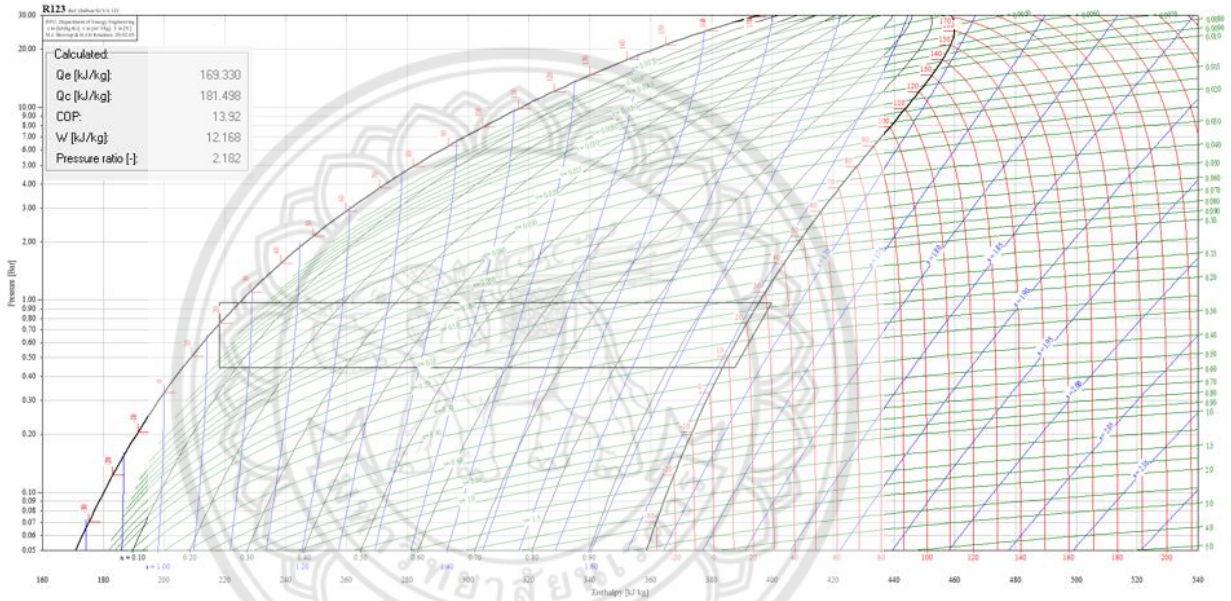
ตาราง Nameplate หอระบายความร้อนของอาคารสิรินธรมีจำนวน 3 เครื่อง แสดงดังภาคผนวก ข. ตาราง ข.5

ในการเก็บข้อมูลวิเคราะห์ประสิทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ ได้เก็บข้อมูลจากโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร อาคารสิรินธร เมื่อวันที่ 31 ม.ค. 2563 โดยแสดงดังภาคผนวก ข. ตาราง ข.6

ก. การประมาณค่าสัมประสิทธิสมรรถนะ (COP) โดยใช้โปรแกรม Coolpack

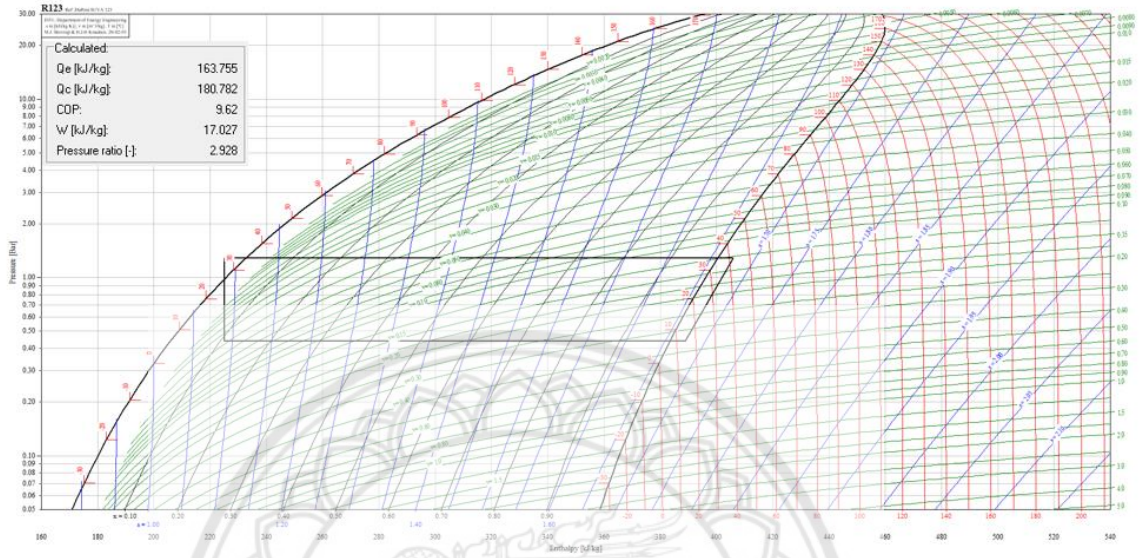
จากข้อมูลที่มีสามารถแสดงกราฟการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นและค่าสัมประสิทธิสมรรถนะ โดยใช้โปรแกรม Coolpack แสดงได้ดังรูป 4.19 – 4.21 โดยเป็นค่าข้อมูลของเครื่องทำน้ำเย็นเครื่องที่ 3

ช่วงเช้า 09:00 น.



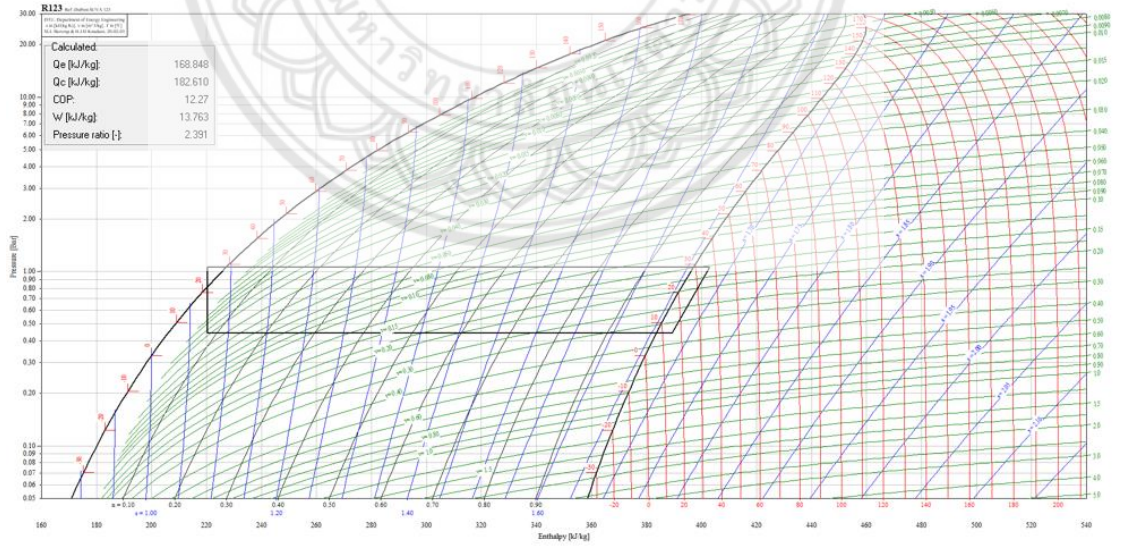
รูปที่ 4. 20 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น เวลา 09.00 น.

ช่วงเที่ยง 12:00 น.



รูปที่ 4. 21 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น เวลา 12.00 น.

ช่วงเย็น 15:00 น.



รูปที่ 4. 22 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น เวลา 15.00 น.

ข. การวิเคราะห์ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP)และสมรรถนะหอระบายความร้อน

วิเคราะห์ค่ากำลังไฟฟ้าที่เครื่องทำน้ำเย็นใช้หน่วยเป็น kW วัดอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ผ่านเครื่องสูบน้ำเย็นในหน่วย gpm และวัดอุณหภูมิน้ำเย็นที่เข้าและออกเครื่องทำน้ำเย็นในหน่วย F^{o} คำนวณหาความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) คำนวณหาความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) โดยสมการ

$$Q_e(Ton) = \frac{Fx(T_{in} - T_{out})}{24} \qquad (2.2)$$

และคำนวณหาค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP) ได้จากสมการ

$$CHP = \frac{KW}{Q_e} \qquad (2.20)$$

สมรรถนะหอระบายความร้อน คือ อัตราส่วนระหว่างผลต่างของน้ำเข้าและออกจากหอระบายความร้อนกับผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้าหอระบายความร้อนน้ำและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ

$$\eta_{CT} = \frac{Tw_{in} - Tw_{out}}{Tw_{in} - Tw_{wb}} x100 \qquad (2.3)$$

ได้ผลลัพท์การวิเคราะห์ดังตาราง 4.3

ตาราง 4. 3 การวิเคราะห์ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (CHP) และสมรรถนะหอระบายความร้อนของอาคารสิริธร

เวลา	น้ำเย็น			น้ำระบายความร้อน			ไฟฟ้า		การวิเคราะห์ของเครื่องทำน้ำเย็น		สมรรถนะหอระบายความร้อน
น.	น้ำเข้า (°F)	น้ำออก (°F)	อัตราการไหล (gpm)	น้ำเข้า (°F)	น้ำออก (°F)	อัตราการไหล (gpm)	กำลังไฟฟ้า (kW)	Load (%)	Q_e (ton)	CHP (kW/ton)	η_{CT} (%)
09.00	50.5	46.1	2493.74	79.5	88.5	1732.45	127	43	415.62	0.31	50.34
12.00	50.6	46.2	2493.74	75.5	85.5	1732.45	205	61	457.18	0.45	49.49
15.00	50.5	46.1	2493.74	78.5	88.6	1732.45	173	51	457.18	0.38	49.03

ค. การเปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็น ของอาคารสิรินธร

จากการวิเคราะห์พบว่า เมื่อเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นกับมาตรฐาน พรบ. การส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ. 2552 เครื่องทำน้ำเย็นเครื่องหมายเลข 3 มีค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นสูงสุดเท่ากับ 0.45 kW/ton ซึ่งเป็นไปตามที่มาตรฐานกำหนด และมีค่าสมรรถนะเท่ากับ 2.23 โดยค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นที่ใช้ในการเปรียบเทียบของเครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำขนาดไม่เกิน 500 ตันความเย็น เท่ากับ 0.76 kW/ton

4.2.2 อาคารเฉลิมพระเกียรติ

ระบบปรับอากาศภายในของอาคารเฉลิมพระเกียรติโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร ระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ โดยมีเครื่องทำน้ำเย็นทั้งหมด 4 เครื่อง และหอระบายความร้อน 4 เครื่อง 7 เซลล์ โดยปกติจะเปิดเครื่องทำน้ำเย็นทำงานเพียง 1 เครื่อง และเปิดหอระบายความร้อน 2 เครื่อง ส่งน้ำเย็นแลกเปลี่ยนความร้อนกับ AHU ภายในอาคารเฉลิมพระเกียรติเพื่อปรับอากาศภายในอาคาร ซึ่งอาคารสิรินธรโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร มีเครื่องน้ำเย็น 4 เครื่อง คือ

- Chiller No.1 TRANE รุ่น CVHE420
- Chiller No.2 TRANE รุ่น CVHE420
- Chiller No.3 TRANE รุ่น CVHE420
- Chiller No.4 TRANE รุ่น -

และมีหอระบายความร้อน 4 เครื่อง คือ

- Cooling Tower No.1 LRC TS 600
- Cooling Tower No.2 LRC TS 600
- Cooling Tower No.3 LRC TS 600
- Cooling Tower No.4 LRC TS 250

การวิเคราะห์ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำและหอระบายความร้อน มีรายละเอียดทั้งจากรายละเอียดจากผู้ผลิตและจากการตรวจวัดเบื้องต้นเพื่อมาวิเคราะห์ประสิทธิภาพ โดยมีรายละเอียดดังนี้

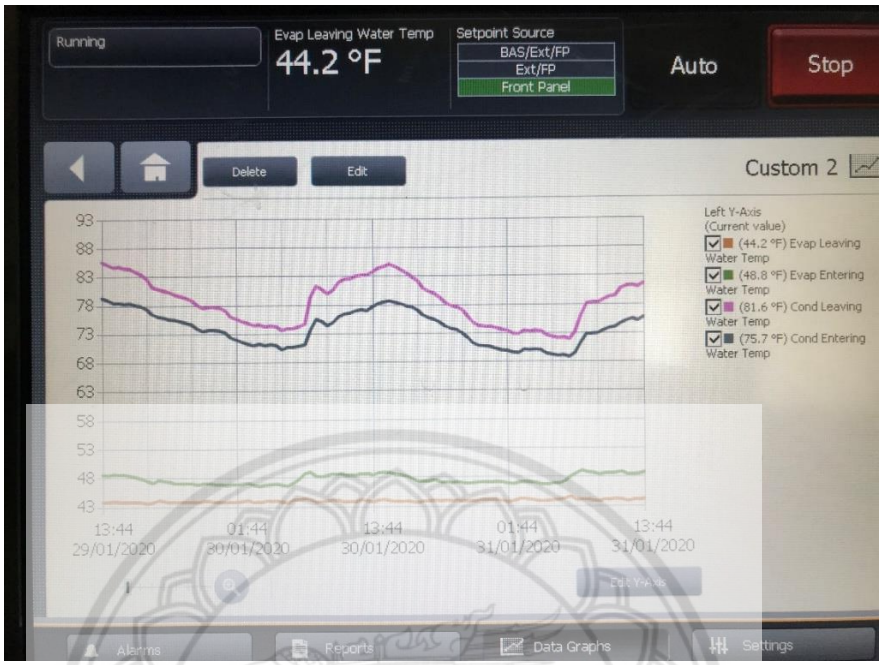
ตารางแคตาล็อคเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 3 เครื่อง เครื่องสูบน้ำเย็น เครื่องสูบน้ำระบายความร้อน และหอระบายความร้อน ของอาคารเฉลิมพระเกียรติโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวรแสดงดังภาคผนวก ข. ตาราง ข.7 -ข.10

ตาราง Nameplate เครื่องสูบน้ำเย็นและเครื่องสูบน้ำระบายความร้อนของอาคารเฉลิมพระเกียรติมีจำนวนอย่างละ 4 เครื่อง ซึ่งเป็นยี่ห้อ และรุ่นเดียวกัน แสดงดังภาคผนวก ข. ตาราง ข.11

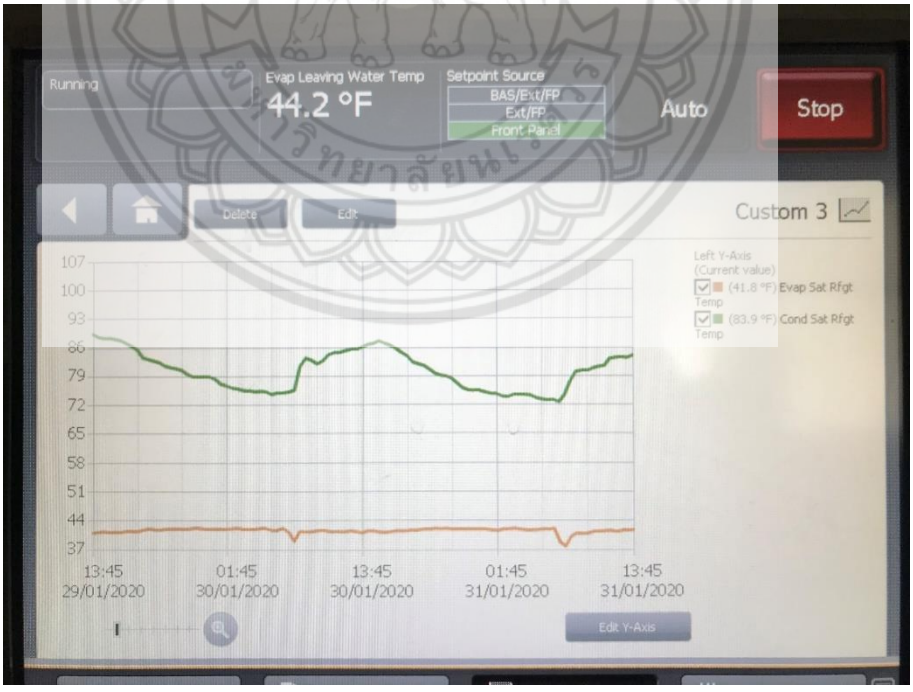
ตาราง Nameplate หอระบายความร้อนของอาคารเฉลิมพระเกียรติมีจำนวน 4 เครื่อง แสดงดังภาคผนวก ข. ตาราง ข.12

จากเครื่องทำน้ำเย็นสามารถเก็บค่ากราฟข้อมูลย้อนหลังได้ 2 วัน ซึ่งแสดงได้ดังรูปที่ 4.23 - 4.29 และแปลงข้อมูลจากรูปภาพเป็นตารางแสดงดังภาคผนวก ข. ตาราง ข.13

รูปที่ 4. 23 แสดงค่า Input power ภายใน 2 วัน



รูปที่ 4. 24 แสดงค่าอุณหภูมิน้ำเย็นและน้ำระบายความร้อนภายใน 2 วัน



รูปที่ 4. 25 แสดงค่าอุณหภูมิของสารทำความเย็นภายใน 2 วัน

รูปที่ 4. 26 แสดงค่าความดันของสารทำความเย็นภายใน 2 วัน

รูปที่ 4. 27 แสดงค่า % Load ภายใน 2 วัน

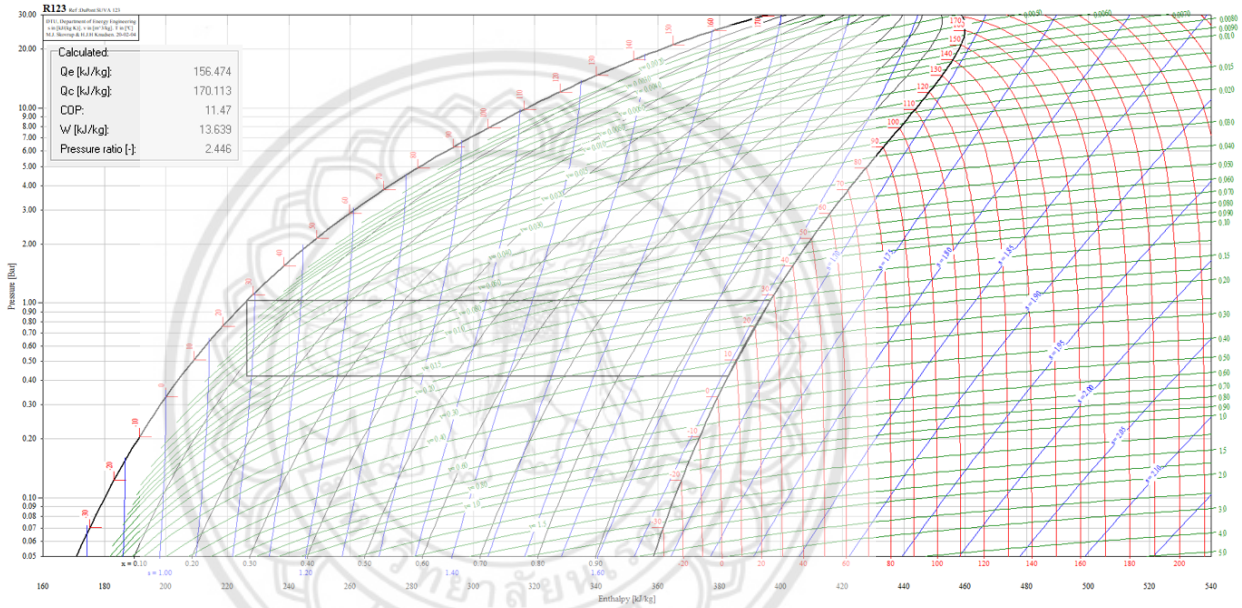
รูปที่ 4. 28 แสดงค่า Motor current ภายใน 2 วัน

รูปที่ 4. 29 แสดงค่า Motor factor ภายใน 2 วัน

ก. การประมาณค่าสัมประสิทธิสมรรถนะ (COP) โดยใช้โปรแกรม Coolpack

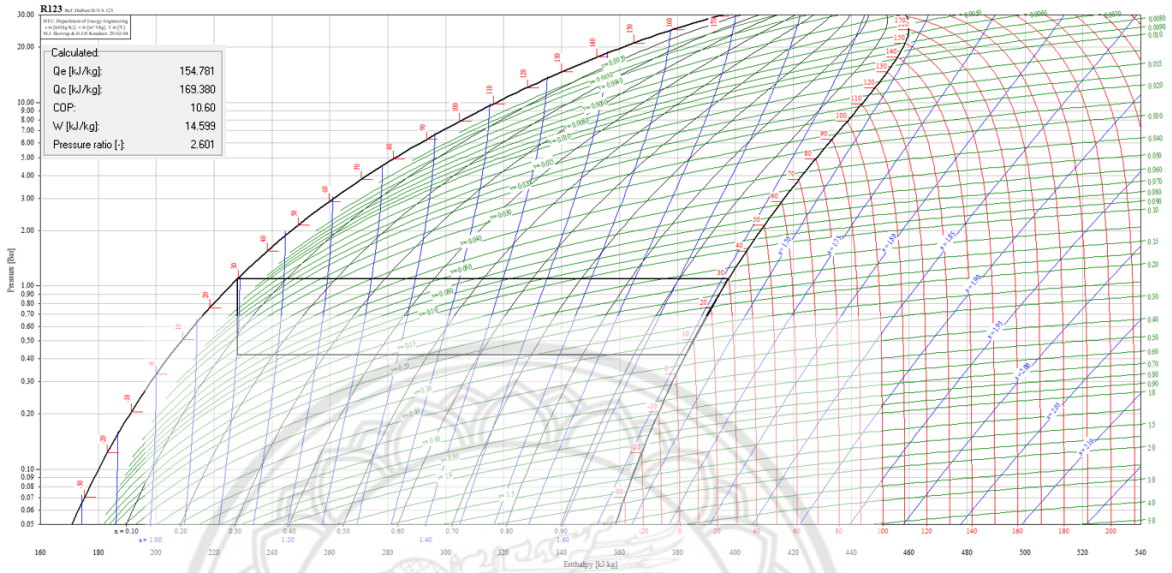
จากข้อมูลที่มีสามารถแสดงกราฟการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นและค่าสัมประสิทธิสมรรถนะ โดยใช้โปรแกรม Coolpack แสดงได้ดังรูปโดยเป็นค่าข้อมูลของเครื่องทำน้ำเย็นเครื่องที่ 1 (เครื่อง 3)

ช่วงเวลา 09:44 น.



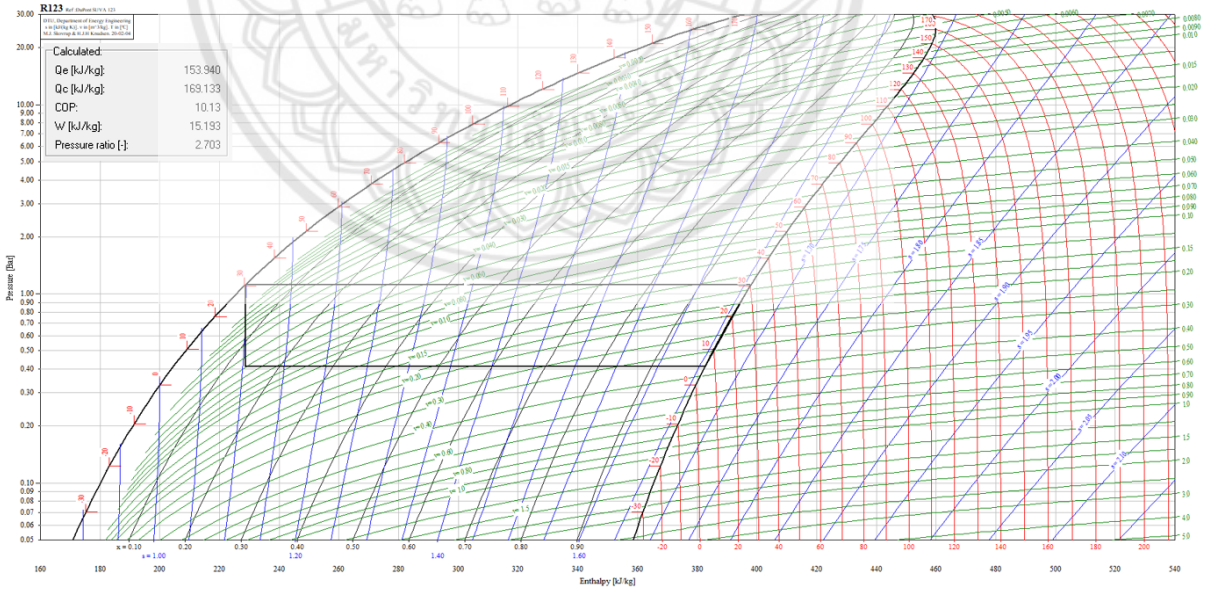
รูปที่ 4. 30 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น เวลา 09.44 น.

ช่วงเที่ยง 12:44 น.



รูปที่ 4. 31 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น เวลา 12.44 น.

ช่วงเย็น 15:44 น.



รูปที่ 4. 32 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น เวลา 12.44 น.

ข. การวิเคราะห์ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP)และสมรรถนะหอระบายความร้อน

วิเคราะห์ค่ากำลังไฟฟ้าที่เครื่องทำน้ำเย็นใช้หน่วยเป็น kW วัดอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ผ่านเครื่องสูบน้ำเย็นในหน่วย gpm และวัดอุณหภูมิน้ำเย็นที่เข้าและออกเครื่องทำน้ำเย็นในหน่วย F^{o} คำนวณหาความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) คำนวณหาความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) โดยสมการ

$$Q_e(Ton) = \frac{Fx(T_{in} - T_{out})}{24} \qquad (2.2)$$

และคำนวณหาค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP) ได้จากสมการ

$$CHP = \frac{KW}{Q_e} \qquad (2.20)$$

ข้อมูลจากกราฟที่เก็บค่าทุก 1 ชั่วโมงสามารถแสดงผลคำนวณได้ดังตาราง 4.17

สมรรถนะหอระบายความร้อน(η_{CT}) คือ อัตราส่วนระหว่างผลต่างของน้ำเข้าและออกจากหอระบายความร้อนกับผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้าหอระบายความร้อนน้ำและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ

$$\eta_{CT} = \frac{Tw_{in} - Tw_{out}}{Tw_{in} - Tw_{wb}} x100 \qquad (2.3)$$

จากข้อมูลย้อนหลังในตารางที่ 4.23 สามารถจำนวนสมรรถนะหอระบายความร้อนเป็นรายชั่วโมงได้ตั้งแต่เวลา 06:00 ถึง 22:00 น. จากข้อมูลสภาพอากาศที่ใช้ย้อนหลังมีในช่วงเวลา 06:00 ถึง 22:00 น. เท่านั้นได้ผลลัทธ์ดังตาราง 4.4 และ 4.5

ตาราง 4. 4 แสดงผลการคำนวณค่าสมรรถนะทุก 1 ชั่วโมง ย้อนหลัง 2 วัน ของเครื่องทำน้ำเย็นเครื่องที่ 1 ของอาคารเฉลิมพระเกียรติ

วันที่	เวลา	น้ำเย็น			ไฟฟ้า		ค่าสมรรถนะ		
		T_{in}	T_{out}	Q_L	power input	Load	CHP	COP	EER
		°F	°F	ton	kW	%	kW/ton	-	-
29	13.44	48.67	44	230.76121	208.31	65	0.902708	3.8960549	13.29334
29	14.44	48.67	44.33	214.45475	202.12	63	0.942483	3.7316314	12.73233
29	15.44	48.67	44.33	214.45475	203.16	63	0.947333	3.7125288	12.66715
29	16.44	48.00	44.33	181.34768	180.75	60	0.996704	3.5286295	12.03968
29	17.44	47.30	43.83	171.46497	175.31	55	1.022425	3.4398625	11.73681
29	18.44	47.67	44.33	165.04121	158.81	52	0.962245	3.6549962	12.47085
29	19.44	47.30	44	163.06467	158.81	51	0.973908	3.6112237	12.3215
29	20.44	47.00	44	148.24061	148.50	50	1.001750	3.5108567	11.97904
29	21.44	47.00	44	148.24061	145.41	48	0.980905	3.5854633	12.2336
29	22.44	47.00	44.33	131.93414	138.19	47	1.047417	3.3577855	11.45676
29	23.44	47.00	44	148.24061	138.19	47	0.932201	3.7727927	12.87277
30	00.44	47.00	44	148.24061	134.06	45.5	0.904341	3.8890215	13.26934
30	01.44	47.00	44.0	148.24061	129.94	45	0.876548	4.0123305	13.69007
30	02.44	47.30	44.33	146.75820	127.87	44.5	0.871297	4.0365105	13.77257

ตารางที่ 4.4 แสดงผลการคำนวณค่าสมรรถนะทุก 1 ชั่วโมง ย้อนหลัง 2 วัน ของเครื่องทำน้ำเย็นเครื่องที่ 1 ของอาคารเฉลิมพระเกียรติ (ต่อ)

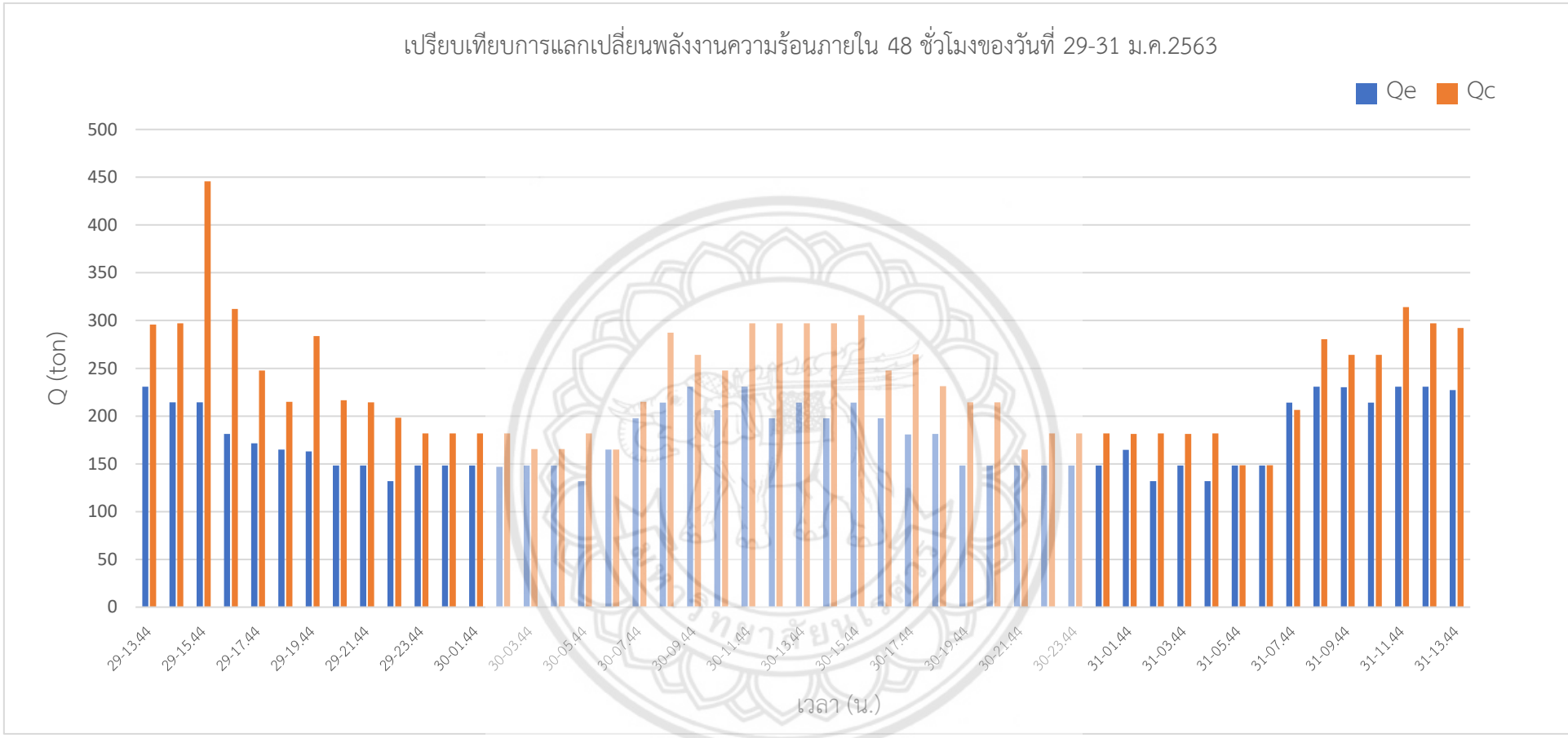
วันที่	เวลา	น้ำเย็น			ไฟฟ้า		ค่าสมรรถนะ		
		T_{in}	T_{out}	Q_L	power input	Load	CHP	COP	EER
		°F	°F	ton	kW	%	kW/ton	-	-
30	03.44	47.00	44.0	148.24061	119.62	42.5	0.806931	4.358487	14.87116
30	04.44	47.00	44	148.24061	119.62	42.5	0.806931	4.358487	14.87116
30	05.44	46.67	44.0	131.93414	119.62	42.5	0.906664	3.8790535	13.23533
30	06.44	47.67	44.33	165.04121	121.69	43	0.737331	4.7699066	16.27492
30	07.44	49.00	45.0	197.65414	132.00	50	0.667833	5.2662851	17.96856
30	08.44	48.33	44	213.96061	180.46	58	0.843426	4.1698962	14.22769
30	09.44	48.67	44.0	230.76121	175.31	57	0.759703	4.6294404	15.79565
30	10.44	48.50	44.33	206.05445	185.62	60	0.900830	3.9041778	13.32105
30	11.44	48.67	44	230.76121	187.69	60	0.813352	4.3240833	14.75377
30	12.44	48.67	44.67	197.65414	189.75	61	0.960010	3.6635026	12.49987
30	13.44	48.33	44	213.96061	191.81	62	0.896473	3.9231504	13.38579
30	14..44	48.67	44.67	197.65414	198.00	63	1.001750	3.5108567	11.97904
30	15.44	48.33	44.0	213.96061	198.00	62	0.925404	3.8005024	12.96731
30	16.44	48.00	44	197.65414	181.50	57.5	0.918271	3.8300255	13.06805

ตารางที่ 4.4 แสดงผลการคำนวณค่าสมรรถนะทุก 1 ชั่วโมง ย้อนหลัง 2 วัน ของเครื่องทำน้ำเย็นเครื่องที่ 1 ของอาคารเฉลิมพระเกียรติ (ต่อ)

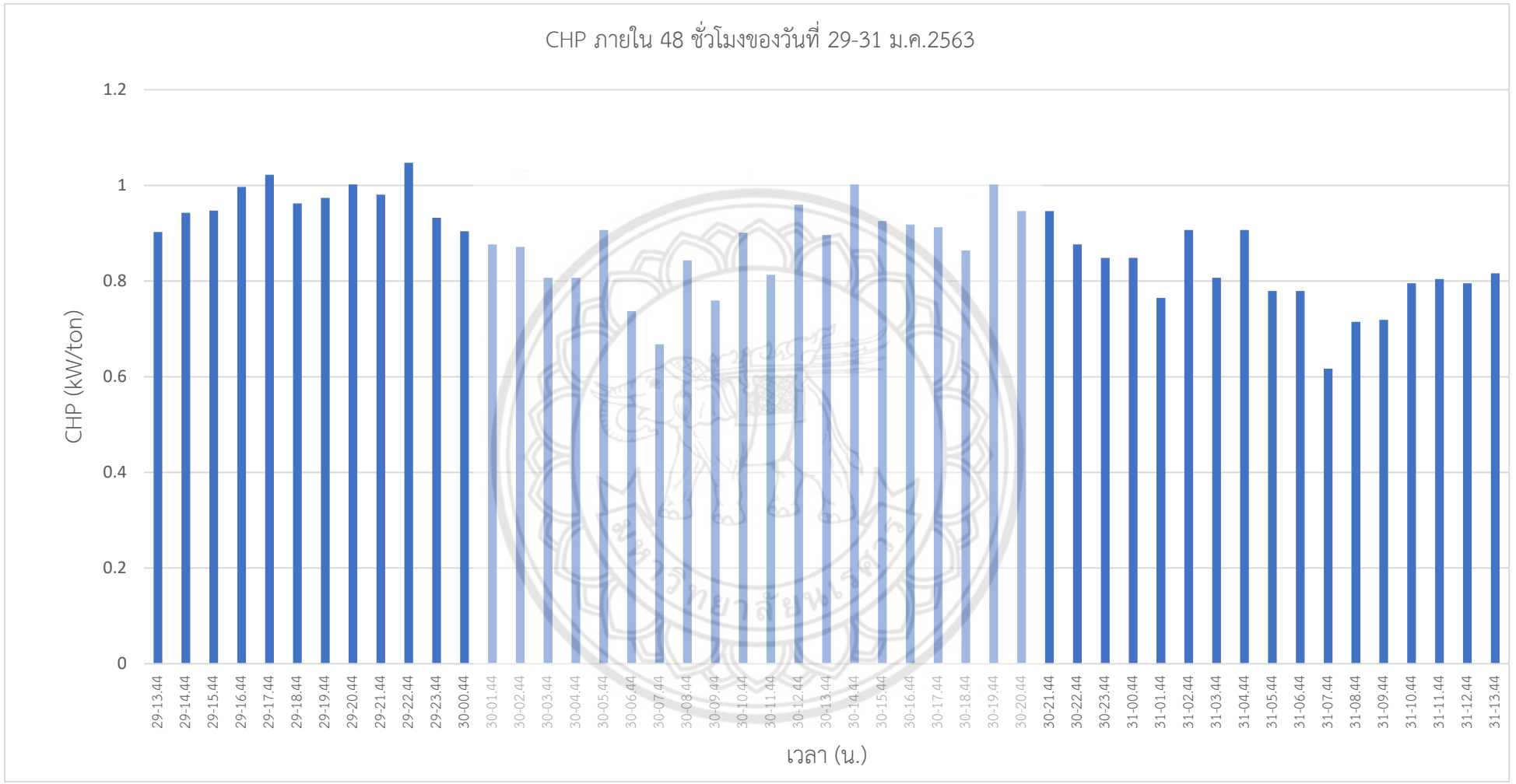
วันที่	เวลา	น้ำเย็น			ไฟฟ้า		ค่าสมรรถนะ		
		T_{in}	T_{out}	Q_e	power input	Load	CHP	COP	EER
		°F	°F	ton	kW	%	kW/ton	-	-
30	17.44	47.33	43.67	180.85354	165.00	54	0.912340	3.8549207	13.15299
30	18.44	47.67	44	181.34768	156.75	51.5	0.864362	4.0688981	13.88308
30	19.44	47.00	44	148.24061	148.50	49	1.001750	3.5108567	11.97904
30	20.44	47.00	44	148.24061	140.25	48	0.946097	3.7173777	12.68369
30	21.44	47.00	44	148.24061	140.25	47	0.946097	3.7173777	12.68369
30	22.44	47.00	44	148.24061	129.94	44	0.876548	4.0123305	13.69007
30	23.44	47.00	44	148.24061	125.81	44	0.848688	4.1440444	14.13948
31	0.44	47.00	44	148.24061	125.81	43.7	0.848688	4.1440444	14.13948
31	1.44	47.00	43.67	164.54708	125.81	43	0.764584	4.5998892	15.69482
31	2.44	47.00	44.33	131.93414	119.62	43	0.906664	3.8790535	13.23533
31	3.44	47.00	44	148.24061	119.62	43	0.806931	4.358487	14.87116
31	4.44	46.67	44	131.93414	119.62	42	0.906664	3.8790535	13.23533
31	5.44	47.00	44	148.24061	115.50	41	0.779139	4.5139586	15.40163
31	6.44	47.67	44.67	148.24061	115.50	41	0.779139	4.5139586	15.40163

ตารางที่ 4.4 แสดงผลการคำนวณค่าสมรรถนะทุก 1 ชั่วโมง ย้อนหลัง 2 วัน ของเครื่องทำน้ำเย็นเครื่องที่ 1 ของอาคารเฉลิมพระเกียรติ (ต่อ)

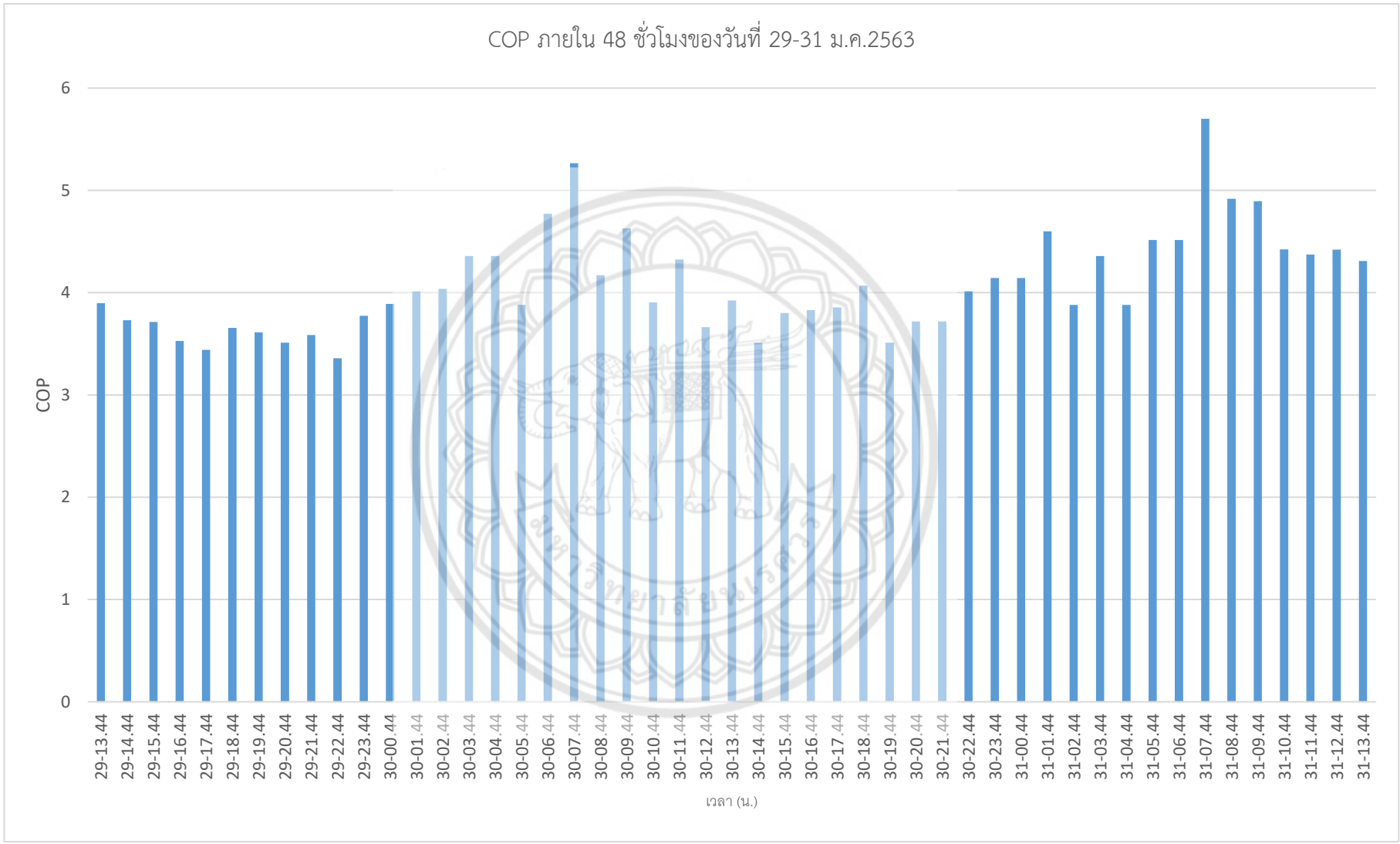
วันที่	เวลา	น้ำเย็น			ไฟฟ้า		ค่าสมรรถนะ		
		T_{in}	T_{out}	Q_e	power input	Load	CHP	COP	EER
		°F	°F	ton	kW	%	kW/ton	-	-
30	07.44	49.00	45.0	70.33	74.67	39.1	0.769	5.7007536	19.45097
30	08.44	48.33	44	75.5	81.3	41.9	0.832	4.9187102	16.78264
31	9.44	48.33	43.67	230.26708	165.50	55	0.718731	4.8933493	16.69611
31	10.44	48.33	44	213.96061	170.16	55	0.795287	4.4223053	15.08891
31	11.44	48.67	44	230.76121	185.62	60	0.804381	4.3723047	14.9183
31	12.44	48.67	44	230.76121	183.56	58	0.795454	4.4213728	15.08572
31	13.44	48.80	44.2	227.30227	185.50	59	0.816094	4.3095529	14.70419



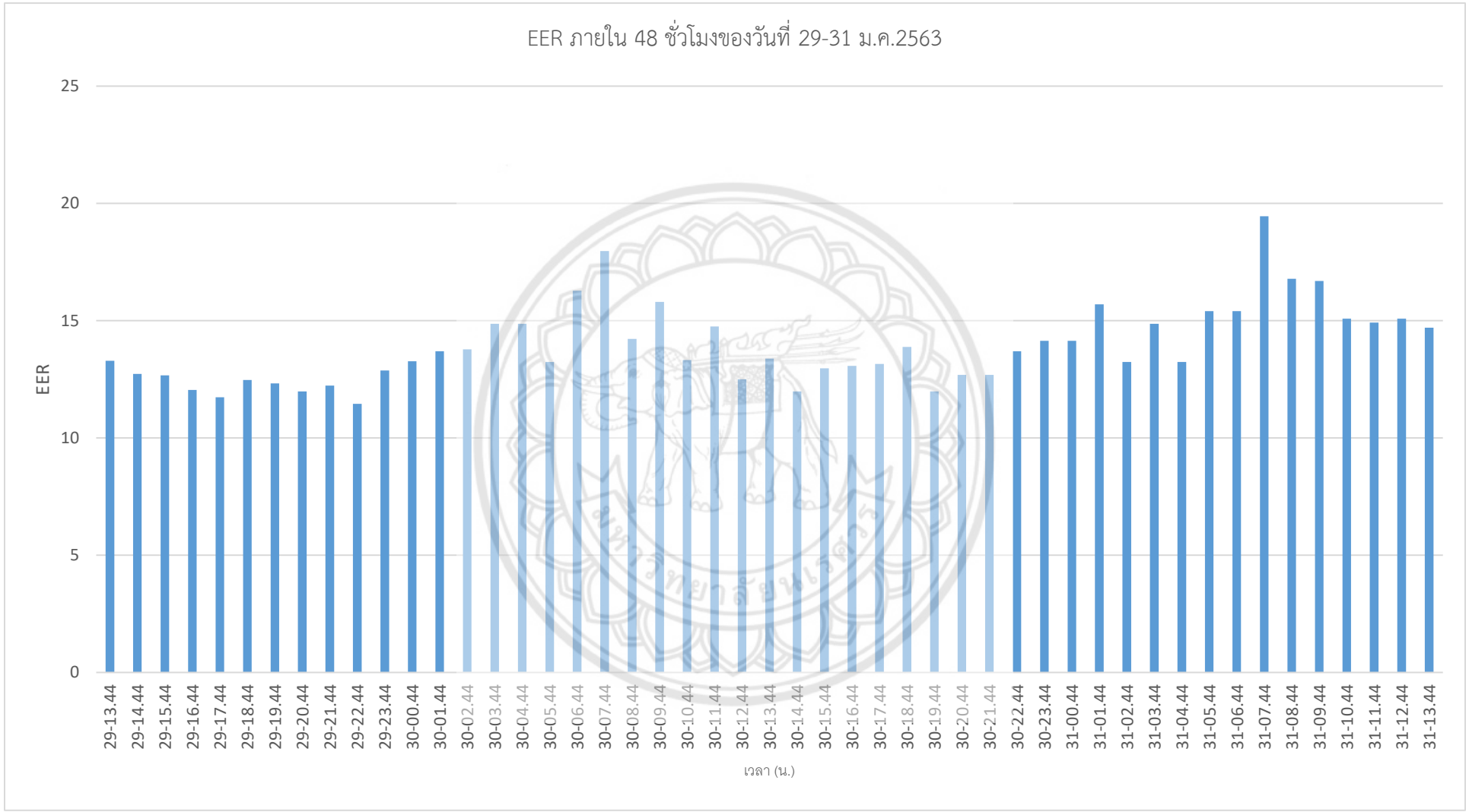
แผนภูมิ 4. 1 แสดงการเปรียบเทียบการแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อน ภายใน 48 ชั่วโมงของวันที่ 29-31 ม.ค. 2563



แผนภูมิ 4. 2 แสดงCHP ภายใน 48 ชั่วโมงของวันที่ 29-31 ม.ค. 2563



แผนภูมิ 4. 3 แสดง COP ภายใน 48 ชั่วโมงของวันที่ 29-31 ม.ค. 2563



แผนภูมิ 4. 4 แสดง EER ภายใน 48 ชั่วโมงของวันที่ 29-31 ม.ค. 25

ตาราง 4. 5 แสดงผลการคำนวณค่าสมรรถนะหอระบายความร้อนทุก 1 ชั่วโมง ย้อนหลัง 2 วัน ของอาคารเฉลิมพระเกียรติ

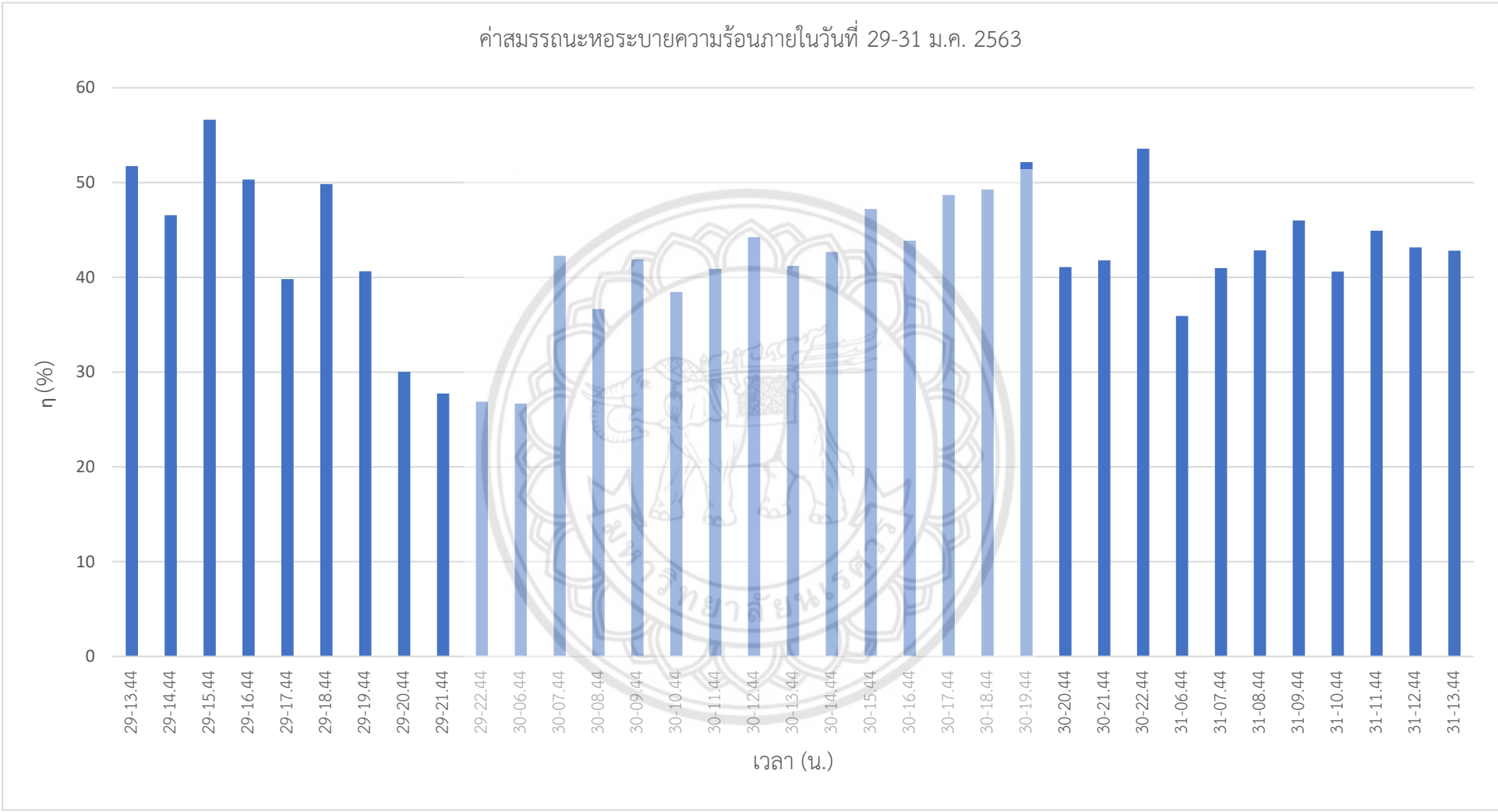
วันที่	เวลา	T_{out}	T_{in}	$T_{อากาศ}$	%RH	T_{wb}		η	
	น.	^{O}F	^{O}F	^{O}C	%	^{O}C	^{O}F	-	%
29	13.44	79.33	85.3	31	52	23.2	73.76	0.517331	51.73310
29	14.44	78.67	84.67	31	46	22.1	71.78	0.465477	46.54771
29	15.44	78.7	87.67	31	46	22.1	71.78	0.566394	56.63940
29	16.44	78	84.3	31	46	22.1	71.78	0.503195	50.31949
29	17.44	77	82	31	40	20.8	69.44	0.398089	39.80892
29	18.44	76.33	80.67	30	51	22.2	71.96	0.498278	49.82778
29	19.44	74.57	80.3	23	69	19	66.2	0.406383	40.63830
29	20.44	75.3	79.67	21	78	18.4	65.12	0.300344	30.03436
29	21.44	74.67	79	20	78	17.44	63.392	0.277422	27.74218
29	22.44	73.67	77.67	19	83	17.1	62.78	0.268637	26.86367
30	06.44	70.67	74	17	94	16.4	61.52	0.266827	26.68269
30	07.44	70.33	74.67	18	100	18	64.4	0.422590	42.25901
30	08.44	75.5	81.3	20	88	18.6	65.48	0.366625	36.66245
30	09.44	74.67	80	25	61	19.6	67.28	0.419025	41.90252
30	10.44	76	81	26	58	20	68	0.384615	38.46154
30	11.44	76.67	82.67	28	48	20	68	0.408998	40.89980

ตารางที่ 4.5 แสดงผลการคำนวณค่าสมรรถนะหอระบายความร้อนทุก 1 ชั่วโมง ย้อนหลัง 2 วัน ของอาคารเฉลิมพระเกียรติ (ต่อ)

วันที่	เวลา	T_{in}	T_{out}	$T_{อากาศ}$	%RH	T_{wb}		η	
	น.	^{O}F	^{O}F	^{O}C	%	^{O}C	^{O}F	-	%
30	12.44	77	83	29	48	20.8	69.44	0.442478	44.24779
30	13.44	78	84	29	48	20.8	69.44	0.412088	41.20879
30	14.44	78.67	84.67	31	43	21.45	70.61	0.426743	42.67425
30	15.44	78.5	84.67	31	46	22	71.6	0.472073	47.20735
30	16.44	78	83	31	46	22	71.6	0.438596	43.85965
30	17.44	76.33	81.67	31	43	21.5	70.7	0.486782	48.67821
30	18.44	75.33	80	29	51	21.4	70.52	0.492616	49.26160
30	19.44	74.67	79	27	62	21.5	70.7	0.521687	52.16867
30	20.44	73.67	78	23	74	19.7	67.46	0.410816	41.08159
30	21.44	73	76.33	23	78	20.2	68.36	0.417817	41.78168
30	22.44	71	74.67	24	69	19.9	67.82	0.535766	53.57664
31	6.44	68.67	71.67	18	94	17.4	63.32	0.359281	35.92814
31	7.44	69.33	73.5	18	94	17.4	63.32	0.409627	40.96267
31	8.44	72.67	78.33	21	78	18.4	65.12	0.428463	42.84633
31	9.44	73	78.33	24	65	19.3	66.74	0.459879	45.98792
31	10.44	74	79.33	25	57	19	66.2	0.405941	40.59406

ตารางที่ 4.5 แสดงผลการคำนวณค่าสมรรถนะหอระบายความร้อนทุก 1 ชั่วโมง ย้อนหลัง 2 วัน ของอาคารเฉลิมพระเกียรติ (ต่อ)

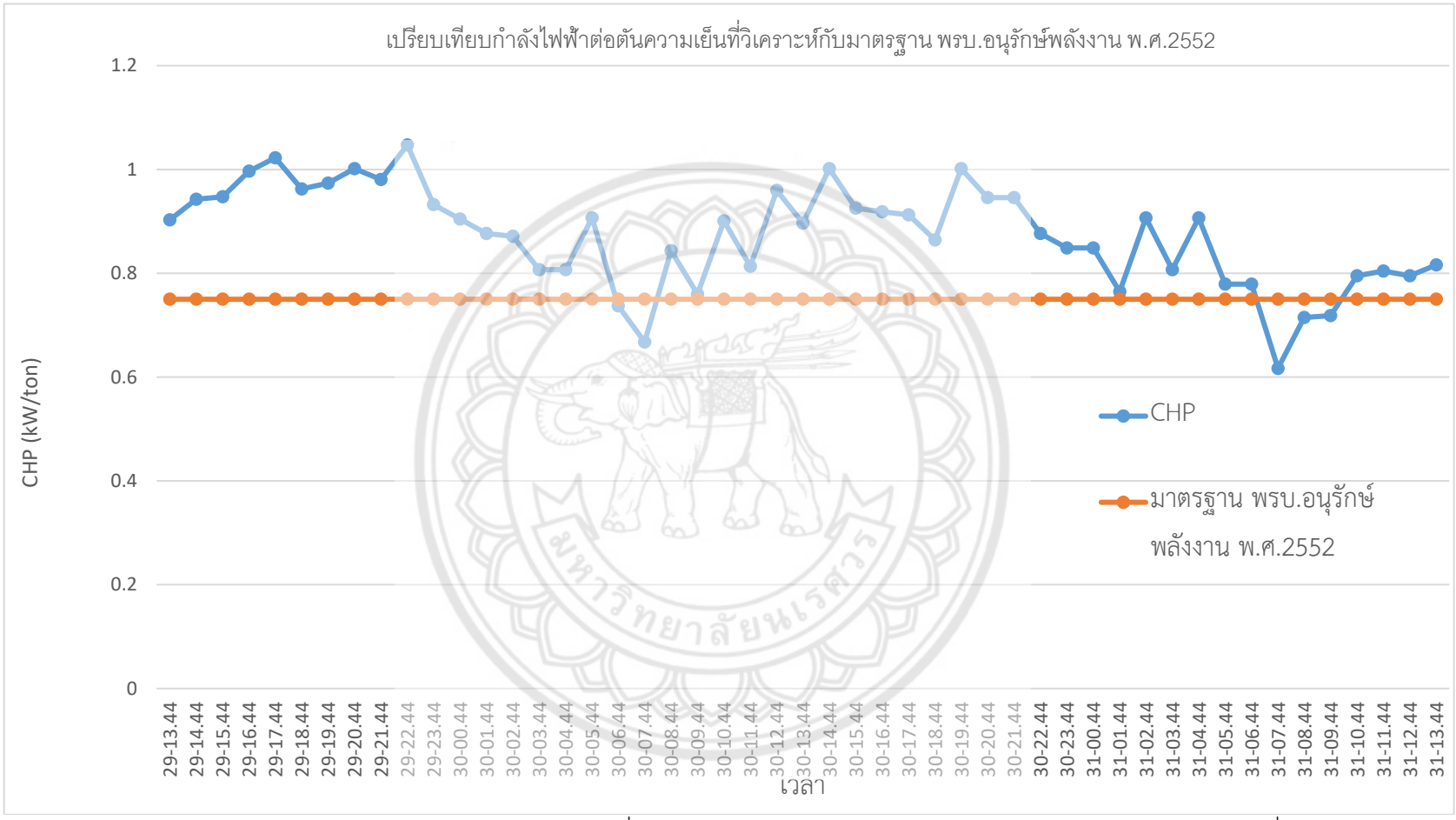
วันที่	เวลา	T_{in}	T_{out}	$T_{อากาศ}$	%RH	T_{wb}		η	
	น.	^{O}F	^{O}F	^{O}C	%	^{O}C	^{O}F	-	%
31	11.44	74.33	80.67	27	48	19.2	66.56	0.449327	44.93267
31	12.44	75	81	28	45	19.5	67.1	0.431655	43.16547
31	13.44	75.7	81.6	29	43	19.9	67.82	0.428157	42.81567



แผนภูมิ 4. 5 แสดงค่าสมรรถนะหอระบายความร้อนภายในวันที่ 29-31 ม.ค. 2563

ค.การเปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นของเฉลิมพระเกียรติ

จากการวิเคราะห์พบว่า เมื่อเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นกับมาตรฐาน พรบ. การส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ. 2552 แสดงดังรูป 4.37 แสดงให้เห็นว่าค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นเครื่องทำน้ำเย็นของอาคารเฉลิมพระเกียรตินั้นสูงว่าที่มาตรฐานกำหนดไว้หลายเวลา มีค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นเฉลี่ยเท่ากับ 0.873 kW/ton ซึ่งแสดงให้เห็นว่าค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นเครื่องทำน้ำเย็นของอาคารเฉลิมพระเกียรตินั้นเกินกว่าที่มารตฐานกำหนด โดยค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นที่ใช้ในการเปรียบเทียบของเครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำขนาดไม่เกิน 500 ตันความเย็น ไม่เกิน 0.76 kW/ton



แผนภูมิ 4. 6 แสดงเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นที่วิเคราะห์กับมาตรฐาน พรบ.อนุรักษ์พลังงาน พ.ศ.2552ภายใน 48 ชั่วโมงของวันที่ 29-31 ม.ค. 2563

ง. การเข้าศึกษาวิธีการล้างท่อ condenser ของเครื่องทำน้ำเย็นอาคารเฉลิมพระเกียรติโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร

เนื่องจากการดูแลบำรุงรักษาเครื่องทำน้ำเย็นมีความสำคัญมาก ซึ่งต้องมีการดูแลบำรุงรักษาประจำปีซึ่งทางโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวรได้ทำการล้างท่อ condenser ของเครื่องทำน้ำเย็นเครื่องที่ 3 ของอาคารเฉลิมพระเกียรติในวันที่ 28 มกราคม 2563 โดยจากการเข้าศึกษาและสอบถามช่างซ่อมบำรุงทำให้ทราบว่ามีขั้นตอนดังนี้

1. ทำการปิดเครื่องทำน้ำเย็น และทำความสะอาดบริเวณภายนอกของเครื่องทำน้ำเย็นให้สะอาด

2. ใช้สารเคมีอัดเข้าภายในท่อของ condenser โดยใช้ pump เพื่อให้สารเคมีกัดกร่อนความคราบตะกอน ตะกรัน ที่อยู่ภายในท่อเป็นเวลาประมาณ 4-5 ชั่วโมง จนกระทั่งน้ำมีสีเขียวอ่อน

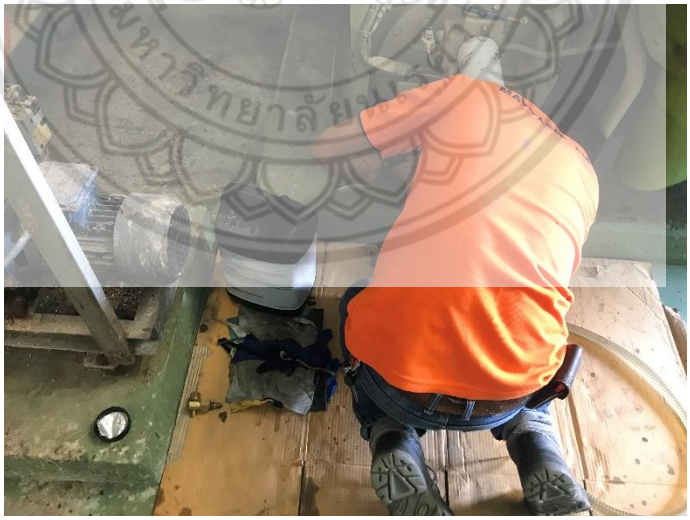
รูปที่ 4. 33 ทำการใช้สารเคมีอัดเข้าไปในท่อของ condenser

รูปที่ 4. 34 น้ำที่มีคราบตะกอนจากสารเคมีที่ใช้กัดกร่อนท่อ

รูปที่ 4. 35 น้ำที่มีคราบตะกอนเมื่อเวลาผ่านไป 5-6 ชั่วโมง

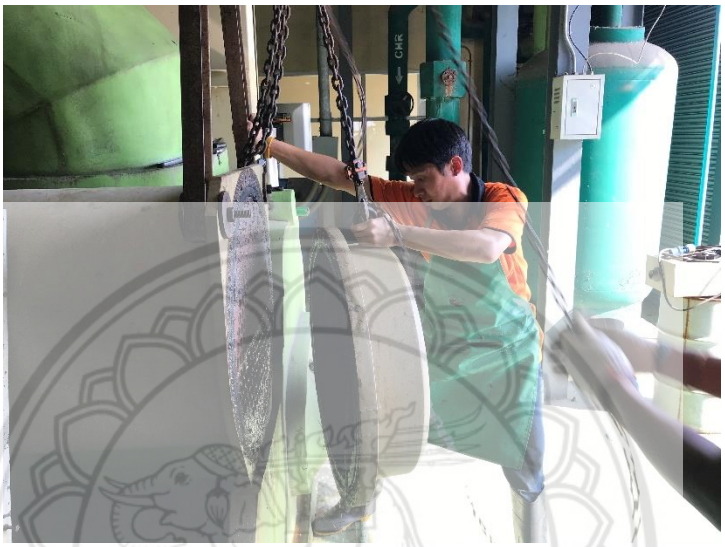
3. ทำการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันของ compressor โดยทำการถ่ายน้ำมันเก่าออก โดยใช้ pump จากนั้นทำการเติมน้ำมันใหม่เข้าไป

รูปที่ 4. 36 การถ่ายน้ำมันของ compressor ออกโดยใช้ pump

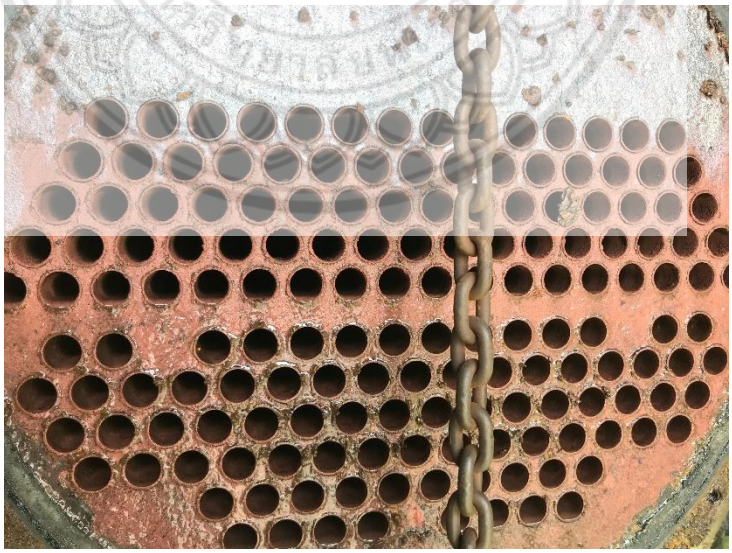


รูปที่ 4. 37 การเติมน้ำมันใหม่เข้า compressor

จ. หลังจากครบทำการใช้สารเคมีอัดเข้าไปในท่อวนเวียนจนครบ 5-6 ชั่วโมงจนกระทั่งน้ำเป็นสีเขียวอ่อนแล้ว จะทำการเปิดฝาครอบ condenser จากนั้นจะทำการใช้อุปกรณ์ขัดท่อโดยสอดเข้าไปในท่อเพื่อทำความสะอาด (แยงจุ๊ฟ)

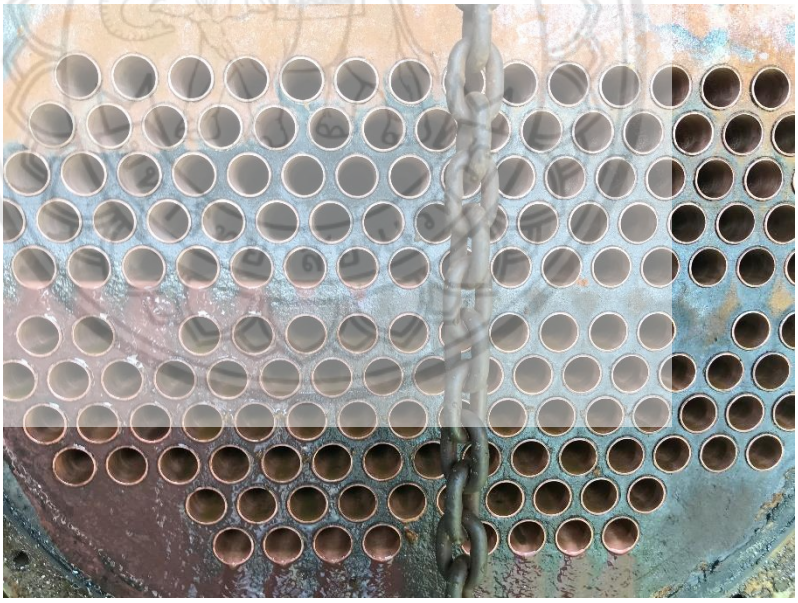


รูปที่ 4. 38 ทำการเปิดฝาครอบของ condenser



รูปที่ 4. 39 สภาพของท่อ condenser ก่อนล้างทำความสะอาด

รูปที่ 4. 40 ใช้เครื่องทำความสะอาดท่อทำความสะอาดท่อของ condenser



รูปที่ 4. 41 สภาพท่อของ condenser หลังทำความสะอาด

5. เมื่อทำความสะอาดเสร็จแล้วจะทำการปิดฝาครอบ condenser จากนั้นจะทำการเปิดใช้งานเครื่องเพื่อนำน้ำเข้าระบบ ตรวจสอบว่าเครื่องทำน้ำเย็นทำงานปกติเป็นอันเสร็จขั้นตอนการล้างท่อของ condenser

รูปที่ 4. 42 ทำการปิดฝาครอบของ condenser

ฉ. ปัญหาที่พบจากการสำรวจพื้นที่

จากนั้นได้ทำการสำรวจพื้นที่ที่ติดตั้งระบบปรับอากาศของทั้งสามแห่งทำให้ได้รับทราบปัญหาที่เกิดขึ้นภายในสถานที่ทั้งสามแห่ง ซึ่งจำแนกได้ดังนี้

1. ความสะอาดของอุปกรณ์

จากการที่ได้ไปสำรวจพื้นที่ควบคุมระบบปรับอากาศของทั้งสามที่พบว่า บริเวณพื้นที่ควบคุมระบบปรับอากาศภายในโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวรทั้งสองอาคารทั้งอาคารสิรินธรและอาคารเฉลิมพระเกียรตินั้นยังมีความสะอาดไม่เพียงพอ เนื่องจากมีคราบและอุจจาระของนกติดอยู่รวมทั้งพื้นที่ควบคุมระบบปรับอากาศของอาคารของอาคารเฉลิมพระเกียรตินั้นมีน้ำขังตามพื้นซึ่งเกิดจากการทำความสะอาดซึ่งมีความเสี่ยงในการวัดอัตราการไหลเนื่องจากต้องใช้ไฟฟ้า ในส่วนของโรงพยาบาลกรุงเทพพิษณุโลก และโรงงานบริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด นั้นความสะอาดอยู่ในเกณฑ์ดี

2. อุปกรณ์บางส่วนชำรุด

จากการสำรวจพื้นที่ควบคุมระบบปรับอากาศของทั้งสามที่ พบว่าภายในพื้นที่ควบคุมระบบปรับอากาศของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร โรงงานบริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด และโรงพยาบาลกรุงเทพพิษณุโลก นั้นมีเกจวัดความดัน และอุณหภูมิชำรุดเสียหายไม่สามารถใช้งานได้ และหน้าจอควบคุมของเครื่องทำน้ำเย็นในอาคารสิรินธรมหาวิทยาลัยนเรศวรชำรุดเสียหายแสดงผลได้ไม่ชัดเจน ซึ่งทางผู้ดูแลได้ทำการติดต่อแจ้งปัญหาที่เกิดกับทางบริษัทเพื่อทำการซ่อมบำรุงเป็นที่เรียบร้อยแล้ว

3. ข้อมูลจาการเก็บข้อมูลของผู้ดูแลไม่ครอบคลุมเท่าที่ควร

จากการเก็บข้อมูลย้อนหลังของผู้ดูแลระบบปรับอากาศทั้งสามแห่งพบว่า ข้อมูลย้อนหลังของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวรพบว่า ไม่มีหมายเลขเครื่องของเครื่องทำน้ำเย็นว่าเครื่องไหนทำงานบ้าง ไม่มีการบันทึกค่ากระแสไฟของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ของเครื่องทำน้ำเย็น ในส่วนของบริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด ไม่มีการจดบันทึกข้อมูลย้อนหลัง และในส่วนโรงพยาบาลกรุงเทพพิษณุโลกนั้นไม่มีปัญหาในการเก็บข้อมูลย้อนหลัง

4.3 เปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นแบบต่างๆ

4.3.1 โรงพยาบาลกรุงเทพพิษณุโลก

การปรับสภาวะอากาศภายในของโรงพยาบาลกรุงเทพพิษณุโลก เป็นระบบปรับอากาศแบบเครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำ ทำน้ำเย็นส่งไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับเครื่องส่งลมเย็น (AHU) ภายในอาคารโดยที่น้ำเย็นจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศภายในอาคารทำให้อากาศภายในอาคารมีอุณหภูมิลดลง ซึ่งโรงพยาบาลมีเครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำจำนวน 3 เครื่อง คือ

- Chiller No.1 ยี่ห้อ York ขนาด 240 ตันความเย็น

- Chiller No.2 ยี่ห้อ carrier ขนาด 240 ตันความเย็น

- Chiller No.3 ยี่ห้อ Climaveneta ขนาด 250 ตันความเย็น

โดยปกติจะเปิด Chiller No.3 ทำงานเพียงเครื่องเดียว 24 ชม. จะปิดก็ต่อเมื่อเครื่องมีปัญหา โดยที่ Chiller No.1,2 จะเป็นตัวสำรองเปิดใช้งานเมื่อ จึงสามารถวิเคราะห์ได้เพียง Chiller No.3 เครื่องเดียว เมื่อมีปัญหาจะเห็นได้ว่า Chiller No.3 มีขนาดตันคาวมเย็นมากกว่า Chiller No.1 และ Chiller No.2 เมื่อเปิด Chiller No.1 หรือ Chiller No.2 ที่มีขนาดตันความเย็นน้อยกว่าอาจส่งผลให้ทำความเย็นในอาคารไม่เพียงพอได้ในช่วงที่อาคารต้องการความเย็นสูง ซึ่งอาจส่งผลเป็นปัญหาต่อผู้ใช้อาคารได้

การวิเคราะห์ประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำมีรายละเอียดทั้งจากรายละเอียดจากผู้ผลิตและจากการตรวจวัดเบื้องต้นเพื่อมาวิเคราะห์ประสิทธิภาพ โดยมีรายละเอียดดังนี้

4.3.1.1 รายระเอียดจากคู่มือของผู้ผลิตเครื่องทำน้ำเย็นClimaveneta

รายละเอียดของผลิตภัณฑ์เครื่องทำความเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำยี่ห้อ Climaveneta สามารถแสดงรายระเอียดได้ดังภาคผนวก ข ตาราง ข.14

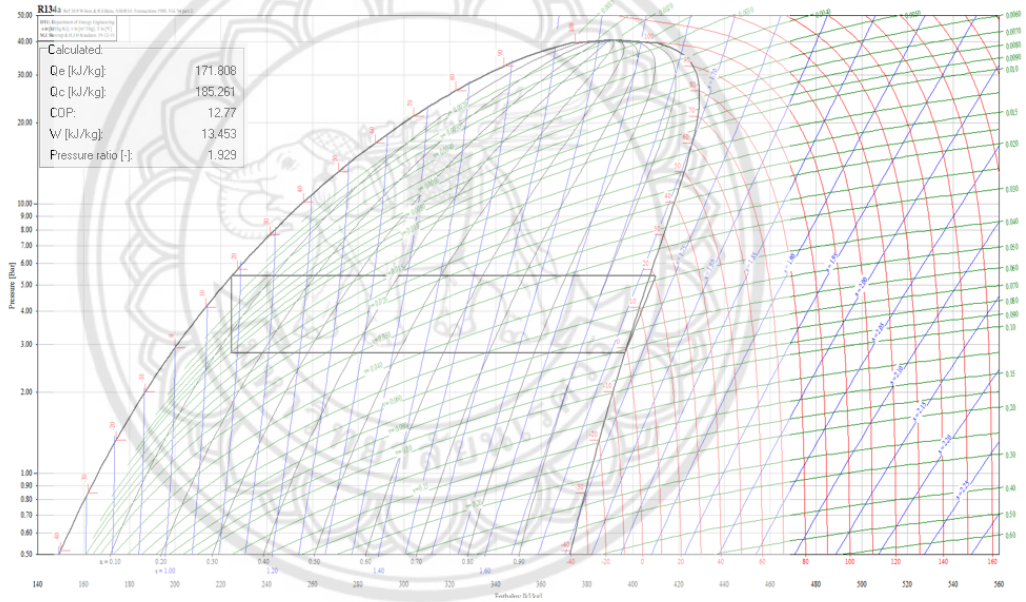
จากการวัดการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นดังรูปภาพ 2.1 – 2.5 สามารถแสดงข้อมูลได้ทำการวัดได้ดังภาคผนวก ข ตาราง ข.15

จากที่ผู้ดูแลบันทึกค่าการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นจำนวน 2 ชุด แสดงข้อมูลดังภาคผนวก ข

ก. การประมาณค่าสัมประสิทธิสมรรถนะ (COP) โดยใช้โปรแกรม Coolpack

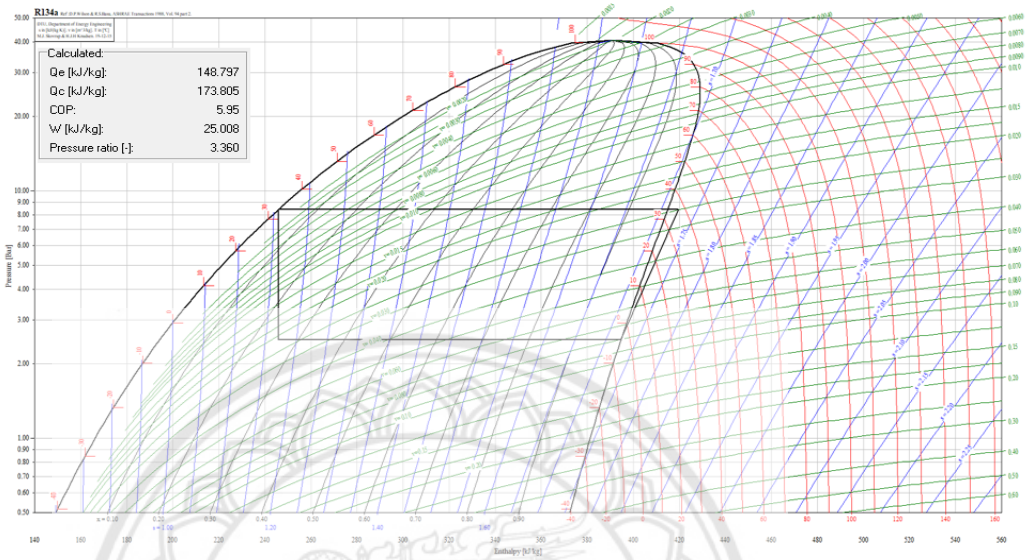
จากข้อมูลที่มีสามารถแสดงกราฟการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นและค่าสัมประสิทธิสมรรถนะ โดยใช้โปรแกรม Coolpack แสดงได้ดังรูป 4.48 – 4.52

ช่วงเวลา 13:10 น.

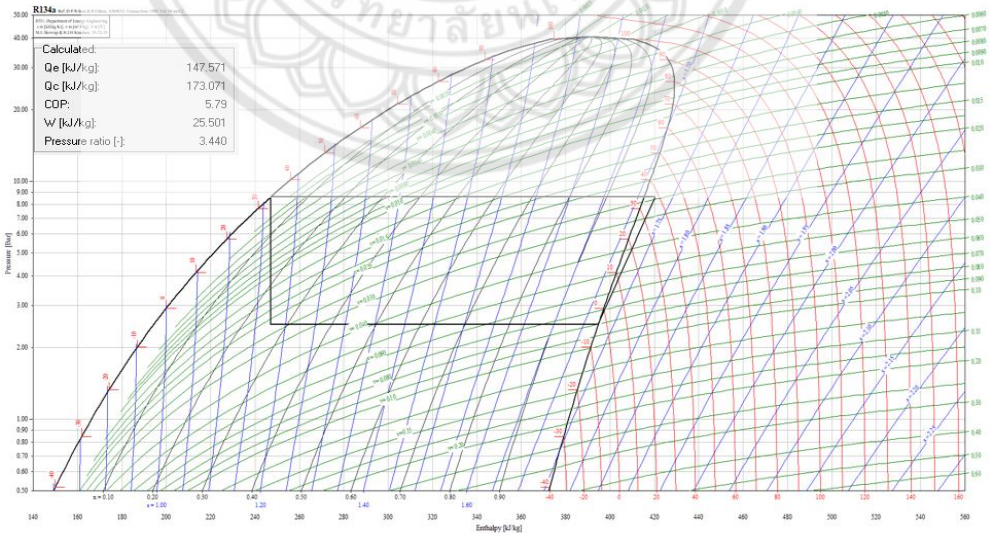


รูปที่ 4. 43 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น คอมเพรสเซอร์ 1 เวลา 13.10 น.

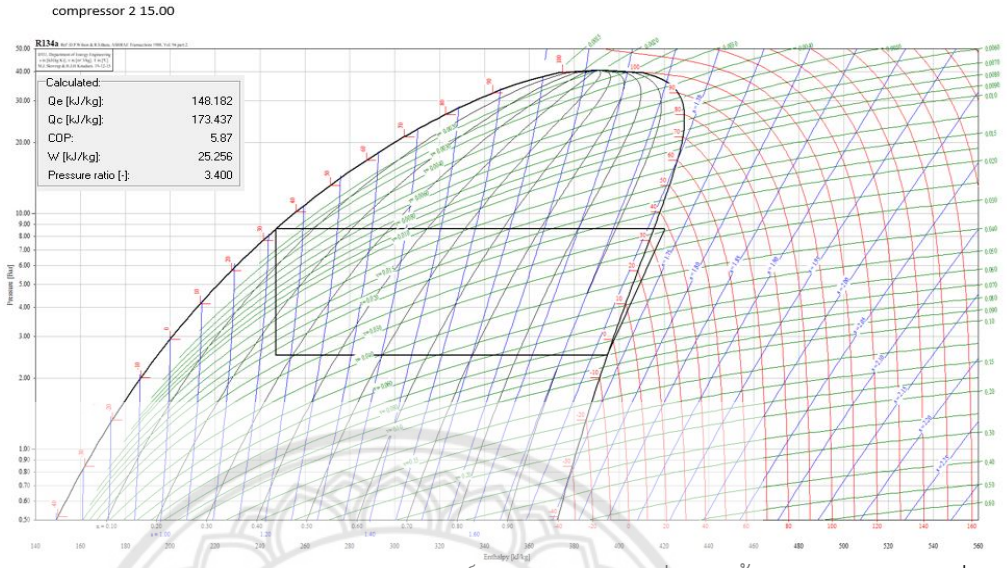
ช่วงเวลา 09:00 น.



รูปที่ 4. 45 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นจากข้อมูลชุดที่ 1 คอมเพรสเซอร์ 1 และ 2 เวลา 09.00 น.

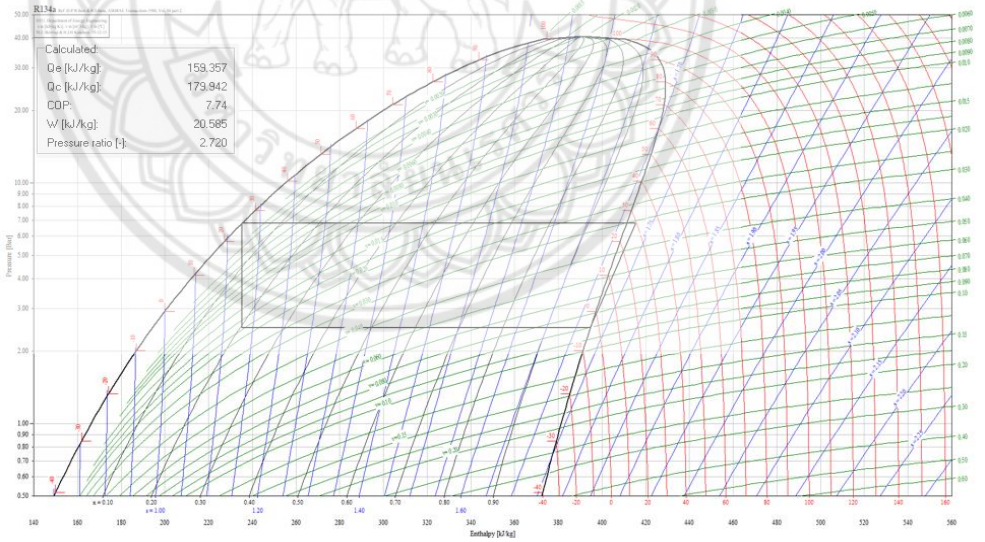


รูปที่ 4. 44กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นจากข้อมูลชุดที่ 1 คอมเพรสเซอร์ 1 เวลา 15.00 น.



รูปที่ 4. 46 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นจากข้อมูลชุดที่ 1 คอมเพรสเซอร์ 2 เวลา 15.00 น.

ช่วงเวลา 24:00 น.



รูปที่ 4. 47 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นจากข้อมูลชุดที่ 1 คอมเพรสเซอร์ 2 เวลา 24.00 น.

ข. การวิเคราะห์ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP)และสมรรถนะหอระบายความร้อน

วิเคราะห์ค่ากำลังไฟฟ้าที่เครื่องทำน้ำเย็นใช้หน่วยเป็น kW วัดอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ผ่านเครื่องสูบน้ำเย็นในหน่วย lps และวัดอุณหภูมิน้ำเย็นที่เข้าและออกเครื่องทำน้ำเย็นในหน่วย C° คำนวณหาความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) โดยสมการ

$$Q_e(\text{Ton}) = 1.19 \, x F x (T_{in} - T_{out}) \qquad (2.1)$$

และคำนวณหาค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP) ได้จากสมการ

$$\text{CHP} = \frac{\text{KW}}{Q_e} \qquad (2.20)$$

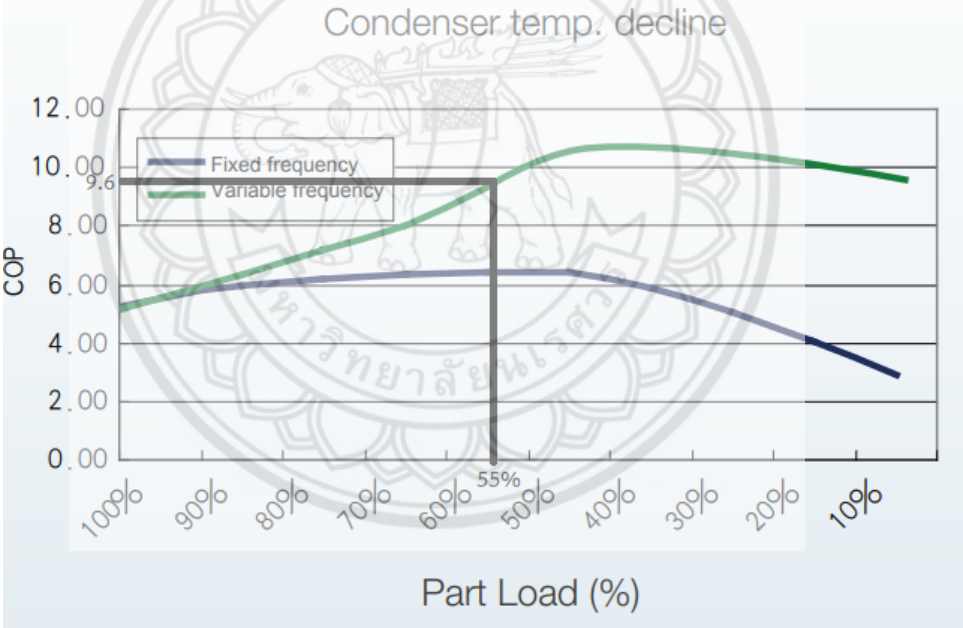
โดยการคำนวณหาค่า CHP สำหรับเครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำ ได้ผลลัพธ์ดังตารางที่ 4.6

ตาราง 4. 6 การวิเคราะห์ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (CHP)และสมรรถนะหอระบายความร้อนของโรงพยาบาลกรุงเทพพิษณุโลก

เวลา	น้ำเย็น			น้ำระบายความร้อน			ไฟฟ้า		ค่าสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น		สมรรถนะหอระบายความร้อน
น.	น้ำเข้า (°C)	น้ำออก (°C)	อัตราการไหล (lps)	น้ำเข้า (°C)	น้ำออก (°C)	อัตราการไหล (lps)	กำลังไฟฟ้า (kW)	Load (%)	Q_e (ton)	CHP (kW/ton)	η_{CT} (%)
13.00	10.6	9	42.9	20.8	18.8	38.9	25.4	55	81.68	0.3	47.96
09.00	10.5	7.5	42.9	30.1	32.9	38.9	114	62	153.16	0.744	33.61
15.00	10.5	7.5	42.9	30.5	33.4	38.9	173	64	457.18	0.38	31.69
24.00	9.2	7.4	42.9	27.2	28.6	38.9	119.6	71	158.26	0.76	32.18

ค. การเปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นกรุงเทพพิษณุโลก

จากการวิเคราะห์พบว่า เครื่องทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลกรุงเทพพิษณุโลกใช้กำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นได้ตามมาตรฐานหลักเกณฑ์ และวิธีการในการออกแบบอาคารเพื่อการอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ. 2552 โดยค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นที่สูงสุดเท่ากับ 0.753 kW/ton โดยค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นที่ใช้ในการเปรียบเทียบของเครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงขนาดไม่เกิน 500 ตันความเย็น เท่ากับ 0.76 kW/ton มีค่าสมรรถนะเท่ากับ 12.77 ซึ่งมีค่ามากกว่าคู่มือรายละเอียดของผลิตภัณฑ์ 25% แสดงดังรูป 4.53 และเป็นการแสดงให้เห็นว่าคอมเพรสเซอร์แบบปรับความถี่สำหรับปรับอัตราการไหลและแรงดันของสารทำความเย็นนั้นมีค่าสมรรถนะได้สูงกว่าคอมเพรสเซอร์ที่ปรับความถี่ไม่ได้



รูปที่ 4. 48 แสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะระหว่างค่าที่ได้จากการตรวจวัดกับค่าที่ได้จากคู่มือผู้ผลิต

4.3.2 บริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด

การปรับสภาวะอากาศภายในส่วนโรงงานไทยแอร์โรว์ จะใช้ระบบปรับอากาศแบบใช้เครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ ทำน้ำเย็นส่งให้กับเครื่อง AHU ที่ทำหน้าที่หมุนเวียนอากาศเย็นภายในโรงงาน โดยดึงอากาศจากภายในโรงงานผ่านเครื่องและส่งลมเย็นเข้าภายในโรงงาน ซึ่งเครื่องทำความเย็นเดิมที่จะทำการปรับเปลี่ยนมีจำนวน 2 เครื่อง คือ AC 2-2 และ AC 3-1 โดยเป็นยี่ห้อ Daikin แต่ละเครื่องมีขนาด 150 ตันความเย็นโดยแต่ละเครื่องจะทำน้ำเย็นส่งให้กับเครื่อง AHU 70 ton จำนวน 2 ตัว ซึ่งใช้งานมาเป็นระยะเวลานานและได้ทำการเปลี่ยนเครื่องใหม่ เป็นยี่ห้อ Carrier ขนาด 140 ตันความเย็น โดยรายงานฉบับนี้จะเป็นการรายงานการตรวจสอบสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นเดิมเปรียบเทียบกับเครื่องทำน้ำเย็นที่ได้ทำการเปลี่ยนแปลง โดยมีรายละเอียดทั้งจากรายละเอียดของผลิตภัณฑ์และจากการวัดในเบื้องต้นเพื่อวิเคราะห์สมรรถนะ ดังนี้

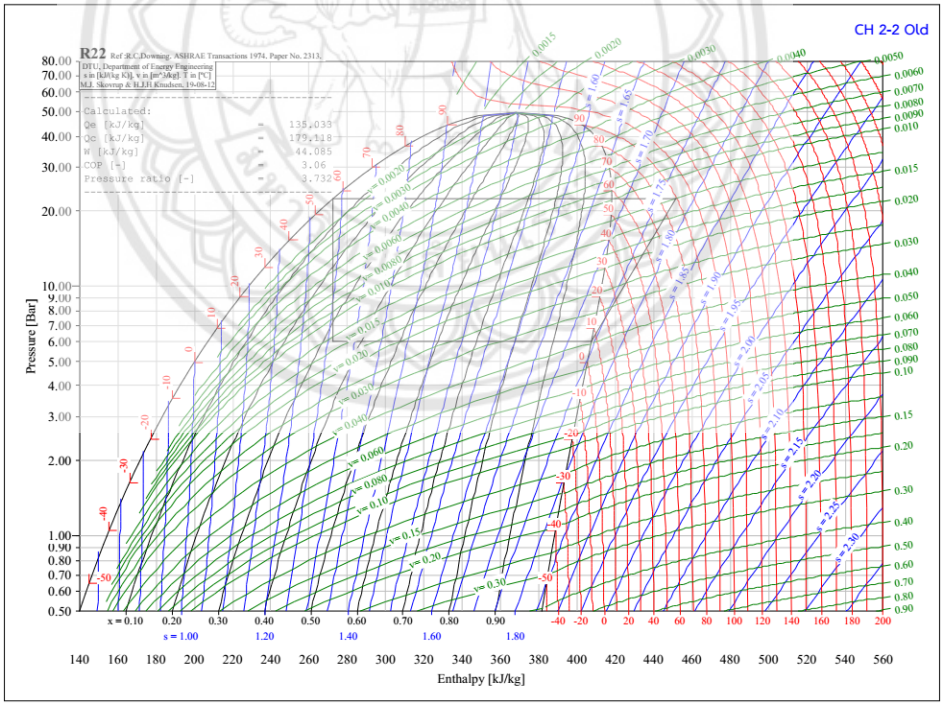
รายละเอียดจากคู่มือของผู้ผลิตของเครื่องทำน้ำเย็น Daikin เดิมกับ Carrier ใหม่จากรายละเอียดของผลิตภัณฑ์เครื่องทำน้ำเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศยี่ห้อ Daikin และ Career สามารถแสดงรายละเอียดที่สำคัญเพื่อเปรียบเทียบได้งดังภาคผนวก ข ตาราง ข.18

จากตารางจะเห็นว่าเครื่องที่เปลี่ยนใหม่ (Carrier) จะมีขนาดตันความเย็นลดลงเล็กน้อยแต่จะมีอัตราการใช้ไฟฟ้าน้อยกว่าเครื่องเดิมค่อนข้างมากซึ่งจะทำให้โรงงานสามารถประหยัดพลังงานลงได้ รวมถึงสารทำความเย็นที่ใช้ก็จะเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมมากกว่าเครื่องเก่า

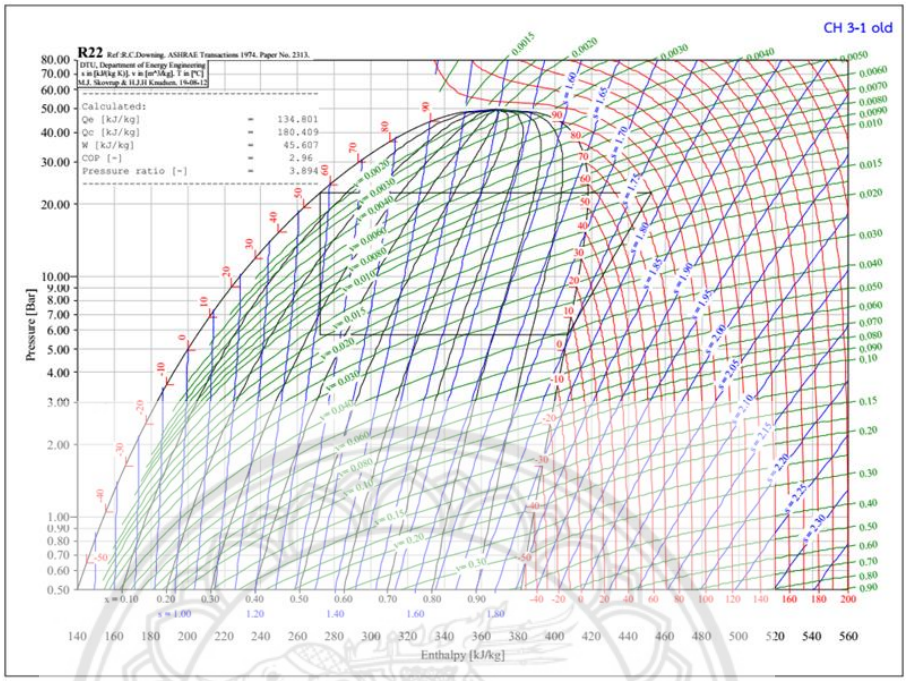
จากการตรวจวัดการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นทั้งเก่าและใหม่สามารถแสดง ข้อมูลที่ได้ทำการบันทึกได้ดังภาคผนวก ข ตาราง ข.19 - ข. 22

ก. การประมาณค่าสัมประสิทธิสมรรถนะ (COP) โดยใช้โปรแกรม Coolpack

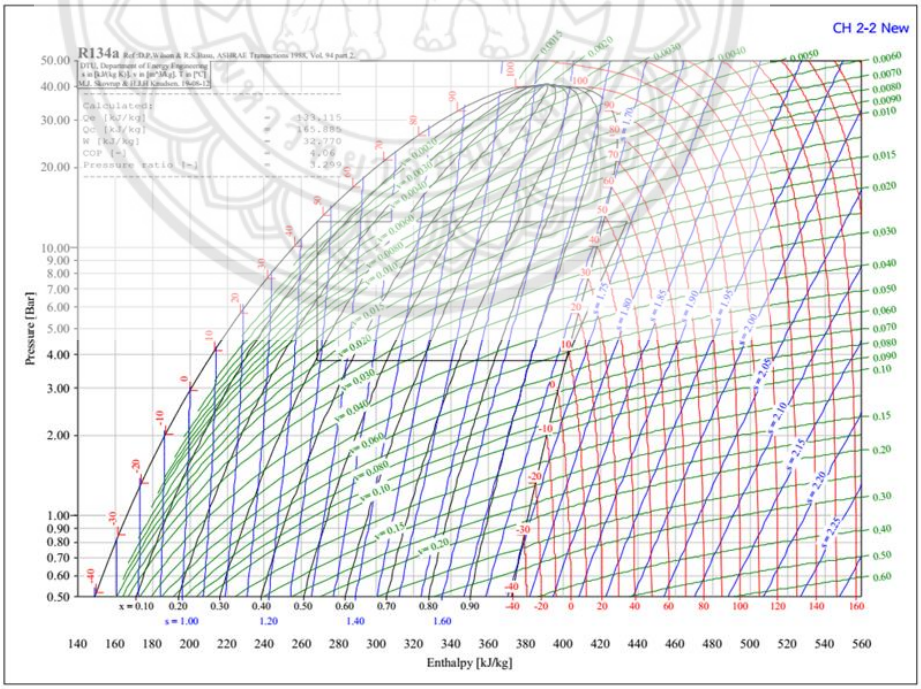
การแสดงกราฟการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ โดยโปรแกรม Coolpack สามารถแสดงได้ตามรูปที่ 4.54-4.57 โดยเครื่องใหม่จะใช้ข้อมูลของช่วงบ่ายที่ทำการตรวจสอบ



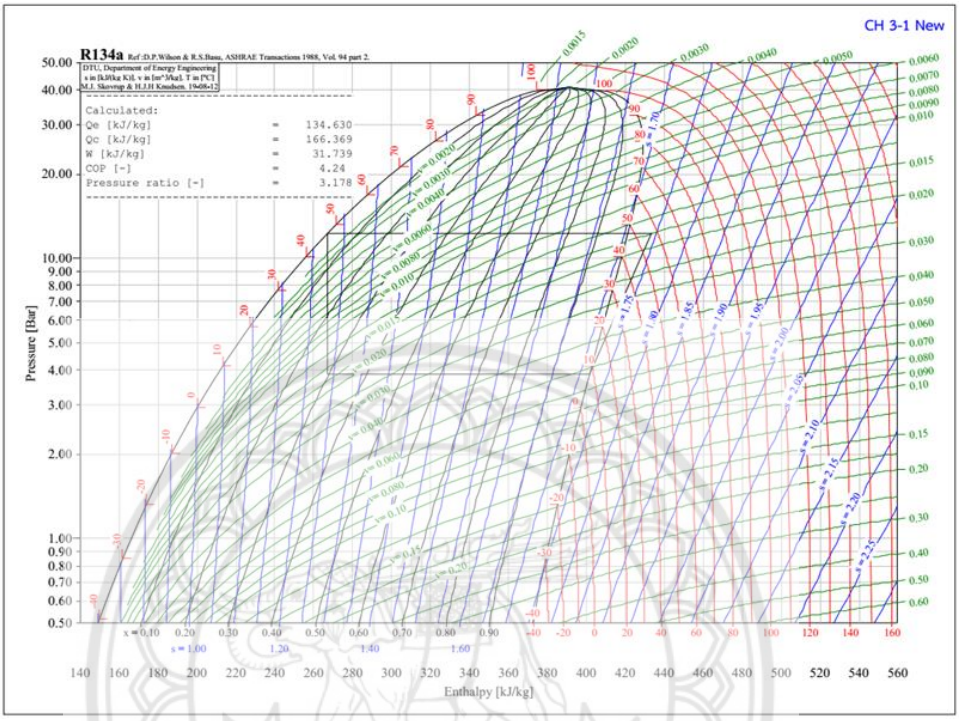
รูปที่ 4. 49 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ของเครื่องทำน้ำเย็นเดิม AC 2-2



รูปที่ 4. 51 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ของเครื่องทำน้ำเย็นเดิม AC 3-1



รูปที่ 4. 50 กราฟแสดงการทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ของเครื่องทำน้ำเย็นใหม่ AC 2-2



รูปที่ 4. 52 กราฟแสดงการทำงานของและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ของเครื่องทำน้ำเย็นใหม่ AC 3-1

ข. การวิเคราะห์ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP)

ในการตรวจวัดและวิเคราะห์หาค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (kW/Ton) สามารถหาค่าอัตราการทำความเย็นสุทธิ ได้จากสมการ

$$Q_e(\text{Ton}) = 1.19 \, x Fx (T_{in} - T_{out}) \qquad (2.1)$$

และคำนวณหาค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP) ได้จากสมการ

$$\text{CHP} = \frac{KW}{Q_e} \qquad (2.20)$$

โดยการคำนวณหาค่า CHP สำหรับเครื่อง AC 2-2 เดิม เป็นเครื่องทำน้ำเย็น แบบระบายความร้อนด้วยอากาศ ในช่วงเวลา 12:30 น. เปรียบเทียบกับเครื่อง AC-2-2 ใหม่ โดยใช้ค่าช่วงเวลา 12:30 น. เนื่องจากมีภาระการทำความเย็น และสภาวะสิ่งแวดล้อมใกล้เคียงกัน

การคำนวณหาค่า CHP สำหรับเครื่อง AC 3-1 เดิม เป็นเครื่องทำน้ำเย็น แบบระบายความร้อนด้วยอากาศ ในช่วงเวลา 12:30 น. เปรียบเทียบกับเครื่อง AC-3-1 ใหม่ โดยใช้ค่าช่วงเวลา 12:30 น. เนื่องจากมีภาระการทำความเย็นและสภาวะสิ่งแวดล้อมใกล้เคียงกัน ดังผลลัพธ์ดังตารางที่ 4.7

ตาราง 4. 7 การวิเคราะห์ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นเปรียบเทียบระหว่างเครื่องใหม่กับเครื่องเก่า

เครื่องทำน้ำเย็น	น้ำเย็น			ไฟฟ้า	ค่าสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น	
	น้ำเข้า (°C)	น้ำออก (°C)	อัตราการไหล (lps)	กำลังไฟฟ้า (kW)	Q_e (ton)	CHP (kW/ton)
AC-2-2 (เก่า)	13	10	17	87.59	60.69	1.44
AC-2-2 (ใหม่)	11.4	9.4	20.85	59.41	49.62	1.19
AC-3-1 (เก่า)	14	11	17	90.47	60.69	1.49
AC-3-1 (ใหม่)	11.2	9	20.85	61.4	54.59	1.12

ดังนั้นจะพบว่าการเปลี่ยนเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ AC 2-2 เครื่องใหม่จะประหยัดพลังงานการใช้ไฟฟ้าได้ประมาณ 18 % เครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ AC 3-1 เครื่องใหม่จะประหยัดพลังงานการใช้ไฟฟ้าได้ประมาณ 25 %

ค.การเปรียบเทียบประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นโรงงานบริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด

จากการวิเคราะห์พบว่า เมื่อเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นกับมาตรฐาน พรบ. การส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ. 2552 เครื่องทำน้ำเย็นหมายเลข 2-2 และ 3-1 เครื่องเก่ามีค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นเท่ากับ 1.44 kW/ton และ 1.49 ตามลำดับ ซึ่งเกินจากที่มาตรฐานกำหนด และมีค่าสมรรถนะเท่ากับ 3.06 และ 2.96 ตามลำดับ เครื่องทำน้ำเย็นหมายเลข 2-2 และ 3-1 เครื่องใหม่มีค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นเท่ากับ 1.19 และ1.12 kW/ton ซึ่งผ่านตามที่มาตรฐานกำหนด มีค่า

สมรรถนะเท่ากับ 4.06 และ 4.24 ตามลำดับ โดยค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นที่ใช้ในการเปรียบเทียบของเครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยอากาศขนาดไม่เกิน 300 ตันความเย็น เท่ากับ 1.33 kW/ton

ง.ความคุ้มทุนในการเปลี่ยนเครื่องทำน้ำเย็น

การวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ในเชิงการลงทุนเปลี่ยนแปลงเครื่องทำน้ำเย็น โดยสำรวจพลังงานไฟฟ้ามาคำนวณเปรียบเทียบเครื่องทำน้ำเย็นเครื่องเก่ากับเครื่องใหม่ เพื่อหาอัตราการคืนทุนของการเปลี่ยนแปลงเครื่องทำน้ำเย็น ซึ่งคำนวณได้ผลลัพธ์ออกมาดังตาราง 4.8 และ 4.9

ตาราง 4. 8 ความคุ้มทุนในการเปลี่ยนเครื่องทำน้ำเย็น AC 2-2

หัวข้อ	รายการ AC 2-2	เครื่องเก่า UWA200AY	เครื่องใหม่ 30XA-0482	Unit
1	ชนิดของคอมเพรสเซอร์	screw	screw	-
2	ชนิดของสารทำความเย็น	R-22	R-134a	-
3	ปริมาณการทำความเย็น	150	140	ton
4	ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (CHP) เฉลี่ย	1.60	1.04	kW/ton
5	กำลังไฟฟ้าคิดที่ภาระใช้งานคงที่ 100 Ton	160	104	kW
6	ค่าไฟฟ้าต่อยูนิต kW-hr	3.7	3.7	บาท
7	ค่าไฟฟ้าต่อชั่วโมง (บาท) ของแต่ละเครื่อง	592.0	384.8	บาท
8	ค่าไฟฟ้าต่อวัน 20 ชั่วโมง	11,840	7,696	บาท
9	ค่าไฟฟ้าต่อเดือน 20 วัน	236,800	153,920	บาท
10	ค่าไฟฟ้ารวมต่อปี	2,841,600	1,847,040	บาท
11	ประหยัดค่าไฟฟ้าได้ต่อปี	-	994,560	บาท
12	ค่าลงทุนซื้อเครื่อง	-	2,720,000	บาท
13	ระยะเวลาคืนทุน	-	2.7	ปี

ตาราง 4. 9ความคุ้มทุนในการเปลี่ยนเครื่องทำน้ำเย็น AC 3-1

หัวข้อ	รายการ AC 2-2	เครื่งเก่า UWA200AY	เครื่องใหม่ 30XA-0482	unit
1	ชนิดของคอมเพรสเซอร์	screw	screw	-
2	ชนิดของสารทำความเย็น	R-22	R-134a	-
3	ปริมาณการทำความเย็น	150	140	ton
4	ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (CHP) เฉลี่ย	1.66	0.94	kW/ton
5	กำลังไฟฟ้าคิดที่ภาระใช้งานคงที่ 100 Ton	166	94	kW
6	ค่าไฟฟ้าต่อยูนิต kW-hr	3.7	3.7	บาท
7	ค่าไฟฟ้าต่อชั่วโมง (บาท) ของแต่ละเครื่อง	614.2	347.8	บาท
8	ค่าไฟฟ้าต่อวัน 20 ชั่วโมง	12,284	6,956	บาท
9	ค่าไฟฟ้าต่อเดือน 20 วัน	245,680	139,120	บาท
10	ค่าไฟฟ้ารวมต่อปี	2,948,160	1,669,440	บาท
11	ประหยัดค่าไฟฟ้าได้ต่อปี	-	1,278,720	บาท
12	ค่าลงทุนซื้อเครื่อง	-	2,720,000	บาท
13	ระยะเวลาคืนทุน	-	2.1	ปี

บทที่ 5

สรุปผลการศึกษาและข้อเสนอแนะ

ในบทนี้จะเป็นการสรุปผลการศึกษาที่ได้จากการรวบรวมและศึกษาข้อมูลของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร โรงพยาบาลกรุงเทพพิษณุโลก และโรงงานบริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด และการวิเคราะห์ผลการศึกษาจากบทก่อนหน้านี้ พร้อมทั้งอธิบายในเรื่องการวิเคราะห์ระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ รวมถึงข้อเสนอแนะ และประโยชน์ที่ได้รับจากการศึกษาและข้อจำกัดในการศึกษาในครั้งนี้

5.1 สรุปผลการศึกษา

ภายในโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวรเป็นระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ ซึ่งเป็นระบบปรับอากาศที่มีความสำคัญและนิยมใช้ในอาคารขนาดใหญ่ เพื่อให้ความสะดวกสบายแก่ผู้ใช้บริการโดยจะมีอุปกรณ์หลักในการทำงานอยู่ 4 ส่วน คือ เครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) เครื่องสูบน้ำ (Pump) หอระบายความร้อน (Cooling tower) และเครื่องส่งลมเย็น (Air Handing Unit:AHU) ค่าประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นที่ระบุในแคตตาล็อคเป็นการกำหนดจากการทำงานของเครื่องทำความเย็นที่ 100% เนื่องจากเครื่องทำความเย็นในความเป็นจริงนั้นทำงานในภาวะที่แตกต่างกันในแต่ละช่วงเวลาของการใช้งาน และค่าประสิทธิภาพตามมาตรฐาน หลักเกณฑ์ และวิธีการในการออกแบบอาคารเพื่อการอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ. 2552

ผู้จัดทำมีวัตถุประสงค์ เพื่อศึกษาออกแบบขั้นตอนการตรวจสอบประสิทธิภาพของอุปกรณ์หลักในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ วิเคราะห์ประสิทธิภาพของอุปกรณ์หลัก ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น รวมถึงการวิเคราะห์ประสิทธิการแลกเปลี่ยนความร้อนของหอระบายความร้อน เพื่อนำมาวิเคราะห์ และเปรียบเทียบกับมาตรฐาน หลักเกณฑ์ และวิธีการในการออกแบบอาคารเพื่อการอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ. 2552 จัดทำเป็นรายงานการวิเคราะห์ประสิทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ เพื่อใช้ในการเป็นคู่มือเพื่ออธิบายขั้นตอนการตรวจสอบประสิทธิภาพของอุปกรณ์หลักในระบบ

จากนั้นผู้จัดทำได้นำข้อมูลมาวิเคราะห์หาค่าประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวรอาคารสิรินธรมีมีค่าสมรรถนะสูงสุดเท่ากับ 13.92 ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นสูงสุดเท่ากับ 0.45 kW/ton ซึ่งเป็นไปตามมาตรฐานกำหนด ในส่วนหอระบายความร้อนมีประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุดเท่ากับ 50.23%

ค่าประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นของอาคารเฉลิมพระเกียรติมีค่าสมรรถนะสูงสุดเท่ากับ 15.40 ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นเฉลี่ยเท่ากับ 0.873 kW/ton ซึ่งเกินกว่าตามที่มาตรฐานกำหนด ในส่วนหอระบายความร้อนมีประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุดเท่ากับ 56.64% จะเห็นได้ว่าค่าสมรรถนะขอเครื่องทำน้ำเย็นนั้นมีค่าไม่คงที่โดยจะทำงานตามภาระโหลดที่ต้องการ และอุณหภูมิอากาศภายนอก เครื่องทำน้ำเย็นหมายเลข 1 ของอาคารเฉลิมพระเกียรตินั้นทำงานไม่สอดคล้องกับความเย็นเท่าที่ควรโดยพลังงานความร้อนที่แลกเปลี่ยนที่คอนเดนเซอร์มากเกินความจำเป็นความสามารถในการทำความเย็นสุทธิเนื่องจากเปิดหอระบายความร้อน 2 เครื่องต่อเครื่องทำน้ำเย็น 1 เครื่อง แต่ในบางเวลาในช่วงการวิเคราะห์พลังงานความร้อนที่แลกเปลี่ยนที่คอนเดนเซอร์น้อยกว่าความสามารถในการทำความเย็นสุทธิแสดงให้เห็นว่าหอระบายความร้อนทำงานได้ไม่ดีพอควรแก้ไขให้สามารถทำงานที่ลักษณะหอระบายความร้อน 1 เครื่อง สำหรับเครื่องทำน้ำเย็นหนึ่งเครื่อง

ค่าประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลกรุงเทพพิษณุโลกมีค่าสมรรถนะเท่ากับ 12.77 ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นสูงสุดเท่ากับ 0.753 kW/ton ซึ่งเป็นไปตามมาตรฐานกำหนด ซึ่งจากการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่าการทำงานของสารทำความเย็น Non steady state ทำให้กำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้นั้นปรับตามภาระการทำความเย็น แต่ภาระทำความเย็นของสารทำความเย็นในขณะที่เพิ่มกำลังไฟฟ้าให้กับคอมเพรสเซอร์ไม่ได้แลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเย็น ทำให้ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นเกินจริงในขณะนั้น

ค่าประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นของโรงงานบริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด โดยเครื่องทำน้ำเย็น AC 2-2 และ AC 3-1เครื่องเก่ามีค่าสมรรถนะเท่ากับ 3.06 และ 2.96 ตามลำดับ ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นสูงสุดเท่ากับ 1.44 และ 1.49 kW/ton ตามลำดับ ซึ่งเกินกว่าที่มาตรฐานกำหนด ในส่วนเครื่องทำน้ำเย็น AC 2-2 และ AC 3-1 เครื่องใหม่มีค่าสมรรถนะเท่ากับ 4.06 และ 4.24 ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นสูงสุดเท่ากับ 1.19 และ 1.12 kW/ton ซึ่งเป็นไปตามที่มาตรฐานกำหนด ซึงการเปลี่ยนเครื่องทำน้ำเย็นใหม่นี้ เครื่องทำน้ำเย็น AC 2-2 ประหยัดพลังงาน 18% และเครื่องทำน้ำเย็น AC 3-1 ประหยัดพลังงาน 25% เมื่อมาวิเคราะห์ความคุ้มทุนพบว่าเครื่องทำน้ำเย็น AC 2-2 ประหยัดค่าไฟฟ้าไปถึง 994,560 บาท มีระยะเวลาคืนทุน 2.7 ปี และเครื่องทำน้ำเย็น AC 3-1 ประหยัดค่าไฟฟ้าไปถึง 1,278,720 บาท มีระยะเวลาคืนทุน 2.1 ปี

5.2 ข้อเสนอแนะ

จากการศึกษาในครั้งนี้ ผู้จัดทำมีข้อเสนอะแนะดังต่อไปนี้

1) ผู้จัดทำพบว่าอุปกรณ์หลักในระบบปรับอากาศแต่ละชนิดนั้นมีความเสียหายเกิดโดยเฉพาะเครื่องทำน้ำเย็น จำเป็นต้องการมีการบำรุงรักษาอย่างสม่ำเสมอเพื่อให้สามารถใช้งานได้อย่างมีประสิทธิตามที่ออกแบบ รวมถึงทำความสะอาดอุปกรณ์พื้นที่ที่ติดตั้งอุปกรณ์หลักเพื่อให้ผู้ดูแลระบบปฏิบัติงานได้อย่างประสิทธิภาพ และปลอดภัย

2) ผู้จัดทำพบว่าการเก็บข้อมูลการทำงานของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ประจำวันของผู้ดูแลที่โรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวรยังไม่มีความครอบคลุม ซึ่งควรเก็บข้อมูลการทำงานของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ให้มีความครอบคลุมมากขึ้น และผู้จัดทำได้จัดทำตารางการเก็บข้อมูลประจำวันขึ้นมาใหม่ ดังตารางที่ 5.1 เพื่อให้สามารถนำค่าข้อมูลการทำงานประจำวันมาใช้ในการวิเคราะห์ประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้

ตาราง 5. 1 แก้ไขตารางการจดบันทึกการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นประจำเดือน

ตารางตรวจสอบเครื่องทำน้ำเย็น (CHILLER)

งานวิศวกรรมบริการ คณะแพทย์ศาสตร์

เดือน _____ พ.ศ. _____

รายละเอียด																				
วันที่, หมาย. เลขเครื่อง	เลขคอมเพรสเซอร์							ท่อน้ำเย็น				ท่อน้ำระบายความร้อน				CT.1	CT.2	CT.3	ผู้ตรวจ
	แรงดันน้ำมัน	อุณหภูมิน้ำมัน	อุณหภูมิสารทำความเย็นด้านต่ำ	อุณหภูมิสารทำความเย็นด้านสูง	% โหลดการทำงาน	กระแสไฟฟ้าอินพุต	กำลังไฟฟ้าอินพุต	อุณหภูมิน้ำเย็นด้านเข้าเครื่อง	อุณหภูมิน้ำเย็นด้านออกเครื่อง	แรงดันน้ำเย็นด้านเข้าเครื่อง	แรงดันน้ำเย็นด้านออกเครื่อง	อุณหภูมิน้ำเย็นด้านเข้าเครื่อง	อุณหภูมิน้ำเย็นด้านออกเครื่อง	แรงดันน้ำเย็นด้านเข้าเครื่อง	แรงดันน้ำเย็นด้านออกเครื่อง	กระแสไฟฟ้าอินพุต	กระแสไฟฟ้าอินพุต	กระแสไฟฟ้าอินพุต	
	PSI	°F	°F	°F	%	A	kW	°F	°F	PSI	PSI	°F	°F	PSI	PSI	A	A	A	
1																			
2																			
3																			
4																			
5																			
6																			
7																			
8																			
9																			
10																			
11																			
12																			
13																			
14																			
15																			
16																			

ตารางที่ 5.1 แก้ไขตารางการจดบันทึกการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นประจำเดือน (ต่อ)

ตารางตรวจสอบเครื่องทำน้ำเย็น (CHILLER)

งานวิศวกรรมบริการ คณะแพทย์ศาสตร์

เดือน _____ พ.ศ. _____

รายละเอียด																				
วันที่, หมาย. เลขเครื่อง	เลขคอมเพรสเซอร์							ท่อน้ำเย็น				ท่อน้ำระบายความร้อน				CT.1	CT.2	CT.3	ผู้ตรวจ
	แรงดันน้ำมัน	อุณหภูมิน้ำมัน	อุณหภูมิสารทำความเย็นด้านต่ำ	อุณหภูมิสารทำความเย็นด้านสูง	% โหลดการทำงาน	กระแสไฟฟ้าอินพุต	กำลังไฟฟ้าอินพุต	อุณหภูมิน้ำเย็นด้านเข้าเครื่อง	อุณหภูมิน้ำเย็นด้านออกเครื่อง	แรงดันน้ำเย็นด้านเข้าเครื่อง	แรงดันน้ำเย็นด้านออกเครื่อง	อุณหภูมิน้ำเย็นด้านเข้าเครื่อง	อุณหภูมิน้ำเย็นด้านออกเครื่อง	แรงดันน้ำเย็นด้านเข้าเครื่อง	แรงดันน้ำเย็นด้านออกเครื่อง	กระแสไฟฟ้าอินพุต	กระแสไฟฟ้าอินพุต	กระแสไฟฟ้าอินพุต	
	PSI	°F	°F	°F	%	A	kW	°F	°F	PSI	PSI	°F	°F	PSI	PSI	A	A	A	
17																			
18																			
19																			
20																			
21																			
22																			
23																			
24																			
25																			
26																			
27																			
28																			
29																			
30																			
31																			

บรรณานุกรม

[1] สำนักพัฒนาทรัพยากรบุคคลด้านพลังงาน กรมพัฒนาพลังงานทนแทนและอนุรักษ์พลังงาน. คู่มือฝึกอบรม การประเมินศักยภาพการอนุรักษ์พลังงาน. กรุงเพทฯ: สำนักพัฒนาทรัพยากรบุคคลด้านพลังงาน กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน และบริษัท มิตรเทคนิคัลคอนซัลแท้นท์ จำกัด (2552).

[2] ชาติชาย พิสุทธิบริบูรณ์. การกำหนดประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศโดยคำนึงถึงสภาพภูมิอากาศ. กรุงเทพฯ: สมาคมวิศวกรรมปรับอากาศแห่งประเทศไทย.

[3] มาตรฐานระบบปรับอากาศและระบายอากาศ พิมพ์ครั้งที่ 4. กรุงเทพฯ: บริษัท โกลบอลกราฟฟิค จำกัด, (2558)

[4] อภิเดช บุญเจือ. การศึกษาวิธีการลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์เมื่อคอยล์เย็นอยู่ต่ำกว่าคอยล์ร้อน. วิทยานิพนธ์ วศ.ม., มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี, ปทุมธานี.(2554).

[5] วิศิษฎ์ ชูประเสริฐ, จิตติน แตงเที่ยง. การเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานโดยการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาใช้. วิทยานิพนธ์ วศ.ม., จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, กรุงเทพมหานคร.(2554).

[6] บุญธรรม กล้าหาญ. การลดการใช้พลังงานสำหรับอุปกรณ์เครื่องทำน้ำเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำด้วยวิธีการบำรุงรักษาทวีผล กรณีศึกษาโรงงานผลิตนาฬิกา. วิทยานิพนธ์ วศ.ม., มหาวิทยาลัยสยาม, กรุงเทพมหานคร.(2561).

[7] Kezhi Yu, Zhaoyang Cao, Yan lingLiu. Research on the optimization control of the central air-conditioning system in university classroom buildings based on TRNSYS software [Review of the book **10th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning**]. **Engineering,** 2017(205), 1564-1569. (2017).

[8] เฉลิมพร จินดาเพ็ง. การวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการถ่ายเทความร้อน และความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบผลิตน้ำร้อนร่วมกับระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ประยุกต์ใช้กับสระว่ายน้ำในร่มของ Atrium Athletic Club ในอาคารทิปโก้ กรุ๊ป. วิทยานิพนธ์ วศ.ม., มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์, กรุงเทพมหานคร.(2559).

[9] Xiantai Wen, Liang Cai, Xiaosong Zhang, Pengfei Yu, Xianqi Cao. Theoretical and Experimental Research on High Efficiency Screw Chiller Used in Subway Station [Review of the book **10th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning**]. **Engineering,** 2017(205), 373-380. (2017).

[10] Hani Hussain Sait. Auditing and analysis of energy consumption of an educational building in hot and humid area [Review of the book **Energy Conversion and Management**]. **Engineering,** 2012(66), 143-152. (2012).

[11] Maurizio Burba. Improved energy efficiency of air cooled chillers [Review of the book **REHVA Journal**]. Engineering, 2013(1), 50-53. (2013).

[12] พิสุทธิ์ ชัยอมฤต. โปรแกรมตรวจสอบและวิเคราะห์ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็น ในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์. วิทยานิพนธ์ วศ.ม., จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, กรุงเทพมหานคร. (2545).

[13] Ricardo F.F. Pontes, Willian M. Yamauchi, Evelin K.G. Silva. Analysis of the effect of seasonal climate changes on cooling tower efficiency, and strategies for reducing cooling tower power consumption [Review of the book **Applied Thermal Engineering**]. **Engineering,** 2019(161), 114148. (2019).

[14] เกษม รุ่งเรื่อง. การวางแผนบำรุงรักษาเชิงป้องกันเครื่องจักรในอุตสาหกรรมรีเลย์. วิทยานิพนธ์ วศ.ม., มหาวิทยาลัยธุรกิจบัณฑิตย์, กรุงเทพมหานคร.(2552).

[15] สุทธิศักดิ์ พรรัตนสมบูรณ์. การพัฒนาคู่มือการบำรุงรักษาเชิงป้องกันเครื่องทำน้ำเย็น แบบระบายความร้อนด้วยอากาศ. วิทยานิพนธ์ วศ.บ., มหาวิทยาลัยสยาม, กรุงเทพมหานคร.(2556).

[16]Guy W. Gupton, Jr. HVAC Controls: Operation & Maintenance. 3rd ed. In the United States of America. (2002).

[17] R.W. Haines and D.C. Hillite, แปลโดย and แปลโดย , น.ท. ตระการ ก้าวกสิกรรม. ระบบควบคุมความร้อนสำหรับการทำความร้อนการระบายอากาศและการปรับอากาศ. กรุงเทพฯ: บริษัท เอ็มแอนด์อี จำกัด, (1997).

[18] Faye C. McQuiston, Jerald D. Parker, Jeffrey D. Spitler. Heating, ventilating and air conditioning: analysis and design. 6th ed. In the United States of America., (2005).

[19] กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน. คู่มือผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน(อาคาร). กรุงเทพฯ: กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน, (2553).

[20] Yang, H., et al.Comparing central and split air-conditioning systems. ASHRAE journal 43.5 (2001).

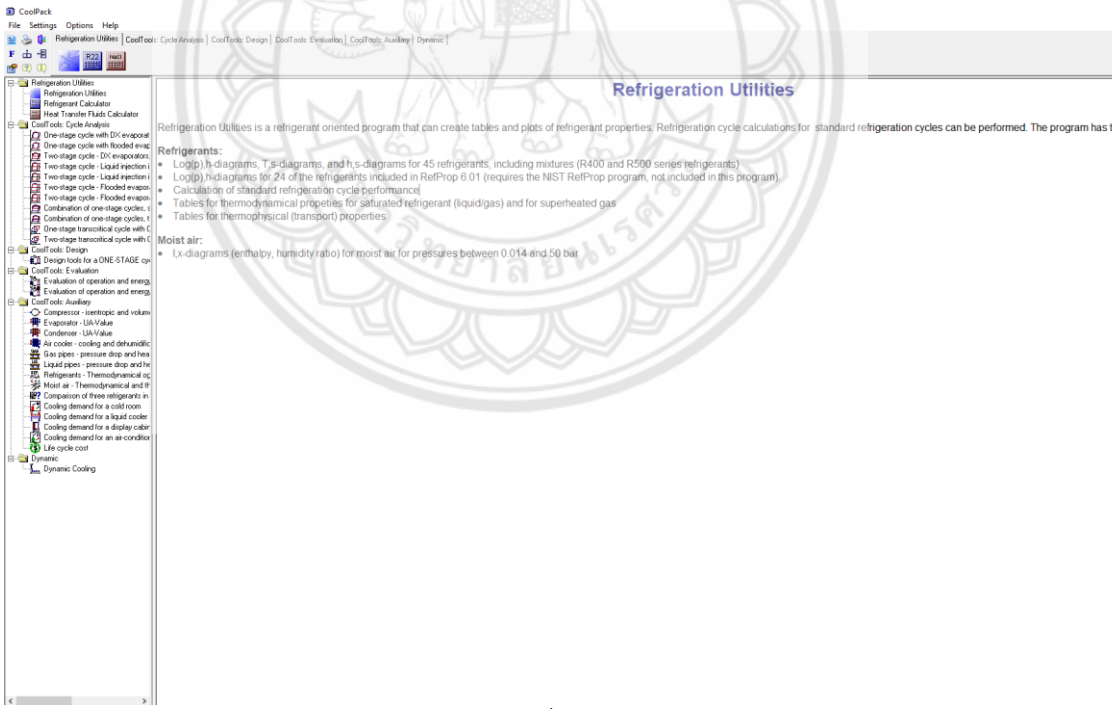
[21] กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน.ตำราอบรมผู้รับผิดชอบด้านพลังงานอาวุโสด้านไฟฟ้า การอนุรักษ์พลังงานในระบบปรับอากาศ.

ภาคผนวก ก
ขั้นตอนการใช้โปรแกรมและอุปกรณ์

วิธีการใช้งานโปรแกรม Cool pack

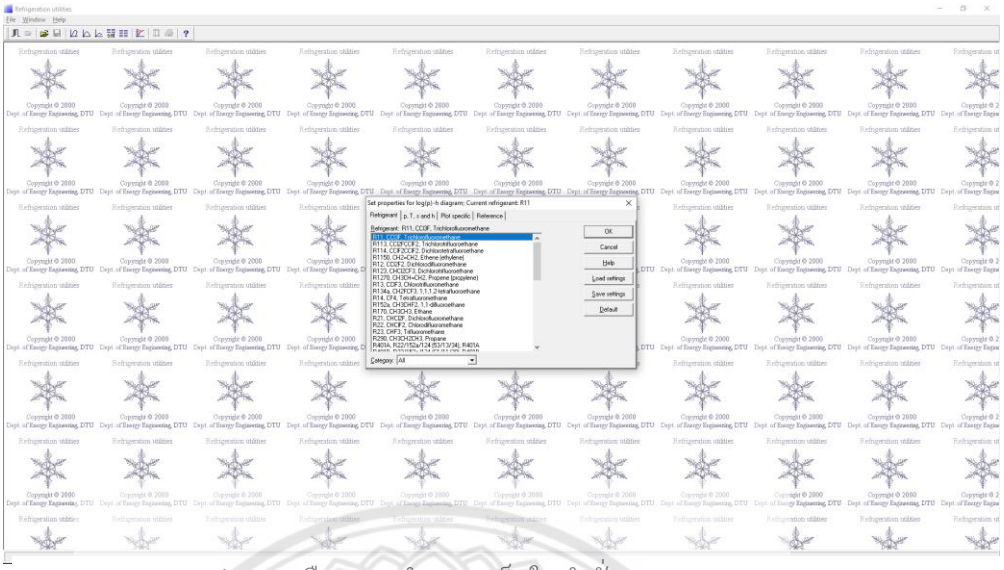
โปรแกรม Cool pack ใช้ในการคำนวณหาค่า COP ของวัฏจักรสารทำความเย็นตาม P-h diagramเนื่องจากระบบปรับอากาศเป็นวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอโดยอาศัยสารทำความเย็นเป็นตัวกลาง จึงสามารถอธิบายในหลักการ P-h diagram โดยมีขั้นตอนดังนี้

ขั้นตอนที่ 1 เปิดโปรแกรม Cool pack หน้าแรกของโปรแกรมจะมีลักษณะดังรูป ก.1 ให้ทำการเลือก Refrigeration Utilities เพื่อเปิดหน้าต่าง Refrigeration Utilities



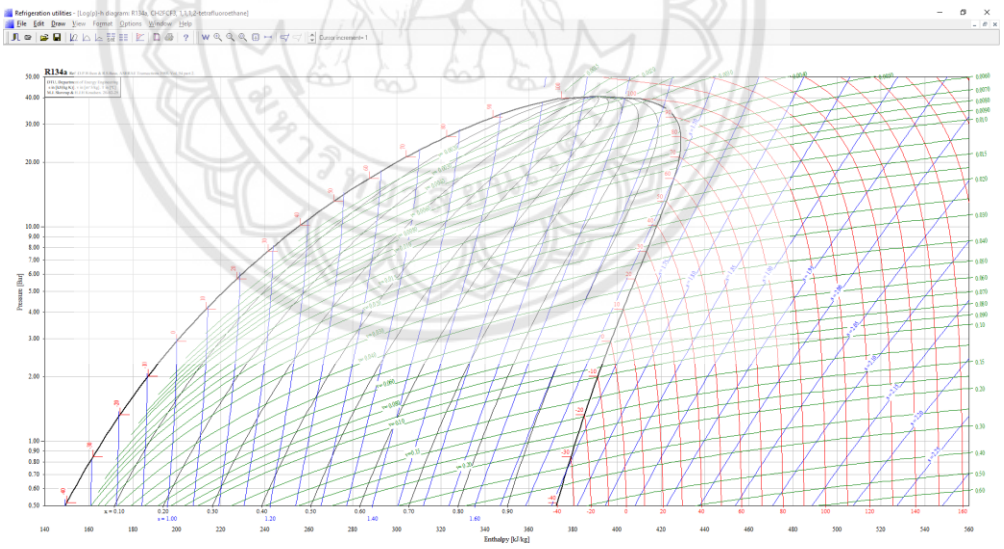
รูป ก. 1 หน้าคำสั่งหลักของโปรแกรม Coolpack

ขั้นตอนที่ 2 เมื่อเปิดหน้าต่าง Refrigeration Utilities ให้เปิด Log P-h diagram แล้วเลือกสารทำความเย็นที่ต้องการวิเคราะห์ดังรูป ก.2

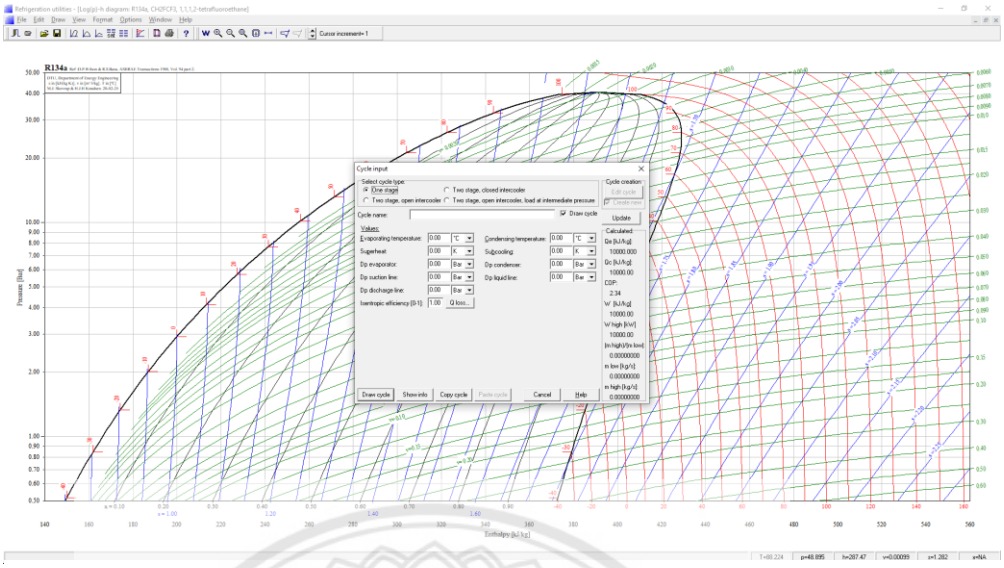


รูป ก. 2 เลือกสารทำความเย็นในคำสั่งLog P-h diagram

ขั้นตอนที่ 3 เมื่อเลือกสารทำความเย็นแล้วจะปรากฏ P-h diagram ของสารทำความเย็นนั้น ดังรูป ก.3 แล้วทำการเลือกคำสั่ง Cycle แล้วจึงทำการใส่ข้อมูลเพื่อวิเคราะห์ใน Cycle input ดังรูป ก.4

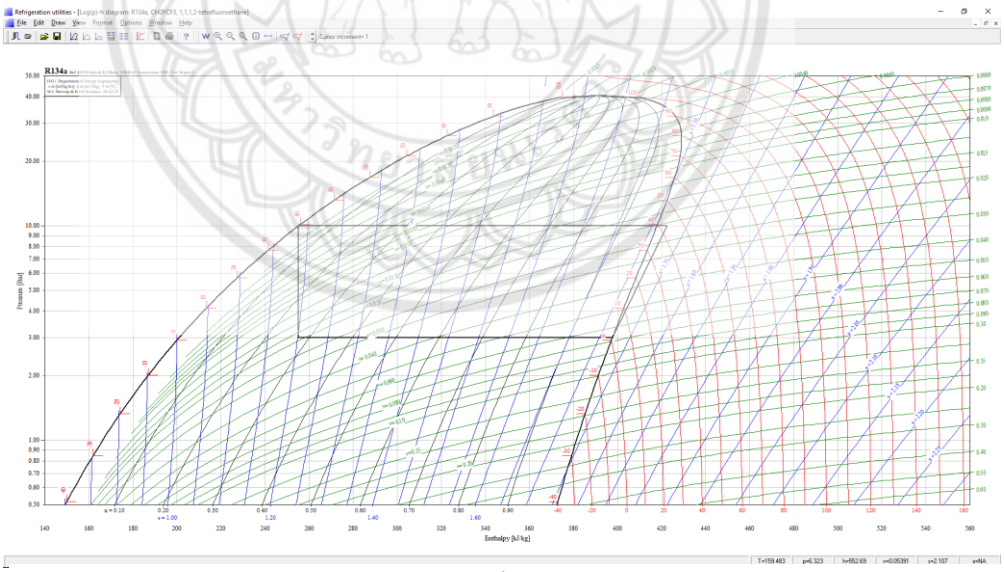


รูป ก. 3 P-h diagram จากคำสั่ง Log P-h diagram

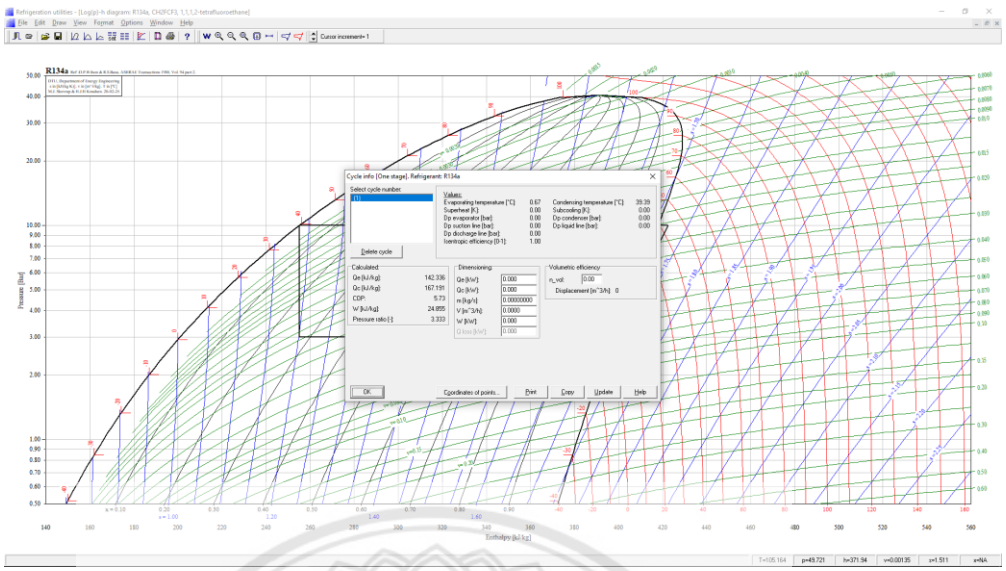


รูป ก. 4 Cycle input

ขั้นตอนที่ 4 เมื่อใส่ข้อมูลเพียงพอให้สามารถวิเคราะห์ได้เสร็จแล้ว จะได้รูปวัฏจักรสารทำความเย็นดังรูป ก.5 และสามารถดูผลลัพธ์จากการวิเคราะห์ได้ที่คำสั่ง Show info จะปรากฏหน้าต่าง Cycle info ดังรูป ก.6



รูป ก. 5 วัฏจักรทำความเย็นจากโปรแกรม Coolpack



รูป ก. 6 วัฏจักรทำความเย็นจากโปรแกรม Coolpack

วิธีการใช้งานอุปกรณ์วัดอัตราการไหลแบบ Ultrasonic flow meter

วัดอัตราการไหลของน้ำเย็นและน้ำระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์โดยใช้เครื่องวัดอัตราการไหลแบบ Ultrasonic flow meter มีขั้นตอนการวัดดังนี้

ขั้นตอนที่ 1 เลือกท่อน้ำเย็น และท่อน้ำระบายความร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น โดยเลือกบริเวณท่อที่ทำการติดตั้งเครื่อง โดยเลือกท่อแนวตรงไม่อยู่ใกล้กับข้อต่อหรือส่วนโค้งของท่อมากเกินไป โดยสามารถเลือกได้ทั้งแนวตั้ง และแนวนอน

ขั้นตอนที่ 2 ทำการตรวจสอบผิวท่อว่าเรียบหรือมีสนิมเกาะหรือไม่ ถ้ามีให้ทำความสะอาดขัดผิวท่อให้เรียบร้อยก่อนทำการวัด

ขั้นตอนที่ 3 ทำการเสียบปลั๊กเพื่อเริ่มต้นการใช้งานเครื่อง

ขั้นตอนที่ 4 กด Enter ใส่หมายเลข 11 เพื่อใส่ค่าพารามิเตอร์ซึ่งมีดังนี้

- Outer diameter (ดูค่าได้จากตาราง Pipe schedule) โดยดูตามขนาดท่อที่ทำการวัด

-Thickness wall (ดูค่าได้จากตาราง Pipe schedule) โดยดูตามขนาดท่อที่ทำการวัด

- ชนิดของท่อที่ทำการวัด

- เลือกชนิดของการทำงานของเครื่องเป็น V method

- เลือกชนิดของทรานดิวเซอร์ให้ตรงกับรุ่น โดยเลือกไปที่ Clamp on TM-1

ขั้นตอนที่ 5 เมื่อทำการใส่ค่าพารามิเตอร์เรียบร้อยแล้วให้ดูค่า Transducer space ซึ่งเป็นระยะห่างของทรานดิวเซอร์ทั้งสองตัวที่ได้จากการใส่ค่าพารามิเตอร์ก่อนหน้านี้

ขั้นตอนที่ 6 กำหนดระยะบนท่อให้เรียบร้อย จากนั้นนำทรานดิวเซอร์มาติดตั้งที่ตัวท่อโดยให้ทรานดิวเซอร์หันหน้าเข้าหากันซึ่งการติดตั้งนั้นต้องคำนึงถึงทิศทางการไหลของของเหลวภายในท่อ โดยทำการวางทรานดิวเซอร์ด้าน down (จะมีบอกอยู่ที่ท้ายของทรานดิวเซอร์) ให้สวนกับทิศทางการไหลเสมอ

ขั้นตอนที่ 7 ทำการตรวจสอบค่าที่ได้บนหน้าจอแสดงผลโดยการกด Enter สองครั้ง สามารถทำการศึกษาเพิ่มเติมได้จากวิดีโอและคู่มือการใช้งานได้จากลิงค์ด้านล่าง

https://www.youtube.com/watch?v=L0udGBz2_0M

https://doc.diytrade.com/docdvr/2386800/48467626/1540810546.pdf

ภาคผนวก ข

ตารางบันทึกผลการตรวจสอบปรัศทธิภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์

โรงพยายบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร อาคารสิรินธร

ตาราง ข. 1 Nameplate Chiller No.1

Nameplate			
Chiller No.1			
Brand	YORK		
Model	YTJ3C2E35-CPJ		
Cooling capacity		600	Ton
Power input		-	kW
Refrigerant		R-123	
CHP		-	Kw/Ton

ตาราง ข. 2 Nameplate Chiller No.2

Nameplate			
Chiller No.2			
Brand	YORK		
Model	YTJ3C2E35-CPJ		
Cooling capacity		600	Ton
Power input		-	kW
Refrigerant		R-123	
CHP		-	Kw/Ton

ตาราง ข. 3 Nameplate Chiller No.3

Nameplate			
Chiller No.3			
Brand	YORK		
Model	YKE4EQQ65CMG		
Cooling capacity		500	Ton
Power input		-	kW
Refrigerant		R-123	
CHP		-	Kw/Ton

ตาราง ข. 4 Name plate เครื่องสูบน้ำของอาคารสิรินธร

อาคารสิรินธร			
รายการ			Unit
Brand	PACO		
Model	KPV		
ค่าจาก Nameplate			
TDH		150	ft
กำลังไฟฟ้ามอเตอร์		-	kW
อัตราการไหล		1440	gpm
IMD.DA		14.63	Inch
สมรรถนะ		-	-
ผลการตรวจวัด	Suction Pressure	0	psig
	Discharge Pressure	92	Psig
ไฟฟ้า	Volt	380	V
	Amp.	105	A
	kW	55.3	kW
	P.F.	0.8	P.F.

ตาราง ข. 5 Nameplate หอระบายความร้อน

Nameplate		
Cooling tower		Unit
Project: โรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร อาคารสิรินธร		
Brand	LIANG CHI	-
Model	LBC 700	-
Cooling capacity	2730000	Kcal/hr
Water flow	9100	l/min
Air volume	3750	m^3/min
Water inlet	10	Inch
Water outlet	10	Inch
Fan motor	20/4	HP/P
Power input	660/50/380/3	kW/Hz/V/PH

ตาราง ข. 6 ค่าข้อมูลการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นอาคารสิรินธร วันที่ 31 ม.ค. 2563

Project: อาคารสิรินธร โรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร					
Chiller No.	3				
Brand	YORK				
model	YKE4EQQ65CMG				
Nameplate					
Colling Capacity				500	Ton
Power Consumption				-	kW
Refrigerant				R-123	
CHP				1.0	kW/Ton
Measurement results					
Date 31 มกราคม 2563		09:00	12:00	15:00	น.
Setting point	outlet water temp.	46			°F
	% Load Amp.	-			°F
Refrigerant	Suction Pressure	39	38.6	38.9	psig
	Discharge pressure	86	111.9	92.3	psig
	Evaporator Temp.	44.1	43.7	44	°F
	Condenser Temp.	79.5	90.4	84	°F
	Sub cool Temp.	11.8	13.8	12.4	°F
	Superheat Temp.	10.5	14	15	°F
Cold water	Inlet Temperature	50	50.6	50.5	°F
	Outlet Temperature	46	46.2	46.1	°F
	Flowrate	157.8			lps
	Pressure in	120	120	120	psig
	Pressure out	86	86	86	psig
Condenser water	Inlet temperature	79.6	75.5	78.5	°F
	Outlet temperature	88.5	85.5	68.6	°F
	flowrate	109.3			lps
	Pressure in	2	2	2	psig
	Pressure out	2	2	2	psig
Power input		127	205	173	kW
%Load Amp.		43	61	51	%

โรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร อาคารเฉลิมพระเกียรติ

ตาราง ข. 7 Nameplate Chiller No.1

Nameplate			
Chiller No.1			
Brand	TRANE		
Model	CVHE420		
Cooling capacity		500	Ton
Power input		305	kW
Refrigerant		R-123	
CHP		-	Kw/Ton

ตาราง ข. 8 Nameplate Chiller No.2

Nameplate			
Chiller No.2			
Brand	TRANE		
Model	CVHE420		
Cooling capacity		500	Ton
Power input		305	kW
Refrigerant		R-123	
CHP		-	Kw/Ton

ตาราง ข. 9 Nameplate Chiller No.3

Nameplate			
Chiller No.3			
Brand	TRANE		
Model	CVHE420		
Cooling capacity		500	Ton
Power input		305	kW
Refrigerant		R-123	
CHP		-	Kw/Ton

ตาราง ข. 10 Nameplate Chiller No.4

Nameplate			
Chiller No.4			
Brand	TRANE		
Model	-		
Cooling capacity		-	Ton
Power input		-	kW
Refrigerant		R-123	
CHP		-	Kw/Ton

ตาราง ข. 11 Nameplate เครื่องสูบน้ำเย็นและเครื่องสูบน้ำระบายความร้อนของอาคารเฉลิมพระเกียรติ

อาคารเฉลิมพระเกียรติ			
รายการ			Unit
Brand	PACO		
Model	KPV		
ค่าจาก Nameplate			
TDH		150	ft
กำลังไฟฟ้ามอเตอร์		-	kW
อัตราการไหล		1440	GPM
IMD.DA		14.63	Inch
สมรรถนะ			
ผลการตรวจวัด	Suction Pressure	0	psig
	Discharge Pressure	92	Psig
	อัตราการไหล		
ไฟฟ้า	Volt	380	V
	Amp.	105	A
	kW	55.3	kW
	P.F.	0.8	P.F.
ค่าสมรรถนะ	0.031	kW/GPM	

ตาราง ข. 12 Nameplate หอระบายความร้อนอาคารเฉลิมพระเกียรติ

Nameplate		
Cooling tower		Unit
Project: อาคารเฉลิมพระเกียรติ โรงพยาบาลมหาวิทยาลัยนเรศวร		
Brand	LIANG CHI	-
Model	LRC TS 600	-
Cooling capacity	1907808	Kcal/hr
Water flow	1500	l/min
Air volume	1850	m^3/min/cell
Water inlet	5	Inch
Water outlet	8	Inch
Fan motor	10/4	HP/P
Power input	50/380/3	kW/Hz/V/PH

ตาราง ข. 13 แสดงค่าข้อมูลการทำงานย้อนหลัง 2 วัน ของเครื่องทำน้ำเย็นเครื่องที่ 1 ของอาคารเฉลิมพระเกียรติ

วันที่	เวลา	น้ำเย็น		น้ำระบายความร้อน		สารทำความเย็น		ไฟฟ้า	
		T_{in}	T_{out}	T_{in}	T_{out}	$T_{eva.Sat}$	$T_{cond.Sat}$	power input	Load
		^{O}F	^{O}F	^{O}F	^{O}F	^{O}F	^{O}F	kW	%
29	13.44	48.67	44	79.33	85.3	41.2	89.5	208.31	65
29	14.44	48.67	44.33	78.67	84.67	41.5	88.8	202.12	63
29	15.44	48.67	44.33	78.7	87.67	41.5	88.8	203.16	63
29	16.44	48.00	44.33	78	84.3	41.5	87.05	180.75	60
29	17.44	47.30	43.83	77	82	41.5	84.6	175.31	55
29	18.44	47.67	44.33	76.33	80.67	41.9	83.2	158.81	52
29	19.44	47.30	44	74.57	80.3	41.9	82.5	158.81	51
29	20.44	47.00	44	75.3	79.67	41.9	81.1	148.50	50
29	21.44	47.00	44	74.67	79	41.9	80.8	145.41	48
29	22.44	47.00	44.33	73.67	77.67	42.25	79	138.19	47
29	23.44	47.00	44	74	77.67	42.25	79	138.19	47
30	00.44	47.00	44	73.33	77	42.25	78.3	134.06	45.5
30	01.44	47.00	44.0	72	75.67	42.6	77.6	129.94	45
30	02.44	47.30	44.33	71.33	75	42.6	75.9	127.87	44.5
30	03.44	47.00	44.0	71.33	74.67	42.6	75.5	119.62	42.5
30	04.44	47.00	44	71.33	74.67	42.6	75.15	119.62	42.5
30	05.44	46.67	44.0	70.33	74.0	42.25	74.8	119.62	42.5

ตารางที่ ข.13 แสดงค่าข้อมูลการทำงานย้อนหลัง 2 วัน ของเครื่องทำน้ำเย็นเครื่องที่ 1 ของอาคารเฉลิมพระเกียรติ (ต่อ)

วันที่	เวลา	น้ำเย็น		น้ำระบายความร้อน		สารทำความเย็น		ไฟฟ้า	
		T_{in}	T_{out}	T_{in}	T_{out}	$T_{eva.Sat}$	$T_{cond.Sat}$	power input	Load
		^{O}F	^{O}F	^{O}F	^{O}F	^{O}F	^{O}F	kW	%
30	06.44	47.67	44.33	70.67	74	42.6	74.8	121.69	43
30	07.44	49.00	45.0	70.33	74.67	39.1	76.9	132.00	50
30	08.44	48.33	44	75.5	81.3	41.9	83.2	180.46	58
30	09.44	48.67	44.0	74.67	80	41.9	82.5	175.31	57
30	10.44	48.50	44.33	76	81	41.9	84.6	185.62	60
30	11.44	48.67	44	76.67	82.67	41.9	84.95	187.69	60
30	12.44	48.67	44.67	77	83	41.9	85.65	189.75	61
30	13.44	48.33	44	78	84	41.9	86.7	191.81	62
30	14.44	48.67	44.67	78.67	84.67	41.9	87.4	198.00	63
30	15.44	48.33	44.0	78.5	84.67	41.2	86.7	198.00	62
30	16.44	48.00	44	78	83	41.2	85.3	181.50	57.5
30	17.44	47.33	43.67	76.33	81.67	41.9	83.2	165.00	54
30	18.44	47.67	44	75.33	80	42.25	82.5	156.75	51.5
30	19.44	47.00	44	74.67	79	42.25	80.75	148.50	49
30	20.44	47.00	44	73.67	78	42.25	79	140.25	48
30	21.44	47.00	44	73	76.33	42.25	77.95	140.25	47
30	22.44	47.00	44	71	74.67	42.25	76.2	129.94	44

ตารางที่ ข.13 แสดงค่าข้อมูลการทำงานย้อนหลัง 2 วัน ของเครื่องทำน้ำเย็นเครื่องที่ 1 ของอาคารเฉลิมพระเกียรติ (ต่อ)

วันที่	เวลา	น้ำเย็น		น้ำระบายคามร้อน		สารทำความเย็น		ไฟฟ้า	
		T_{in}	T_{out}	T_{in}	T_{out}	$T_{eva.Sat}$	$T_{cond.Sat}$	power input	Load
		^{O}F	^{O}F	^{O}F	^{O}F	^{O}F	^{O}F	kW	%
30	23.44	47.00	44	70.33	74	42.25	75.5	125.81	44
31	0.44	47.00	44	70	73.67	42.25	74.8	125.81	43.7
31	1.44	47.00	43.67	69.67	73.33	42	74.45	125.81	43
31	2.44	47.00	44.33	69.33	73	42.25	74.1	119.62	43
31	3.44	47.00	44	69.67	73.33	42.25	73.75	119.62	43
31	4.44	46.67	44	69.33	73	42.25	73.4	119.62	42
31	5.44	47.00	44	69	72	42.25	73.05	115.50	41
31	6.44	47.67	44.67	68.67	71.67	42.5	72.7	115.50	41
31	7.44	48.33	44	69.33	73.5	38.4	76.2	132.00	47
31	8.44	48.67	44	72.67	78.33	41.2	80.4	165.00	54
31	9.44	48.33	43.67	73	78.33	41.55	80.75	165.50	55
31	10.44	48.33	44	74	79.33	42.25	81.1	170.16	55
31	11.44	48.67	44	74.33	80.67	41.55	83.2	185.62	60
31	12.44	48.67	44	75	81	41.8	83.5	183.56	58
31	13.44	48.80	44.2	75.7	81.6	41.8	83.9	185.5	59

โรงพยาบาลกรุงเทพพิษณุโลก

ตาราง ข. 14 รายละเอียดของผลิตภัณฑ์เครื่องทำน้ำเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ

Specification	Catalog	Nameplate
Brand	Climaveneta	Climaveneta
Model	TECS-W2802L-E	TECS-W2802L-E
COP	5.93	5.65
Cooling capacity	1009 kW or 280 ton	879 kW or 250 Ton
Power input	155.6 kW	170.1 kW
Power supply	380V/3/50	380V/3/50+PE
Refrigerant	R-134a	R-134a
Chiller water flow rate	-	-
Capacity step %	-	15-100%
Compressor type	-	Centrifugal compressor with magnetic levitation
Evaporator type	flooded evaporator	-
Condenser type	condenser flooded	-
Unit length	2990 mm	-
Unit width	1480 mm	-
Unit high	1960 mm	-
Operation weight	3262 kg	-

ตาราง ข. 15 ข้อมูลที่ได้จากการวัดการทำงานเครื่องทำน้ำเย็น

Project: โรงพยาบาลกรุงเทพพิษณุโลก				
Chiller No.	3			
Brand	Climaveneta			
Model	TECS-W2802L-E			
Nameplate				
Cooling capacity			250	Ton
Power input			155	kW
Refrigerant			R-134a	
Measurement results				
Date:6/12/2562 13:10				Unit
Setting point	Inlet cold water temperature		9	℃
	% Load Amp.		15-100	%
Refrigerent	Suction Pressure	Compressor 1	2.8	Bar
		Compressor 2	2.9	Bar
	Discharge Pressure	Compressor 1	5.4	Bar
		Compressor 2	3.0	Bar
	Suction Temperature	Compressor 1	7.6	℃
		Compressor 2	35.8	℃
	Discharge Temperature	Compressor 1	-	℃
		Compressor 2	-	℃
Cool Water	Inlet Temperature		10.6	℃
	Outlet Temperature		9	℃
	Flowrate		42.9	lps
	Pressure in		51	psi
	Pressure out		62	psi

ตาราง ข.15 ข้อมูลที่ได้จากการวัดการทำงานเครื่องทำน้ำเย็น (ต่อ)

Condenser water	Inlet temperature	18.8	°C
	Outlet temperature	20.8	°C
	flowrate	38.9	lps
	Pressure in	-	psi
	Pressure out	-	psi
Input Power	Compressor 1	25.4	kW
	Compressor 2	0	kW
% Load Amp.	Compressor 1	55	%
	Compressor 2	0	%

ตาราง ข. 16 บันทึกค่าการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นจากผู้ดูแล ชุดที่ 1 (24 ก.ค. 2562)

Unit Chiller	Description/Time		09:00	15:00	24:00
	Chilled water temp IN/OUT (°C)		10.6/7.5	10.7/7.6	5.2/7.4
	Chilled water pressure IN/OUT (psi)		60/54	60/50	60/54
	Condenser water temp IN/OUT (°C)		30.1/32.9	30.5/33.4	27.2/28.6
	Condenser water pressure IN/OUT (psi)		70/60		60/70
	Refrig Circuit	Low Pressure (bar)/Temperature (°C)	2.7/6.6	2.4/6.6	2.7/6.6
		High Pressure (bar)/Temperature (°C)	8.0/35.8	8.1/36.2	6.6/295
Compressor No.1	% Load Amp.		62	64	0
	Compressor ratio : >1.5°C		2.5	2.5	2.0
	Request power compressor (kW)		57.9	59.9	5.0
	Absorbed power compressor (kW)		54.4	59.9	0.0
	Absorbed Current (Amp.)		91	94	0
	Discharge Pressure (bar)/Temperature		8.4	8.6	2.8
	Suction Pressure (bar)/Temperature		2.5/5.7	2.5/5.7	32.4/2.6
	Cavity Temperature (°C) (25-45°C)		42.4	43.9	30.3
	SCR Temperature (°C) (25-45°C)		31.5	31.8	32.0
Compressor No.2	% Load Amp.		62	64	71
	Compressor ratio : >1.5°C		2.5	2.5	2.3
	Request power compressor (kW)		56.6	39.7	45.1
	Absorbed power compressor (kW)		56.7	60.1	45.2
	Absorbed Current (Amp.)		90	96	77
	Discharge Pressure (bar)/Temperature		8.4	8.5	6.8
	Suction Pressure (bar)/Temperature		2.5/5.5	2.5/5.6	5.8/2.5
	Cavity Temperature (°C) (25-45°C)		43.3	42.6	43.8
	SCR Temperature (°C) (25-45°C)		31.4	31.7	25.9

ตาราง ข. 17 บันทึกค่าการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นจากผู้ดูแล ชุดที่ 2 (22 ก.ค. 2562)

Unit Chiller	Description/Time		09:00	15:00	24:00
	Chilled water temp IN/OUT (°C)		10.5/7.3	10.5/7.5	9.3/7.1
	Chilled water pressure IN/OUT (psi)		60/54	60/59	60/54
	Condenser water temp IN/OUT (°C)		31.3/34.2	31.5/34.8	29.9/31.8
	Condenser water pressure IN/OUT (psi)		60/70	60/70	60/70
	Refrig Circuit	Low Pressure (bar)/Temperature (°C)	2.7/6.6	2.7/6.6	2.7/6.6
		High Pressure (bar)/Temperature (°C)	8.4/57.1	8.6/34.0	7.4/33.3
Compressor No.1	% Load Amp.		69	72	13
	Compressor ratio : >1.5°C		2.4	2.6	2.3
	Request power compressor (kW)		66.6	64.8	11.1
	Absorbed power compressor (kW)		67.1	78.0	40.5
	Absorbed Current (Amp.)		104	111	64
	Discharge Pressure (bar)/Temperature		8.7	8.5	7.8
	Suction Pressure (bar)/Temperature		4.5/2.4	4.8/2.4	2.8/6.3
	Cavity Temperature (°C) (25-45°C)		44.3	43.9	43.9
	SCR Temperature (°C) (25-45°C)		32.0	32.8	26.8
Compressor No.2	% Load Amp.		67	72	13
	Compressor ratio : >1.5°C		2.6	2.8	2.3
	Request power compressor (kW)		64.2	72.1	11.0
	Absorbed power compressor (kW)		64.8	71.8	11.0
	Absorbed Current (Amp.)		103	111	61
	Discharge Pressure (bar)/Temperature		8.6	8.5	7.8
	Suction Pressure (bar)/Temperature		5.3/2.5	4.7/2.4	2.8/5.6
	Cavity Temperature (°C) (25-45°C)		49.6	44.4	42.4
	SCR Temperature (°C) (25-45°C)		33.9	32.0	26.8

บริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด

ตาราง ข. 18 การเปรียบเทียบรายละเอียดของผลิตภัณฑ์เครื่องทำความเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ

Specification		
Brand	Daikin (Old)	Carrier (New)
Model	UWA200-480AY3	30XA-0482
Cooling capacity	530 kW (150 ton)	493 kW (140 ton)
Compressor input power	196 kW	143.3 kW
Power supply	3 phase,50 Hz,380/410.415 V	3 phase,50 Hz,400 V
Refrigerant	R-22	HFC-134a
Chiller water flow rate	1519 l/min	1410 l/min
Capacity step %	100-10%	100-30%
Compressor type	Semi-hermetic sealed single-screw type	Semi-hermetic screw compressor
Evaporator type	Blazing Plate type	Flooded multi-pipe
Condenser type	Cross fin coil	Cu/Al heat exchanger
Condenser fan type	Propeller	Axial Flying Bird with rotating shround
Air flow rate	2620 m^3 /min	2170 m^3 /min
Unit length	6600 mm	4798 mm
Unit width	2000 mm	2253 mm
Unit high	2460 mm	2297 mm
Unit weight	5660 kg	4900 kg
Operation weight	5737 kg	4984 kg
Operation range	-5 to 43 °C	-

ตาราง ข. 19 ข้อมูลที่ได้ทำการตรวจสอบเครื่องทำน้ำเย็นเดิม AC-2-2

Project: บริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด				
Chiller No.	AC-2-2			
Brand	Daikin			
model	UWA200AY3			
Nameplate				
Colling Capacity			150	Ton
Power Consumption			196	kW
Refrigerant			R-22	
Water flow rate			1410	lpm
Setting Point				°F
CHP			1.3	kW/Ton
Measurement results				
Date 11 July 2019			10:30	น.
Ambient air Temperature			34.7	°C
Air Temperature from the cooling fan			37.6	°C
Refrigerant	Suction Pressure	compressor 1&2	0.5	MPa
		compressor 3	0.5	MPa
	Discharge pressure	compressor 1&2	2.15	MPa
		compressor 3	2.35	MPa
	Suction Temperature	compressor 1&2	-	°C
		compressor 3	-	°C
	Discharge Temperature	compressor 1&2	-	°C
		compressor 3	-	°C

ตาราง ข.19 ข้อมูลที่ได้ทำการตรวจสอบเครื่องทำน้ำเย็นเดิม AC-2-2 (ต่อ)

Cold water	Inlet Temperature	compressor 1&2	10	℃
		compressor 3	11	℃
	Outlet Temperature	compressor 1&2	13	℃
		compressor 3	11	℃
	Flowrate	1020	lpm	
	Pressure in	compressor 1&2	16	psi
		compressor 3	14	psi
	Pressureout	compressor 1&2	26	psi
		compressor 3	29	psi
Power input	compressor 1&2	87.59	kW	
	compressor 3	-	kW	

ตาราง ข. 20 ข้อมูลที่ได้ทำการตรวจสอบเครื่องทำน้ำเย็นเดิม AC-3-1

Project: บริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด				
Chiller No.	AC-3-1			
Brand	Daikin			
model	UWA200AY3			
Nameplate				
Colling Capacity			150	Ton
Power Consumption			196	kW
Refrigerant			R-22	
Water flow rate			1410	lpm
Setting Point				°F
CHP			1.3	kW/Ton
Measurement results				
Date 11 July 2019			11:30	น.
Ambient air Temperature			35.3	°C
Air Temperature from the cooling fan			38.9	°C
Refrigerant	Suction Pressure	compressor 1&2	0.45	MPa
		compressor 3	0.5	MPa
	Discharge pressure	compressor 1&2	2.1	MPa
		compressor 3	0.8	MPa
	Suction Temperature	compressor 1&2	-	°C
		compressor 3	-	°C
	Discharge Temperature	compressor 1&2	-	°C
		compressor 3	-	°C

ตารางที่ ข.20 ข้อมูลที่ได้ทำการตรวจสอบเครื่องทำน้ำเย็นเดิม AC-3-1 (ต่อ)

Cold water	Inlet Temperature	compressor 1&2	11	℃
		compressor 3	14	℃
	Outlet Temperature	compressor 1&2	14	℃
		compressor 3	14	℃
	Flowrate		1020	lpm
	Pressure in	compressor 1&2	17	psi
		compressor 3	13	psi
	Pressureout	compressor 1&2	25	psi
		compressor 3	24	psi
Power input		compressor 1&2	90.47	kW
		compressor 3	-	kW

ตาราง ข. 21 ข้อมูลที่ได้ทำการตรวจสอบเครื่องทำน้ำเย็นใหม่ AC-2-2

Project: บริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด					
Chiller No.	AC-2-2				
Brand	Carrier				
model	30XA0452				
Nameplate					
Colling Capacity				140	Ton
Power Consumption				143.3	kW
Refrigerant				R134a	
Water flow rate				1519	lpm
Setting Point				9	°F
CHP				1.0	kW/Ton
Measurement results					
Date 8 Aug 2019		8:45	12:30	15:45	unit
Ambient air		27.8	33.5	35.2	℃
Air from the cooling fan					℃
Refrigerant	Suction Pressure	284.4	286.4	280.4	KPa
	Discharge pressure	935	1128.8	1154.3	KPa
	Evaporator Temperature	7.7	7.9	7.4	℃
	Condenser Temperature	40.6	47.2	48	℃
Cold water	Inlet Temperature	11.2	11.4	11.2	℃
	Outlet Temperature	9.1	9.4	8.9	℃
	Flowrate	1251	1251	1251	lpm
	Pressure in	15	15	15	KPa
	Pressure out	25	25	25	KPa
Power input		50.25	58.19	59.5	kW
%Load Amp.		30	45	40	%

ตาราง ข. 22 ข้อมูลที่ได้ทำการตรวจสอบเครื่องทำน้ำเย็นใหม่ AC-3-1

Project: บริษัท ไทยแอโรว์ จำกัด					
Chiller No.	AC-3-1				
Brand	Carrier				
model	30XA0452				
Nameplate					
Colling Capacity				140	Ton
Power Consumption				143.3	kW
Refrigerant				R134a	
Water flow rate				1519	l/m
Setting Point				9	°F
CHP				1.0	kW/Ton
Measurement results					
Date 8 Aug 2019		09:00	12:30	15:00	น.
Ambient air		28.5	28.5	36.6	°C
Air from the cooling fan					°C
Refrigerant	Suction Pressure	271.4	289.3	280.4	KPa
	Discharge pressure	976.1	1256.1	1154.3	KPa
	Evaporator Temperature	6.7	8.2	7.4	°C
	Condenser Temperature	42.1	51.1	48	°C
Cold water	Inlet Temperature	11.2	11.2	11	°C
	Outlet Temperature	9	9	9	°C
	Flowrate	1251	1251	1251	lpm
	Pressure in	15	15	15	KPa
	Pressure out	26	26	26	KPa
Power input		56.85	61.4	64.41	kW

ภาคผนวก ค
แสดงวิธีการวิเคราะห์ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP)และสมรรถนะหอระบายความร้อน

อาคารสิรินธร

วิเคราะห์ค่ากำลังไฟฟ้าที่เครื่องทำน้ำเย็นใช้หน่วยเป็น kW วัดอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ผ่านเครื่องสูบน้ำเย็นในหน่วย gpm และวัดอุณหภูมิน้ำเย็นที่เข้าและออกเครื่องทำน้ำเย็นในหน่วย F° คำนวณหาความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) คำนวณหาความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) โดยสมการ

$$Q_e(\text{Ton}) = \frac{Fx(T_{in} - T_{out})}{24} \qquad (2.2)$$

และคำนวณหาค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP) ได้จากสมการ

$$CHP = \frac{KW}{Q_e} \qquad (2.20)$$

โดยสามารถวิเคราะห์เครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำ โดยมีข้อมูลการตรวจวัดและวิธีการคำนวณดังนี้

เวลา 09:00 น.

- อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 50.5 F°
- อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 46.1 F°
- อัตราการไหลของน้ำเย็น 157.33 lps เท่ากับ 2493.74 gpm
- กำลังไฟฟ้า 127 kw

$$\text{ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ } (Q_e) = \frac{2493.73 \text{ x} (50 - 46)}{24}$$

$= 415.62 \text{ ton}$

ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (CHP) $= \frac{127}{415.62}$

$= 0.31 \text{ kw/ton}$

เวลา 12:00 น.

- อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 50.6 F°
- อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 46.2 F°
- กำลังไฟฟ้า 205 kw

ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) $= \frac{2493.73 \text{ x}(50.6 - 46.2)}{24}$

$= 457.18 \text{ ton}$

ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (CHP) $= \frac{205}{457.18}$

$= 0.45 \text{ kW/ton}$

เวลา 15:00 น.

- อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 50.5 F°
- อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 46.1 F°
- กำลังไฟฟ้า 173 kw load 51 %

ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) $= \frac{2493.73 \text{ x}(50.5 - 46.1)}{24}$

$= 457.18 \text{ ton}$

ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (CHP) $= \frac{173}{457.184}$

$= 0.38 \text{ kW/ton}$

สมรรถนะหอระบายความร้อน คือ อัตราส่วนระหว่างผลต่างของน้ำเข้าและออกจากหอระบายความร้อนกับผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้าหอระบายความร้อนน้ำและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ โดยใช้อุณหภูมิแวดล้อมจากสภาพอากาศย้อนหลังของจังหวัดพิษณุโลก

$$\eta_{CT} = \frac{Tw_{in} - Tw_{out}}{Tw_{in} - Tw_{wb}} x100 \qquad (2.3)$$

โดยสามารถวิเคราะห์สมรรถนะหอระบายความร้อนด้วยน้ำ โดยมีข้อมูลการตรวจวัดและวิธีการคำนวณดังนี้

เวลา 09:00 น.

- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 85.5 F°
- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 79.5 F°
- อุณหภูมิอากาศ 26 C° 79% RH
- อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ 23.1 C° เท่ากับ 73.58 F°

สมรรถนะหอระบายความร้อน (η_{CT}) $= \frac{85.5 - 79.5}{85.5 - 73.58} x100$

$= 50.34\%$

เวลา 12:00 น.

- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 85.5 F°
- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 79.5 F°
- อุณหภูมิอากาศ 33 C° 46% RH
- อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ 23C° เท่ากับ 73.4 F°

สมรรถนะหอระบายความร้อน (η_{CT}) $= \frac{85.5 - 79.5}{85.5 - 73.4} x100$

$= 49.49\%$

เวลา 15:00 น.

- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 78.5 F°

- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 88.6 F°

- อุณหภูมิอากาศ 30 C° 40 % RH

- อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ 20 C° เท่ากับ 68 F°

สมรรถนะหอระบายความร้อน (η_{CT}) $= \frac{88.6 - 78.5}{88.6 - 68} x100$

$= 49.03\%$

อาคารเฉลิมพระเกียรติ

วิเคราะห์ค่ากำลังไฟฟ้าที่เครื่องทำน้ำเย็นใช้หน่วยเป็น kW วัดอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ผ่านเครื่องสูบน้ำเย็นในหน่วย gpm และวัดอุณหภูมิน้ำเย็นที่เข้าและออกเครื่องทำน้ำเย็นในหน่วย F° คำนวณหาความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) คำนวณหาความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) โดยสมการ

$$Q_e(Ton) = \frac{Fx(T_{in} - T_{out})}{24} \quad (2.2)$$

และคำนวณหาค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP) ได้จากสมการ

$$CHP = \frac{KW}{Q_e} \quad (2.20)$$

โดยสามารถวิเคราะห์เครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำ โดยมีข้อมูลการตรวจวัดและวิธีการคำนวณดังนี้

เวลา 09:44 น.

- อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 48.67 F°

- อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 44 F°

- อัตราการไหลของน้ำเย็น 74.82 lps เท่ากับ 1185.93 gpm

- กำลังไฟฟ้า 175.31 kw

ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) $= \frac{1185.93 \times (48.67 - 44)}{24}$

$= 230.76$ ton

ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP) $= \frac{175.31}{230.76}$

$= 0.76$ kw/ton

เวลา 12:44 น.

- อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 48.67 F^o

- อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 44.67 F^o

- กำลังไฟฟ้า 189.75 kw

ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) $= \frac{1185.93 \times (48.67 - 44.67)}{24}$

$= 197.65$ ton

ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP) $= \frac{189.75}{197.65}$

$= 0.96$ kW/ton

เวลา 15:44 น.

- อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 48.33 F^o

- อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 44 F^o

- กำลังไฟฟ้า 198 kw

ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ $(Q_e) = \frac{1185.93 \times (48.33 - 44)}{24}$

$= 213.96 \text{ ton}$

ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP) $= \frac{198}{213.96}$

$= 0.93 \text{ kW/ton}$

สมรรถนะหอระบายความร้อน(η_{CT}) คือ อัตราส่วนระหว่างผลต่างของน้ำเข้าและออกจากหอระบายความร้อนกับผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้าหอระบายความร้อนน้ำและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ โดยใช้อุณหภูมิแวดล้อมจากสภาพอากาศย้อนหลังของจังหวัดพิษณุโลก

$$\eta_{CT} = \frac{Tw_{in} - Tw_{out}}{Tw_{in} - Tw_{wb}} \times 100 \qquad (2.3)$$

เวลา 09.44 น.

- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 80 F°
- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 74.64 F°
- อุณหภูมิอากาศ 25 C° 61% RH
- อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ 19.6 C° เท่ากับ 67.23 F°

สมรรถนะหอระบายความร้อน(η_{CT}) $= \frac{80 - 74.64}{80 - 67.23} \times 100$

$= 41.9\%$

เวลา 12.44 น.

- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 83 F°
- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 77 F°
- อุณหภูมิอากาศ 29 C° 48% RH

- อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ 20.8 C° เท่ากับ 69.44 F°

สมรรถนะหอระบายความร้อน(η_{CT}) $= \frac{83-77}{83-69.44} x100$

$= 44.25\%$

เวลา 15.44 น.

- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 84.67 F°
- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 78.5 F°
- อุณหภูมิอากาศ 31 C° 46 % RH
- อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ 22 C° เท่ากับ 71.6 F°

สมรรถนะหอระบายความร้อน(η_{CT}) $= \frac{84.67-78.5}{84.67-71.6} x100$

$= 47.21\%$

โรงพยาบาลกรุงเทพพิษณุโลก

วิเคราะห์ค่ากำลังไฟฟ้าที่เครื่องทำน้ำเย็นใช้หน่วยเป็น kW วัดอัตราการไหลของน้ำเย็นที่ผ่านเครื่องสูบน้ำเย็นในหน่วย lps และวัดอุณหภูมิน้ำเย็นที่เข้าและออกเครื่องทำน้ำเย็นในหน่วย C° คำนวณหาความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) โดยสมการ

$$Q_e(Ton) = 1.19 xFx(T_{in} - T_{out}) \quad (2.1)$$

และคำนวณหาค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP) ได้จากสมการ

$$CHP = \frac{KW}{Q_e} \quad (2.20)$$

โดยการคำนวณหาค่า CHP สำหรับเครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อนด้วยน้ำ มีข้อมูลการตรวจวัดและวิธีการคำนวณดังนี้

เวลา 13:00 น.

- อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 10.6 c^{o}
- อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 9 c^{o}
- อัตราการไหลของน้ำเย็น 42.9 lps
- กำลังไฟฟ้า Compressor 1 25.4 kw
- กำลังไฟฟ้า Compressor 2 0 kw

ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) $= 1.19 \times 42.9 \times (10.6 - 9)$

$= 81.68$ ton

ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP) $= \frac{25.4}{81.68}$

$= 0.301$ kw/ton

จากการบันทึกข้อมูลชองผู้แลชุดที่ 1

เวลา 09:00 น.

- อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 10.5 c^{o}
- อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 7.5 c^{o}
- กำลังไฟฟ้า Compressor 1 57.4 kw
- กำลังไฟฟ้า Compressor 2 56.6 kw

ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) $= 1.19 \times 42.9 \times (10.5 - 7.5)$

$= 153.157$ ton

ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP) $= \frac{57.4 + 56.6}{153.157}$

$= 0.744$ kw/ton

เวลา 15:00 น.

- อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 10.7 c^{o}
- อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 7.6 c^{o}
- กำลังไฟฟ้า Compressor 1 59.9 kw
- กำลังไฟฟ้า Compressor 2 59.7 kw

ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) $= 1.19 \times 42.9 \times (10.7 - 7.6)$

$= 158.263$ ton

ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP) $= \frac{59.9 + 59.7}{158.263}$

$= 0.756$ kw/ton

เวลา 24.00

- อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 9.2 c^{o}
- อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 7.4 c^{o}
- กำลังไฟฟ้า Compressor 1 0 kw
- กำลังไฟฟ้า Compressor 2 45.2 kw

ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ (Q_e) $= 1.19 \times 42.9 \times 1.8$

$= 91.894$ ton

ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP) $= \frac{0 + 45.2}{91.894}$

$= 0.492$ kw/ton

สมรรถนะหอระบายความร้อน คือ อัตราส่วนระหว่างผลต่างของน้ำเข้าและออกจากหอระบายความร้อนกับผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้าหอระบายความร้อนน้ำและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศโดยใช้อุณหภูมิแวดล้อมจากสภาพอากาศย้อนหลังของจังหวัดพิษณุโลก

$$\eta_{CT} = \frac{Tw_{in} - Tw_{out}}{Tw_{in} - Tw_{wb}} x100 \qquad (2.3)$$

โดยสามารถวิเคราะห์สมรรถนะหอระบายความร้อนด้วยน้ำ โดยมีข้อมูลการตรวจวัดและวิธีการคำนวณดังนี้

เวลา 13:00 น.

- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 18.8 °C
- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 20.8 °C
- อุณหภูมิอากาศ 25 C° 42% RH
- อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ 16.63 °C

สมรรถนะหอระบายความร้อน (η_{CT}) $= \frac{20.8 - 18.8}{20.8 - 16.63} x100$

$= 47.96\%$

จากการจดบันทึนข้อมูลของผู้ดูแล 1

เวลา 09:00 น.

- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 30.1 °C
- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 32.9 °C
- อุณหภูมิอากาศ 26 C° 89% RH
- อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ 24.57 °C

สมรรถนะหอระบายความร้อน (η_{CT}) $= \frac{32.9 - 30.1}{32.9 - 24.57} x100$

$= 33.61\%$

เวลา 15:00 น.

- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 30.5 °C
- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 33.4 °C
- อุณหภูมิอากาศ 25 C° 94% RH
- อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ 24.25 °C

สมรรถนะหอระบายความร้อน (η_{CT}) $= \frac{33.4 - 30.5}{33.4 - 24.25} x100$

$= 31.69\%$

เวลา 24:00 น.

- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 27.2 °C
- อุณหภูมิน้ำระบายความร้อนขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 28.6 °C
- อุณหภูมิอากาศ 25 C° 94% RH
- อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ 24.57 °C

สมรรถนะหอระบายความร้อน (η_{CT}) $= \frac{28.6 - 27.2}{28.6 - 24.25} x100$

$= 32.18\%$

รายการคำนวณโรงงานบริษัท ไทยแอโรว์ จำกัดการวิเคราะห์ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP)

ในการตรวจวัดและวิเคราะห์หาค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (kW/Ton) สามารถหาค่าอัตราการทำความเย็นสุทธิ ได้จากสมการ

$$Q_e(\text{Ton}) = 1.19 x F x (T_{in} - T_{out}) \qquad (2.1)$$

และคำนวณหาค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น(CHP) ได้จากสมการ

$$CHP = \frac{KW}{Q_e} \qquad (2.20)$$

โดยการคำนวณหาค่า CHP สำหรับเครื่อง AC 2-2 เดิม เป็นเครื่องทำน้ำเย็น แบบระบายความร้อนด้วยอากาศ ในช่วงเวลา 10:30 น. โดยมีข้อมูลจากการวัดดังนี้

- อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 13.0 °C
- อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 10.0 °C
- อัตราการไหลของน้ำเย็น 1020 lpm เท่ากับ 17 lps
- กำลังไฟฟ้า 87.59 kW

ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ = 1.19 x 17 x (13.0 – 10.0)

= 60.69 Ton

ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (CHP) $= \frac{87.59}{60.69}$

= 1.44 kW/Ton

เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่อง AC-2-2 ใหม่ โดยใช้ค่าช่วงเวลา 12:30 น. เนื่องจากมีภาระการทำความเย็น และสภาวะสิ่งแวดล้อมใกล้เคียงกัน โดยมีรายละเอียดการคำนวณดังนี้

- อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 11.4 °C
- อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 9.4 °C
- อัตราการไหลของน้ำเย็น 1251 lpm เท่ากับ 20.85 lps
- กำลังไฟฟ้า 59.41 kW

ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ = 1.19 x 20.85 x (11.4– 9.4)

= 49.623 Ton

ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (CHP) $= \frac{59.41}{49.623}$

$= 1.19$ kW/Ton

การคำนวณหาค่า CHP สำหรับเครื่อง AC 3-1 เดิม เป็นเครื่องทำน้ำเย็น แบบระบายความร้อนด้วยอากาศ ในช่วงเวลา 10:30 น. โดยมีข้อมูลจากการวัดดังนี้

- อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 14.0 °C
- อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 11.0 °C
- อัตราการไหลของน้ำเย็น 1020 lpm เท่ากับ 17 lps
- กำลังไฟฟ้า 90.47 kW

ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ $= 1.19 \times 17 \times (14.0 - 11.0)$

$= 60.69$ Ton

ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (CHP) $= \frac{90.47}{60.69}$

$= 1.49$ kW/Ton

เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่อง AC-3-1 ใหม่ โดยใช้ค่าช่วงเวลา 12:30 น. เนื่องจากมีภาระการทำความเย็น และสภาวะสิ่งแวดล้อมใกล้เคียงกัน โดยมีรายละเอียดการคำนวณดังนี้

- อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น 11.2 °C
- อุณหภูมิน้ำเย็นขาออกเครื่องทำน้ำเย็น 9 °C
- อัตราการไหลของน้ำเย็น 1251 lpm เท่ากับ 20.85 lps
- กำลังไฟฟ้า 61.4 kW

ความสามารถในการทำความเย็นสุทธิ $= 1.19 \times 20.85 \times (11.2 - 9)$

$= 54.59$ Ton

ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (CHP) $= \frac{61.4}{54.59}$

$= 1.12$ kW/Ton