การศึกษาประสิทธิภาพระบบปรับอากาศโดยใช้การระบายความร้อนด้วยน้ำ

โดย นางสาวเจนจิรา ผ่องปัญญา รหัส 5615123327

นางสาวนฤมล พิมพา รหัส 5615123350

อาจารย์ที่ปรึกษา รศ. ดร.นัฐพร ไชยญาติ

Contact

63 ม.4 ต.หนองหาร อ.สันทราย

จ.เชียงใหม่ 50290

โทรศัพท์ : 053-875590

แฟกซ์ : 053-875599

WWW.RENEWABLE.MJU.AC.TH

โครงงาน สาขาวิชาวิทยาศาสตรบัณฑิต สาขาพลังงานทดแทน ประจำปีการศึกษา 2559

Introduction

ประเทศไทยในปัจจุบันมีการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิ เนื่องจากภาวะโลกร้อน ส่งผลให้มนุษย์ต้องการการระบายความร้อน ระบบปรับอากาศจึงเป็น อีกทางเลือกหนึ่งที่ได้รับความนิยมเป็นอย่างมาก ระบบปรับอากาศในปัจจุบันส่วนใหญ่เป็นระบบปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ ซึ่งจะต้องใช้พลังงานที่สูง หากเป็นระบบปรับอากาศที่ใช้งานมานานก็จะยิ่งส่งผลให้ใช้พลังงานมากขึ้นและทำให้ประสิทธิภาพการทำงานลดลง ดังนั้นจึงได้มีการนำหอทำความเย็นมาใช้ร่วมกับระบบปรับ อากาศ เพื่อเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และช่วยลดอุณหภูมิ ทั้งยังช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการทำความเย็น และยังเหมาะสมต่อการนำมาใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไออีกด้วย

Expected Benefits

- เครื่องปรับอากาศแบบอัดไอขนาด 1.5 TR
- หอทำความเย็นขนาดไม่ต่ำกว่า 1.5 TR
- ระบบปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ

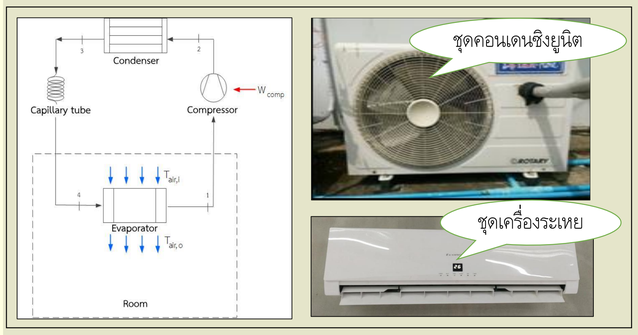
Objective

- เพื่อศึกษาประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศโดยใช้การระบายความร้อนด้วยน้ำ
- เพื่อศึกษาหลักการทำงานของเครื่องปรับอากาศ
- เพื่อศึกษาหลักการทำงานของหอทำความเย็น

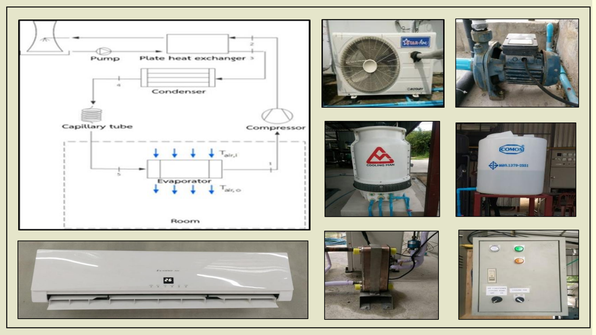
Methodology

วิธีการดำเนินโครงการประกอบไปด้วยขั้นตอนการดำเนินการ

➢ ขั้นตอนที่ 1 ปรับปรุงระบบปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศเป็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 1 และรูปที่ 2



รูปที่ 1 ก่อนการปรับปรุงระบบปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ



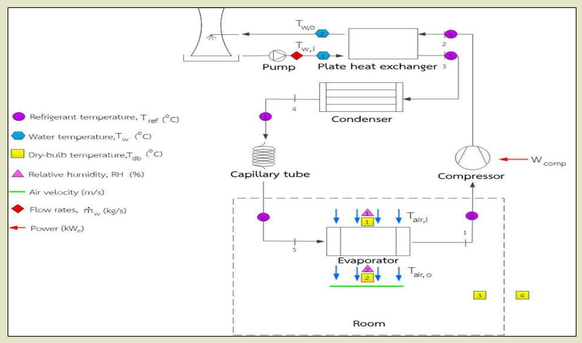
รูปที่ 2 หลังการปรับปรุงระบบปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ

➢ ขั้นตอนที่ 2 พัฒนารหัสทางคอมพิวเตอร์ โดยใช้โปรแกรมอากาศชื้นที่พัฒนามาจากโปรแกรม Microsoft Excel ดังแสดงในรูปที่ 3

ลำดับ	สมการ
1.	$P_{atm} = 101.325\ (1 - (2.25577 \times 10^{-5}\ H)^{5.2559}$
2.	$T_{dp,o} = \frac{243.14\left[\ln\left(\frac{RH}{100}\right)+\frac{17.62\ T_{db}}{243.12+T_{db}}\right]}{17.67-\left[\ln\left(\frac{RH}{100}\right)+\frac{17.62\ T_{db}}{243.12+T_{db}}\right]}$
3.	P_{ws} = Pressure ("WATER", "Tvap", "mks", 273.15 + T_{db})
4.	$P_w = P_{ws}$ (RH)
5.	$T_{wb} = (a\ T_{db} + b\ T_{dp}) / (a + b)$ โดย a = 0.000066 P_{atm} b = 409.8 P_w / (T_{dp} + 273.15) ^{2}
6.	$\omega = 0.621945\ (P_w / (P_{atm} - P_w))$
7.	$\nu_{air} = R_{da}\ T_{db}\ (1 + (1.607858\ \omega)) / P_{atm}$
8.	$h_{air} = 1.006\ T_{db} + \omega\ (2{,}501.1 + 1.8057\ T_{db})$
9.	h_{fs} = Enthalpy ("WATER", "Tliq", "mks", (273.15 + T_{bulk}, P_{atm})

รูปที่ 3 สูตรที่ใช้คำนวณจากการพัฒนารหัสทางคอมพิวเตอร์ โดย Microsoft Excel

➢ ขั้นตอนที่ 3 วัดอุณหภูมิน้ำและสารทำความเย็น โดยใช้ Data logger วัดความชื้นสัมพัทธ์ โดยใช้เครื่องวัดความชื้นแบบดิจิตอล การวัดกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ โดยใช้ Power logger การวัดความเร็วลมที่เครื่องระเหย โดยใช้ Anemometer วัดอัตราการไหล โดยใช้ถังตวงวัด ดังแสดงในรูปที่ 4



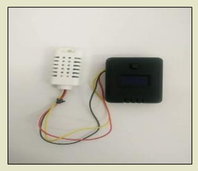
รูปที่ 4 ตำแหน่งในการวัดและบันทึกข้อมูล

อุปกรณ์ที่ใช้ในการวัด

ตำแหน่งในการวัดผลอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ จากรูปที่ 4 มีรายละเอียดอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ ดังแสดงในรูปที่ 5 รูปที่ 6 รูปที่ 7 รูปที่ 8 รูปที่ 9 และรูปที่ 10

รูปที่ 5 Data logger

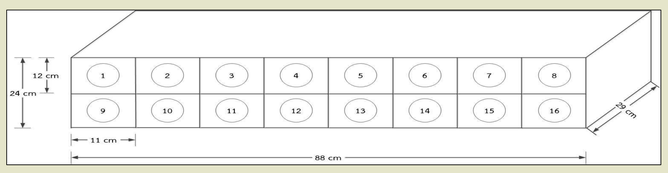
รูปที่ 6 Thermocouple type T



รูปที่ 7 เครื่องวัดอุณหภูมิและความชื้นแบบดิจิตอล

รูปที่ 8 Anemometer

รูปที่ 9 Power logger



รูปที่ 10 ตำแหน่งการวัดความเร็วลมที่เครื่องระเหย

➢ ขั้นตอนที่ 4 นำข้อมูลที่บันทึกคำนวณหา ความดันบรรยากาศ อุณหภูมิจุดน้ำค้าง ความดันไออิ่มตัว ความดันไอ อุณหภูมิกระเปาะเปียก อัตราส่วนความชื้น ปริมาตรจำเพาะของอากาศชื้น เอนทัลปีอากาศแห้ง และเอลทัลปีของการกลายเป็นไอของน้ำ โดยใช้โปรแกรมที่พัฒนาขึ้นจาก Microsoft Excel

➢ ขั้นตอนที่ 5 การคำนวณ มีดังต่อไปนี้

-อัตราการไหลของอากาศ โดย $\dot{m}_{da} = vA / \nu$

-หาอัตราการไหลของน้ำที่ถูกควบแน่น โดย $\dot{m}_w = \dot{m}_{da}(\omega_{air,i} - \omega_{air.o})$

-หาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย โดย $Q_E = \dot{m}_{da}\,(h_{air,E,i} - h_{air,E,o}) - \dot{m}_w h_{fg}$

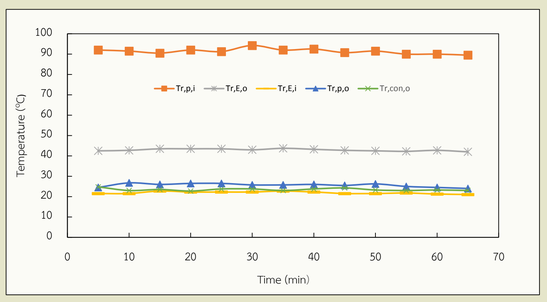
-อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานการทำความเย็น โดย $EER_{Cooling} = Q_E / W_{Comp}$

โดย $\dot{m}_{da}$ คือ อัตราการไหลของอากาศแห้ง
V คือ ความเร็วลม
A คือ พื้นที่หน้าตัดที่เครื่องระเหย
ν คือ ปริมาตรจำเพาะของอากาศ

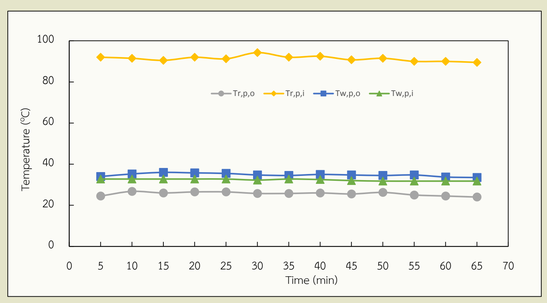
โดย
ω_{air} คือ อัตราส่วนของความชื้น
Q_E คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย
h_{air} คือ เอลทัลปีของอากาศ
$\dot{m}_w$ คือ อัตราการไหลของน้ำที่ควบแน่น
h_{fg} คือ เอลทัลปีของการกลายเป็นไอของน้ำ
EER คือ อัตราส่วนประสิทธิภาพของการทำความเย็น
W_{comp} คือ งานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอ

Result and discusion

ผลการทดลองวัดอุณหภูมิสารทำความเย็น เข้า-ออกเครื่องระเหยอุณหภูมิเฉลี่ยอยู่ที่ 21.64 °C ,42.06 °C ตามลำดับ อุณหภูมิสารทำความเย็น ลดต่ำลงเมื่อออกจากเครื่องควบแน่น ซึ่งอุณหภูมิจะเฉลี่ยอยู่ที่ 24.48 °C อุณหภูมิเข้า-ออกแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนจะเฉลี่ยอยู่ที่ 88.39 °C ,25.48 °C ตามลำดับ อุณหภูมิน้ำที่เข้า-ออกจากแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนมีอุณหภูมิเฉลี่ยอยู่ที่ 32.25 °C, 34.97 °C ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 11 และรูปที่ 12

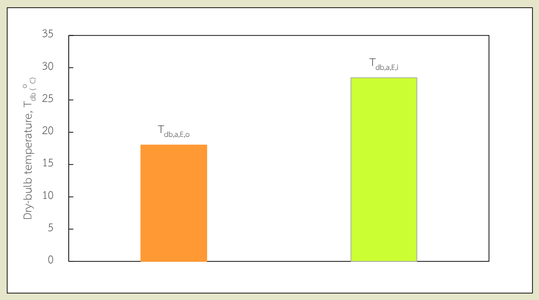


รูปที่ 11 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลา กับอุณหภูมิสารทำความเย็น

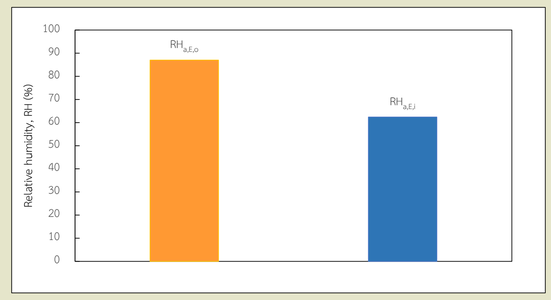


รูปที่ 12 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเวลา กับอุณหภูมิสารทำความเย็น และอุณหภูมิน้ำที่เข้า-ออกจากแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน

ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศเข้า-ออกเครื่องระเหยความชื้นเฉลี่ยอยู่ที่ 62.4%, 87.1% ตามลำดับ อัตราการไหลของน้ำมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 1.49 m/s กำลังไฟฟ้าจะมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 1.32 kW_e และผลต่างอุณหภูมิของอากาศกระเปาะแห้งที่เครื่องระเหยมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 16.58 °C ดังแสดงในรูปที่ 13 และรูปที่ 14

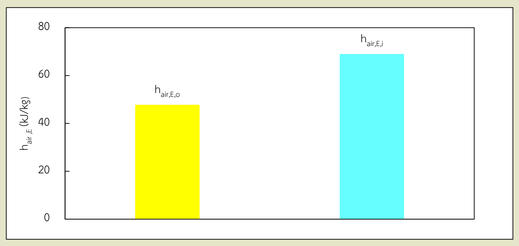


รูปที่ 13 กราฟแสดงอุณหภูมิอุณหภูมิกระเปาะแห้งเข้า-ออกเครื่องระเหย

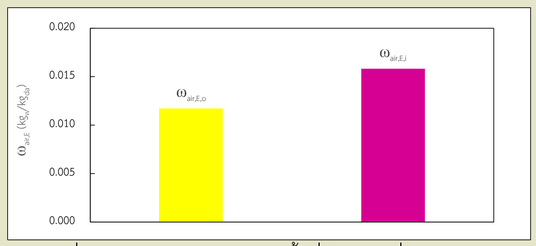


รูปที่ 14 กราฟแสดงความสัมพันธ์ที่เข้า-ออกเครื่องระเหย

วิเคราะห์ผลการทดลองอุณหภูมิของจุดน้ำค้างของอากาศเข้า-ออกเครื่องระเหย พบว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 20.5 °C และ 15.8 °C ตามลำดับอากาศมีไอน้ำอยู่ปริมาณมาก จะแสดงให้เห็นถึงอุณหภูมิของไอน้ำในอากาศที่ควบแน่นที่เครื่องระเหย ยิ่งมีอุณหภูมิที่ผิวท่อเครื่องระเหยต่ำมากการกลั่นตัวของไอน้ำในอากาศก็จะยิ่งเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิที่จุดน้ำค้างสูงขึ้น ค่าความดันไปของอากาศเข้า-ออกเครื่องระเหยมีความดันเฉลี่ยอยู่ที่ 2.421 Pa , 1.028 Pa ตามลำดับ ความดันอิ่มตัวของอากาศเข้า-ออกเครื่องระเหยมีความดันเฉลี่ยอยู่ที่ 3.885 Pa , 2.072 Pa ตามลำดับ อัตราส่วนความชื้นเข้า-ออกเครื่องระเหยมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 0.0158 kg_w/kg_{db} และ 0.0117 kg_w/kg_{db} ดังแสดงในรูปที่ 15 ผลของเอนทัลปีของอากาศเข้า-ออกเครื่องระเหย พบว่าค่าเอนทัลปีมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 68.890 kJ/kg และ 47.762 kJ/kg ตามลำดับดังแสดงในรูปที่ 16

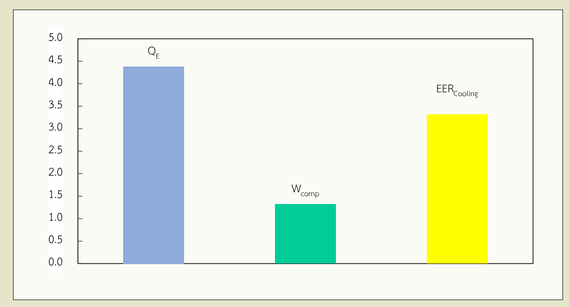


รูปที่ 15 กราฟแสดงเอนทัลปีที่เข้า-ออกเครื่องระเหย



รูปที่ 16 กราฟแสดงอัตราส่วนความชื้นที่เข้า-ออกเครื่องระเหย

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย มีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 4.364 kW_{th} ประสิทธิภาพระบบปรับอากาศเฉลี่ย 3.30 kW_{th}/kW_e เมื่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศที่เคลื่อนที่ผ่านผิวท่อเครื่องระเหยอัตราการถ่ายเทความร้อนต่ำ และงานไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอต่ำจะส่งผลให้ อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของการทำความสูง ดังแสดงในรูปที่ 17



รูปที่ 17 อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย

Conclusion

- อัตราการใช้กำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ มีการใช้กำลังไฟฟ้าน้อยกว่าระบบปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ
- การใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมาใช้ร่วมจะช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นได้ดี โดยผลต่างระหว่างอุณหภูมิของสารทำความเย็นเข้า-ออกแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าเฉลี่ย 64 °C
- หากผลต่างระหว่างอุณหภูมิที่เข้า-ออกเครื่องระเหยมีค่ามาก จะส่งผลให้อัตราการป้อนงานไฟฟ้าให้แก่เครื่องอัดไอสูงขึ้น

Acknowledgment

ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณบิดามารดา ที่ให้การอบรมสั่งสอนเลี้ยงดู สนับสนุนในด้านการเรียน และเป็นกำลังใจมาโดยตลอด โครงงานฉบับนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาจากอาจารย์ รองศาสตราจารย์ ดร.นัฐพร ไชยญาติ อาจารย์ที่ปรึกษาโครงงาน ที่กรุณามอบความรู้ คำปรึกษา คำแนะนำ และความช่วยเหลือในทุกด้าน ตลอดจนตรวจสอบโครงงานนี้จนเสร็จสมบูรณ์ ผู้จัดทำโครงงานขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างยิ่งไว้ ณ โอกาสนี้ขอขอบพระคุณงบประมาณจากวิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยแม่โจ้ จำนวน 10,000 บาท ที่ให้การสนับสนุนในการทำโครงงานครั้งนี้