

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 24
20-22 ตุลาคม 2553 จังหวัดอุบลราชธานี

การประหยัดพลังงานในระบบทำความเย็นโดยใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ Energy Saving in Refrigeration System by Using Closed-Loop Oscillating Heat Pipe

สาลี แสงห้าว¹ ปิยะกุล พาป้อ¹ สายันต์ ลาพันธ์¹ และณรงค์ สีหาจ่อง*

¹สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน
วิทยาเขตขอนแก่น ถนนศรีจันทร์ ตำบลในเมือง อำเภอเมือง จังหวัดขอนแก่น 4000

* ติดต่อ: E-mail: Srihajong@yahoo.com, โทรศัพท์: 043 336 371 ต่อ2602, โทรสาร: 043 338 870

บทคัดย่อ

โครงการนี้เป็นการศึกษาการประหยัดพลังงานในระบบทำความเย็นโดยใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ เพื่อศึกษาออกแบบ และสร้างท่อความร้อนสำหรับการระบายความร้อน ที่ส่วนควบแน่นเพื่อประหยัดพลังงานในระบบทำความเย็น และเพื่อเปรียบเทียบความสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องทำความเย็น ก่อนการติดตั้งและหลังการติดตั้งท่อความร้อน ผลที่ได้จากการออกแบบท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ และได้ทำการสร้างท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ ใช้ท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (D_i) เท่ากับ 0.00203 เมตร ความยาวรวมที่ส่วนการทําระเหย (L_e) เท่ากับ 0.35 เมตร ความยาวในส่วนควบแน่น (L_c) เท่ากับ 0.15 เมตร ความยาวรวม (L_t) เท่ากับ 0.45 เมตร จำนวนโค้งเกลียวที่ได้จากการคำนวณเท่ากับ 32 โค้งเกลียว โดยในการออกแบบแยกออกเป็น 2 ชุด ชุดละ 16 โค้งเกลียว อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานไฟฟ้าก่อนและหลังการติดตั้งท่อความร้อนนั้นจะได้อัตราการสิ้นเปลืองพลังงานก่อนการติดตั้งท่อความร้อนเท่ากับ 5.4 กิโลวัตต์ชั่วโมงโดยที่เครื่องอัดไอทำงานที่ 32 ชั่วโมง และหลังการติดตั้งท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบสิ้นเปลืองพลังงานเท่ากับ 4.4 กิโลวัตต์ชั่วโมง โดยที่เครื่องอัดไอทำงานที่ 29.55 ชั่วโมง ค่าความแตกต่างก่อนติดตั้งและหลังติดตั้งท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ 1.03 กิโลวัตต์คิดที่ 1 ปีสามารถลดค่าไฟฟ้าที่ใช้ได้ 223.64 บาท/ปีเมื่อเปรียบเทียบอัตราการใช้พลังงานจำเพาะ (SCE) ลดลงจากเดิม 1.41 กิโลวัตต์ต่ออาร์ 1.37 ลดลง 2.76 เปอร์เซ็นต์ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) เพิ่มขึ้นจากเดิม 2.494 เป็น 2.559 เพิ่มขึ้น 2.6 เปอร์เซ็นต์ อัตราการทำความเย็นลดลงจาก 149.89 เป็น 149.84 ลดลงเป็น 0.033 เปอร์เซ็นต์ประสิทธิภาพการทำความเย็น (EER) จากเดิม 8.5 เป็น 8.7 เพิ่มขึ้น 2.6 เปอร์เซ็นต์โดยที่อุณหภูมิบรรยากาศเฉลี่ยก่อนการติดตั้งและหลังติดตั้งท่อความร้อนแตกต่างกัน 3 องศาเซลเซียส

คำหลัก: เครื่องทำความเย็น การประหยัดพลังงาน ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

Abstract

The objectives of this project were to study save Energy in the Cooling Tower by using closed-loop oscillating heat pipe to study the design and build the heat pipe for heat ventilation at the condense part to save the energy in cooling tower and to compare the energy consumption of cooling tower before and after the installation of the heat pipe. The results from the design of closed loop oscillating heat pipe and

the researchers built the closed loop oscillating heat pipe with the inside diameter (D_i) at 0.00203 meter the length of evaporation (L_e) at 0.35 meter, the length of the condensation part (L_c) at 0.15 meter, and the total length (L_t) at 0.45 meter. There were 32 turns from the calculation. The designs were divided into 2 sets. Each set had 16 turns. The energy consumption rate before the installation of the heat pipe was at 5.43 Kilowatt-hour and the compressor worked for 32 hours. And, after the installation of closed-loop oscillating heat pipe, the energy consumption was 4.40 Kilowatt-hour and the compressor worked for 29.55 hours. The different values before and after the installation of closed-loop oscillating heat pipe was at 1.03 Kilowatt. We can reduce the electric expense at 223.6 baht/year. The specific energy consumption rate (SEC) can be decreased from 1.41 Kilowatt per TR to be 1.37 (decreased by 2.76%). The coefficient of performance (COP) increased from 2.494 to 2.559 (increased by 2.60%). The cooling rate increased from 149.89 to 149.84 (decreased by 0.033%). The energy efficiency ratio (EER) increased from 8.5 to 8.7 (increased by 2.6%). And, the difference of the average atmosphere temperature before and after the installation of the heat pipe was at 3 Celsius degree

Keywords: Refrigeration System, Energy Saving, Oscillating heat pipe

1. บทนำ

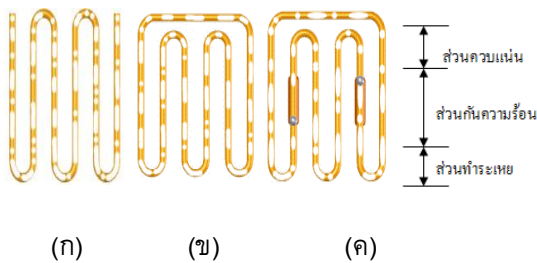
การใช้พลังงานนับเป็นสิ่งจำเป็นอย่างยิ่งสำหรับประชากรทั้งในภาคอุตสาหกรรมและครัวเรือนสำหรับในปัจจุบันการใช้พลังงานถือเป็นปัจจัยที่สำคัญซึ่งพลังงานนั้นมีหลายรูปแบบเช่นพลังงานไฟฟ้าพลังงานความร้อนพลังงานน้ำแต่สิ่งที่จำเป็นอีกอย่างหนึ่งคือเครื่องทำความเย็นที่ใช้ตามบ้านหรือตามโรงงานอุตสาหกรรมซึ่งเครื่องใช้ไฟฟ้าเหล่านี้เกิดการสูญเสียความร้อนโดยเปล่าประโยชน์จึงจำเป็นต้องหาวิธีการลดพลังงานความร้อนลง เช่น การควบแน่นกลายเป็นหยดน้ำเพื่อกำจัดความชื้นในอากาศ ดังนั้นการนำเอาหยดน้ำที่ควบแน่นนี้กลับมาใช้ประโยชน์แทนที่จะปล่อยทิ้งไปโดยการฉีดเป็นละอองเล็ก ๆ ที่แผ่กระจายความร้อนจะช่วยให้การระบายความร้อนออกจากแผ่กระจายความร้อนได้มากขึ้นเป็นผลให้ความดันและอุณหภูมิในระบบลดลงต่ำลงทำให้อัตราการใช้พลังงาน ไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศลดลงและประหยัดค่าพลังงานไฟฟ้าได้ส่วนหนึ่ง แต่มีปัญหาด้านการกัดกร่อนโครงสร้างที่สัมผัสกับละอองน้ำอยู่ตลอดเวลาส่งผลให้ระยะเวลาการใช้งานสั้นลง ดังนั้นจึงหาวิธีลดปัญหานี้ลง คือหาอุปกรณ์ที่ช่วยลดอุณหภูมิ และไม่ก่อให้เกิดความชื้นกับโครงสร้างซึ่ง

อุปกรณ์นั้นก็คือ ท่อความร้อน(Heat pipe)ซึ่งสามารถถ่ายเทความร้อนได้อย่างรวดเร็วและมีประสิทธิภาพแม้ในสภาพอุณหภูมิเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อย (Akachi, 1994) การทำวิจัยนี้จะมองแนวทางการนำท่อความร้อนที่สร้างเพื่อพัฒนาไปใช้งานในระบบเครื่องปรับอากาศเพื่อระบายความร้อนของแผ่กระจายความร้อนเครื่องทำความเย็นให้มีการระบายความร้อนได้เร็วขึ้นกว่าเดิมและเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพในการทำงานของเครื่องทำความเย็น ส่วนใหญ่ท่อความร้อนที่ใช้ทั่วไปมีท่อความร้อนแบบธรรมดาหรือเทอร์โมไซฟอน ท่อความร้อนแบบมีวัสดุพรุนและท่อความร้อนชนิดสัน ซึ่งมีอยู่ด้วยกัน 3 ชนิดได้แก่ ท่อความร้อนแบบสันปลายปิด (Closed-End Oscillating Heat Pipe, CEOHP) ท่อความร้อนแบบสันวงรอบ (Closed-Loop Oscillating Heat Pipe, CLOHP) ท่อความร้อนแบบสันวงรอบ (Closed-Loop Oscillating Heat Pipe with Check Valve, CLOHP โดยทั่วไปแล้วท่อความร้อนแบบสันทำจากทองแดงแบบแคปปีลารีโดยที่ของเหลวภายในท่อยังสามารถยึดเกาะเป็นก้อนของเหลวสลับกับก้อนไอได้ โดยขนาดเส้น

ผ่านศูนย์กลางของท่อความร้อนสูงสุดจะแสดงดัง
สมการที่ 1

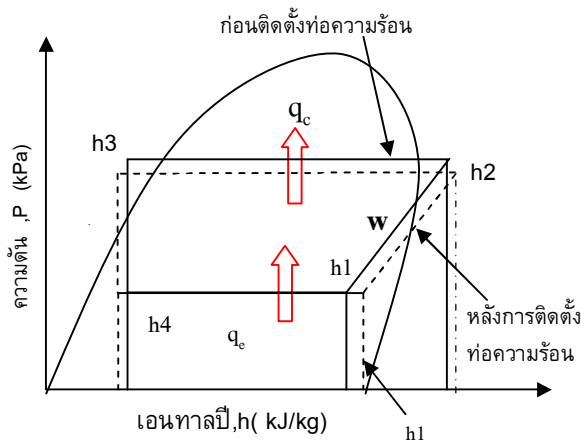
$$d_{\max} \leq 2\sqrt{\frac{\sigma}{\rho_L g}} \quad (1)$$

เมื่อ σ คือ ค่าความตึงผิว, N/m ρ_L คือ ค่าความ
หนาแน่นของของเหลว, kg/m³ g คือ ค่าแรงดึงดูดของ
โลก, m/s² ส่วนประกอบโดยทั่วไปแบ่งจะออกเป็น 3
ส่วน ได้แก่ ส่วนทำระเหย ส่วนกักความร้อน และ
ส่วนการควบแน่น ดังแสดงในรูปที่ 1 (ก. ข. และ ค.)



รูปที่ 1. (ก) CEOHP (ข) CLOHP (ค) CLOHP/CV

จากแนวคิดที่ลดการใช้พลังงานจึงนำท่อความร้อน
ช่วยลดอุณหภูมิที่ส่วนแผ่กระจายความร้อนของเครื่อง
ทำความเย็น และเมื่ออุณหภูมิที่ส่วนระบายความร้อน
ลดลงส่งผลถึงพลังงานที่ให้แก่เครื่องอัดไอลดลง การ
ทำความเย็นเพิ่มขึ้นดังแสดงในรูปที่ 2.



รูปที่ 2 แนวคิดของวัฏจักรที่เปลี่ยนแปลงไปหลังจาก
ติดตั้งท่อความร้อนที่แผ่กระจายความร้อน

ดังนั้นโครงการนี้จึงมุ่งเน้นเพื่อศึกษาการออกแบบ
และสร้างท่อความร้อนสำหรับการระบายความร้อน ที่
แผ่กระจายความร้อนเพื่อประหยัดพลังงานในระบบทำ

ความเย็น และเพื่อเปรียบเทียบความสิ้นเปลือง
พลังงานของเครื่องทำความเย็น ก่อนการติดตั้งและ
หลังการติดตั้งท่อความร้อน

2. ทฤษฎีและสมการ

การเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน
ก่อนติดตั้งและหลังติดตั้งท่อความร้อนพลังงานที่ป้อนเข้าไป
ให้กับเครื่องทำความเย็น กับความสามารถในการทำ

ความเย็น ดังแสดงในสมการดังนี้
งานที่เครื่องอัดไอต้องการที่จะใช้ในการบวนการนี้คือ

$$W_c = h_2 - h_1 \quad (2)$$

ความร้อนที่ถูกระบายออกจากแผงระบายความร้อนหา
ได้จากสมการที่ 3

$$Q_c = h_3 - h_2 \quad (3)$$

การขยายตัวหรือสถานะของเหลวอิ่มตัว (Expansion
process) ไม่สูญเสียความร้อน(Adiabatic) หรือเอน
ทัลปีคงที่จะได้

$$h_3 = h_4 \quad (4)$$

การกลายเป็นไอหรือสถานะของผลอมอิ่มตัว
(Evaporation process) โดยความดันคงที่ความร้อนที่
ถ่ายเทให้กับสารทำความเย็น คือ

$$Q_e = h_1 - h_4 \quad (5)$$

สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะทำความเย็น (Coefficient of
performance, COP)

$$COP = \frac{Q_e}{W_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (6)$$

อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน(Energy efficiency
ratio, EER) มีหน่วยเป็น (Btu/h/w)

$$EER = \frac{Q_e}{W_{net}} = \frac{m_r (h_1 - h_4)}{W_{net}} \quad (7)$$

ค่าพลังงานจำเพาะ(Specific energy consumption,
SEC) มีหน่วยเป็น (kW/TR)

$$SEC = \frac{W_{net}}{1000 Q_e} \quad (8)$$

เมื่อ $\dot{m}_r$ คืออัตราการไหลของ R134a (kg/s)

3. เครื่องมือ และอุปกรณ์การทดลอง

ในการทดสอบหาการประหยัดพลังงานในระบบทำความเย็นในครั้งนี้จะใช้เครื่องทำความเย็น(ตู้แช่ ยี่ห้อ ซิงเกอร์รุ่นTCF – 65WHC จำนวน 1 เครื่อง โดยทำการทดลองเก็บข้อมูลอุณหภูมิ ความดันพลังงาน ของการทำงานของเครื่องทำความเย็นที่ยังไม่ติดตั้งท่อความร้อน และหลังจากนั้นจึงติดตั้งท่อความร้อนที่แผ่กระจายความร้อนดังแสดงในรูปที่ 3 ข. เพื่อนำผลที่ได้มาวิเคราะห์เปรียบเทียบการใช้พลังงาน

รูปที่ 3 ก. แสดงการติดตั้งเกจวัดความดันต่ำและความดันสูง จำนวน 4 ตัว เพื่อวัดความดันของระบบ และติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิ้ลจำนวน 4 จุด วัดอุณหภูมิของผิวท่อที่ตำแหน่งเดียวกันกับการเกจวัดความดัน 11 จุด สำหรับวัดผิวท่อ และรอบบริเวณแผ่กระจายความร้อน 4 จุดวัดอุณหภูมิภายในห้องแช่แข็ง และ 12 จุด วัดที่ผิวท่อความร้อนเพื่อศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างแผ่กระจายความร้อนกับท่อความร้อน

ค่าการใช้พลังงานของเครื่องทำความเย็นทั้ง 2 เครื่องจะถูกวัดโดยกิโลวัตต์ชั่วโมงมิเตอร์ 1 เฟส ขนาด 5 แอมป์ จำลองภาวะของโหลดโดยใช้น้ำจำนวน 18 ลิตร และทำการเก็บค่าความดันและอุณหภูมิทุกๆ 5 นาที และเก็บอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าทุกๆ 1 ชั่วโมงในการทำความเย็นเก็บค่าจนกระทั่งเครื่องอัดไอหยุดทำงานโดยตั้งอุณหภูมิการทำงานไว้ที่ -10 องศาเซลเซียส

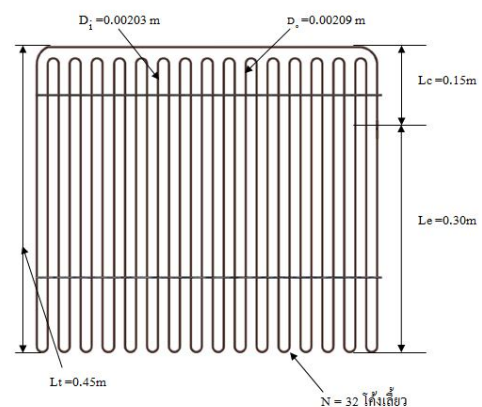
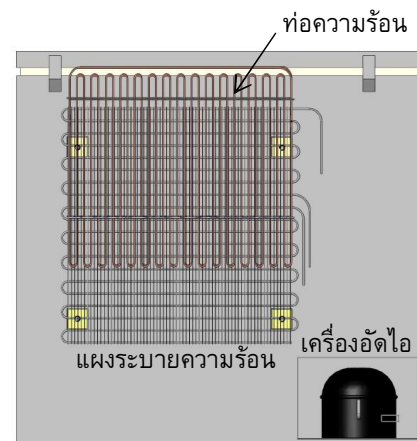
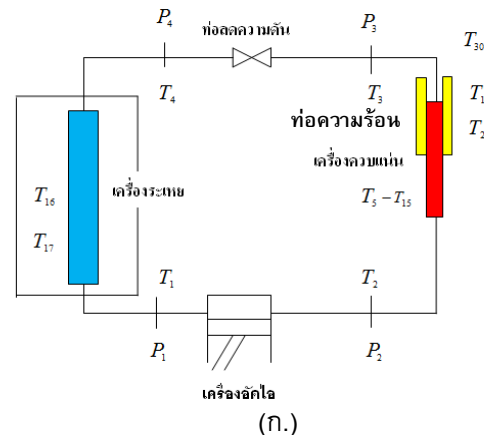
สำหรับเงื่อนไขขอบเขตของการศึกษามีดังนี้

- ใช้ตู้แช่ซิงเกอร์รุ่น TCF – 65WHC ปริมาตรภายใน 184 ลูกบาศก์เมตร แบบฝาเปิดด้านบน ใช้ R-134a เป็นสารทำความเย็น

- ภาระโหลดที่ใช้ทำความเย็น คือน้ำเปลา จำนวน 18 ลิตรโดยบรรจุในขวดน้ำพลาสติก

- ท่อความร้อนแบบส้นวงรอบ (CLOHP) ทำจากท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางการไหล 2.03 มิลลิเมตร จะแสดงในรูปที่ 3 ค.

- สารที่ใช้เติมภายในท่อความร้อนแบบส้นวงรอบใช้สาร R-134a ใช้

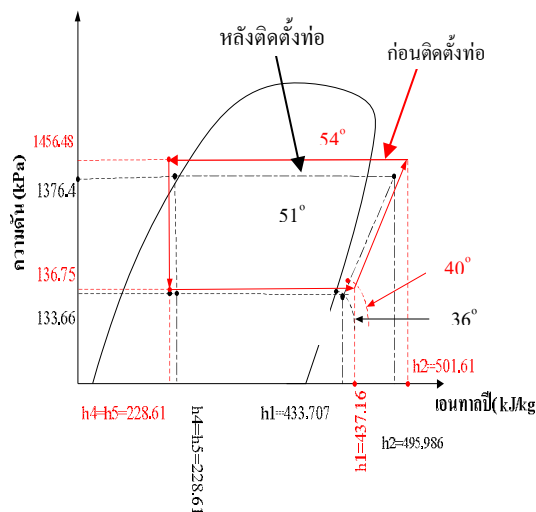


รูปที่ 3 (ก.)จุดวัดความดันและอุณหภูมิของระบบทำความเย็น (ข.)แสดงการติดตั้งท่อความร้อนเข้ากับแผงควบแน่นของเครื่องทำความเย็น (ค.)แสดงลักษณะของท่อความร้อนแบบส้นวงรอบ

- ความยาวรวมของท่อทองแดงที่ใช้ทำท่อความร้อนแบบส้นวงรอบ เท่ากับ 29 เมตร
- จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อน (N) เท่ากับ 32 โค้งเลี้ยว
- ขนาดความยาวรวมของท่อความร้อน (L_t) เท่ากับ 0.45 เมตร
- ความยาวของส่วนระเหย (L_e) เท่ากับ 0.30 เมตร
- ความยาวของส่วนควบแน่น (L_c) เท่ากับ 0.15 เมตร

4. ผลและวิจารณ์การทดสอบ

4.1 ผลของการเปลี่ยนแปลงวัฏจักรการทำความเย็นระหว่างก่อนและหลังการติดตั้งท่อความร้อน



รูปที่ 4 วัฏจักรที่เปลี่ยนแปลงไปหลังจากติดตั้งท่อความร้อนที่แผงเครื่องควบแน่น

จากรูปที่ 4 แสดงผลของเอนทาลปีและความดันของระบบทำความเย็น หลังจากการติดตั้งท่อความร้อนที่ส่วนควบแน่นจะช่วยระบายความร้อนบริเวณรอบส่วนแผงควบแน่นทำให้อุณหภูมิที่แผงควบแน่นลดลงแล้วส่งผลให้ความดันในระบบลดต่ำตามลงไปด้วย ความดันที่ส่วนแผงระบายความร้อนของเครื่องทำความเย็นก่อนและหลังการติดตั้งท่อความร้อนลดลงจาก 1456 เป็น 1367 กิโลปาสกาล และความดันก่อนเข้าเครื่องอัดไอจากเดิม 136.7 เป็น 133.6 กิโลปาสกาลและเมื่อพิจารณาผลของอุณหภูมิที่ผิวท่อพบว่าอุณหภูมิที่ผิว

ท่อส่วนควบแน่นที่ก่อนและหลังติดตั้งท่อความร้อนจะลดลง จาก 54 เป็น 51 องศาเซลเซียส และที่ผิวท่อส่วนทำความเย็นจะลดลงจาก -19.3 เป็น -19.83 องศาเซลเซียส

ดังนั้นสรุปได้ว่าเมื่อทำการติดตั้งท่อความร้อนที่แผงเครื่องควบแน่น อุณหภูมิที่เครื่องควบแน่นลดลงจาก 54 เป็น 51 องศาเซลเซียสลดลงได้ 3 องศา

4.2 ผลของพลังงานการทำความเย็นระหว่างก่อนและหลังการติดตั้งท่อความร้อน

ตารางที่ 1 เปรียบเทียบผลจากการคำนวณวัฏจักรการทำความเย็นก่อนและหลังการติดตั้งท่อความร้อน

ลำดับ	ก่อนติดตั้งท่อความร้อน	หลังติดตั้งท่อความร้อน
Q_c (kW)	253	257.306
Q_e (KW)	149.89	149.84
W_{com} (kW)	60.08	58.541
COP	2.494	2.559
SEC(kW/TR)	1.409	1.37
EER(Btu/h/W)	8.514	8.735
การสิ้นเปลืองพลังงาน(kW)	5.43	4.4
ค่าไฟฟ้า (บาท/ปี)	1978.75	1755.11

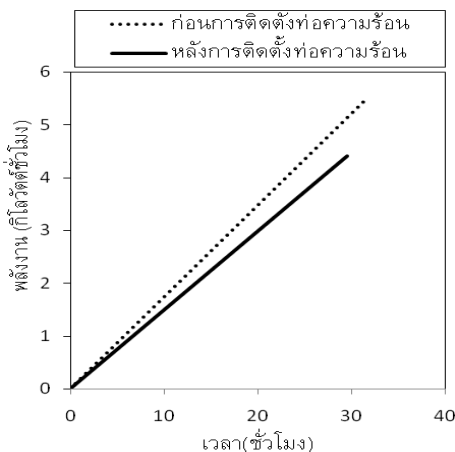
ตารางที่ 1 จะแสดงค่าพลังงานของระบบทำความเย็นก่อนติดตั้งและหลังติดตั้งท่อความร้อนแบบส้นวงรอบ พบว่าประสิทธิภาพของเครื่องทำความเย็นโดยเฉลี่ยคิดเป็นเปอร์เซ็นต์ เมื่อเปรียบเทียบอัตราการใช้พลังงานจำเพาะ (SCE) ลดลงจากเดิม 1.409 เป็น 1.37 กิโลวัตต์ต่อทอน ลดลง 2.76 เปอร์เซ็นต์ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ(COP) เพิ่มขึ้นจากเดิม 2.494 เป็น 2.559 เพิ่มขึ้น 2.60 เปอร์เซ็นต์ อัตราการทำความเย็นลดลงจาก 149.89 เป็น 149.84 ลดลงเป็น 0.033 เปอร์เซ็นต์ ประสิทธิภาพการให้ความเย็นจากเดิม 8.514 เป็น 8.735 เพิ่มขึ้น 2.6 เปอร์เซ็นต์ การ

สิ้นเปลืองพลังงานลดลง 1.03 กิโลวัตต์ชั่วโมงและเมื่อเทียบเป็น 1 ปี สามารถลดค่าไฟฟ้าที่ใช้ได้ 223.64 บาท/ปี

ดังนั้นสรุปได้ว่าประสิทธิภาพการทำความเย็นเพิ่มขึ้นและทำให้อัตราการทำความเย็นของเครื่องระเหยเพิ่มมากขึ้น และยังลดอัตราการทำงานของเครื่องอัดไอดีและใช้พลังงานในการทำความเย็นน้อยกว่าเครื่องทำความเย็นที่ยังไม่ทำการติดตั้งทำความร้อน

4.3 ผลอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานก่อนการติดตั้งทำความร้อนและหลังการติดตั้งทำความร้อน

รูปที่ 5. แสดงสรุปได้ว่าการติดตั้งทำความร้อนจะมีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน 5.43 กิโลวัตต์ชั่วโมง และอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานหลังติดตั้งทำความร้อน 4.4 กิโลวัตต์ชั่วโมง สามารถลดอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานได้ 1.03 กิโลวัตต์ชั่วโมงที่อุณหภูมิบรรยากาศเฉลี่ยก่อนการติดตั้งและหลังติดตั้งทำความร้อนแตกต่างกัน 1.93 องศาเซลเซียส



รูปที่ 5 ผลอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานก่อนการติดตั้งทำความร้อนและหลังการติดตั้ง

5. สรุปผล

ผลของการศึกษาการประหยัดพลังงานในระบบทำความเย็นโดยใช้ทำความร้อนแบบสั่นวงรอบในครั้งนี้สามารถสรุปได้ดังนี้

5.1 เมื่อติดตั้งทำความร้อนที่แผ่กระจายความร้อนของส่วนควบแน่นของเครื่องทำความเย็นส่งผลให้อุณหภูมิที่ส่วนควบแน่นลดลงได้ 3 องศาเซลเซียส

5.2 การติดตั้งทำความร้อนที่มีสารทำงานในท่อทำความร้อนคือ R-134a ที่แผ่กระจายควบแน่นช่วยลดการทำงานของเครื่องอัดไอดีได้ถึง 1 ชั่วโมง 6 นาที

5.3 หลังการติดตั้งทำความร้อนสามารถลดอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานได้ 1.03 กิโลวัตต์ชั่วโมง

5.4 เมื่อเปรียบเทียบอัตราการใช้พลังงานจำเพาะ (SCE) ลดลง 2.76 เปอร์เซ็นต์ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) เพิ่มขึ้น 2.60 เปอร์เซ็นต์ อัตราการทำความเย็นลดลงจาก ลดลง 0.033 เปอร์เซ็นต์ ประสิทธิภาพการให้ความเย็น (EER) เพิ่มขึ้น 2.59 เปอร์เซ็นต์

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี วิทยาเขตขอนแก่น ที่ได้สนับสนุนงานวิจัยในครั้งนี้

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Akachi, H., Polasek, F. and Stulc, P., (1996). Pulsating heat pipe, *Procs. of the 5th Int. Heat Pipe Symposium*, Melbourne, pp 208-217.
- [2] เรืองฤทธิ์ ลำมะยศ(2539), การปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ โดยการหล่อเย็นที่แผ่ความร้อน, ขอนแก่น :ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต มหาวิทยาลัยขอนแก่น.
- [3] สำลี แสงหาว สมพร คำไชย และอนุชิตผล ประสาน,การออกแบบทำความร้อนชนิดสั่นแบบปลายปิดและวงรอบโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์. การประชุมเครือข่ายวิศวกรรมแห่งประเทศไทย ครั้งที่22,มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ศูนย์รังสิต, จังหวัดปทุมธานี.
- [4] นายโสภณ จันทองปาน,อนุรักษ์ รอโรสง, เอกยุทธ บุญโฮม,2551. การลดพลังงานในระบบปรับอากาศโดยใช้ทำความร้อนแบบสั่นวงรอบ.ขอนแก่น: มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี วิทยาเขตขอนแก่น.