



FEAT JOURNAL

FARM ENGINEERING AND AUTOMATION TECHNOLOGY JOURNAL

วารสารวิศวกรรมฟาร์มและเทคโนโลยีการควบคุมอัตโนมัติ

สร้างห้องเย็นราคาประหยัดโดยใช้ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิด R-22

Development of economical cold storage using R-22 split type air conditioner system

ธัญสุภรณ์ ศาสตร์เมือง¹ อภิชาติ อาจนาศีเยว^{2*} และ ชานู โพธิพิทักษ์³Suparat Sasrimuang¹, Apichart Artnaseaw^{2*} and Chanu Photiphitag³¹ภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี

85 ถนนสถลมารค อำเภอวารินชำราบ จังหวัดอุบลราชธานี 34190

²ภาควิชาวิศวกรรมเคมี คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น

123 ถนนมิตรภาพ อำเภอเมือง จังหวัดขอนแก่น 40002

³คณะวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยสวนดุสิต

295 ถ. นครราชสีมา แขวงดุสิต เขตดุสิต กรุงเทพมหานคร 10300

¹Department of Chemical Engineering, Faculty of Engineering, Ubon Ratchathani University

85 Sathonlamark Road Warin Chamrap District, Ubon Ratchathani, 34190

²Department of Chemical Engineering, Faculty of Engineering, Khon Kaen University

123 Mitrapap Road, Mueang Khon Kaen District, Khon Kaen 40002

³Faculty of Science and Technology, Suan Dusit University

295 Nakhon Ratchasima Road, Dusit District, Bangkok 10300

Received: 2 March 2022

Revised: 26 April 2024

Accepted: 30 April 2024

Available online: 26 June 2024

บทคัดย่อ

ห้องเย็นราคาถูกขนาด 22.5 m³ ถูกสร้างขึ้นโดยใช้ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน สารทำความเย็นเลือกเป็น R-22 ให้มีอุณหภูมิลดลงเหลือ 15 °C เพื่อรักษาความสดให้ผักและผลไม้ก่อนการบรรจุ ใช้น้ำและกล้วยเป็น โหลดความร้อน ทำการทดสอบอุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็น ตรวจวัดกำลังไฟฟ้า เพื่อหา COP

ตรวจอุณหภูมิในห้องเย็นและจับเวลา ผลการทดลอง พบว่า ความดันสารทำความเย็นด้าน low มีค่าช่วง 45-55 psig และในด้าน high อยู่ที่ 220-250 psig เมื่อใช้น้ำเป็นโหลด สามารถลดอุณหภูมิจาก 32 °C ลงมาที่ 28 °C ภายในเวลา 180 นาที ส่วนค่า COP ของระบบทำความเย็น ที่อุณหภูมิในห้องเย็นในช่วง 14-25 °C มีค่าในช่วง 4.2-6.7 เมื่อใช้กล้วยเป็นโหลด สามารถลดอุณหภูมิกกล้วยจาก 28 °C ลงมาที่ 15 °C ภายในเวลา 130 นาที ส่วนค่า COP ของระบบทำความเย็น ที่อุณหภูมิในห้องเย็นในช่วง 15-24 °C มีค่าในช่วง 4.1-6.2 มีราคาประมาณ 60,000 บาท

คำสำคัญ: ห้องเย็นราคาถูก กล้วย ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน COP

Abstract

The 22.5 m³ economical cold storage unit is designed with a split air conditioning system, utilizing R-22 refrigerant to regulate the temperature in cold storage at 15 °C, thereby aiding in the preservation of fruits and vegetables before they are packaged. Within this operational configuration, both water and bananas are employed as heat loads. To comprehensively evaluate the system's efficiency, a variety of parameters including refrigerant temperature and pressure, compressor power, storage temperature, and timing were examined to determine the COP. Experimental findings revealed that when water is used as the heat load, the refrigerant pressure fluctuates between 45 and 55 psig on the lower end and between 220 and 250 psig on the higher end. Notably, the temperature of the water can be reduced from 32 °C to 28 °C within 180 min. The COP values of the refrigeration system, operating within a temperature range of 14 to 25 °C within the cold storage, were found to range from 4.2 to 6.7. Conversely, when bananas are used as the heat load, their temperature decreases from 28 °C to 15 °C within 130 min. Under these conditions, the COP values of the refrigeration system, with storage temperatures ranging from 15 to 24 °C, were determined to vary between 4.1 and 6.2.

Keywords: Low-cost refrigerator: Banana: Split type air conditioning system: COP

*ติดต่อ: aapich@kku.ac.th, 081-2667120

1. บทนำ

ประเทศไทยเป็นประเทศที่มีอุตสาหกรรมอาหารเป็นอุตสาหกรรมหลัก โดยข้อมูลจากสถาบันอาหารปี พ.ศ. 2565 สินค้าประเภทอาหารมีมูลค่าส่งออกกว่า

1.36 ล้านล้านบาท [1] โดยอาหารแช่เย็นเป็นอุตสาหกรรมหนึ่งที่มีศักยภาพ ปัจจุบันระบบห้องเย็นมาพร้อมกับการขยายสาขาของร้านสะดวกซื้อ ห้างสรรพสินค้า รวมไปถึงระบบห้องเย็นที่ใช้ในอาหารทะเล และอาหารสัตว์เพื่อการส่งออก ดังนั้นระบบแช่

เย็นอาหารจึงจำเป็นอย่างมากในอุตสาหกรรมการผลิตอาหาร เช่น นมพาสเจอร์ไรซ์ ไขมัน เนื้อไก่ เนื้อหมู นม เนย อาหารแปรรูป ผักสด ผลไม้สด และ อาหารทะเล จุดประสงค์เพื่อรักษาความสด [2] โดยทั่วไป สำหรับการผลิตผักและผลไม้สด การสัมผัสกับอากาศภายนอกที่อุณหภูมิ 35 °C 1 ชั่วโมง ในระหว่างการเก็บเกี่ยวและจัดเก็บ สามารถทำให้เสื่อมคุณภาพได้ เทียบเท่ากับ 20 ชั่วโมง ของการจัดเก็บในที่เย็นที่เหมาะสม [3] อาหารที่กำลังเติบโตตามความต้องการอย่างต่อเนื่อง คือ อาหารประเภท ผักสด ผลไม้สด ซึ่งการเก็บรักษาผักและผลไม้ที่มีประสิทธิภาพดี และไม่ทำลายวิตามินบางชนิดในผักและผลไม้ คือ การเก็บภายใต้อุณหภูมิ 8-15 °C [4] ส่วนเมล็ดพันธุ์พืชเก็บที่อุณหภูมิ 15 °C เพื่อรักษาคุณภาพของเมล็ดพันธุ์พืชให้สามารถนำไปใช้ในการเพาะปลูกในฤดูกาลถัดไป และได้ผลผลิตที่ดีไม่ต่างจากเมล็ดพันธุ์ที่เพิ่งเก็บใหม่จากต้นเพาะพันธุ์ [5] ทั้งนี้ยังรวมไปถึงห้องบรรจุสินค้าประเภทอาหารสด ที่ผ่านมาตรฐาน GMP ที่ต้องรักษาอุณหภูมิภายในห้องเย็นให้อยู่ในช่วง 15-18 °C [5] ระบบห้องเย็นแบ่งออกเป็น 5 ประเภท คือ 1.) ห้องแช่เย็นเฉียบพลัน (Air Blast Chill Room) อุณหภูมิที่ใช้ อยู่ที่ประมาณ 2-10 °C 2.) ห้องพักสินค้า (anti room) อุณหภูมิที่ให้อยู่ที่ประมาณ -5-10 °C 3.) ห้องแช่แข็ง (Freezer Room) อุณหภูมิที่ให้อยู่ที่ประมาณ -25-(-5) °C 4.) ห้องเย็นเก็บรักษาสินค้า (Cold Storage Room) อุณหภูมิที่ให้อยู่ที่ประมาณ -25°C และ 5.) ห้องแช่แข็งลมเย็นจัด (Air Blast Freezer Room) อุณหภูมิที่ให้อยู่ที่ประมาณ -35 °C ซึ่งห้องเย็นทุกรูปแบบล้วนมีราคาสูงมาก เฉลี่ยมากกว่า 200,000 บาทขึ้นไป เช่น ห้องเย็นพร้อมระบบทำความเย็น

สำเร็จรูป ที่มีขายทั่วไป มีขนาด ยาว 2.4 เมตร กว้าง 2.4 เมตร สูง 2.4 เมตร มีราคาประมาณ 250,000 บาท [6] และห้องเย็นทุกรูปแบบ สามารถทำความเย็นได้ตั้งแต่ -35-2 °C แต่สำหรับการเก็บรักษาผักและผลไม้ประเภทผลิตก๊าซเอทิลีน เพื่อชะลอความเสียหายที่จะเกิดขึ้นในช่วงที่ผลผลิตออกมามากนั้น ต้องการอุณหภูมิเพียง 13-15 °C เท่านั้น [7] การใช้ห้องเย็นที่มีความสามารถในการทำความเย็นสูงจึงไม่จำเป็น อีกทั้งยังมีราคาสูงด้วย การหาระบบทำความเย็นสำหรับผักและผลไม้ขึ้นมาใหม่ ที่ทำอุณหภูมิได้ในช่วง 13-15 °C ที่มีความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ จึงเป็นประเด็นที่น่าสนใจ [8,9] จากการสืบค้นข้อมูลเพิ่มเติมพบว่า ระบบปรับอากาศที่ใช้กันทั่วไป มีราคาถูก และมีการตั้งค่าอุณหภูมิห้องต่ำสุดไว้ที่ 19 °C เท่านั้น แม้ว่าสารทำความเย็นที่ใช้ จะมีความสามารถในการทำความเย็นให้อุณหภูมิต่ำกว่า 19 °C ได้ก็ตาม สารทำความเย็นที่ใช้มีหลายชนิด เช่น R-22 , R410a และ R-32 เป็นต้น แต่ R-22 เป็นสารทำความเย็นที่นิยมใช้มากที่สุด ทำให้ระบบทำความเย็นชนิด R-22 มีราคาถูกที่สุด เมื่อความดันของสารทำความเย็น R-22 ที่ด้าน low pressure เท่ากับ 500 kPa หรือ 72.5 psi สารทำความเย็นจะมีอุณหภูมิ 0.12 °C [10] ดังนั้นระบบทำความเย็นแบบอัดไอ จึงมีศักยภาพในการทำ ความเย็นในห้องเย็นที่ต้องการอุณหภูมิที่ระดับ 13-15 °C ได้ [11,12] โดยคุณสมบัติอื่นของสารทำความเย็นแสดงในตารางที่ 1

การศึกษาวิจัยในครั้งนี้จะทำการศึกษาและสร้างห้องเย็นราคาประหยัดที่สามารถทำอุณหภูมิได้ระหว่าง 12-15 °C โดยใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ใช้ งานตามอาคารทั่วไป ซึ่งเป็นระบบทำความ

เย็นแบบอัตโนมัติที่มีราคาถูก โดยทำการสร้างผนังห้องเย็น ด้วย คอนกรีตมวลเบา [13] แล้วใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนเป็นตัวทำความเย็น จากนั้นทำการศึกษาอิทธิพลของอุณหภูมิในห้องเย็นที่มีผลต่อ COP ของระบบ

ตารางที่ 1

คุณสมบัติของสารทำความเย็น

Refrigerant	R22
Molecular weight (kg/Kmol)	86.47
Normal boiling point ($^{\circ}\text{C}$)	-40.9
Critical temperature ($^{\circ}\text{C}$)	96.2
Critical pressure (psi)	723.7
Latent heat of evaporation (kJ/kg)	233.7

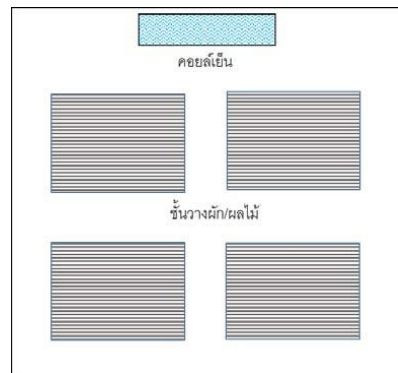
2. วิธีการวิจัย

การทดลองมีขั้นตอน ดังนี้

2.1. สร้างห้องเย็นขนาด กว้าง x ยาว x สูง เท่ากับ 2.5 เมตร x 3.0 เมตร x 3.0 เมตร ใช้วัสดุคอนกรีตมวลเบาขนาด กว้าง x ยาว x หนา เท่ากับ 20 ซม. X 60 ซม. X 10 ซม. เป็นผนังทั้ง 4 ด้าน ส่วนด้านบนใช้ผ้าแผ่นเรียบที่วางฉนวนกันความร้อนหนา 4 นิ้ว โดยขนาดของระบบทำความเย็น พิจารณาจากสมมุติฐาน ดังนี้ พื้นที่ห้องเย็นที่มีขนาดกว้าง 3 เมตร ยาว 3 เมตร ทำให้สามารถวางชั้นวางผลิตภัณฑ์ทางการเกษตรที่มีขนาดกว้าง 0.5 เมตร ยาว 0.9 เมตร สูง 1.5 เมตร ได้ 4 ชุด ดังรูปที่ 1

2.2. ดำเนินการติดตั้งระบบทำความเย็น ใช้ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิด R-22 ที่สามารถหาได้ทั่วไป ซึ่งคุณสมบัติระบบทำความเย็นแสดงในตารางที่ 2 และทำการหันหน้าคอยล์เย็นเข้าหาฝั่งประตู

ทางออกห้องเย็นซึ่งจะทำการติดตั้งคอยล์เย็นสูงจากพื้นห้องเย็น 2 เมตร ติดตั้งให้อยู่ในระยะกึ่งกลางห้องเย็นมากที่สุด



รูปที่ 1 แสดงการจัดวางชั้นวางผัก/ผลไม้

ตารางที่ 2

คุณสมบัติของระบบทำความเย็น

คุณสมบัติ	ข้อมูลจำเพาะ
ความสามารถในการทำความเย็น (BTU)	15,000
กำลังไฟฟ้า (W)	1,740
COP	3.43
ระบบไฟฟ้า (V/phase/Hz)	220/1/50
ฟลักซ์กระแสไฟฟ้า (A)	8.3
ค่าการไหลเวียนอากาศ(m^3/h)	1,300

ในแต่ละชุดบรรจุกล้วย ซึ่งถูกเลือกใช้แทนผัก/ผลไม้ได้เท่ากับ 0.1 m^3 โดยกล้วยมีความหนาแน่นประมาณ 1.01 g/cm^3 [14,15] ทำให้สามารถบรรจุได้น้ำหนัก 404 kg มีอุณหภูมิเริ่มต้นของกล้วยเท่ากับอุณหภูมิอากาศเริ่มต้นของห้องเย็น คือ 32°C และอุณหภูมิ

สุดท้ายที่ 14°C ซึ่งความร้อนที่ต้องการดึงออกจาก
กล้วย ($Q_{\text{กล้วย}}$) คำนวณ ดังนี้

$$Q_{\text{กล้วย}} = mc_p\Delta T \quad (1)$$

โดย m คือ มวลกล้วย(kg); c_p คือ ความจุความร้อนจำเพาะกล้วย เท่ากับ 3.50 kJ/kg.K [16]; ΔT คือ อุณหภูมิกล้วยที่เปลี่ยนแปลงไป เท่ากับ $32-14 = 18^{\circ}\text{C}$ ความร้อนที่ต้องการดึงออกจากกล้วย คำนวณได้ ดังนี้

$$Q_{\text{กล้วย}} = mc_p\Delta T = 404 \times 3.50 \times 18 = 25,452 \text{ kJ}$$

กรณีที่ต้องการทำให้เย็นลง 18°C ในเวลา 1 ชั่วโมง จะมีการระความร้อนจากกล้วย ดังนี้

$$\dot{Q}_{\text{กล้วย}} = 25,452/3,600 = 7.07 \text{ kW}$$

ภาระความร้อนจากการนำความร้อนผ่านผนังและฝ้า คำนวณได้ ดังนี้ [17]

$$\dot{Q}_{\text{ผนังและฝ้า}} = \left(\frac{k}{x}A(\text{CLTD})\right)_{\text{ผนัง}} + \left(\frac{k}{x}A(\text{CLTD})\right)_{\text{ฝ้า}} \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{\text{ผนังและฝ้า}} = (0.648) + (1.3) = 1.948 \text{ kW}$$

เมื่อ k คือ ค่าการนำความร้อน

(ผนัง 0.09 W/m.K , ฝ้า 0.12 W/m.K) [18]

A คือ พื้นที่ (ผนัง 30 m^2 , ฝ้า 7.5 m^2) [19]

CLTD คือ ผลต่างอุณหภูมิ

(ผนัง $36-12 = 24^{\circ}\text{C}$, ฝ้า $25-12 = 13^{\circ}\text{C}$)

x คือ ความหนา (ผนัง 10 cm , ฝ้า 9 mm)

$$\dot{Q}_{\text{รวมของห้องเย็น}} = \dot{Q}_{\text{กล้วย}} + \dot{Q}_{\text{ผนังและฝ้า}} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{\text{รวมของห้องเย็น}} = 7.07 + 1.948 = 9.018 \text{ kW}$$

เมื่อ $1 \text{ kJ} = 0.947817 \text{ Btu}$

$$9.018 \times 3,600 \times 0.947817 = 30,770.69 \text{ Btu/hr}$$

ดังนั้น ในการออกแบบถ้าต้องการลดอุณหภูมิของกล้วยให้ได้ภายในเวลา 1 ชั่วโมง สามารถเลือกระบบทำความเย็นขนาด $30,000 \text{ Btu/hr.}$ ได้ แต่ในงานวิจัยนี้ต้องการทำห้องเย็นราคาถูก จึงเลือกใช้ขนาด $15,000 \text{ Btu/hr.}$ แทน แต่การลดอุณหภูมิของกล้วยจะใช้เวลาเพิ่มขึ้นเป็น 2 ชั่วโมง

ในการทดสอบระบบที่สร้างขึ้นเบื้องต้น ผู้วิจัยเลือกใช้น้ำแทนกล้วย เนื่องจากในขณะทำการทดสอบระบบไม่ใช่ฤดูกาลของกล้วย จึงไม่มีกล้วยมากพอทดสอบ โดยการคำนวณหามวลของน้ำที่ใช้แทนกล้วยพิจารณาจากความร้อนที่ต้องการดึงออกจากกล้วย

$$(Q_{\text{กล้วย}}) = \text{ความร้อนที่ต้องการดึงออกจากน้ำ}(Q_{\text{น้ำ}})$$

$$Q_{\text{กล้วย}} = Q_{\text{น้ำ}} \quad (4)$$

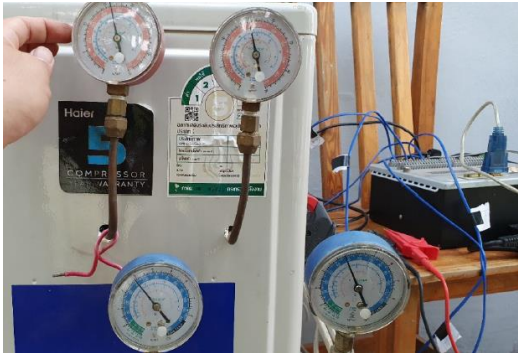
โดย ความจุความร้อนของน้ำ $= 4.18 \text{ kJ/kg.K}$

$$m = \left(\frac{25,412}{4.18(32-14)}\right) ; \quad m = 320 \text{ kg}$$

น้ำที่ใช้เป็นโหลดในระบบทำความเย็น แสดงในรูปที่ 2 ควบคุมปริมาณการเติมสารทำความเย็นที่ด้าน low pressure ให้ไม่เกิน 58.8 psig [20] ดังแสดงในรูปที่ 3 ใช้ breaker switch ควบคุมการทำงานของระบบทำความเย็นโดยตรงกับ compressor



รูปที่ 2 น้ำที่ใช้เป็นโหลดในระบบทำความเย็น



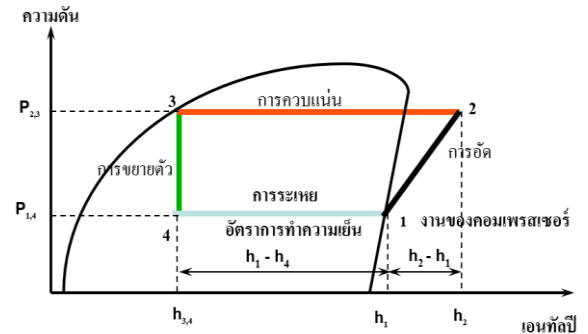
รูปที่ 3 เกจวัดค่าแรงดันของสารทำความเย็น

การวัดคุณสมบัติของสารทำความเย็นจะใช้ pressure gauge และ thermocouple type K โดยจะวัด 4 จุด ดังรูปที่ 4 ส่วนผังการทำงานของระบบแสดงในรูปที่ 5 ทำการบันทึกอุณหภูมิโดยใช้เครื่องบันทึกผล CR23X Micrologger และทำการบันทึกค่าการใช้พลังงานโดยใช้ power analyser 8332 ซึ่งสเปคของเครื่องมือวัดแสดงในตารางที่ 3 มีการตั้งค่าให้เครื่องมือวัดดังกล่าวทำการบันทึกค่าทุก 1 วินาที นับตั้งแต่เริ่มเดินเครื่องจนอุณหภูมิในห้องเย็นลดลงจนกว่าจะมีค่าคงที่ไม่ต่ำกว่า 10 นาที จึงทำการยุติการทดสอบ ซึ่งในระหว่างการทดสอบจะเปิดการทำงานของ compressor ของระบบทำความเย็นตลอดเวลาแบบ full load [21]

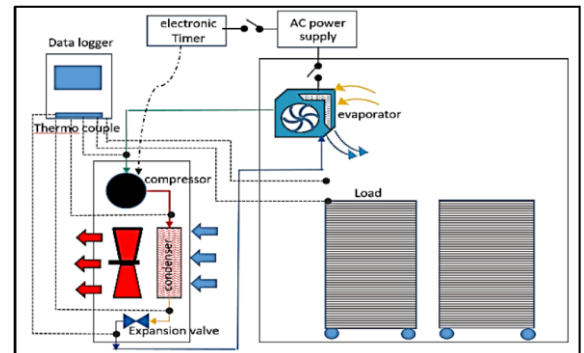
ตารางที่ 3

สเปคของเครื่องมือวัด

Item	Mearsuring range	Accuracy
Pressure gauge	0-120 psi, 0-500 psi	±0.5%
Thermocouple	0-150 °C	±0.1 °C
Power analyzer	0-6000 W	±1%



รูปที่ 4 จุดติดตั้งเครื่องวัดความดันและอุณหภูมิ



รูปที่ 5 ผังการทำงานของระบบ

2.3. วิเคราะห์ข้อมูลที่ได้จากการทดลอง เพื่อหาค่าเอ็นทัลปีของน้ำยาทำความเย็นแต่ละจุด ก่อนนำไปคำนวณหาค่า COP ของระบบต่อไป โดย COP เป็นดัชนีชี้วัดว่าระบบปรับอากาศนั้นๆ มีประสิทธิภาพมากหรือน้อยจากการใช้พลังงานรวมของระบบในแต่ละช่วงอุณหภูมิ การคำนวณหาค่า COP ของระบบทำความเย็น [22] สามารถทำได้โดยการเปรียบเทียบค่าความร้อนที่ปล่อยออกมาจากเครื่องควบแน่น (Q_e) กับค่าพลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ (W) ซึ่งผู้วิจัยทำการคำนวณ ดังสมการต่อไปนี้

$$Q_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (5)$$

$$W_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (6)$$

$$COP = \left(\frac{Q_e}{W_c} \right) = \left(\frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \right) \quad (7)$$

เมื่อ Q_e = อัตราการดูดซับความร้อนด้านเย็น (W)

W_c = งานที่ใช้สำหรับคอมเพรสเซอร์ (W)

$\dot{m}$ = อัตราการไหลสารทำความเย็น (kg/s)

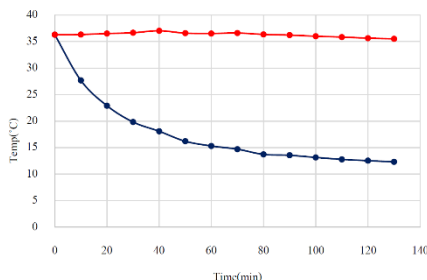
h_1 = เอนทัลปีก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ (J/Kg)

h_4 = เอนทัลปีก่อนเข้าเครื่องระเหย (J/Kg)

h_2 = เอนทัลปีก่อนเข้าเครื่องควบแน่น (J/Kg)

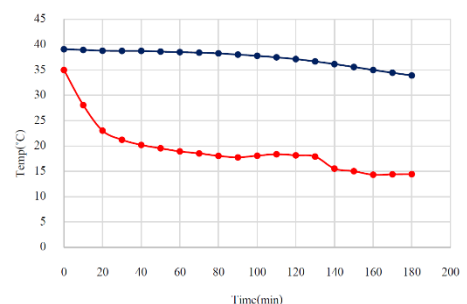
3. ผลการวิจัยและการอภิปรายผล

ทีมวิจัยเริ่มต้นจากการสร้างห้องเย็นราคาถูกลงที่อยู่ในโกดังที่ไม่โดนแสงแดดโดยตรง แล้วทำการทดสอบระบบเริ่มต้นจากการเดินเครื่องในกรณีที่ไม่มีโหลด ผลการทดสอบแสดงในรูปที่ 6 ที่แสดงอุณหภูมิของอากาศในห้องเย็นและอุณหภูมิของอากาศภายนอกที่เวลาต่างๆ เมื่อระบบทำความเย็นทำงาน พบว่าอุณหภูมิภายในห้องเย็นลดลงจาก 36 °C ลงมาเหลือ 12 °C ได้ในเวลา 120 นาที ส่วนอุณหภูมิอากาศภายนอกตลอดการทดลองมีค่าประมาณ 36 °C ซึ่งในการเดินระบบทำความเย็นนี้ มีการติดตามความดันของสารทำความเย็นด้าน high pressure ตลอดเวลา พบว่า มีค่าในช่วง 220-280 psig ซึ่งความดันนี้เป็นความดันที่ระบบทำความเย็นสามารถทำความเย็นได้ปกติ [21] โดยคอมเพรสเซอร์ทำงาน full load ตลอดเวลา



รูปที่ 6 อุณหภูมิในและนอกห้องเย็นที่เวลาต่างๆ (กรณีไม่มีภาระโหลด)

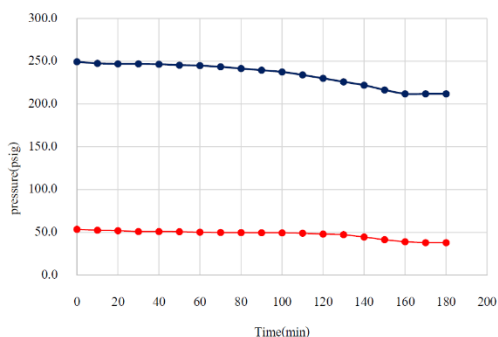
จากนั้นทำการทดสอบระบบในกรณีที่มิมีโหลดน้ำดังแสดงในรูปที่ 7 พบว่า อุณหภูมิภายในห้องเย็นลดลงจาก 35 °C ลงมาเหลือ 12 °C ได้ในเวลา 155 นาที เมื่อเปรียบเทียบกับภาระคำนวณในทางทฤษฎีดังสมการที่ 3 ที่ควรจะใช้เวลา 120 นาที พบว่าในงานจริงใช้เวลาเพิ่มขึ้น 35 นาที สาเหตุมาจาก 1) การถ่ายเทความร้อนมีมากกว่าล้วยเพราะน้ำอยู่ในถัง 100 ลิตร ทำให้การถ่ายเทความร้อนจากด้านในสุดของถังน้ำมาที่ผิวด้านบนทำได้ยาก และยังมีถึงพลาสติกกีดการถ่ายเทความร้อนด้วย 2) ภาระความร้อนจากการนำความร้อนผ่านผนังและฝ้า เพิ่มขึ้นเพราะอุณหภูมิภายนอกเพิ่มขึ้นเป็น 40 °C จากที่คำนวณ 36 °C ในการเดินระบบทำความเย็นนี้ มีการติดตามความดันของสารทำความเย็นด้าน high pressure ตลอดเวลา พบว่า มีค่าในช่วง 220-280 psig แสดงว่าระบบทำความเย็นสามารถทำความเย็นได้ปกติ



รูปที่ 7 อุณหภูมิในและนอกห้องเย็นที่เวลาต่างๆ (กรณีมีภาระโหลด)

เมื่อพิจารณาความดันของสารทำความเย็นทั้งด้าน low และ high ที่เวลาต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 8 พบว่าเมื่อเวลาเพิ่มขึ้นความดันของสารทำความเย็นจะค่อยๆ ลดลง โดยในด้าน high จะมีความดันอยู่ในช่วง 220-250 psig เนื่องจากภาระโหลดลดน้อยลง

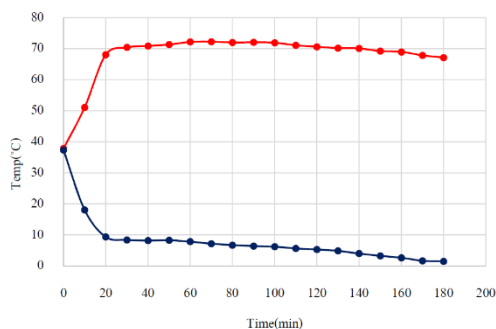
สอดคล้องกับงานวิจัยของ Sunmonu et. al. [7] ส่วนในด้าน low จะมีแรงดันในช่วง 45-55 psig ซึ่งอยู่ในช่วงแรงดันปกติของสารทำความเย็นชนิด R-22 [7,21]



รูปที่ 8 ความดันสารทำความเย็นที่เวลาต่างๆ

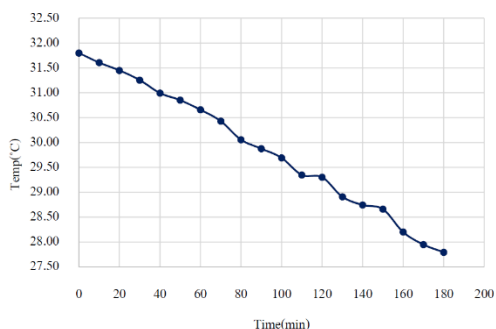
จากรูปที่ 9 แสดงอุณหภูมิของสารทำความเย็นของด้านก่อนเข้าและออกจากคอมเพรสเซอร์ที่เวลาต่างๆ พบว่า เมื่อเวลาเพิ่มขึ้นอุณหภูมิของสารทำความเย็นของด้านออกจากคอมเพรสเซอร์จะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว หลังจากนั้นเมื่อเวลาผ่านไป 10 นาที เนื่องจากสารทำความเย็นจะถูกคอมเพรสเซอร์อัดตัวให้มีความดันสูงและมีความร้อนสูงขึ้น เมื่อเวลาผ่านไป 20 นาที อุณหภูมิของสารทำความเย็นเริ่มคงที่ เนื่องจากระบบเริ่มเข้าสู่สภาวะเสถียร แต่เมื่อเวลาผ่านไป 60 นาที อุณหภูมิของสารทำความเย็นจะเริ่มลดลงอย่างช้าๆ ในส่วนอุณหภูมิของสารทำความเย็นด้านเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ที่เวลาต่างๆ พบว่า ในช่วง 10 นาทีแรก อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ตำแหน่งนี้ลดลงอย่างรวดเร็ว เนื่องจากในช่วงนี้ระบบยังไม่ได้เข้าสู่สภาวะเสถียร จากนั้นอุณหภูมิของสารทำความเย็นเริ่มลดลงอย่างช้าๆ จนค่อนข้างคงที่ในช่วง 8-10 °C เมื่อเวลาผ่านไป 20 นาที เนื่องจากในช่วงนี้ระบบเข้าสู่สภาวะเสถียรแล้ว โดยอุณหภูมิสารทำความเย็นทางด้านเข้า

คอมเพรสเซอร์ที่ระบบสามารถรับได้จะต้องไม่ต่ำกว่า -23.3 °C ทั้งนี้ เพื่อเป็นการยืนยันว่าระบบนี้สามารถใช้งานได้อย่างต่อเนื่อง [23]



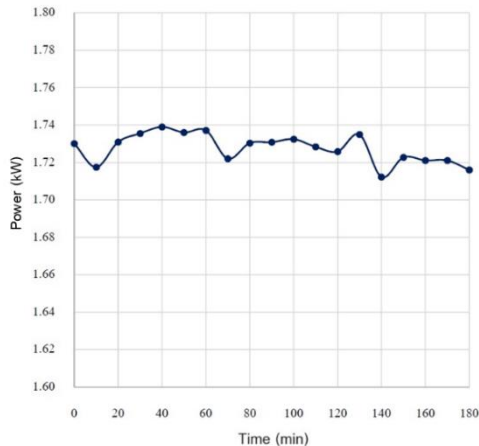
รูปที่ 9 อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ตำแหน่งเข้าและออกคอมเพรสเซอร์ที่เวลาต่างๆ

รูปที่ 10 แสดงอุณหภูมิน้ำที่เวลาต่างๆ พบว่า เมื่อเวลาเพิ่มขึ้น อุณหภูมิของน้ำจะค่อยๆ ลดลง จาก 31.7 °C ลงมาอยู่ที่ 27.6 °C เมื่อเวลาผ่านไป 180 นาที เนื่องจากสารทำความเย็นจะดูดความร้อนจากน้ำออกมาเรื่อยๆ แต่อุณหภูมิต่ำสุดไม่เท่ากับอุณหภูมิกอากาศในห้องเย็นเพราะการถ่ายเทความร้อนจากน้ำออกมาถูกทำให้ลดลงด้วยผนังของถังพลาสติก



รูปที่ 10 อุณหภูมิน้ำที่เวลาต่างๆ

รูปที่ 11 แสดงกำลังไฟฟ้าทั้งหมดที่ระบบทำความเย็นใช้ที่เวลาต่างๆ พบว่า กำลังไฟฟ้าค่อนข้างคงที่ประมาณ 1.72-1.74 kW

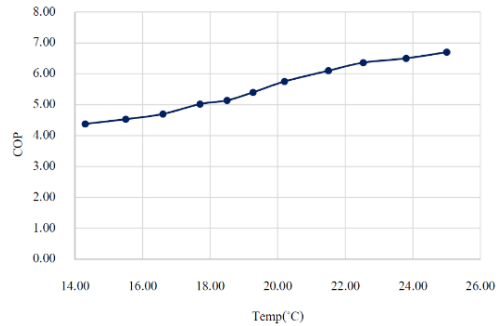


รูปที่ 11 กำลังไฟฟ้าทั้งหมดที่ระบบทำความเย็นใช้ที่เวลาต่างๆ

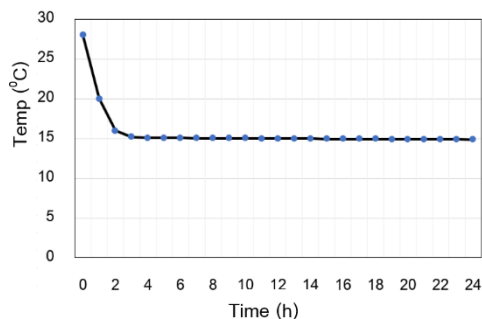
COP คือ ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่อง รูปที่ 12 แสดงค่า COP ของระบบห้องเย็นที่อุณหภูมิในห้องเย็นในช่วง 14-25 °C พบว่า เมื่ออุณหภูมิในห้องเย็นเพิ่มขึ้น COP จะเพิ่มขึ้นในช่วง 4.2-6.7 ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Martínez et al. [24] ที่อุณหภูมิในห้องเย็น 14 °C ค่า COP ของระบบวัดได้ 4.2 ซึ่งเป็นค่าที่ใกล้เคียงกับข้อมูลคุณสมบัติของระบบปรับอากาศจากบริษัทผู้ผลิตที่ระบุไว้ 3.5 ค่า COP ของระบบทำความเย็นที่ยอมรับได้ คือ มีค่าไม่น้อยกว่า 2.87 [25]

เมื่อใช้กล้วยหนัก 400 kg วางชั้นวางผลิตภัณฑ์ในห้องเย็นเพื่อใช้งานจริง โดยมีการตรวจสอบอุณหภูมิในเนื้อด้านในของกล้วยที่เวลาต่างๆ และค่า COP ของระบบทำความเย็นที่สร้างขึ้น แสดงในรูปที่ 13 และ 14 ตามลำดับ พบว่า กล้วยอุณหภูมิ 28 °C ลงมาที่ 15 °C ภายในเวลา 130 นาที ส่วนค่า COP ของระบบทำ

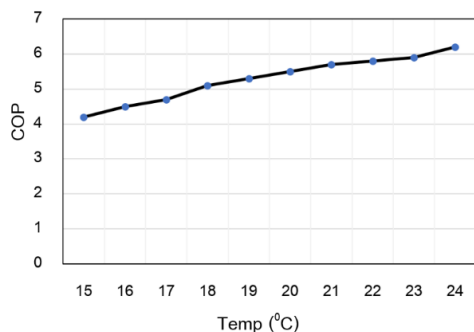
ความเย็น ที่อุณหภูมิในห้องเย็นในช่วง 15-24 °C มีค่าในช่วง 4.1-6.2



รูปที่ 12 COP ของระบบห้องเย็นที่อุณหภูมิต่างๆ ในห้องเย็น



รูปที่ 13 อุณหภูมิกล้วยที่เวลาต่างๆ เมื่อใช้กล้วยเป็นภาระโหลดในห้องเย็น



รูปที่ 14 COP ของระบบที่อุณหภูมิต่างๆ ในห้องเย็นเมื่อใช้กล้วยเป็นภาระโหลดในห้องเย็น

4. สรุป

ห้องเย็นราคาประหยัดขนาด 22.5 m³ ถูกสร้างขึ้นมาโดยใช้ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิด R-22 มีราคาประมาณ 60,000 บาท ความดันสารทำความเย็นด้าน low มีค่าช่วง 45-55 psig และในด้าน high อยู่ที่ 220-250 psig เมื่อใช้น้ำเป็นโหลด สามารถลดอุณหภูมิน้ำจาก 32 °C ลงมาที่ 28 °C ภายในเวลา 180 นาที ส่วนค่า COP ของระบบทำความเย็นที่อุณหภูมิในห้องเย็นในช่วง 14-25 °C มีค่าในช่วง 4.2-6.7 เมื่อใช้กล้วยเป็นโหลด สามารถลดอุณหภูมิกกล้วยจาก 28 °C ลงมาที่ 15 °C ภายในเวลา 130 นาที ส่วนค่า COP ของระบบทำความเย็น ที่อุณหภูมิในห้องเย็นในช่วง 15-24 °C มีค่าในช่วง 4.1-6.2

5. กิตติกรรมประกาศ

ทีมผู้วิจัยขอขอบพระคุณสำหรับ บริษัท อีซีเทค ฟาร์ม จำกัด ที่สนับสนุนเงินทุนและสถานที่ในการในการศึกษาครั้งนี้ และภาควิชาวิศวกรรมเคมี มหาวิทยาลัยขอนแก่น ที่สนับสนุนเครื่องมือและเครื่องทดสอบต่างๆ ในการในการศึกษาครั้งนี้

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] ฝ่ายวิจัยและกลยุทธ์ สถาบันอาหาร กระทรวงอุตสาหกรรม. สรุปภาวะอุตสาหกรรมอาหารไทยปี 2565 และแนวโน้มปี 2566 :กระทรวงอุตสาหกรรม; 2567.
- [2] Canovas GVB, Alzamora SM, Tapia MS. Handling and preservation of fruits and vegetables by combined methods for rural areas. Food and Agriculture Organization of the United Nations: Rome; 2 0 0 3 สังคมศาสตร์ระดับชาติ ครั้งที่ 2, 5-6 สิงหาคม 2562. จังหวัดสงขลา; 2562.
- [3] Makule E, Dimoso N, Tassou SA. Precooling and Cold Storage Methods for Fruits and Vegetables in Sub-Saharan Africa-A Review. Horticulturae. 2022; 8(1): 776-791.
- [4] การแบ่งกลุ่มผักผลไม้ตามอุณหภูมิแช่เย็นและความชื้นสัมพัทธ์. (สื่อออนไลน์). [เข้าถึงเมื่อวันที่ 25 เมษายน 2567]. เข้าถึงได้จาก: <http://www.foodnetworksolution.com/wiki/word/2139/การแบ่งกลุ่มผักผลไม้ตามอุณหภูมิแช่เย็นและความชื้นสัมพัทธ์>
- [5] อานนท์ สายคำฟู, วิชัย โอภาณุกุล, ตฤณดิษฐ์ ไกรสินบุรศักดิ์, et al. ออกแบบและพัฒนาระบบปรับอากาศและระบบทำความเย็นสำหรับการเก็บรักษาเมล็ดพันธุ์พืช. ผลงานวิจัยดีเด่น กรมวิชาการเกษตร. 2558; 168–183.
- [6] 17 ข้อต้องรู้ ก่อนมีห้องเย็น. (สื่อออนไลน์). [เข้าถึงเมื่อวันที่ 25 เมษายน 2567]. เข้าถึงได้จาก: <https://topcooling.net/th/article/17howto.php>.
- [7] Sunmonu M, Falua K, Basic AD. Development of a low-cost refrigerator for fruits and vegetables storage. International Journal of Basic and Applied Science. 2014; 50(2): 321-8.

- [8] Zappia A, De Bruno A, Torino R. Influence of light exposure during cold storage of minimally processed vegetables (*Valeriana* sp.). *Journal of Quality*. 2018; 2018: 1-7.
- [9] Sabari Priyan J, Sakthivel S, Rajan KS. Design and Development of Modified Air Cooler and Storage System. *International Research Journal of Engineering and Technology*. 2016; 3(4): 2920-2924.
- [10] Lemmon EW, Huber ML, McInden MO. NIST Standard Reference Database 23 NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP User's Guide. US Department of Commerce. Colorado; 2013.
- [11] Thompson J, Kader A, Sylva K. Compatibility Chart for Short-term Transport or Storage. Oakland; 1996.
- [12] Sharma PK, Arun Kumar HS. Solar Powered Movable Cold Storage Structure for Perishables. *Current science*, 2018; 114(10): 2020-2023.
- [13] Meng X, Huang Y, Cao Y. Optimization of the wall thermal insulation characteristics based on the intermittent heating operation. *Case Studies in Construction Materials*. 2018; 9: e00188.
- [14] Wasala WMCB, Dharmasena DAN, Dissanayake TMR. Physical and Mechanical Properties of Three Commercially Grown Banana (*Musa acuminata* Colla) Cultivars in Sri Lanka. *Tropical Agricultural Research*. 2012; 24: 42-53.
- [15] Pawar KR, Atkari VT, Sutar RF. Engineering properties of row banana (*Musa paradisica* L.) fruit. *International Journal of processing and post harvest technology*. 2012; 3: 251-255.
- [16] สมบัติทางความร้อนของกล้วยไข่ (*Musa suerier*) และกล้วยน้ำว้า (*Musa sapientum* Linn.). *ฐานข้อมูลงานวิจัย เทคโนโลยีหลังการเก็บเกี่ยว*. (สืบออนไลน์). [เข้าถึงเมื่อวันที่ 25 เมษายน 2567]. เข้าถึงได้จาก: https://www.phtnet.org/research/view-abstract.asp?research_id=ag023.
- [17] ตฤย์ มณีวัฒนา และ พงศกร ธีญธาดา. determination of wall CLTD for cooling load calculation in Thailand. [วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต]. กรุงเทพมหานคร: จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย; 2556.
- [18] อธิฐมวลเบา. (สืบออนไลน์). [เข้าถึงเมื่อวันที่ 25 เมษายน 2567]. เข้าถึงได้จาก: https://www.xn--l3cahhe4c8f2ab8l2b.com/2011/11/blog-post_09.html.

- [19] Heat Transfer Through The Building Envelope: การถ่ายเทความร้อนผ่านกรอบอาคาร. (สื่อออนไลน์). [เข้าถึงเมื่อวันที่ 25 เมษายน 2567]. เข้าถึงได้จาก : <https://ienergyguru.com/2015/09/heat-transfer-through-the-building-envelope/>.
- [20] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (สื่อออนไลน์). [เข้าถึงเมื่อวันที่ 25 เมษายน 2567]. เข้าถึงได้จาก : <https://www.thenbs.com/publicationindex/documents?Pub=ASHRAE>.
- [21] Effect of Shorter Compressor On/Off Cycle Times on A/C System Performance. (สื่อออนไลน์). [เข้าถึงเมื่อวันที่ 25 เมษายน 2567]. เข้าถึงได้จาก : <https://core.ac.uk/reader/4822580>
- [22] Raghunatha Reddy DV, Bhramara P, Govindarajulu K. Hydrocarbon Refrigerant mixtures as an alternative to R134a in Domestic Refrigeration system: The state-of-the-art review. NCRTME. 2016: 1240–1251.
- [23] Mishra R, Chaulya SK, Prasad GM. Design of a low cost, smart and stand-alone PV cold storage system using a domestic split air conditioner. Journal of Stored Products Research. 2020; 89: 101720
- [24] Martínez P, Ruiz J, Cutillas CG. Experimental study on energy performance of a split air-conditioner by using variable thickness evaporative cooling pads coupled to the condenser. Applied Thermal Engineering. 2016; 105: 1041–1050.
- [25] Mohammed JAK, Mohammed FM, Jabbar MAS. Investigation of high performance split air conditioning system by using Hybrid PID controller. Applied Thermal Engineering. 2018; 129: 1240–1251.