

<http://journal.rmutp.ac.th/>

การออกแบบและประเมินสมรรถนะชุดทำน้ำร้อนและน้ำเย็นแบบเคลื่อนที่

นัทธีธนนท์ พงษ์พานิช และ สิทธิเดช เพชรราช*

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยพะเยา

19 ตำบลแม่กา อำเภอเมือง จังหวัดพะเยา 56000

รับบทความ 7 มีนาคม 2565 แก้ไขบทความ 10 ตุลาคม 2565 ตอรับบทความ 30 พฤศจิกายน 2565

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการออกแบบและทดสอบสมรรถนะของเครื่องทำน้ำร้อนและน้ำเย็นต้นแบบ โดยมุ่งเน้นการใช้ประโยชน์จากด้านร้อน (คอนเดนเซอร์) และด้านเย็น (อีวาพอเรเตอร์) ในการทำน้ำร้อนและน้ำเย็นด้วยระบบอัดไอ ที่ใช้สารทำความเย็น R22 โดยการออกแบบคำนึงถึงน้ำหนักและความสามารถในการเคลื่อนที่ของชุดอุปกรณ์เพื่อใช้งาน จึงกำหนดให้ชุดอุปกรณ์มีน้ำหนักรวมไม่เกิน 100 กิโลกรัม เพื่อความสะดวกในการเคลื่อนย้าย และออกแบบให้ชุดอุปกรณ์สามารถทำน้ำร้อนและน้ำเย็นได้ไม่ต่ำกว่า 20 ลิตร โดยทำน้ำร้อนได้ที่อุณหภูมิสูงสุดไม่ต่ำกว่า 50 องศาเซลเซียส และทำน้ำเย็นได้ที่อุณหภูมิต่ำสุดอย่างน้อยไม่เกิน 7 องศาเซลเซียส ผลจากการทดสอบชุดอุปกรณ์ดังกล่าวสามารถทำน้ำร้อนและน้ำเย็นได้ตามข้อกำหนด โดยมีน้ำหนักรวมประมาณ 85 กิโลกรัม สำหรับการทดสอบสมรรถนะของเครื่องต้นแบบเพื่อประเมินจากรูปแบบการใช้ประโยชน์ของน้ำร้อนและน้ำเย็น โดยทดสอบในอัตราส่วนใช้งานน้ำร้อนต่อน้ำเย็น 10 ลิตร/10 ลิตร, 20 ลิตร/20 ลิตร, 20 ลิตร/30 ลิตร และ 20 ลิตร/40 ลิตร พบว่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) รวมของการใช้ประโยชน์ของอุปกรณ์เฉลี่ยสูงสุด 3.85 ที่สัดส่วนน้ำร้อนต่อน้ำเย็น 20:20 ลิตร โดยได้น้ำร้อนและน้ำเย็นตามอุณหภูมิกำหนด เครื่องต้นแบบมีอัตราการทำน้ำร้อนสูงสุด 0.99 ลิตร/นาที่ และอัตราทำน้ำเย็นสูงสุด 0.73 ลิตร/นาที่ มีต้นทุนพลังงานต่ำสุด 0.028 บาท/ลิตร

คำสำคัญ : ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ; น้ำร้อนและน้ำเย็น; สารทำความเย็น; สัมประสิทธิ์สมรรถนะ

* ผู้นิพนธ์ประสานงาน โทร: +66 1297 4004, ไปรษณีย์อิเล็กทรอนิกส์: sittidech.pe@gmail.com

<http://journal.rmutp.ac.th/>

A Design and Performance Assessment of Mobile Hot and Chill Water Set

Nuttanon Pongpanit and Sittidech Petcharat*

Faculty of Mechanical Engineering, University of Phayao

19 Mae Ka, Mueang District, Phayao 56000

Received 7 March 2022; Revised 10 October 2022; Accepted 30 November 2022

Abstract

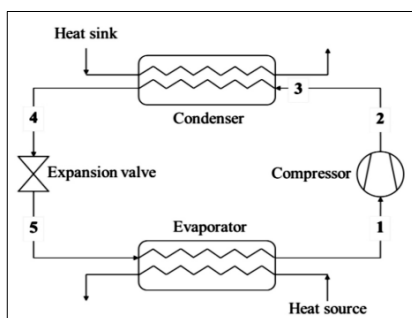
This paper aimed to design and test the efficiency of a hot and chill water machine using a condenser and evaporator to make hot and chill water by vapor compression system of which type of refrigerant is R-22. The weight and maneuverability of the machine have been taken into consideration with a total weight of not more than 100 kilograms for ease of movement. The machine is designed to heat no less than 20 liters of hot and chilly water; hot water at a maximum temperature of not less than 50 degrees Celsius, and cold water at a minimum temperature of at least 7 degrees Celsius. The result of the test revealed that the machine can make twenty liters of hot water and 40 liters of cold water as required with a total weight of approximately 85 kilograms. For the performance testing of the prototype to evaluate the utilization patterns of hot and cold water by testing in hot water to cold water ratio of 10 liters/10 liters, 20 /20, 20 /30, and 20 /40 respectively, it was found that the total coefficient of performance (COP) of the average equipment utilization was up to 3.85 at a ratio of 20:20 liters of hot water to cold water. Hot and cold water is obtained at the specified temperature. The prototype has a maximum water heating rate of 0.99 /min. and a water chilling rate of up to 0.73 /min. The minimum energy cost is 0.028 baht/liter.

Keywords : Vaper Compression System; Hot and Chill Water; Refrigerant; COP

* Corresponding Author. Tel.: +66 1297 4004, E-mail Address: sittidech.pe@gmail.com

1. บทนำ

ในปัจจุบันมีการใช้ประโยชน์จากน้ำร้อนและน้ำเย็น ทั้งในภาคธุรกิจ ภาคอุตสาหกรรม [1] โดยเฉพาะในภาคครัวเรือนที่ผู้บริโภคส่วนใหญ่เห็นถึงความสะดวกสบายจากการใช้น้ำร้อน การผลิตน้ำร้อนที่นิยมมักจะใช้พลังงานไฟฟ้าเป็นหลัก โดยเครื่องทำน้ำร้อนที่ใช้ทั่วไปจะมีขนาด 2-5 กิโลวัตต์ ทำน้ำที่อุณหภูมิสูงสุด 45 องศาเซลเซียส [2] ขณะเดียวกันมีเทคนิคการใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์มาผลิตน้ำร้อน (Solar Collector) โดยสามารถทำน้ำร้อนได้อุณหภูมิสูงสุดประมาณ 50 องศาเซลเซียส [3] แต่ก็มีข้อจำกัดด้านเสถียรภาพของสภาวะอากาศ ทำให้สูญเสียโอกาสในการใช้งาน [4] ขณะเดียวกันแนวคิดการผลิตน้ำร้อนโดยใช้ปั๊มความร้อน (heat pump) ได้รับความนิยมมากขึ้น [5] การทำงานของปั๊มความร้อนอาศัยหลักการถ่ายเทความร้อนจากแหล่งที่มีอุณหภูมิต่ำ (heat source) ไปยังแหล่งที่ต้องการเพิ่มอุณหภูมิให้สูง (heat sink) โดยใช้อุปกรณ์ที่เหมือนกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ [6] ส่วนผลพลอยได้จากด้าน evaporator สามารถนำไปใช้ในการปรับอากาศ หรือนำไปใช้ในการผลิตน้ำเย็น จากหลักการเบื้องต้นสามารถนำปั๊มความร้อนมาประยุกต์ใช้ในการผลิตน้ำร้อนและน้ำเย็นพร้อมกัน โดยแสดงภาพกระบวนการทั่วไปของปั๊มความร้อนดังรูปที่ 1



รูปที่ 1 แผนภาพการทำงานของปั๊มความร้อน [7]

โดยในส่วน condenser เดิมที่ใช้ในการระบายความร้อนด้วยอากาศจะถูกแทนที่ด้วย heat

exchanger และระบายความร้อนด้วยน้ำ ทำให้ได้น้ำร้อนมาใช้ประโยชน์ทางการแพทย์ในด้านการปฐมพยาบาลมีการใช้ประโยชน์จากน้ำร้อนและน้ำเย็นในการแช่แผ่นเจลเพื่อนำมาประคบร้อนหรือเย็นในการปฐมพยาบาลเบื้องต้น

ดังนั้นงานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อออกแบบและทดสอบชุดอุปกรณ์ที่ใช้ระบบของปั๊มความร้อนในการผลิตน้ำร้อน และใช้การดึงความร้อนจากด้าน evaporator ในการผลิตน้ำเย็น ซึ่งออกแบบเพื่อใช้ในทางการแพทย์ เพื่อแช่แผ่นเจลในการประคบร้อนและเย็น โดยที่ชุดอุปกรณ์สามารถเคลื่อนย้ายได้เพื่อความสะดวกในกรณีที่ใช้ในภาคสนาม ทั้งนี้ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพ เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance: COP) ในการทำงานของระบบ เพื่อทำการวิเคราะห์เพื่อเป็นข้อมูลเบื้องต้นในการพัฒนาชุดอุปกรณ์ต้นแบบต่อไป

2. ทฤษฎี

2.1 การถ่ายเทความร้อน

สำหรับการคำนวณเพื่อหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของ evaporator และส่วนของ condenser ในอุปกรณ์ทำน้ำเย็นและน้ำร้อน ได้แก่

1) การนำความร้อนคือวิธีการที่ความร้อนเคลื่อนที่จากบริเวณที่อุณหภูมิสูงไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำภายในตัวกลางเดียวกันหรือเป็นการเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างตัวกลางที่ติดกันแต่อุณหภูมิแตกต่างกันจากสมการต่อไปนี้

$$q = KA \frac{(t_2 - t_1)}{L} \quad (1)$$

โดยที่

q คือ อัตราถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ (วัตต์)

t_2 คือ อุณหภูมิของของไหลด้านในท่อ (เคลวิน)

t_1 คือ อุณหภูมิของของไหลด้านนอกท่อ (เคลวิน)

K คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของท่อทองแดง
(วัตต์ต่อเมตรต่อเคลวิน)

A คือ พื้นที่หน้าตัดของท่อทองแดง (ตารางเมตร)

L คือ ความยาวของท่อทองแดง (เมตร)

2) กลไกการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนจะต่างจากการนำความร้อนตรงที่ว่าในขณะที่ถ่ายเทความร้อนจะมีการเคลื่อนที่ของมวลตัวกลางและเป็นการถ่ายเทความร้อนระหว่างตัวกลางที่เป็นของไหลกับผิวของแข็ง อัตราถ่ายเทความร้อนขึ้นอยู่กับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ผิวของแข็ง พิจารณาได้จากสมการต่อไปนี้

$$q = \frac{hA(t_2 - t_1)}{L} \quad (2)$$

โดยที่

q คือ อัตราถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ (วัตต์)

t_2 คือ อุณหภูมิของของไหลด้านในท่อ (เคลวิน)

t_1 คือ อุณหภูมิของของไหลด้านนอกท่อ (เคลวิน)

h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อทองแดง
(วัตต์ต่อเมตรต่อเคลวิน)

A คือ พื้นที่หน้าตัดของท่อทองแดง (ตารางเมตร)

L คือ ความยาวของท่อทองแดง (เมตร)

2.2 สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance: COP)

ในการหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP) ซึ่งเป็นค่าที่บ่งบอกถึงประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยคำนวณได้จากสมการที่ (3)

$$COP = Q / W \quad (3)$$

โดยที่

COP คือ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ

Q คือ พลังงานความร้อน (วัตต์)

W คือ ค่าพลังงานไฟฟ้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
(วัตต์)

2.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง COP_R และ COP_{HP}

โดยทั่วไปแล้วค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็นจะแทนด้วยสัญลักษณ์ COP_R และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของปั๊มความร้อนจะแทนด้วยสัญลักษณ์ COP_{HP} โดยทั้งสองค่ามีความสัมพันธ์ดังสมการที่ (4)

$$COP_{HP} = COP_R + 1 \quad (4)$$

2.4 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Refrigeration System)

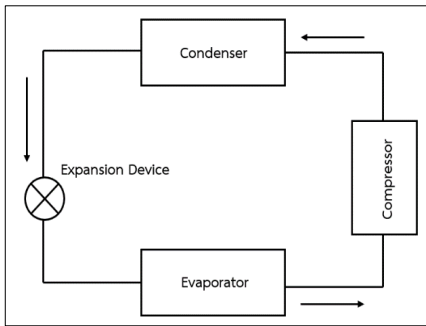
หลักการทำงานของระบบการถ่ายเทความร้อนรูปแบบหนึ่ง โดยปัจจุบันระบบทำความเย็นและปรับอากาศอาศัยการทำงานที่อัดสารทำความเย็นด้วยคอมเพรสเซอร์ ซึ่งมีการทำงานเป็นระบบปิด โดยมีการนำสารทำความเย็นกลับมาใช้ซ้ำวนเวียนในระบบ โดยแสดงแผนภาพการทำงานของระบบอัดไอดังรูปที่ 2 ซึ่งประกอบไปด้วยอุปกรณ์หลักดังต่อไปนี้

2.4.1 คอยล์เย็น (Evaporator) ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนจากบริเวณที่ต้องการทำความเย็น โดยทำหน้าที่ควบคู่ไปกับสารทำความเย็น โดยทำให้สารทำความเย็นเดือดจนมีสถานะกลายเป็นไอ ซึ่งสามารถดูดความร้อนจากพื้นผิวของคอยล์เย็นได้

2.4.2 เครื่องอัดไอ (Compressor) ทำหน้าที่ดูดสารทำความเย็นที่สถานะเป็นไอและอัดให้มีความดันสูงขึ้นก่อนจะส่งไปควบแน่นที่คอยล์ร้อน

2.4.3 คอยล์ร้อน (Condenser) ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นเพื่อให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะจากไอไปเป็นของเหลว

2.4.4 วาล์วลดความดัน (Expansion valve) ทำหน้าที่ปรับลดความดันให้สารทำความเย็นมีความดันต่ำ ส่งผลให้สารทำความเย็นสามารถระเหยได้ที่อุณหภูมิต่ำ

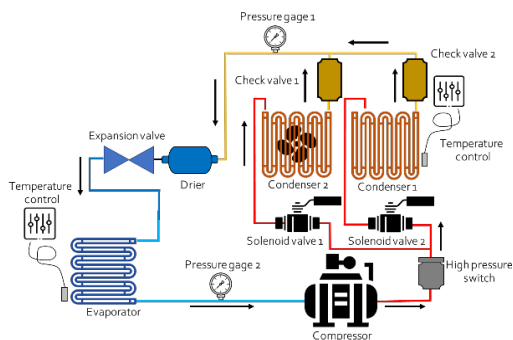


รูปที่ 2 แผนภาพระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

3. การออกแบบและวัสดุอุปกรณ์

3.1 การออกแบบ

แนวทางในการออกแบบชุดอุปกรณ์ทำน้ำร้อนและน้ำเย็น เริ่มจากกำหนดความต้องการของระบบ โดยทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิใช้งานไม่ต่ำกว่า 50°C และน้ำเย็นที่อุณหภูมิใช้งานไม่เกิน 7°C โดยสอดคล้องกับการเลือกใช้สารทำความเย็นได้หลายชนิด ซึ่งการออกแบบครั้งนี้ได้เลือกใช้ R22 เป็นสารทำความเย็น โดยระบบทำความเย็นแบบอัดไอของชุดอุปกรณ์นี้มีคอนเดนเซอร์ทั้งหมด 2 ชุด แบ่งออกเป็นชุดคอนเดนเซอร์ 1 ที่ระบายความร้อนด้วยน้ำ และชุดคอนเดนเซอร์ 2 ที่ระบายความร้อนด้วยอากาศ โดยการติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิทำน้ำร้อนและน้ำเย็น เพื่อให้สามารถควบคุมการระบายความร้อนสลับไปมาระหว่างชุดคอนเดนเซอร์ 1 และชุดคอนเดนเซอร์ 2 โดยแสดงแผนผังการทำงานของระบบในรูปที่ 3



รูปที่ 3 แผนภาพการทำงานของชุดอุปกรณ์ทำน้ำร้อนและน้ำเย็น

จากแผนภาพการทำงานในรูปที่ 3 สามารถอธิบายหลักการทำงานได้ดังต่อไปนี้

3.1.1 ในการทำน้ำเย็นจะเกิดขึ้นที่ส่วนของ evaporator โดยจะเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำในถังและคอยล์เย็น จนได้น้ำเย็นที่มีอุณหภูมิตามข้อกำหนด โดยแสดงลักษณะของถังน้ำและคอยล์เย็นไว้ดังรูปที่ 5(ก)

3.1.2 ในการทำน้ำร้อนจะอาศัยความร้อนที่นำมาทิ้งที่ส่วนของ condenser1 จนได้น้ำร้อนที่มีอุณหภูมิตามข้อกำหนด แต่ในกรณีที่อุณหภูมิทำน้ำร้อนได้ตามข้อกำหนด ในขณะที่อุณหภูมิทำน้ำเย็นยังไม่ถึงตามข้อกำหนด จะทำให้ระบบไม่สามารถระบายความร้อนต่อได้ ดังนั้นชุดควบคุมอุณหภูมิที่ติดตั้งไว้จะสั่งงานให้ปิด solenoid valve2 และเปิด solenoid valve1 เพื่อเปลี่ยนให้ระบบระบายความร้อนด้วยอากาศแทนการระบายความร้อนด้วยน้ำระหว่างการทำน้ำเย็นให้ได้ตามข้อกำหนด โดยแสดงลักษณะของถังน้ำและคอยล์ร้อนไว้ดังรูปที่ 5 (ข)

เบื้องต้นกำหนดให้เครื่องต้นแบบสามารถทำน้ำร้อนและน้ำเย็นได้ไม่ต่ำกว่า 20 ลิตร โดยมีอุณหภูมิตามที่กำหนดไว้ จากข้อมูลการออกแบบสอดคล้องกับคุณลักษณะของ compressor ขนาดไม่เกิน 1/2 HP และจากขนาดของ compressor สามารถประเมินระยะเวลาในการทำน้ำร้อนและน้ำเย็นได้ที่ประมาณ 13.8 นาที โดยอ้างอิงจากคุณลักษณะบน nameplate ของอุปกรณ์ compressor โดยการออกแบบต้องคำนึงถึงน้ำหนัก และขนาดของตัวเครื่อง เพื่อความสะดวกในการเคลื่อนย้าย ดังนั้นในการเลือกอุปกรณ์ที่ใช้ติดตั้งจึงพิจารณาจากข้อกำหนดนี้

3.2 วัสดุอุปกรณ์

จากแผนภาพระบบในรูปที่ 3 และข้อกำหนดที่ได้จากการออกแบบไว้ข้างต้น สามารถเลือกอุปกรณ์ที่เหมาะสม โดยแสดงรายละเอียดดังนี้

3.2.1 compressor รุ่น AE7440EK ปริมาตรบรรจุ 14.14 ซีซี ขนาด 1/2 HP Cooling watt 1010 วัตต์ เป็นชนิด MBP (Medium Back Pressure) จำนวน 1 ลูก

3.2.2 ชุดท่อทองแดงสำหรับ condenser 1 ขนาด 1/4 นิ้ว ยาว 12.26 เมตร และ condenser 2 เป็นชุดสำเร็จรูปที่มีขนาดการระบายความร้อนด้วยอากาศที่ 1383 วัตต์ ทำงานพร้อมพัดลม ขนาด 60 วัตต์ (เป็นส่วน bypass เพื่อระบายความร้อนส่วนเกินขณะทำน้ำเย็น)

3.2.3 ส่วนของ evaporator ใช้ท่อทองแดง ขนาด 3/8 นิ้ว ความยาว 4.6 เมตร

3.2.4 expansion valve รุ่น TED/1/R/22 ขนาด 3600 บีทียู/ชั่วโมง

3.2.5 check valve 1 และ 2 (ติดตั้งเพื่อป้องกันการไหลย้อนกลับของสารทำความเย็น)

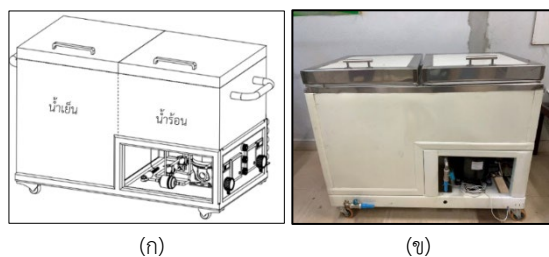
3.2.6 filter, drier และ sight glass ขนาด 1/4 นิ้ว

3.2.7 high & low pressure switch (เพื่อป้องกันความเสียหายของชุดอุปกรณ์ขณะทำงาน)

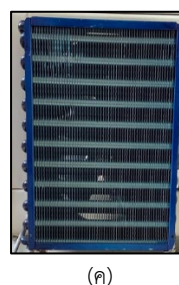
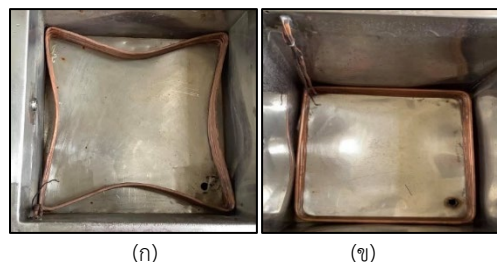
3.2.8 ชุดควบคุมอุณหภูมิน้ำร้อนและน้ำเย็น

หลังจากกำหนดอุปกรณ์ใช้งาน ประกอบเป็นชุดอุปกรณ์ทำน้ำร้อนและน้ำเย็นที่มีขนาดความกว้าง 65.7 เซนติเมตร ความยาว 100.2 เซนติเมตร และความสูง 52.5 เซนติเมตร โดยใช้แผ่น Polyurethane Foam เป็นวัสดุผิวข้างของเครื่องต้นแบบ ซึ่งเป็นแผ่นฉนวน ที่มีคุณสมบัติสามารถควบคุมอุณหภูมิ ป้องกันความชื้น และมีน้ำหนักที่เบา ด้วยขนาดและพื้นที่จัดวางอุปกรณ์มีข้อจำกัดทำให้ถังบรรจุน้ำมีขนาดที่ 40 ลิตร และ 20 ลิตร โดยออกแบบให้ด้านทำน้ำเย็นมีปริมาตรบรรจุน้ำที่ 40 ลิตร และด้านทำน้ำร้อนมีปริมาตรบรรจุน้ำที่ 20 ลิตร เนื่องจากในทางการแพทย์นิยมใช้การประคบเย็นมากกว่าการประคบร้อนในกรณีที่เกิดอุบัติเหตุต่างๆ

ทั้งนี้ได้ออกแบบให้มี condenser จำนวน 2 เครื่อง สำหรับกรณีที่ต้องการทำน้ำเย็นให้มีอุณหภูมิต่ำกว่าที่กำหนด โดยมีน้ำหนักขณะที่มีการบรรจุน้ำจนเต็มประมาณ 85 กิโลกรัม ทั้งนี้มีการติดตั้งล้อเลื่อนบริเวณด้านล่างของตัวเครื่อง เพื่อลดแรงเสียดทานระหว่างตัวเครื่องกับพื้นในขณะเคลื่อนย้าย โดยใช้ไม่เกิน 2 คน ในการเคลื่อนย้ายชุดอุปกรณ์ดังกล่าว จากการออกแบบมีต้นทุนค่าอุปกรณ์ และค่าในการดำเนินงานทั้งหมดประมาณ 12,000 บาท โดยชุดอุปกรณ์ที่ทำการติดตั้งเสร็จสมบูรณ์ในรูปที่ 4



รูปที่ 4 ก) ชุดอุปกรณ์จากการออกแบบ ข) ชุดอุปกรณ์ที่ประกอบแล้วเสร็จ



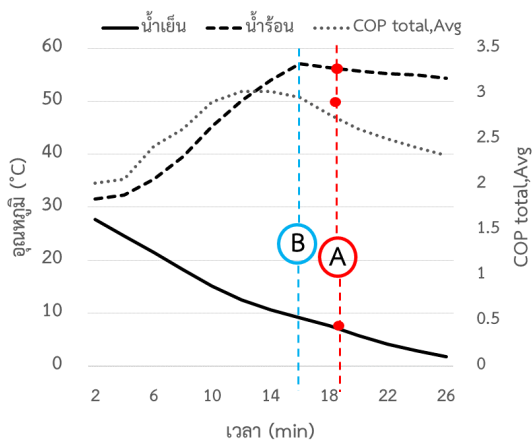
รูปที่ 5 ก) คอยล์ทำน้ำเย็น ข) คอยล์ทำน้ำร้อน
(Condenser 1) ค) Condenser 2

4. ผลการทดสอบ

การทดสอบของชุดทำน้ำร้อนและน้ำเย็น เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและระยะเวลาในการทำน้ำร้อนและน้ำเย็น แบ่งออกเป็น 4 การทดสอบ โดยแบ่งตามอัตราส่วนการผลิตน้ำร้อนต่อน้ำเย็น 10:10 ลิตร 20:20 ลิตร 20:30 ลิตร และ 20:40 ลิตร โดยมีรายละเอียดดังนี้

4.1 การทดสอบที่อัตราส่วนน้ำร้อนต่อน้ำเย็น 10 ลิตร/10 ลิตร

จากการทดสอบชุดอุปกรณ์ มี $COP_{total,Avg}$ สูงสุด 3.02 ซึ่งเป็นผลรวมของค่า COP ด้านร้อนและด้านเย็นเฉลี่ยในช่วงเวลาเริ่มต้นถึงเวลา ณ ขณะนั้น โดยชุดอุปกรณ์สามารถทำน้ำเย็นและน้ำร้อนได้อุณหภูมิตามข้อกำหนด ณ ตำแหน่ง A ใช้ระยะเวลา 18.7 นาที โดยน้ำร้อนมีอุณหภูมิประมาณ 56 องศาเซลเซียส และน้ำเย็นมีอุณหภูมิประมาณ 7 องศาเซลเซียส และมี $COP_{total,Avg}$ ขณะนั้นเท่ากับ 2.72 โดยหลังจากเวลาผ่านไป 16 นาที ณ ตำแหน่งจากจุด B น้ำร้อนเริ่มมีอุณหภูมิสูงเกินจากที่กำหนดไว้ในชุดอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิ ทำ



รูปที่ 6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิ และ $COP_{total,Avg}$ ของการทำน้ำเย็น และน้ำร้อน อย่างละ 10 ลิตร

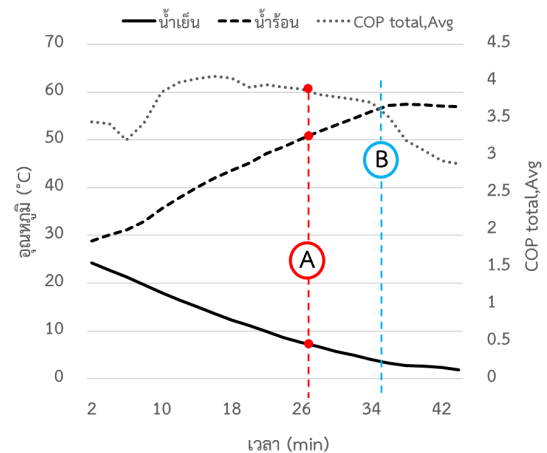
ให้ระบบเปลี่ยนมาระบายความร้อนด้วยอากาศแทนการระบายความร้อนด้วยน้ำ ส่งผลให้ค่า $COP_{total,Avg}$ มีแนวโน้มลดลง เนื่องจากระบบไม่สามารถระบายความร้อนได้อย่างต่อเนื่องในขณะที่ทำน้ำเย็นให้มีอุณหภูมิตามข้อกำหนด โดยแสดงผลการทดสอบดังรูปที่ 6 และสรุปผลการทดสอบดังตารางที่ 1

ตารางที่ 1 ผลอุณหภูมิใช้งานของการทำน้ำเย็นและน้ำร้อน 10 ลิตร

การทดสอบ	เวลา (นาที)	COP รวมเฉลี่ย
อุณหภูมิน้ำเย็นใช้งาน 7°C	18.66	2.72
อุณหภูมิน้ำร้อนใช้ งาน 50°C	11.94	3.02

4.2 การทดสอบที่อัตราส่วนน้ำร้อนต่อน้ำเย็น 20 ลิตร/20 ลิตร

ในการทดสอบนี้มีปริมาณน้ำในถังของชุดอุปกรณ์เพิ่มมากขึ้นในสัดส่วนการทำน้ำร้อนและน้ำเย็นเท่าเดิม ส่งผลให้ระบบสามารถระบายความร้อนได้อย่างต่อเนื่องมากกว่าการทดสอบที่ 4.1 โดยมี $COP_{total,Avg}$



รูปที่ 7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิ และ $COP_{total,Avg}$ ของการทำน้ำเย็นและน้ำร้อน อย่างละ 20 ลิตร

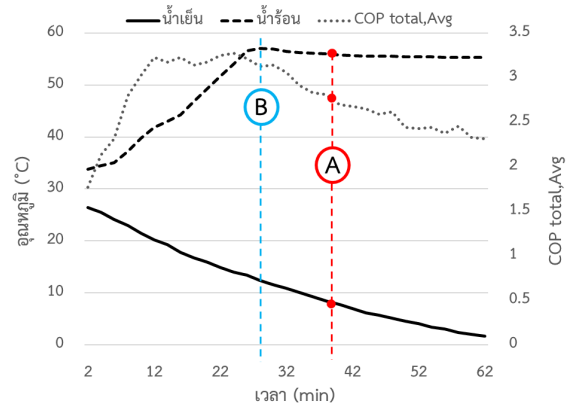
สูงสุดเท่ากับ 3.85 ซึ่งมีค่าสูงกว่าการทดสอบที่ 4.1 โดยใช้ระยะเวลา 27.3 นาที ในการทำน้ำเย็นและน้ำร้อนให้ได้อุณหภูมิตามที่กำหนดดังแสดงไว้ที่จุด A โดยน้ำร้อนมีอุณหภูมิประมาณ 51 องศาเซลเซียส และน้ำเย็นมีอุณหภูมิประมาณ 7 องศาเซลเซียส และจากการทดสอบพบว่าระบบเปลี่ยนมาระบายความร้อนด้วยอากาศแทนการระบายความร้อนด้วยน้ำหลังจากเวลาผ่านไป 35 นาที (ตำแหน่ง B) โดยแสดงผลการทดสอบดังรูปที่ 7 และสรุปผลการทดสอบดังตารางที่ 2

ตารางที่ 2 ผลอุณหภูมิใช้งานของการทำน้ำเย็นและน้ำร้อน 20 ลิตร

การทดสอบ	เวลา (นาที)	COP รวมเฉลี่ย
อุณหภูมิน้ำเย็นใช้งาน 7°C	27.33	3.85
อุณหภูมิน้ำร้อนใช้งาน 50°C	25.75	3.90

4.3 การทดสอบที่อัตราส่วนน้ำร้อนต่อน้ำเย็น 20 ลิตร/30 ลิตร

ในการทดสอบนี้มีการใช้ปริมาณน้ำเย็นมากขึ้นในสัดส่วนน้ำร้อนต่อน้ำเย็น 20:30 ลิตร จากการทดสอบพบว่าการทำงานน้ำร้อนและน้ำเย็นให้ได้อุณหภูมิตามข้อกำหนดใช้ระยะเวลามากกว่าหัวข้อ 4.1 และ 4.2 ซึ่งใช้เวลา 39 นาที โดยน้ำร้อนมีอุณหภูมิประมาณ 56 องศาเซลเซียส และน้ำเย็นมีอุณหภูมิประมาณ 7 องศาเซลเซียส มี $COP_{total,Avg}$ ขณะนั้น 2.75 (ตำแหน่ง A) โดยช่วงระยะเวลาที่ 30 (ตำแหน่ง B) ระบบมีการเปลี่ยนมาระบายความร้อนด้วยอากาศแทนการระบายความร้อนด้วยน้ำ ส่งผลให้เกิดการระบายความร้อนได้ไม่ต่อเนื่องในขณะที่ทำให้น้ำเย็นมีอุณหภูมิตามข้อกำหนด ทำให้ค่า $COP_{total,Avg}$ มีแนวโน้มลดลง ซึ่งเกิดจากสัดส่วนของน้ำเย็นที่มีมากกว่าน้ำร้อน โดยแสดงผลการทดสอบดังรูปที่ 8 และสรุปผลการทดสอบดังตารางที่ 3



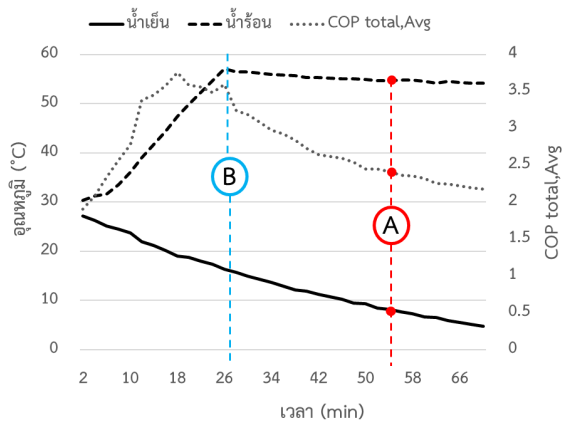
รูปที่ 8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิ และ $COP_{total,Avg}$ ของการทำน้ำเย็นและน้ำร้อนที่อัตราส่วนน้ำร้อนต่อน้ำเย็น 20 ลิตร/30 ลิตร

ตารางที่ 3 ผลอุณหภูมิใช้งานของการทำน้ำร้อนต่อน้ำเย็น 20 ลิตร/30 ลิตร

การทดสอบ	เวลา (นาที)	COP รวมเฉลี่ย
อุณหภูมิน้ำเย็นใช้งาน 7°C	41.75	2.75
อุณหภูมิน้ำร้อนใช้งาน 50°C	20.67	3.20

4.4 การทดสอบที่อัตราส่วนน้ำร้อนต่อน้ำเย็น 20 ลิตร/40 ลิตร

ในการทดสอบนี้ระบบมีการเปลี่ยนมาระบายความร้อนด้วยอากาศแทนการระบายความร้อนด้วยน้ำ ตั้งแต่ระยะเวลาที่ 27 (ตำแหน่ง B) ทำให้ค่า $COP_{total,Avg}$ มีแนวโน้มลดลง โดยการทดสอบนี้มีส่วนของน้ำเย็นเป็นสองเท่าของน้ำร้อน ส่งผลให้ใช้เวลานานที่สุดในการทำร้อนและน้ำเย็นให้มีอุณหภูมิตามข้อกำหนด โดยใช้เวลา 55 นาที ทำให้น้ำร้อนมีอุณหภูมิประมาณ 55 องศาเซลเซียส และน้ำเย็นมีอุณหภูมิประมาณ 7 องศาเซลเซียส มี $COP_{total,Avg}$ ขณะนั้น 2.36 (ตำแหน่ง A) ซึ่งแสดงผลการทดสอบดังรูปที่ 9 และสรุปผลการทดสอบดังตารางที่ 4



รูปที่ 9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิ และ $COP_{total, Avg}$ ของการทำน้ำเย็นและน้ำร้อนที่อัตราส่วน น้ำร้อนต่อน้ำเย็น 20 ลิตร/40 ลิตร

ตารางที่ 4 ผลอุณหภูมิใช้งานของการทำน้ำร้อนต่อน้ำเย็น 20 ลิตร/40 ลิตร

การทดสอบ	เวลา (นาที)	COP รวมเฉลี่ย
อุณหภูมิน้ำเย็นใช้งาน 7°C	41.75	2.67
อุณหภูมิน้ำร้อนใช้งาน 50°C	20.67	3.20

ตารางที่ 5 แสดงผลเปรียบเทียบอัตราส่วนในการทำน้ำร้อนและน้ำเย็น

รายละเอียด	สัดส่วนการทำน้ำร้อนและน้ำเย็น			
	10:10	20:20	20:30	20:40
$COP_{total, Avg}$	2.72	3.85	2.75	2.36
อัตราการผลิตน้ำเย็น (ลิตร/นาที)	0.53	0.73	0.72	0.68
อัตราการผลิตน้ำร้อน (ลิตร/นาที)	0.84	0.78	0.97	0.99

จากการทดสอบการทำงานของชุดอุปกรณ์ในหัวข้อ 4.1-4.4 สามารถประเมินหาอัตราการผลิตน้ำเย็นและน้ำร้อน ได้ดังตารางที่ 5 โดยอัตราการผลิตน้ำเย็นจะคิดจากระยะเวลาในการทำให้น้ำเย็นมีอุณหภูมิตามที่กำหนด ณ สัดส่วนของน้ำเย็นขณะนั้น และอัตราการ

ผลิตน้ำร้อนจะคิดจากระยะเวลาในการทำให้น้ำร้อนมีอุณหภูมิตามที่กำหนด ณ สัดส่วนของน้ำร้อนขณะนั้น

จากข้อมูลตารางที่ 5 เมื่อมีสัดส่วนของการทำน้ำร้อนและน้ำเย็นที่ต่างกันมากส่งผลให้ $COP_{total, Avg}$ ของระบบมีค่าลดลง เนื่องจากช่วงแรกมีการระบายความร้อนผ่านทาง condenser 1 ในส่วนของการทำน้ำร้อน ซึ่งเป็นส่วนที่เกิดประโยชน์จากการใช้งาน แต่เมื่ออุณหภูมิของน้ำร้อนมีค่าสูงกว่าที่กำหนดไว้ ระบบจะเปลี่ยนมาระบายความร้อนด้วยอากาศผ่านทาง condenser 2 ซึ่งเป็นส่วนที่ไม่เกิดประโยชน์จากการใช้งาน โดยสัดส่วน 20:20 ลิตร มีค่า $COP_{total, Avg}$ สูงที่สุด ทั้งนี้การเปิดใช้งานชุดอุปกรณ์มีชั้นน้ำแข็งเกาะที่บริเวณคอยล์ทำน้ำเย็นส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างคอยล์เย็นและน้ำลดลง โดยแสดงชั้นน้ำแข็งที่เกาะคอยล์ทำน้ำเย็นดังรูปที่ 10



รูปที่ 10 ชั้นน้ำแข็งที่เกาะบริเวณคอยล์ทำน้ำเย็น

การทำน้ำร้อนและน้ำเย็นที่สัดส่วน 20:30 ลิตร และ 20:40 ลิตร มีระดับความสูงระหว่างผิวหน้าและคอยล์เย็นต่างกันค่อนข้างมาก จึงส่งผลให้ใช้ระยะเวลามากพอสมควรในการแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการทำน้ำเย็นให้ได้ตามข้อกำหนด และประสิทธิภาพในการทำงานของชุดอุปกรณ์มีค่ามากสุดในการทำน้ำร้อนและน้ำเย็นที่อัตราส่วน 20:20 ลิตร โดยจากการทดสอบยังพบว่าเมื่อน้ำเย็นมีสัดส่วนมากกว่าน้ำร้อนจะส่งผลให้มีอัตราการผลิตน้ำร้อนที่สูงขึ้น เนื่องจากการดึงความร้อนในส่วน of evaporator จะมีปริมาณเพิ่มขึ้นตามปริมาณน้ำในถังน้ำเย็น ส่งผลให้การระบายความร้อนใน

ส่วนของ condenser1 มีปริมาณเพิ่มขึ้นตาม โดยมีอัตราการทำความร้อนสูงสุดที่ 0.99 ลิตร/นาที่ ที่อัตราส่วน 20:40 ลิตร และมีอัตราการทำน้ำเย็นสูงสุดที่ 0.73 ลิตร/นาที่ ที่อัตราส่วน 20:20 ลิตร

จากการทดสอบในหัวข้อที่ 4.1-4.4 สามารถประเมินหาอัตราการผลิตรวมและต้นทุนในการผลิตได้ดังตารางที่ 6 โดยอัตราการผลิตรวมจะประเมินจากสัดส่วนของน้ำร้อนและน้ำเย็นรวมกันหารด้วยระยะเวลาที่ใช้ในการทำให้้ำร้อนและน้ำเย็นให้มีอุณหภูมิตามที่กำหนดดังตัวอย่างที่ 1a และต้นทุนพลังงานจะประเมินได้ดังตัวอย่างที่ 2a

ตัวอย่างที่ 1a ประเมินหาอัตราการผลิตรวมที่สัดส่วนน้ำร้อนต่อน้ำเย็น 10 ลิตร/ 10 ลิตร

$$\begin{aligned}\text{อัตราการผลิตรวม} &= 10 + 10 \text{ ลิตร} / 18.7 \text{ นาที} \\ &= 1.069 \text{ ลิตร} / \text{นาที่}\end{aligned}$$

ตัวอย่างที่ 2a ประเมินหาต้นทุนพลังงานที่สัดส่วนน้ำร้อนต่อน้ำเย็น 10 ลิตร/ 10 ลิตร

$$\begin{aligned}\text{ต้นทุนพลังงาน} &= \text{kWh} \times 4 / \text{ปริมาณน้ำรวม} \\ &= 0.203 \times 4 / 20 \\ &= 0.0406 \text{ บาท} / \text{ลิตร}\end{aligned}$$

ตารางที่ 6 การวิเคราะห์ต้นทุนพลังงาน

ลำดับ	สัดส่วนการผลิตน้ำร้อนและน้ำเย็น	อัตราการผลิตรวม (ลิตร/นาที่)	พลังงานไฟฟ้ารวม (kWh)	ต้นทุนพลังงาน (บาท/ลิตร)
1	10 ลิตร/10 ลิตร	1.069	0.203	0.0406
2	20 ลิตร/20 ลิตร	1.465	0.280	0.028
3	20 ลิตร/30 ลิตร	1.282	0.458	0.037
4	20 ลิตร/40 ลิตร	1.091	0.644	0.043

*หมายเหตุประเมินค่าไฟฟ้าหน่วยละ 4 บาท

จากตารางที่ 6 ต้นทุนที่ถูกต่ำสุดในการผลิตน้ำร้อนและน้ำเย็นคือ 0.028 บาท/ลิตร ที่อัตราส่วน 20:20 ลิตร โดยต้นทุนพลังงานที่อัตราส่วนอื่นอาจมีความเหมาะสมขึ้นอยู่กับวัตถุประสงค์ในการนำน้ำไปใช้ประโยชน์หรือสร้างมูลค่าเพิ่มในทางอื่นๆ

5. สรุปผลการทดสอบ

จากงานวิจัยนี้สามารถออกแบบชุดอุปกรณ์ทำน้ำเย็นและน้ำร้อนที่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้ตามความต้องการของผู้ใช้ โดยชุดอุปกรณ์สามารถทำน้ำเย็นได้สูงสุดครั้งละ 40 ลิตร และทำน้ำร้อนได้สูงสุดครั้งละ 20 ลิตร ซึ่งมีน้ำหนักสูงสุดขณะบรรจุน้ำจนเต็ม 85 กิโลกรัม โดยใช้คนมากที่สุดไม่เกิน 2 คนในการเคลื่อนย้าย ซึ่งการทดสอบทั้งหมด พบว่าค่า การทำน้ำร้อนและน้ำเย็นที่อัตราส่วน 20 ลิตร/ 20 ลิตร มีความเหมาะสมที่สุดในเรื่องของปริมาณและต้นทุนการผลิต

6. ข้อเสนอแนะ

1. ในการออกแบบทั่วไปควรออกแบบให้ฝั่งทำน้ำร้อนมีปริมาตรมากกว่าฝั่งทำน้ำเย็น เนื่องจากความร้อนที่ดึงออกในส่วนของ evaporator จะน้อยกว่าความร้อนที่ถูกทิ้งที่ส่วน condenser
2. ในส่วนของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ระดับผิวน้ำและท่อทองแดงมีความต่างกันมาก แนะนำให้มีการติดตั้งใบพัดช่วยกวนจะทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพดีขึ้น ซึ่งส่งผลต่อ COP ของระบบที่เพิ่มขึ้น

3. การใช้งานอย่างต่อเนื่องสามารถลดการสูญเสียความร้อนจากมวลอุณหภูมิที่เกิดจากวัสดุฉนวน

4. เนื่องจากชุดอุปกรณ์ดังกล่าวเป็นเครื่องต้นแบบดังนั้นต้นทุนในการผลิตและดำเนินงานอาจสูงในช่วงแรกของการพัฒนา ซึ่งในอนาคตอาจลดต้นทุนการผลิตให้ถูกลงได้

7. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยเรื่อง การออกแบบและประเมินสมรรถนะชุดทำน้ำร้อนและน้ำเย็นแบบเคลื่อนที่ โดยมหาวิทยาลัยพะเยาได้รับการสนับสนุนจาก กองทุนส่งเสริม ววน. ภายใต้โครงการวิจัย “ต้นแบบการพัฒนา ระบบเพื่อส่งเสริมทักษะอาชีพสำหรับเทคโนโลยี

อุตสาหกรรม ตามบริบทภาคเหนือตอนบน” ทั้งนี้จึงขอขอบคุณเป็นอย่างสูง

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] Y. Wittaya and M. Tawat, “Comparison of the Performance of Hot Water System using Flat Plate and Heat Pipe Solar Collector,” *Energy Research Journal*, vol. 8, no. 1, pp. 64-72, 2011.
- [2] M. Kunpong, A. Jadetapon and M. Sulaksana, “LOW-COST SOLAR WATER HEATING SYSTEM FOR USING IN RESIDENTIAL HOME” in *Proceeding of 15th on L Resort Hotel*, Surat Thani, Thailand, 2016.
- [3] P. Rungtawee and R. Surachai, “A study of the factors that affect the efficiency of hot water systems,” *Kasetsart Engineering Journal*, vol. 22, no. 70, pp. 96-109, 2010.
- [4] D. Khoreeyoh, S. Suraida and K. Sulkiplee, “Solar Water Heater Hybrid with Electric,” *YRU Journal of Science and Technology*, vol. 2, no. 1, pp. 65-75, 2017.
- [5] T. Sathit and S. Denpong, “Mathematical Modeling of Heat Pump Hot Water Generation System with Combination of Waste Heat Recovery of Air Conditioning System: Case Study,” in *Proceeding of 21th Mechanical Engineering of Thailand*, Navaminda Kasatriyadhiraj Royal Air Force Academy, 2016.
- [6] H. Tanit, S. Teerapat and K. Arthit, “Performance assessment of a heat pump water heating system for a new dormitory of Suranaree University of Technology,” in *Proceeding of 30th Mechanical Engineering of Thailand*, Prince of Songkla University, 2016.
- [7] P. Parith, A. Attakorn and D. Thoranis, “Use of Figure of Merit as a Quick Method for Finding Performance of Heat Pump with Zeotropic Mixtures,” *The Journal of KMUTNB*, vol. 31, no. 3, pp. 395-405, 2021.