

การพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อเลือกสารทำงานของ
ระบบปั๊มความร้อน สำหรับงานอบแห้งอุณหภูมิปานกลาง
DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL TO SELECT THE
WORKING FLUIDS OF HEAT PUMP SYSTEMS FOR MEDIUM-
TEMPERATURE DRYING APPLICATIONS

สรวิศ สอนสารี¹ สมชาย เจียจิตต์สวัสดิ์² และ วิสุทธิ์ แซ่มสะอาด³

¹อาจารย์, คณะเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏพิบูลสงคราม

156 หมู่ 5 ตำบลพลายชุมพล จังหวัดพิษณุโลก 65000, sorawitsonsaree@psru.ac.th

²อาจารย์, หน่วยวิจัยพลังงานสะอาด คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

99 หมู่ 9 ตำบลท่าโพธิ์ จังหวัดพิษณุโลก 65000, somchaij@nu.ac.th

³อาจารย์, วิทยาลัยพลังงานทดแทนและสมาร์ตกริดเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยนเรศวร

99 หมู่ 9 ตำบลท่าโพธิ์ จังหวัดพิษณุโลก 65000, Wisutc@nu.ac.th

Sorawit Sonsaree¹ Somchai Jiajitsawat² and Wisut Chamsa-ard³

¹Lecturers, Faculty of Industrial Technology, Pibulsongkram Rajabhat University,

156 Mu 5 Plaichumpol Sub-district, Phitsanulok 65000, sorawitsonsaree@psru.ac.th

²Lecturer, Energy Research and Promotion Center, Faculty of Science,

Naresuan University, 99 Mu 9 Tha Pho Sub-district, Phitsanulok 65000, somchaij@nu.ac.th

³Lecturer, School of Renewable Energy and Smart Grid Technology (SGtech),

Naresuan University, 99 Mu 9 Tha Pho Sub-district, Phitsanulok 65000, Wisutc@nu.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อเลือกสารทำงานของระบบปั๊มความร้อน สำหรับงานอบแห้งอุณหภูมิปานกลาง ในการศึกษา 7 ตัวแปรสำคัญประกอบไปด้วย (1) อัตราการไหลของสารทำงานในระบบต่อปริมาณความร้อนที่ระบบผลิตได้ (2) อัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงานในระบบ (3) ปริมาตรการอัดในเครื่องอัดไอ (4) ความดันสูงด้านเครื่องควบแน่น (5) อุณหภูมิสารทำงานที่ออกจากเครื่องอัดไอ (6) อัตราส่วนความดัน และ (7) ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อนของปั๊มความร้อน (COP_{VCHP}) ได้ถูกนำมาใช้เพื่อพิจารณาเปรียบเทียบสารทำงานในระบบปั๊มความร้อนจำนวน 15 สาร ผลการศึกษาเมื่ออุณหภูมิด้านเครื่องควบแน่นมี

อุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น พบว่า ตัวแปรที่ (1) ถึง (6) จะมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นตามอุณหภูมิและความดันแตกต่างกันที่เพิ่มขึ้น ส่วนตัวแปรที่ (7) นั้น จะมีแนวโน้มลดลงตามการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิด้านเครื่องควบแน่น โดยผลการศึกษาเมื่อพิจารณาถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นต่อสิ่งแวดล้อม ทั้งในส่วนของ การทำลายโอโซนในบรรยากาศชั้นสตราโตสเฟียร์ (ODP) และศักยภาพในการทำให้เกิดภาวะโลกร้อน (GWP) รวมถึงความปลอดภัยต่อการใช้งาน (การติดไฟและความเป็นพิษ) พบว่า R-1234ze(E) เป็นสารทำงานที่เหมาะสมที่สุดเนื่องด้วยมีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมน้อยที่สุด และมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อนที่สูงเมื่อเทียบกับสารอื่นๆ รองลงมา คือ R-1234yf R-1234ze(Z) R-1233zd(E) R-290 R-600 R-245ca R-245fa และ R-236fa ตามลำดับ

คำสำคัญ: แบบจำลองทางคณิตศาสตร์, บั้มความร้อน, สารทำงาน

ABSTRACT

The purpose of this research was to develop a mathematical model for selecting the working fluids of the heat pump system for medium-temperature drying applications. In this study, seven variables consisted of (1) Mass of refrigerant per unit heat output (MPH), (2) Vapor volume flow rate, (3) Displacement volume, (4) Discharge pressure, (5) Discharge temperature, (6) Pressure ratio, and (7) Coefficient of performance of heat pump (COP_{VCHP}). These variables were used to compare 15 substances used in the heat pump systems. The results showed that when the condenser temperature increased, the variables (1) to (6) tended to increase with the difference in temperature and pressure. As for variable (7), it tends to decrease with increasing temperature and pressure on the condenser. Moreover, the results showed that when the environmental impact of both low ozone depletion potential (ODP), low global warming potential (GWP), as well as safety (non-flammable and non-toxic) of use is considered. R-1234ze(E) was found to be the most suitable substance because it has the least impact on the environment and has a high COP_{VCHP} compared to other substances. Then, followed by R-1234yf, R-1234ze(Z), R-1233zd(E), R-290, R-600, R-245ca, R-245fa, and R-236fa, respectively.

KEYWORDS: Mathematical model, Heat pump and Working fluids

1. บทนำ

ประเทศไทยเป็นประเทศที่มีศักยภาพพลังงานแสงอาทิตย์ค่อนข้างสูง โดยมีค่าความเข้มรังสีดวงอาทิตย์รายวันเฉลี่ยต่อปี เท่ากับ $17.6 \text{ MJ/m}^2\text{-day}$ [1] จากปริมาณรังสีอาทิตย์ที่ได้รับดังกล่าว

ประกอบกับการที่ภาครัฐให้การสนับสนุนการใช้พลังงานทดแทนโดยเฉพาะอย่างยิ่งพลังงานแสงอาทิตย์ ดังจะเห็นได้จากแผนพัฒนาพลังงานทดแทนและพลังงานทางเลือก พ.ศ. 2561 - 2580 (Alternative Energy Development Plan : AEDP 2012 – 2021) [2] จึงทำให้เกิดการประยุกต์ใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ในรูปแบบต่าง ๆ อย่างมากมายไม่ว่าจะเป็นการผลิตไฟฟ้าจากเซลล์แสงอาทิตย์ (Photovoltaic) การผลิตน้ำร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar hot water system) และเครื่องอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar drying) เป็นต้น [3] สำหรับงานวิจัยนี้ได้ให้ความสนใจไปที่การอบแห้งด้วยพลังงานแสงอาทิตย์เพื่อการเกษตร กล่าวคือ ประเทศไทยเป็นประเทศเกษตรกรรมจึงทำให้รายได้ของประชากรส่วนหนึ่งนั้นมาจากอาชีพเกษตรกรรม นอกจากนี้ในบางครั้งเกษตรกรก็มักจะนิยมปลูกพืชผลทางการเกษตรที่คล้ายกันเนื่องมาจากการต้องการรายได้ที่เพิ่มขึ้นจากผลผลิตที่เห็นว่ามีความเป็นไปได้หรือมีความต้องการของตลาดในขณะนั้น ๆ ด้วยสาเหตุดังกล่าวจึงทำให้ในบางฤดูกาลมีปริมาณพืชผลทางการเกษตรออกมามากเกินความต้องการของตลาด ซึ่งปัญหาดังกล่าวสามารถแก้ปัญหาได้โดยการถนอมอาหารในรูปแบบต่าง ๆ ไม่ว่าจะเป็นการแช่แข็ง การอบแห้ง และการตากแห้ง เป็นต้น [4] และเมื่อพิจารณาไปที่การอบแห้งผลผลิตทางการเกษตรนั้นจะพบว่าเครื่องอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์เป็นที่นิยมและถูกนำมาประยุกต์ใช้งานอย่างแพร่หลาย แต่ปัญหาที่สำคัญประการหนึ่งก็คือเรื่องของความไม่เสถียรของพลังงานแสงอาทิตย์ที่ซึ่งเป็นไปตามฤดูกาล ประกอบกับการใช้เครื่องอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์จะสามารถอบแห้งได้ในช่วงระยะเวลากลางวันเพียงเท่านั้น ดังนั้นหากต้องการประยุกต์เครื่องอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์ให้สามารถอบแห้งได้ตลอด 24 ชั่วโมง จึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องหาเทคโนโลยีที่สามารถผลิตพลังงานความร้อนเพื่อป้อนให้กับระบบอบแห้งได้

ปั๊มความร้อน (Heat pump) เป็นเทคโนโลยีที่สามารถนำมาประยุกต์ใช้ในเพิ่มคุณภาพความร้อนจากแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำให้เป็นแหล่งความร้อนพร้อมใช้งานที่มีอุณหภูมิสูงได้ในปัจจุบันจึงมักนิยมนำเอาปั๊มความร้อนมาประยุกต์ใช้งานเพื่อผลิตน้ำร้อนไม่ว่าจะเป็นในโรงแรม โรงพยาบาล และ/หรือ โรงงานอุตสาหกรรม เป็นต้น ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงมีแนวคิดที่จะเพิ่มศักยภาพในการอบแห้งผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร โดยการนำเอาปั๊มความร้อนมาใช้ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนจากแหล่งความร้อนที่ได้จากความร้อนเหลือทิ้ง และ/หรือ ความร้อน (น้ำร้อน) ที่ผลิตได้จากเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่มีอุณหภูมิอยู่ที่ประมาณ 50 °C เนื่องจากปั๊มความร้อนมีการใช้พลังงานเพียง 1 ใน 3 ของพลังงานไฟฟ้าทั้งหมดเมื่อเทียบกับขดลวดไฟฟ้า [5-8] แต่อย่างไรก็ตามการนำเอาปั๊มความร้อนมาใช้งานนั้น มีความจำเป็นที่จะต้องพิจารณาทั้งขนาดของระบบ และรวมถึงปัจจัยสำคัญอีกประการหนึ่ง คือ การเลือกสารทำงานในระบบ (Working fluid) ที่จะต้องมีความเหมาะสมทั้งในเรื่องของประสิทธิภาพ และผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม [9] เนื่องจากสารทำงานแต่ละชนิดมีสมบัติทางฟิสิกส์ที่ไม่เหมือนกัน ซึ่งจะเห็นได้ว่า

การเลือกสารทำงานที่เหมาะสมจะเป็นการช่วยลดผลกระทบที่จะเกิดต่อสิ่งแวดล้อม และจะได้ระบบที่มีประสิทธิภาพที่ดีที่หมายรวมถึงการลดต้นทุนทางไฟฟ้า หรือการลดปริมาณการใช้ไฟฟ้าที่เกิดขึ้นจากการใช้งานของปั๊มความร้อนได้อีกด้วย

งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเลือกสารทำงานในระบบปั๊มความร้อนประกอบไปด้วย Mota-Babiloni et al [10] ได้ศึกษาเปรียบเทียบการทำงานของระบบปรับอากาศเมื่อระบบมีการใช้สารทำความเย็นชนิด R-32 ผลการศึกษาพบว่า สารทำความเย็น R-32 มีคุณสมบัติของการถ่ายเทความร้อนในระดับดี และระบบจะมีประสิทธิภาพที่อยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้ถึงแม้การระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นไม่ดี ในส่วนประสิทธิภาพของระบบนั้นระบบที่มีการใช้สารทำความเย็น R-32 จะมีประสิทธิภาพเทียบเคียงได้กับระบบที่มีการใช้สารทำความเย็น R-410A Juhasz [11] ในการเลือกสารทำงานนั้นจำเป็นต้องพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อเลือกสารทำงานในระบบที่มีประสิทธิภาพสูงสุดทางเทอร์โมไดนามิกส์ (Thermodynamics) แต่อย่างไรก็ตามสิ่งสำคัญประการหนึ่งที่จะต้องพิจารณาคือเรื่องผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมโดยเฉพาะสารทำงานที่ถูกนำมาใช้ควรจะเป็นสารที่ส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงสภาพภูมิอากาศของโลก (Climate change) ในระดับที่ต่ำ จากการศึกษาพบว่า สารทำความเย็นชนิด HFO-1336mzz(E) เป็นสารทำงานที่มีความเหมาะสมเนื่องจากเป็นสารที่ไม่ติดไฟ มีศักยภาพในการทำให้เกิดภาวะโลกร้อน (Global Warming Potential: GWP) ที่ต่ำ Zühlsdorf et al [12] ศึกษาเปรียบเทียบสารทำความเย็นชนิดสารบริสุทธิ์และสารผสมที่มีความเหมาะสมที่สุดที่จะช่วยให้การทำงานของปั๊มความร้อนมีประสิทธิภาพสูง ผลการศึกษาพบว่า ในกรณีสารผสมระหว่าง โพรพิลีน (Propylene) และ R-1234ze(Z) ที่อัตราส่วน 30:70 จะช่วยให้ค่าใช้จ่ายจำเพาะด้านความร้อนของระบบลดลงร้อยละ 10 เมื่อเทียบกับระบบที่ใช้แอมโมเนีย (Ammonia) และในกรณีที่สารผสมระหว่าง โพรพิลีน (Propylene) และบิวเทน (Butane) ที่อัตราส่วน 60:40 จะช่วยให้ค่าใช้จ่ายของระบบลดลงร้อยละ 8 และจะช่วยให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อนของระบบเพิ่มขึ้นร้อยละ 30 เมื่อเทียบกับระบบที่ใช้สารทำงานที่ดีที่สุดที่เป็นสารบริสุทธิ์ Frutiger et al [13] สารทำงาน 13 ชนิด ได้ถูกนำมาใช้เปรียบเทียบเพื่อหาการทำงานที่ดีที่สุดของปั๊มความร้อนอุตสาหกรรมที่ใช้แหล่งความร้อนจากความร้อนเหลือทิ้งจากโรงงานอุตสาหกรรม พบว่า ไซโคเพนเทน (Cyclopentane) เป็นสารทำงานที่เหมาะสมที่สุดเนื่องจากส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อน (COP_{VCHP}) ของระบบสูงสุดเท่ากับ 3.06 ± 0.05

ดังนั้นจะเห็นได้ว่า การศึกษาการเลือกสารทำงานในระบบปั๊มความร้อนนั้นมีความสำคัญทั้งในเรื่องของพลังงาน (Energy) ศักยภาพในการทำงาน (Exergy) เศรษฐศาสตร์ (Economy) และสิ่งแวดล้อม (Environment) [9] สำหรับงานวิจัยนี้จึงให้ความสำคัญไปที่การพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อเลือกสารทำงานของระบบปั๊มความร้อนอุณหภูมิปานกลาง (60 – 80 °C) สำหรับงานอบแห้งผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร ทั้งนี้นอกจากจะช่วยให้ได้สารทำงานที่มีความเหมาะสมแล้ว

ยังจะช่วยก่อให้เกิดความเข้าใจในการเลือกสารทำงานที่ดีที่สุดทั้งในเรื่องของพลังงาน และรวมถึงความเหมาะสมทางด้านสิ่งแวดล้อมอีกด้วย

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 สารทำงานในระบบ

การเลือกสารทำงานของระบบถือได้ว่าเป็นขั้นตอนที่สำคัญเป็นอย่างมาก เนื่องจากสารทำงานแต่ละชนิดมักจะมีสมบัติทางฟิสิกส์ที่ส่งผลต่อการทำงานของระบบ เช่น ประสิทธิภาพของระบบ ค่าใช้จ่ายของระบบ ขนาดของอุปกรณ์ที่จะถูกนำมาใช้ ความเสถียรของการทำงานของระบบ ความปลอดภัย และผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม [14, 15] โดยตัวอย่างของสมบัติทางฟิสิกส์ที่สำคัญประกอบไปด้วย

- ปริมาตรจำเพาะ (Specific volume) เมื่อปริมาตรจำเพาะต่ำจะส่งผลให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรมีค่าต่ำ ซึ่งหมายถึงการเลือกอุปกรณ์ของระบบโดยเฉพาะอย่างยิ่งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จะสามารถเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดเล็กได้

- ผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม (Environment impacts) อาทิ ระดับในการทำลายโอโซนในบรรยากาศชั้นสตราโตสเฟียร์ (Ozone Depletion Potential: ODP) ศักยภาพในการทำให้เกิดภาวะโลกร้อน (Global Warming Potential: GWP) และ การคงสภาพของสารทำความเย็นในบรรยากาศ (Atmospheric Lifetime: ALT)

- ความปลอดภัย (Safety) โดยทั่วไปคำแนะนำในการเลือกสารทำงานของระบบ คือสารทำงานจะต้องไม่เป็นพิษ และไม่ติดไฟ ทั้งนี้เพื่อเป็นการป้องกันอุบัติเหตุที่อาจเกิดขึ้นจากการรั่วไหลของสารทำงานต่าง ๆ

- ความเข้ากันได้ของวัสดุและสารทำงาน (Material compatibility) สารทำงานที่เลือกนำมาใช้งานร่วมกับวัสดุใด ๆ จะต้องไม่กัดกร่อน หรือมีสมบัติที่ก่อให้เกิดความเสียหายกับวัสดุ/อุปกรณ์ที่ถูกนำมาใช้งานในระบบ เช่น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และข้อต่อต่าง ๆ เป็นต้น

- ความหนืด (Viscosity) สารทำงานควรมีความหนืดต่ำทั้งในสถานะของเหลวและในสถานะไอ โดยสารทำงานที่มีความหนืดต่ำจะช่วยให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่นำมาใช้งานมีขนาดเล็ก และจะช่วยลดการสูญเสียเนื่องมาจากความเสียดทานในระบบได้

2.2 บีบความร้อนแบบอัดไอ

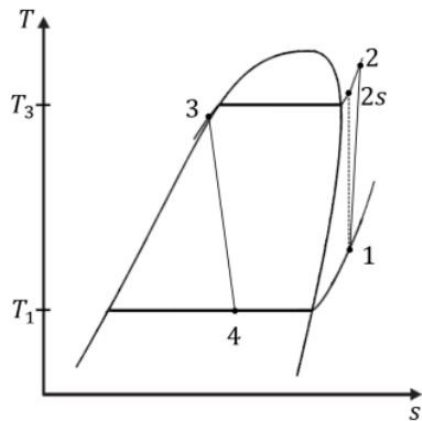
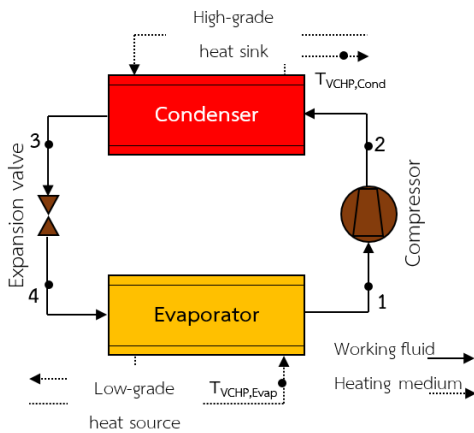
บีบความร้อนแบบอัดไอ (Vapor compression heat pump: VCHP) ถือได้ว่าเป็นอุปกรณ์สำคัญในการอนุรักษ์พลังงาน กล่าวคือ เป็นอุปกรณ์ที่สามารถนำมาใช้ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนจากแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำ ให้เป็นแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิสูง ก่อนที่จะนำเอา

ความร้อนที่มีอุณหภูมิสูงไปใช้ประโยชน์ในรูปแบบต่างๆ บั้มีความร้อนแบบอัดไอประกอบไปด้วย 4 อุปกรณ์หลัก คือ เครื่องทำระเหย (Evaporator) เครื่องอัดไอ (Compressor) เครื่องควบแน่น (Condenser) และวาล์วลดความดัน (Expansion valve) แสดงดังรูปที่ 1 โดยมีหลักการทำงานดังนี้

ณ สภาวะที่ 4 สารทำงานที่มีอุณหภูมิต่ำในเครื่องทำระเหยจะรับความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในสภาวะความดันคงที่ จากนั้นสารทำงานจะมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้นก่อนถูกส่งเข้าเครื่องอัดไอ ที่สภาวะ 1 ไป 2 เครื่องอัดไอจะทำหน้าที่อัดไอสารทำงานเพื่อเพิ่มอุณหภูมิและความดันจนกระทั่งสารทำงานอยู่ในสภาวะไอแดง (Superheated) ก่อนส่งไปยังเครื่องควบแน่น (ที่สภาวะ 2 ไป 3) เพื่อถ่ายเทความร้อนให้กับแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในสภาวะความดันคงที่ จากนั้นที่สภาวะ 3 ไป 4 สารทำงานดังกล่าวจะถูกลดความดันผ่านวาล์วลดความดัน ก่อนที่สารทำงานดังกล่าวจะถูกส่งต่อไปรับความร้อนที่เครื่องทำระเหยอีกครั้ง โดยสมการพื้นฐานที่นำมาใช้ในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของแต่ละอุปกรณ์แสดงได้ดังนี้ [16]

อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องทำระเหย (\dot{Q}_{Evap}):

$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) = (\dot{m}c_p)_w (\Delta T)_{Heatsource} \tag{1}$$



(ก) แผนภาพการทำงานอย่างง่ายของระบบฯ (ข) แผนภาพอุณหภูมิและเอนโทรปีของระบบฯ [16]

รูปที่ 1 ระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ (VCHP)

อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่น (\dot{Q}_{Cond}):

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) = (\dot{m}c_p)_w (\Delta T)_{Heatsink} \tag{2}$$

งานที่ต้องใส่เข้าไปในระบบปั๊มความร้อน (\dot{W}_{Comp}):

$$\dot{W}_{Comp} = \dot{Q}_{Cond} - \dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (3)$$

$$\dot{W}_{Comp,el} = \frac{\dot{W}_{comp}}{\eta_{Comp,ME} \eta_{Comp,MO}} \quad (4)$$

$$\eta_{Comp,Isen} = \frac{h_{2,Isen} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (5)$$

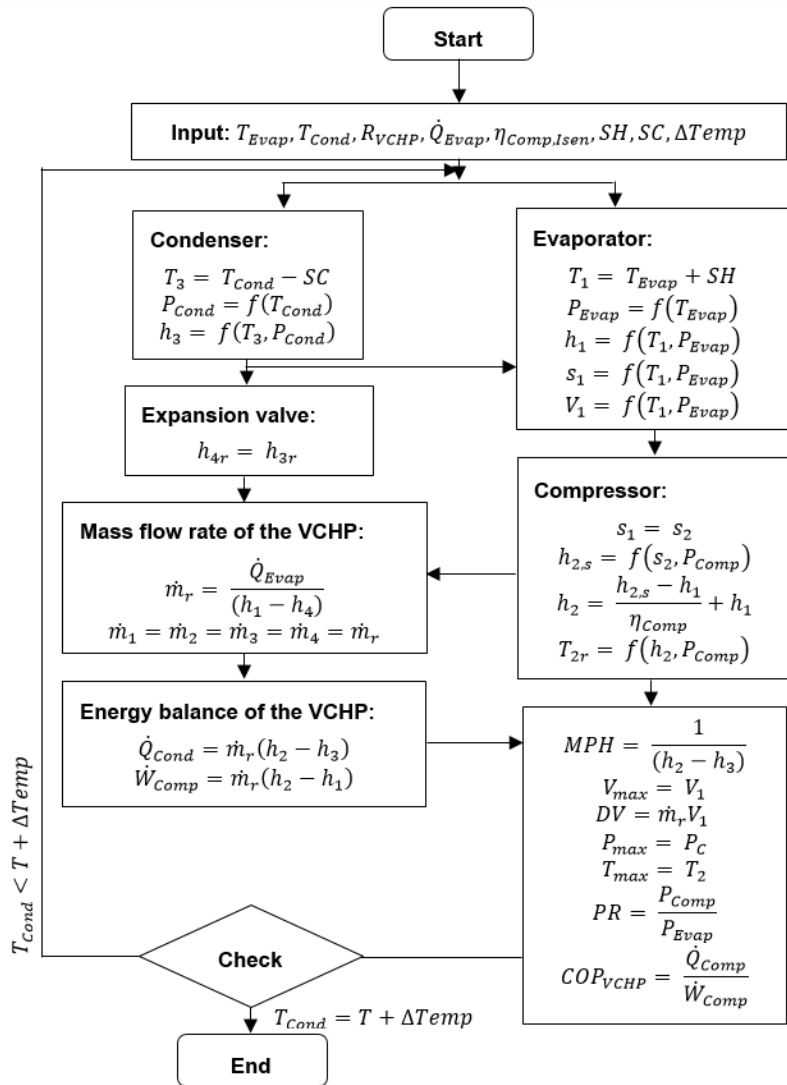
สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient Of Performance, COP_{VCHP}) การทำความร้อนของปั๊มความร้อนแบบอัดไอ:

$$COP_{VCHP} = \frac{\dot{Q}_{Cond}}{\dot{W}_{Comp}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (6)$$

เมื่อ \dot{m}_r คือ อัตราการไหลของสารทำงานในระบบปั๊มความร้อน (kg/s) h คือ เอนทัลปี (Enthalpy) ที่สภาวะการทำงานต่างๆ (kJ/kg-K) \dot{m}_w คือ อัตราการไหลของน้ำ (Liter/s) (ในงานวิจัยนี้หมายถึงอัตราการไหลของน้ำร้อนที่ถูกดึงไปใช้งานในกระบวนการอบแห้ง) $C_{p,w}$ คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ (kJ/kg-K) ΔT คือ ความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำที่นำมาแลกเปลี่ยนความร้อน (°C) $\eta_{Comp,ME}$ คือ ประสิทธิภาพทางกลของเครื่องอัดไอ (%) $\eta_{Comp,MO}$ คือ ประสิทธิภาพมอเตอร์ของเครื่องอัดไอ (%) และ $\eta_{Comp,Isen}$ คือ ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก (Isentropic) ของเครื่องอัดไอ (%)

3. วิธีดำเนินการวิจัย

งานวิจัยนี้จะเป็นการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอเพื่อใช้ในการทำนายสารทำงานในระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอที่มีความเหมาะสมที่สุดสำหรับการเพิ่มคุณภาพความร้อนระดับปานกลางก่อนนำไปใช้งานเพื่อการอบแห้งผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร โดยขั้นตอนการคำนวณของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แสดงดัง **Error! Reference source not found.** [17] เงื่อนไขและสมมติฐานของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มีดังนี้



รูปที่ 2 ขั้นตอนการคำนวณของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

- อุณหภูมิของเครื่องทำระเหย (T_{Evap}) คือ 50 °C (เมื่อสมมติให้อุณหภูมิของแหล่งความร้อนดังกล่าวได้จากเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ และ/หรือ ความร้อนเหลือทิ้งจากโรงงานอุตสาหกรรม เป็นต้น)

- ขนาดของปั๊มความร้อน คือ 10 kW (เป็นค่าสมมติฐานในการทำงานของระบบปั๊มความร้อนเท่านั้น สามารถลด/เพิ่มขนาดปั๊มความร้อนได้ เนื่องจากในงานวิจัยได้ให้ความสำคัญไปที่สารทำงานในระบบที่มีความเหมาะสมที่สามารถผลิตอุณหภูมิน้ำร้อนให้อุณหภูมิที่เหมาะสมก่อนที่จะถูกดึงไปใช้งานในกระบวนการอบแห้งได้)

- อุณหภูมิของเครื่องควบแน่น (T_{Cond}) คือ 60 ถึง 80 °C (เป็นช่วงอุณหภูมิที่จะนำมาใช้งาน ซึ่งช่วงอุณหภูมิดังกล่าวสามารถนำมาประยุกต์ใช้งานได้อย่างหลากหลายโดยเฉพาะในกระบวนการอบแห้ง ประกอบกับสามารถลดคุณภาพความร้อนหรืออุณหภูมิที่กำหนดได้เมื่อนำไปใช้งานจริง)
- ไม่คิดความดันลด (Pressure drop) ที่เกิดขึ้นในเครื่องทำระเหย และเครื่องควบแน่น
- ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของเครื่องอัดไอ (Isentropic efficiency) คือ 80%
- อุณหภูมิของของเหลวเย็นยิ่งยวด (Sub-cooling, SC) และอุณหภูมิของสภาวะไอร้อนยิ่งยวด (Superheating, SH) คือ 5 °C
- สมบัติของสารทำงานในระบบอ้างอิงจากโปรแกรม REFPROP Mini 7.0 (Free License) [18]
- แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ได้ถูกพัฒนาจะถูกคำนวณโดยใช้โปรแกรม MATLAB (Academic License)

โดยขั้นตอนการคำนวณของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อเลือกสารทำงานที่มีความเหมาะสมในระบบแสดงดังรูปที่ 2 มีหลักการทำงานดังนี้ กำหนดข้อมูลนำเข้าซึ่งประกอบไปด้วย อุณหภูมิของเครื่องทำระเหย (T_{Evap}) อุณหภูมิของเครื่องควบแน่น (T_{Cond}) ชนิดของสารทำงานในระบบ (สำหรับงานวิจัยนี้สารทำงานในระบบจำนวน 15 สาร แสดงดังตารางที่ 1 ถูกนำมาใช้เพื่อเปรียบเทียบ) ขนาดของปั๊มความร้อน ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของเครื่องอัดไอ อุณหภูมิของของเหลวเย็นยิ่งยวด (T_{SC}) และอุณหภูมิของสภาวะไอร้อนยิ่งยวด (T_{SH}) จากนั้น (1) คำนวณหาความดันของเครื่องควบแน่น (P_{Cond}) ที่ได้จากความสัมพันธ์ของอุณหภูมิต้านเครื่องควบแน่น [19] จากนั้นคำนวณหา เอนทาลปี (h_3) ด้านออกของเครื่องควบแน่นที่ได้จากความสัมพันธ์ของอุณหภูมิและความดันของเครื่องควบแน่น ในลำดับนี้จะทำให้ทราบเอนทาลปี (h_4) ด้านออกของวาล์วลดความดัน (2) คำนวณหาความดันของเครื่องทำระเหย (P_{Evap}) ที่ได้จากความสัมพันธ์ของอุณหภูมิต้านเครื่องทำระเหย [19] จากนั้นคำนวณหาเอนทาลปี (h_1) เอนโทรปีจำเพาะ (s_1) และปริมาตร (V_1) ด้านออกของเครื่องทำระเหยที่ได้จากความสัมพันธ์ของอุณหภูมิและความดันของเครื่องทำระเหย (3) คำนวณหาเอนทาลปี (h_2) และอุณหภูมิสารทำงาน (T_2) ด้านออกจากเครื่องอัดไอ (4) คำนวณหาอัตราการไหลของสารทำงานในระบบ (5) จากสมดุลพลังงานในระบบจะทำให้สามารถคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากเครื่องควบแน่น (\dot{Q}_{Cond}) และงานที่ต้องใส่เข้าไปในระบบปั๊มความร้อน (\dot{W}_{Comp}) จากนั้นค่าต่างๆ ที่คำนวณได้โดยการเพิ่มอุณหภูมิของเครื่องควบแน่น (ΔT_{emp}) ครั้งละ 1 °C (60, 61, 62, ..., 78, 79 ถึง 80 °C) จะถูกนำมาคำนวณหาอัตราการไหลของสารทำงานในระบบต่อปริมาณความร้อนที่ระบบผลิตได้ (Mass of refrigerant per unit heat output, MPH) อัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงานในระบบ (Volume flow rate of refrigerant, V_{max}) ปริมาตรการอัดในเครื่องอัดไอ (Displacement volume, DV) ความดันสูงด้านเครื่องควบแน่น (High-side pressure) อุณหภูมิสารทำงานที่ออกจากเครื่องอัดไอ อัตราส่วนความดัน (Pressure ratio, PR) และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อน (COP_{VCHP}) เมื่อ

สมมติให้ระบบปั๊มความร้อนทำการเพิ่มคุณภาพความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำประมาณ 50 °C ให้เป็นแหล่งความร้อนพร้อมใช้งานที่มีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 60 ถึง 80 °C

ตารางที่ 1 สมบัติทางฟิสิกส์ของสารทำงานในระบบปั๊มความร้อนที่ถูกนำมาพิจารณา [10, 20-24]

Working Fluid	ODP ¹	GWP ²	Normal Boiling Point (°C)	Critical Temperature (°C)	Critical Pressure (bar)	Safety Class ³
R-290	0	0	42.00	96.68	4.25	A3
R-236fa	0	9,810	-1.40	124.29	3.20	A1
R-245ca	0	693	25.00	174.42	3.93	-
R-245fa	0	820	15.10	154.01	3.65	B1
R-600	0	4.0	-0.50	152.00	38.00	A3
R-1234yf	0	<1	-26.00	94.70	33.80	A2L
R-1234ze(E)	0	<1	-19.00	109.40	36.40	A2L
R-1234ze(Z)	0	<1	9.80	150.10	35.10	A2L
R-1233zd(E)	~0	4.5	17.90	166.50	36.20	A1
R-32	0	677	-51.91	78.11	57.82	A2L
R-410a	0	1,725	-51.62	71.34	49.01	Non
R-407c	0	1,520	-43.80	96.10	49.90	Non
R-404a	0	3,800	-46.50	72.10	37.40	A1
R-507a	0	3,900	-46.70	70.90	37.90	A1
R-502	0.221	4,500	-45.40	80.70	40.20	A1

หมายเหตุ:¹ODP (Ozone Depletion Potential) คือ ค่าการทำลายชั้นโอโซนหรือชั้นบรรยากาศ (ค่า ODP จะถูกเทียบกับสารทำความเย็น R-11 หรือ CFC-11 ที่มีค่าเท่ากับ 1 ยกตัวอย่างเช่น เมื่อ R-502 มีค่า ODP เท่ากับ 0.221 ซึ่งหมายความว่า R-502 มีค่าการทำลายชั้นบรรยากาศ เท่ากับ ร้อยละ 22.10 เมื่อเทียบกับ R-11 ที่มีค่าการทำลายชั้นบรรยากาศ เท่ากับ ร้อยละ 100

²GWP (Global Warming Potential) คือ ค่าการสร้างภาวะเรือนกระจก ค่า GWP จะถูกเทียบกับค่าคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) ที่มีค่าเท่ากับ 1 ยกตัวอย่างเช่น R-32 มีค่า GWP เท่ากับ 677 ซึ่งหมายถึง มีค่าการสร้างภาวะเรือนกระจกเท่ากับ 677 เท่าของ CO₂

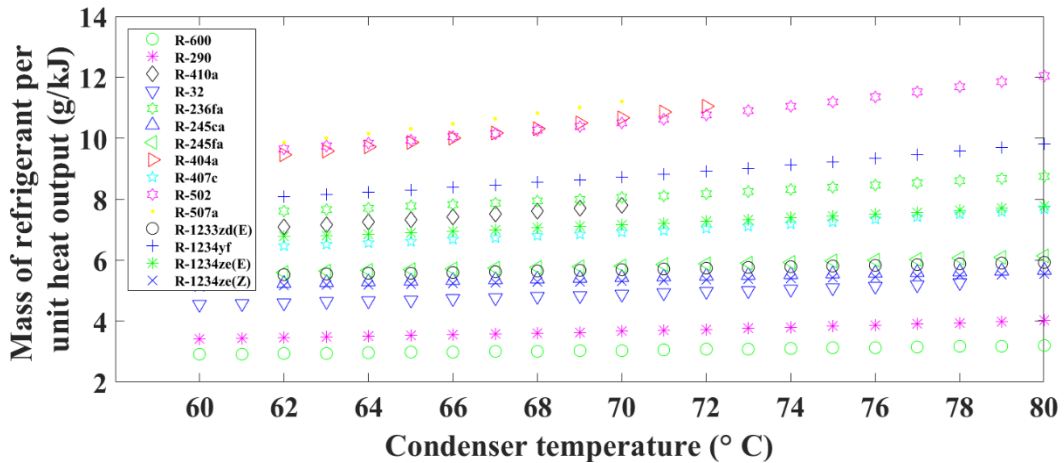
³Safety Class: No flame propagation (ไม่ติดไฟและไม่มีการลุกลามต่อเนื่องจากการวาบไฟ) ประกอบด้วย A1 (ความเป็นพิษต่ำ) และ B1 (ความเป็นพิษสูง) Lower flammability (ติดไฟได้ระดับปานกลาง) ประกอบด้วย A2L (ความเป็นพิษต่ำ) Higher flammability (ติดไฟง่ายสุด) ประกอบด้วย A3 (ความเป็นพิษต่ำ)

4. ผลการศึกษา และวิจารณ์ผลการศึกษาที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

งานวิจัยนี้เป็นการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อวิเคราะห์การทำงานของสารทำงานในระบบปั๊มความร้อนที่มีความเหมาะสมที่สุด เมื่อกำหนดให้อุณหภูมิของแหล่งความร้อน และอุณหภูมิของแหล่งจ่ายความร้อนมีค่าเท่ากับ 50 °C และ 60 – 80 °C ตามลำดับ จากนั้นแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ดังกล่าวจะถูกใช้เพื่อวิเคราะห์ตัวแปรสำคัญซึ่งประกอบไปด้วย (1) อัตราการไหลของสารทำงานในระบบต่อปริมาณความร้อนที่ระบบผลิตได้ (MPH) (2) อัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงานในระบบ (3) ปริมาตรการอัดในเครื่องอัดไอ (4) ความดันสูงด้านเครื่องควบแน่น (5) อุณหภูมิสารทำงานที่ออกจากเครื่องอัดไอ (6) อัตราส่วนความดัน และ (7) ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อน (COP_{VCHP}) [19] ผลการศึกษสามารถแสดงได้ดังนี้

4.1 อัตราการไหลของสารทำงานในระบบต่อปริมาณความร้อนที่ระบบผลิตได้

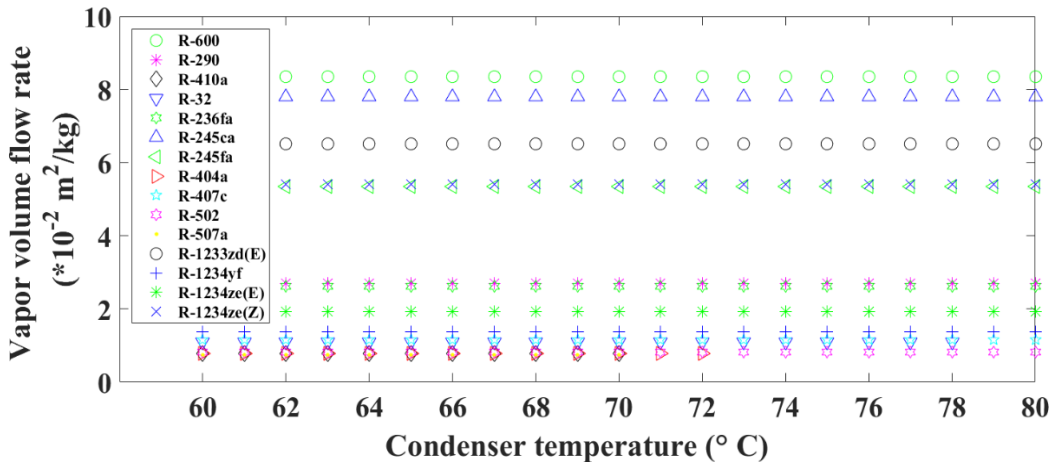
อัตราการไหลของสารทำงานในระบบต่อปริมาณความร้อนที่ระบบผลิตได้ (Mass of refrigerant per unit heat output, MPH) เป็นค่าที่บ่งบอกถึงปริมาณของสารทำงานในระบบที่ถูกใช้งานต่อปริมาณพลังงานความร้อนที่ระบบปั๊มความร้อนผลิตได้ กล่าวคือ เปรียบเทียบปริมาณพลังงานความร้อนที่ระบบผลิตได้เท่ากัน สารทำงานในระบบชนิดใดที่มีปริมาณของอัตราการไหลของสารทำงานในระบบสูง แสดงให้เห็นถึงปริมาณของสารทำงานที่ใช้ในระบบจะมีปริมาณที่สูงตามไปด้วย นอกจากนี้ยังส่งผลต่อกำลังงานที่ต้องป้อนให้กับระบบที่สูงขึ้นและรวมถึงขนาดของเครื่องอัดไอที่จะต้องมีความใหญ่อีกด้วย ผลที่ได้จากการศึกษาแสดงดังรูปที่ 3 พบว่า อัตราการไหลของสารทำงานในระบบต่อปริมาณความร้อนที่ระบบผลิตได้มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเล็กน้อยเมื่ออุณหภูมิใช้งานด้านเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิสูงขึ้น เมื่อพิจารณาอุณหภูมิใช้งานที่ 80 °C อัตราการไหลของสารทำงานในระบบต่อปริมาณความร้อนที่ระบบผลิตได้สูงที่สุด 5 อันดับแรก คือ R-502 รองลงมาคือ R1234yf R236fa R-1234ze(E) และ R-407c ตามลำดับ และสารทำงานที่มีอัตราการไหลของสารทำงานในระบบต่อปริมาณความร้อนที่ระบบผลิตได้ต่ำที่สุด 5 อันดับแรก (เป็นสารทำงานที่เหมาะสมในเรื่องของการใช้ปริมาณสารทำงานน้อยแต่ได้ปริมาณความร้อนออกมามาก) คือ R-600 เนื่องจากสารดังกล่าวเมื่อนำมาใช้กับปั๊มความร้อนที่มีขนาดเท่ากัน อุณหภูมิใช้งานเท่ากัน จะส่งผลให้สารทำงานที่จะนำมาใช้ในระบบน้อยที่สุด รองลงมา คือ R-290 R-1234ze(Z) R-245ca และ R-1233zd(E) ตามลำดับ



รูปที่ 3 อัตราการไหลของสารทำงานในระบบต่อปริมาณความร้อนที่ระบบผลิตได้ เมื่ออุณหภูมิด้านเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิต่าง ๆ

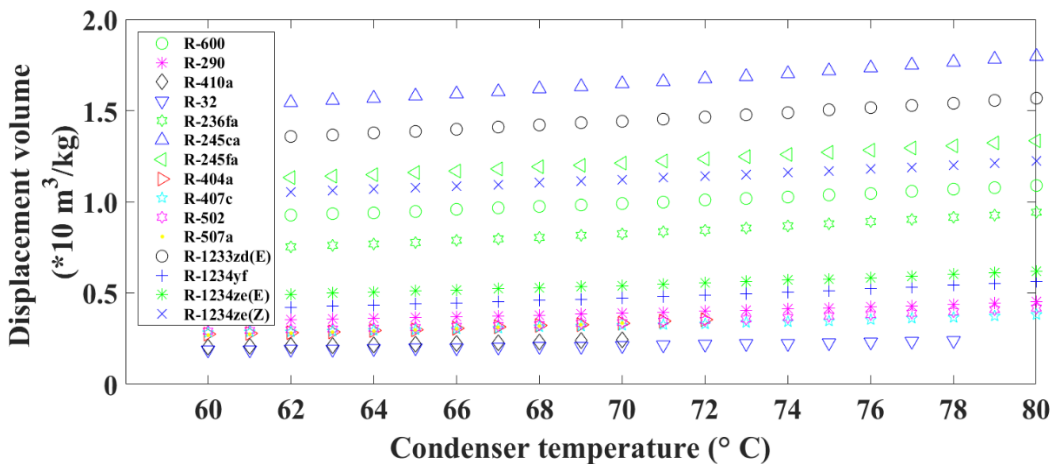
4.2 อัตราการไหลเชิงปริมาตร และปริมาตรการอัดในเครื่องอัดไอของสารทำงานในระบบ

อัตราการไหลเชิงปริมาตร (Vapor volume flow rate) ที่เกิดขึ้นในระบบนั้นจะสอดคล้องกับปริมาตรการอัด (Displacement volume) ที่เกิดขึ้นในเครื่องอัดไอ และเมื่อปริมาตรการอัดในเครื่องอัดไรมีค่าสูงจะหมายถึงขนาดของเครื่องอัดไอที่จะต้องใช้ในการระบบจะต้องมีขนาดใหญ่ ทั้งนี้ก็เพื่อให้เครื่องอัดไอสามารถทำงานได้ตรงกับความต้องการนั่นเอง โดยอัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำความเย็นแต่ละชนิดในระบบเมื่ออุณหภูมิด้านเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้นแสดงดังรูปที่ 4 และเมื่อพิจารณาอุณหภูมิใช้งานที่ 80 °C พบว่า อัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงานในระบบสูงที่สุด 5 อันดับแรก คือ R-600 รองลงมา คือ R-245ca R-1233zd(E) R-1234ze(Z) และ R-245fa ตามลำดับ และอัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงานในระบบต่ำที่สุด 5 อันดับแรก คือ R-502 เนื่องจากสารดังกล่าวเมื่อถูกนำมาใช้งานในระบบที่มีความร้อนจะทำให้ส่งผลให้เครื่องอัดไอในระบบที่มีความร้อนมีขนาดเล็กเมื่อเปรียบเทียบกับระบบที่มีความร้อนที่ใช้สารทำงานอื่น ๆ รองลงมา คือ R-407c R-1234yf R-1234ze(E) และ R-236fa และ R-290 (R-236fa และ R-290 มีค่าใกล้เคียงกัน) ตามลำดับ



รูปที่ 4 อัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงานในระบบ เมื่ออุณหภูมิด้านเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิต่าง ๆ

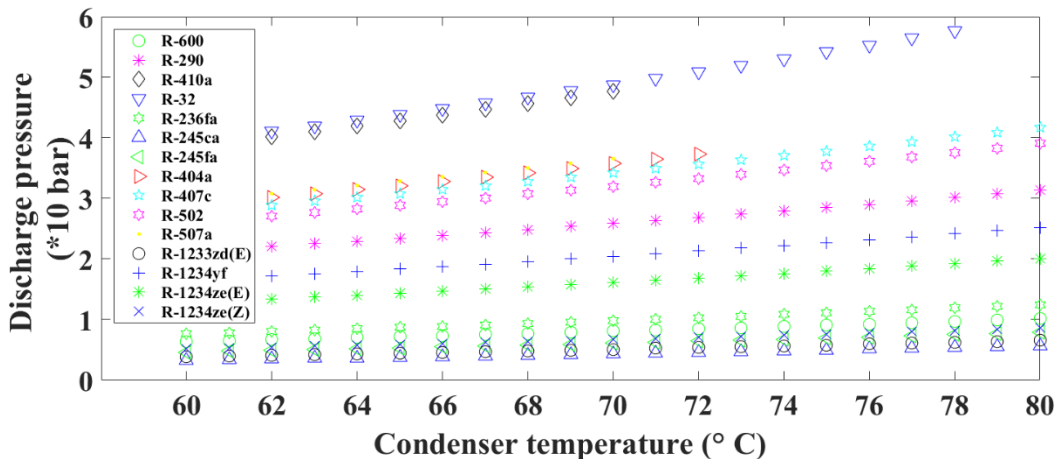
ในส่วนปริมาตรการอัดของเครื่องอัดไอสารทำงานในระบบ ผลการศึกษาแสดงดังรูปที่ 5 พบว่าเมื่อพิจารณาอุณหภูมิใช้งานที่ 80 °C ปริมาตรการอัดของเครื่องอัดไอของสารทำงานในระบบสูงที่สุด 5 อันดับแรก คือ R-245ca รองลงมา คือ R-1233zd(E) R-245fa R-1234ze(Z) และ R-600 ตามลำดับ โดยปริมาตรการอัดของเครื่องอัดไอของสารทำงานในระบบต่ำที่สุด 5 อันดับแรก คือ R-407c เนื่องจากที่ความต้องการอุณหภูมิเท่ากัน ขนาดของปั๊มความร้อนมีขนาดเดียวกัน R-407c จะมีปริมาตรการอัดต่ำสุด (ขนาดเครื่องอัดไอจะมีขนาดเล็กที่สุด) รองลงมา คือ R-502 R-290 R-1234yf และ R-1234ze(E) ตามลำดับ



รูปที่ 5 ปริมาตรการอัดของเครื่องอัดไอ เมื่ออุณหภูมิด้านเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิต่าง ๆ

4.3 ความดันสูงด้านเครื่องควบแน่น และอุณหภูมิสารทำงานที่ออกจากเครื่องอัดไอ

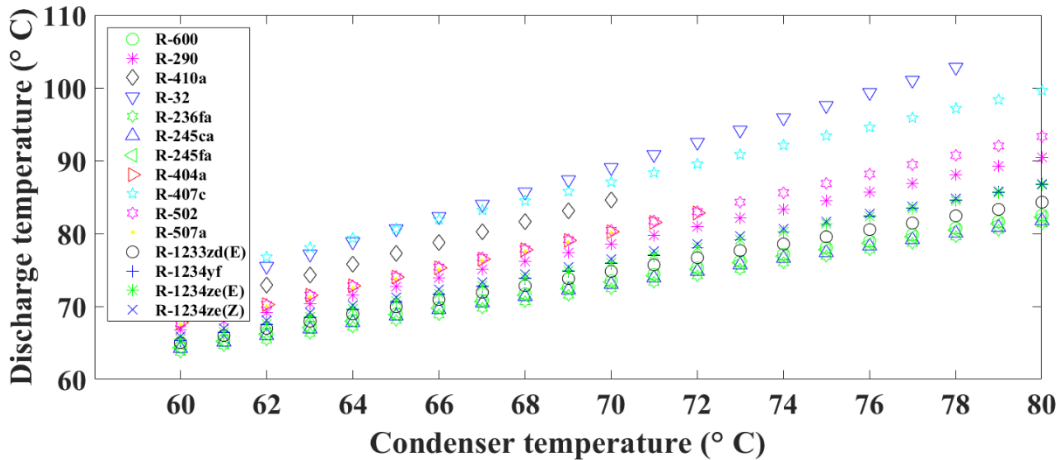
ความดันสูงด้านเครื่องควบแน่น (Discharge pressure) คือ ความดันสูงสุดที่เกิดขึ้นในระบบปั๊มความร้อน ถ้าความดันด้านสูงด้านเครื่องควบแน่นมีค่าสูงจะส่งผลต่อความแข็งแรงของวัสดุที่จะนำมาใช้ในการสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งส่งผลโดยตรงต่อค่าใช้จ่ายที่เกิดขึ้นของระบบปั๊มความร้อน ผลการศึกษาแสดงดังรูปที่ 6 พบว่า ความดันสูงด้านเครื่องควบแน่นจะมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเมื่ออุณหภูมิด้านเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น พิจารณาอุณหภูมิใช้งานที่ 80 °C ความดันสูงด้านเครื่องควบแน่นในระบบสูงที่สุด 5 อันดับแรก คือ R-407c รองลงมา คือ R-502 R-290 R-1234yf และ R-1234ze ตามลำดับ ความดันสูงด้านเครื่องควบแน่นในระบบต่ำที่สุด 5 อันดับแรก คือ R245ca ทั้งนี้ก็เป็นผลมาจากความดันวิกฤตของสารทำความเย็นมีค่าต่ำ (แสดงดัง**Error! Reference source not found.**) จึงส่งผลให้อุณหภูมิทำงานของสารดังกล่าวเมื่อนำมาใช้งานตามอุณหภูมิที่กำหนดมีความดันสูงด้านเครื่องควบแน่นต่ำไปด้วย รองลงมา คือ R-1233zd(E) R-245fa R-1234ze(Z) และ R-600 และ R-236fa (R-600 และ R-236fa มีค่าใกล้เคียงกัน) ตามลำดับ



รูปที่ 6 ความดันด้านสูงของเครื่องควบแน่น เมื่ออุณหภูมิด้านเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิต่าง ๆ

อุณหภูมิสารทำงานที่ออกจากเครื่องอัดไอ (Discharge temperature) คือ อุณหภูมิสูงสุดที่จะเกิดขึ้นในระบบปั๊มความร้อน ผลการศึกษาแสดงดังรูปที่ 7 พบว่า อุณหภูมิของสารทำงานที่ออกจากเครื่องควบแน่นจะมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นอย่างชัดเจนเมื่ออุณหภูมิด้านเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น พิจารณาอุณหภูมิใช้งานที่ 80 °C อุณหภูมิของสารทำงานที่ออกจากเครื่องอัดไอในระบบสูงที่สุด 5 อันดับแรก คือ R-407c รองลงมา คือ R-502 R-290 R-1234ze(Z) และ R-1234yf และ

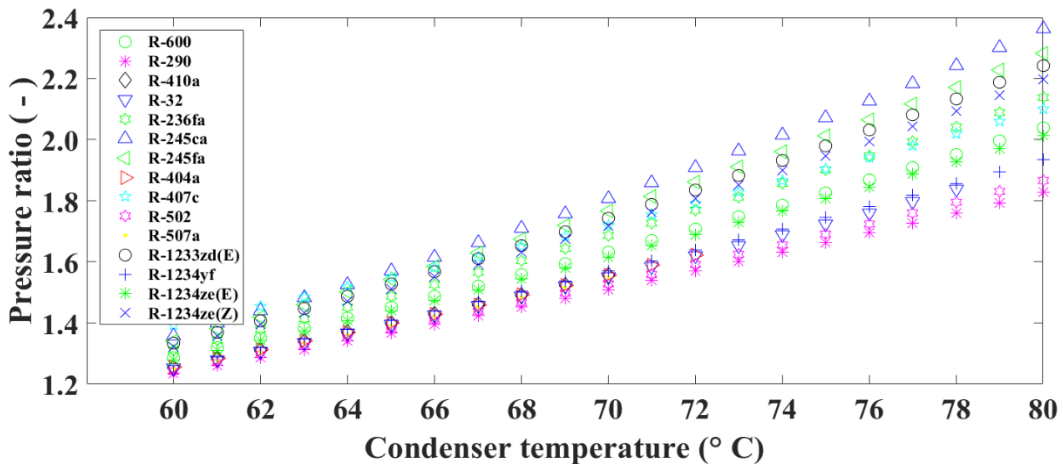
R-1234ze(E) (R-1234yf และ R-1234ze(E) มีค่าใกล้เคียงกัน) ตามลำดับ โดยอุณหภูมิของสารทำงานที่ออกจากเครื่องอัดไอในระบบต่ำที่สุด 5 อันดับแรก คือ R-236fa ทั้งนี้ก็เป็นผลมาจากอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงานดังกล่าวที่มีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิใช้งาน (แสดงดังตารางที่ 1) จึงส่งผลให้อุณหภูมิของสารทำงานที่ออกจากเครื่องอัดไอในระบบมีอุณหภูมิต่ำ รองลงมา คือ R-245ca R-245fa R-600 และ R-1233zd(E) ตามลำดับ



รูปที่ 7 อุณหภูมิของสารทำงานที่ออกจากเครื่องอัดไอ เมื่ออุณหภูมิด้านเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิต่าง ๆ

4.4 อัตราส่วนความดัน

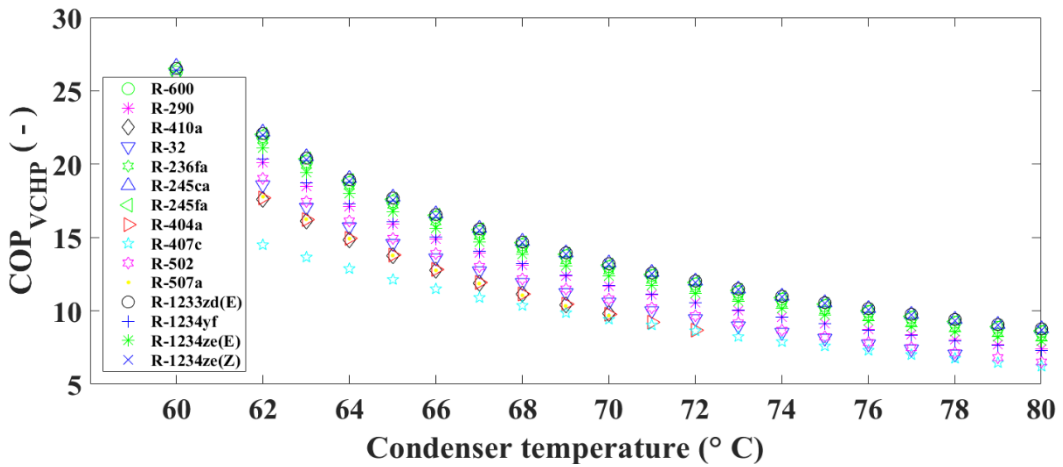
อัตราส่วนความดัน (Pressure ratio) เป็นอัตราส่วนที่เกิดขึ้นระหว่างความดันด้านเครื่องควบแน่น และความดันด้านเครื่องทำระเหย กล่าวคือ อัตราส่วนความดันที่เกิดขึ้นหากมีค่าสูง จะส่งผลต่อกำลังงานของเครื่องอัดไอที่ต้องสูงขึ้นตามไปด้วย ผลการศึกษาแสดงดังรูปที่ 8 พบว่า อัตราส่วนความดันของระบบจะมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเมื่ออุณหภูมิด้านเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น และเมื่อพิจารณาอุณหภูมิใช้งานที่ 80 °C อัตราส่วนความดันสูงที่สุด 5 อันดับแรก คือ R-245ca รองลงมา คือ R-245fa R-1233zd(E) R-1234ze(E) และ R-236fa ตามลำดับ โดยอัตราส่วนความดันในระบบต่ำที่สุด 5 อันดับแรก คือ R-290 รองลงมา คือ R-502 R-1234yf R-1234ze(E) และ R-600 ตามลำดับ ทั้งนี้ก็เป็นผลมาจากอุณหภูมิและความดันของสารทำงานเมื่อถูกนำมาเทียบกับอุณหภูมิวิกฤตและความดันวิกฤตจะมีความเหมาะสมเมื่อเทียบกับความต้องการของอุณหภูมิความร้อนใช้งาน



รูปที่ 8 อัตราส่วนความดัน เมื่ออุณหภูมิด้านเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิต่าง ๆ

4.5 สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อนของระบบปั๊มความร้อน

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อนของระบบปั๊มความร้อน (Coefficient of performance of heat pump, COP_{VCHP}) ถือได้ว่าเป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญที่จะช่วยในการตัดสินใจว่าสารทำงานในระบบชนิดใดดีที่สุด โดยค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อนของระบบเมื่ออุณหภูมิด้านเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น แสดงดังรูปที่ 9 พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อนของระบบปั๊มความร้อนมีแนวโน้มลดลง เมื่ออุณหภูมิด้านเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น และเมื่อพิจารณาอุณหภูมิใช้งานที่ 80 °C สารทำงานในระบบที่ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อนของระบบปั๊มความร้อนมีค่าสูงสุด 5 อันดับแรก คือ R-245ca เนื่องจากระบบปั๊มความร้อนเมื่อใช้สารทำงานดังกล่าวระบบจะสามารถผลิตอัตราความร้อนใช้งานได้สูงที่สุด ประกอบกับความต้องการพลังงานที่จะต้องป้อนให้กับเครื่องอัดไอนี้มีค่าต่ำที่สุด รองลงมาคือ R-1233zd(E) R-1234ze(Z) R-245fa และ R-600 ตามลำดับ โดยสารทำงานในระบบที่ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อนของระบบปั๊มความร้อนมีค่าต่ำสุด 5 อันดับแรก คือ R-407c ดังจะเห็นได้จากอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงานดังกล่าวมีค่าใกล้เคียงกับความต้องการของอุณหภูมิใช้งานจึงส่งผลให้พลังงานที่ต้องป้อนให้กับเครื่องอัดไอนี้มีค่าสูง จึงส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อนของระบบปั๊มความร้อนมีค่าต่ำ R-502 R-1234yf R-290 และ R-1234ze(E) ตามลำดับ



รูปที่ 9 สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อนของระบบปั๊มความร้อน เมื่ออุณหภูมิด้านเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิต่าง ๆ

จากผลการศึกษาข้างต้นจะเห็นได้ว่า เมื่อพิจารณาอุณหภูมิใช้งานเท่ากับ 80 °C สารทำงานในระบบ 4 ชนิด คือ R-32 R404a R410a และ R507a ไม่สามารถนำมาประยุกต์ใช้ในระบบปั๊มความร้อนได้ เนื่องจากอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงานดังกล่าวมีอุณหภูมิต่ำกว่า 80 °C จึงทำให้ระบบปั๊มความร้อนไม่สามารถเพิ่มคุณภาพความร้อนให้มีอุณหภูมิสูงกว่าหรือเท่ากับ 80 °C ได้ นอกจากนี้ผลการศึกษาสารทำงานในระบบทั้ง 15 สาร พบว่า เมื่อพิจารณาอุณหภูมิใช้งานเท่ากับ 80 °C ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อนของระบบเมื่อสารทำงานต่างชนิดกัน จะมีค่าที่ไม่แตกต่างกันมากนัก ดังนั้นเพื่อให้ได้สารทำงานในระบบที่ดีที่สุดจำเป็นต้องนำปัจจัยต่าง ๆ ที่ได้กล่าวไปแล้วในหัวข้อที่ 4.1 ถึง 4.4 มาร่วมพิจารณาด้วย (ทั้งนี้ในการพิจารณาจะให้ความสำคัญไปที่สารทำงาน 5 อันดับแรก ของแต่ละหัวข้อว่ามีสารทำงานอะไรบ้าง จากนั้นจะพิจารณาว่าในแต่ละหัวข้อมีสารทำงานดังกล่าวซ้ำกันจำนวนเท่าไร ซึ่งหากสารทำงานดังกล่าวซ้ำกันในหลายหัวข้อนั้นหมายความว่าสารทำงานนั้นมีคะแนนที่สูงกว่าสารทำงานอื่น ๆ) โดยผลการศึกษาพบว่า R-600 จะเป็นสารทำงานที่เหมาะสมที่สุด รองลงมา คือ R-290 R-245ca R-1233zd(E) R-245fa R-1234ze(E) R-1234yf R- 1234ze(Z) และ R-236fa ตามลำดับ แต่อย่างไรก็ตามหากนำเอาผลกระทบที่เกิดต่อสิ่งแวดล้อม ทั้งในส่วนของการทำลายโอโซนในบรรยากาศชั้นสตราโตสเฟียร์ (ODP) และศักยภาพในการทำให้เกิดภาวะโลกร้อน (GWP) และความปลอดภัยต่อการใช้งาน (การติดไฟและความเป็นพิษ) ผลการศึกษาจะพบว่า R-1234ze(E) เป็นสารทำงานที่เหมาะสมที่สุด รองลงมา คือ R-1234yf R-1234ze(Z) R-1233zd(E) R-290 R-600 R-245ca R-245fa และ R-236fa ตามลำดับ โดยการเรียงลำดับของสารทำงานข้างต้นได้ให้ความสำคัญไปที่ผลกระทบต่อสภาพแวดล้อมก่อนการติดไฟและความเป็นพิษ ทั้งนี้เนื่องจากในการใช้งานจริงสามารถออก

ข้อกำหนดในการป้องกัน การใช้งานให้ถูกวิธี เพื่อป้องกันการติดไฟและความเป็นพิษต่อการใช้งานได้

5. สรุป

งานวิจัยนี้เป็นการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อหาสารทำงานที่เหมาะสมที่สุดของระบบปั๊มความร้อนสำหรับงานอบแห้งอุณหภูมิปานกลาง (อุณหภูมิ 60 – 80 °C) โดยในการศึกษาสารทำงานจำนวน 15 ชนิด ได้ถูกนำมาใช้เพื่อเปรียบเทียบพารามิเตอร์จำนวน 7 พารามิเตอร์ ดังนี้ (1) อัตราการไหลของสารทำงานในระบบต่อปริมาณความร้อนที่ระบบผลิตได้ (2) อัตราการไหลเชิงปริมาตรของสารทำงานในระบบ (3) ปริมาตรการอัดในเครื่องอัดไอ (4) ความดันสูงด้านเครื่องควบแน่น (5) อุณหภูมิสารทำงานที่ออกจากเครื่องอัดไอ (6) อัตราส่วนความดัน และ (7) ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อน ผลการศึกษาเมื่อพิจารณาในกรณีที่อุณหภูมิด้านเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น พบว่า พารามิเตอร์ที่ (1) ถึง (6) จะมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นตามอุณหภูมิและความดันที่เพิ่มขึ้น ส่วนพารามิเตอร์ที่ (7) นั้น จะมีแนวโน้มลดลงตามการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิด้านเครื่องควบแน่น นอกจากนี้ผลการศึกษาเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบสารทำงานจำนวน 15 ชนิด ในการนำมาประยุกต์ใช้เป็นสารทำงานในระบบปั๊มความร้อนเพื่อผลิตพลังงานความร้อนใช้งานในช่วงอุณหภูมิ 60 – 80 °C โดยเมื่อพิจารณาถึงผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมทั้งในส่วนของการทำลายโอโซนในบรรยากาศชั้นสตราโตสเฟียร์ และศักยภาพในการทำให้เกิดภาวะโลกร้อน รวมถึงความปลอดภัยต่อการใช้งาน (การติดไฟและความเป็นพิษ) พบว่า R-1234ze(E) เป็นสารทำงานที่เหมาะสมที่สุดเนื่องด้วยมีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับสารทำงานอื่น ๆ และยังคงมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อนที่สูงเมื่อเทียบกับสารอื่น ๆ ซึ่งส่งผลต่อการทำงานของระบบที่หมายรวมถึงความต้องการทางด้านพลังงานไฟฟ้าของระบบที่น้อย รองลงมา คือ R-1234yf R-1234ze(Z) R-1233zd(E) R-290 R-600 R-245ca R-245fa และ R-236fa ตามลำดับ อย่างไรก็ตามเนื่องจากในงานวิจัยนี้ยังไม่มีมีการวิเคราะห์ผลทางด้านเศรษฐศาสตร์ที่เกี่ยวข้องกับค่าใช้จ่ายของสารทำงานในระบบ ดังนั้นจึงควรมีการศึกษาเพิ่มเติมในงานวิจัยต่อไป

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ กองทุนส่งเสริมวิทยาศาสตร์ วิจัย และนวัตกรรม (กสว.) : งบประมาณด้าน ววน. ประจำปีงบประมาณ พ.ศ. 2564 ที่ได้ให้การสนับสนุนเงินทุนในการวิจัย และขอขอบคุณ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏพิบูลสงคราม สำหรับสถานที่ทำวิจัย

References

- [1] Department of alternative energy development and efficiency, Ministry of energy. Project to improve solar energy potential map from satellite imagery for Thailand [Internet]. 2017 [cited 2021 March 19]. Available from: https://www.dede.go.th/download/OpenBigData/Solar_Map_1_2560.pdf
- [2] Department of alternative energy development and efficiency, Ministry of energy. Alternative energy development plan 2018 – 2037 (AEDP2018) [Internet]. 2018 [cited 2021 March 19]. Available from: https://www.dede.go.th/download/Plan_62/20201021_TIEB_AEDP2018.pdf
- [3] Sonsaree S, Jiajitsawat S, Thongsan S. Cooling water flow rate affecting the efficiency of a solar photovoltaic-thermal hybrid system. *Kasem Bundit Engineering Journal* 2021;11(1):74-90. (In Thai)
- [4] Pachanatong M, Suttha, W, Panyathitipong W. Household heat use to improve sweet tamarind quality. *RMUTP Research Journal* 2018;12(1):102-12. (In Thai)
- [5] Lim H, Kim C, Cho Y, Kim M. Energy saving potentials from the application of heat pipes on geothermal heat pump system. *Applied Thermal Engineering* 2017;126:1191-8.
- [6] Wu P, Wang Z, Li X, Xu Z, Yang Y, Yang Q. Energy-saving analysis of air source heat pump integrated with a water storage tank for heating applications. *Building and Environment* 2020;180:107029.
- [7] Wu X, Xing Z, He Z, Wang X, Chen W. Performance evaluation of a capacity-regulated high temperature heat pump for waste heat recovery in dyeing industry. *Applied thermal engineering* 2016;93:1193-201.
- [8] Zhao Z, Xing Z, Hou F, Tian Y, Jiang S. Theoretical and experimental investigation of a novel high temperature heat pump system for recovering heat from refrigeration system. *Applied Thermal Engineering* 2016;107:758-67.
- [9] Wu Z, Wang X, Sha L, Li X, Yang X, Ma X, et al. Performance analysis and multi-objective optimization of the high-temperature cascade heat pump system. *Energy* 2021;223:120097.
- [10] Mota-Babiloni A, Navarro-Esbrí J, Makhnatch P, Molés F. Refrigerant R-32 as lower GWP working fluid in residential air conditioning systems in Europe and the USA. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2017;80:1031-42.

- [11] Juhasz JR. Novel working fluid, HFO-1336mzz (E), for use in waste heat recovery application. 12th IEA Heat Pump Conference; 2017. p. 1-10.
- [12] Zühlsdorf B, Jensen JK, Elmegaard B. Heat pump working fluid selection—economic and thermodynamic comparison of criteria and boundary conditions. *International Journal of Refrigeration* 2019;98:500-13.
- [13] Frutiger J, Zühlsdorf B, Elmegaard B, Abildskov J, Sin G. Reverse engineering of working fluid selection for industrial heat pump based on Monte Carlo sampling and uncertainty analysis. *Industrial & Engineering Chemistry Research* 2018;57(40):13463-77.
- [14] Fan X-W, Zhang X-P, Ju F-J, Wang F. Theoretical study of heat pump system using CO₂/dimethylether as refrigerant. *Thermal Science* 2013;17(5):1261-8.
- [15] Chaichana C, Aye L, Charters WW. Natural working fluids for solar-boosted heat pumps. *International Journal of refrigeration* 2003;26(6):637-43.
- [16] Sonsaree S, Asaoka T, Jiajitsawat S, Aguirre H, Tanaka K. VCHP-ORC power generation from low-grade industrial waste heat combined with solar water heating system: Power generation and CO₂ emission in industrial estate of Thailand. *Cogent Engineering* 2017;4(1):1-24.
- [17] Chaiyat N, Chaichana C. Working fluid selection for geothermal heat pump. *Engineering Journal Chiang Mai University* 2006;13:27-32. (In Thai)
- [18] NIST. REFPROP Mini, Thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures software; 2000.
- [19] Fannou JC, Rousseau C, Lamarche L, Kaji S. A comparative performance study of a direct expansion geothermal evaporator using R-410A and R-407C as refrigerant alternatives to R-22. *Applied Thermal Engineering* 2015;82:306-17.
- [20] Arora A, Kaushik S. Theoretical analysis of a vapour compression refrigeration system with R-502, R-404A and R-507A. *International journal of refrigeration* 2008;31(6):998-1005.
- [21] ANSI/ASHRAE Standard 34–2016, Designation and safety classification of refrigerants. ASHRAE Atlanta; 2016.
- [22] Saleh B. Parametric and working fluid analysis of a combined organic Rankine-vapor compression refrigeration system activated by low-grade thermal energy. *Journal of advanced research* 2016;7(5):651-60.
- [23] Latrash F, Agnew B, Al-Weshahi M, Eshoul N, editors. Optimal selection of using fluids (HFC, HCFC, HFC) for an organic Rankine cycle utilizing a low temperature geothermal

energy source. 5th International Conference on Environment Science and Engineering; 2015. p. 48-54.

[24] Chaiyat N. Performance analysis of an absorption heat transformer with assisted vapor compression heat pump [Doctor of philosophy in energy engineering]. Chiang Mai: Chiang Mai University; 2011.

ประวัติผู้เขียนบทความ



สรวิศ สอนสารี สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏพิบูลสงคราม 156 หมู่ 5 ตำบลพลายชุมพล จังหวัดพิษณุโลก 65000, sorawitsonsaree@psru.ac.th ปัจจุบันสนใจงานวิจัยทางด้านพลังงานทดแทน แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ และการเขียนโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์



สมชาย เจียจิตต์สวัสดิ์ หน่วยวิจัยพลังงานสะอาด คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร 99 หมู่ 9 ตำบลท่าโพธิ์ อำเภอเมือง จังหวัดพิษณุโลก 65000, somchaij@nu.ac.th ปัจจุบันสนใจงานวิจัยทางด้านพลังงานทดแทน แบตเตอรี่ และการทดสอบแบตเตอรี่



วิสุทธิ์ แชมสะอาด วิทยาลัยพลังงานทดแทนและสมาร์ทกิตตเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยนเรศวร 99 หมู่ 9 ตำบลท่าโพธิ์ อำเภอเมือง จังหวัดพิษณุโลก 65000, Wisuttc@nu.ac.th ปัจจุบันสนใจงานวิจัยทางด้านพลังงานทดแทน Smart Grid และ Smart City

Article History:

Received: August 19, 2021

Revised: November 25, 2021

Accepted: December 13, 2021