วารสารเกษตรศาสตร์และเทคโนโลยี | Agriculture and Technology Journal

ปีที่ 1 ฉบับที่ 2 พฤษภาคม - สิงหาคม 2563 | Vol.1 No.2 May – August 2020

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์

Vapor-compression refrigeration system with ejector

ชญานนท์ แสงมณี[1*]และวุฒิชัย สิทธิวงษ์[2]

Chayanon Sangmanee[1*] and Wuttichai Sittiwong[2]

[1]คณะครุศาสตร์ มหาวิทยาลัยราชภัฏอุดรธานี จังหวัดอุดรธานี

[2]คณะเกษตรศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน วิทยาเขตสุรินทร์ จังหวัดสุรินทร์

[*]Corresponding Author E-mail Address: chayarnon.sa@udru.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้วัตถุประสงค์เพื่อเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์สมรรถนะและการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบทำความเย็นแบบอัดไอกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ ทำการทดลอง 3 กรณี ได้แก่ กรณีที่ 1 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมาตรฐาน กรณีที่ 2 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์บริเวณทางออกของเครื่องควบแน่น และกรณีที่ 3 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ที่ติดตั้งอิเจ็คเตอร์บริเวณทางออกของเครื่องอัดไอ ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าระบบทำความเย็นแบบอัดไอที่ใช้อีเจ็คเตอร์ร่วมมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงกว่าระบบทำความเย็นแบบอัดไอแบบมาตรฐาน ในขณะที่อัตราการใช้ไฟฟ้าของระบบทำความเย็นแบบอัดไอที่ใช้อีเจ็คเตอร์ร่วมมีค่าต่ำกว่าระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

คำสำคัญ: อีเจ็คเตอร์ ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ สัมประสิทธิ์สมรรถนะ

Abstract

This research aims to compare the coefficients of performance of conventional vapor compression refrigeration system with that system co-operated with the ejector. 3 cases study were tested. There is the conventional vapor compression refrigeration system, the vapor compression refrigeration system installed with the ejector at the condenser exit and the vapor compression refrigeration system installed with the ejector at the exit of the compressor. The experimental results reveal that the coefficient of performance of the vapor compression refrigeration system installed the ejector is higher than that of the conventional vapor compression refrigeration system. While the electrical consumption rate of the vapor compression refrigeration system installed the ejector is lower than that of the conventional vapor compression refrigeration system

Keywords: Ejector, Compression Refrigeration system, Coefficient of performance.

บทนำ

ในปัจจุบันเครื่องปรับอากาศเป็นเครื่องใช้ไฟฟ้าที่ใช้กันอย่างแพร่หลายไม่ว่าจะเป็นเครื่องปรับอากาศที่มีขนาดเล็กหรือมีขนาดใหญ่ โดยการเลือกขนาดของเครื่องปรับอากาศจะขึ้นอยู่กับขนาดของพื้นที่ในการใช้งานเป็นหลัก ความคงทนในการใช้งานของเครื่องปรับอากาศและปัจจัยหลักที่จะตามมาหากเลือกเครื่องปรับอากาศที่มีขนาดใหญ่เกินไป นอกจากจะขนาดและราคาที่สูงเกินความจำเป็นแล้ว เมื่อนำมาใช้งานยังส่งผลต่อค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้า ในทางกลับกัน หากเลือกขนาดเครื่องปรับอากาศที่มีขนาดเล็กจนเกินไป ก็จะมีปัญหาเรื่องไม่สามารถทำอุณหภูมิห้องให้เย็นได้ตามต้องการ อายุการใช้งานของเครื่องปรับอากาศจะลดลงและสิ้นเปลืองพลังงานมากเกินความจำเป็นอีกด้วย การสิ้นเปลืองพลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศหลัก ๆ มาจากเครื่องอัดไอหรือคอมเพรสเซอร์ ถ้าคอมเพรสเซอร์ทำงานหนักต่อเนื่องก็จะทำให้เกิดการสิ้นเปลืองพลังงานไฟฟ้ามากขึ้นเท่านั้น ซึ่งหากสามารถลดความดันด้านสูงและเพิ่มความดันด้านต่ำในระบบได้ ก็จะลดภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ได้ ระบบทำความเย็นแบบอัดไอก็จะมีสมรรถนะเพิ่มขึ้น และการใช้พลังงานไฟฟ้าลดลง มีนักวิจัยศึกษา หาแนวทางการเพิ่มสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะระบบทำความเย็นแบบอัดไอเป็นจำนวนมากทั้งการลดอุณหภูมิของเครื่องควบแน่นเพื่อลดความดันด้านอัดและให้สารทำความเย็นควบแน่นเป็นของเหลวจนหมด (นิกร และคณะ, 2553; ถวิกา และจตุวัฒน์, 2555)

ระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ เป็นระบบที่มีใช้งานในปัจจุบัน แต่ยังมีจำนวนไม่มากนักในเชิงพาณิชย์ สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์นั้นขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์เป็นหลัก โดยอีเจ็คเตอร์มีพารามิเตอร์ที่บ่งชี้ได้ 2 ค่า คือ Entrainment ratio mass of secondary flow หรือ ค่า Rm กับค่า PLR (Pressure lift ratio) ซึ่งทั้ง 2 ค่านี้จะบ่งบอกความสามารถในการเหนี่ยวนำสารและทำความดันของอีเจ็คเตอร์ตามลำดับ แต่อย่างไรก็ ตามสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์ก็ถูกจำกัดอยู่ในช่วงความดันที่ทางออกของอีเจ็คเตอร์ และสมรรถนะของอีเจ็คเตอร์จะขึ้นอยู่กับสภาวะการทำงานของระบบด้วย (วีระพันธ์ และคณะ, 2548)

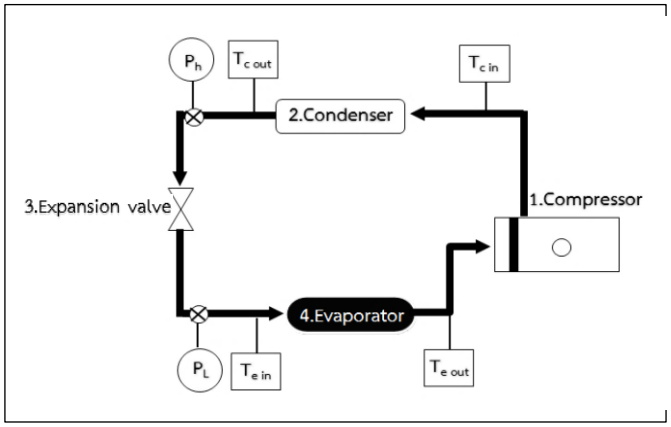
แต่ด้วยหลักการทำงานของตัวอีเจ็คเตอร์โดยอาศัยหลักการทำงานของของไหลไหลผ่านคอคอด หรือ เวนจูรี่ เมื่อพื้นที่หน้าตัดของการไหลลดลง ความเร็วของของไหลจะเพิ่มขึ้น แต่ความดันต่อพื้นที่จะลดลงซึ่งหากนำหลักการทำงานของอีเจ็คเตอร์มาประยุกต์ใช้กับระบบทำความเย็นแบบอัดไอจะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของระบบได้ คณะผู้วิจัยจึงประยุกต์ใช้อีเจ็คเตอร์เป็นอุปกรณ์เพิ่มประสิทธิภาพในการทำความเย็นให้มากกว่าเดิม และสามารถลดการใช้พลังงานได้ โดยในระบบยังคงใช้อุปกรณ์เดิมของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่เป็นระบบทำความเย็นแบบอัดไอ แต่จะใช้วิธีการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของการติดตั้งอีเจ็คเตอร์ และระยะของหัวฉีดภายในอีเจ็คเตอร์ เพื่อหาตำแหน่งที่เหมาะสมในการติดตั้ง อีเจ็คเตอร์และประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบอัดไอที่ใช้อีเจ็คเตอร์ร่วม

วัสดุ อุปกรณ์ และวิธีการ

งานวิจัยนี้เป็นการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์สมรรถนะระบบทำความเย็นแบบอัดไอมาตรฐานกับระบบทำความเย็นร่วมกับอีเจ็คเตอร์ และทำการศึกษาการทำงานของเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

การทดลองที่ 1 ทำการ ศึกษาสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอัดไอมาตรฐาน โดยการทดลองทำการวัดค่าความดัน (P) และอุณหภูมิ (T) ที่จุดต่าง ๆ ดังรูปที่ 1 โดยใช้เครื่องปรับอากาศ ยี่ห้อ LG ขนาด 12,000 BTU/hr ใช้ R32 เป็นสารทำความเย็น



รูปที่ 1 วัฏจักรการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

การคำนวณหาขนาดอีเจ็คเตอร์

เนื่องจากวัตถุประสงค์ของการทดลองติดตั้งหัวฉีดหลายตำแหน่งทั้งสถานะของไหลปฐมภูมิอยู่ในสถานะแก๊ส และสถานะของเหลว แต่อย่างไรก็ตามการออกแบบและคำนวณของ สมจินต์ (2550) ทำการออกแบบของไหลปฐมภูมิและทุติยภูมิในสถานะแก๊ส ซึ่งเป็นงานลักษณะเดียวกัน ดังนั้นผลงานวิจัยจึงออกแบบอีเจ็คเตอร์ในสถานะของแก๊สทั้งด้านปฐมภูมิและทุติยภูมิ ซึ่งได้ขนาดและรูปแบบของอีเจ็คเตอร์ดังรูปที่ 3 และ รูปที่ 4

หาอัตราการไหลของไหล และขนาดของอีเจ็คเตอร์จากสมการที่ (1)-(12) (สมจินต์, 2550) ได้ดังแสดงในรูปที่ 2 และ 3

อุณหภูมิเครื่องควบแน่น T_g = 50°c ความดัน P_g = 3141 kPa

อุณหภูมิเครื่องระเหย T_e = 0°c ความดัน P_e = 813.1 kPa

อุณหภูมิเครื่องระเหย T_c = 10°c ความดัน P_c = 1107 kPa

$$Q_e = \dot{m}\,(h_g - h_f) \tag{1}$$

$$\dot{m} = \frac{3.5}{515.30-217.74} = 0.0117\ \text{Kg/s} = 42\ \text{kg/hr}$$

$$N_P = \frac{P_g}{P_c} = \frac{3141}{1107} = 2.84 \tag{2}$$

$$N_S = \frac{P_C}{P_e} = \frac{1107}{813.1} = 1.361 \tag{3}$$

น้ำหนักโมเลกุลของสารทำความเย็น R32 เท่ากับ 52.02

$$C_1 = 1.25$$

อัตราการไหลเชิงมวล

$$\frac{\dot{m}_e}{c_1} = \frac{42.12}{1.25} = 33.7\ \text{kg/hr} \tag{4}$$

ประมาณค่าอัตราส่วนการเหนี่ยวนำ

$$r_m = 0.4$$

ปริมาณขนาดรูปร่างอีเจ็คเตอร์ที่เหมาะสม

หาอัตราส่วนพื้นที่ของหัวฉีด

$$A_t = 1$$

หาอัตราพื้นที่ของอีเจ็คเตอร์ จะได้

$$\frac{A_R}{N_p} = \frac{1.11+1.25}{2} = 1.18 \quad (5)$$

$$\frac{A_R}{2.84} = 1.18$$

$$A_R = 3.351$$

คำนวณหาเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอดหัวฉีด ปากท่อทางออกหัวฉีดและคอดอีเจ็คเตอร์

หาอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลปฐมภูมิจากปริมาณ

$$r_m = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} = \frac{33.7}{0.4} \quad (6)$$

$$\dot{m}_g = 84.25 \text{ kg/hr } (0.0234 \text{ kg/s})$$

หาพื้นที่ของคอคอดหัวฉีด (A_{th}) จากสมการ

$$A_{th} = \frac{\dot{m}_g\sqrt{T_g R}}{0.67\, P_g} = \frac{0.0234\sqrt{323+461.5}}{0.67\times3141\times1000} = 0.0000031 \text{ m}^2 \quad (7)$$

หาเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอดหัวฉีด (D_{th}) จากสมการ

$$D_{th} = \frac{\sqrt{4A_{th}}}{\pi} = \frac{\sqrt{4\times0.0000031}}{\pi} \quad (8)$$

$$= 0.00198 \text{ m} = 1.98 \text{ mm}$$

หาพื้นที่ปากทางออกหัวฉีด (A_e) จากสมการ

$$A_e = A_T\, A_{th} = 1\times0.0000031 = 0.0000031 \text{ m}^2 \quad (9)$$

หาเส้นผ่านศูนย์กลางของปากทางออกหัวฉีด (D_e) จากสมการ

$$D_e\sqrt{\frac{4A_{th}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4\times0.0000031}{\pi}} \quad (10)$$

$$= 0.00198 \text{ m} = 1.98 \text{ mm}$$

หาพื้นที่คอคอดอีเจ็คเตอร์ (A_m) จากสมการ

$$A_m = A_T\ A_{th} = 3.36 \times 0.0000031 \quad (11)$$

$$= 0.00001\ m^2$$

หาเส้นผ่านศูนย์กลางของคอคอดอีเจ็คเตอร์ (D_m) จากสมการ

$$D_m = \frac{\sqrt{4A_m}}{\pi} = \sqrt{\frac{4 \times 0.00001}{\pi}} = 0.00568\ m \quad (12)$$

$$= 5.68\ mm$$

นอกจากนี้ การหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอัดไอดังสมการที่ (13)

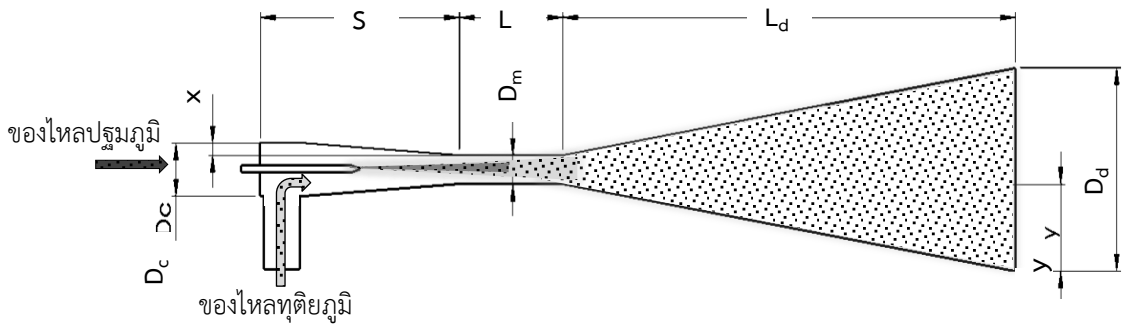
$$COP_{me} = \frac{\dot{Q}_e}{W_{COM}} \quad (13)$$

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอัดไอดังสมการที่ (14) และ (15) (ณัฏฐ์ และณัฏฐ์ธนัน, 2556)

$$COP_{system} = \frac{\dot{Q}_e}{W_{COM}+W_P} \quad (14)$$

หรือ

$$COP_{system} = \frac{COP_{ej}COP_{me}}{COP_{ej}+COP_{me}} \quad (15)$$



D_d= 60 mm L = 22.72 mm S = 34.08 mm X = 28 mm

D_c= 10.44 mm Y = 27.16 mm L_d = 388.40 mm D_m = 5.68 mm

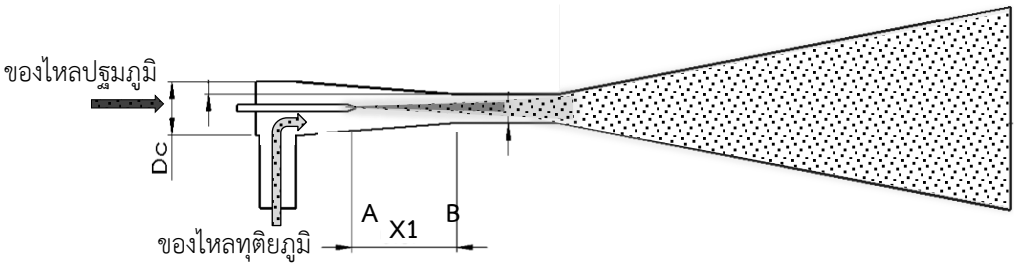
รูปที่ 2 รูปร่างและขนาดภายในของอีเจ็คเตอร์ที่ออกแบบ



รูปที่ 3 รูปร่างของอีเจ็คเตอร์ที่ออกแบบ

ตำแหน่งของหัวฉีดที่ใช้ในการทดลอง

จากวัตถุประสงค์ของงานวิจัย คณะผู้วิจัยประยุกต์ใช้อีเจ็คเตอร์เป็นอุปกรณ์เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการทำความเย็นและลดการใช้พลังงานได้ โดยในระบบยังคงใช้อุปกรณ์เดิมของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ และเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของการติดตั้งอีเจ็คเตอร์ และระยะของหัวฉีดภายในอีเจ็คเตอร์ เพื่อหาตำแหน่งที่เหมาะสมในการติดตั้งอีเจ็คเตอร์ และประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบอัดไอที่ใช้อีเจ็คเตอร์ร่วม โดยระยะของปลายหัวฉีดกับคอคอดที่ทำการทดลอง 3 ตำแหน่ง ได้แก่จุด A มีระยะห่างจากจุด B เป็นระยะ 30 mm, 25 mm และระยะ 20 mm ดังแสดงในรูปที่ 4



- ตำแหน่ง x1 จุด A มีระยะห่างจากจุด B เป็นระยะ 30 mm, 25 mm และระยะ 20 mm

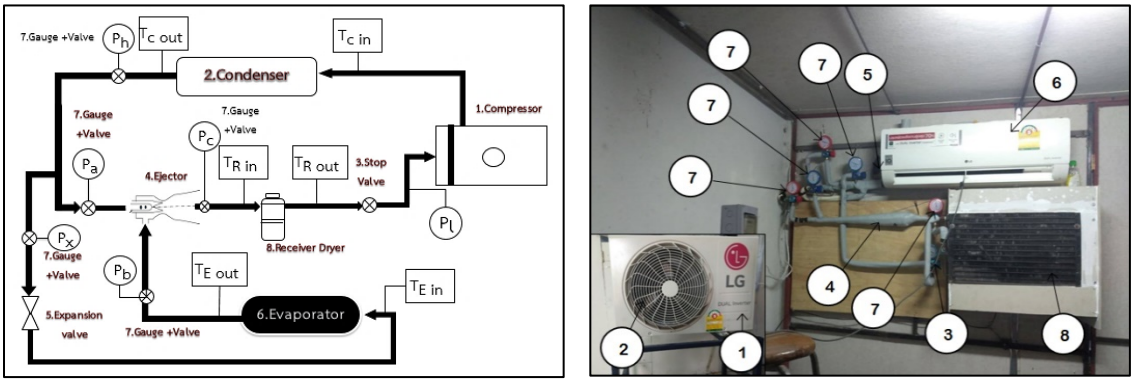
รูปที่ 4 ระยะตำแหน่งของหัวฉีดที่ใช้ในการทดลองมี 3 ตำแหน่ง

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์

ระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ เป็นระบบที่ได้รับความสนใจอย่างยิ่งในปัจจุบันเนื่องจากเป็นระบบที่สามารถเพิ่มสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศได้ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ การนำตัวอีเจ็คเตอร์มาใช้ร่วมกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอจะช่วยเพิ่มสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบได้ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงติดตั้งอีเจ็คเตอร์ตำแหน่งต่าง ๆ เพื่อหาความเหมาะสมและมีประสิทธิภาพที่สุด โดยตำแหน่งที่ติดตั้งประกอบด้วย

1 ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ทางออกของเครื่องควบแน่น ในรูปที่ 5 สารทำความเย็นในสถานะของเหลวจากเครื่องควบแน่นที่ความดันสูงส่งไปยังอีเจ็คเตอร์เป็นของไหลปฐมภูมิและอีกส่วนหนึ่งส่งไปยังเอ็กแพนชั่นวาล์ว เพื่อควบคุมอัตราการไหลและความดันจากของเหลวอุณหภูมิสูงความดันสูงเป็นของเหลวอุณหภูมิต่ำความดันต่ำก่อนที่จะเข้าเครื่องระเหย ส่วนสารทำความเย็นที่ส่งเข้าอีเจ็คเตอร์นั้นเมื่อฉีดผ่านอีเจ็คเตอร์จะทำให้เกิดสุญญากาศบริเวณทางดูดของอีเจ็คเตอร์ที่ต่อกับเครื่องระเหย เพื่อลดความดันด้านของไหลทุติยภูมิช่วยให้สารทำความเย็นระเหยกลายเป็นไอได้ง่ายขึ้น ช่วยลดความดันด้านดูดของเครื่องอัดไอ สารทำความเย็นที่อยู่ภายในอีเจ็คเตอร์มีสถานะเป็นของผสมจะไหลมายัง Receiver drier ทำหน้าที่เพื่อเปลี่ยนสถานะสารทำความเย็นให้เป็นไอทั้งหมดก่อนที่จะเข้าเครื่องอัดไอ ระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์แสดงดังรูปที่ 5 โดยมีส่วนประกอบต่าง ๆ ดังนี้

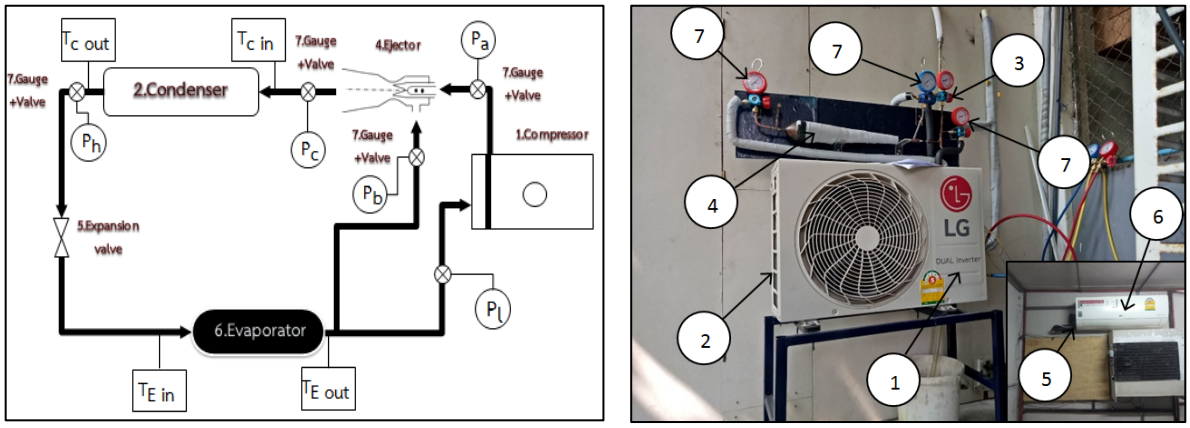
- หมายเลข 1 Compressor
- หมายเลข 2 Condenser
- หมายเลข 3 Stop valve
- หมายเลข 4 Ejector
- หมายเลข 5 Expansion Valve
- หมายเลข 6 Evaporator
- หมายเลข 7 Gauge + Valve
- หมายเลข 8 Receiver drier



รูปที่ 5 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ที่ทางออกของเครื่องควบแน่น

2 ติดตั้งอีเจ็คเตอร์บริเวณปากทางออกเครื่องอัดไอ ในรูปที่ 6 อีเจ็คเตอร์ถูกติดตั้งระหว่างทางออกของเครื่องอัดไอกับเครื่องควบแน่น สารทำความเย็นจากเครื่องอัดไอในสถานะแก๊สอุณหภูมิสูงและความดันสูงส่งไปยังอีเจ็คเตอร์ทางด้านของไหลปฐมภูมิดังรูปที่ 4 เมื่อผ่านอีเจ็คเตอร์จะทำให้เกิดสูญญากาศบริเวณทางดูดที่ต่อกับเครื่องระเหยทางด้านของไหลทุติยภูมิทำให้ความดันที่เครื่องระเหยต่ำลง ดูดสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นไออุณหภูมิต่ำความดันต่ำออกมาจากเครื่องระเหยมาผสมกันที่บริเวณคอคอดอีเจ็คเตอร์ เมื่อสารทำความเย็นผ่านอีเจ็คเตอร์ส่งไปยังเครื่องควบแน่นเพื่อเปลี่ยนสถานะจากไอให้กลายเป็นของเหลวออกไปยังเอ็กแพนชันวาล์วเพื่อลดความดันจากความดันสูงให้กลายเป็นความดันต่ำก่อนเข้าเครื่องระเหย และออกจากเครื่องระเหยกลายเป็นไออุณภูมิต่ำความดันโดยถูกอีเจ็คเตอร์ดูดร่วมกับเครื่องอัด ระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับ
อีเจ็คเตอร์ แสดงดังรูปที่ 4 โดยมีส่วนประกอบต่าง ๆ ดังนี้

- หมายเลข 1 Compressor
- หมายเลข 2 Condenser
- หมายเลข 3 Stop valve
- หมายเลข 4 Ejector
- หมายเลข 5 Expansion Valve
- หมายเลข 6 Evaporator
- หมายเลข 7 Gauge + Valve



รูปที่ 6 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ที่ทางออกเครื่องอัดไอ

ผลการวิจัยและการอภิปรายผล

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาหลักการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ โดย กรณีที่ 1 หาสัมประสิทธิ์สมรรถนะระบบทำความเย็นแบบอัดไอมาตรฐาน กรณีที่ 2 หาสัมประสิทธิ์สมรรถนะระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ที่ติดตั้งบริเวณทางออกของเครื่องควบแน่น และกรณีที่ 3 หาสัมประสิทธิ์สมรรถนะระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ที่ติดตั้งบริเวณทางออกของเครื่องอัดไอ โดยกรณีที่ 2 และ 3 ทำการเปลี่ยนแปลงระยะหัวฉีด (X1) 3 ตำแหน่งดังรูปที่ 4

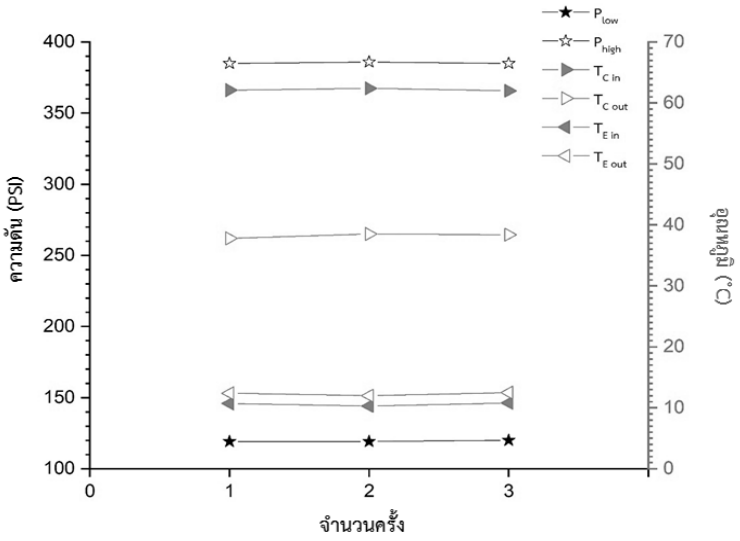
ผลการทดลองเบื้องต้นระบบทำความเย็นแบบอัดไอมาตรฐาน

จากรูปที่ 7 แสดงผลความดันของสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (P_{low}) ความดันของสารทำความเย็นด้านความดันสูง (P_{high}) อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้าเครื่องควบแน่น (T_{Cin}) อุณหภูมิของสารทำทำความเย็นที่ทางออกจากเครื่องควบแน่น (T_{Cout}) อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้าเครื่องระเหย (T_{Ein}) และอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกจากเครื่องระเหย ($T_{E\ out}$) เฉลี่ย 3 ครั้ง เพื่อใช้หาค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะระบบทำความเย็นแบบอัดไอก่อนติดตั้งอีเจ็คเตอร์ ผลการทดลองพบว่า อุณหภูมิหน้าเครื่องระเหยเฉลี่ยที่ 11.4°C อุณหภูมิภายในห้องเฉลี่ยอยู่ที่ 23.7°C ความชื้นภายในห้องเฉลี่ยที่ 51.3 %HR อุณหภูมิภายนอกเฉลี่ยอยู่ที่ 35.5°C และความชื้นภายนอกเฉลี่ยที่ 63.3 %HR

ผลการทดลองระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ ที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ทางออกเครื่องควบแน่น

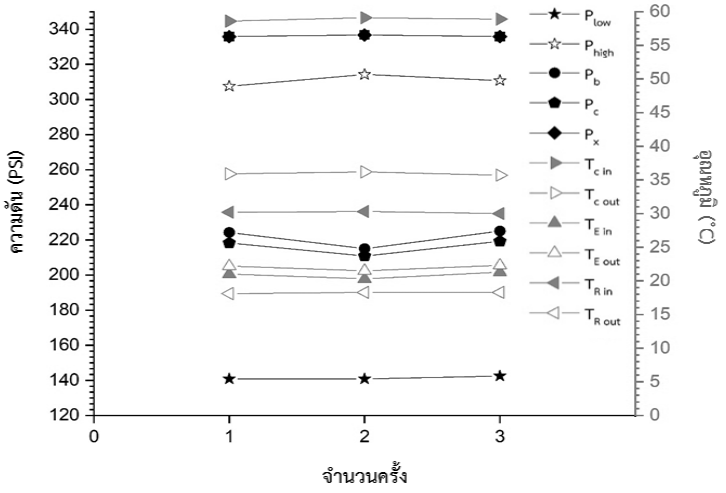
การทดลองจะทำการบันทึกผลความดันของสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (P_{low}) ความดันของสารทำความเย็นด้านความดันสูง (P_{high}) ความดันของสารทำความเย็นที่ทางเข้าอีเจ็คเตอร์ (P_a) ความดันของสารทำความเย็นที่ทางดูดอีเจ็คเตอร์ (P_b) ความดันของสารทำความเย็นที่ทางเข้าเอ็กแพนชันวาล์ว (P_x) อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้าเครื่องควบแน่น (T_{Cin}) อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องควบแน่น (T_{Cout}) อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้าเครื่องระเหย (T_{Ein}) อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องระเหย (T_{Eout}) อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้า Receiver drier (T_{Rin}) และอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออก Receiver drier (T_{Rout})

1. ผลการทดลองระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ที่ออกแบบสร้าง ติดตั้งบริเวณทางออกเครื่องอัดไอ ระยะของหัวฉีดตำแหน่งที่ 1



รูปที่ 7 ความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

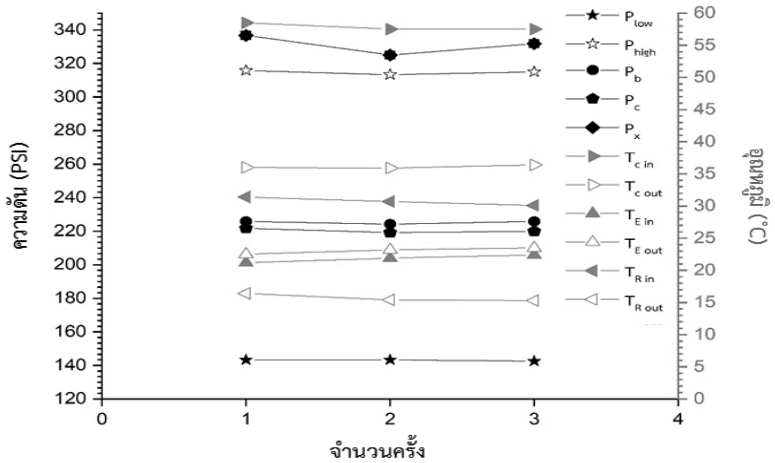
รูปที่ 8 แสดงผลการทดลองอุณหภูมิหน้าเครื่องระเหยเฉลี่ยที่ 22.1℃ ความชื้นหน้าเครื่องระเหยเฉลี่ยที่ 53 %HR อุณหภูมิภายในห้องเฉลี่ยอยู่ที่ 29℃ ความชื้นภายในห้องเฉลี่ยที่ 63.6 %HR อุณหภูมิภายนอกเฉลี่ยอยู่ที่ 35.9℃ และความชื้นภายนอกเฉลี่ยที่ 64.6 %HR



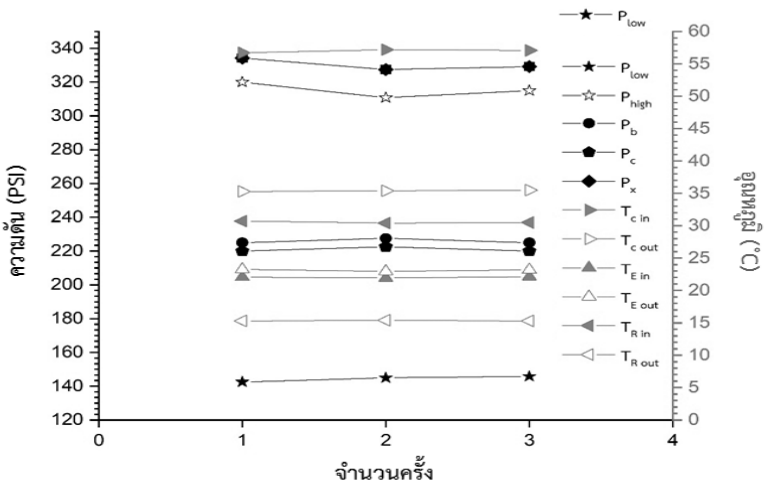
รูปที่ 8 ความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ทางออกเครื่องควบแน่น ระยะของหัวฉีดตำแหน่งที่ 1

2. ผลการทดลองระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ที่ออกแบบสร้าง ติดตั้งบริเวณทางออกเครื่องอัดไอ ระยะของหัวฉีดตำแหน่งที่ 2 จากรูปที่ 9 แสดงผลทดลองอุณหภูมิหน้าเครื่องระเหยเฉลี่ยที่ 22.8℃ ความชื้นหน้าเครื่องระเหยเฉลี่ยที่ 53 %HR อุณหภูมิภายในห้องเฉลี่ยอยู่ที่ 29.4℃ ความชื้นภายในห้องเฉลี่ยที่ 68.7 %HR อุณหภูมิภายนอกเฉลี่ยอยู่ที่ 35.5℃ และความชื้นภายนอกเฉลี่ยที่ 62.1 %HR

3. ผลการทดลองระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ที่ออกแบบสร้าง ติดตั้งบริเวณทางออกเครื่องอัดไอ ระยะของหัวฉีดตำแหน่งที่ 3 จากรูปที่ 10 แสดงผลการทดลองอุณหภูมิหน้าเครื่องระเหยเฉลี่ยที่ 23.3℃ ความชื้นหน้าเครื่องระเหยเฉลี่ยที่ 53 %HR อุณหภูมิภายในห้องเฉลี่ยอยู่ที่ 29.8℃ ความชื้นภายในห้องเฉลี่ยที่ 66.6 %HR อุณหภูมิภายนอกเฉลี่ยอยู่ที่ 35.5℃ และความชื้นภายนอกเฉลี่ยที่ 61.1 %HR



รูปที่ 9 ความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ทางออกเครื่องควบแน่น ระยะของหัวฉีดตำแหน่งที่ 2

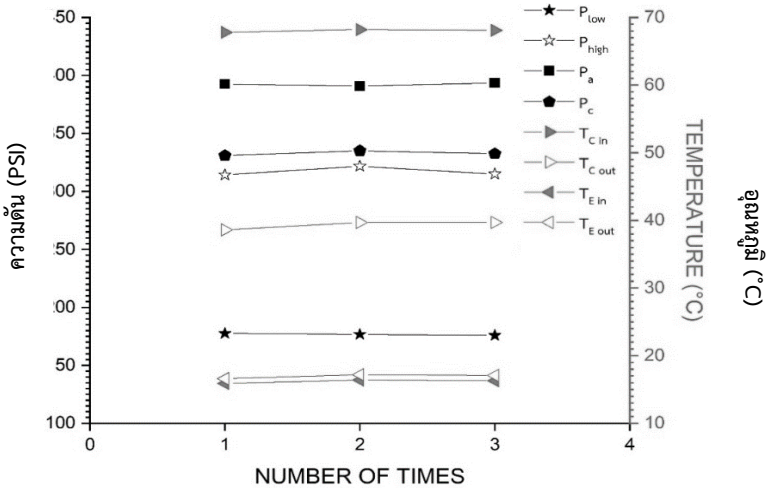


รูปที่ 10 ความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ทางออกเครื่องควบแน่น ระยะของหัวฉีดตำแหน่งที่ 3

ผลการทดลองระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ที่ออกแบบสร้าง ติดตั้งอีเจ็คเตอร์บริเวณทางออกเครื่องอัดไอ

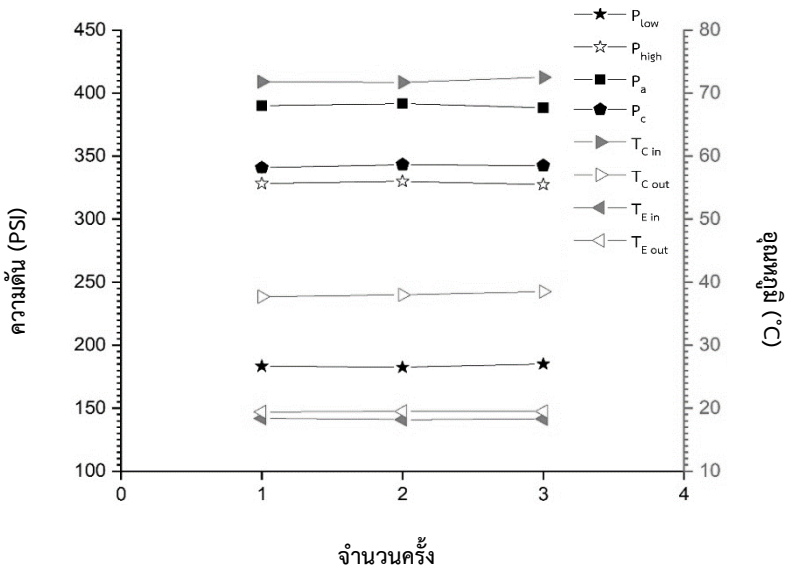
การทดลองเปรียบเทียบความดันของสารทำความเย็นและอุณหภูมิของสารทำความเย็น เก็บผล 3 ครั้ง ตั้งอุณหภูมิเครื่องทำความเย็นที่ 25°C ความดันสารของทำความเย็นด้านความดันต่ำ (P_{low}) ความดันของสารทำความเย็นด้านความดันสูง (P_{high}) ความดันของสารทำความเย็นที่ทางเข้าอีเจ็คเตอร์ (P_a) ความดันของสารทำความเย็นที่ทางดูดอีเจ็คเตอร์ (P_b) ความดันสารของทำความเย็นที่ทางออกอีเจ็คเตอร์ (P_c) อุณหภูมิสารของทำความเย็นที่ทางเข้าเครื่องควบแน่น ($T_{C\ in}$) อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องควบแน่น ($T_{C\ out}$) อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้าเครื่องระเหย ($T_{E\ in}$) อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องระเหย ($T_{E\ out}$)

1 ผลการทดลองระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ที่ติดตั้งบริเวณทางออกเครื่องอัดไอ ระยะของหัวฉีดตำแหน่งที่ 1 จากรูปที่ 11 ผลการทดลองพบว่าอุณหภูมิหน้าเครื่องระเหยเฉลี่ยที่ 18.2°C ความชื้นหน้าเครื่องระเหยเฉลี่ยที่ 53 %HR อุณหภูมิภายในห้องเฉลี่ยอยู่ที่ 24°C ความชื้นภายในห้องเฉลี่ยที่ 72.7 %HR อุณหภูมิภายนอกเฉลี่ยอยู่ที่ 35.6°C และความชื้นภายนอกเฉลี่ยที่ 62.7 %HR



จำนวนครั้ง

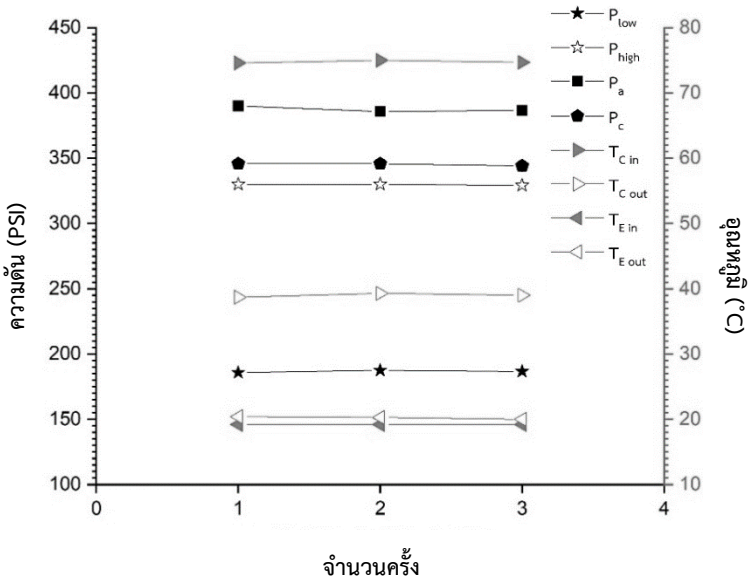
รูปที่ 11 ความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ติดตังอีเจ๊คเตอร์ทางออกเครื่องอัดไอ ระยะของหัวฉีดตำแหน่งที่ 1



รูปที่ 12 ความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ทางออกเครื่องอัดไอ ระยะของหัวฉีดตำแหน่งที่ 2

2. ผลการทดลองระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ที่ติดตั้งบริเวณทางออกเครื่องอัดไอ ระยะของหัวฉีดตำแหน่งที่ 2 จากรูปที่ 12 ในการทดลองอุณหภูมิหน้าเครื่องระเหยเฉลี่ยที่ 20.7°C ความชื้นหน้าเครื่องระเหยเฉลี่ยที่ 53 %HR อุณหภูมิภายในห้องเฉลี่ยอยู่ที่ 25.1°C ความชื้นภายในห้องเฉลี่ยที่ 71.5 %HR อุณหภูมิภายนอกเฉลี่ยอยู่ที่ 35.4°C และความชื้นภายนอกเฉลี่ยที่ 60.9 %HR

3. ผลการทดลองระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ที่ติดตั้งบริเวณทางออกเครื่องอัดไอ ระยะของหัวฉีดตำแหน่งที่ 3



รูปที่ 13 ความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ติดตั้งอีเจ็คเตอร์ทางออกเครื่องอัดไอ ระยะของหัวฉีดตำแหน่งที่ 3

จากรูปที่ 13 ในการทดลองอุณหภูมิหน้าเครื่องระเหยเฉลี่ยที่ 21.3℃ ความชื้นหน้าเครื่องระเหยเฉลี่ยที่ 53 %HR อุณหภูมิภายในห้องเฉลี่ยอยู่ที่ 25.3℃ ความชื้นภายในห้องเฉลี่ยที่ 72.9 %HR อุณหภูมิภายนอกเฉลี่ยอยู่ที่ 35.6℃ และความชื้นภายนอกเฉลี่ยที่ 61.2 %HR

การเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์สมรรถนะเครื่องทำความเย็น

ผลการทดลองเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์สมรรถนะเครื่องทำความเย็นทั้ง 3 คือ กรณีที่ 1 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมาตรฐาน กรณีที่ 2 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ที่ ติดตั้งบริเวณทางออกเครื่องเครื่องควบแน่น กรณีที่ 3 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ที่ติดตั้งบริเวณทางออกเครื่องอัดไอ จากผลการทดลองพบว่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเครื่องทำความเย็น กรณีที่ 1 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมาตรฐาน ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเครื่องทำความเย็น ที่ 3.85 กรณีที่ 2 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ที่ติดตั้งบริเวณทางออกเครื่องควบแน่นค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะมีค่า 7 และกรณีที่ 3 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ที่ออกแบบสร้างที่ติดตั้งบริเวณทางออกเครื่องอัดไอ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็นที่ 5.95

การเปรียบเทียบอัตราการใช้ไฟฟ้า

ผลอัตราการใช้ไฟฟ้าพบว่า กรณีที่ 1 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมาตรฐาน อัตราการใช้ไฟฟ้าเฉลี่ยที่ 1.3 KW/hr กรณีที่ 2 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ที่ติดตั้งบริเวณทางออกเครื่องของเครื่องควบแน่น อัตราการใช้ไฟฟ้าเฉลี่ยที่ 0.956 KW/hr กรณีที่ 3 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอร่วมกับอีเจ็คเตอร์ที่ติดตั้งบริเวณทางออกเครื่องอัดไอ อัตราการใช้ไฟฟ้าเฉลี่ยที่ 0.756 KW/hr

บทสรุป

จากการวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศจากการทดลองแต่ละกรณี พบว่าการติดตั้งอุปกรณ์เสริมอีเจ็คเตอร์ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นเพิ่มขึ้นเพิ่ม และอัตราการใช้ไฟฟ้าลดลงในทุกกรณีเมื่อเทียบกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ ซึ่งสรุปได้ว่าอีเจ็คเตอร์ที่ออกแบบจะเป็นอุปกรณ์ที่ช่วยให้การใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องอัดไอลดลงได้

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน วิทยาเขตสุรินทร์ ที่ได้เอื้อเฟื้อสถานที่ตลอดจนถึงเครื่องมือต่าง ๆ ที่ใช้ในการวิจัยให้เป็นไปตามวัตถุประสงค์ที่วางไว้

เอกสารอ้างอิง

สมจินต์ พ่วงเจริญ. (2550). การออกแบบหัวฉีดไอน้ำลดความดัน. ใน การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 3, 23-25 พฤษภาคม 2550. สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร วิทยาเขตพระนครเหนือ. 1-5.

นิกร เนื่องอุตม์, ปิยากร จันทนะ, สมนึก เครือสอน และณรงค์ฤทธิ์ พิมพ์คำวงศ์. (2553). การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องปรับ อากาศแยกส่วนโดยใช้ลมเย็นจากพัดลมระบายอากาศ. วารสารวิชาการและวิจัยมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร. 10(1): 15-23.

ถวิกา ผาติดำรงกุล และจตุวัฒน์ วโรดมพันธ. (2555). ประสิทธิภาพการใช้งานจริงของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิดระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ. วารสารวิจัยและสาระสถาปัตยกรรม/การผังเมือง. 9(1): 101-112.

ณัฏฐ์ สุวรรณกูฏ และณัฏฐ์ธนัน กีรติญาดาธนภัทร. (2556). การทำนายสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ของวัฏจักรทำเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ร่วมกับวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอสำหรับการปรับอากาศในรถยนต์. วารสารวิศวกรรมสาร มข. 41(1): 39-51.

ถวิกา ผาติดำรงกุล และจตุวัฒน์ วโรดมพันธ์. (2555). ประสิทธิการใช้งานจริงของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิดแยกส่วนชนิดระบายความร้อนด้วยการกระทำ. รายงานการวิจัย คณะสถาปัตยกรรมและการผังเมือง มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ปทุมธานี.

ธีรพงศ์ บริรักษ์ และพงษ์สวัสดิ์ คชภูมิ (2556). การเพิ่มสมรรถนะเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน. วารสารวิชาการมหาวิทยาลัยอีสเทิร์นเอเชีย ฉบับวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี. 6(2): 147-155.

พูนพงษ์ สวาสดิพันธ์, อำไพศักดิ์ ที่บุญมา และชวลิต ถิ่นวงศ์พิทักษ์. (2548). การเพิ่มสมรรถนะเครื่องปรับอากาศโดยการนำความร้อนที่ทิ้งกลับมาใช้. รายงานการวิจัย ภาควิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี.

วีระพันธ์ สีหานาม, กุลเชษฐ์ เพียรทอง, ธนรัฐ ศรีวีระกุล และศรัทรา อาภรณ์รัตน. (2548). การออกแบบทดสอบการทำงานของ Steam ejector ชนิด CRMC ในระบบทำความเย็น. รายงานการวิจัย ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี.