การศึกษารูปแบบการใช้งานของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์เพื่อนำไปสู่อาคารที่ใช้พลังงานต่ำ

นายกรวิทย์ วิสัชนาม

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมพลังงาน
บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
ปีการศึกษา 2569

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

การศึกษารูปแบบการใช้งานของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์เพื่อนำไปสู่อาคารที่ใช้พลังงานต่ำ

นายกรวิทย์ วิสัชนาม

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาหลักสูตร

วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมพลังงาน

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

ปีการศึกษา 2569

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ



ใบรับรองวิทยานิพนธ์

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

เรื่อง การศึกษารูปแบบการใช้งานของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์เพื่อนำไปสู่อาคารที่ใช้พลังงานต่ำ

โดย นายกรวิทย์ วิสัชนาม

ได้รับอนุมัติให้นับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมพลังงาน

..... รักษาการแทนคณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

(ศาสตราจารย์ ดร.เสาวณิต สุขภารังษี)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธาน

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ติกะ บุนนาค)

..... อาจารย์ที่ปรึกษา

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ดุสิต งามรุ่งโรจน์)

..... อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม

(รองศาสตราจารย์ ดร.ปรีดา จันทวงษ์)

..... กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ว่าที่ร้อยตรี ดร.ชัยยศ ดำรงกิจโกศล)

ชื่อ : นายกรวิทย์ วิสัชนาม
ชื่อวิทยานิพนธ์ : การศึกษารูปแบบการใช้งานของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์เพื่อนำไปสู่อาคารที่ใช้พลังงานต่ำ
สาขาวิชา : เทคโนโลยีวิศวกรรมพลังงาน
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ดุสิต งามรุ่งโรจน์
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม : รองศาสตราจารย์ ดร.ปรีดา จันทวงษ์
ปีการศึกษา : 2569

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาแนวทางในการเดินเครื่องและปรับตั้งค่าระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ให้ทำงานเต็มประสิทธิภาพด้วยการใช้พลังงานต่ำที่สุด ตลอดจนสร้างแบบจำลองสหสัมพันธ์ของตัวแปรการทำงานต่างๆ โดยขอบเขตการศึกษาดำเนินการในอาคารสถานศึกษาความสูง 9 ชั้น พื้นที่ใช้สอย 14,500 ตารางเมตร ซึ่งติดตั้งระบบปรับอากาศชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ (Chilled Water Cooling System) ขนาด 170 ตัน จำนวน 3 เครื่อง การเก็บรวบรวมข้อมูลดำเนินการในช่วงฤดูหนาวถึงฤดูร้อน (ในช่วงเดือนธันวาคม 2568-เมษายน 2569) โดยศึกษาตัวแปรที่สำคัญ ได้แก่ ค่ากำลังไฟฟ้า อัตราการไหลของน้ำ อุณหภูมิน้ำเข้า-ออกเครื่องทำน้ำเย็น รวมถึงอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของสิ่งแวดล้อมภายนอกและภายในพื้นที่ปรับอากาศ

ผลการศึกษาพบว่า การตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็นที่ 7.77 °C (46.0 °F) เป็นเงื่อนไขการทำงานที่เหมาะสมที่สุด เนื่องจากคอมเพรสเซอร์ทำงานน้อยที่สุดและใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยต่ำสุดเพียง 77.03 kW โดยให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) สูงสุดเท่ากับ 3.43 ซึ่งมีประสิทธิภาพดีขึ้นกว่าการตั้งค่าเดิมที่ 7.22 °C (45.0 °F) ถึง 4.26% และสามารถลดการใช้พลังงานลงจาก 1.067 kW/ton เหลือเพียง 1.024 kW/ton ในส่วนของการใช้งานร่วมกับอุปกรณ์ VSD พบว่าในช่วงที่ระบบมีภาระต่ำกว่า 70% อุปกรณ์ VSD สามารถช่วยลดกำลังไฟฟ้าเฉลี่ยของระบบลงได้ 4.05% (จาก 86.20 kW เหลือ 82.71 kW) ทั้งนี้ การปรับเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นดังกล่าวไม่ส่งผลกระทบในเชิงลบต่อสภาวะความสบายทางความร้อน (Thermal Comfort) ของผู้ใช้งานอาคาร โดยอุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องเพิ่มขึ้นเพียง 0.1 °C และความชื้นสัมพัทธ์เพิ่มขึ้น 1.0% RH (อยู่ที่ระดับ 62.8% RH) ซึ่งยังคงอยู่ภายใต้เกณฑ์มาตรฐาน ASHRAE Standard 55 และมาตรฐาน ASHRAE Standard 62.1

ในด้านการสร้างสมการสหสัมพันธ์เพื่อวิเคราะห์การทำงาน พบว่าตัวแปรต่างๆ มีความสัมพันธ์กันอย่างมีนัยสำคัญ ได้แก่ 1.) ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นมีความสัมพันธ์แบบเอกซ์

โพเนนเชียลกับอัตราส่วนภาระการทำงาน (R^2=0.8962) 2.) ค่ากำลังไฟฟ้ามีความสัมพันธ์เชิงเส้นตรงตามอุณหภูมิแวดล้อม (R^2=0.9126) 3.) ผลต่างอุณหภูมิฝั่งด้านระเหยมีความสัมพันธ์แบบเอกซ์โพเนนเชียลตามอุณหภูมิแวดล้อม (R^2=0.9686) และ 4.) ค่าพลังงานไฟฟ้ามีความสัมพันธ์เชิงเส้นตรงในทิศทางแปรผกผันกับการตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็น (R^2=0.9997)

เมื่อนำมาตรการการตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็นที่ 7.77 °C ร่วมกับการใช้ VSD มาใช้งานจริงในระบบ Chiller Plant เป็นระยะเวลา 2 เดือน (มีนาคม - เมษายน 2569) และเปรียบเทียบกับข้อมูลในช่วงเวลาเดียวกันของปี พ.ศ. 2568 พบว่าสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้รวมทั้งสิ้น 28,000 kWh หรือคิดเป็นอัตราการใช้พลังงานที่ลดลง 16.04% และสามารถลดปริมาณการปล่อยคาร์บอนฟุตพริ้นท์ (Carbon Footprint) ได้รวมทั้งสิ้น 15.70 tonCO_2e ซึ่งแสดงให้เห็นถึงแนวทางที่มีประสิทธิภาพในการเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานบนพื้นฐานของภาระการทำความเย็นจริง เพื่อเป็นแนวทางในการบริหารจัดการพลังงานในอาคารขนาดใหญ่ต่อไป

(มีจำนวนทั้งสิ้น 62 หน้า)

คำสำคัญ : การประหยัดพลังงาน, ระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์, อุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์, เครื่องทำน้ำเย็น

_____ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

Name : Mr. Korawit Wisatchanam
Thesis Title : A study of Centralized Air Conditioning Operational Patterns for Low-Energy building
Major Field : Energy Engineering Technology
King Mongkut's University of Technology North Bangkok
Thesis Advisor : Assistant Professor Dr. Dusit Ngamrungroj
Co-Advisor : Associate Professor Dr. Preeda Chantawong
Academic Year : 2026

ABSTRACT

This research aims to study the optimal operation and configuration of a centralized air conditioning system for maximum efficiency with minimal energy consumption, as well as to create a correlation model of various operating parameters. The study was conducted in a 9 floors building with a total usable area of 14,500 square meters. The building utilizes a water-cooled centralized air conditioning system (Chilled Water Cooling System) consisting of three 170-ton chillers. Data collection was carried out during both winter and summer seasons (December 2025-April 2026), recording key variables such as power consumption, water flow rate, inlet and outlet water temperatures of the chillers, and the ambient temperature and relative humidity both inside and outside the air-conditioned area.

The results indicated that adjusting the chilled water setpoint to 7.77°C (46.0°F) was the most optimal operating condition. Under this setting, the compressor workload was minimized, resulting in the lowest average power consumption of 77.03 kW. The Coefficient of Performance (COP) reached its peak at 3.43, representing a 4.26% efficiency improvement compared to the baseline setting of 7.22°C (45.0 °F) (COP = 3.29). Additionally, the specific energy consumption decreased from 1.067 kW/ton to 1.024 kW/ton. Regarding the integration of the VSD on the secondary pump, it was found that during periods when the system load fell below 70%, the VSD reduced the average system power consumption by 4.05%

(from 86.20 kW to 82.71 kW). Furthermore, raising the chilled water temperature did not adversely affect the thermal comfort of the building occupants; the average indoor temperature increased by merely 0.1°C, and the relative humidity rose by only 1.0% RH to a level of 62.8% RH, which complies with the ASHRAE Standard 55 threshold of not exceeding 65% RH.

In terms of constructing correlation equations to analyze performance, it was found that the various variables were significantly related, including: 1.) kW/Ton has an exponential relationship with the part load ratio (R^2=0.8962); 2.) Power consumption has a linear relationship with ambient temperature (R^2=0.9126); 3.) The temperature difference on the evaporator side has an exponential relationship with ambient temperature (R^2=0.9686); and 4.) Energy consumption has a linear relationship inversely proportional to the chilled water temperature setpoint (R^2=0.9997).

When implementing the combined strategy of a 7.77°C chilled water setpoint and VSD operation in the actual chiller plant for a duration of two months March – April 2026, compared to the same period in 2025, the system achieved a total electricity savings of 28,000 kWh, equivalent to a 16.04% reduction in energy consumption. This measure also reduced the carbon footprint by 15.70 tonCO_2e. These findings demonstrate an effective approach to enhancing energy efficiency based on actual cooling loads, providing a viable guideline for energy management in large-scale buildings.

(Total 62 Pages)

Keywords: Energy Saving, Centralized Air Conditioning System, Variable Speed Drive (VSD), Chiller

_____ Advisor

กิตติกรรมประกาศ

ขอกราบขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ดุสิต งามรุ่งโรจน์ อาจารย์ที่ปรึกษาหลัก และรองศาสตราจารย์ ดร.ปรีดา จันทวงษ์ อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม รวมถึงผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ติกะ บุนนาค และ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ว่าที่ร้อยตรี ดร.ชัยยศ ดำรงกิจโกศล ที่ให้คำแนะนำตลอดจนช่วยชี้แนะในการทำวิจัยตรวจสอบแก้ไขให้งานวิจัยฉบับนี้มีความสมบูรณ์

ขอขอบพระคุณบิดา มารดา ที่คอยสนับสนุน โดยเฉพาะคุณโสม วิสัชนาม บิดาผู้ล่วงลับของข้าพเจ้าที่สนับสนุนทุนการศึกษารวมถึงทุนวิจัยในครั้งนี้ ขอขอบคุณกรภัค สันธนประกริติ ที่คอยเป็นที่ปรึกษาและช่วยตรวจสอบแก้ไขงานวิจัยฉบับนี้ให้มีความถูกต้องและขอขอบคุณทีมงานช่างอาคารทุกคนที่ให้การสนับสนุนในเรื่องของข้อมูล รวมถึงอุปกรณ์ในการเก็บข้อมูลงานวิจัย

ท้ายที่สุดนี้ข้าพเจ้าหวังเป็นอย่างยิ่งว่า งานวิจัยฉบับนี้จะเป็นประโยชน์ต่อประเทศชาติและบุคคลในอนาคตไม่ทางใดก็ทางหนึ่งหากมีข้อผิดพลาดในส่วนหนึ่ง ส่วนใดต้องขออภัยมา ณ ที่นี้

กรวิทย์ วิสัชนาม

สารบัญ

		หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย		ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ		ฉ
กิตติกรรมประกาศ		ซ
สารบัญ		ฌ
สารบัญตาราง		ฎ
สารบัญรูปภาพ		ฎ
บทที่ 1	บทนำ	1
	1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
	1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย	2
	1.3 ขอบเขตการศึกษา	2
	1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
บทที่ 2	ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
	2.1 ทฤษฎีพื้นฐานของระบบทำความเย็น	4
	2.2 แผนภาพความดัน-เอนทัลปี ของวัฏจักรการอัดไอ	6
	2.3 ประเภทของระบบปรับอากาศ	7
	2.4 ระบบและอุปกรณ์หลักในระบบปรับอากาศและทำความเย็น	7
	2.5 ประสิทธิภาพ และค่าสมรรถนะของระบบปรับอากาศ	13
	2.6 การประมวลผลและการวิเคราะห์ข้อมูล	15
	2.7 การวิเคราะห์รูปแบบภาระความเย็นและปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อระบบปรับอากาศ	16
	2.8 การวิเคราะห์ความแปรปรวน (Analysis of Variance : ANOVA)	17
	2.9 การวิเคราะห์สหสัมพันธ์ (Correlation Analysis)	18
	2.10 การวิเคราะห์การถดถอย (Regression Analysis)	19
	2.11 มาตรฐานการออกแบบสิ่งแวดล้อมในอาคารของ ASHRAE	20
	2.12 มาตรฐาน ASHRAE 62.1 Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality	20
	2.13 มาตรฐาน ASHRAE 55 Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy	21
	2.14 อุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (Variable Speed Drive)	21

สารบัญ (ต่อ)

		หน้า
	2.15 คาร์บอนฟุตพริ้นท์ (Carbon Footprint)	22
	2.16 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	25
บทที่ 3	ระเบียบวิธีวิจัย (Methodology)	29
	3.1 เครื่องมือเก็บข้อมูลภาคสนาม	29
	3.2 วิธีดำเนินการทดลอง	32
บทที่ 4	ผลการทดลอง และอภิปรายผลการทดลอง	35
	4.1 ผลการบันทึกค่ากำลังไฟฟ้าในสภาวะการทำงานภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิน้ำเย็นที่แตกต่างกัน	35
	4.2 การเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้าเฉลี่ยในแต่ละวัน	36
	4.3 อุณหภูมิน้ำในระบบและผลกระทบต่อวัฏจักร	40
	4.4 พฤติกรรมของการติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (VSD)	42
	4.5 ข้อมูลพฤติกรรมการใช้งานเครื่องทำน้ำเย็น	44
	4.6 ความสัมพันธ์ของสมรรถนะเครื่องทำน้ำเย็น	46
	4.7 การวิเคราะห์อัตราการเปลี่ยนแปลงสมรรถนะด้วยกราฟอนุพันธ์	47
	4.8 สภาวะความสบายภายในพื้นที่	48
	4.9 อิทธิพลของอุณหภูมิแวดล้อม	50
	4.10 ผลลัพธ์จากการนำมาตรการมาใช้งานจริง	54
บทที่ 5	สรุปผลการทดลอง และข้อเสนอแนะ	56
	5.1 สรุปเงื่อนไขการทำงานที่ดีที่สุดและประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้น	56
	5.2 สภาวะความสบาย (Thermal Comfort)	56
	5.3 สรุปผลการสร้างสหสัมพันธ์	57
	5.4 ผลลัพธ์จากการนำมาตรการมาใช้งานจริง	57
	5.5 ข้อเสนอแนะ	57
บรรณานุกรม		58
ประวัติผู้เขียน		62

สารบัญตาราง

ตารางที่ หน้า

2-1 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะขั้นต่ำ ค่าประสิทธิภาพการให้ความเย็น และค่าพลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นของระบบปรับอากาศติดตั้งใช้งานในอาคาร 8

2-2 การวิเคราะห์ความแปรปรวน (ANOVA Table) 18

3-1 ความถูกต้องของเครื่องมือวัดตามข้อมูลการสอบเทียบจากโรงงาน 32

4-1 แสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) ระหว่างเงื่อนไขการตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็นที่แตกต่างกัน 38

4-2 แสดงค่าเฉลี่ย และส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของค่ากำลังไฟฟ้า จำแนกตามอุณหภูมิน้ำเย็นที่แตกต่างกัน 38

4-3 แสดงผลการวิเคราะห์ความแปรปรวนทางเดียว (ANOVA Single Factor) เพื่อเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้าโดยจำแนกตามอุณหภูมิน้ำเย็นที่แตกต่างกัน 39

4-4 แสดงค่าเฉลี่ย และส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของค่ากำลังไฟฟ้า ก่อน-หลัง ติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (VSD) 43

4-5 แสดงผลการวิเคราะห์ความแปรปรวนทางเดียว (ANOVA Single Factor) เพื่อเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้าก่อน-หลัง ติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (VSD) 43

สารบัญรูปภาพ

ภาพที่		หน้า
2-1	แผนภาพวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor compression system)	5
2-2	แผนภาพความดัน-เอนทัลปี ของวัฏจักรการอัดไอ	6
2-3	เครื่องทำน้ำเย็น (Chiller)	9
2-4	เครื่องสูบน้ำประเภทโรตารี่เวน (Rotary Vane Pump)	9
2-5	ปั๊มน้ำหอยโข่ง	10
2-6	หอผึ่งเย็น (Cooling Tower)	11
2-7	เครื่องส่งลมเย็น (Air Handing Unit: AHU)	11
2-8	แผนภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์	12
2-9	วงจรการทำงานของสารทำความเย็น	15
2-10	อุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (Variable Speed Drive)	22
2-11	ประกาศค่าการปล่อยก๊าซเรือนกระจก (Emission Factor)	24
3-1	มิเตอร์วัดพลังงานไฟฟ้า Schneider รุ่น Power Logic PM5350	29
3-2	เครื่องวัดอัตราการไหลแบบ Ultrasonic (Clamp-on Flowmeter) รุ่น TUF-2000M	30
3-3	การต่อวงจรเพื่อรับส่งข้อมูลที่ได้จากการติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดค่าการทดลอง	30
3-4	แผนผัง Chiller Plant พร้อมจุดติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดค่า	31
3-5	ระบบบริหารจัดการอาคารอัตโนมัติ (Building Automation System หรือ BAS)	31
4-1	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้า และเวลา โดยเปรียบเทียบที่แต่ละเงื่อนไขการปรับตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็น	36
4-2	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าเฉลี่ยในแต่ละวัน	37
4-3	กราฟเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าเฉลี่ยในแต่ละเงื่อนไขการปรับอุณหภูมิเครื่องทำน้ำเย็น	38
4-4	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้า-ออกฝั่ง Evaporator เทียบกับเวลา กรณีการปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็น 7.22°C (45.0°F)	40
4-5	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้า-ออกฝั่ง Evaporator เทียบกับเวลา กรณีการปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็น 7.50°C (45.5°F)	40
4-6	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้า-ออกฝั่ง Evaporator เทียบกับเวลา กรณีการปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็น 7.50°C / 7.77°C	41

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

หน้า

4-7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้า-ออกฝั่ง Evaporator เทียบกับเวลา กรณีการปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็น 7.77°C (46.0°F) 41

4-8 กราฟเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าเฉลี่ยระหว่างก่อน - หลัง ติดตั้ง VSD 42

4-9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น และ Part load ratio ก่อน-หลัง ติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (VSD) 43

4-10 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำความเย็นกับชั่วโมงการทำงาน 45

4-11 กราฟแสดงการจำแนกจำนวนชั่วโมงการทำงานตามสัดส่วนภาระ (Part Load Ratio, %PLR) 46

4-12 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น และ Part load ratio 47

4-13 กราฟแสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงสมรรถนะด้วยการอนุพันธ์ 48

4-14 กราฟแสดงอุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้อง กรณีปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็น 7.22°C (45.0°F) 49

4-15 กราฟแสดงอุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้อง กรณีปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็น 7.77°C (46.0°F) 49

4-16 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้า และอุณหภูมิแวดล้อม 50

4-17 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิแวดล้อมและปริมาณการใช้ไฟฟ้าในรอบปี 51

4-18 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิ ฝั่ง Evaporator และอุณหภูมิแวดล้อม 52

4-19 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเย็น (Setpoint Temperature) และค่าพลังงานไฟฟ้า 53

4-20 กราฟแสดงข้อมูลเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าตู้ AMCC ปี 2568-2569 54

4-21 กราฟแสดงข้อมูลเปรียบเทียบคาร์บอนฟุตพริ้นท์ ปี 2568-2569 55

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

วิกฤตการณ์ความขัดแย้งทางภูมิรัฐศาสตร์ระหว่างอิหร่านและสหรัฐอเมริกาที่ทวีความรุนแรงขึ้นจนนำไปสู่การประกาศปิดช่องแคบฮอร์มุซ (Strait of Hormuz) ในช่วงต้นปี พ.ศ. 2569 ได้สร้างความสั่นสะเทือนต่อความมั่นคงทางพลังงานทั่วโลกอย่างรุนแรง เนื่องจากช่องแคบดังกล่าวเป็นเส้นทางลำเลียงน้ำมันดิบกว่า 20% ของปริมาณการค้าโลก (International Energy Agency, 2026) แม้ในปัจจุบันประเทศไทยจะมีสัดส่วนการนำเข้าน้ำมันดิบโดยตรงจากอิหร่านอยู่ในระดับต่ำเนื่องจากข้อจำกัดทางการค้าระหว่างประเทศ แต่ไทยยังคงต้องพึ่งพาการนำเข้าน้ำมันจากภูมิภาคตะวันออกกลางสูงถึง 58% ของปริมาณการนำเข้าทั้งหมด คิดเป็นมูลค่ากว่า 1.7 หมื่นล้านดอลลาร์สหรัฐต่อปี (กรมธุรกิจพลังงาน กระทรวงพลังงาน, 2568) ส่งผลให้ไทยเป็นประเทศที่มีตัวเลขขาดดุลการค้าพลังงาน (Energy Trade Deficit) สูงที่สุดในเอเชีย หรือคิดเป็นสัดส่วน 6% ของผลิตภัณฑ์มวลรวมในประเทศ (GDP) (Bank of America Global Research, 2026) วิกฤตการณ์นี้ไม่เพียงแต่ส่งผลกระทบต่อภาคการขนส่งเพียงอย่างเดียว แต่ยังรวมไปถึงต้นทุนการผลิตกระแสไฟฟ้าและค่าไฟฟ้าผันแปร (Ft) ที่พุ่งสูงขึ้นอย่างต่อเนื่องอีกด้วย ทำให้ภาคธุรกิจในเขตเมืองโดยเฉพาะในกรุงเทพมหานครที่มีอาคารพาณิชย์ขนาดใหญ่เกิดขึ้นเป็นจำนวนมากเร่งหาแนวทางลดการใช้พลังงานภายในอาคารอย่างเร่งด่วน จากการศึกษาพบว่า 50-60% ของการใช้ไฟฟ้าในอาคารอยู่ในระบบปรับอากาศ (กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, 2567) หากสามารถลดค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าในส่วนนี้ได้จะสามารถลดค่าใช้จ่ายได้มหาศาล

อุปกรณ์หลักของระบบปรับอากาศในอาคารขนาดใหญ่คือ เครื่องทำน้ำเย็น หรือ ชิลเลอร์ (Chiller) ซึ่งแบ่งตามลักษณะการระบายความร้อนและการทำงานเป็น 3 ประเภท ได้แก่ ชิลเลอร์แบบระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air-Cooled Chiller) ชิลเลอร์แบบระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water-Cooled Chiller) และชิลเลอร์แบบดูดซึม (Absorption Chiller) (ASHRAE, 2020) สำหรับในประเทศไทย ข้อมูลจากงานวิจัยและภาคอุตสาหกรรมพบว่า ระบบชิลเลอร์แบบระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water-Cooled Chiller) เป็นประเภทที่ได้รับความนิยมสูงสุดในอาคารขนาดใหญ่และโรงงานอุตสาหกรรม เนื่องจากประเทศไทยมีสภาพภูมิอากาศแบบร้อนชื้นตลอดทั้งปี ทำให้การระบายความร้อนด้วยน้ำซึ่งเปรียบเทียบกับอุณหภูมิกระเปาะเปียก (Wet-Bulb Temperature) จึงมีประสิทธิภาพในการทำความเย็นสูงกว่าและใช้พลังงานไฟฟ้าต่ำกว่า (kW/Ton ต่ำกว่า) เมื่อเทียบกับการระบายความร้อนด้วยอากาศ (สมาคมวิศวกรรมปรับอากาศแห่งประเทศไทย (ACAT), 2558)

อย่างไรก็ตาม แม้ระบบ Water-Cooled Chiller จะมีประสิทธิภาพสูง แต่ในทางปฏิบัติยังคงพบปัญหาและข้อจำกัดหลายอย่างที่ทำให้ระบบใช้พลังงานเกินความจำเป็น ปัญหาที่พบบ่อยได้แก่ การเสื่อมสภาพของอุปกรณ์ การเกิดตะกรันในระบบน้ำระบายความร้อน และที่สำคัญคือ การตั้งค่าการทำงานที่ไม่สอดคล้องกับภาระการทำความเย็นจริง (Cooling Load) ในหลายอาคาร ผู้ดูแลระบบมักตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็น (Chilled Water Setpoint) ไว้ที่ค่าคงที่ตามการออกแบบทางทฤษฎี โดยไม่ปรับเปลี่ยนตามสภาพอากาศภายนอกหรือปริมาณผู้ใช้งานที่ลดลง ส่งผลให้คอมเพรสเซอร์ต้องทำงานหนักตลอดเวลาและเกิดการสูญเสียพลังงานในระบบปรับอากาศโดยเปล่าประโยชน์ (Qiu et al., 2022)

ด้วยเหตุนี้การปรับตั้งค่าพารามิเตอร์การทำงานของระบบให้เหมาะสมจึงเป็นแนวทางที่ลงทุนน้อยแต่มีประสิทธิผลสูง งานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาและเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบชิลเลอร์ ผ่านการปรับเปลี่ยนค่าอุณหภูมิน้ำเย็น (Setpoint Temperature) ที่แตกต่างกัน ประเมินสภาวะความสบายก่อนปรับปรุง และหลังปรับปรุงภายใต้กรอบมาตรฐานความสบายของ ASHRAE Standard 55 (ASHRAE, 2023) รวมถึงเสนอแนวทางเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์บนพื้นฐานรูปแบบภาระการทำความเย็นจริง ผลจากการศึกษานี้จะนำไปสู่การสร้างแนวทางปฏิบัติในการควบคุมการทำงานของระบบชิลเลอร์ให้เกิดประสิทธิภาพสูงสุด ซึ่งจะช่วยลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของอาคารโดยที่ยังคงรักษาระดับความสบายเชิงความร้อนของผู้ใช้งานไว้ได้ (สัญชัยยะ และ ชำนิ, 2565)

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

ศึกษาแนวทางการทำงานของเครื่อง และตั้งค่าการทำงานของเครื่องเพื่อให้ระบบทำงานได้เต็มประสิทธิภาพโดยใช้พลังงานต่ำที่สุด

1.3 ขอบเขตการศึกษา

1.3.1 อาคารที่ใช้เก็บข้อมูลเป็นอาคารสถานศึกษาที่มีพื้นที่ใช้สอย 14,500 ตารางเมตร โดยอาคารมีความสูง 9 ชั้น

1.3.2 ระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์เป็นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ (Chilled Water Cooling System) ขนาด 170 ตัน จำนวน 3 เครื่อง

1.3.3 ช่วงเวลาการดำเนินงานเก็บข้อมูลอยู่ในช่วงฤดูหนาวถึงฤดูร้อนเท่านั้น

1.3.4 ในการเก็บข้อมูลจะเก็บข้อมูลของค่ากำลังไฟฟ้า อัตราการไหลของน้ำในระบบ อุณหภูมิน้ำเข้า-ออกเครื่องทำน้ำเย็น อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ความชื้นสัมพัทธ์สิ่งแวดล้อง อุณหภูมิในพื้นที่ปรับอากาศ ความชื้นสัมพัทธ์ในพื้นที่ปรับอากาศ เท่านั้น

1.3.5 ในการวิเคราะห์ข้อมูลจะทำการวิเคราะห์ข้อมูลความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นกับช่วงการทำงานของภาระบางส่วน ความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังไฟฟ้ากับอุณหภูมิแวดล้อม ความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิฝั่งด้านระเหยกับอุณหภูมิแวดล้อม และความสัมพันธ์ระหว่างการทำงานของเครื่องกับค่าไฟฟ้าที่เกิดขึ้น เท่านั้น

1.3.6 สร้างสหสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นกับช่วงการทำงานของภาระบางส่วน

1.3.7 สร้างสหสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังไฟฟ้ากับอุณหภูมิแวดล้อม

1.3.8 สร้างสหสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิฝั่งด้านระเหยกับอุณหภูมิแวดล้อม

1.3.9 สร้างสหสัมพันธ์ระหว่างการเดินเครื่องกับค่าไฟฟ้าที่เกิดขึ้น

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

เพื่อนำข้อมูลที่ได้ไปปรับตั้งค่าการทำงานของเครื่องให้เกิดประสิทธิภาพสูงสุดโดยใช้พลังงานต่ำสุด

พระจอมเกล้าพระนครเหนือ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยี

บทที่ 2
ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 ทฤษฎีพื้นฐานของระบบทำความเย็น

หลักการทำความเย็น และสภาวะปรับอากาศ คือการทำให้สารทำความเย็น (Refrigerant) เกิดการเปลี่ยนแปลงสถานะ เนื่องจากในการเปลี่ยนแปลงสถานะของสารทำความเย็นต้องใช้ความร้อนแฝง (Latent heat) ดังนั้นการเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็นจากสถานะของเหลวเป็นสถานะแก๊สจะเกิดการดูดความร้อนจากบริเวณข้างเคียง จึงทำให้บริเวณนั้นมีอุณหภูมิลดลง

วัฏจักรของเครื่องทำความเย็น และระบบปรับอากาศ การทำความเย็นระบบอัดไอ (Vapor compression system) เป็นระบบที่นิยมแพร่หลายและใช้กันทั่วไป ประกอบด้วยอุปกรณ์หลัก ได้แก่ คอมเพรสเซอร์ (Compressor) เครื่อง**ควบแน่น** (Condenser) วาล์วลดแรงดัน (Expansion valve) และเครื่องระเหย (Evaporator) ซึ่งทำงานร่วมกันเป็นวัฏจักรและทำให้เกิดความเย็นขึ้นมา (ปนิดา ตะสิทธิ์, 2560)

2.1.1 คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

เป็นอุปกรณ์หลักในระบบทำความเย็นโดยมีหน้าที่ในการดูด และอัดสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์สารทำความเย็นในอยู่ในสถานะไอที่มีความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำ หลังจากที่สารทำความเย็นถูกอัดจะทำให้มีสถานะเป็นไอ**ร้อน**ยิ่งยวด (Superheat) ความดันสูงขึ้น และอุณหภูมิสูง เพื่อให้สารทำความเย็นมีพลังงานเพียงพอที่จะเดินทางไปยังเครื่องควบแน่นเพื่อระบายความร้อนทิ้งต่อไปกระบวนการนี้ถือเป็นจุดเริ่มต้นที่ทำให้สารทำความเย็นหมุนเวียนได้ครบวงจรอย่างต่อเนื่อง

2.1.2 เครื่องควบแน่น (Condenser)

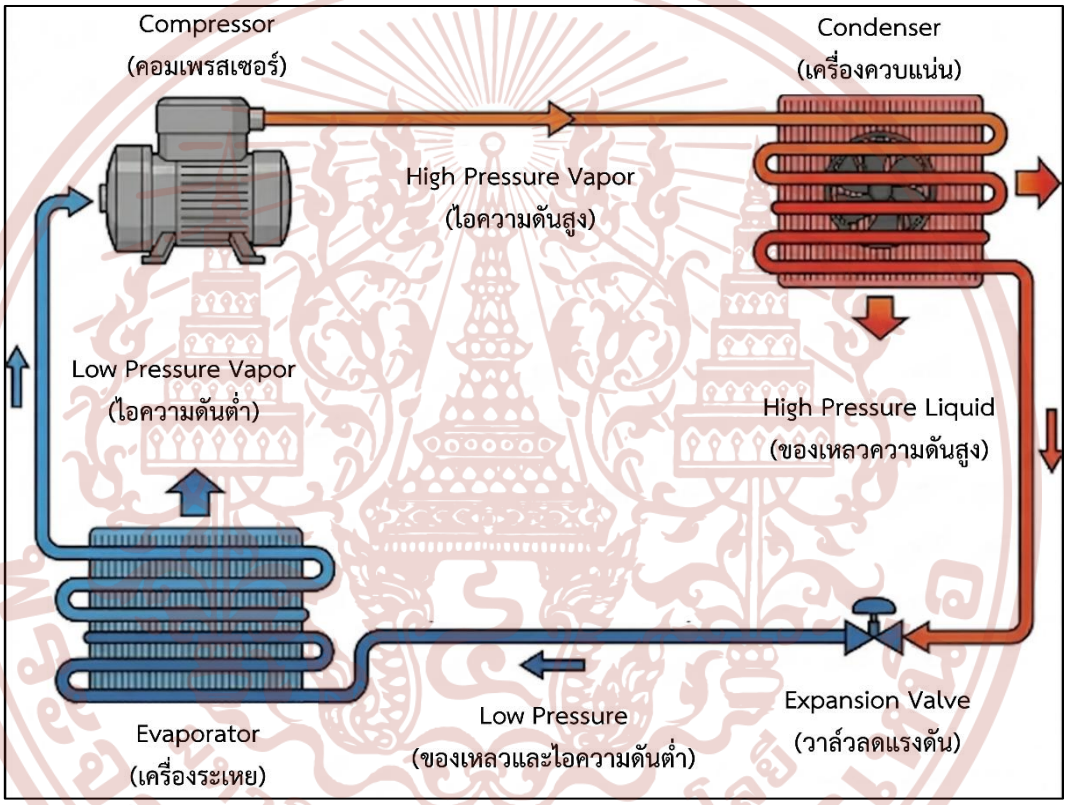
ทำหน้าที่รับสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นไอร้อนยิ่งยวดจากคอมเพรสเซอร์เพื่อระบายความร้อนทิ้งสู่สภาพแวดล้อมภายนอก โดยจะอาศัยตัวกลางคืออากาศหรือน้ำมาไหลผ่านแผงคอยล์เพื่อดึงความร้อนออกจากสารทำความเย็นเมื่อสารทำความเย็นคายความร้อนออกจะเกิดการเปลี่ยนสถานะหรือควบแน่นจากไอกลายเป็นของเหลวความดันสูง อุณหภูมิต่ำ

2.1.3 วาล์วลดแรงดัน (Expansion Valve)

ทำหน้าที่ลดความดันของสารทำความเย็น หลังจากที่สารทำความเย็นไหลผ่านเครื่องควบแน่นอุณหภูมิสารทำความเย็นลดลง แต่ความดันยังสูงอยู่ จึงจำเป็นต้องทำการลดแรงดันก่อนจะเข้าสู่เครื่องระเหย อุปกรณ์นี้จะทำหน้าที่เสมือนหัวฉีดที่กักสารทำความเย็นเหลวความดันสูงให้ลอดผ่านรูขนาดเล็กอย่างรวดเร็วส่งผลให้สารทำความเย็นเกิดการขยายตัวและมีความดันลดฮวบลงจนอุณหภูมิต่ำลงจนถึงจุดที่เย็นจัดในทันที

2.1.4 เครื่องระเหย (Evaporator)

ทำหน้าที่ดูดซับความร้อนจากบริเวณรอบข้างเข้ามาเพื่อทำให้อากาศหรือพื้นที่ภายในนั้นมีอุณหภูมิลดต่ำลง สารทำความเย็นจะไหลเข้ามาในแผงคอยล์เย็น และเกิดกระบวนการระเหยกลายเป็นไอในขณะที่เปลี่ยนสถานะสารทำความเย็นจะดึงความร้อนจากอากาศที่พัดผ่านแผงคอยล์เข้ามาด้วย ทำให้อากาศที่ถูกพัดออกมามีความเย็น

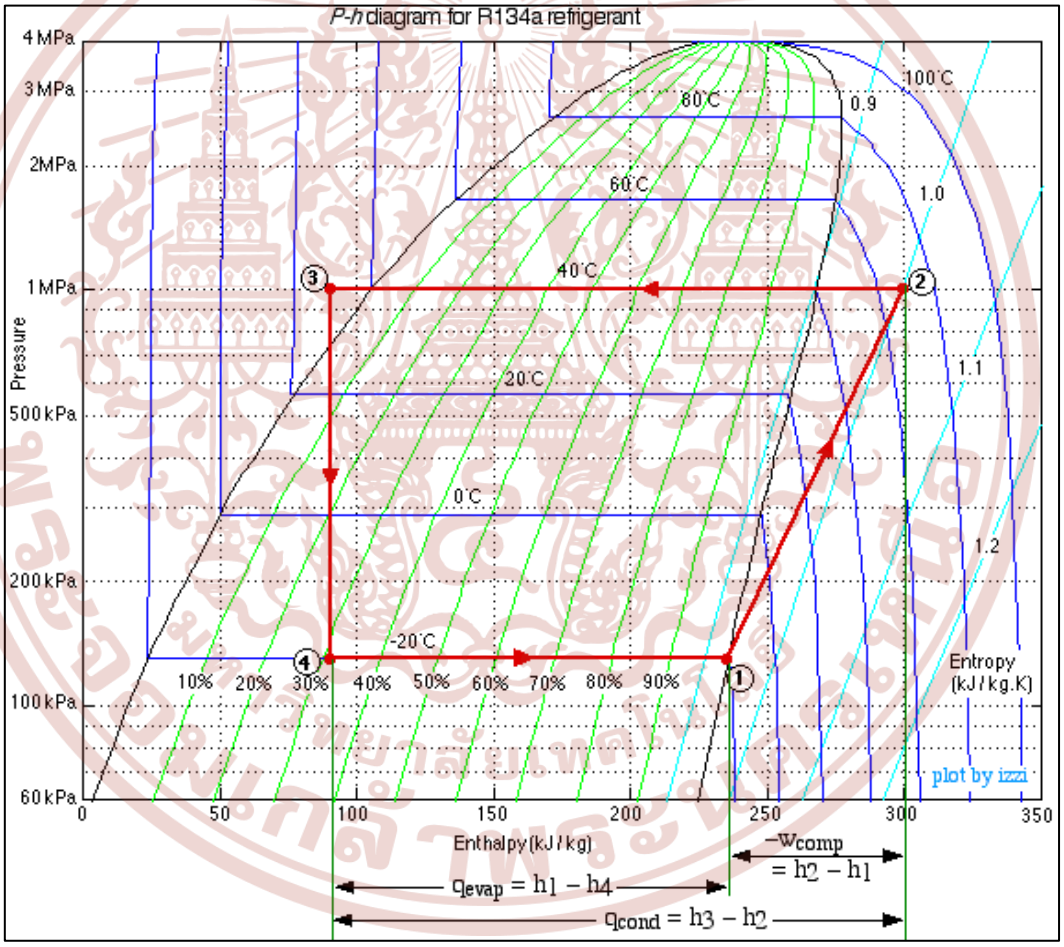


ภาพที่ 2-1 แผนภาพวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor compression system)

วัฏจักรการทำงานของการทำความเย็นระบบอัดไอ เริ่มจากคอมเพรสเซอร์ดูดสารทำความเย็นที่มีสถานะแก๊สจากท่อทางดูด (Suction line) ของคอมเพรสเซอร์จากนั้นอัดให้มีความดันและอุณหภูมิที่สูงขึ้นแล้วส่งออกไปยังท่อทางอัด (Discharge Line) ไปยังเครื่องควบแน่น (Condenser) สารทำความเย็นที่มีความดันสูง อุณหภูมิสูงจะถูกระบายความร้อนออกด้วยน้ำหรืออากาศ และควบแน่นเปลี่ยนสถานะจากแก๊สเป็นของเหลว จากนั้นจะถูกส่งเข้าท่อของเหลว (Liquid line) ไปยังถังพักสารทำความเย็นเหลว (Receiver Tank) เข้าไปยังวาล์วลดแรงดัน (Expansion valve) ซึ่งมีหน้าที่ควบคุมปริมาณสารทำความเย็น โดยฉีดสารทำความเย็นให้เป็นฝอยเข้าไปในเครื่องระเหย (Evaporator) สารทำความเย็นสถานะของเหลวเมื่อความดันลดลงจะดึงความร้อนในเครื่องระเหย

(Evaporator) เพื่อนำมาใช้ในการเดือดทำให้อุณหภูมิภายในลดลง สารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องระเหย (Evaporator) จะเปลี่ยนสถานะกลายเป็นแก๊สที่มีความดันต่ำอุณหภูมิต่ำผ่านเข้าไปยังท่อทางดูด และถูกดูดกลับเข้าคอมเพรสเซอร์ หลังจากนั้นจะถูกคอมเพรสเซอร์อัดให้มีความดันสูง อุณหภูมิสูง ส่งออกไปยังคอนเดนเซอร์เพื่อควบแน่น เป็นวัฏจักร ดังแสดงในภาพที่ 2-1 โดยที่สารทำความเย็นจะไม่สูญหายถ้าหากไม่มีการรั่วซึมในระบบ

2.2 แผนภาพความดัน-เอนทัลปี ของวัฏจักรการอัดไอ



ภาพที่ 2-2 แผนภาพความดัน-เอนทัลปี ของวัฏจักรการอัดไอ

ที่มา : https://ienergyguru.com/2015/09/vapor-compression-system/

กระบวนการของวัฏจักรอัดไอสามารถอธิบายได้ตามภาพที่ 2-2 โดย กระบวนการ 1-2 เป็นกระบวนการอัดตัวแบบ Isentropic Compression โดยคอมเพรสเซอร์จะทำการอัดสารทำความเย็นในสภาวะไออิ่มตัว ให้มีความดันเท่ากับความดันที่คอยล์ร้อน (Condenser) กระบวนการ 2-3 เป็น

กระบวนการถ่ายเทความร้อนที่ความดันคงที่แบบย้อนกลับได้ โดยสารทำความเย็นที่อยู่ในสภาวะไอดง (Superheated Vapor) จะถูกทำให้เย็นลงจนเกิดการกลั่นตัวของสารทำความเย็น กระบวนการ 3-4 เป็นกระบวนการขยายตัว หรือ กระบวนการลดความดัน โดยสารทำความเย็นที่อยู่ในสภาวะของเหลวจะถูกลดความดันลงมากลายเป็นของผสมที่ความดันที่คอยล์เย็น (Evaporator) กระบวนการ 4-1 เป็นกระบวนการรับความร้อนที่ความดันคงที่ ซึ่งทำให้สารทำความเย็นเดือดจนกลายเป็นไออิ่มตัว (ปนิดา ตะสิทธิ์, 2560)

2.3 ประเภทของระบบปรับอากาศ

ระบบปรับอากาศที่ใช้ในประเทศไทยโดยส่วนใหญ่จะแบ่งออกเป็น 3 ประเภทหลัก ได้แก่

2.3.1 ระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ (Central Air Conditioning) มี 3 ชนิด คือ เครื่องทำน้ำเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water Cooled Chiller) เครื่องทำน้ำเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air Cooled Chiller) และเครื่องทำน้ำเย็นแบบดูดซึม (Absorption Chiller)

2.3.2 ระบบปรับอากาศแบบชุด (Package Air Conditioning) โดยจะแยกตามชนิดตัวกลางที่ใช้ระบายความร้อน ได้ 2 ชนิด คือ ระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water Cooled Package) และระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air Cooler Package)

2.3.3 ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน (Split Type Air Conditioning) ซึ่งระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนจะแบ่งเป็น 2 ส่วนคือ เครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit, AHU) หรือหน่วยแฟนคอยล์ (Fan Coil Unit, FCU) และคอยล์ร้อน (Condenser Unit, CDU)

โดยระบบปรับอากาศของงานวิจัยนี้ จะเป็นระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ คือเครื่องทำน้ำเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ ซึ่งมีอุปกรณ์ประกอบในระบบคือ เครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) เครื่องสูบน้ำ (Water pump) หอทำความเย็น (Cooling Tower) และเครื่องส่งลมเย็น (Air Handing Unit) หรือหน่วยแฟนคอยล์ (Fan Coil Unit, FCU) (ปนิดา ตะสิทธิ์, 2560)

2.4 ระบบและอุปกรณ์หลักในระบบปรับอากาศและทำความเย็น

ปัจจุบันระบบปรับอากาศที่พบเห็นกันในอุตสาหกรรมมีหลายชนิด แต่ที่ใช้ในอาคารสูงส่วนใหญ่จะเป็นระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ หรือที่เรียกกันว่า Chiller ซึ่งในประเทศไทยระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water Cooled Water Chiller) ได้รับความนิยมที่สุด อุปกรณ์ในระบบจะประกอบไปด้วย เครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) เครื่องสูบน้ำเย็น (Chilled Water Pump) หอผึ่งเย็น (Cooling Tower) และเครื่องส่งลมเย็น (Air Handing Unit: AHU) (ปนิดา ตะสิทธิ์, 2560)

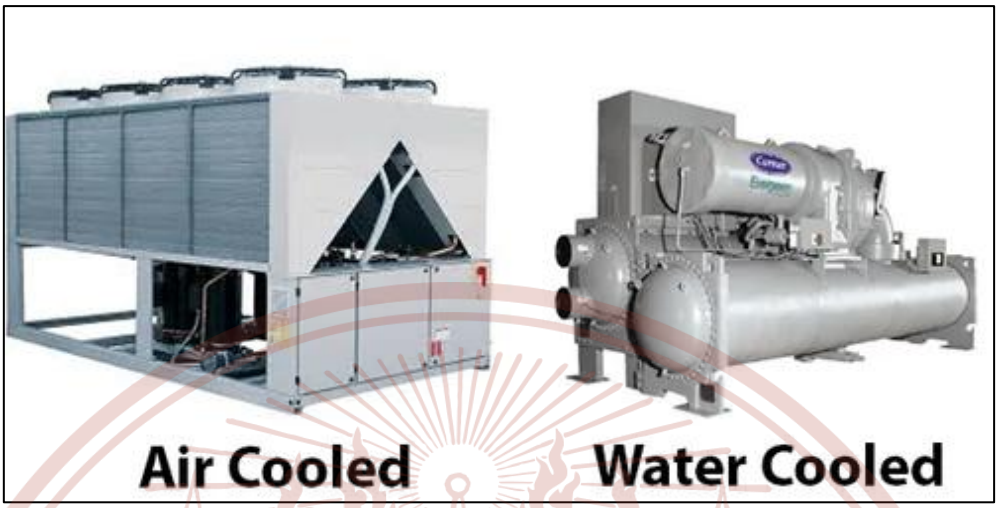
2.4.1 เครื่องทำน้ำเย็น (Water Chiller)

เครื่องทำน้ำเย็นแบบอัดไอโดยทั่วไปจะมีสารทำความเย็น เช่น R134A หรือ R22 บรรจุอยู่ภายในทำหน้าที่ผลิตน้ำเย็นส่งไปให้เครื่องส่งลมเย็นที่อยู่ภายในห้องเพื่อสร้างสภาวะความสบายให้กับอากาศภายในห้อง โดยเครื่องทำน้ำเย็นจะมีการใช้ชนิดของคอมเพลสเซอร์ที่ต่างกันขึ้นอยู่กับขนาดของภาระการทำความเย็น โดยเครื่องทำน้ำเย็นขนาดใหญ่ขนาด 500 ton ขึ้นไปจะใช้คอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์ (Centrifugal) ซึ่งจะมีประสิทธิภาพสูงประมาณ 0.6-0.7 kW/ton เครื่องทำน้ำเย็นขนาดกลางคือขนาดภาระการทำความเย็นอยู่ระหว่าง 150-500 ton จะใช้คอมเพรสเซอร์แบบสกรู (Screw) ซึ่งจะมีประสิทธิภาพปานกลางประมาณ 0.7-0.8 kW/ton และเครื่องทำน้ำเย็นขนาดเล็กโดยมีภาระการทำความเย็นน้อยกว่า 150 ton จะใช้คอมเพรสเซอร์ลูกสูบ (piston) ซึ่งจะมีประสิทธิภาพต่ำประมาณ 1.2 kW/ton โดยแสดงตามตารางที่ 2-1

ตารางที่ 2-1 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะขั้นต่ำ ค่าประสิทธิภาพการให้ความเย็น และค่าพลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นของระบบปรับอากาศติดตั้งใช้งานในอาคาร

ประเภทของเครื่องทำน้ำเย็นสำหรับระบบปรับอากาศ		**ภาระความเย็นพิกัด (Ton)**	**ค่า kW/ton (kW/ton)**
ชนิดการระบายความร้อน	**ชนิดของเครื่องอัด**		
ระบายความร้อนด้วยอากาศ	ทุกชนิด	น้อยกว่า 300	1.33
		มากกว่า 300	1.31
ระบายความร้อนด้วยน้ำ	แบบลูกสูบ	ทุกชนิด	1.24
	แบบโรตารี่ แบบสกรู หรือแบบสครอลล์	น้อยกว่า 150	0.89
		มากกว่า 150	0.78
	แบบแรงเหวี่ยง	น้อยกว่า 500	0.76
		มากกว่า 500	0.62

ที่มา : ประกาศกระทรวงพลังงาน เรื่อง การกำหนดค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะขั้นต่ำ ค่าประสิทธิภาพการให้ความเย็นและค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นของระบบปรับอากาศที่ติดตั้งใช้งานในอาคาร พ.ศ. 2552 (กระทรวงพลังงาน, 2552)



ภาพที่ 2-3 เครื่องทำน้ำเย็น (Chiller)

ที่มา : https://www.linkedin.com/pulse/what-difference-between-air-cooled-chiller

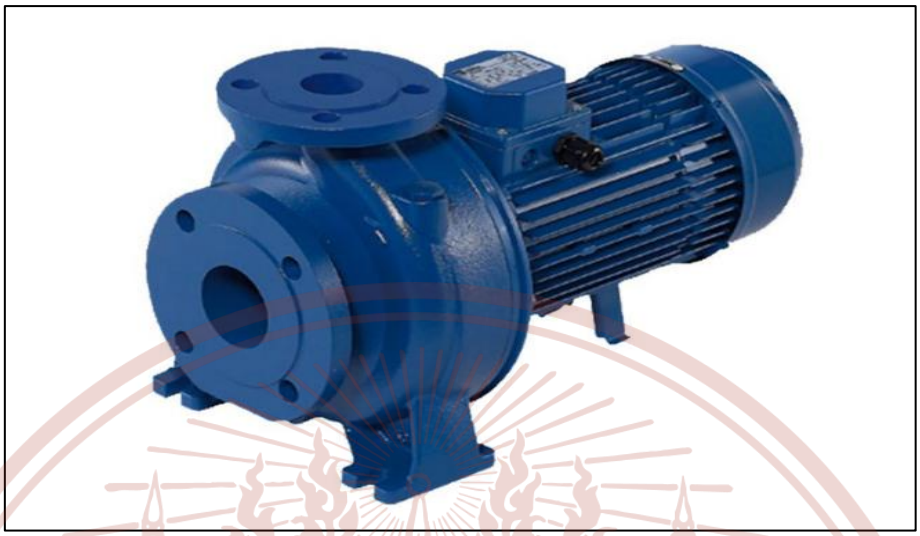
2.4.2 เครื่องสูบน้ำเย็น (Chilled Water Pump)

เป็นอุปกรณ์ที่ใช้การป้อนพลังงานไฟฟ้าเข้าไป และเปลี่ยนเป็นพลังงานกลในการหมุนใบพัด ซึ่งจะสร้างแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางทำให้น้ำในระบบมีความดันสูงขึ้นและส่งออกไปตามท่อจ่าย โดยในระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์หรือ Chiller จะใช้เครื่องสูบน้ำทั้งในฝั่งที่เป็นระบบน้ำเย็น และระบบน้ำระบายความร้อน โดยเครื่องสูบน้ำจะแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิด คือ เครื่องสูบน้ำแบบปริมาตรแทนที่ (Positive Displacement) และเครื่องสูบน้ำแบบโรโตไดนามิก (Rotodynamic)



ภาพที่ 2-4 เครื่องสูบน้ำประเภทโรตารี่เวน (Rotary Vane Pump)

ที่มา : https://www.pdflowtech.com/rotaryvanepump/



ภาพที่ 2-5 ปั๊มน้ำหอยโข่ง

ที่มา : https://bestpump-thailand.com

เครื่องสูบน้ำแบบโรโตไดนามิก (Rotodynamic) คือ เครื่องสูบน้ำที่ทำงานโดยการเพิ่มพลังงานจลน์ให้ของไหล โดยอาศัยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางผ่านการหมุนใบพัด โดยเครื่องสูบน้ำชนิดนี้จะมีอัตราการไหลสูง สามารถทำงานที่ความเร็วสูงได้ ยกตัวอย่างเช่น ปั๊มหอยโข่ง

2.4.3 หอผึ่งเย็น (Cooling Tower)

หอผึ่งเย็นเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการระบายความร้อนน้ำที่ผ่านการแลกเปลี่ยนความร้อนจากเครื่องจักร หรือ เครื่องควบแน่น โดยให้น้ำสัมผัสกับอากาศเพื่อให้เกิดการระเหย และมีอุณหภูมิลดลงก่อนหมุนเวียนกลับไปใช้ในระบบใหม่ โดย หอผึ่งเย็นแบ่งตามลักษณะการไหลของอากาศได้เป็น 2 แบบ คือ แบบไหลสวนทาง (Counter Flow) และแบบไหลตัดกัน (Cross Flow)

หอผึ่งเย็นแบบไหลสวนทาง (Counter Flow) เป็นหอระบายที่มีทิศทางการไหลของน้ำและอากาศสวนทางกัน 180 องศา น้ำจะฉัดพ่นจากหัวฉีดด้านบนผ่านแผงรังผึ้งแล้วตกลงสู่ถาดด้านล่างด้วยแรงโน้มถ่วง โดยพัดลมด้านบนจะดูดอากาศเย็นจากฐานด้านล่างให้ไหลไปปะทะน้ำในทิศทางตรงข้ามกัน

หอผึ่งเย็นแบบไหลตัดกัน (Cross Flow) เป็นหอระบายที่มีทิศทางการไหลของน้ำและอากาศตัดกัน 90 องศา น้ำจะฉัดพ่นจากหัวฉีดด้านบนผ่านแผงรังผึ้งแล้วตกลงสู่ถาดด้านล่างด้วยแรงโน้มถ่วง โดยอากาศจะถูกพัดลมดูดเข้าจากด้านข้างผ่านแผงรังผึ้งเพื่อเข้าไปสัมผัสอากาศและดึงความร้อนออกจากน้ำ



ภาพที่ 2-6 หอผึ่งเย็น (Cooling Tower)

ที่มา : https://www.mcenergy.co.th/17904160/

2.4.4 เครื่องส่งลมเย็น (Air Handing Unit: AHU และ Fan Coil Unit: FCU)

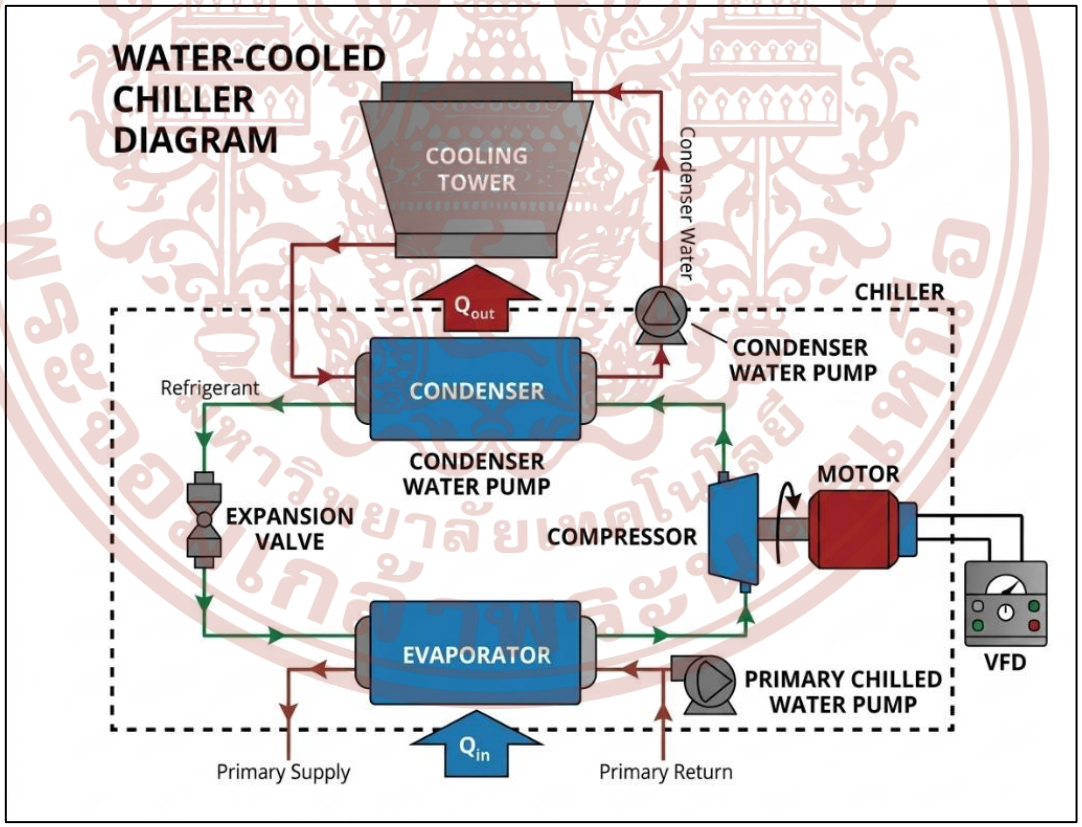
ทำหน้าที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนในพื้นที่ปรับอากาศ และเป่าลมเย็นออกมา ซึ่งถ้าเป็น AHU มักจะต่อท่อลม (Duct) เพื่อกระจายลมเย็น ส่วน FCU จะเป่าลมเย็นออกมาโดยตรง หรือต่อท่อลมระยะสั้น ๆ การเลือกใช้จึงจำเป็นต้องพิจารณาขนาดพื้นที่ปรับอากาศเป็นหลัก



ภาพที่ 2-7 เครื่องส่งลมเย็น (Air Handing Unit: AHU)

ที่มา : https://ruamthongair.com/air-handing-unit-%28-ahu-%29

การทำงานระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำที่แสดงในภาพที่ 2-8 จะทำงานโดยรับน้ำที่ได้จากเครื่องส่งลมเย็นตามห้อง และจะถูกดูดซับความร้อนที่ฝั่ง Evaporator ส่งผลให้น้ำมีอุณหภูมิลดลง จากนั้นน้ำเย็นที่ผ่านการแลกเปลี่ยนความร้อนแล้วจะถูกส่งกลับไปยังเครื่องส่งลมเย็นด้วยปั๊มน้ำเย็น (Primary Chilled Water Pump) ในส่วนสารทำความเย็นที่ฝั่ง Evaporator เมื่อได้รับความร้อนจากน้ำแล้วจะถูกส่งมาที่ Compressor เพื่ออัดสารทำความเย็นไประบายที่ฝั่ง Condenser หลังจากระบายความร้อนแล้วจะผ่าน Expansion Valve เพื่อลดแรงดัน และไหลกลับเข้าไปยัง Evaporator เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำอีกครั้ง ในส่วนของฝั่ง Condenser จะมีน้ำระบายความร้อนไหลผ่านเพื่อให้อุณหภูมิสารทำความเย็นลดลง โดยน้ำที่ผ่านการแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นจะถูกส่งไปที่ Cooling Tower เพื่อระบายความร้อนออกสู่บรรยากาศภายนอกโดยจะใช้ปั๊มน้ำร้อน (Condenser Water Pump) เป็นตัวสร้างแรงดันในการหมุนเวียนน้ำฝั่ง Condenser



ภาพที่ 2-8 แผนภาพระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์

ที่มา : https://alpineintel.com/resource/the-basics-of-chillers/

2.5 ประสิทธิภาพ และค่าสมรรถนะของระบบปรับอากาศ

โดยทั่วไปการคำนวณเพื่อประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) มี 2 วิธี โดยผ่านตัวชี้วัดมาตรฐาน คือ ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (kW/Ton) และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) (กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน. 2567)

2.5.1 ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (kW/Ton)

เป็นหน่วยวัดดัชนีการใช้พลังงานไฟฟ้าต่อการทำความเย็นให้ได้ 1 ton ตัวบ่งชี้ประสิทธิภาพนี้ถ้ามีค่าต่ำจะแสดงให้เห็นว่าเครื่องทำน้ำเย็นมีประสิทธิภาพสูง และประหยัดพลังงาน เนื่องจากการสูญเสียพลังงานในระบบระหว่างการเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็นและการทำงานของคอมเพรสเซอร์มีน้อยลง ผู้ใช้งานเครื่องจักรจึงนิยมใช้ตัวชี้วัดนี้ในการตรวจสอบความผิดปกติของเครื่องทำน้ำเย็นในกรณีที่ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นเริ่มขยับเพิ่มขึ้น โดยในการหาค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (kW/Ton) จะต้องดำเนินการตรวจวัดค่า และเก็บข้อมูล ดังนี้ทำการตรวจวัดค่ากำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้กับระบบโดยใช้เครื่องมือวัดกำลังไฟฟ้า (Power Meter) โดยค่ากำลังไฟฟ้าที่วัดได้จะมีหน่วยเป็นกิโลวัตต์ (kW) ทำการตรวจวัดค่าอัตราการไหลของของไหลในระบบ โดยทำการติดตั้งอุปกรณ์วัดอัตราการไหล โดยอัตราการไหลที่วัดได้จะมีหน่วนเป็น ลิตรต่อวินาที (l/s) หรือแกลลอนต่อนาที (GPM)

1) ทำการตรวจวัดค่าอุณหภูมิน้ำเข้า และน้ำออกของเครื่องทำน้ำเย็น โดยหน่วยที่วัดจะเป็นหน่วยขององศาเซลเซียส (°C) หรือองศาฟาเรนไฮต์ (°F)

2) หลังจากที่ทำการตรวจวัดค่าแล้ว นำค่าที่ได้มาคำนวณเพื่อหาค่าภาระการทำความเย็น (Ton) โดยใช้สมการจากมาตรฐาน ASHRAE Guideline 22-2012, 2012 ดังสมการ (2.1) และ (2.2)

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

โดยที่ F = อัตราการไหลของน้ำเย็น (l/s)

T_{in} = อุณหภูมิน้ำเย็นด้านขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น (°C)

T_{out} = อุณหภูมิน้ำเย็นด้านขาออกเครื่องทำน้ำเย็น (°C)

หรือสมการ

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

โดยที่ F = อัตราการไหลของน้ำเย็น (l/s)

T_{in} = อุณหภูมิน้ำเย็นด้านขาเข้าเครื่องทำน้ำเย็น (°F)

T_{out} = อุณหภูมิน้ำเย็นด้านขาออกเครื่องทำน้ำเย็น (°F)

3) หลังจากที่คำนวณหาค่าภาระการทำความเย็น (Ton) ได้แล้วสามารถคำนวณหาค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นได้จาก สมการ

$$CHP = \frac{\text{กำลังไฟฟ้า (kW)}}{\text{ภาระการทำความเย็น } (Q_e)(\text{Ton})} \quad (2.3)$$

2.5.2 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)

เป็นสัดส่วนโดยตรงระหว่าง พลังงานความเย็นที่ผลิตได้ ต่อ พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ไป โดยมีหน่วยเป็นวัตต์ ซึ่งนิยามด้วยอัตราส่วนของพลังงานความร้อนที่ถูกดูดซับโดยคอยล์เย็น หรือความสามารถในการทำความเย็นที่สามารถทำได้กับพลังงานที่ระบบใช้ ซึ่งตัวชี้วัดนี้จะมีความแตกต่างกับค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นโดยที่ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ถ้ามีค่าสูงจะแสดงให้เห็นว่าเครื่องทำน้ำเย็นมีประสิทธิภาพสูง และประหยัดพลังงานมากขึ้น โดยการคำนวณเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) หาได้จากแผนภาพแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดัน และเอนทัลปีของสารทำความเย็น (Refrigerant P-h Diagram) โดย

1) ทำการตรวจวัดค่าอุณหภูมิ และความดันของสารทำความเย็นด้านดูด (Suction) และด้านจ่าย (Discharge)

2) ลากเส้นตรงจากแกนความดันไปตัดกับจุด Saturate Vapor Line คือจุดที่ 1 และไปตัดจุด Saturate Liquid Line คือจุดที่ 3

3) หาจุดที่ 2 โดยลากเส้นจากจุดที่ 1 ขนานกับ Entropy Line ให้ไปตัดกับเส้นความดันด้านจ่าย

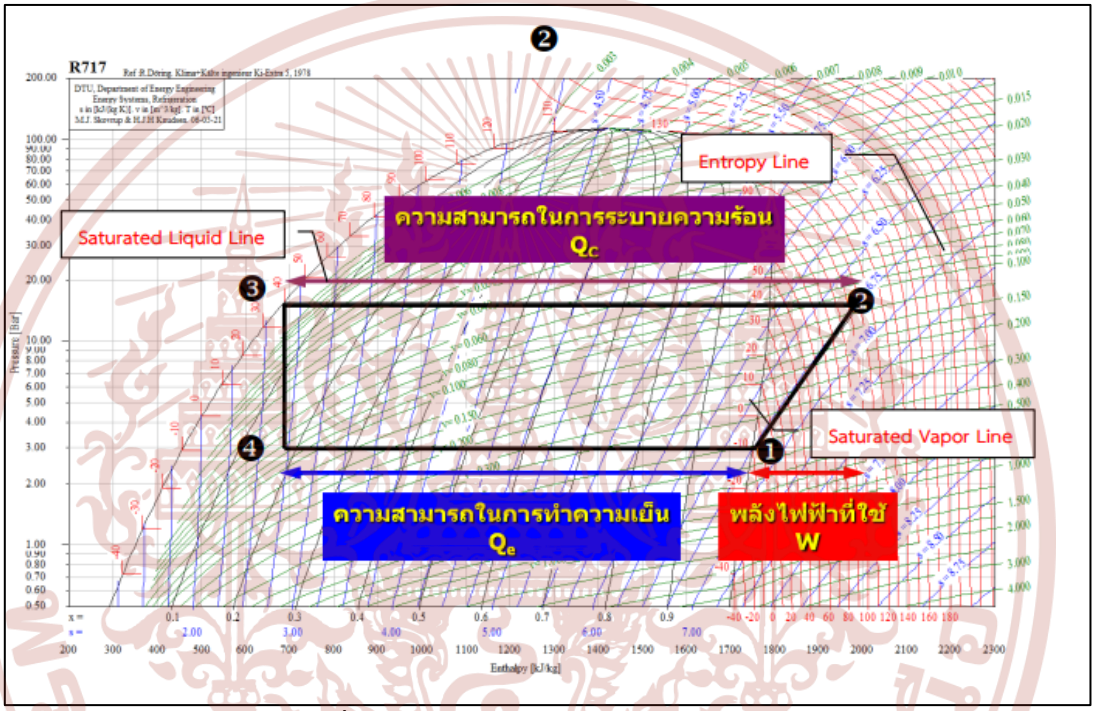
4) ลากเส้นตรงลงเป็นแนวดิ่งลงมาตัดกับเส้นของความดันด้านดูดก็จะได้จุดที่ 4 โดยจุดทั้ง 4 จุดจะแสดงดังภาพที่ 2-9

5) อ่านค่าเอนทัลปีของแต่ละจุดจากนั้นหาค่า COP จากสมการ

$$COP = \frac{Q_e}{W} \qquad (2.4)$$

โดยที่ Qe = อัตราการทำความเย็น (kW)

W = ความต้องการกำลังไฟฟ้า (kW)



ภาพที่ 2-9 วงจรการทำงานของสารทำความเย็น

ที่มา : http://energyauditorthai.com/wp-content/uploads/2017/01/07

การหาค่าสมรรถนะ (COP) นี้เป็นการหาค่าจากกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดัน และเอนทัลปีของสารทำความเย็น (P-h Diagram) แบบอุดมคติ ซึ่งในความเป็นจริงในกระบวนการจากจุดที่ 2 ไปยังจุดที่ 3 จะมีความร้อนสูญเสียจากแรงเสียดทาน หรือ ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกน้อยกว่า 1.0 ดังนั้นในการวิเคราะห์จึงจำเป็นต้องรู้ค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกในการประเมิน เพื่อให้ได้ค่าสมรรถนะที่แม่นยำยิ่งขึ้น

2.6 การประมวลผลและการวิเคราะห์ข้อมูล

ข้อมูลที่รวบรวมได้จากการตรวจวัดค่าจะถูกนำมาวิเคราะห์ในเชิงปริมาณเพื่อหาความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ต่าง ๆ ดังนี้

2.6.1 การสร้างรูปแบบภาระการทำความเย็น (Cooling Load Profile) เพื่อทำความเข้าใจพฤติกรรมการใช้พลังงานในสภาวะที่แตกต่างกัน โดยใช้สมการ (มาตรฐาน ASHRAE Guideline 22-2012, 2012) ดังสมการ (2.5)

$$Q_e(\text{Ton}) = \frac{Fx(T_1-T_2)}{24} \quad (2.5)$$

F คือ อัตราการไหล (GPM)

T_1 คือ อุณหภูมิน้ำกลับ (°F)

T_2 คือ อุณหภูมิน้ำจ่าย (°F)

2.6.2 คำนวณค่ากำลังไฟฟ้าโดยเฉลี่ย P_{ave} ในแต่ละเงื่อนไขสามารถคำนวณได้จากสมการ (2.6)

$$P_{ave} = \frac{\int P(t)dt}{\int dt} \quad (2.6)$$

P_{ave} คือ ค่ากำลังไฟฟ้าเฉลี่ย (kW)

2.6.3 คำนวณค่าประสิทธิภาพกำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (kW/Ton) ภายใต้การกำหนดค่าอุณหภูมิน้ำเย็น (Setpoint) ที่ระดับต่าง ๆ โดยคำนวณได้จากสมการ (2.7)

$$E_{ff} = \frac{P_{ave}}{Q_{e(ave)}} \quad (2.7)$$

E_{ff} คือ ค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (kW/Ton)

P_{ave} คือ ค่ากำลังไฟฟ้าเฉลี่ย (kW)

$Q_{e(ave)}$ คือ ค่าตันความเย็นเฉลี่ย (Ton)

2.7 การวิเคราะห์รูปแบบภาระความเย็นและปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อระบบปรับอากาศ

รูปแบบภาระความเย็น (Cooling Load Profile) เป็นข้อมูลเชิงปริมาณที่แสดงถึงความต้องการพลังงานความเย็นของอาคารที่แปรผันตามช่วงเวลา จะทำให้เห็นพฤติกรรมการใช้อาคาร รวมถึงยังแสดงให้เห็นถึงสภาวะแวดล้อมที่มีผลต่อระบบปรับอากาศ การวิเคราะห์ข้อมูลรูปแบบภาระการทำความเย็นนี้มีความสำคัญต่อวิศวกรรมระบบประกอบอาคาร เนื่องจากระบบปรับอากาศเป็นหัวใจหลักของอาคารที่จะสร้างความสบายให้กับผู้ใช้งานอาคาร หลักในการคำนวณขนาดระบบทำ

ความเย็นรวมถึงการบริหารจัดการพลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ จะช่วยทำให้วิศวกรหรือผู้ดูแลสามารถออกแบบระบบที่สามารถตอบสนองต่อภาระสูงสุดได้ และยังสามารถปรับปรุงการทำงานในช่วงภาระบางส่วน (Part Load) เพื่อไม่ให้เกิดการสูญเสียพลังงานโดยไม่จำเป็นอีกทั้งยังสามารถยืดอายุการใช้งานของเครื่องจักรและอุปกรณ์ได้อีกด้วย

ปัจจัยที่มีอิทธิพลกับภาระการทำความเย็น แบ่งออกได้เป็น ได้แก่ ปัจจัยภายใน และปัจจัยภายนอก โดยปัจจัยภายในเกิดจากการใช้งานในอาคารโดยมีหลายส่วนประกอบกัน เช่น จำนวนผู้ใช้งานอาคาร ระยะเวลาการใช้งาน รวมไปถึงความร้อนที่เกิดจากอุปกรณ์เครื่องใช้ไฟฟ้า ปัจจัยภายนอกเกิดจากสภาวะลม ฟ้า อากาศ อุณหภูมิ รวมไปถึงรังสีดวงอาทิตย์ที่แผ่มากระทบกับอาคาร ทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนเข้าไปในอาคาร

การประเมินและวิเคราะห์รูปแบบภาระการทำความเย็นจะนำไปสู่การจัดการพลังงานในหลายด้าน โดยเฉพาะอย่างยิ่งด้านการเลือกขนาดเครื่องทำความเย็นให้เหมาะสมเพื่อหลีกเลี่ยงปัญหาการใช้เครื่องจักรที่มีขนาดใหญ่เกินความจำเป็น นอกจากนี้ข้อมูลดังกล่าวยังเป็นพื้นฐานที่จะช่วยให้เกิดการพิจารณาปรับปรุงระบบให้เกิดประสิทธิภาพสูงสุด เช่น การเพิ่มประสิทธิภาพการควบคุมอาคารด้วยระบบบริหารจัดการอาคารอัตโนมัติ (BAS Optimization) ด้วยการกำหนดให้มีการทำความเย็นล่วงหน้า (Pre-cooling) เพื่อลดการกระชากพลังงานไฟฟ้าของเครื่องจักรในช่วงเริ่มเดินเครื่องและรักษาเสถียรภาพของสภาวะสบายภายในอาคารได้อย่างมีประสิทธิภาพ

2.8 การวิเคราะห์ความแปรปรวน (Analysis of Variance : ANOVA)

การวิเคราะห์ความแปรปรวน หรือที่คนส่วนใหญ่เรียกกันสั้น ๆ ว่า ANOVA คือการทดสอบความแตกต่างค่าเฉลี่ยของกลุ่มตัวอย่างตั้งแต่ 3 ชนิดขึ้นไปภายใน 1 ครั้ง ซึ่งจะช่วยลดความคลาดเคลื่อนที่เกิดจากการปฏิเสธสมมุติฐานหลัก ซึ่งการวิเคราะห์ทางสถิตินี้ถูกพัฒนาโดย Sir Ronald A. Fisher โดยมีข้อตกลงเบื้องต้นในการวิเคราะห์ที่สำคัญ 3 ข้อในการทดสอบเพื่อไม่ให้การทดสอบเกิดความคลาดเคลื่อนจากความเป็นจริง คือ

ความเป็นอิสระของข้อมูล (Independence of Observations) คือ ข้อมูลของกลุ่มตัวอย่างในแต่ละกลุ่มที่เป็นอิสระต่อกันโดยที่ไม่มีอิทธิพลต่อกัน

การแจกแจงแบบปกติ (Normality) คือ ค่าของตัวแปรตามที่มีการแจกแจงแบบปกติ ซึ่งจะสามารถทดสอบได้จากการทดสอบทางสถิติ เช่น Shapiro-Wilk Test หรือ Kolmogorov-Smirnov Test

ความแปรปรวนที่เท่ากัน (Homogeneity of Variance) คือ ข้อตกลงที่สำคัญที่สุดคือความแปรปรวนของกลุ่มตัวอย่างต้องมีความเท่ากัน ซึ่งจะสามารถทดสอบได้จากการทดสอบของ Levene หากความแปรปรวนของกลุ่มตัวอย่างไม่เท่ากันอาจจะต้องใช้วิธีทางสถิติอื่น เช่น Welch’s ANOVA

การตั้งค่าสมมุติฐานทางสถิติ จะแบ่งเป็นสมมุติฐานหลัก (H_0) หมายถึง ค่าเฉลี่ยของประชากรทุกกลุ่มมีความเท่ากัน และ สมมุติฐานทางเลือก (H_1) หมายถึง ค่าเฉลี่ยของประชากรอย่างน้อย 1 คู่ที่มีความแตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติ โดยหลักการของ ANOVA จะทำการแยกความแปรปรวนของข้อมูลออกเป็น 2 ส่วนหลัก เพื่อนำมาเปรียบเทียบสัดส่วนกันในรูปแบบของ อัตราส่วนเอฟ (F-Ratio) ดังรายละเอียดต่อไปนี้

1) ความแปรปรวนระหว่างกลุ่ม (Between-Group Variance หรือ $SS_{between}$) เป็นความผันแปรจากความแตกต่างของตัวแปรอิสระหรือสิ่งทดลอง

2) ความแปรปรวนภายในกลุ่ม (Within-Group Variance หรือ SS_{within} หรือ Error) เป็นความผันแปรที่เกิดจากความแตกต่างระหว่างบุคคล หรือ ความคลาดเคลื่อนที่เกิดตามธรรมชาติซึ่งไม่ควบคุมได้ (กัลยา วานิชย์บัญชา, 2561)

ตารางที่ 2-2 การวิเคราะห์ความแปรปรวน (ANOVA Table)

Source of Variation	Sum of Squares (SS)	Degrees of Freedom (df)	Mean Square (MS)	F-Ststistic
Between Groups	$SS_{between}$	k-1	$MS_{between} = \frac{SS_{between}}{k-1}$	$F=\frac{MS_{between}}{MS_{within}}$
Within Groups	SS_{within}	N-k	$MS_{within} = \frac{SS_{within}}{N-k}$	
Total	SS_{total}	N-1		

โดยที่ k แทนจำนวนกลุ่ม และ N แทนจำนวนตัวอย่างทั้งหมด เมื่อคำนวณค่า F แล้วจะนำไปเปรียบเทียบค่าวิกฤตใน F-Table หรือพิจารณาจากค่าทางสถิติ หรือ ค่า P-Value (โดยทั่วไปค่าจะอยู่ในช่วง 0.05-0.01) หากน้อยกว่าจะปฏิเสธสมมุติฐานหลัก (H_0)

2.9 การวิเคราะห์สหสัมพันธ์ (Correlation Analysis)

การวิเคราะห์สหสัมพันธ์ เป็นเทคนิคทางสถิติสำหรับวเคราะห์ความสัมพันธ์เชิงเส้น โดยจะวัดทั้งระดับรวมถึงทิศทางของความสัมพันธ์ โดยจะใช้ตัวแปรตั้งแต่ 2 ตัวขึ้นไป ซึ่งจะไม่คำนึงถึงเลยว่าตัวแปรใดเป็นตัวแปรต้น ตัวแปรใดเป็นตัวแปรตาม จะทำการทดสอบว่าหากตัวแปรหนึ่งเกิดการเปลี่ยนแปลง ตัวแปรอีกตัวจะมีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงตามไปในลักษณะใด (ศิริชัย กาญจนวาสี, 2559)

ค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์ (Correlation Coefficient : r) เป็นค่าที่ใช้แสดงขนาด และทิศทางของความสัมพันธ์ โดยจะมีค่าอยู่ระหว่าง -1.00 ถึง +1.00

1) ทิศทางของความสัมพันธ์ (Direction of Relationship)

1.1) สหสัมพันธ์เชิงบวก เป็นความสัมพันธ์ที่ตัวแปรทั้งสองมีทิศทางในทางเดียวกัน เมื่อตัวแปรใดเพิ่มขึ้นอีกตัวแปรจะเพิ่มขึ้นตาม มีค่า r มากกว่า 0

1.2) สหสัมพันธ์เชิงลบ เป็นความสัมพันธ์ที่ตัวแปรทั้งสองมีทิศทางในทางตรงกันข้ามกัน เมื่อตัวแปรใดเพิ่มขึ้นอีกตัวแปรจะลดลง มีค่า r น้อยกว่า 0

1.3) ไม่มีสหสัมพันธ์ คือ ตัวแปรทั้งสองไม่มีความสัมพันธ์เชิงเส้นกัน โดยมีค่า r เท่ากับ 0

2) ขนาดของความสัมพันธ์ (Magnitude of Relationship) โดยการแปลความหมายในงานวิจัยจะนิยมใช้เกณฑ์ที่เป็นสากล ซึ่งหลัก ๆ แล้วจะอยู่ 2 เกณฑ์ คือ เกณฑ์ของ Greenwood (Greenwood, 2018) โดยจะพิจารณาดังนี้

$|r| < 0.3$ คือมีความสัมพันธ์เชิงเส้นต่ำ

$0.3 < |r| < 0.7$ คือมีความสัมพันธ์เชิงเส้นปานกลาง

$0.7 < |r| < 0.9$ คือมีความสัมพันธ์เชิงเส้นสูง

$0.9 < |r| < 1.0$ คือมีความสัมพันธ์เชิงเส้นสูงมาก

2.10 การวิเคราะห์การถดถอย (Regression Analysis)

การวิเคราะห์การถดถอย ศึกษาความสัมพันธ์เชิงฟังก์ชันของอิทธิพลของตัวแปรอิสระ และตัวแปรพยากรณ์ (Independent/Predictor Variable : X) ที่จะส่งผลต่อตัวแปรตามหรือตัวแปรที่เป็นเกณฑ์ (Dependent/Criterion Variable : Y) เพื่ออธิบายความสัมพันธ์ และการพยากรณ์แนวโน้มที่อาจจะเกิดขึ้นในอนาคต โดยการวิเคราะห์การถดถอยเชิงเส้น แบ่งออกเป็น 2 ประเภท (ศิริชัย กาญจนวาสี, 2559) คือ

1) การวิเคราะห์การถดถอยเชิงเส้นอย่างง่าย (Simple Linear Regression Analysis) เป็นการศึกษาความสัมพันธ์ตัวแปรอิสระ 1 ตัว (X) ที่ส่งผลกับตัวแปรตาม (Y) ดังสมการที่ 2.8

$$Y = \beta_0 + \beta_1 X + \varepsilon \qquad (2.8)$$

โดยที่ β_0 คือค่าคงที่ของสมการ

β_1 คือ สัมประสิทธิ์การถดถอยของตัวแปรอิสระ

ε คือ ค่าความคลาดเคลื่อน

2) การวิเคราะห์การถดถอยเชิงเส้นพหุ (Multiple Linear Regression Analysis) เป็นการศึกษาความสัมพันธ์ตัวแปรอิสระตั้งแต่ 2 ตัวขึ้นไป ($X_1, X_2, ..., X_k$)) ที่ส่งผลกับตัวแปรตาม (Y) ดังสมการที่ 2.9

$$Y = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \ldots + \beta_k X_k + \varepsilon \quad (2.9)$$

สถิติที่ใช้ประเมินความเหมาะสมของแบบจำลองการถดถอย โดยประเมินประสิทธิภาพในการพยากรณ์ของแบบจำลองผ่านตัวชี้วัด คือ สัมประสิทธิ์การตัดสินใจ (Coefficient of Determination: R^2) หาได้จากความผันแปรในตัวแปรตาม (Y) ที่สามารถอธิบายได้ด้วยชุดตัวแปรอิสระ (X) ที่ปรากฏในสมการ จะมีค่าอยู่ระหว่าง 0 ถึง 1 โดยถ้าค่า R^2 เข้าใกล้ 1 แสดงว่าตัวแปรอิสระชุดนั้นร่วมอธิบายตัวแปรตามได้ดีมาก สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.10

$$R^2 = \frac{SSR}{SST} \quad (2.10)$$

โดยที่ SSR คือ อัตราส่วนผลรวมกำลังสองของการถดถอย

SST คือ ผลรวมกำลังสองทั้งหมด

2.11 มาตรฐานการออกแบบสิ่งแวดล้อมในอาคารของ ASHRAE

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) เป็นองค์กรที่กำหนดมาตรฐานสากลด้านการปรับอากาศ การระบายอากาศ และการสร้างสภาวะแวดล้อมภายในอาคารให้เหมาะสม โดยเป็นมาตรฐานที่ได้รับการยอมรับอย่างแพร่หลาย ใช้เป็นหลักอ้างอิงในกฎหมายควบคุมอาคารรวมถึงใช้ในการอ้างอิงงานวิจัยกันทั่วโลก

2.12 มาตรฐาน ASHRAE 62.1 Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality

เป็นมาตรฐานที่ใช้กำหนดเกณฑ์ขั้นต่ำในการระบายอากาศ และการควบคุมคุณภาพอากาศภายในอาคาร เพื่อสร้างสภาวะแวดล้อมที่ดีในอาคาร อีกทั้งยังลดความเสี่ยงด้านสุขภาพของผู้ใช้งานอาคาร ในส่วนของ ASHRAE ได้ระบุถึงการควบคุมความชื้นสัมพัทธ์ไม่ให้สูงกว่า 65% RH เพราะหากความชื้นเกินกว่าที่กำหนดจะทำให้เป็นสภาวะวิกฤตที่จะเร่งการเจริญเติบโตของเชื้อรา และไรฝุ่นบนวัสดุภายในห้อง เช่น ฝ้าเพดาน พนัง ซึ่งจะส่งผลต่อสุขภาพของคนภายในห้อง โดยจะก่อให้เกิดการติดเชื้อในระบบทางเดินหายใจ อีกทั้งการควบคุมความชื้นสัมพัทธ์ไม่ให้เกิน 65% RH นั้นยังช่วยให้

รักษาวัสดุอุปกรณ์ภายในห้องไม่ให้เกิดความเสียได้ ดังนั้นการควบคุมความชื้นสัมพัทธ์ภายในอาคาร จึงเป็นมาตรการเชิงป้องกันทางสุขอนามัยภายในอาคารที่สำคัญ และช่วยลดความเสี่ยงที่จะก่อให้เกิดความเสียหายได้

2.13 มาตรฐาน ASHRAE 55 Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy

เป็นมาตรฐานที่ใช้ในการกำหนดสภาวะแวดล้อมทางความร้อนของผู้ใช้อาคาร โดยมีเป้าหมายให้เกิดความพึงพอใจและความรู้สึกสบายภายในพื้นที่ปรับอากาศ ซึ่งจะแบ่งปัจจัยที่ส่งผลกระทบเป็น 2 กลุ่ม คือ

1) ปัจจัยด้านสิ่งแวดล้อม จะประกอบไปด้วย อุณหภูมิอากาศ ความชื้นสัมพัทธ์ อุณหภูมิการแผ่รังสี ความเร็วลม

2) ปัจจัยส่วนบุคคล จะประกอบไปด้วย ระดับการแต่งกายหรือเครื่องนุ่งห่ม อัตราการเผาผลาญพลังงานในร่างกาย หรือกิจกรรม

ซึ่งมาตรฐาน ASHRAE 55 ไม่ได้กำหนดตัวเลขของความชื้นสัมพัทธ์ที่ตายตัว เพราะขึ้นอยู่กับการแต่งกายรวมถึงอุณหภูมิ แต่มาตรฐานได้กำหนดข้อจำกัดสูงสุดของความชื้น (Upper Moisture Baseline) ไว้ว่า อัตราส่วนความชื้น (Humidity Ratio) ต้องไม่เกิน 0.012 kg-water/kg-dry air สภาวะอากาศทั่วไปที่อุณหภูมิประมาณ 24-26 องศาเซลเซียส จะเทียบเท่าความชื้นสัมพัทธ์ไม่เกิน 60-65% RH

2.14 อุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (Variable Speed Drive)

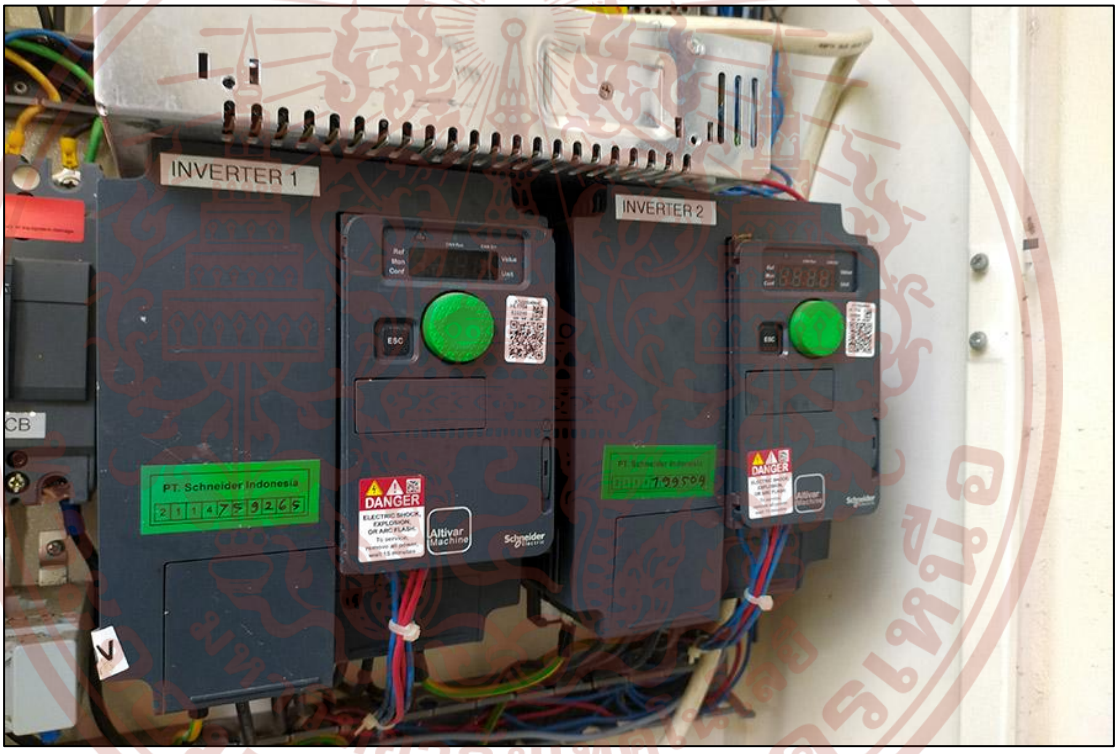
อุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (Variable Speed Drive) หรือ VSD เป็นอุปกรณ์ควบคุมความเร็วของรอบมอเตอร์ไฟฟ้าชนิดหนึ่ง เพื่อควบคุมให้เหมาะสมกับสภาวะของโหลด ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพในการทำงานของมอเตอร์ในขบวนการผลิตในโรงงานอุตสาหกรรม ระบบปั๊มน้ำ พัดลม ระบบปรับอากาศขนาดใหญ่ อุปกรณ์ VSD ได้ใช้เทคโนโลยี Voltage Vector Control (VVC) ทำให้ประสิทธิภาพการควบคุมไม่ให้มีการสูญเสียพลังงานความร้อนในตัวมอเตอร์ (Derating) และมีอุปกรณ์จำกัดสัญญาณรบกวน (Harmonics Filters) ที่ใช้เป็นอุปกรณ์มาตรฐานของเครื่องป้องกันการรบกวนสัญญาณควบคุม และยังส่งผลดีในด้านการประหยัดพลังงาน

ความแตกต่างของ VSD กับ ความเร็วรอบคงที่ (Fixed Speed)

1) รูปแบบการทำงาน สำหรับความเร็วรอบคงที่ (Fixed Speed) จะทำงานด้วยความเร็วที่คงที่โดยจะทำงานอย่างต่อเนื่องในระดับความเร็วเท่าเดิม ในกรณีที่เครื่องมีสถานะไม่มีภาระ (Unload) หรือภาระการใช้งานน้อย ตัวมอเตอร์จะยังคงหมุนอยู่ จึงทำให้มีการใช้พลังงานไฟฟ้าอยู่มีผลทำให้สิ้นเปลืองพลังงานโดยเปล่าประโยชน์

สำหรับเทคโนโลยี VSD นั้น ระบบจะไม่ทำงานอย่างต่อเนื่อง สามารถปรับความเร็วรอบมอเตอร์ให้เหมาะกับปริมาณที่ต้องการใช้งานได้ ตัวมอเตอร์ของ VSD จะหมุนตามภาระการใช้งาน โดยจะใช้พลังงานเท่าที่จำเป็นเท่านั้น ทำให้สามารถช่วยลดการใช้พลังงานลงได้

2) ต้นทุน VSD มีต้นทุนเครื่องที่สูงกว่าแบบ Fixed Speed แต่ประโยชน์ที่ได้ดีกว่าคือจะสามารถคาดการณ์หรือคำนวณปริมาณการใช้งานได้ ว่าอัตราการไหลที่ใช้งานนั้นมีความผันผวนค่อนข้างสูงและไม่สม่ำเสมอ ทำให้เห็นผลการประหยัดพลังงานได้อย่างชัดเจน และสำหรับด้านการลงทุนและผลตอบแทน ROI ของเครื่อง VSD นั้น เร็วกว่าเครื่อง Fixed Speed



ภาพที่ 2-10 อุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (Variable Speed Drive)
ที่มา : https://www.mcenergy.co.th

2.15 คาร์บอนฟุตพริ้นท์ (Carbon Footprint)

คาร์บอนฟุตพริ้นท์ Carbon Footprint เป็นตัวชี้วัดผลกระทบที่มนุษย์มีต่อสิ่งแวดล้อมและการเปลี่ยนแปลงสภาพภูมิอากาศ ผลกระทบของ Carbon Footprint สามารถแบ่งได้เป็นสองระดับหลัก (องค์การบริหารจัดการก๊าซเรือนกระจก (องค์การมหาชน), 2565)

2.15.1 ผลกระทบระดับโลก

การเปลี่ยนแปลงสภาพภูมิอากาศ การปล่อยก๊าซเรือนกระจกในปริมาณมาก ๆ เป็นสาเหตุหลักของภาวะโลกร้อน ทำให้อุณหภูมิเฉลี่ยของโลกสูงขึ้นอย่างรวดเร็วกว่าที่เคยเกิดขึ้นใน

ประวัติศาสตร์ การละลายของน้ำแข็งขั้วโลกและธารน้ำแข็ง ส่งผลทำให้ระดับน้ำทะเลสูงขึ้นเสี่ยงต่อการสูญเสียพื้นที่ชายฝั่งและเกาะขนาดเล็ก การสูญเสียความหลากหลายทางชีวภาพสภาพแวดล้อมที่เปลี่ยนแปลงอย่างรวดเร็วทำให้สิ่งมีชีวิตหลายชนิดไม่สามารถปรับตัวได้ทัน ซึ่งนำไปสู่การสูญพันธุ์

2.15.2 ผลกระทบระดับชุมชนและบุคคล

ความผันผวนของสภาพอากาศ เกิดสภาพอากาศรุนแรงบ่อยครั้งขึ้น เช่น พายุ น้ำท่วม ภัยแล้ง ซึ่งส่งผลกระทบโดยตรงต่อชีวิตและทรัพย์สินของประชาชน โดยผลกระทบต่อสุขภาพนำมาซึ่งปัญหาสุขภาพ เช่น การบาดเจ็บ โรคติดต่อ และปัญหาสุขภาพจิต ในด้านความเสียหายทางเศรษฐกิจภัยพิบัติส่งผลให้เกิดความเสียหายต่อทรัพย์สิน พื้นที่เกษตรกรรม และโครงสร้างพื้นฐาน นำไปสู่การสูญเสียรายได้และการชะลอตัวทางเศรษฐกิจการขาดแคลนทรัพยากร การเปลี่ยนแปลงสภาพภูมิอากาศอาจทำให้เกิดการขาดแคลนน้ำและอาหารในบางพื้นที่ ส่งผลต่อความมั่นคงทางอาหารและน้ำ การให้ความสำคัญกับ Carbon Footprint จึงเป็นสิ่งจำเป็น เพราะช่วยให้เราเข้าใจและสามารถวัดผลกระทบของกิจกรรมต่างๆ ต่อสิ่งแวดล้อมได้ชัดเจนขึ้น นำไปสู่การวางแผนและดำเนินการเพื่อลดการปล่อยก๊าซเรือนกระจกอย่างมีประสิทธิภาพ ทั้งในระดับองค์กร ชุมชน และประเทศ เพื่อบรรเทาผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงสภาพภูมิอากาศและสร้างความยั่งยืนให้กับโลกของเรา

2.15.3 ประเภทและขอบเขตของคาร์บอนฟุตพริ้นท์

คาร์บอนฟุตพริ้นท์สามารถแบ่งออกเป็นสองประเภทหลัก คือ คาร์บอนฟุตพริ้นท์ขององค์กร (Organization Carbon Footprint) และคาร์บอนฟุตพริ้นท์ของผลิตภัณฑ์ (Product Carbon Footprint) คาร์บอนฟุตพริ้นท์ขององค์กร คือปริมาณก๊าซเรือนกระจกที่ปล่อยออกมาจากกิจกรรมทั้งหมดขององค์กร ซึ่งแบ่งออกเป็น 3 ขอบเขต (Scopes) ตามมาตรฐาน GHG Protocol

1) ขอบเขตที่ 1 การปล่อยก๊าซเรือนกระจกทางตรง (Direct Emissions) เกิดจากกิจกรรมที่อยู่ภายใต้การควบคุมขององค์กรโดยตรง ตัวอย่างเช่น การเผาไหม้เชื้อเพลิงในเครื่องจักร หม้อไอน้ำ ยานพาหนะขององค์กร และการรั่วไหลของสารทำความเย็น

2) ขอบเขตที่ 2 การปล่อยก๊าซเรือนกระจกทางอ้อมจากการใช้พลังงาน (Energy Indirect Emissions) เกิดจากการใช้พลังงานที่ซื้อหรือได้มาจากภายนอกองค์กร ตัวอย่างเช่น การใช้ไฟฟ้า ความร้อน หรือไอน้ำที่ซื้อจากผู้ผลิตภายนอก

3) ขอบเขตที่ 3 การปล่อยก๊าซเรือนกระจกทางอ้อมอื่นๆ (Other Indirect Emissions) เกิดจากกิจกรรมที่เกี่ยวข้องกับองค์กรแต่ไม่ได้อยู่ภายใต้การควบคุมโดยตรง ตัวอย่างเช่น การเดินทางของพนักงาน การขนส่งวัตถุดิบ การกำจัดของเสีย และการใช้ผลิตภัณฑ์ขององค์กรโดยผู้บริโภค คาร์บอนฟุตพริ้นท์ของผลิตภัณฑ์ คือปริมาณก๊าซเรือนกระจกที่ปล่อยออกมาตลอดวัฏจักรชีวิตของผลิตภัณฑ์ ตั้งแต่การได้มาซึ่งวัตถุดิบ การผลิต การขนส่ง การใช้งาน ไปจนถึงการกำจัดซากผลิตภัณฑ์

การคำนวณ Carbon Footprint ทั้งสองประเภทนี้ช่วยให้องค์กรสามารถระบุแหล่งปล่อยก๊าซเรือนกระจกที่สำคัญ และวางแผนการลดการปล่อยก๊าซเรือนกระจกได้อย่างมีประสิทธิภาพ โดยการรายงานผลมักแสดงในรูปแบบของกิโลกรัมหรือตันคาร์บอนไดออกไซด์เทียบเท่า ($kgCO_2e$ หรือ $tonCO_2e$) การเข้าใจประเภทและขอบเขตของ Carbon Footprint เป็นพื้นฐานสำคัญในการพัฒนากลยุทธ์การลดการปล่อยก๊าซเรือนกระจกที่ครอบคลุมและมีประสิทธิภาพ ทั้งในระดับองค์กรและผลิตภัณฑ์



ภาพที่ 2-11 ประกาศค่าการปล่อยก๊าซเรือนกระจก (Emission Factor)

ที่มา : องค์การบริหารจัดการก๊าซเรือนกระจก-องค์การมหาชน

เมื่อวันที่ 25 พฤศจิกายน 2568 คณะกรรมการองค์การบริหารจัดการก๊าซเรือนกระจก มีมติเห็นชอบการประกาศค่าการปล่อยก๊าซเรือนกระจกของการใช้ไฟฟ้า (Emission Factor) จากระบบสายส่งของประเทศไทยสำหรับการประเมินคาร์บอนฟุตพริ้นท์ขององค์กร โดยค่าการปล่อยก๊าซ

เรือนกระจกที่ประกาศนี้พิจารณาครอบคลุมการได้มาซึ่งเชื้อเพลิงที่ใช้ในการผลิตไฟฟ้า (Extraction and Refining) การขนส่งเชื้อเพลิงที่ใช้ในการผลิตไฟฟ้า (Transportation) การเผาไหม้เชื้อเพลิงในกระบวนการผลิตกระแสไฟฟ้า (Fuel Combustion) และการสูญเสียพลังงานไฟฟ้าในระหว่างการขนส่งและจำหน่ายพลังงานไฟฟ้า ตั้งแต่โรงไฟฟ้าจนถึงผู้ใช้ไฟฟ้า (Transmission and Distribution Loss: T&D Loss) อ้างอิงจากข้อมูลของกระทรวงพลังงาน การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย (กฟผ.) การไฟฟ้านครหลวง (กฟน.) และ การไฟฟ้าส่วนภูมิภาค(กฟภ.) ครอบคลุมทั้งไฟฟ้าที่ผลิตจากเชื้อเพลิงฟอสซิลและพลังงานหมุนเวียน โดยในการคำนวณอ้างอิงค่าศักยภาพในการทำให้เกิดภาวะโลกร้อน (Global Warming Potential: GWP) จาก 5th IPCC Assessment Report (AR5) แสดงผลดังนี้

- การเผาไหม้เชื้อเพลิงรวมถึงการสูญเสียพลังงานไฟฟ้าในระหว่างการขนส่งและจำหน่ายพลังงานไฟฟ้าสำหรับ ขอบเขตที่ 2 มีค่าเท่ากับ 0.4750 $kgCO_2e/kWh$
- การได้มาซึ่งเชื้อเพลิงรวมถึงการขนส่งเชื้อเพลิงที่ใช้ในการผลิตไฟฟ้าสำหรับขอบเขตที่ 3 มีค่าเท่ากับ 0.0812 $kgCO_2e/kWh$

การประกาศค่า Emission Factor CFO ครั้งนี้ มีผลบังคับใช้ตั้งแต่วันที่ 1 มกราคม 2569 (ตามมติคณะกรรมการ อบก. 25 พฤศจิกายน 2568) โดยจะสามารถคำนวณได้จากสมการ (2.11)

$$CO_2 \text{ Emission } (kgCO_2e) = \text{ปริมาณไฟฟ้า } (kWh) \times \text{Emission Factor } (kgCO_2e/kWh) \quad (2.11)$$

2.16 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

สุมล แซ่เฮง พิสิษฐ์สังฆการ และคณะ (2567) ผู้วิจัยได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบทำน้ำเย็น (Chiller Plant) ภายในอาคารสำนักงานของสำนักงานสลากกินแบ่งรัฐบาล โดยใช้เครื่องมือทางสถิติที่หลากหลายประกอบด้วย Linear Regression, Multiple Linear Regression และแผนภูมิ CUSUM เพื่อกำหนดดัชนีชี้วัดสมรรถนะพลังงาน (EnPI) ครอบคลุม 3 ระดับ คือ ระดับองค์กร ระดับระบบ และระดับอุปกรณ์ พบว่าระยะเวลาการทำงานของเครื่อง และค่าความแตกต่างของอุณหภูมิอากาศภายนอก (CDD) เป็นปัจจัยหลักที่ส่งผลต่อการใช้พลังงาน โดยโมเดลที่สร้างขึ้นสามารถคาดการณ์การใช้พลังงานปี 2563 ได้แม่นยำ ซึ่งมีค่า $R^2 = 0.8715$และพบว่าพลังงานลดลง 7.34% อย่างไรก็ตาม ในระดับอุปกรณ์พบว่าเครื่องทำน้ำเย็นมีประสิทธิภาพต่ำกว่าเกณฑ์กฎหมายถึง 37.68% เนื่องจากมีอายุการใช้งานสูง งานวิจัยชี้ให้เห็นว่าควรมีการปรับปรุงแผนบำรุงรักษาอย่างเข้มงวด และควรพิจารณาเปลี่ยนเครื่องทำน้ำเย็นใหม่เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพและลดค่าไฟฟ้าในระยะยาว

ปนิดา ตะสิทธิ์ (2560) ศึกษาแนวทางการจัดการพลังงานภายในอาคารเรียนรวมสังคมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต ซึ่งเป็นอาคารขนาดใหญ่ที่มีการใช้พลังงานสูงจากระบบปรับอากาศ และแสงสว่าง วิธีการศึกษาเริ่มจากการเก็บข้อมูลการใช้ไฟฟ้าจริงย้อนหลัง การสำรวจลักษณะการใช้งานพื้นที่ และตรวจวัดสมรรถนะอุปกรณ์ตามหลักเกณฑ์การจัดการพลังงาน 8 ขั้นตอนของกระทรวงพลังงาน จากการวิเคราะห์พบจุดที่สามารถปรับปรุงได้หลายส่วน จึงได้เสนอ 3 มาตรการหลัก ได้แก่ การเปลี่ยนหลอดไฟเป็น LED การติดตั้งอินเวอร์เตอร์ (VFD) เพื่อควบคุมความเร็วรอบของเครื่องสูบน้ำเย็น และการเปลี่ยนเครื่องทำน้ำเย็นประสิทธิภาพสูง 1 เครื่อง ซึ่งผลการคำนวณระบุว่าทุกมาตรการช่วยลดพลังงานได้อย่างมีนัยสำคัญและให้ผลตอบแทนการลงทุนที่คุ้มค่า งานวิจัยสรุปว่าระบบการจัดการพลังงานที่เป็นระเบียบสามารถลดภาระค่าใช้จ่ายของมหาวิทยาลัยได้อย่างยั่งยืน และเป็นโมเดลต้นแบบที่ควรนำไปประยุกต์ใช้กับอาคารอื่นๆ ภายในวิทยาเขตในอนาคต

ปิยดนัย ภาชนะพรรณ์ (2550) ทำการทดลองหาวิธีลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air Cooled) โดยใช้หลักการลดอุณหภูมิที่คอนเดนเซอร์ด้วยการพ่นละอองน้ำฝอยละเอียดเข้าไปในอากาศรอบๆ บริเวณการติดตั้ง ผู้วิจัยทำการทดสอบเปรียบเทียบ 2 รูปแบบ คือ การพ่นละอองน้ำตลอดเวลาที่เครื่องทำงาน และการพ่นละอองน้ำเฉพาะตอนที่อุณหภูมิคอนเดนเซอร์สูงถึงจุดที่กำหนด พบว่าการพ่นละอองน้ำตลอดเวลาให้ผลดีที่สุดในการลดอุณหภูมิคอนเดนเซอร์ลงได้ 1.6 °C และประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้สูงสุดถึง 13% แม้จะรวมการใช้ไฟฟ้าของปั๊มน้ำแล้วก็ตาม แต่มีข้อเสียคือสิ้นเปลืองน้ำสูงถึง 6.67 ลิตรต่อนาที ส่วนกรณีพ่นน้ำตามอุณหภูมิจะประหยัดไฟได้น้อยกว่าแต่ช่วยลดการสิ้นเปลืองน้ำและลดการสะสมของคราบหินปูน งานวิจัยนี้เป็นทางเลือกที่ดีสำหรับการปรับปรุงเครื่องปรับอากาศเก่า แต่ควรพิจารณาเรื่องความคุ้มค่าของค่าน้ำและระบบกรองน้ำเพื่อป้องกันตะกรันที่อาจเกิดขึ้นกับแผงคอยล์ในระยะยาว

ภาวิณี ศักดิ์สุนทรศิริ และคณะ (2567) ศึกษาการเปลี่ยนแปลงของสภาวะอากาศและการใช้พลังงานในระบบปรับอากาศของหอผู้ป่วยติดเชื้อโควิด-19 ที่มีการปรับปรุงเป็นห้องความดันบวกและลบ ผู้วิจัยใช้เทคโนโลยี IoT ติดตามค่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ในสภาวะการใช้งานจริง และวัดการใช้พลังงานเปรียบเทียบระหว่างช่วงที่มีการเปิดระบบระบายอากาศ 100% (เพื่อป้องกันการแพร่เชื้อ) กับช่วงที่ปิดระบบระบายอากาศ ผลการศึกษาพบว่าการเปิดระบบระบายอากาศเพื่อความปลอดภัยทำให้การใช้พลังงานไฟฟ้าพุ่งสูงขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ เนื่องจากต้องดึงอากาศภายนอกที่มีความร้อนและความชื้นสูงเข้ามาในปริมาณมาก (6-12 ACH) นอกจากนี้พบว่าความชื้นในห้องคนไข้มักสูงเกินมาตรฐาน เนื่องจากระบบเดิมไม่ได้ติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมความชื้นโดยเฉพาะ งานวิจัยชี้ให้เห็นถึงความจำเป็นในการออกแบบระบบปรับอากาศสำหรับสถานพยาบาลที่ต้องสมดุลระหว่างความปลอดภัยจากการแพร่เชื้อและการประหยัดพลังงาน รวมถึงควรมีการต่อยอดพัฒนาการติดตั้งระบบควบคุมความชื้นเพิ่มเติมเพื่อให้คนไข้อยู่อย่างสุขสบาย

Saraswat และคณะ (2025) เป็นงานวิจัยเชิงทดลองที่วิเคราะห์ศักยภาพการประหยัดพลังงานในระบบ Chiller Plant ของอาคารสำนักงาน โดยใช้ดัชนีชี้วัดประสิทธิภาพหลัก (KPI) แบ่งเป็น 3 ระดับ คือ ระดับอาคาร ระดับองค์ประกอบอุปกรณ์ และระดับระบบ ผู้วิจัยมุ่งหวังที่จะยกระดับอาคารเดิมให้มีประสิทธิภาพเทียบเท่ามาตรฐานการออกแบบสมัยใหม่ล่าสุดของ AHRI ผลการวิเคราะห์พบว่าระดับอาคารมีศักยภาพในการประหยัดพลังงานได้ถึง 44% เมื่อเทียบกับเกณฑ์มาตรฐาน BEE ขณะที่การปรับปรุงประสิทธิภาพในระดับระบบเครื่องทำน้ำเย็นสามารถประหยัดพลังงานต่อปีได้ถึง 41.7 - 43.6% โดยมาตรการอนุรักษ์พลังงาน (ECMs) ที่นำเสนอมีระยะเวลาคืนทุนเฉลี่ยร้อยละน้อยกว่า 3 ปี ซึ่งถือว่าคุ้มค่ามากสำหรับการลงทุน การนำเทคโนโลยีและมาตรฐานการออกแบบล่าสุดมาปรับใช้ (Retrofit) สามารถเปลี่ยนอาคารเก่าให้กลายเป็นอาคารประหยัดพลังงานระดับ "ยอดเยี่ยม" ได้จริง และควรใช้แนวทาง KPI 3 ระดับนี้ในการติดตามผลอย่างต่อเนื่องเพื่อให้ระบบทำงานได้เต็มสมรรถนะตลอดเวลา

Li และคณะ (2024) ได้ดำเนินการวิเคราะห์การปรับตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็น (Chilled Water Reset) เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพพลังงานในระบบเครื่องทำน้ำเย็นของสถานพยาบาลผ่านการทดสอบเปรียบเทียบระหว่างการตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็นคงที่กับการปรับอุณหภูมิขึ้นตามสภาวะอากาศภายนอกและภาระการทำความเย็นที่เปลี่ยนแปลงไป ผลการวิจัยพบว่าการเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจ่ายทุก 1 องศาเซลเซียสจะช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะหรือ COP ของคอมเพรสเซอร์ได้เฉลี่ย 2.5% โดยไม่ส่งผลกระทบต่อการควบคุมระดับความชื้นสัมพัทธ์ในพื้นที่ใช้งาน งานวิจัยนี้จึงถือเป็นแนวทางพื้นฐานที่สำคัญในการนำไปประยุกต์ใช้เพื่อตั้งโปรแกรมระบบควบคุมอาคารอัตโนมัติสำหรับอาคารเก่าที่ต้องการปรับปรุงระบบเพื่อการประหยัดพลังงานโดยไม่ต้องลงทุนเปลี่ยนเครื่องจักรใหม่ที่มีราคาสูง

Chen และคณะ (2022) ศึกษาพฤติกรรมการใช้พลังงานและหาแนวทางลดภาระงานของคอมเพรสเซอร์ในระบบทำน้ำเย็น โดยทำการทดลองโดยใช้วิธีการปรับเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจ่าย (Chilled Water Setpoint) ให้สูงขึ้นเพื่อสังเกตผลกระทบที่เกิดขึ้น ผลการทดลองพบว่าการเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นให้สูงขึ้นช่วยลดอัตราส่วนกำลังอัดภายในระบบได้อย่างมีนัยสำคัญ ซึ่งส่งผลให้เครื่องทำน้ำเย็นดึงพลังงานไฟฟ้าไปใช้น้อยลง และสามารถเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ให้สูงขึ้น ทำให้งานวิจัยนี้สามารถนำไปต่อยอดเป็นแนวทางพื้นฐานในการควบคุมเครื่องทำน้ำเย็นเพื่อประหยัดพลังงานในอาคารได้อย่างเป็นรูปธรรม

Kyere และคณะ (2024) ได้ทำการพิสูจน์ทฤษฎีความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนกำลังอัดกับสมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น โดยวิเคราะห์และประเมินเสถียรภาพของระบบเมื่อต้องทำงานภายใต้สภาวะที่อุณหภูมิน้ำเย็นจ่ายถูกปรับให้สูงขึ้น ผลการวิจัยพบว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบมีความเสถียรมากขึ้นเมื่อใช้วิธีการนี้ นอกจากนี้ยังพิสูจน์ให้เห็นเป็นรูปธรรมว่าแนวทางดังกล่าวสามารถช่วยลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องจักรได้จริง

Wang และคณะ (2025) มุ่งเน้นการค้นหาวิธีรักษาสมดุลการประหยัดพลังงานไฟฟ้าของระบบทำความเย็นให้เกิดขึ้นอย่างยั่งยืน โดยพบว่าเมื่อมีการรักษาระดับอุณหภูมิน้ำเย็นจ่ายไว้ในจุดที่เหมาะสมอย่างสม่ำเสมอ ผลการศึกษาชี้ให้เห็นว่าการรักษาระดับอุณหภูมิดังกล่าวช่วยรักษาสมดุลการประหยัดไฟได้ตลอดทั้งวงจรการทำงาน ข้อมูลเหล่านี้มีความสำคัญอย่างยิ่งต่อการประเมินและบริหารจัดการพลังงานในระยะยาว โดยสามารถนำไปต่อยอดบูรณาการกับระบบ BMS เพื่อสร้างแนวทางการปรับอุณหภูมิน้ำเย็นแบบแปรผัน (Dynamic Reset) อัตโนมัติต่อไปได้

Trautman และคณะ (2021) งานวิจัยนี้มุ่งพัฒนาเทคนิคการสร้างแบบจำลองระบบทำน้ำเย็นแบบบูรณาการ เพื่อกำหนดค่าการทำงาน (Setpoints) ที่เหมาะสมที่สุด และประเมินศักยภาพการประหยัดพลังงานของระบบทำน้ำเย็นที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ปรับความเร็วรอบมอเตอร์ (VFDs หรือ VSD) ไปที่ พัดลมของหอระบายความร้อน (Cooling tower fans) และ ปั๊มน้ำระบายความร้อน (Condenser water pumps) โดยได้สร้างแบบจำลองทางกายภาพของอุปกรณ์หลัก ได้แก่ เครื่องทำน้ำเย็นแบบหอยโข่ง (Centrifugal chiller) หอระบายความร้อน และปั๊มน้ำระบายความร้อน โดยใช้อัตราการไหลของน้ำระบายความร้อน และ ความเร็วรอบพัดลมระบายความร้อนเป็นตัวแปรในการหาค่าที่เหมาะสม พร้อมทั้งพัฒนาอัลกอริทึมพยากรณ์ภาระการทำความเย็นของอาคาร (Cooling load) โดยใช้แบบจำลองสมการถดถอย จากนั้นนำข้อมูลเข้าและออกของอุปกรณ์แต่ละตัวมาเชื่อมโยงกัน เพื่อประเมินว่าการปรับความเร็วรอบพัดลมและปั๊มจะส่งผลต่อประสิทธิภาพรวมของระบบอย่างไร และใช้ระบบอัลกอริทึมเพื่อหากลยุทธ์การควบคุมที่เหมาะสมที่สุดสำหรับระบบอัตโนมัติในอาคาร การปรับความเร็วรอบและหาค่าการทำงานที่เหมาะสมที่สุดของ ระบบพัดลมในหอระบายความร้อน สามารถช่วยประหยัดพลังงานได้ถึง 12–15% ในทางกลับกัน การพยายามปรับลดความเร็วรอบของ ปั๊มน้ำระบายความร้อน ควบคู่ไปกับพัดลมนั้น ให้ผลการประหยัดพลังงานที่น้อยมากจนแทบไม่มีนัยสำคัญ และเมื่อเปรียบเทียบกลยุทธ์การควบคุมแบบต่างๆ พบว่ากลยุทธ์การควบคุมพัดลมโดยอ้างอิงจาก อุณหภูมิกระเปาะเปียก (Wet-bulb approach-based control) เป็นวิธีที่มีความแม่นยำและสอดคล้องกับความเร็วรอบพัดลมที่ประหยัดพลังงานที่สุด (มีค่า R^2 สูงถึง 0.924)

บทที่ 3
ระเบียบวิธีวิจัย (Methodology)

งานวิจัยนี้มุ่งเน้นการศึกษาประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบทำน้ำเย็น (Chiller Plant) ในอาคารสถานศึกษา โดยแบ่งขั้นตอนการดำเนินงานออกเป็น 2 ส่วนหลัก คือ การเก็บข้อมูลภาคสนาม และการวิเคราะห์ข้อมูลเชิงปริมาณ มีรายละเอียดดังนี้

3.1 เครื่องมือเก็บข้อมูลภาคสนาม

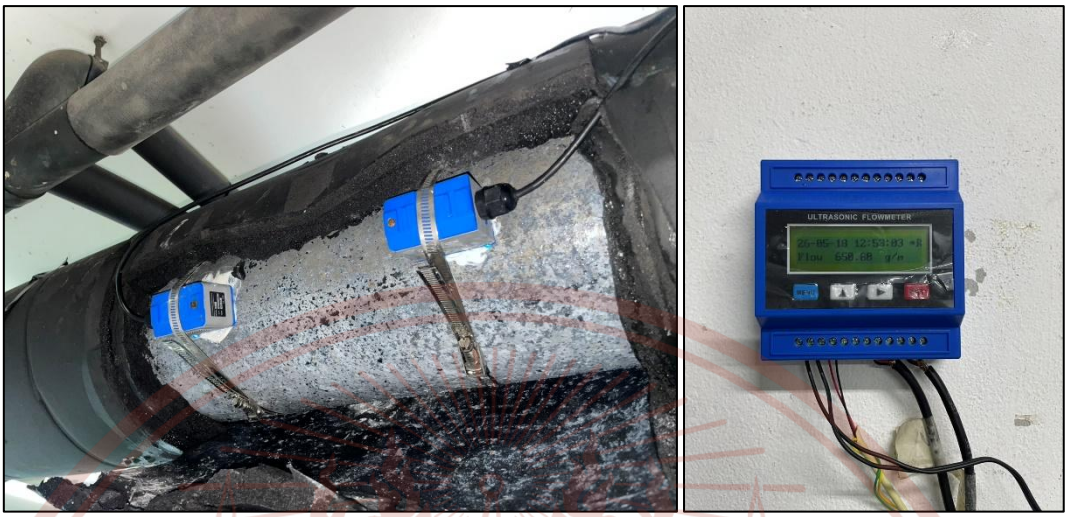
ในงานวิจัยนี้ได้ดำเนินการติดตั้งอุปกรณ์วัดค่าพลังงานไฟฟ้า อัตราการไหลของน้ำเย็น และอุณหภูมิน้ำเย็นเข้า-ออก เพื่อเก็บข้อมูลการทำงานของระบบ ดังนี้

3.1.1 ข้อมูลด้านพลังงานไฟฟ้า ใช้มิเตอร์วัดพลังงานไฟฟ้า Schneider รุ่น Power Logic PM5350 (Class 0.5S ตามมาตรฐาน IEC 62053-22) ซึ่งมีค่าความคลาดเคลื่อน ±0.5% ดังแสดงในภาพที่ 3-1 โดยจะใช้วัดค่ากำลังไฟฟ้ารวมของระบบ Chiller Plant



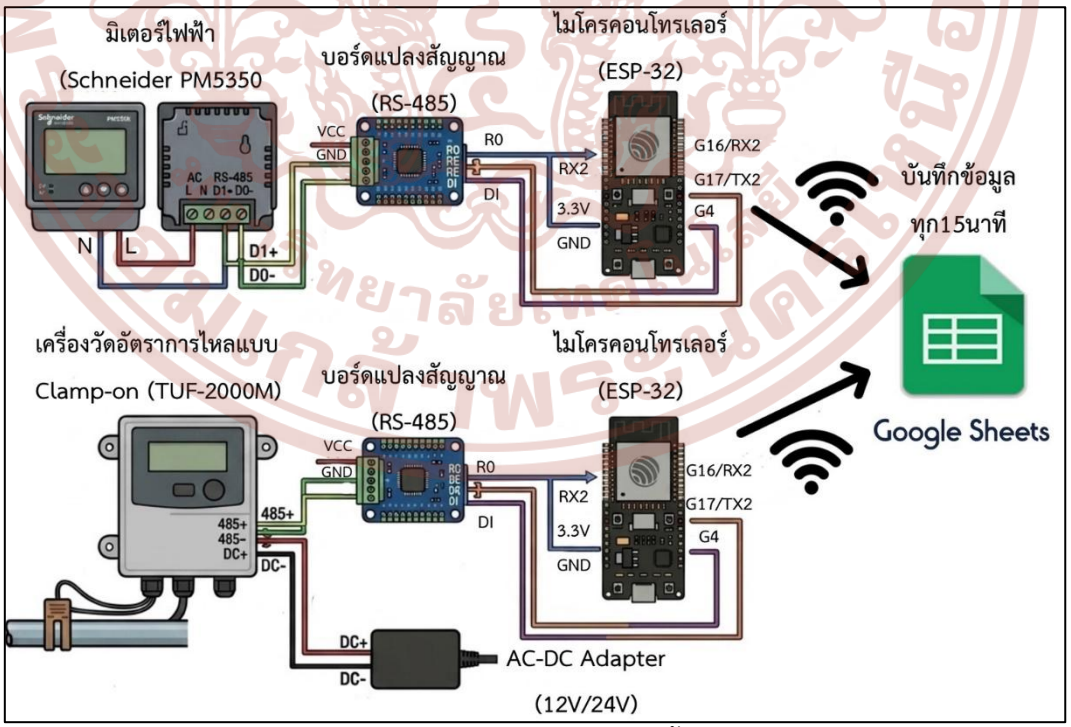
ภาพที่ 3-1 มิเตอร์วัดพลังงานไฟฟ้า Schneider รุ่น Power Logic PM5350

3.1.2 ข้อมูลอัตราการไหลของน้ำเย็น ใช้เครื่องวัดอัตราการไหลแบบ Ultrasonic (Clamp-on Flowmeter) รุ่น TUF-2000M ที่มีค่าความคลาดเคลื่อน ±1.0% ดังแสดงในภาพที่ 3-2 โดยสามารถวัดค่าอัตราการไหลได้ในช่วง 3-9,400 GPM ซึ่งย่านการวัดจริงอยู่ในช่วง 200-900 GPM



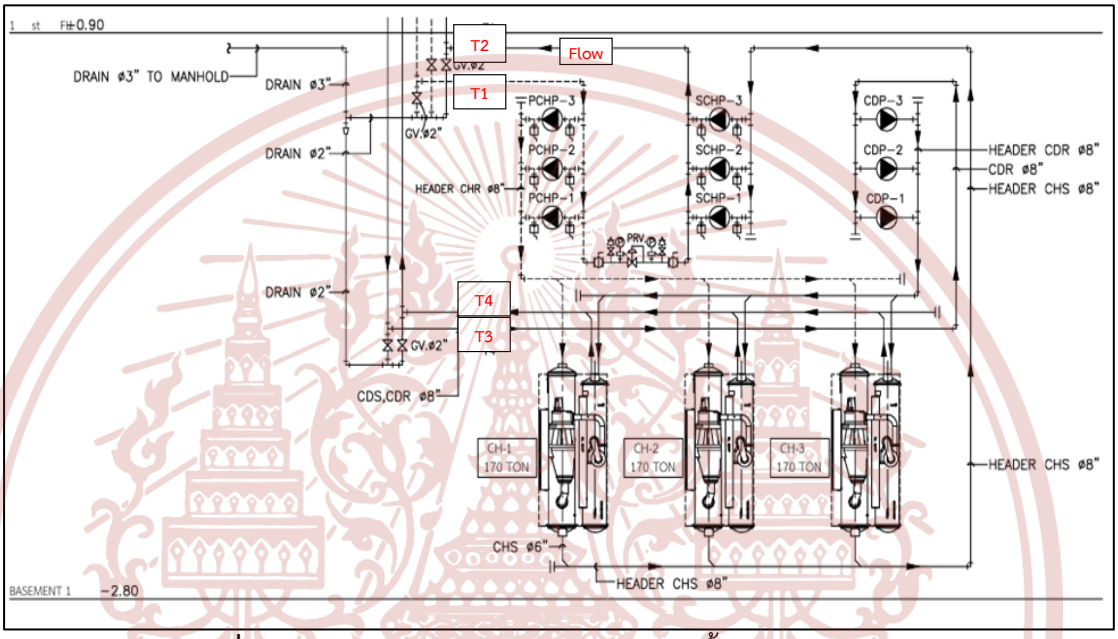
ภาพที่ 3-2 เครื่องวัดอัตราการไหลแบบ Ultrasonic (Clamp-on Flowmeter) รุ่น TUF-2000M

3.1.3 ระบบรับส่งข้อมูล ข้อมูลจากมิเตอร์ไฟฟ้าและเครื่องวัดอัตราการไหลจะถูกแปลงสัญญาณผ่านบอร์ด RS-485 ส่งต่อไปยังไมโครคอนโทรลเลอร์ ESP-32 เพื่อทำการประมวลผลเบื้องต้นและบันทึกข้อมูลเข้าสู่ระบบคลาวด์ (Google Sheets) แบบเรียลไทม์ โดยภาพรวมของระบบวัดค่าแสดงดังภาพที่ 3-3

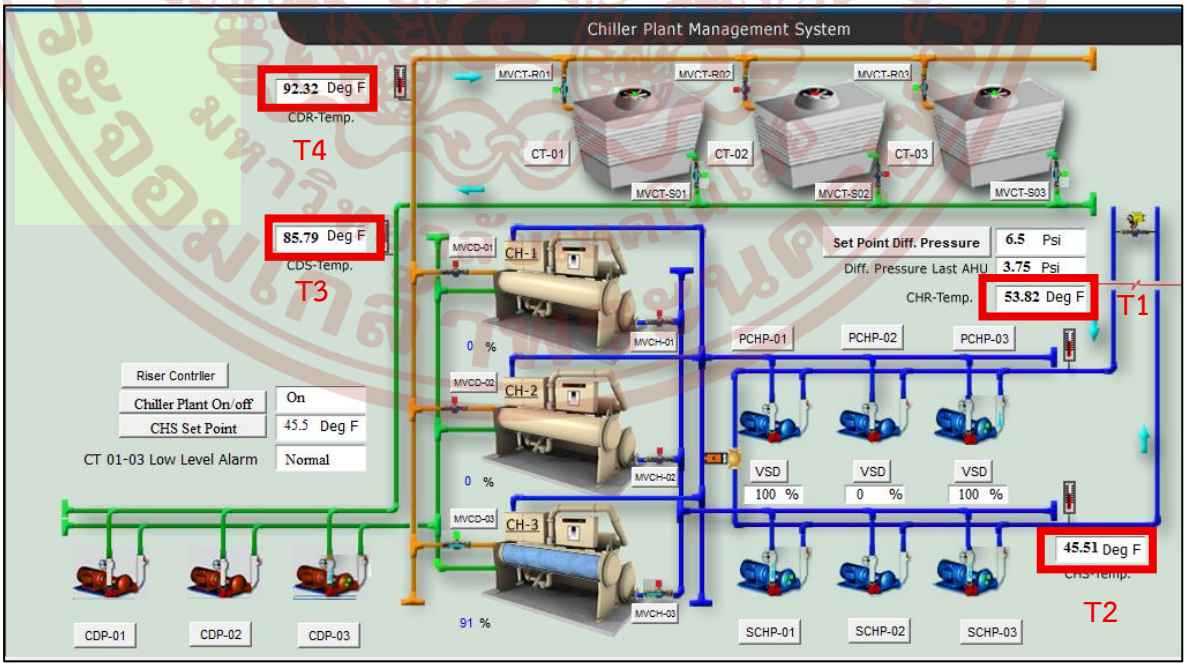


ภาพที่ 3-3 การต่อวงจรเพื่อรับส่งข้อมูลที่ได้จากการติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดค่าการทดลอง

3.1.4 ข้อมูลอุณหภูมิ อ้างอิงค่าอุณหภูมิน้ำเย็นเข้า-ออก จากระบบบริหารจัดการอาคารอัตโนมัติ (Building Automation System หรือ BAS) ผ่านโปรแกรม Tracer Summit System โดยกำหนดตำแหน่งการวัดดังค่าแสดงใน ภาพที่ 3-4



ภาพที่ 3-4 แผนผัง Chiller Plant พร้อมจุดติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดค่า



ภาพที่ 3-5 ระบบบริหารจัดการอาคารอัตโนมัติ (Building Automation System หรือ BAS)

3.1.5 ช่วงเวลาการดำเนินงานเก็บข้อมูลอยู่ในช่วงเดือน ธันวาคม 2568 – เมษายน 2569

3.1.6 ข้อมูลการสอบเทียบเครื่องมือวัดตามค่าโรงงาน (Factory Calibration) ของงานวิจัยนี้จะแสดงดังตารางที่ 3-1

ตารางที่ 3-1 ความถูกต้องของเครื่องมือวัดตามข้อมูลการสอบเทียบจากโรงงาน

เครื่องมือวัด	รุ่น	ค่าที่วัด	ความถูกต้อง
เครื่องมือวัดพลังงานไฟฟ้า	Schneider PowerLogic PM5350	แรงดันไฟฟ้า (V)	±0.30%
		กระแสไฟฟ้า (A)	±0.30%
		กำลังไฟฟ้า (kW)	±0.05%
		พลังงานไฟฟ้า (kWh)	±0.50% (Class 0.5S)
เซนเซอร์วัดอุณหภูมิ	Mamac TE-703-C-12-A-3	อุณหภูมิน้ำออก (CHS, ° F)	±0.20%
		อุณหภูมิน้ำเข้า (CHR, ° F)	±0.20%
เครื่องวัดอัตราการไหลแบบอัลตราโซนิก	TUF-2000M	อัตราการไหลของน้ำเย็น (GPM)	±1.00%

3.2 วิธีดำเนินการทดลอง

เมื่อทำการติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดค่าตามภาพที่ 3-3 และ 3-4 แล้วระบบจะทำการบันทึกค่าการใช้พลังงานไฟฟ้า อัตราการไหล อุณหภูมิน้ำเข้า-ออกของฝั่ง Evaporator และ Condenser รวมถึงเก็บค่าอุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้อง และสิ่งแวดล้อม ทุกๆ 15 นาที โดยในการดำเนินงานได้กำหนดขั้นตอนการทดลองโดยแบ่งออกเป็นการกำหนดสภาวะควบคุม และการจัดเก็บข้อมูล ดังนี้

3.2.1 กำหนดเงื่อนไขในการทดลอง

3.2.1.1 การควบคุมอุณหภูมิน้ำเย็นจ่าย (Chilled Water Setpoint) ดำเนินการปรับตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็นที่เครื่องทำน้ำเย็นโดยแบ่งเป็น 3 เงื่อนไขคงที่ ได้แก่ 7.22 °C (45.0 °F), 7.50 °C (45.5 °F) และ 7.77 °C (46.0 °F) เป็นเวลาเงื่อนไขละ 7 วัน

3.2.1.2 การควบคุมแบบผสมผสาน โดยปรับตั้งค่าอุณหภูมิที่ 7.50 °C (45.5 °F) ในช่วงเวลากลางวัน (06.00-17.00 น.) และปรับเพิ่มอุณหภูมิเป็น 7.77 °C (46.0 °F) ในช่วงเวลากลางคืน (17.00-06.00 น.) เป็นเวลา 7 วัน

3.2.1.3 การทดลองระบบควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (VSD) ดำเนินการเก็บข้อมูลเปรียบเทียบระหว่างสภาวะการทำงานของปั๊มน้ำเย็นแบบความเร็วรอบคงที่ และสภาวะที่ติดตั้งอุปกรณ์ปรับความเร็วรอบมอเตอร์ (VSD) เป็นเวลา 7 วัน

3.2.1.4 การตรวจวัดสภาวะความสบายเชิงความร้อน โดยบันทึกค่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายในพื้นที่ปรับอากาศ เพื่อประเมินผลกระทบจากการปรับเปลี่ยนอุณหภูมิน้ำเย็นจ่ายตามมาตรฐาน ASHRAE Standard 62.1 และ ASHRAE Standard 55

3.2.1.5 ตรวจวัดค่าอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมเพื่อประเมินผลกระทบที่จะส่งผลต่อค่าพลังงานไฟฟ้าในอาคาร

3.2.2 การวิเคราะห์ข้อมูล

3.2.2.1 วิเคราะห์สมรรถนะพลังงานและประสิทธิภาพการทำความเย็น นำค่าอุณหภูมิและอัตราการไหลมาคำนวณภาระการทำความเย็นโดยใช้สมการ 2.5 และหาค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (kW/Ton) โดยใช้สมการ 2.7 สำหรับเปรียบเทียบประสิทธิภาพการตั้งค่าอุณหภูมิในแต่ละเงื่อนไขอุณหภูมิ

3.2.2.2 วิเคราะห์สมรรถนะพลังงานและประสิทธิภาพการทำความเย็น นำค่าอุณหภูมิและอัตราการไหลมาคำนวณภาระการทำความเย็นโดยใช้สมการ 2.5 และหาค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (kW/Ton) โดยใช้สมการ 2.7 สำหรับเปรียบเทียบประสิทธิภาพกรณีก่อน-หลังติดตั้งอุปกรณ์ปรับลดความเร็วรอบมอเตอร์ (VSD)

3.2.2.3 วิเคราะห์พฤติกรรมการใช้เครื่องทำน้ำเย็นโดยทำการสร้างกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำความเย็น (แกน Y) และชั่วโมงการทำงาน (แกน X) รวมถึงกราฟแสดงการจำแนกจำนวนชั่วโมงการทำงานตามสัดส่วนภาระเพื่อวิเคราะห์ย่านการใช้งานจริง

3.2.2.4 วิเคราะห์พฤติกรรมภายใต้ภาระบางส่วน (Part Load Analysis) คำนวณสัดส่วนภาระการทำงานหรือ %PLR เพื่อสร้างแบบจำลองความสัมพันธ์ โดยทำการกำหนดจุดค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (แกน Y) และสัดส่วนภาระการทำงานหรือ %PLR (แกน X) หลังจากนั้นใช้การอนุพันธ์เพื่อวิเคราะห์หาจุดที่ระบบทำงานได้ประสิทธิภาพสูงสุด

3.2.2.5 วิเคราะห์อิทธิพลของปัจจัยภายนอกและสภาวะความสบายใช้สมการถดถอยเชิงเส้นหาความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิแวดล้อมกับกำลังไฟฟ้า และนำค่าอุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ในพื้นที่ไปเทียบกับมาตรฐาน ASHRAE 62.1 และ ASHRAE Standard 55 เพื่อตรวจสอบสภาวะความสบายของผู้ใช้งาน

3.2.2.6 วิเคราะห์อิทธิพลของปัจจัยภายนอกโดยใช้สมการถดถอยเชิงเส้นหาความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิแวดล้อม (แกน X) กับกำลังไฟฟ้า (แกน Y)

3.2.2.7 วิเคราะห์อิทธิพลของปัจจัยภายนอกโดยแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม และปริมาณการใช้ไฟฟ้าในรอบ 1 ปีที่ผ่านมา

3.2.2.8 วิเคราะห์อิทธิพลของปัจจัยภายนอกโดยใช้สมการถดถอยหาความสัมพันธ์อุณหภูมิแวดล้อม (แกน X) กับค่าผลต่างอุณหภูมิฝั่งระเหย (แกน Y)

3.2.2.9 วิเคราะห์อิทธิพลของปัจจัยภายนอกโดยใช้สมการถดถอยหาความสัมพันธ์อุณหภูมิน้ำเย็น (แกน X) กับค่าพลังงานที่ใช้ (แกน Y)

3.2.2.10วิเคราะห์ผลประหยัดจากการนำเงื่อนไขการทดลองที่มีประสิทธิภาพดีที่สุดไปใช้งานจริง เพื่อดูผลประหยัดที่เกิดขึ้น และปริมาณคาร์บอนฟรุตพริ้นท์ที่สามารถลดได้



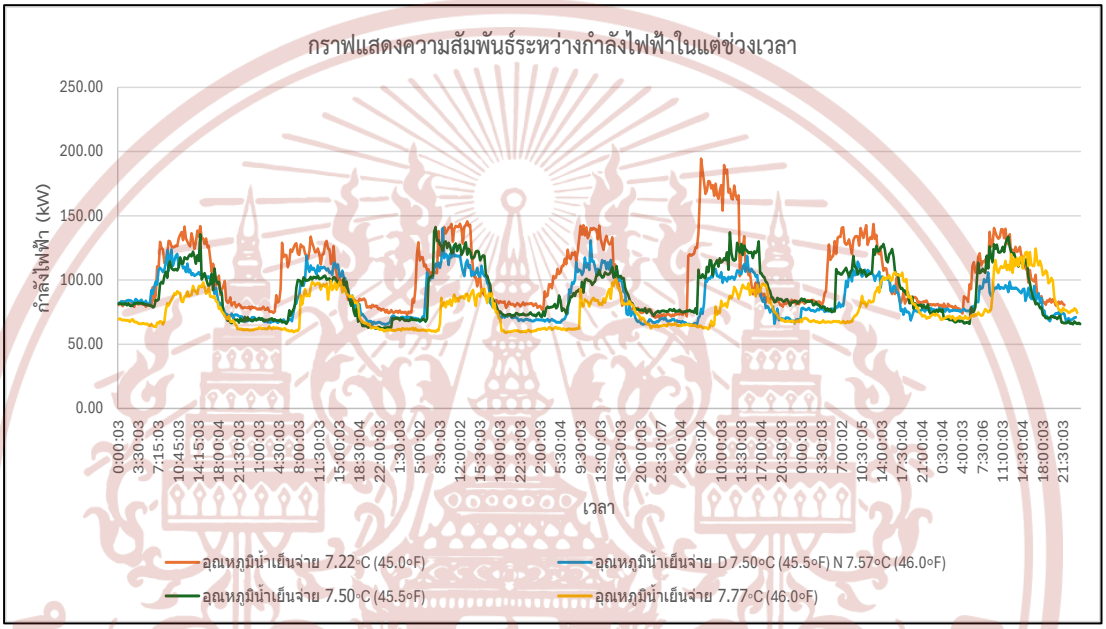
บทที่ 4
ผลการทดลอง และอภิปรายผลการทดลอง

ในการศึกษาครั้งนี้ได้ทำการเก็บข้อมูลการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) บันทึกค่าทางไฟฟ้า และอุณหภูมิภายใต้เงื่อนไขการทำงานต่างๆ ซึ่งจะทำให้เห็นรูปแบบภาระการทำความเย็นภายในอาคารได้ดังนี้

4.1 ผลการบันทึกค่ากำลังไฟฟ้าในสภาวะการทำงานภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิน้ำเย็นที่แตกต่างกัน

การวิเคราะห์พฤติกรรมการใช้พลังงานไฟฟ้าจากกราฟของทั้ง 4 เงื่อนไขการทดลอง ได้แก่ การตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็นจ่ายคงที่ที่ 7.22°C (45.0°F), 7.50°C (45.5°F), 7.77°C (46.0°F) และแบบผสมผสานที่แสดงในภาพที่ 4-1 พบว่าในเงื่อนไขการตั้งค่าคงที่ที่ 7.22°C (45.0°F) นั้น เส้นกราฟมีระดับการใช้พลังงานสูงที่สุด แต่เมื่อทำการปรับเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจ่ายขึ้นเป็น 7.22°C (45.0°F) และ 7.77°C (46.0°F) ตามลำดับ เส้นกราฟการใช้พลังงานลดระดับต่ำลงอย่างมีนัยสำคัญ โดยเฉพาะที่ 7.77°C (46.0°F) ซึ่งเป็นเงื่อนไขที่คอมเพรสเซอร์ทำงานน้อยที่สุดและใช้กำลังไฟฟ้าน้อยที่สุด โดยผลลัพธ์นี้ Li และ Smith (Li et al., 2024), (Smith et al., 2024) อธิบายด้วยทฤษฎีทางเทอร์โมไดนามิกส์ได้ว่า เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นสูงขึ้น ความดันด้านดูด (Suction Pressure) และในด้านระเหย (Evaporator) จะสูงขึ้นตามอุณหภูมิที่สูงขึ้น ส่งผลให้ส่วนต่างความดัน (Pressure Lift) และอัตราส่วนกำลังอัด (Compression Ratio) ลดลง คอมเพรสเซอร์จึงใช้พลังงานน้อยลงในการสร้างวัฏจักรการทำความเย็น ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Kyere และ Taylor (Kyere et al., 2024), (Taylor, 2012) ที่ระบุว่าการปรับเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นขึ้นทุก ๆ 1°F สามารถลดการใช้พลังงานลงได้อย่างน้อย 2-3% นอกจากนี้เส้นกราฟยังมีความผันผวนน้อยลง แสดงถึงการทำงานในย่าน Part-load ที่เสถียรขึ้น ซึ่งช่วยลดการสูญเสียพลังงานจากการกระชากไฟในช่วงเริ่มเดินเครื่องได้อีกด้วย (ASHRAE, 2020) อย่างไรก็ตาม เมื่อพิจารณาเส้นกราฟของการตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็นแบบผสมผสานจะเห็นพฤติกรรมที่มีลักษณะแปรผันตามช่วงเวลา โดยในช่วงกลางวันเส้นกราฟจะเกาะกลุ่มและวิ่งทับซ้อนอยู่ใกล้เคียงกับเงื่อนไข 7.50°C (45.5°F) เพื่อรองรับภาระความร้อนสะสม และรักษาเสถียรภาพของอุณหภูมิภายในอาคาร แต่เมื่อถึงช่วงเวลากลางคืนที่มีภาระการทำความเย็นน้อยกว่าช่วงกลางวัน เส้นกราฟจะลดลงมาเทียบเท่ากับเงื่อนไข 7.77°C (46.0°F) ทันที ปรากฏการณ์นี้อธิบายได้ตามหลักเทอร์โมไดนามิกส์ว่า การตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็นแบบผสมผสานสามารถปรับเปลี่ยนสถานะความดันในด้านระเหย (Evaporator) ให้สูงขึ้นได้ในช่วงที่ภาระความร้อนภายนอกลดลง ทำให้ระบบไม่ต้อง

สูญเสียพลังงานโดยเปล่าประโยชน์ ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Li (Li et al., 2024) ที่ระบุว่าการทำ Chilled Water Reset โดยปรับเพิ่มค่าอุณหภูมิน้ำเย็นให้สอดคล้องกับภาระการทำความเย็นจริงในแต่ละช่วงเวลา สามารถเพิ่มประสิทธิภาพการทำความเย็น (COP) ของเครื่องทำน้ำเย็นได้ โดยเฉพาะในสภาวะภาระบางส่วน (Part-load)

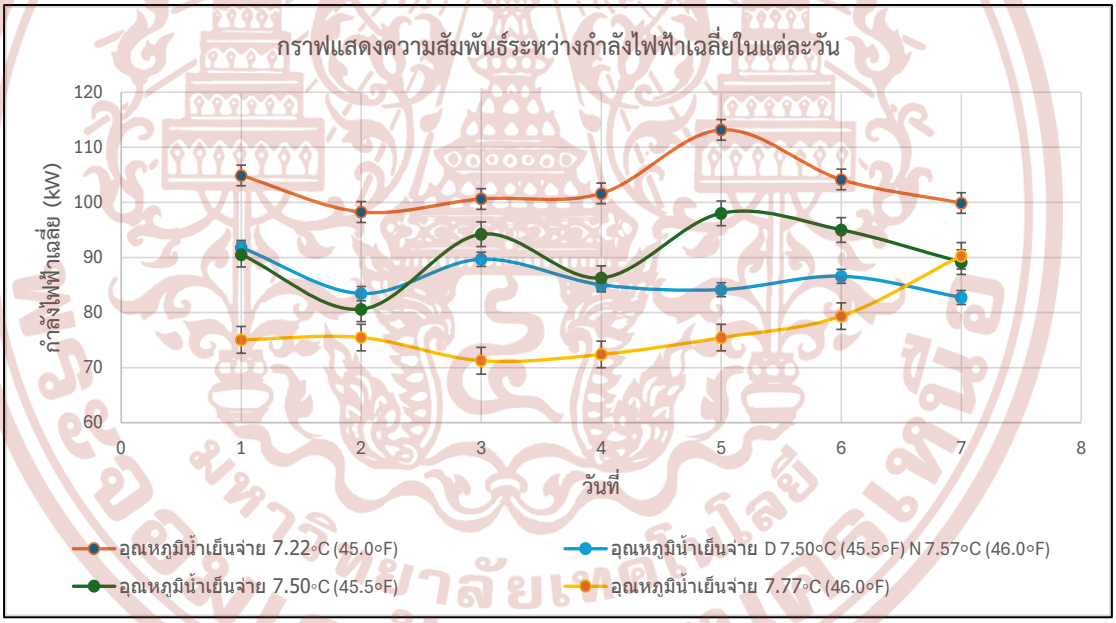


ภาพที่ 4-1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้า และเวลา โดยเปรียบเทียบที่แต่ละเงื่อนไขการปรับตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็น

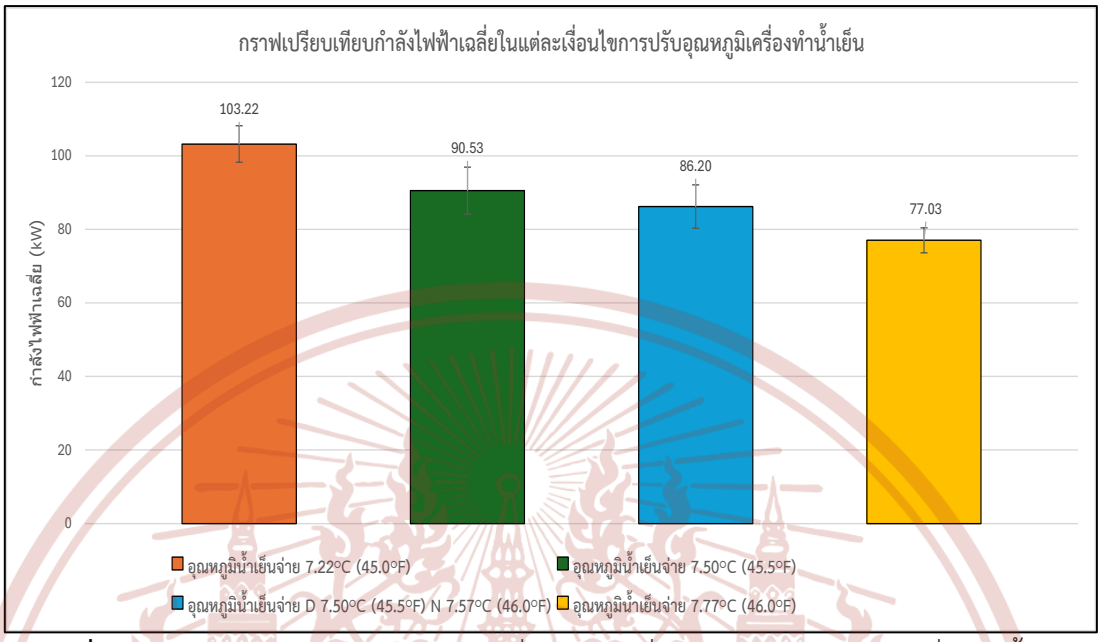
4.2 การเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้าเฉลี่ยในแต่ละวัน

จากภาพที่ 4-2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าเฉลี่ยในแต่ละวันพบว่า เมื่อตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็นจ่าย (Setpoint Temperature) ต่ำลง ระบบจะใช้กำลังไฟฟ้ามากขึ้น แต่ในทางกลับกันการปรับเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจ่ายเพียงเล็กน้อย (จาก 7.22°C เป็น 7.77°C) สามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยรายวันลงได้อย่างมีนัยสำคัญ ซึ่งจะเห็นได้จากภาพที่ 4-3 กราฟเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าเฉลี่ยในแต่ละเงื่อนไขการปรับอุณหภูมิเครื่องทำน้ำเย็น และตารางที่ 4-1 แสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) ระหว่างเงื่อนไขการตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็นที่แตกต่างกัน พบว่าเมื่อตั้งค่าที่อุณหภูมิต่ำสุด 7.22°C (45.0°F) ระบบจะมีภาระสูงสุดและกินไฟถึง 103.22 kW โดยมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) เท่ากับ 3.29 แต่เมื่อปรับเพิ่มอุณหภูมิขึ้นเป็น 7.50°C (45.5°F) อัตราการใช้ไฟฟ้าลดลงเหลือ 90.53 kW และมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) เท่ากับ 3.34 ในขณะที่การใช้เงื่อนไขการตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็นแบบผสมผสาน (สลับระหว่าง 7.22°C

(45.0°F) และ 7.77°C (46.0°F)) ช่วยเพิ่มความยืดหยุ่นในการรับโหลด ซึ่งสามารถลดค่ากำลังไฟฟ้าลงมาอยู่ที่ 86.20 kW และมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) เท่ากับ 3.39 ผลจากการทดลองพบจะเห็นได้ว่าเงื่อนไขที่ให้ผลลัพธ์ดีที่สุดคือการตั้งค่าที่ 7.77°C (46.0°F) ซึ่งค่ากำลังไฟฟ้าลดลงต่ำสุดเพียง 77.03 kW และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ที่สูงสุดที่ 3.43 ผลจากการทดลองนี้สอดคล้องกับทฤษฎีการลดภาระงานของคอมเพรสเซอร์ โดย Chen และ Kyere (Chen et al., 2022), (Kyere et al., 2024) ได้ทำการทดลองแล้วพบว่าการขยับอุณหภูมิน้ำเย็นให้สูงขึ้น จะช่วยลดอัตราส่วนกำลังอัด ทำให้เครื่องทำน้ำเย็นใช้พลังงานน้อยลงและมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) สูงขึ้นอย่างมีเสถียรภาพ นอกจากนี้ผลลัพธ์ที่เกิดขึ้นอย่างต่อเนื่องตลอดการทดสอบยังสอดคล้องกับการศึกษาของ Wang (Wang et al., 2025) ที่ระบุว่าการรักษาระดับอุณหภูมิน้ำเย็นที่เหมาะสม จะช่วยรักษาสมดุลการประหยัดพลังงานไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำเย็นได้



ภาพที่ 4-2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าเฉลี่ยในแต่ละวัน



ภาพที่ 4-3 กราฟเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าเฉลี่ยในแต่ละเงื่อนไขการปรับอุณหภูมิเครื่องทำน้ำเย็น

ตารางที่ 4-1 แสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) ระหว่างเงื่อนไขการตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็นที่แตกต่างกัน

อุณหภูมิน้ำเย็น (°C)	อุณหภูมิน้ำเย็น (°F)	ประสิทธิภาพ (kW/Ton)	สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)
7.22	45.0	1.067	3.29
7.50	45.5	1.054	3.34
D 7.50 N 7.77	D 45.5 N 46.0	1.036	3.39
7.77	46.0	1.024	3.43

ตารางที่ 4-2 แสดงค่าเฉลี่ย และส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของค่ากำลังไฟฟ้า จำแนกตามอุณหภูมิน้ำเย็นที่แตกต่างกัน

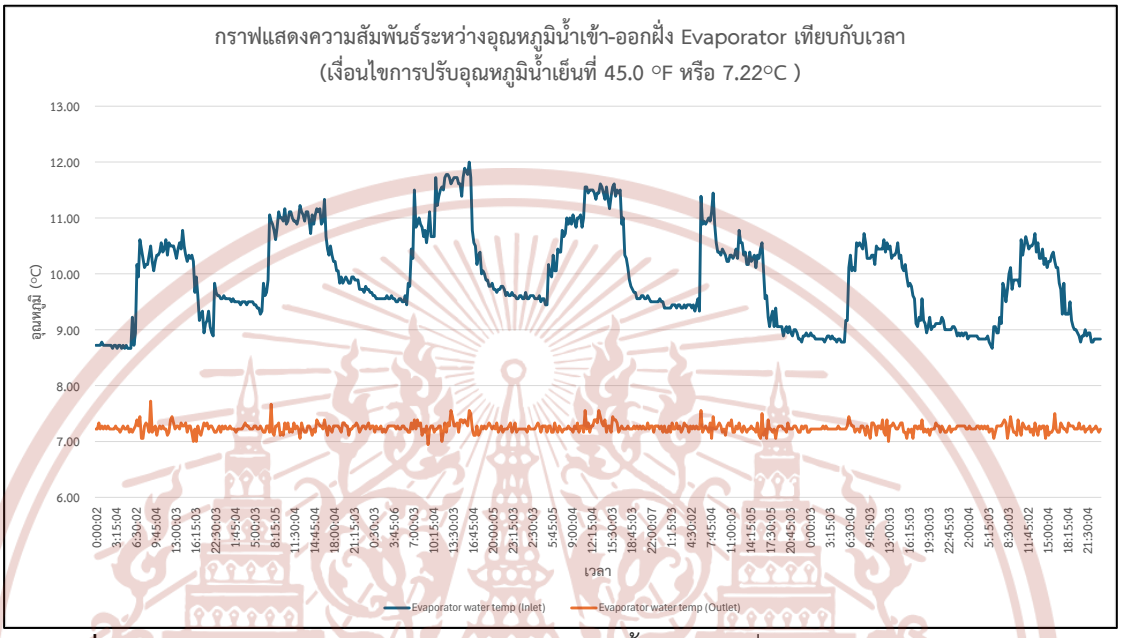
กลุ่ม	จำนวนข้อมูล	ผลรวม	ค่าเฉลี่ย	ความแปรปรวน
45.0°F	660	68,105.369	103.190	696.052
46.0°F	669	51,539.218	77.039	223.863
45.5°F	671	60,756.360	90.546	389.921
45.5°F/46.0°F	668	57,571.082	86.184	281.002

ตารางที่ 4-3 แสดงผลการวิเคราะห์ความแปรปรวนทางเดียว (ANOVA Single Factor) เพื่อเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้าโดยจำแนกตามอุณหภูมิน้ำเย็นที่แตกต่างกัน

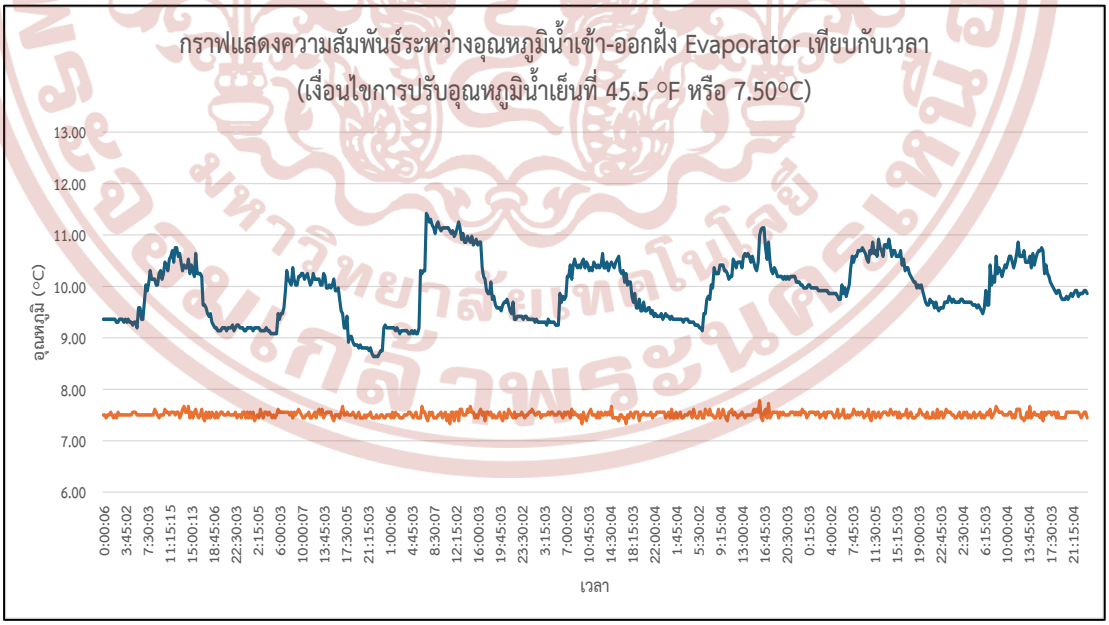
แหล่งความแปรปรวน	ผลบวกกำลังสอง (SS)	ชั้นความเป็นอิสระ (df)	ค่าเฉลี่ยกำลังสอง (MS)	ค่าสถิติ (F)	P-value	F crit
ระหว่างกลุ่ม	235,400.51	3.00	78,466.84	197.78	8.3956×10^{-116}	2.6082
ภายในกลุ่ม	1,056,913.25	2,664.00	396.74			
รวม	1,292,313.76	2,667.00				

การวิเคราะห์ความแปรปรวนทางเดียว (ANOVA Single Factor) เพื่อเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้าจำแนกตามอุณหภูมิน้ำเย็นที่แตกต่างกันทั้ง 4 กลุ่ม (ได้แก่ 45.0°F, 46.0°F, 45.5°F และ 45.5°F/46.0°F) ซึ่งแสดงดังตารางที่ 4-2 และตารางที่ 4-3 พบว่า ค่าสถิติทดสอบ F (F-statistic) มีค่าเท่ากับ 197.78 ซึ่งสูงกว่าค่า F วิกฤต (F crit) ที่ 2.6082 รวมถึงค่า P-value มีค่าเท่ากับ 8.3956×10^{-116} ซึ่งน้อยกว่าระดับนัยสำคัญทางสถิติที่ 0.05 จึงสรุปได้ว่า ค่ากำลังไฟฟ้าเฉลี่ยที่อุณหภูมิน้ำเย็นที่แตกต่างกัน มีความแตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติ และชี้ให้เห็นว่าการกำหนดอุณหภูมิน้ำเย็นมีผลต่อการใช้กำลังไฟฟ้าอย่างชัดเจน โดยอุณหภูมิน้ำเย็นที่สูงขึ้นมีแนวโน้มช่วยลดการใช้กำลังไฟฟ้าลงได้อย่างมีนัยสำคัญ

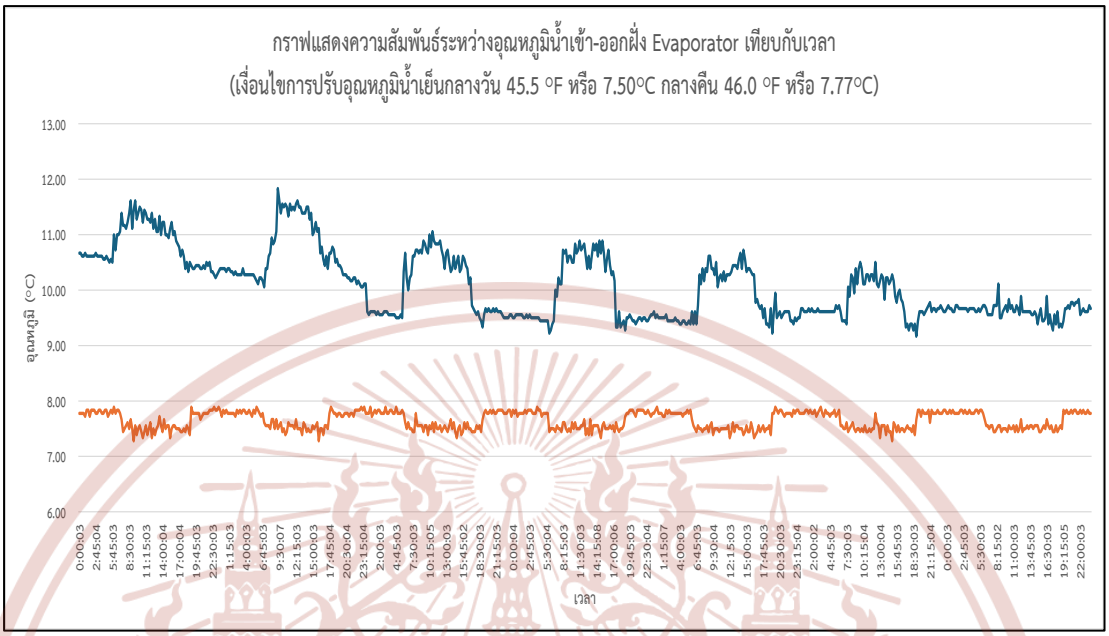
4.3 อุณหภูมิน้ำในระบบและผลกระทบต่อวัฏจักร



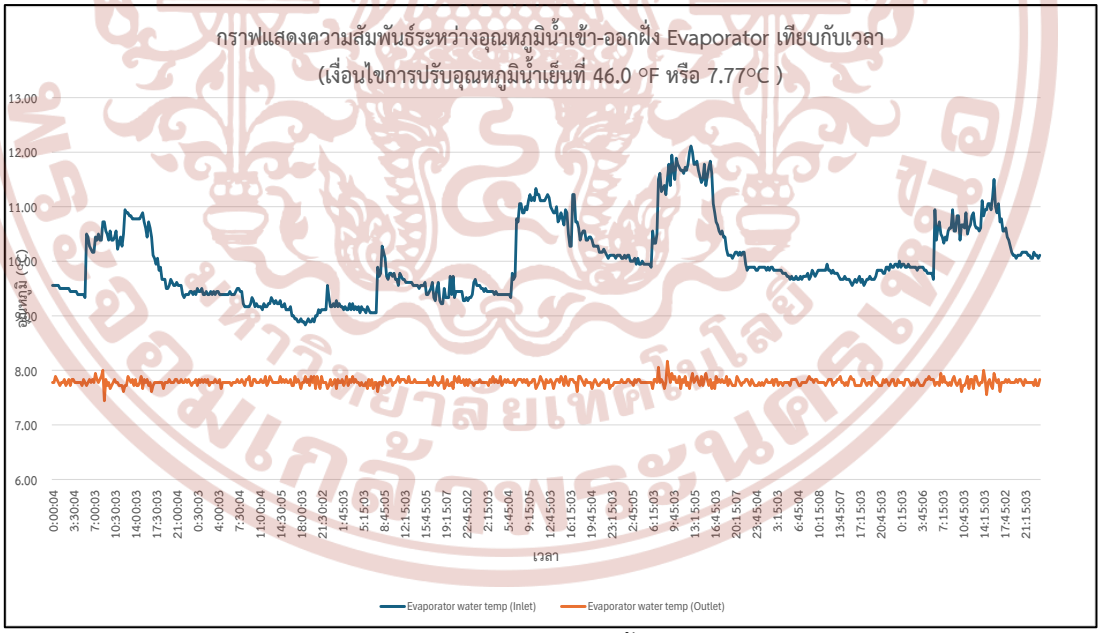
ภาพที่ 4-4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้า-ออกฝั่ง Evaporator เทียบกับเวลา กรณีการปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็น 7.22°C (45.0°F)



ภาพที่ 4-5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้า-ออกฝั่ง Evaporator เทียบกับเวลา กรณีการปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็น 7.50°C (45.5°F)



ภาพที่ 4-6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้า-ออกฝั่ง Evaporator เทียบกับเวลา กรณีการปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็น 7.50°C / 7.77°C

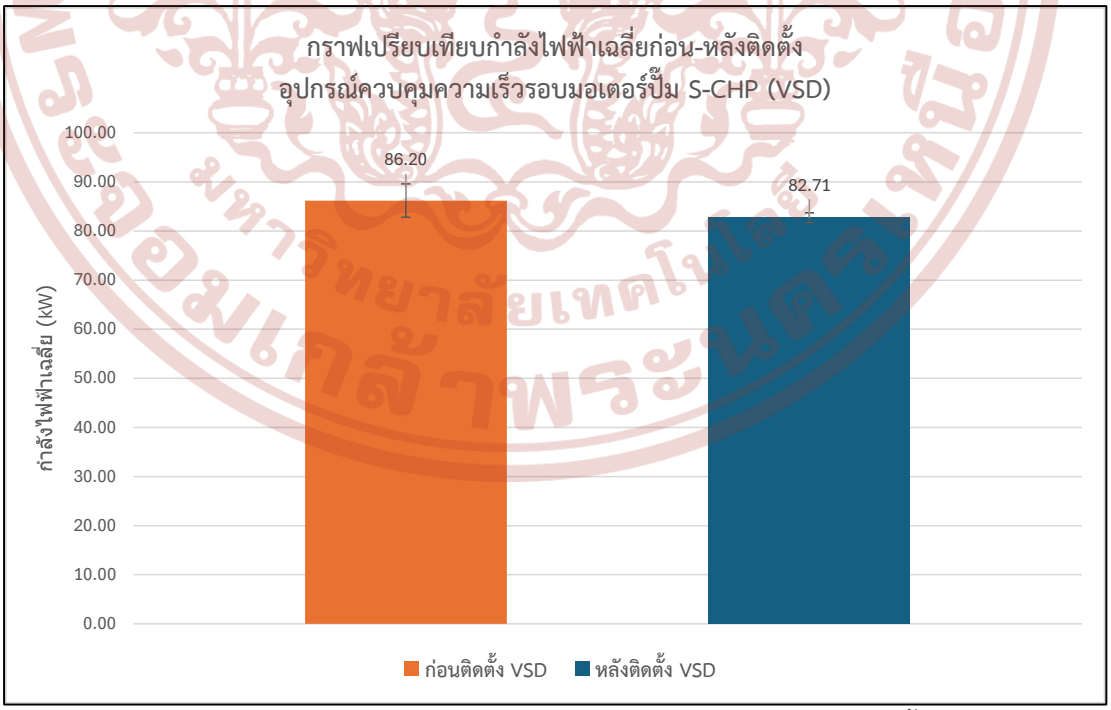


ภาพที่ 4-7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้า-ออกฝั่ง Evaporator เทียบกับเวลา กรณีการปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็น 7.77°C (46.0°F)

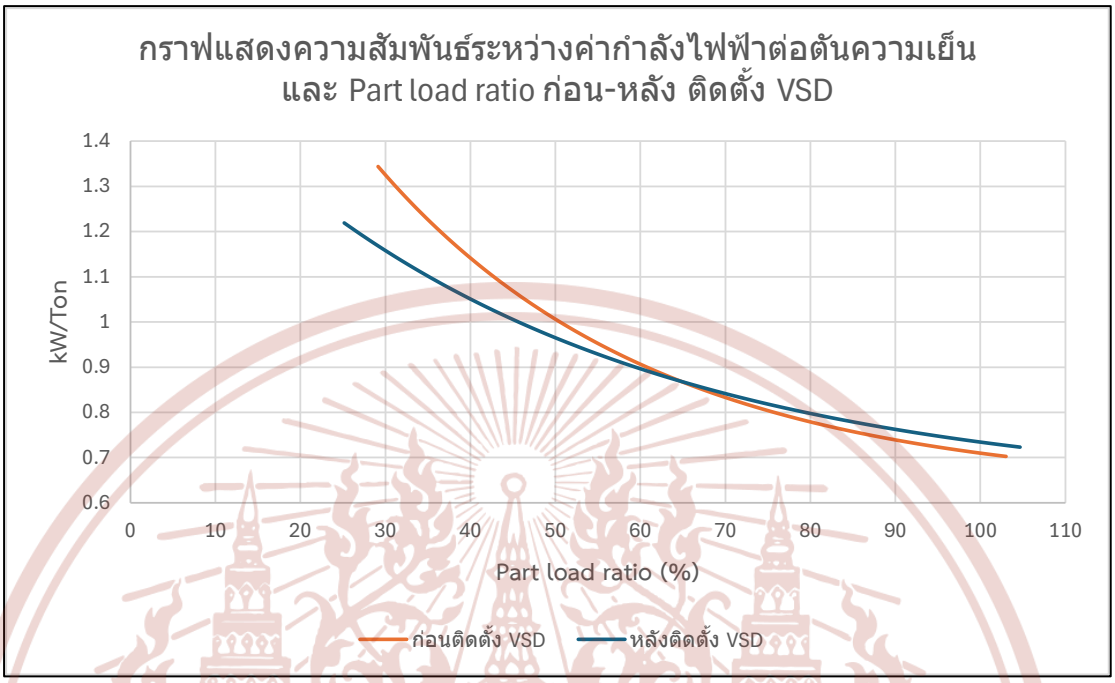
จากภาพที่ 4-4 ถึง ภาพที่ 4-7 พบว่าระบบสามารถรักษาอุณหภูมิน้ำเย็นจ่าย (Supply) ได้เสถียรที่อุณหภูมิน้ำเย็น (Setpoint Temperature) ที่ทำการปรับตั้งค่าไว้ โดยสังเกตได้จากเส้นสีส้มที่ค่าผลต่างอุณหภูมิระหว่างขาเข้าและขาออกมีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่ง Li (Li et al., 2024) ได้อธิบายไว้ว่า การที่ผลต่างของอุณหภูมิฝั่งระเหยไม่ลดลงอย่างมีนัยสำคัญ บ่งชี้ว่าคอยล์เย็น (Cooling Coil) ในอาคารยังสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพตามพิกัดการออกแบบ โดยไม่ต้องเพิ่มอัตราการไหลของน้ำ หรือเพิ่มภาระให้ปั๊มน้ำเย็น

4.4 พฤติกรรมของการติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (VSD)

หลังจากที่ทำการทดลองปรับตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็น (Setpoint Temperature) แล้วพบว่าการปรับตั้งค่าน้ำเย็นที่อุณหภูมิ 7.77°C (46.0°F) ใช้กำลังไฟฟ้าน้อยที่สุด และสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงที่สุด จึงได้นำการปรับค่าดังกล่าวมาใช้ควบคู่กับการติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (VSD) โดยอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (VSD) จะถูกติดตั้งที่ปั๊มน้ำเย็นฝั่ง Secondary (S-CHP) ซึ่งจะมีอุปกรณ์วัดผลต่างแรงดันน้ำที่เครื่องปรับอากาศเครื่องสุดท้ายของระบบ เพื่อใช้ในการปรับเพิ่มหรือลดความเร็วรอบมอเตอร์ จะทำการทดลองเปรียบเทียบกราฟสมรรถนะ (กำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น) ระหว่างก่อนติดตั้ง VSD และหลังติดตั้ง VSD ซึ่งผลการทดลองจะแสดงดังภาพที่ 4-8



ภาพที่ 4-8 กราฟเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าเฉลี่ยระหว่างก่อน - หลัง ติดตั้ง VSD



ภาพที่ 4-9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น และ Part load ratio ก่อน-หลัง ติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (VSD)

ตารางที่ 4-4 แสดงค่าเฉลี่ย และส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของค่ากำลังไฟฟ้า ก่อน-หลัง ติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (VSD)

กลุ่ม	จำนวนข้อมูล	ผลรวม	ค่าเฉลี่ย	ความแปรปรวน
ก่อนติดตั้ง VSD	668	57,571.08	86.18	281.00
หลังติดตั้ง VSD	668	55,250.24	82.71	489.75

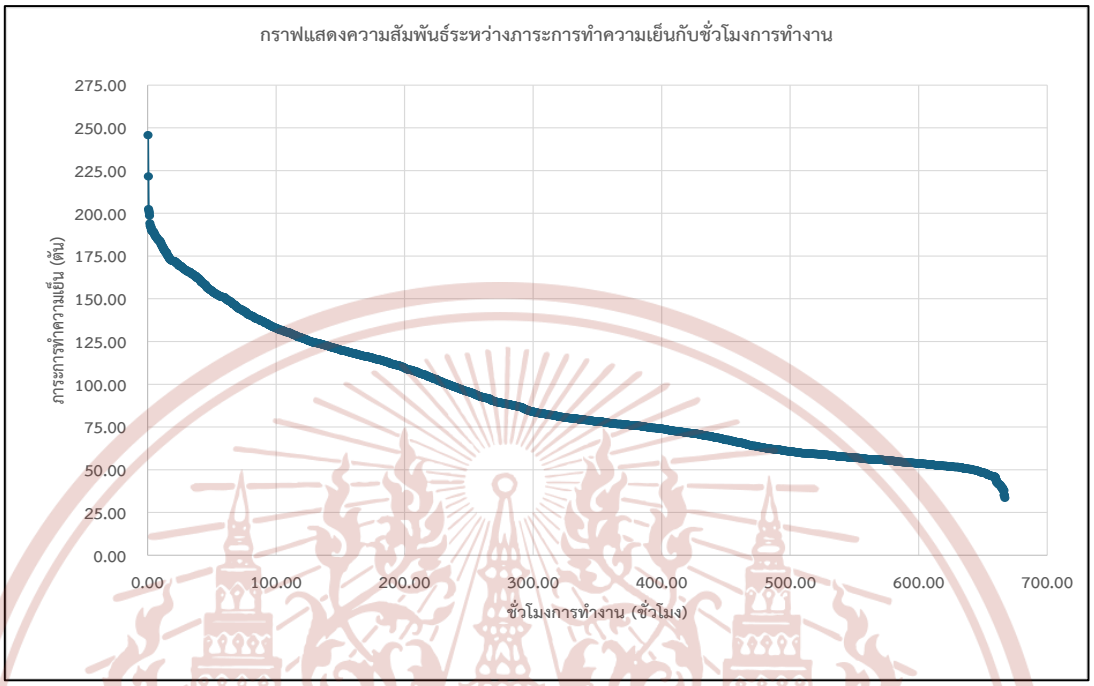
ตารางที่ 4-5 แสดงผลการวิเคราะห์ความแปรปรวนทางเดียว (ANOVA Single Factor) เพื่อเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้าก่อน-หลัง ติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (VSD)

แหล่งความแปรปรวน	ผลบวกกำลังสอง (SS)	ชั้นความเป็นอิสระ (df)	ค่าเฉลี่ยกำลังสอง (MS)	ค่าสถิติ (F)	P-value	F crit
ระหว่างกลุ่ม	4,031.676	1.000	4,031.676	10.462	0.001	3.848
ภายในกลุ่ม	514,091.622	1,334.000	385.376			
รวม	518,123.30	1,335.00				

จากภาพที่ 4-8 พบว่า ก่อนติดตั้งอุปกรณ์ค่ากำลังไฟฟ้าเฉลี่ยอยู่ที่ 86.20 kW และหลังจากติดตั้ง VSD แล้วค่ากำลังไฟฟ้าเฉลี่ยลดลงเหลือ 82.71 kW ซึ่งลดลง 4.05 % และในภาพที่ 4-9 แสดงให้เห็นถึงประสิทธิภาพที่เปลี่ยนแปลงไป โดยในช่วงที่ภาระการปรับอากาศต่ำกว่า 70% อุปกรณ์ VSD จะสั่งลดความเร็วรอบของปั๊มลงเพื่อลดอัตราการไหลของน้ำเย็น ซึ่งตามกฎความคล้ายของปั๊ม (Pump Affinity Laws) พลังงานไฟฟ้าที่ใช้จะลดลงในสัดส่วนถึงยกกำลังสามของความเร็วรอบ ($P \propto N^3$) ส่งผลให้ระบบ VSD ประหยัดพลังงานได้มากกว่าปั๊มความเร็วรอบคงที่แบบเดิม อย่างไรก็ตามเมื่อระบบต้องทำงานที่สภาวะเข้าใกล้เต็มพิกัด ปั๊มจะต้องเร่งความเร็วรอบจนสุด ณ จุดนี้ อินเวอร์เตอร์ของ VSD จะเกิดการสูญเสียพลังงาน (Inverter losses) ประมาณ 2-3% ทำให้ปั๊มที่ติด VSD สิ้นเปลืองพลังงานสูงกว่าเดิมเล็กน้อย ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Trautman (Trautman et al., 2021) ที่ได้ทำการจำลองและประเมินผลการใช้พลังงานของระบบทำน้ำเย็นแบบรวมศูนย์ที่ใช้ VSD ควบคุมความเร็วรอบปั๊มน้ำจะสร้างผลประหยัดพลังงานได้อย่างชัดเจนในสภาวะ Part load แต่ต้องสอดคล้องกับลักษณะการกระจายภาระของอาคารด้วย เพราะหากอาคารมีความจำเป็นต้องเดินปั๊มที่สภาวะเต็มพิกัดเป็นระยะเวลานาน การติดตั้ง VSD ก็อาจไม่เกิดความคุ้มค่าและนำไปสู่การสิ้นเปลืองพลังงานที่มากกว่าเดิมได้เช่นกัน และจากการวิเคราะห์ความแปรปรวนทางเดียว (ANOVA Single Factor) เพื่อเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้าก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (VSD) แสดงดังตารางที่ 4-5 และตารางที่ 4-6 พบว่าค่าสถิติทดสอบ F (F-statistic) มีค่าเท่ากับ 10.462 ซึ่งสูงกว่าค่า F วิกฤต (F crit) ที่ 3.848 ประกอบกับค่า P-value มีค่าเท่ากับ 0.001 ซึ่งน้อยกว่าระดับนัยสำคัญทางสถิติที่ 0.05 จึงสรุปได้ว่า ค่ากำลังไฟฟ้าเฉลี่ยก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์ VSD มีความแตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (VSD) สามารถช่วยลดการใช้กำลังไฟฟ้าลงได้อย่างมีนัยสำคัญ

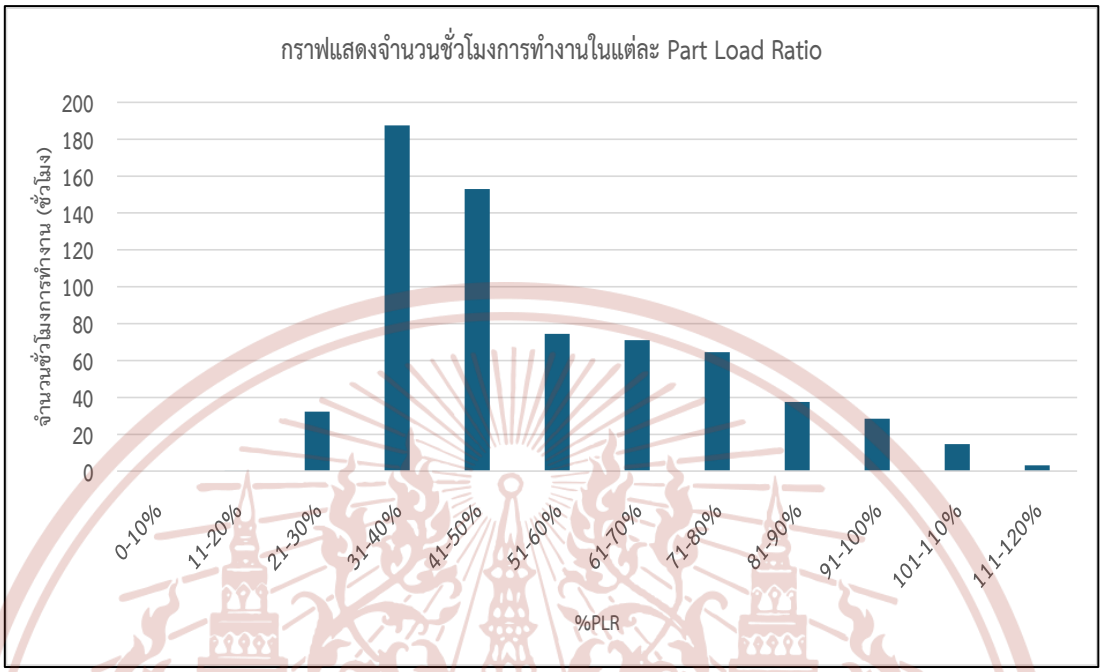
4.5 ข้อมูลพฤติกรรมการใช้งานเครื่องทำน้ำเย็น

จากการเก็บรวบรวมข้อมูลชั่วโมงการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น เพื่อวิเคราะห์ลักษณะภาระการทำความเย็นที่เกิดขึ้นจริงในอาคาร



ภาพที่ 4-10 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำความเย็นกับชั่วโมงการทำงาน

จะเห็นได้ว่าความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำความเย็นกับชั่วโมงการทำงานจากกราฟแสดงภาระการทำความเย็นเรียงลำดับตามชั่วโมงการทำงาน พบว่าภาระการทำความเย็นสูงสุดของระบบอยู่ที่ประมาณ 200 ตันความเย็น และมีแนวโน้มลดลง ดังแสดงในภาพที่ 4-10 ช่วงเวลาส่วนใหญ่ของเครื่องทำน้ำเย็นทำงานจะมีภาระอยู่ที่ประมาณ 50 – 100 ตันความเย็น และมีภาระต่ำสุดอยู่ที่ประมาณ 25 ตันความเย็น การกระจายตัวของภาระการทำความเย็นจากการจำแนกจำนวนชั่วโมงการทำงานตามสัดส่วนภาระ (Part Load Ratio, %PLR) ภาพที่ 4-11 พบว่าเครื่องทำน้ำเย็นมีการทำงานกระจายตัวอยู่ในช่วงภาระต่างๆ โดยช่วงที่มีความถี่ในการทำงานสูงสุดคือช่วง 31-40% PLR และ 41-50% PLR ซึ่งมีจำนวนชั่วโมงการทำงานสะสมสูงกว่า 150 ชั่วโมงต่อช่วง รองลงมาคือช่วง 51-60% PLR ในขณะที่การทำงานที่ภาระเต็มพิกัด (91-100% PLR) และภาระต่ำมาก (21-30% PLR) มีจำนวนชั่วโมงการทำงานค่อนข้างน้อย



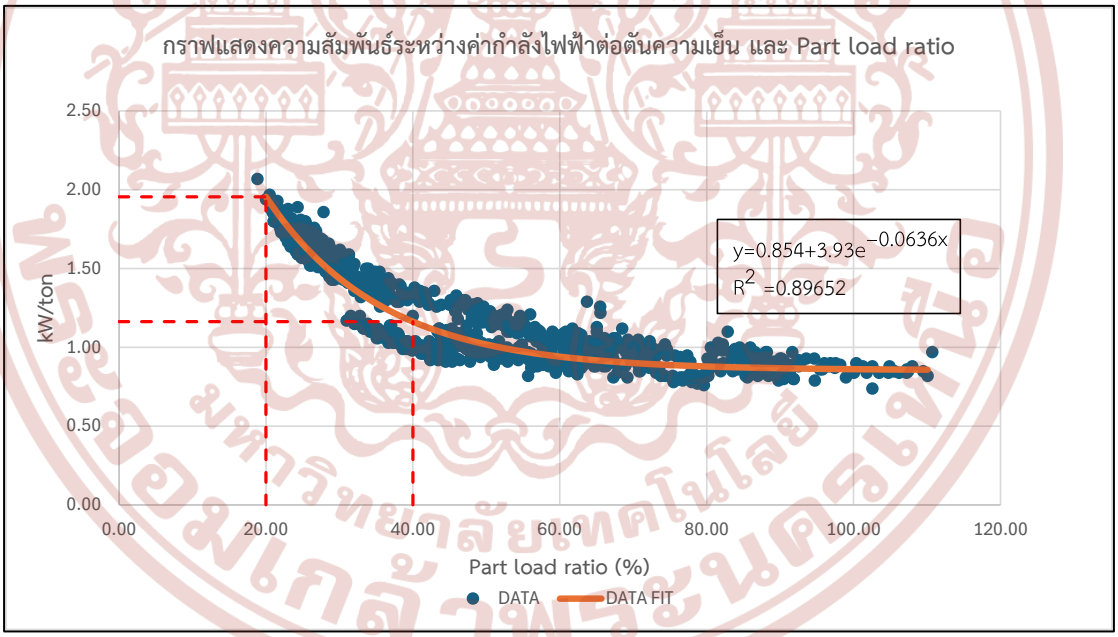
ภาพที่ 4-11 กราฟแสดงการจำแนกจำนวนชั่วโมงการทำงานตามสัดส่วนภาระ (Part Load Ratio, %PLR)

จากการวิเคราะห์กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำความเย็นกับชั่วโมงการทำงาน ภาพที่ 4-10 พบว่าเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) ใช้เวลาทำงานส่วนใหญ่อยู่ในช่วงภาระทำความเย็นต่ำเพียง 30-50% ของพิกัด (%PLR) ในขณะที่ช่วงภาระเต็มพิกัดมีชั่วโมงการทำงานน้อย จากข้อมูลดังกล่าวทำให้เห็นว่าเครื่องทำน้ำเย็นกำลังทำงานในสภาวะที่มีขนาดทำความเย็นเผื่อไว้มากกว่าภาระจริงของอาคาร หรือ Over-sizing ซึ่งพฤติกรรมนี้ส่งผลกระทบโดยตรงต่อประสิทธิภาพพลังงานรวม เนื่องจากเมื่อเครื่องทำงานที่ %PLR ต่ำกว่า 40% ค่าความสิ้นเปลืองพลังงานหรือค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น จะมีลักษณะสูงขึ้นแบบเอกซ์โพเนนเชียล ดังปรากฏในภาพที่ 4-12 ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Ma (Ma et al., 2011) ที่ระบุว่าในช่วงที่ภาระต่ำสัดส่วนของพลังงานสูญเสียคงที่ เช่น พลังงานจากระบบควบคุม ระบบหล่อลื่น และแรงเสียดทาน จะมีค่าสูงมากเมื่อเทียบกับงานทำความเย็นที่ได้จริง ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ลดต่ำลงอย่างมีนัยสำคัญ

4.6 ความสัมพันธ์ของสมรรถนะเครื่องทำน้ำเย็น

จากภาพที่ 4-12 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (kW/ton) และอัตราส่วนภาระการทำงาน (Part load ratio) แสดงให้เห็นว่าเมื่อเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) ทำงานที่ภาระต่ำในช่วง 20-40% อัตราการใช้พลังงานจะพุ่งสูงถึงประมาณ 1.20-2.00 kW/ton ซึ่งสะท้อนถึงประสิทธิภาพการทำงานที่ค่อนข้างต่ำ แต่เมื่อภาระการทำงานของระบบเพิ่มสูงขึ้น ค่าการ

ใช้พลังงานต่อตันความเย็นจะลดลงในรูปแบบเอกซ์โพเนนเชียลตามสมการ $E_{ff} = 0.854 + 3.93e^{-0.0636(PLR)}$ โดยที่ E_{ff} คือค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น (แกน X) และ PLR คือ อัตราส่วนภาระการทำงาน (แกน Y) ซึ่งสมการพยากรณ์มีค่าสัมประสิทธิ์การตัดสินใจ (Coefficient of Determination) $R^2 = 0.89625$ จากกราฟจะเห็นว่าช่วงที่กราฟลู่เข้าสู่จุดที่เสถียรจะอยู่ในช่วงที่ผ่านภาระการทำงานที่ 50% ไป โดยจะใช้พลังงานเพียง 0.85-0.90 kW/ton ซึ่งเป็นช่วงที่เครื่องมีประสิทธิภาพสูงสุด พฤติกรรมการใช้พลังงานที่ลดลงเมื่อภาระสูงขึ้นนี้สอดคล้องกับงานวิจัยของ Zhang (Zhang et al., 2024) ที่ได้ศึกษาและยืนยันว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบทำน้ำเย็นจะแปรผันอย่างมีนัยสำคัญในแต่ละช่วง Part load ratio และประสิทธิภาพจะลดต่ำลงอย่างมากเมื่อทำงานในสภาวะภาระที่ต่ำเกินไป ดังนั้น การบริหารจัดการและควบคุมการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นไม่ให้ทำงานในสภาวะที่ภาระการทำความเย็นต่ำจึงมีความสำคัญในการเพิ่มประสิทธิภาพและประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศขนาดใหญ่

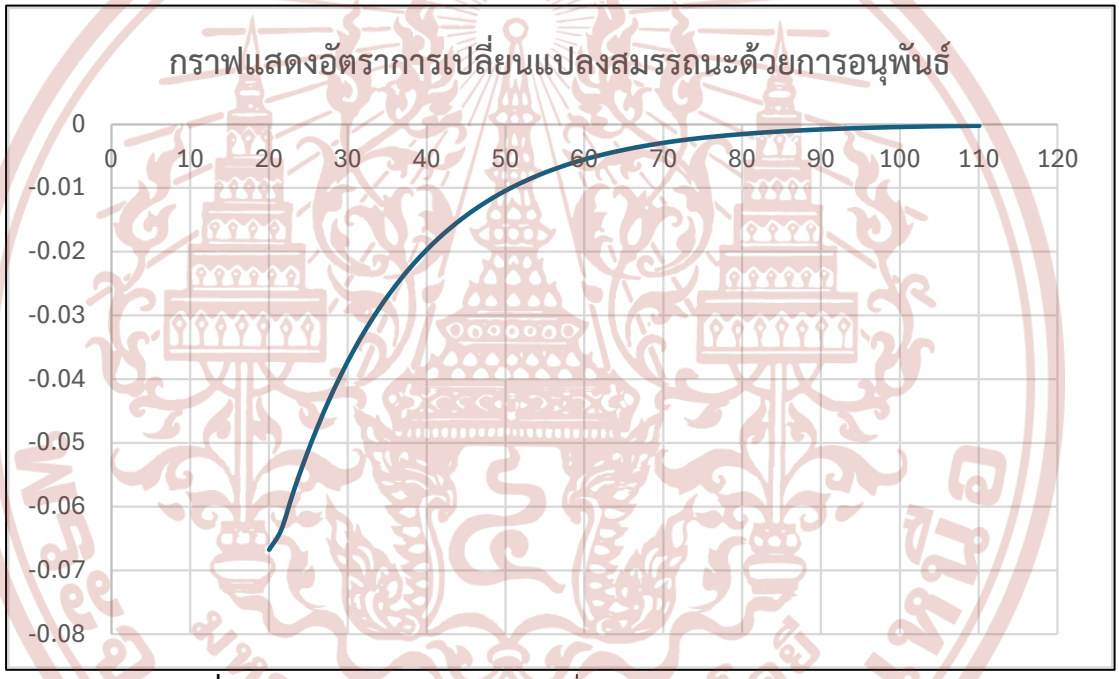


ภาพที่ 4-12 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็น และ Part load ratio

4.7 การวิเคราะห์อัตราการเปลี่ยนแปลงสมรรถนะด้วยกราฟอนุพันธ์

จากการนำสมการความสัมพันธ์ของสมรรถนะมาหาอนุพันธ์เพื่อประเมินอัตราการเปลี่ยนแปลงสมรรถนะจะได้ผลลัพธ์ซึ่งแสดงในภาพที่ 4-13 พบว่าในช่วงสัดส่วนภาระต่ำ (20 - 40% PLR) เส้นกราฟความชันมีค่าติดลบมาก ซึ่งชี้ให้เห็นว่าสมรรถนะของระบบมีการเปลี่ยนแปลงภาระอย่างรวดเร็ว คือ เมื่อภาระทำความเย็นลดต่ำลง อัตราความสิ้นเปลืองพลังงานจะสูงขึ้นอย่างรวดเร็ว

พฤติกรรมนี้สอดคล้องกับงานวิจัยของ Yu (Yu et al., 2021) ที่ระบุว่าในช่วงภาระที่ต่ำเกินไป สัดส่วนความสูญเสียพลังงานคงที่และพลังงานแฝง (Constant and parasitic power losses) จะเข้ามามีอิทธิพลหลักต่ออัตราการสิ้นเปลืองพลังงานรวม อย่างไรก็ตาม เมื่อสัดส่วนภาระเพิ่มขึ้นผ่านจุด 50% PLR เส้นกราฟความชันจะเริ่มลู่เข้าหาแกนศูนย์ และยังสอดคล้องกับการศึกษาของ Zhang (Zhang et al., 2024) ที่อธิบายว่าเมื่อภาระการทำงานสูงขึ้น ระบบจะก้าวเข้าสู่ช่วงการทำงานที่เสถียรและเข้าใกล้สมดุลทางอุณหพลศาสตร์ ส่งผลให้อัตราการเปลี่ยนแปลงของการสิ้นเปลืองพลังงานลดลง และสมรรถนะของระบบ (COP) จะลู่เข้าสู่จุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุด

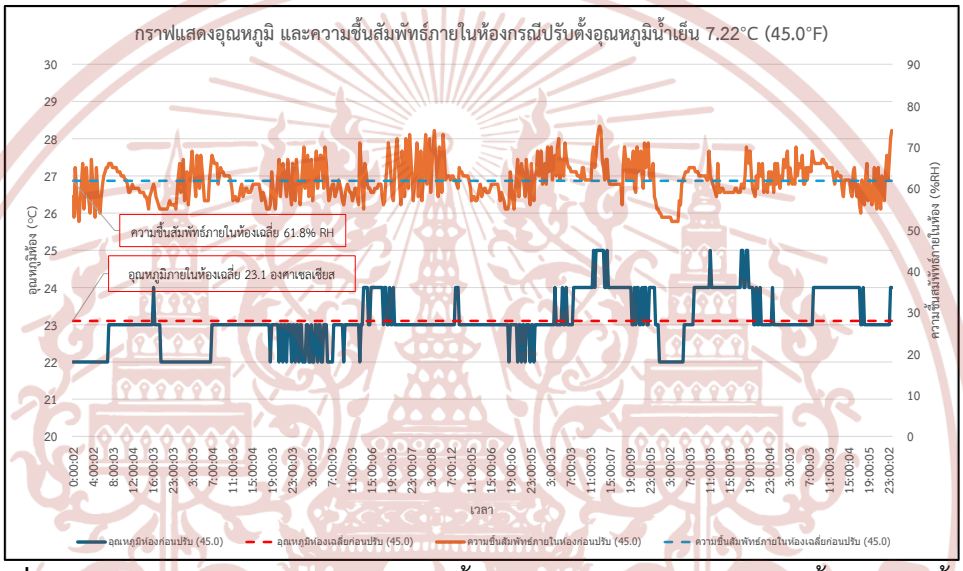


ภาพที่ 4-13 กราฟแสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงสมรรถนะด้วยการอนุพันธ์

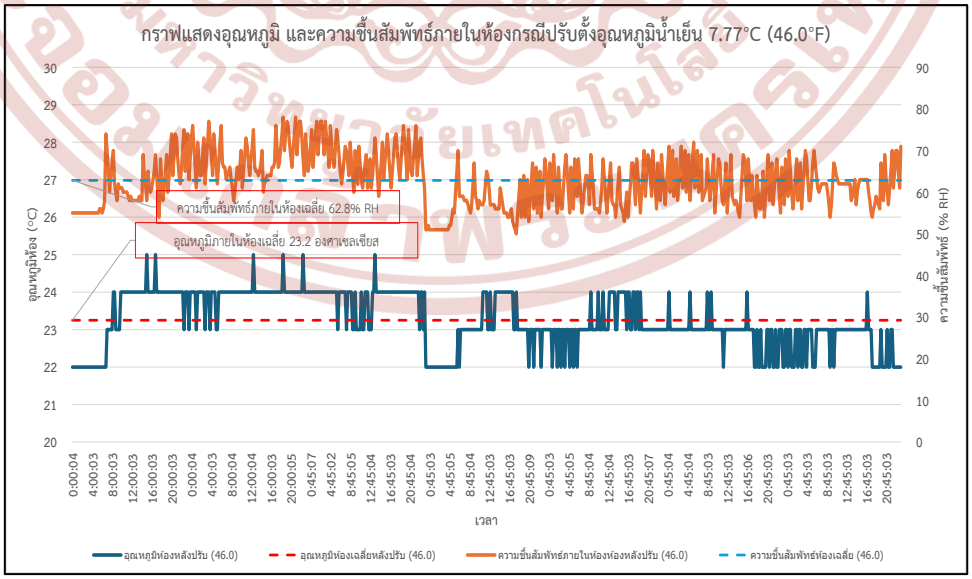
4.8 สภาวะความสบายภายในพื้นที่

จากการตรวจวัดค่าอุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องดังแสดงในภาพที่ 4-14 และภาพที่ 4-15 พบว่า อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องเปลี่ยนแปลงจาก 23.1 °C เป็น 23.2 °C (+0.1 °C) และความชื้นสัมพัทธ์เปลี่ยนแปลงจาก 61.8% RH เป็น 62.8% RH (+1.0% RH) โดยผลการทดลองมีความสอดคล้องกับงานวิจัยของ Mumma และ Somboon (Mumma, 2001) (Somboon et al., 2023) ซึ่งได้อธิบายไว้ว่า แม้การเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจะทำให้ระบบสูญเสียความสามารถในการดึงความชื้นออก แต่ผลการทดสอบแสดงให้เห็นว่าการเปลี่ยนแปลงนั้นน้อยมาก เนื่องจากอุณหภูมิน้ำเย็นที่ 7.22°C (46.0 °F) มีค่าต่ำกว่าจุดน้ำค้าง (Dew Point) ของอากาศในห้อง คอยล์เย็นจึงสามารถดึงความร้อนแฝง (Latent Heat) เพื่อควบแน่นความชื้นออกจากอากาศได้อย่างเพียงพอ สภาวะที่วัดได้

นี้ยังอยู่ภายใต้กรอบมาตรฐานความสบายของ ASHRAE Standard 62.1 ซึ่งระบุให้รักษาความชื้นสัมพัทธ์ไม่เกิน 65% RH (ASHRAE, 2023) อีกทั้งยังมีความสอดคล้องกับงานวิจัยของ Wong (Wong et al., 2023) ที่ทำการศึกษาการปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็นในเขตภูมิอากาศร้อนชื้น พบว่าการปรับอุณหภูมิน้ำเย็นสูงขึ้น สามารถควบคุมความชื้นสัมพัทธ์ และรักษาความสบายเชิงความร้อน (Thermal Comfort) ของผู้ใช้งานในอาคารได้โดยที่ผู้ใช้งานไม่รู้สึกถึงความแตกต่างของอุณหภูมิ



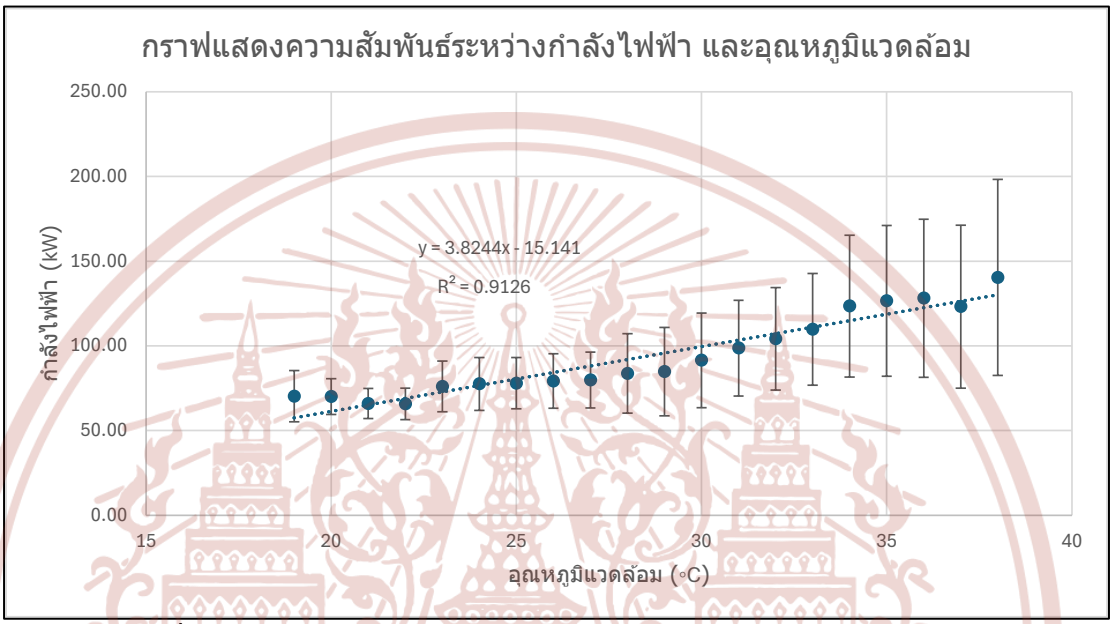
ภาพที่ 4-14 กราฟแสดงอุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้อง กรณีปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็น 7.22°C (45.0°F)



ภาพที่ 4-15 กราฟแสดงอุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้อง กรณีปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็น 7.77°C (46.0°F)

4.9 อิทธิพลของอุณหภูมิแวดล้อม

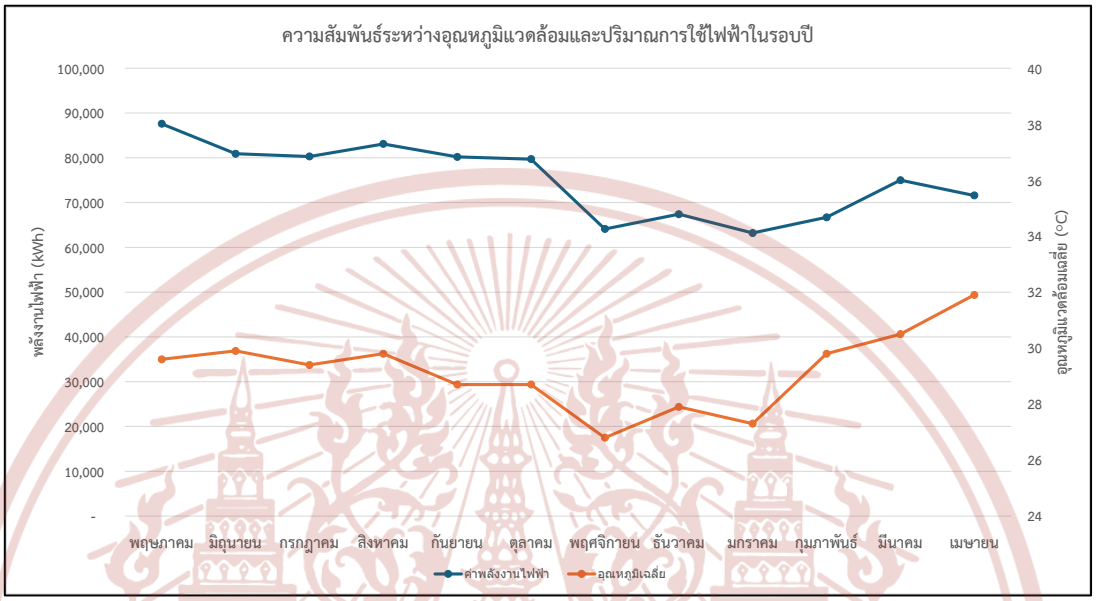
4.9.1 อิทธิพลของอุณหภูมิแวดล้อมที่ส่งผลให้ค่ากำลังไฟฟ้า



ภาพที่ 4-16 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้า และอุณหภูมิแวดล้อม

จากภาพที่ 4-16 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้า (แกน Y) และอุณหภูมิแวดล้อม (แกน X) พบว่าเมื่อนำข้อมูลมาสร้างกราฟข้อมูลมีลักษณะเป็นเส้นตรง โดยมีสมการที่ใช้ในการพยากรณ์คือ $P = 3.8244T_A - 15.141$ โดยที่ P คือ ค่ากำลังไฟฟ้า (kW) และ T_A คือ อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (°C) ซึ่งสมการพยากรณ์มีค่าสัมประสิทธิ์การตัดสินใจ (Coefficient of Determination) $R^2 = 0.9126$ ซึ่งหมายความว่าตัวแปรด้านอุณหภูมิภายนอกสามารถอธิบายความแปรผันของการใช้พลังงานได้ถึง 91.26% โดยค่า R^2 ที่สูงนี้บ่งบอกถึงความแม่นยำในการตอบสนองต่อปัจจัยภายนอกได้อย่างเป็นอย่างดี โดยความชันของกราฟที่ 3.8244 บ่งชี้ว่าหากอุณหภูมิแวดล้อมเพิ่มขึ้นเพียง 1 องศาเซลเซียส ระบบจะมีความต้องการกำลังไฟฟ้าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 3.8244 kW เนื่องจากประสิทธิภาพการระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ลดลงและภาระความร้อนที่ผ่านเข้าสู่เปลือกอาคารเพิ่มขึ้น ข้อมูลเชิงสถิตินี้มีความสำคัญต่อการวางแผนจัดการพลังงาน ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Bamdad (Bamdad et al., 2023) ที่พบว่าการพัฒนาระบบควบคุมแบบคาดการณ์ล่วงหน้า และการสร้างแบบจำลองพลังงานอาคารที่มีความแม่นยำสูง จำเป็นต้องผสานความสัมพันธ์เชิงลึกระหว่างอุณหภูมิแวดล้อมภายนอกกับตัวแปรการทำงานของระบบ HVAC เพื่อให้ระบบ BMS สามารถปรับเปลี่ยนแนวทางการทำความเย็นได้แบบทันที และยังสามารถรักษาสมดุลระหว่างการประหยัดพลังงานกับสภาพภูมิอากาศที่เปลี่ยนแปลงได้อย่างมีประสิทธิภาพ

4.9.2 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิแวดล้อมและปริมาณการใช้ไฟฟ้า

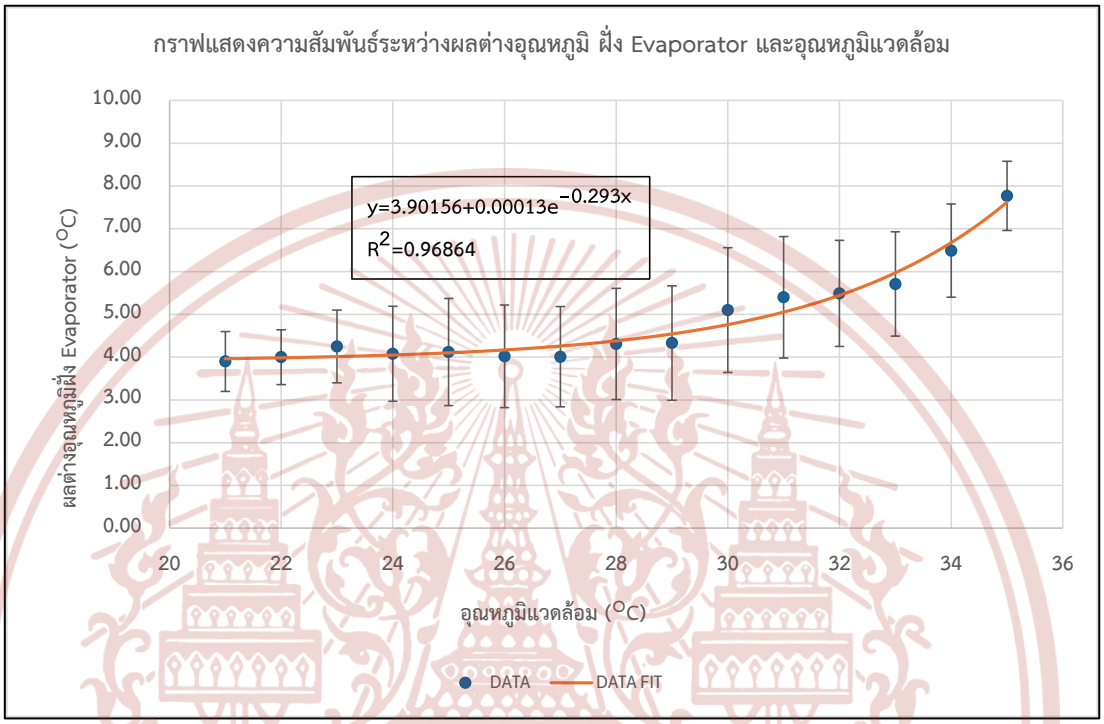


ภาพที่ 4-17 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิแวดล้อมและปริมาณการใช้ไฟฟ้าในรอบปี

จากกราฟที่ 4-17 พบว่าการใช้ไฟฟ้ามีความสัมพันธ์ไปในทิศทางเดียวกับอุณหภูมิ เนื่องจากเมื่ออากาศร้อนขึ้น ความต้องการพลังงานเพื่อทำความเย็นในอาคารจะสูงขึ้นตาม จะเห็นว่าในช่วงเดือนพฤศจิกายนถึงมกราคมซึ่งเป็นช่วงที่อากาศเย็นที่สุดในรอบปี การใช้ไฟฟ้าจะลดลงมาอยู่ที่ระดับประมาณ 60,000 – 70,000 kWh ซึ่งถือเป็นค่าไฟฟ้าพื้นฐานที่จำเป็นต้องใช้ในกิจกรรมทั่วไป อย่างไรก็ตามมีช่วงที่น่าสนใจคือในช่วงเดือนเมษายนที่อุณหภูมิแวดล้อมจะสูงที่สุด (32°C) แต่การใช้ไฟฟ้ากลับลดลงจากเดือนก่อนหน้า สอดคล้องกับแนวคิดเรื่องปัจจัยจากปฏิทินที่มีผลต่อการใช้พลังงานในภูมิภาคเอเชียของ Zhuang (Zhuang et al., 2023) ซึ่งอธิบายได้ว่าเป็นผลมาจากจำนวนวันหยุดยาวในช่วงเทศกาล ทำให้มีการปิดอาคารหรือหยุดการทำงานมากกว่าปกติ ค่าไฟฟ้าภายในอาคารจึงมีค่าลดลงตาม

นอกจากนี้ ยอดการใช้ไฟฟ้าที่พุ่งสูงที่สุดในเดือนพฤษภาคม (ประมาณ 88,000 kWh) ทั้งที่อุณหภูมิเฉลี่ยต่ำกว่าเดือนเมษายน เป็นเพราะความชื้นในอากาศที่เพิ่มขึ้นในช่วงต้นฤดูฝน ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Wang (Wang et al., 2025) ที่ได้อธิบายไว้ว่าเครื่องปรับอากาศต้องทำงานหนักขึ้นเพื่อกำจัดความชื้นออก เมื่อความชื้นสูงขึ้นจึงเป็นปัจจัยสำคัญที่ทำให้ความไวของการใช้ไฟฟ้าต่ออุณหภูมิพุ่งสูงขึ้น

4.9.3 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิแวดล้อมและผลต่างอุณหภูมิด้านระเหย (Evaporator)

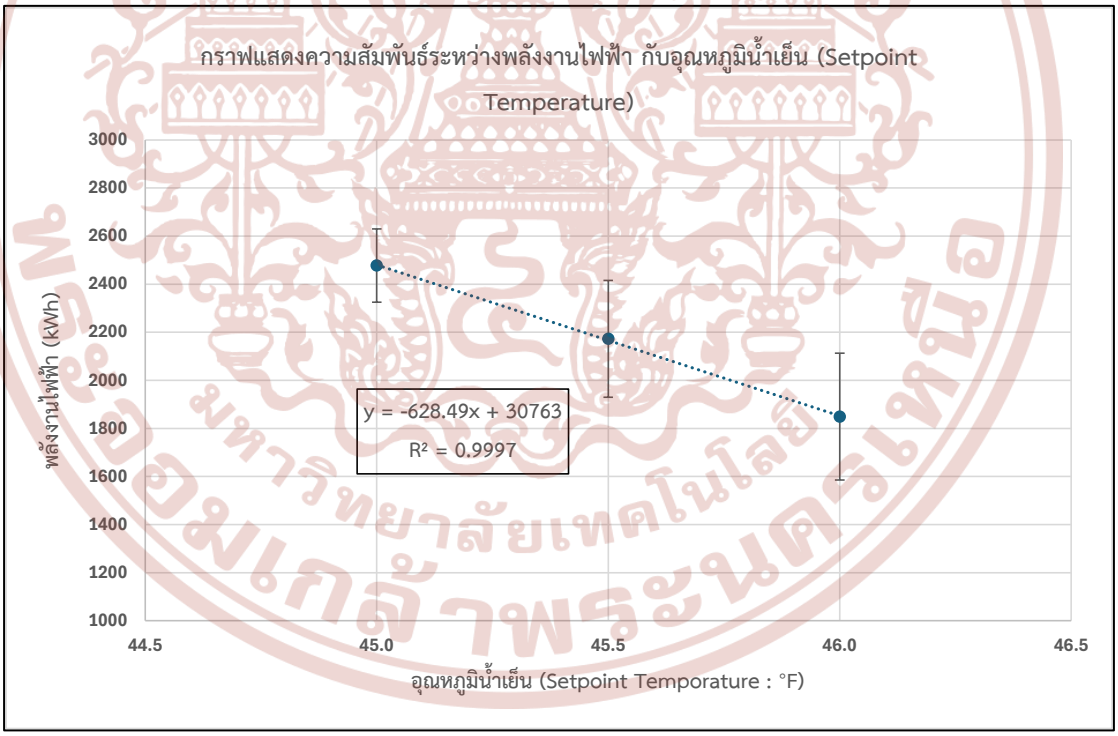


ภาพที่ 4-18 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิ ฝั่ง Evaporator และอุณหภูมิแวดล้อม

จากกราฟที่ 4-18 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิฝั่งระเหย (Evaporator) (แกน Y)และอุณหภูมิแวดล้อม (Ambient Temperature) (แกน X) เมื่อพิจารณาลักษณะการกระจายตัวของข้อมูลพบว่าเมื่อนำข้อมูลมาสร้างกราฟความสัมพันธ์ ข้อมูลมีลักษณะการเปลี่ยนแปลงที่ไม่เป็นเส้นตรง โดยมีรูปแบบความสัมพันธ์เป็นแบบเอ็กซ์โพเนนเชียล (Exponential Relationship) ซึ่งมีสมการที่ใช้ในการพยากรณ์คือ $\Delta T_{Evap} = 3.90156+0.00013e^{-0.293T_A}$ โดยที่ ΔT_{Evap} คือ ผลต่างอุณหภูมิฝั่ง Evaporator (°C) และ T_A คือ อุณหภูมิแวดล้อม (°C) สมการพยากรณ์ดังกล่าวมีค่าสัมประสิทธิ์การตัดสินใจ (Coefficient of Determination) $R^2 = 0.96864$ เมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ พบว่าในช่วงอุณหภูมิแวดล้อมต่ำถึงปานกลาง (ประมาณ 21–27 °C) ผลต่างอุณหภูมิฝั่ง Evaporator ค่อนข้างคงที่อยู่ในช่วงประมาณ 4.0 °C เนื่องจากในช่วงที่อุณหภูมิแวดล้อมต่ำ ระบบทำความเย็นยังคงทำงานในภาระความร้อนที่ระบบสามารถจัดการได้ ประสิทธิภาพการระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ยังอยู่ในเกณฑ์ดี วาล์วลดความดันสามารถควบคุมอัตราการไหลของสารทำความเย็นเพื่อรักษาสมดุลของซูเปอร์ฮีต (Superheat) ได้อย่างมีเสถียรภาพ แต่เมื่ออุณหภูมิแวดล้อมเพิ่มสูงขึ้นเกินกว่า 28 °C ขึ้นไป ผลต่างอุณหภูมิจะเริ่มปรับตัวสูงขึ้นอย่างรวดเร็ว จนกระทั่งมีค่าสูงสุดประมาณ

7.75 °C ที่อุณหภูมิแวดล้อม 35 °C ซึ่งอธิบายได้จากภาระการทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นตามสภาพอากาศภายนอก เมื่ออุณหภูมิแวดล้อมสูงขึ้น ปริมาณความร้อนที่ผ่านเข้าสู่ระบบจะมีมากขึ้น ส่งผลให้ฝั่ง Evaporator ต้องรับภาระการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นจนเกิดผลต่างอุณหภูมิ (ΔT) ที่กว้างขึ้นซึ่งสอดคล้องกับหลักการทางอุณหพลศาสตร์ ที่อธิบายว่า เมื่ออุณหภูมิแวดล้อมสูงขึ้น จะส่งผลกระทบโดยตรงต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ฝั่งควบแน่น (Condenser) ทำให้ความดันและอุณหภูมิการควบแน่นสูงขึ้น ซึ่งนำไปสู่การลดลงของสมรรถนะการทำความเย็นโดยรวมของระบบ ในขณะเดียวกันภาระความร้อนที่ผ่านเข้ามายังพื้นที่ปรับอากาศก็เพิ่มสูงขึ้นตามอุณหภูมิแวดล้อม ทำให้ฝั่งระเหยต้องรับภาระในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่หนักขึ้น สารทำความเย็นภายในคอยล์เย็นจึงดึงความร้อนสัมผัสไว้มากกว่าปกติ ส่งผลให้ค่าผลต่างอุณหภูมิฝั่งระเหยกว้างขึ้นอย่างมีนัยสำคัญเมื่ออุณหภูมิภายนอกสูงขึ้น

4.9.4 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเย็น (Setpoint Temperature) และค่าพลังงานไฟฟ้า



ภาพที่ 4-19 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเย็น (Setpoint Temperature) และค่าพลังงานไฟฟ้า

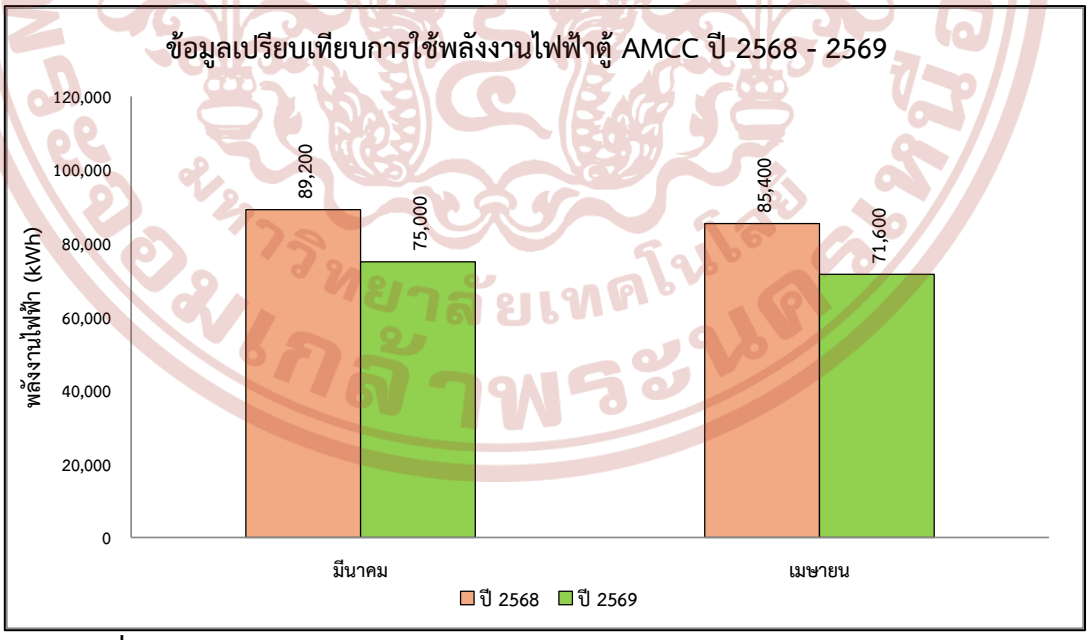
จากกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณพลังงานไฟฟ้า (แกน Y) และค่าอุณหภูมิน้ำเย็น (Setpoint Temperature) (แกน X) พบว่าข้อมูลมีลักษณะความสัมพันธ์เป็นเส้นตรงในทิศทางแปรผกผัน โดยมีสมการที่ใช้ในการพยากรณ์คือ $E = -628.49T_S + 30763$ ซึ่ง E หมายถึงปริมาณ

พลังงานไฟฟ้า (kWh) และ T_S หมายถึงอุณหภูมิน้ำเย็น (°F) สมการดังกล่าวมีค่าสัมประสิทธิ์การตัดสินใจ (Coefficient of Determination) R^2 = 0.9997 แสดงให้เห็นว่าตัวแปรด้านการตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็นสามารถอธิบายความแปรผันของการใช้พลังงานไฟฟ้าได้สูงถึง 99.97% ซึ่งบ่งบอกถึงความแม่นยำและระดับความสัมพันธ์ที่สูงมากอย่างมีนัยสำคัญ เมื่อพิจารณาจากค่าความชันของกราฟที่มีค่า -628.49 สามารถอธิบายได้ว่า หากมีการปรับอุณหภูมิน้ำเย็นเพิ่มขึ้น 1 °F ระบบจะสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าลงได้เฉลี่ยถึง 628.49 kWh

4.10 ผลลัพธ์จากการนำมาตรการมาใช้งานจริง

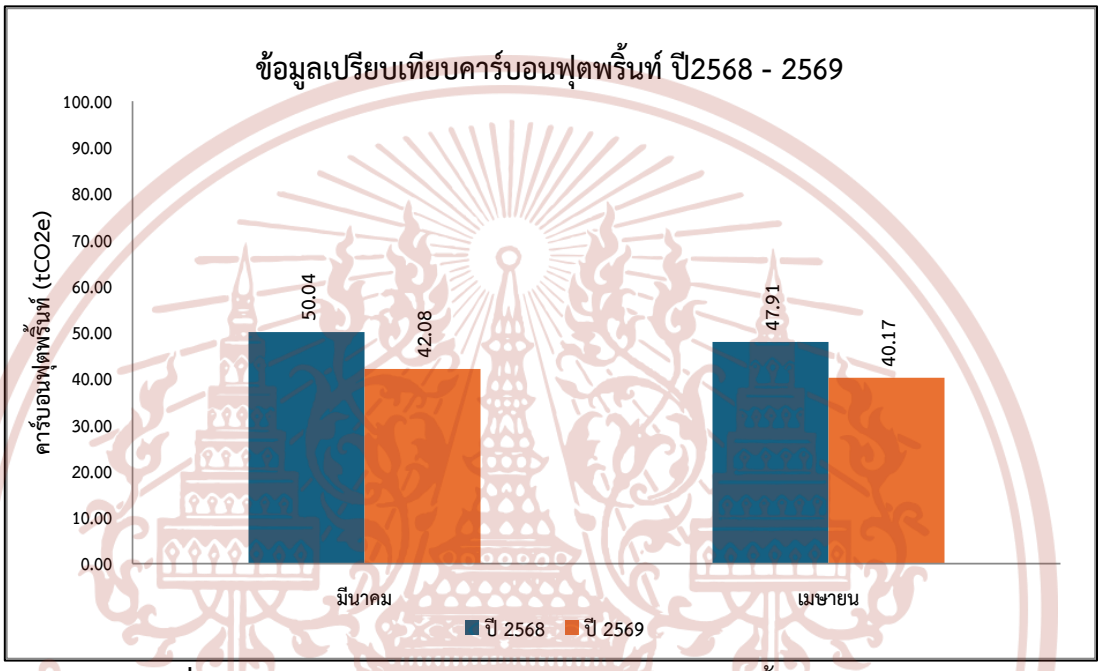
เพื่อพิสูจน์ผลจากการทดลอง จึงได้นำเงื่อนไขการตั้งค่าอุณหภูมิที่ 7.77°C (46.0°F) ร่วมกับการใช้ VSD มาใช้งานจริงกับระบบ Chiller Plant เป็นระยะเวลา 2 เดือน (มีนาคม - เมษายน 2569) และเมื่อเปรียบเทียบกับข้อมูลในช่วงเวลาเดียวกันของปีที่ผ่านมาคือปีพ.ศ. 2568 พบว่าเกิดผลประหยัดดังนี้

4.10.1 การลดการใช้พลังงานไฟฟ้า สามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้รวมทั้งสิ้น 28,000 kWh หรือคิดเป็นอัตราการใช้พลังงานที่ ลดลง 16.04% (แบ่งเป็นเดือนมีนาคมลดลง 14,200 kWh และเดือนเมษายนลดลง 13,800 kWh)



ภาพที่ 4-20 กราฟแสดงข้อมูลเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าตู้ AMCC ปี 2568-2569

4.10.2 การลดการปล่อยก๊าซเรือนกระจก จากการประหยัดไฟฟ้าดังกล่าว ส่งผลให้สามารถลดปริมาณการปล่อยคาร์บอนฟุตพริ้นท์ (Carbon Footprint) ลงได้รวมทั้งสิ้น 15.70 tonCO_2e หรือคิดเป็นการปล่อยคาร์บอนที่ ลดลง 16.04%



ภาพที่ 4-21 กราฟแสดงข้อมูลเปรียบเทียบคาร์บอนฟุตพริ้นท์ ปี 2568-2569

บทที่ 5
สรุปผลการทดลอง และข้อเสนอแนะ

การศึกษาครั้งนี้ได้ทำการประเมินสมรรถนะการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) รวมถึงการใช้พลังงานภายใต้เงื่อนไขการปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็น (Setpoint Temperature) ที่แตกต่างกัน ร่วมกับการประเมินผลกระทบของการติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (VSD) เพื่อหาแนวทางที่เหมาะสมที่สุดในการเพิ่มประสิทธิภาพและประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศ โดยสามารถสรุปผลการศึกษาได้ดังนี้

5.1 สรุปเงื่อนไขการทำงานที่ดีที่สุดและประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้น

จากการเปรียบเทียบเงื่อนไขการทำงานทั้งหมด พบว่า การตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็นที่ 7.77°C (46.0°F) เป็นเงื่อนไขที่ดีที่สุด เนื่องจากคอมเพรสเซอร์ทำงานน้อยที่สุดและใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยต่ำสุดเพียง 77.03 kW

5.1.1 ด้านประสิทธิภาพ (COP) การตั้งค่าที่ 7.77°C (46.0°F) ให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) สูงสุดที่ 3.43 เมื่อเทียบกับการตั้งค่าเดิมที่ 7.22°C (45.0°F) (COP = 3.29) พบว่าระบบมีประสิทธิภาพดีขึ้นถึง 4.26% และด้านอัตราการใช้พลังงาน (kW/ton) ลดลงจาก 1.067 kW/ton เหลือเพียง 1.024 kW/ton

5.1.2 ด้านการทำงานร่วมกับอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ (VSD) เมื่อนำระบบมาทำงานร่วมกัน พบว่าในช่วงที่ระบบมีภาระต่ำกว่า 70% VSD สามารถช่วยลดการใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยของระบบลงได้จาก 86.20 kW ลดลงเหลือ 82.71 kW ซึ่งคิดเป็น 4.05% โดยอาศัยการปรับลดความเร็วรอบให้สอดคล้องกับภาระจริง

5.2 สภาวะความสบาย (Thermal Comfort)

จากเดิมปรับตั้งอุณหภูมิน้ำเย็นที่ 7.22°C (45.0°F) ผลจากการทดลองพบว่าการปรับเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจ่ายเป็น 7.77°C (46.0°F) ไม่ส่งผลกระทบเชิงลบต่อผู้ใช้งานในอาคาร โดยอุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องเปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้นเพียง 0.1°C และความชื้นสัมพัทธ์เพิ่มขึ้นเพียง 1.0% RH (อยู่ที่ระดับ 62.8% RH) ซึ่งค่าดังกล่าวยังคงอยู่ภายใต้เกณฑ์มาตรฐานความสบาย ASHRAE Standard 55 ที่กำหนดให้รักษาความชื้นสัมพัทธ์ไม่เกิน 65% RH ทำให้เห็นว่าคอยล์เย็นยังคงมีความสามารถเพียงพอในการดึงความร้อนแฝงและรักษาเสถียรภาพของอากาศภายในพื้นที่ได้อย่างมีประสิทธิภาพ

5.3 สรุปผลการสร้างสหสัมพันธ์

5.3.1 สรุปผลการสร้างสหสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นกับช่วงการทำงานของภาระบางส่วน พบว่ามีความสัมพันธ์ในรูปแบบเอกซ์โพเนนเชียล โดยสามารถสร้างสมการพยากรณ์ได้คือ $E_{ff} = 0.854 + 3.93e^{-0.0636(PLR)}$ มีค่าสัมประสิทธิ์การตัดสินใจ $R^2 = 0.89625$

5.3.2 สรุปผลการสร้างสหสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังไฟฟ้ากับอุณหภูมิแวดล้อม พบว่าข้อมูลมีความสัมพันธ์เชิงเส้นตรงไปในทิศทางเดียวกัน โดยมีสมการพยากรณ์คือ คือ $P = 3.8244T_A - 15.141$ ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์การตัดสินใจ $R^2 = 0.9126$

5.3.3 สรุปผลการสร้างสหสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิฝั่งด้านระเหยกับอุณหภูมิแวดล้อม พบว่าข้อมูลมีความสัมพันธ์ในรูปแบบเอกซ์โพเนนเชียล โดยสามารถสร้างสมการพยากรณ์ได้คือ $\Delta T_{Evap} = 3.90156+0.00013e^{-0.293T_A}$ ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์การตัดสินใจ $R^2 = 0.96864$

5.3.4 สรุปผลการสร้างสหสัมพันธ์ระหว่างการเดินเครื่อง (การตั้งค่าอุณหภูมิน้ำเย็น) กับค่าพลังงานไฟฟ้าที่เกิดขึ้น พบว่าความสัมพันธ์เชิงเส้นตรงในทิศทางแปรผกผัน โดยสามารถสร้างสมการพยากรณ์ได้คือ $E = -628.49T_S + 30763$ ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์การตัดสินใจ $R^2 = 0.9997$

5.4 ผลลัพธ์จากการนำมาตรการมาใช้งานจริง

จากการที่ใช้เงื่อนไขการตั้งค่าอุณหภูมิที่ 7.77°C (46.0°F) ร่วมกับการใช้ VSD มาใช้งานจริงกับระบบ Chiller Plant เป็นระยะเวลา 2 เดือน (มีนาคม - เมษายน 2569) และเมื่อเปรียบเทียบกับข้อมูลในช่วงเวลาเดียวกันของปีที่ผ่านมาคือปีพ.ศ. 2568 พบว่า สามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้รวมทั้งสิ้น 28,000 kWh หรือคิดเป็นอัตราการใช้พลังงานที่ ลดลง 16.04% และลดปริมาณการปล่อยคาร์บอนฟุตพริ้นท์ (Carbon Footprint) ลงได้รวมทั้งสิ้น 15.70 tonCO_2e

5.5 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากสมการสหสัมพันธ์ในงานวิจัยนี้สามารถใช้ได้ในเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) ขนาด 170 ตันความเย็นเท่านั้น สมควรที่จะมีการศึกษากับเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) ที่มีขนาดใหญ่ขึ้น

บรรณานุกรม

กรมธุรกิจพลังงาน กระทรวงพลังงาน. (2568). รายงานสถิติการนำเข้าและการจัดหาพลังงานของประเทศไทย ประจำปี 2568. กระทรวงพลังงาน.

กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน. (2567). คู่มือการอนุรักษ์พลังงานในระบบปรับอากาศสำหรับอาคารพาณิชย์ขนาดใหญ่. กระทรวงพลังงาน.

กระทรวงพลังงาน. (2552). ศูนย์ประสานงานการออกแบบอาคารเพื่อการอนุรักษ์พลังงาน. กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน. Retrieved from http://www.2e-building.com/images/userfiles/files/LawBEC3.pdf

กัลยา วานิชย์บัญชา. (2561). การวิเคราะห์สถิติ: สถิติสำหรับการบริหารและวิจัย (พิมพ์ครั้งที่ 16). โรงพิมพ์สามลดา.

ปนิดา ตะสิทธิ์. (2560). การจัดการพลังงานในอาคารเรียน กรณีศึกษา อาคารเรียนรวมสังคมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต [วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิต]. จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.

ปิยดนัย ภาชนะพรรณ์. (ม.ป.ป.). (2550). การลดค่าไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศแบบซิลเลอร์ : กรณีศึกษากระบวนการลดอุณหภูมิคอนเดนเซอร์. ภาควิชาวิศวกรรมไฟฟ้าและคอมพิวเตอร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร.

ภาวิณี ศักดิ์สุนทรศิริ, ธีรภัทร์ เทศฤทธิ์, และ วสันต์ เธียรสวัสดิ์. (2567). การศึกษาสภาวะอากาศและผลกระทบด้านพลังงานในระบบปรับอากาศจากการระบายอากาศในหอผู้ป่วยติดเชื้อโควิด-19. วารสารวิชาการเทคโนโลยีอุตสาหกรรม, 20(3), 10.14416/j.ind.tech.2024.12.002.

สมาคมวิศวกรรมปรับอากาศแห่งประเทศไทย. (2558). คู่มือวิศวกรรมปรับอากาศ เล่ม 1 (Air Conditioning Engineering Handbook).

สัญชัยยะ ผสมกุศลศีล และ ชำนิ ใจประดิษฐ์ธรรม. (2565). การลดใช้พลังงานของระบบปรับอากาศที่มีการควบคุมเครื่องทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนเพื่ออนุรักษ์พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ. วารสารวิชาการสมาคมวิศวกรรมปรับอากาศแห่งประเทศไทย, 2, 105-115.

ศิริชัย กาญจนวาสี. (2559). สถิติประยุกต์สำหรับการวิจัย (พิมพ์ครั้งที่ 6). โรงพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.

สุมล แซ่เฮง พิสิษฐ์สังฆการ, จุฑาการ โพธิธรางกูล, ธรรมธัช สระทองจันทร์, ธัชชัย ลายทอง, วันชลี เพ็งพงศา, และ วีระ ศรีอริยะกุล. (2567). ดัชนีชี้วัดสมรรถนะทางด้านพลังงานของระบบทำน้ำเย็นในอาคารกองสลากกินแบ่งรัฐบาล. วารสารวิชาการเทคโนโลยีอุตสาหกรรม, 20(2), 10.14416/j.ind.tech.2024.04.006.

องค์การบริหารจัดการก๊าซเรือนกระจก (องค์การมหาชน). (2565). *แนวทางการประเมินคาร์บอนฟุตพริ้นท์ขององค์กร* (ฉบับปรับปรุงครั้งที่ 8). องค์การบริหารจัดการก๊าซเรือนกระจก (องค์การมหาชน).

ASHRAE. (2012). ASHRAE Guideline 22-2012: Instrumentation for Monitoring Central Chilled-Water Plant Efficiency. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

ASHRAE. (2020). ASHRAE handbook: HVAC systems and equipment. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

ASHRAE. (2023). Standard 55-2023: Thermal environmental conditions for human occupancy.

Bamdad, K., Mohammadzadeh, N., Cholette, M. E., & Perera, S. (2023). Model Predictive Control for Energy Optimization of HVAC Systems Using EnergyPlus and ACO Algorithm. *Buildings, 13*(12), 3084.

Bank of America Global Research. (2026). Thailand economic outlook: Energy dependence and trade deficit risks. Merrill Lynch, Pierce, Fenner & Smith Incorporated.

Chen, Z., Chen, Y., & Yang, C. (2022). Impacts of large chilled water temperature difference on thermal comfort, equipment sizes, and energy saving potential. Journal of Building Engineering, 57, 104069.

Greenwood, M. C. (2018). *Intermediate Statistics with R*. Montana State University.

International Energy Agency. (2026). World energy outlook special report: Geopolitical tensions and global energy security. IEA Publications.

Kyere, E. B., Jen, T. C., Tartibu, L. (2024). Analysis of the influence of chilled water temperature setpoint on thermal comfort and energy consumption. Arabian Journal for Science and Engineering, 49, 1-15.

Li, Y., Ding, Z., Wang, J., Lu, Z. (2024). Optimizing HVAC cooling system chilled water temperature and water flow rate using energy efficiency input-output model. IEEE Access, 12, 12345-12356.

Ma, Z., & Wang, S. (2011). Supervisory and optimal control of central chiller plants using simplified adaptive models and genetic algorithm. *Applied Energy, 88*(1), 198-211.

Mumma, S. A. (2001). Designing dedicated outdoor air systems. ASHRAE Journal, 43(5), 28-31.

Qiu, S., Li, Z., Li, Z., Li, Z., & Wang, J. (2022). Chilled water temperature resetting using model-free reinforcement learning: Engineering application. Energy and Buildings, 254, 111694.

Saraswat, S., Verma, R., Jain, S., & Rakshit, D. (2025). Energy audit based holistic evaluation of building performance: A comprehensive analysis of chiller plant room. Thermal Science and Engineering Progress, 66, 104030.

Smith, J., & Doe, A. (2024). Analysis of condenser loop flow rates and effect on overall cooling station power consumption: A case study. Journal of Architectural Engineering, 30(2).

Somboon, K., Srichat, A., & Phueakphong, A. (2023). Energy and comfort analysis of an HVAC system with chilled water temperature reset in a tropical climate. Energies, 16(12), 4785.

Taylor, S. T. (2012). Optimizing design & control of chilled water plants. ASHRAE Journal, 54(7), 46-54.

Trautman, N., Razban, A., & Chen, J. (2021). Overall chilled water system energy consumption modeling and optimization. Applied Energy, 299, 117166.

Wang, H., Wang, S., Shan, K., Zhuang, C. (2025). Real-time optimization of a chilled water plant based on extremum seeking control. Applied Energy, 330, 120281.

Wong, K., Nie, N., Ni, H., Yao, S., Zhang, J. (2023). Parametric analysis of chiller plant energy consumption in a tropical climate. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 31(1), 2350001.

Yu, F. W., Ho, W. T., & Leung, C. W. (2021). Energy performance evaluation of variable-speed chillers under part-load conditions. Energy, 214, 119053.

Zhuang, X., Wang, S., Zhuang, C., Wang, H. (2023). Transforming chiller plant efficiency with SC+BAS: Case study in a Hong Kong shopping mall. Energies, 16(7), 253.

Zhang, Y., Li, H., & Wang, S. (2024). Energy performance analysis of multi-chiller cooling systems for data centers concerning progressive loading throughout the lifecycle under typical climates. Building Simulation, 17(10), 1693-1708.

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ	นายกรวิทย์ วิสัชนาม
ชื่อวิทยานิพนธ์	การศึกษารูปแบบการใช้งานของระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์เพื่อนำไปสู่อาคารที่ใช้พลังงานต่ำ
สาขาวิชา	เทคโนโลยีวิศวกรรมพลังงาน
ประวัติ	**พ.ศ. 2559** มัธยมศึกษาตอนปลาย โรงเรียนสุรศักดิ์มนตรี **พ.ศ. 2563** ปริญญาตรี สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ **พ.ศ. 2568** กำลังศึกษา ปริญญาโท สาขาวิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมพลังงาน ภาควิชาเทคโนโลยีเครื่องต้นกำลัง วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ