การประเมินสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบไฮบริดระหว่างเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยและเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ

ณัฏฐพล อำไพ และ อาทิตย์ คูณศรีสุข*

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
111 ถ.มหาวิทยาลัย ต.สุรนารี อ.เมือง จ.นครราชสีมา 30000

รับบทความ 3 สิงหาคม 2565 แก้ไขบทความ 20 กุมภาพันธ์ 2566 ตอบรับบทความ 1 มีนาคม 2566

บทคัดย่อ

ระบบปรับอากาศแบบไฮบริด ประกอบด้วย เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย และเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอทั่วไป ถูกตรวจสอบและประเมินสมรรถนะในการศึกษานี้ อาคารขนาด 2.30 m X 2.30 m X 2.75 m ถูกสร้างขึ้นที่มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี นครราชสีมา มีการติดตั้งเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอในอาคาร เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยสัมผัสโดยอ้อม 5 ชนิดที่แตกต่างกัน ถูกสร้างและติดตั้งในอาคาร เครื่องทำความเย็นดังกล่าว ได้แก่ เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยแบบวัฏจักรเอ็ม, เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลตั้งฉากแบบนำอากาศกลับสู่ช่องเปียก, เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลตั้งฉาก, เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลสวนทางแบบมีแผ่นกั้น และเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลสวนทาง ผลการทดสอบพบว่า เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลตั้งฉากให้ค่าสมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิผลกระเปาะเปียกสูงสุดเมื่อเปรียบเทียบกับอีก 4 ชนิด โดยสมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิผลกระเปาะเปียกสูงสุด คือ 11.68 และ 0.97 ตามลำดับ เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดดังกล่าวสร้างได้ง่าย เนื่องจากมีความซับซ้อนภายในเครื่องน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับอีก 4 ชนิด ดังนั้น จึงเลือก เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลตั้งฉาก การติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยภายนอกอาคาร พบว่า สามารถลดการใช้พลังงานได้ถึง 30.77% เมื่อเปรียบเทียบกับการติดตั้งภายในอาคาร นอกจากนี้ การสเปรย์น้ำไม่ต่อเนื่องบนเครื่องทำความเย็นนั้นดีกว่าการสเปรย์น้ำต่อเนื่อง การสเปรย์น้ำ 5 min ทุก 2 h สามารถลดอุณหภูมิหลังผ่านเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยลงได้ 8 ℃

คำสำคัญ : ระบบปรับอากาศแบบไฮบริด; เครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ; เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยสัมผัสโดยอ้อม; เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยแบบวัฏจักรเอ็ม; ประสิทธิผลกระเปาะเปียก

**** ผู้นิพนธ์ประสานงาน โทร: +668 0168 5996, ไปรษณีย์อิเล็กทรอนิกส์: atit@sut.ac.th***

Performance Evaluation of a Hybrid Evaporative Cooling – Vapor Compression Air Condition

Natthapon Aumpai and Atit Koonsrisuk*

School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology
111 University Road, Muang District, Nakhon Ratchasima 30000

Received 3 August 2022; Revised 20 February 2023; Accepted 1 March 2023

Abstract

A hybrid system combining an evaporative cooler and a traditional vapor-compression air-conditioner was investigated and evaluated its performance in this study. A 2.30m x 2.30m x 2.75m building was built at Suranaree University of Technology, Nakhon Ratchasima. A vapor-compression air-conditioner was installed in the building. Five different types of indirect evaporative coolers were built and installed in the building. They are a Maisotsenko (M) - cycle type, cross-flow with regeneration type, cross-flow without regeneration type, counter-flow with baffles type, and counter-flow without baffles type. The test results showed that the cross-flow without regeneration type provided the highest coefficient of performance (COP) and wet-bulb effectiveness compared with the other 4 types. Its maximum COP and wet bulb effectiveness were 11.68 and 0.97, respectively. This type was also easier to build because it is less complicated when compared to the others. Therefore, the cross-flow without regeneration type was chosen. It found that installing the evaporative cooler outside the building can reduce energy consumption by 30.77% compared with installing the cooler inside the building. It also found that intermittent water spraying on the cooling core is better than continuous water spraying 5 min spraying of water every 2 h can reduce the outlet air temperature of the cooler to about 8 ℃.

Keywords: Hybrid cooling systems; Vapor-compression air-conditioner; Indirect evaporative cooler; Maisotsenko -cycle cooler; Wet bulb effectiveness

** Corresponding Author. Tel.: +668 0168 5996, E-mail Address: atit@sut.ac.th*

1. บทนำ

ระบบปรับอากาศแบบไฮบริด คือ การใช้เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย (Evaporative Cooler: EC) ลดภาระการทำความเย็นให้กับเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ (Vapor Air Condition, VAC) [1]-[3] เนื่องจากเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยช่วยลดอุณหภูมิอากาศก่อนจ่ายเข้าสู่เครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ โดยระบบดังกล่าวช่วยลดการใช้พลังงานไฟฟ้าที่ประเทศอินเดียสำหรับห้องโถง 3700 – 11700 kWh [4] และในสาธารณรัฐอิสลามอิหร่านสามารถลดภาระการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศลงได้ 75% ส่งผลให้ลดการใช้พลังงานไฟฟ้าลง 55% [5]

อย่างไรก็ตาม การใช้เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยต้องเลือกใช้งานให้เหมาะสมกับสภาพภูมิอากาศของแต่ละพื้นที่ เช่น สภาพภูมิอากาศแบบร้อนแห้งอย่างประเทศอินเดียเลือกใช้เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยสัมผัสโดยตรง (Direct Evaporative Cooler, DEC) เนื่องจากช่วยลดอุณหภูมิและเพิ่มความชื้นสัมบูรณ์ (Humidity ratio) ให้กับอากาศ [6] แต่เครื่องทำความเย็นชนิดดังกล่าวเพิ่มความชื้นสัมบูรณ์ให้กับอากาศ 4 - 6 (g/kg_{dry}) [7] จึงไม่เหมาะกับสภาพอากาศแบบร้อนชื้นอย่างประเทศไทย ดังนั้นการเลือกใช้เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยทางอ้อม (Indirect Evaporative Cooler, IEC) จึงเป็นทางเลือกที่รับความสนใจในงานวิจัยนี้ เนื่องจากการลดอุณหภูมิของเครื่องทำความเย็นดังกล่าวไม่ส่งผลกระทบต่อความชื้นสัมบูรณ์ภายในอากาศ [8]-[10]

เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยสัมผัสโดยอ้อมได้รับการพัฒนาลักษณะการไหลของอากาศที่หลากหลายรูปแบบโดยมีวัตถุประสงค์เพื่อเพิ่มสมรรถนะการทำความเย็นให้สูงกว่าเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยสัมผัสโดยตรง เครื่องทำความเย็นวัฏจักรเอ็ม (Maisotsenko Cycle, MC) ได้รับการทดสอบที่จังหวัดกรุงเทพมหานคร พบว่า การเปิดระบบปรับอากาศแบบไฮบริดช่วยลดอุณหภูมิจาก 35 °C เหลือ 20 °C ความชื้นสัมพัทธ์ 14 g/kg_{dry} ในขณะที่เปิดเฉพาะเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ เหลือ 25 °C ความชื้นสัมพัทธ์ 17 g/kg_{dry} [11] เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลตั้งฉาก (Cross-flow Indirect Evaporative Cooler, CIEC) ที่ใช้อากาศสิ่งแวดล้อม 100% ได้รับการพิสูจน์แล้วว่าสามารถลดอุณหภูมิอากาศได้ต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก [12] เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลสวนทาง (Counter-flow Indirect Evaporative Cooler, CTIEC) ได้รับการทดสอบในเงื่อนไขของสภาพอากาศที่หลากหลาย พบว่าประสิทธิผลกระเปาะเปียก (Wet-bulb Effectiveness) อยู่ระหว่าง 0.55-1.06 การติดตั้งแผ่นกั้น (Baffle) ภายในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยช่วยเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน (Overall Coefficient of Heat Transfer) ส่งผลให้อุณหภูมิอากาศหลังผ่านเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยลดลง 21% และสมรรถนะการทำความเย็นเพิ่มขึ้น 71% [13] แม้ว่าการใช้เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยแต่ละชนิดส่งผลให้ลดภาระการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศได้ แต่ชนิดที่เหมาะสมกับสภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมายังไม่ได้รับการเปรียบเทียบ

นอกจากการพัฒนาลักษณะการไหลของอากาศที่หลากหลายรูปแบบภายในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยแล้ว การปรับปรุงองค์ประกอบต่าง ๆ ยังถูกพัฒนาเพื่อเพิ่มสมรรถนะการทำความเย็นอีกด้วย เช่น การใช้อากาศสิ่งแวดล้อม 100% สำหรับลดอุณหภูมิที่เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยได้รับการศึกษาอย่างแพร่หลาย พบว่า เงื่อนไขดังกล่าวมีประสิทธิผลกระเปาะเปียก 1.13-1.41 [14], [15] การควบคุมเวลาการสเปรย์น้ำในช่องเปียกแทนที่จะสเปรย์อย่างต่อเนื่อง ส่งผลให้ประสิทธิผลกระเปาะเปียกเพิ่มขึ้นจาก 0.81 เป็น 0.92 [16] อย่างไรก็ตาม การใช้อากาศภายในห้องปรับอากาศสำหรับลดอุณหภูมิอากาศที่เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย และการหาระยะเวลาที่เหมาะสมในการสเปรย์น้ำในช่องเปียกยังไม่ถูกศึกษา

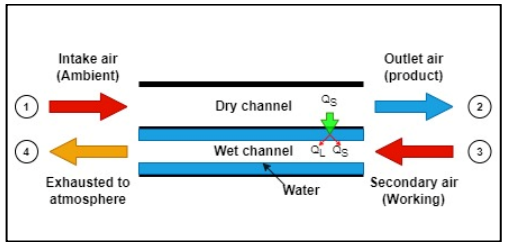
ในงานวิจัยนี้จึงได้สร้างและทดสอบเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยแต่ละชนิดประเมินสมรรถนะการทำความเย็น และการใช้พลังงานไฟฟ้า เพื่อเลือกเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยสำหรับพัฒนาสำหรับนำไปใช้งานภายใต้สภาพอากาศจังหวัดนครราชสีมา โดยเลือกขนาดและพารามิเตอร์ที่เหมาะสมในการนำไปใช้งานร่วมกับห้องปรับอากาศ [17] ได้ศึกษาเกี่ยวกับการจำลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริด โดยใช้สภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมา เป็นฐานข้อมูลในการคำนวณขนาด และพารามิเตอร์ต่าง ๆ ของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยที่เหมาะกับอาคาร ร้านสะดวกซื้อ และที่อยู่อาศัย นอกจากนี้ ได้มีการทดสอบอิทธิพลของตำแหน่งการติดตั้งและระยะเวลาที่เหมาะสมในการสเปรย์น้ำที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำความเย็นและการใช้พลังงานไฟฟ้า

2. คำอธิบายระบบ

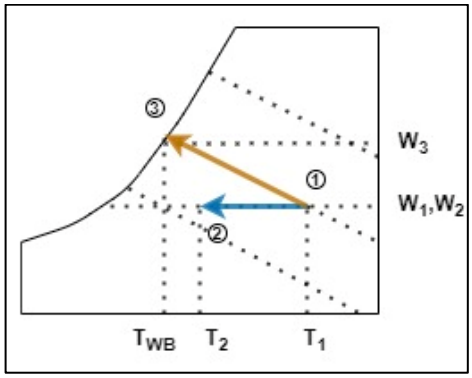
ในหัวข้อนี้จะนำเสนอหลักการทำงานของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยที่ใช้ในการศึกษา การตั้งค่าการทดลอง และอธิบายการคำนวณสมรรถนะการทำความเย็น

2.1 เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย

หลักการทำงานพื้นฐานของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยสัมผัสโดยอ้อมแสดงดังรูปที่ 1 ภายในเครื่องดังกล่าวมีช่องทำงานสองประเภท ได้แก่ ช่องแห้ง (Dry Channel) และ ช่องเปียก (Wet Channel) เริ่มต้นการทำงานโดยอากาศสิ่งแวดล้อม (Ambient Air) จะไหลเข้าสู่ช่องแห้ง ในขณะเดียวกันก็จะไหลเข้าสู่ช่องเปียกด้วย เมื่ออากาศที่ไหลเข้าช่องเปียกสัมผัสกับน้ำ อากาศในช่องเปียกอุณหภูมิจะลดลงและความชื้นสัมบูรณ์สูงขึ้นด้วยอิทธิพลของความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) และความร้อนแฝง (Latent Heat) เมื่อเกิดความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิในช่องแห้งและช่องเปียก อากาศในช่องแห้งที่มีอุณหภูมิสูงกว่าอากาศในช่องเปียกจึงถ่ายเทความร้อนสู่อากาศในช่องเปียกในรูปแบบของความร้อนสัมผัส กระบวนการเปลี่ยนแปลงดังกล่าวแสดงในแผนภูมิไซโครเมทริกของรูปที่ 2 อากาศจากตำแหน่งที่ (1) ถึง (2) หมายถึง อุณภูมิลดลงในขณะที่ความชื้นสัมบูรณ์คงที่ อากาศจากตำแหน่งที่ (1) ถึง (3) หมายถึง อุณภูมิลดลงในขณะที่ความชื้นสัมบูรณ์เพิ่มขึ้น

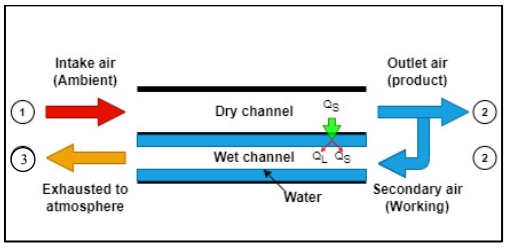


รูปที่ 1 หลักการทำงานของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย

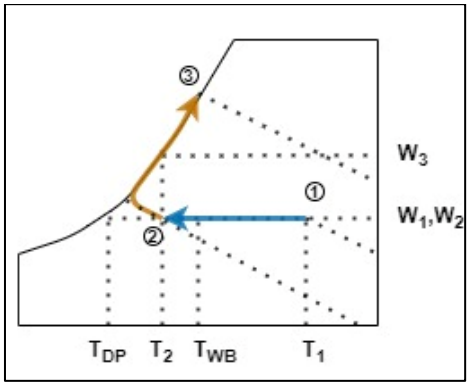


รูปที่ 2 กระบวนการลดอุณหภูมิของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย

เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดแบ่งอากาศกลับสู่ช่องเปียก (Regenerative Indirect Evaporative Cooler, RIEC) แสดงดังรูปที่ 3 มีการทำงานที่แตกต่างจากเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยทั่วไปคือ การแบ่งอากาศหลังผ่านช่องแห้ง 30% กลับสู่ช่องเปียก จากสาเหตุดังกล่าวส่งผลให้อากาศหลังผ่านช่องแห้งมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศสิ่งแวดล้อม ซึ่งกระบวนการลดอุณหภูมิของเครื่องดังกล่าวแสดงดังรูปที่ 4



รูปที่ 3 หลักการทำงานของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดแบ่งอากาศกลับสู่ช่องเปียก



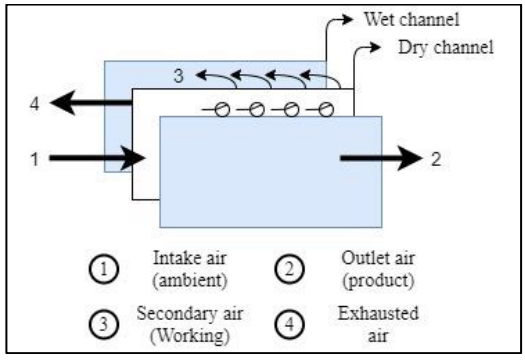
รูปที่ 4 กระบวนการลดอุณหภูมิของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดแบ่งอากาศกลับสู่ช่องเปียก

ในระบบปรับอากาศแบบไฮบริด อากาศที่มีอุณหภูมิต่ำภายในห้องปรับอากาศจะถูกส่งไปยังช่องเปียกแทนอากาศสิ่งแวดล้อม ซึ่งจะช่วยเพิ่มสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยและลดความร้อนทิ้ง (Waste Heat) ซึ่งระบบดังกล่าวจะถูกนำมาใช้ทดสอบในงานวิจัยนี้

2.2 คำอธิบายเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยทั้ง 5 ชนิด

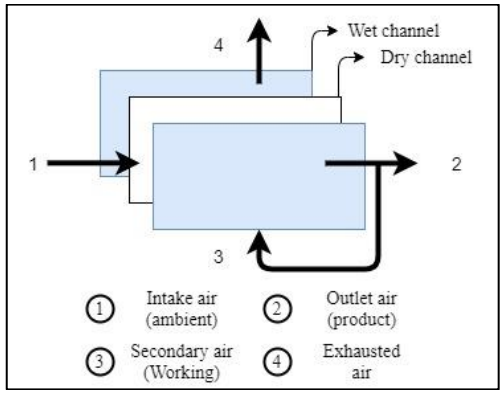
ชุดต้นแบบเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยทั้ง 5 ชนิดที่ถูกสร้างและทดสอบแสดงดังรูปที่ 5 – 9 ตามลำดับ

เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยแบบวัฏจักรเอ็ม (Maisotsenko Cycle, MC) แสดงดังรูปที่ 5 คือ เครื่องทำความเย็นที่ใช้อากาศจากสิ่งแวดล้อมกระแสเดียวในการทำงานไหลเข้าสู่ช่องแห้ง แต่มีการแบ่งอากาศ 30% ผ่านรูเล็กๆจากช่องแห้งเข้าสู่ช่องเปียกแทนการใช้อากาศจากสิ่งแวดล้อมที่มีอุณหภูมิสูง



รูปที่ 5 เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยแบบวัฏจักรเอ็ม

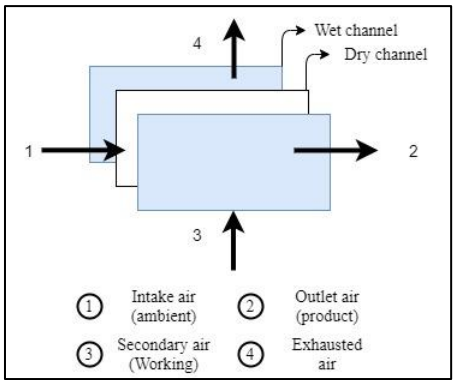
เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลตั้งฉากแบบนำอากาศกลับสู่ช่องเปียก (Cross-flow Regenerative Indirect Evaporative Cooler, CRIEC) แสดงดังรูปที่ 6 มีลักษณะการไหลระหว่างอากาศในช่องแห้งกับช่องเปียกแบบตั้งฉาก เครื่องทำความเย็นชนิดนี้จะนำอากาศทั้งหมดไหลผ่านช่องแห้งก่อนนำกลับเข้าสู่ช่องเปียก



รูปที่ 6 เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลตั้งฉากแบบนำอากาศกลับสู่ช่องเปียก

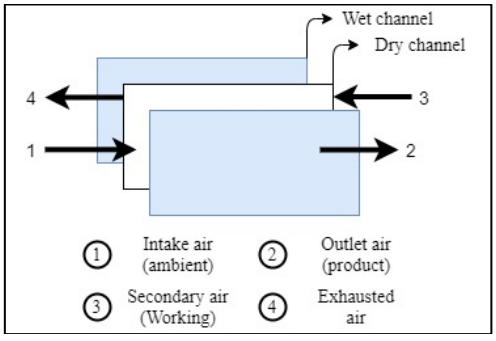
เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลตั้งฉาก (Cross-flow Indirect Evaporative Cooler:

CIEC) แสดงดังรูปที่ 7 เป็นเครื่องทำความเย็นที่มีลักษณะการไหลระหว่างอากาศในช่องแห้งกับช่องเปียกแบบตั้งฉากกัน โดยอากาศที่ไหลเข้าสู่ช่องเปียกเป็นอากาศจากห้องทดสอบที่มีอุณหภูมิและความชื้นต่ำจากการทำงานของเครื่องปรับอากาศ



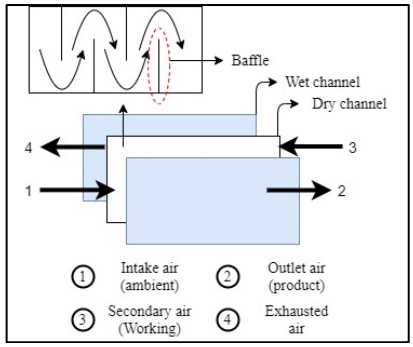
รูปที่ 7 เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลตั้งฉาก

เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลสวนทาง (Counter-flow Indirect Evaporative Cooler, CTIEC) แสดงดังรูปที่ 8 เป็นเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยที่มีทิศทางการไหลของอากาศสวนทางกันระหว่างช่องแห้งกับช่องเปียกโดยใช้อากาศสองกระแสในการทำงาน ได้แก่ อากาศสิ่งแวดล้อมที่ไหลเข้าสู่ช่องแห้ง และอากาศจากห้องทดสอบไหลเข้าสู่ช่องเปียก



รูปที่ 8 เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลสวนทาง

เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลสวนทางแบบมีแผ่นกั้น (Counter-flow Evaporative Cooler with baffles, $CTIEC_B$) แสดงดังรูปที่ 9 มีทิศทางการไหลของอากาศเหมือนกับชนิดไหลสวนทาง แต่แตกต่างกันที่ภายในช่องแห้งของเครื่องทำความเย็นชนิดนี้มีการติดตั้งแผ่นกั้น (Baffle) โดยมีวัตถุประสงค์ให้อากาศภายในช่องแห้งมีลักษณะการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 9 เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลสวนทางแบบมีแผ่นกั้น

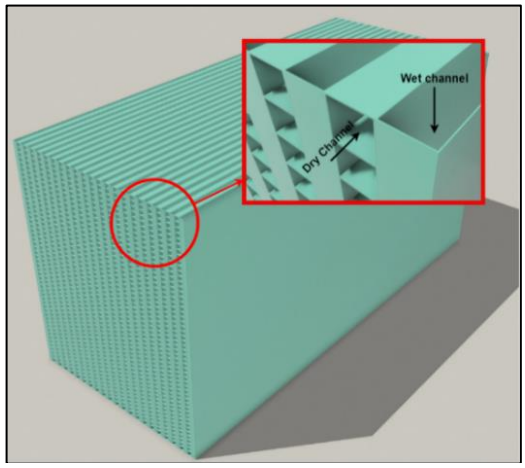
2.3 การติดตั้งการทดสอบ

การควบคุมสภาพอากาศภายในอาคารทดสอบเพื่อไม่ให้ถูกรบกวนจากอากาศภายนอก จึงได้สร้างห้องปรับอากาศขนาด 2.30 m X 2.30 m X 2.75 m บริเวณมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ดังแสดงในรูปที่ 10 ผนังสร้างจากแผ่นยิปซั่มไม่มีการติดตั้งฉนวนกันความร้อน เครื่องปรับอากาศใช้ชนิดความเร็วคงที่ (Fixed Speed Type) ขนาด 9000 BTU รูปที่ 11 แสดงการติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย

รูปที่ 10 อาคารทดสอบ

รูปที่ 11 การติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย

ภายในเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยจะถูกแบ่งช่องแห้งและช่องเปียกด้วยแผ่นโพลีคาร์บอเนตเพื่อป้องกันน้ำรั่วจากช่องเปียกเข้าไปในช่องแห้ง แสดงดังรูปที่ 12 เลือกความหนาของแผ่นโพลีคาร์บอเนตอยู่ที่ 0.5 mm ซึ่งเป็นขนาดที่ส่งผลน้อยต่อการนำความร้อน [18] การเพิ่มพื้นที่การกระจายตัวของน้ำในช่องเปียกทำได้โดยติดตั้งผ้าสำลีที่มีคุณสมบัติในการดูดซึมน้ำได้รวดเร็ว และกระจายน้ำได้ดี ขนาดและพารามิเตอร์ของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยแสดงดังตารางที่ 1 ได้รับการจำลองเพื่อหาขนาดและพารามิเตอร์ที่เหมาะสมของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยแต่ละชนิดสำหรับนำไปสร้างจริง นอกจากนี้อัตราการไหลของอากาศเปลี่ยนแปลงตามเครื่องทำความเย็นแบบน้ำเหยแต่ละชนิด



รูปที่ 12 แบบจำลองตำแหน่งช่องแห้งและช่องเปียกของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย

ตารางที่ 1 ขนาดและพารามิเตอร์เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย

ชนิด	MC	CRIEC	CIEC	$CTIEC_B$	CTIEC
ขนาด (มม.)	200x500x255	240x500x255	240x500x255	400x600x255	400x600x255
ช่องแห้ง (มม.)	5	5	5	5	5
ช่องเปียก (มม.)	5	5	5	5	5
จำนวนช่องแห้ง	18	20	20	20	20
จำนวนช่องเปียก	17	19	19	19	19
อัตราการไหลช่องแห้ง (m^3/h)	388.53	446.55	129.6	270	140.4
อัตราการไหลช่องเปียก (m^3/h)	197.01	124.77	129.6	270	140.4

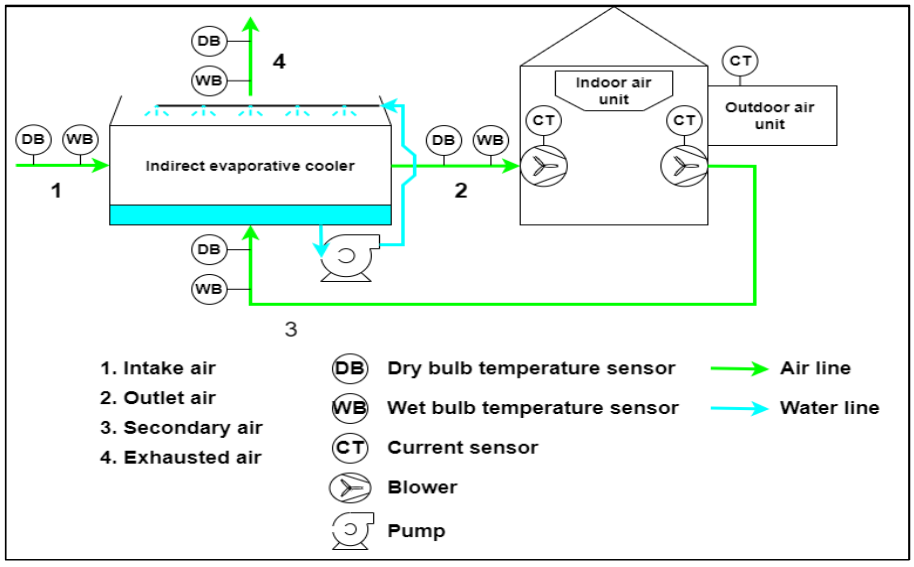
แผนผังการติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยแสดงดังรูปที่ 13 แสดงลักษณะการติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยภายนอกอาคารทดสอบ การทำงานของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยประกอบด้วย 3 ระบบย่อย ได้แก่ ระบบปรับอากาศ (Air Conditioner System) ระบบระบายอากาศ (Ventilation System) และระบบสเปรย์น้ำ (Water Spraying System) โดยระบบระบายอากาศประกอบด้วยพัดลม 2 ตัว ตัวแรกทำหน้าที่ดูดอากาศช่องแห้งเข้าสู่อาคารทดสอบ ตัวที่สองทำหน้าที่ดึง

อากาศจากอาคารทดสอบเข้าสู่ช่องเปียก ในกรณีทดสอบเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยแบบนำอากาศกลับสู่ช่องเปียก พัดลมตัวที่สองจะถูกติดตั้งระหว่างช่องแห้งและช่องเปียกเพื่อทำหน้าที่แบ่งอากาศ 30% เข้าสู่ช่องเปียก [19] การควบคุมอัตราการไหลของอากาศที่ถูกแบ่ง 30% เข้าสู่ช่องเปียกของงานวิจัยนี้ทำได้โดยการติดตั้งตัวปรับแรงดันไฟฟ้า (Dimmer Switch) ที่พัดลมตัวที่สอง เพื่อปรับแรงดันไฟฟ้าให้กับพัดลมดังกล่าวให้ได้อัตราการไหลที่ต้องการโดยวัดผ่านแอนิโมมิเตอร์ (Anemometer) เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยรวมถึงท่ออากาศแต่ละชิ้นถูกหุ้มฉนวนเพื่อป้องกันการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศสิ่งแวดล้อมกับอากาศภายในท่อ

ตารางที่ 2 ข้อมูลจำเพาะของเซนเซอร์

Parameters	Instruments	Accuracy	Range
Dry bulb temperature Sensor	DS18B20	± 0.1℃	-55℃ to +125℃
Wet bulb temperature Sensor	DS18B20	± 0.1℃	-55℃ to +125℃
Current Sensor	SCT-013-010	0.80%	0 to 10 A

นอกจากนี้ ระบบดังกล่าวได้ติดตั้งระบบควบคุมการทำงานของปั๊มน้ำเพื่อศึกษาเวลาที่เหมาะสมในการสเปรย์น้ำ, เครื่องบันทึกข้อมูล (Data Logger) เซนเซอร์วัดอุณหภูมิ (Temperature Sensor)และเซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า (Current Sensors) เครื่องมือวัดแต่ละตัวถูกสอบเทียบเครื่องมือก่อนนำมาใช้งาน ข้อมูลจำเพาะของเซนเซอร์ที่นำมาใช้ในการทดสอบแสดงดังตารางที่ 2 ตำแหน่งการติดตั้งเซนเซอร์ ประกอบด้วย เซนเซอร์วัดอุณหภูมิอากาศ ถูกติดตั้งที่ทางเข้าและทางออกที่ช่องแห้งและช่องเปียกของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย ตำแหน่งเซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้าที่ถูกติดตั้ง มีดังนี้ 1.พัดลมดูดอากาศผ่านเครื่องทำความเย็น 2.พัดลมดูดอากาศจากห้องทดสอบสู่ช่องเปียกของเครื่องทำความเย็น 3. คอมเพรสเซอร์ของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอแสดงดังรูปที่ 13



รูปที่ 13 แผนผังการติดตั้งเครื่องทำความเย็นและตำแหน่งเครื่องมือวัด

2.4 สมการที่เกี่ยวข้อง

ผลต่างอุณหภูมิหลังผ่านแกนทำความเย็นในช่องแห้ง (ตำแหน่งที่ 1 – 2 ในรูปที่ 2) สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$\Delta t = t_{db,in} - t_{db,out} \quad (1)$$

โดยที่

$t_{db,in}$ = อุณหภูมิอากาศเข้าช่องแห้ง (°C)

$t_{db,out}$ = อุณหภูมิอากาศออกช่องแห้ง (°C)

การเปลี่ยนแปลงของพลังงานความร้อนที่เกิดขึ้นในช่องแห้งอยู่ในรูปแบบของความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) สามารถคำนวณได้จาก

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta t \quad (2)$$

โดยที่

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

c_p = ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ (J/kgK)

พลังงานไฟฟ้า (Electric Power) สำหรับพัดลมทั้งหมดที่ใช้ในการทำงานของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย โดยที่แรงดันไฟฟ้าที่ใช้ในงานวิจัยนี้มีขนาด 220 V แสดงดังสมการที่ ...

$$P_{VC} = \frac{IV}{1000} \quad (3)$$

โดยที่

I = กระแสไฟฟ้าที่พัดลมระบายอากาศ (A)

V = แรงดันไฟฟ้า (V)

ความชื้นสัมบูรณ์ในอากาศ (Humidity Ratio) เป็นตัวแปรสำคัญที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำความเย็นรายละเอียดการคำนวณแสดงดังต่อไปนี้ [20]

$$\ln p_{ws} = \frac{c_8}{T} + c_9 + c_{10}T + c_{11}T^2 + c_{12}T^3 + c_{13}\ln T \quad (4)$$

เมื่อ

$c_8 = -5.80 \times 10^3$

$c_9 = 1.39$

$c_{10} = -4.86 \times 10^{-2}$

$c_{11} = 4.17 \times 10^{-5}$

$c_{12} = -1.44 \times 10^{-8}$

$c_{13} = 6.54$

โดยที่

T = อุณหภูมิอากาศตำแหน่งที่ต้องการหาความชื้นสัมบูรณ์ (K)

สมการคำนวณความชื้นสัมบูรณ์อิ่มตัว

$$W_s = 0.62198\left(\frac{p_{ws}}{p - p_{ws}}\right) \quad (5)$$

สมการคำนวณความชื้นสัมบูรณ์

$$W = \frac{A - B}{C + D - E} \quad (6)$$

เมื่อ

$A = (2501 - 2.381T_{wet})W_s$

$B = 1.006(T_{dry} - T_{wet})$

$C = 2501$

$D = 1.805T_{dry}$

$E = 4.186T_{wet}$

โดยที่

T_{dry} = อุณหภูมิอากาศกระเปาะแห้ง (K)

T_{wet} = อุณหภูมิอากาศกระเปาะเปียก (K)

p_{ws} = ความดันอากาศอิ่มตัว (Pa)

p = ความดันบรรยากาศ (Pa)

ประสิทธิผลกระเปาะเปียก (Wet-bulb Effectiveness) ของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\varepsilon_{wb} = \frac{t_{db,in} - t_{db,out}}{t_{db,in} - t_{wb,in}} \quad (7)$$

โดยที่

$T_{wb,in}$ = อุณหภูมิอากาศกระเปาะเปียกขาเข้าช่องเปียก (℃)

สมรรถนะการทำความเย็น (Coefficient of Performance: COP_R) ของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยคำนวณจากสัดส่วนระหว่างความร้อนที่ดึงออกจากอากาศต่อพลังงานไฟฟ้าที่ให้กับระบบทำความเย็น ดังนี้

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_R}{P_R} \quad (8)$$

โดยที่

$\dot{Q}_R$ = พลังงานความร้อนที่เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยดึงออกจากอากาศได้ (kW)

P_R = พลังงานไฟฟ้าที่พัดลมระบายอากาศใช้กับระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหย (kW)

สมรรถนะการทำความเย็น (Coefficient of Performance: COP_{VC}) ของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอคำนวณจากสัดส่วนระหว่างความร้อนที่ดึงออกจากอากาศต่อพลังงานไฟฟ้าที่ให้กับระบบอัดไอคำนวณได้ดังนี้

$$COP_{VC} = \frac{\dot{Q}_{VC}}{P_{VC}} \quad (9)$$

โดยที่

$\dot{Q}_{VC}$ = พลังงานความร้อนที่เครื่องปรับอากาศแบบอัดไอดึงออกจากอากาศได้ (kW)

P_{VC} = พลังงานไฟฟ้าที่พัดลมระบายอากาศใช้กับเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ(kW)

3. คำอธิบายการทดสอบ

ลำดับแรกของการทดสอบ ใช้โปรแกรมทางคอมพิวเตอร์ [17] เพื่อประเมินและเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยทั้ง 5 ชนิดที่จะทำการสร้างเพื่อทดสอบ

ลำดับถัดมาได้เลือกเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยที่มีสมรรถนะการทำความเย็นสูงสุดสำหรับนำไปทดสอบอิทธิพลที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำความเย็น ได้แก่

- อิทธิพลตำแหน่งการติดตั้ง
- อิทธิพลระยะเวลาการสเปรย์น้ำ

รายละเอียดของการทดสอบอิทธิพลแต่ละเงื่อนไขแสดงดังตารางที่ 3

ตารางที่ 3 เงื่อนไขการทดสอบอิทธิพลแต่ละประเภท

ประเภทการทดสอบ	เงื่อนไขการทดสอบ
อิทธิพลตำแหน่งการติดตั้ง	ติดตั้งภายในอาคารทดสอบ ติดตั้งภายนอกอาคารทดสอบ
อิทธิพลการสเปรย์น้ำ	สเปรย์น้ำตลอดการทดสอบ สเปรย์น้ำ 5 น. แล้วปิดสเปรย์น้ำ 5 น. ทุก 2 ชม.

4. ผลการทดสอบและอภิปรายผล

ในหัวข้อนี้จะนำเสนอเกี่ยวกับผลการทดสอบเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยแต่ละชนิด รวมถึงอิทธิพลที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำความเย็น

4.1 อิทธิพลชนิดเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย

ผลการทดสอบเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยทั้ง 5 ชนิด ถูกเปรียบเทียบในตารางที่ 4 โดยอุณหภูมิอากาศสิ่งแวดล้อมในช่วงการทดสอบ 8 h โดยตารางที่ 4 จะแสดงค่าต่ำสุดและสูงสุดของแต่ละรายการข้อมูลวัดหรือคำนวณในช่วงระยะเวลาที่ทดสอบ พบว่า เครื่องทำความเย็นวัฏจักรเอ็ม และเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลตั้งฉากแบบนำอากาศกลับสู่ช่องเปียกมีสมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิผลกระเปาะเปียกต่ำกว่าเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยอีก 3 ชนิด เนื่องจาก เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยทั้ง 2 ชนิด ใช้การแบ่งอากาศหลังผ่านช่องแห้งกลับสู่ช่องเปียก โดยการใช้อากาศตำแหน่งดังกล่าวเป็นอากาศที่มีอุณหภูมิและความชื้นสัมบูรณ์สูงกว่าการใช้อากาศจากห้องปรับอากาศ เนื่องจากเป็นอากาศที่มีความชื้นสัมบูรณ์เท่ากับอากาศสิ่งแวดล้อมและอุณหภูมิอากาศสูงกว่าอากาศที่มาจากห้องทดสอบที่มีการควบคุมอุณหภูมิจากเครื่องปรับอากาศ ส่งผลให้การรับการระเหยของน้ำในช่องเปียกทำได้น้อยลง เป็นสาเหตุให้การลดอุณหภูมิอากาศในช่องเปียกและการรับความร้อนจะช่องแห้งทำได้น้อยลง สุดท้ายส่งผลให้ สมรรถนะการทำความเย็นต่ำเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยที่ใช้อากาศจากห้องทดสอบที่เปิดเครื่องปรับอากาศ

ตารางที่ 4 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย

ชนิด	$t_{db,in}$ (°C)	RH (%)	W (g/kg_{dry})	COP_R	ε_{wb}
MC	22.44-24.19	66-83	11-15	0.30-1.40	0.20-0.72
CFR	22.87-26.57	55-81	10-20	0.22-1.56	0.26-0.64
CF	22.23-31.38	43-75	12-13	1.99-11.68	0.57-0.97
CTF_B	27.79-35.71	43-74	15-18	3.52-10.54	0.58-0.96
CTF	28.55-34.06	54-75	17-19	6.09-11.29	0.57-0.76

ในทางกลับการ การเปิดระบบปรับอากาศแบบไฮบริด โดยนำอากาศจากภายในอาคารทดสอบที่มีอุณหภูมิและความชื้นสัมบูรณ์ต่ำกลับเข้าสู่ช่องเปียกของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย พบว่า เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยอีก 3 ชนิด มีสมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิผลกระเปาะเปียกมากกว่าการใช้เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยที่ใช้อากาศหลังผ่านช่องแห้งกลับสู่ช่องเปียก ผลการทดสอบเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยที่มีสมรรถนะการทำความเย็นสูงทั้ง 3 ชนิด ถูกนำมาเปรียบเทียบและแสดงใน ตารางที่ 5

ตารางที่ 5 ผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยในสภาพอากาศที่ใกล้เคียงกัน

ชนิด	$t_{db,in}$ (°C)	RH (%)	W (g/kg_{dry})	COP_R	ε_{wb}
CF	30.96	54.30	15.40	9.99	0.87
CTF_B	30.00	56.00	16.00	3.95	0.80
CTF	31.90	55.82	16.70	4.95	0.41

เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยทั้ง 3 ชนิด ทำงานภายใต้สภาพอากาศสิ่งแวดล้อมที่ใกล้เคียงกัน พบว่าเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลตั้งฉาก มีสมรรถนะการทำความเย็น และประสิทธิผลกระเปาะเปียกสูงสุด เนื่องจาก ผลต่างของอุณหภูมิหลังผ่านแกนทำความเย็นมากกว่าเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหล ส่งผลให้สมรรถนะการทำความเย็นสูงสุดเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยทุกชนิดที่นำมาทดสอบ นอกจากนี้ โครงสร้างภายในของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลตั้งฉากมีความซับซ้อนน้อยจึงทำให้มีการสูญเสียแรงดันต่ำกว่าเครื่องทำความเย็นชนิดอื่น ส่งผลให้ปริมาณไฟฟ้าของพัดลมที่ใช้ร่วมกับเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดนี้ใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยลง แสดงดังตารางที่ 6

นอกจากนี้ ได้มีการเปรียบเทียบระหว่างระบบที่ติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยแต่ละชนิดร่วมกับเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ กับระบบที่ติดตั้งเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอเพียงอย่างเดียวในสภาพอากาศที่ใกล้เคียงกัน เพื่อศึกษาสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ พบว่าในกรณีที่มีการติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยแต่ละชนิดร่วมกับเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอส่งผลให้ภาระการทำความเย็นที่มีต่อเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอลดลง นอกจากนี้ การใช้พลังงานไฟฟ้ามีค่าลดลงในทุกกรณีที่มีการติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยและลดได้สูงสุดที่เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลตั้งฉาก ดังนั้น งานวิจัยนี้จึงเลือกเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลตั้งฉากสำหรับนำไปพัฒนาให้มีสมรรถนะการทำความเย็นเพิ่มขึ้น

ตารางที่ 6 ปริมาณพลังงานไฟฟ้าและความร้อนที่สามารถดึกออกจากอากาศของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย

ชนิด	P_R (kW)	Q_R (kW)
MC	0.451	0.13-0.64
CFR	0.426	0.09-0.67
CF	0.228	0.45-2.66
CTF_B	0.376	1.32-3.96
CTF	0.376	2.29-4.24

ตารางที่ 7 สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ

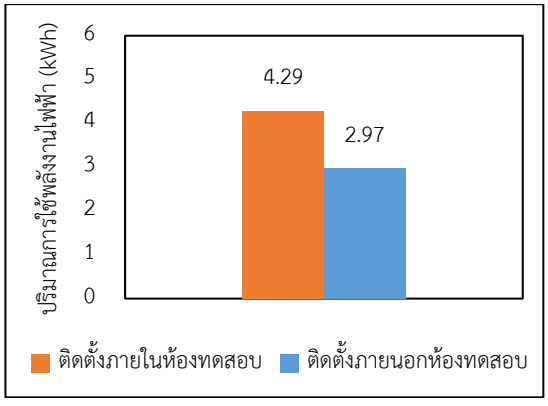
ชนิด	ติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย			ไม่ติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย		
	P_{VC} (kW)	Q_{VC} (kW)	COP_{VC}	P_{VC} (kW)	Q_{VC} (kW)	COP_{VC}
MC	3.7	3.48-14.33	0.94-3.87	3.71	3.48-14.65	0.94-3.95
CFR	3.52	1.79-13.24	0.51-3.76	3.76	2.63-14.33	0.70-3.81
CF	2.5	1.45-11.97	0.58-4.79	3.76	2.63-14.33	0.70-3.81
CTF_B	4.07	0.65-2.25	0.16-0.55	4.35	0.72-2.40	0.16-0.55
CTF	5.27	10.29-12.04	1.81-2.28	5.53	11.69-13.21	2.11-2.38

4.2 อิทธิพลตำแหน่งการติดตั้ง

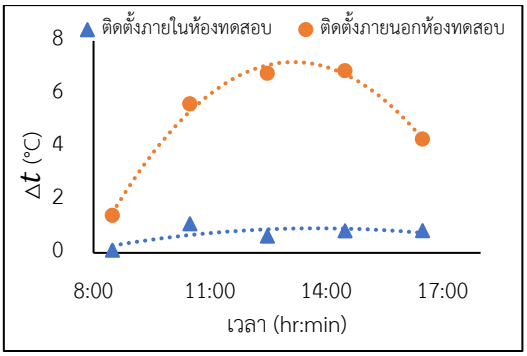
ตำแหน่งการติดตั้งที่แตกต่างกันสองตำแหน่งของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยได้รับการทดสอบในงานวิจัยนี้ ตำแหน่งแรก คือการติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยภายในอาคารทดสอบและใช้อากาศภายในอาคารทดสอบในการทำงาน ตำแหน่งที่สอง คือการติดตั้งภายนอกอาคารทดสอบและใช้อากาศสิ่งแวดล้อมในการทำงาน ตัวแปรที่ใช้ในการชี้วัดถึงสมรรถนะการทำงานของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยในหัวข้อนี้คือปริมาณการใช้ไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศในระหว่างการทดสอบ อุณหภูมิสิ่งแวดล้อมอยู่ในช่วง 22-31 ℃ การติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยไว้ในอาคารทดสอบส่งผลให้เครื่องปรับอากาศใช้พลังงานไฟฟ้า 4.29 kWh ในช่วงเวลากลางวันแปดชั่วโมง ในขณะที่การติดตั้งภายนอกอาคารใช้พลังงานเพียง 2.97 kWh แสดงดังรูปที่ 14

เมื่อเปรียบเทียบทั้งสองเงื่อนไขการทดลอง พบว่า การติดตั้งภายนอกอาคารทดสอบส่งผลให้การใช้ปริมาณไฟฟ้าลดลง 30.77% เนื่องจาก การติดตั้งภายนอกอาคารเป็นการลดอุณหภูมิอากาศทั้งหมดก่อนจ่ายเข้าสู่อาคารทดสอบ ในขณะที่การติดตั้งภายในอาคารเป็นการใช้อากาศที่ผสมกันระหว่างอากาศจากสิ่งแวดล้อมกับอากาศภายในห้องทดสอบ ส่งผลให้อากาศบางส่วนสร้างภาระการทำความเย็นให้กับเครื่องปรับอากาศ โดยภาระการทำความเย็นขึ้นอยู่กับผลต่างอุณหภูมิหลังผ่านแกนทำความเย็นแสดงดังรูปที่ 15

ในการศึกษาอิทธิพลตำแหน่งการติดตั้งที่ส่งผลต่อผลต่างของอุณหภูมิหลังผ่านแกนทำความเย็นในรูปที่ 15 พบว่า กรณีที่ติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยไว้ภายนอกมีผลต่างของอุณหภูมิหลังผ่านแกนทำความเย็นสูงสุดที่ 7.61 ℃ ในขณะที่ติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยไว้ภายในสูงสุดที่ 0.58 ℃ นั้นแสดงให้เห็นว่า การติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยไว้ภายนอกสามารถลดภาระการทำความเย็นต่อเครื่องปรับอากาศได้มากกว่าการติดตั้งภายในอาคารทดสอบ



รูปที่ 14 อิทธิพลตำแหน่งการติดตั้งที่ส่งผลต่อการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ



รูปที่ 15 อิทธิพลตำแหน่งการติดตั้งที่ส่งผลต่อผลต่างของอุณหภูมิหลังผ่านแกนทำความเย็น

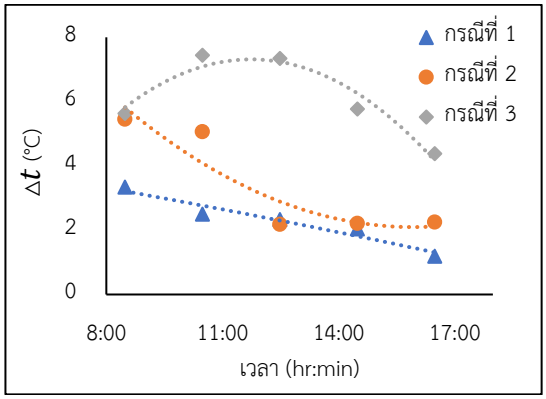
4.3 อิทธิพลการสเปรย์น้ำ

การเพิ่มสมรรถนะการทำความเย็นให้กับเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย พบว่า อิทธิพลการสเปรย์น้ำลงบนเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยในช่องเปียกได้รับความสนใจ ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงได้ทดสอบและแบ่งการสเปรย์เป็น 3 กรณี

- กรณีที่ 1 สเปรย์น้ำตลอดการทดสอบ
- กรณีที่ 2 สเปรย์น้ำ 5 min แล้วปิด
- กรณีที่ 3 สเปรย์น้ำ 5 min ทุก 2 h

โดยทั้ง 3 กรณี มีการติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยไว้ภายนอกอาคารที่อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม 25-30 ℃

ผลการทดสอบในกรณีที่ 1 พบว่า ผลต่างอุณหภูมิหลังผ่านแกนทำความเย็นเฉลี่ย 2 ℃ ซึ่งมีค่าต่ำสุดเมื่อเทียบกับกรณีที่เหลือ เนื่องจาก การสเปรย์น้ำตลอดการทำงานของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยส่งผลให้ความชื้นสัมบูรณ์ในอากาศก่อนจ่ายเข้าสู่ช่องเปียกเพิ่มขึ้น การระเหยของน้ำในช่องเปียกจึงทำได้น้อยลง เป็นผลให้การลดอุณหภูมิอากาศในช่องแห้งจึงทำได้น้อยลงตามไปด้วย กรณีที่ 2 พบว่า หลังจากหยุดการสเปรย์น้ำส่งผลให้ผลต่างของอุณหภูมิหลังผ่านแกนทำความเย็นเพิ่มขึ้นก่อนที่จะลดลงในที่สุด กรณีที่ 3 พบว่า การสเปรย์น้ำแบบไม่ต่อเนื่องส่งผลให้การระเหยของน้ำภายในช่องเปียกเพิ่มขึ้น เป็นผลให้ผลต่างของอุณหภูมิหลังผ่านแกนทำความเย็นเพิ่มขึ้นตามไปด้วย แสดงดังรูปที่ 16



รูปที่ 16 อิทธิพลการสเปรย์น้ำที่ส่งผลต่อผลต่างของอุณหภูมิหลังผ่านแกนทำความเย็น

ในการศึกษาอิทธิพลการสเปรย์น้ำที่ส่งผลต่อผลต่างของอุณหภูมิหลังผ่านแกนทำความเย็น ในรูปที่ 16 พบว่า กรณีที่ 3 มีผลต่างของอุณหภูมิหลังผ่านแกนทำความเย็นสูงสุดเมื่อเทียบกับกรณีอื่น เนื่องจาก การสเปรย์น้ำไม่ต่อเนื่อง ส่งผลให้ไม่เพิ่มความชื้นให้กับอากาศก่อนเข้าช่องเปียก ดังนั้น การรับการระเหยของน้ำในช่องเปียกจึงเพิ่มขึ้น ทำให้สามารถลดอุณหภูมิอากาศในช่องเปียกและรับความร้อนจากช่องแห้งได้เพิ่มขึ้น ในท้ายที่สุด ส่งผลให้ผลต่างของอุณหภูมิหลังผ่านแกนทำความเย็นเพิ่มขึ้น

5. สรุป

การศึกษานี้มีวัตถุประสงค์เพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมทั้ง 5 ชนิด ด้วยการเปิดระบบปรับอากาศแบบไฮบริด โดย ออกแบบ สร้าง และติดตั้งกับอาคารทดสอบขนาดเล็ก ที่จังหวัดนครราชสีมา เพื่อประเมินอิทธิพลที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำความเย็น

ผลการเปรียบเทียบเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อม พบว่า เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยชนิดไหลตั้งฉาก มีสมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิผลกระเปาะเปียกสูงสุด 11.29 และ 0.76 ตามลำดับ เมื่อเทียบกับอีก 4 ชนิด

ผลการทดสอบและประเมินอิทธิพลที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำความเย็น พบว่า การติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยไว้ภายนอกใช้ปริมาณไฟฟ้าสำหรับ เครื่องปรับอากาศน้อยกว่าภายใน 30.77% จึงได้เลือกการติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยไว้ภายนอกเพื่อทดสอบร่วมกับอิทธิพลอื่น พบว่า การสเปรย์น้ำที่ไม่ต่อเนื่อง (ครั้งละ 5 min ทุก 2 h) ช่วยลดอุณหภูมิอากาศได้มากกว่าการสเปรย์ตลอดทั้งการทดสอบ ดังนั้นการสเปรย์น้ำไม่ต่อเนื่องจึงช่วยลดภาระการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศได้มากกว่าการสเปรย์ตลอดทั้งการทดสอบ

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีที่มอบทุนวิจัยจากแหล่งทุนภายนอกจากกองทุนสนับสนุนการวิจัยและพัฒนา (ทุน OROG) และสำนักงานคณะกรรมการส่งเสริมวิทยาศาสตร์ วิจัยและนวัตกรรม (สกสว.). จากโครงการศักยภาพการประหยัดพลังงานของระบบปรับอากาศแบบไฮบริดระหว่างระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยกับระบบอัดไอเพื่อร้านสะดวกซื้อในประเทศไทย

7. เอกสารอ้างอิง

[1] Q. Chen, M. Kum Ja, M. Burhan, F. Hassan Akhtar, M. Wakil Shahzad, D. Ybyraiymkul, K. Choon Ng, “A hybrid indirect evaporative cooling-mechanical vapor compression process for energy-efficient air conditioning,” Energy Conversion and Management, Vol. 248, pp. 114798, 2021.

[2] R. Tariq, N. Ahmed Sheikh, J. Xaman, A. Bassam, “Recovering waste energy in an indirect evaporative cooler – A case for combined space air conditioning for human occupants and produce commodities,” Building and Environment, Vol. 152, pp. 105-121, 2019.

[3] D. Pandelidis, A. Cichon, A. Pacak, S. Anisimov, P. Drag, “Performance comparison between counter- and cross-flow indirect evaporative coolers for heat recovery in air conditioning systems in the presence of condensation in the product air channels,” International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 130, pp. 757-777, 2019.

[4] V. Jain, S.C. Mullick, Tara C. Kandpal, “A financial feasibility evaluation of using evaporative cooling with air-conditioning (in hybrid mode) in commercial buildings in India,” Energy for Sustainable Development, Vol. 17, pp. 47-53, 2013.

[5] M. Wakil Shahzad, M. Burhan, D Ybyraiymkul, S. Jin Oh, K. Choon Ng, “An improved indirect evaporative cooler experimental investigation,” Applied Energy, Vol. 256, pp. 113934, 2019.

[6] D. Bishoyi, K. Sudhakar, “Experimental performance of a direct evaporative cooler in composite climate of India,”

Energy and Buildings, Vol. 153, pp. 190-200, 2017.

[7] S.A. Nada, A. Fouda, M.A. Mahmoud, H.F. Elattar, "Experimental investigation of energy and exergy performance of a direct evaporative cooler using a new pad type," Energy and Buildings, Vol. 203, pp. 109449, 2017.

[8] J. Chua, W. Xu, Yijun Fu, H Huo, "Experimental research on the cooling performance of a new regenerative dew point indirect evaporative cooler," Journal of Building Engineering, Vol. 43, pp.102921, 2021.

[9] P. Patunkar, S. Dingare, "Performance investigations of cross flow indirect evaporative cooler," Materialstoday PROCEEDINGS, Part 11, Vol. 47, pp. 2915-2918, 2021.

[10] D. Pandelidis, A. Cichon, A. Pacak, Anisimov, P. Drag, "Counter-flow indirect evaporative cooler for heat recovery in the temperate climate," Energy. Vol. 165, Part A, pp. 877-894, 2018.

[11] D. Pandelidis, A. Cichon, A. Pacak, Anisimov, P. Drag, M. Drag, W. Worek, S. Cetin, "Performance study of the cross-flow Maisotsenko cycle in humid climate conditions," International Communications in Heat and Mass Transfer. Vol. 115, pp. 104581, 2020.

[12] H Kim, S Ham, D Yoon, J Jeong, "Cooling performance measurement of two cross-flow indirect evaporative coolers in general and regenerative operation modes," Applied Energy. Vol. 195, Pages 268-277, 2017.

[13] A.E. Kabeel, M. Abdelgaied, R. Sathyamurthy, T. Arunkum, "Performance evaluation and parameter sensitivity analysis of a membrane-based evaporative cooler with built-in baffles," Applied Thermal Engineering. Vol. 208, pp. 118228, 2017.

[14] R. Tariq, N. Ahmed Sheikh, J. Xamán, A. Bassam, "Recovering waste energy in an indirect evaporative cooler – A case for combined space air conditioning for human occupants and produce commodities," Building and Environment. Vol. 152, pp. 105-121, 2019.

[15] Y. Wan, Z. Huang, A. Soh, X. Cui, K. Jon Chua, "Analysing the transport phenomena of novel dew-point evaporative coolers with different flow configurations considering condensation," International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 170, pp. 120991, 2021.

[16] S. Hossein Elahi, S.D. Farhani, "Increasing evaporative cooler efficiency by controlling water pump run and off times," International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 127, pp. 105525, 2021.

[17] T. Theamtat, "Modeling and analysis of a hybrid evaporative cooling vapor compression air-conditioning," Thesis

M.Eng. (Mechanical and Process), Suranaree University of Technology, Nakhon Ratchasima, 2019.

[18] C. T'Joen, Y. Park, Q. Wang, A. Sommers, X. Han, A. Jacobi, "A review on polymer heat exchangers for HVAC&R applications," International Journal of Refrigeration. Vol. 32, pp. 763–779, 2009.

[19] R. Boukhanouf, O. Amer, H. Ibrahim, J. Calautit, "Design and performance analysis of a regenerative evaporative cooler for cooling of buildings in arid climates," Building and Environment, Vol.142, pp. 1-10, 2018.

[20] 2001 ASHRAE Fundamentals Handbook (SI), Chapter 6: Psychrometrics, 6.1–6.17. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (2002), Atlanta.

[21] S. Thiangchanta, T. Anh Do, P. Suttakul, Y. Mona, "Energy reduction of split-type air conditioners using a pre-cooling system for the condenser," Energy Reports, Vol. 7, pp. 1-6, 2021.