

การศึกษาและทดลองประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดลูป

Study and Experiment the heat transfer performance of loop thermosyphon heat exchanger.

นกุล มั่นคง^{1*}, ธนาคม สุนทรชัยนาคแสง², ภาณุวัชร อึ้งโสภางษ์²

^{1,2}ศูนย์วิจัยและพัฒนา ES – MVC สำนักวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและการบิน – อวกาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

1518 ถนนประชาธนาภรณ์ 1 แขวงวงศ์สว่าง เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800

โทรศัพท์ 02-555-2000 ต่อ 8315, 08-1626-1055, โทรสาร 02-587-4350, 02-586-9541

*ติดต่อ: Ngo_koon@hotmail.com, tss@kmutnb.ac.th

บทคัดย่อ

โครงการนี้ทำการศึกษาและทดลองประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดลูป (Loop thermosyphon heat exchanger) ท่อเทอร์โมไซฟอนทำด้วยทองแดง ซึ่งประกอบด้วยอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ อีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ถูกเชื่อมต่อกับท่อส่งไอและท่อส่งของเหลว การทดลองนี้ใช้สารทำงาน R-134a ที่อีวาโปเรเตอร์ถูกให้ความร้อนด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้าโดยถูกควบคุมให้มีอุณหภูมิคงที่เท่ากับ 30, 40, 50, 60 และ 70°C ตามลำดับ ส่วนที่คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนออกด้วยน้ำเย็นโดยถูกควบคุมให้มีอุณหภูมิคงที่เท่ากับ 20°C ทำการทดลองเปลี่ยนแปลงค่าอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเย็นเพื่อทดสอบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวิธีสมดุลมวลและพลังงาน ผลการทดลองพบว่าท่อความร้อนมีอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิอีวาโปเรเตอร์และอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเพิ่มสูงขึ้น ท่อเทอร์โมไซฟอนมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ 91.98% ซึ่งผลการทดลองมีแนวโน้มเดียวกับทางทฤษฎีโดยมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 4.67%

คำหลัก: เทอร์โมไซฟอน, เทอร์โมไซฟอนชนิดลูป, R-134a, ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน, อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

Abstract

This project was conducted and experimental the heat transfer performance of loop thermosyphon heat exchanger. Thermosyphon pipe is made of copper, which consists of evaporator and condenser. Evaporator and condenser was connected to a vapor and liquid pipelines. This experiment used the R-134a. The evaporator is heated with an electric heater was controlled to a constant temperature of 30, 40, 50, 60 and 70°C respectively. The condenser was cooled with cold water was controlled by a constant temperature of 20 ° C. Experiment was conducted changes the mass flow rate of cold water to test the heat transfer performance of the heat exchanger with mass and energy balance. The results showed that the thermosyphon pipe, the rate of heat transfer increases when the evaporator

TSF-241

temperature and flow rate of the coolant rises. Thermosyphon pipe had the highest thermal efficiency of 91.98%. The results of the experiment showed that the same trends with the theoretical average error of 4.67%.

Keywords: Thermosyphon, Loop thermosyphon, R-134a, Heat transfer performance, Heat exchanger.

1. บทนำ

เทอร์โมไซฟอน (Thermosyphon) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนไปยังบริเวณที่ต้องการได้อย่างรวดเร็ว และท่อความร้อนยังสามารถทำงานได้แม้ผลต่างของอุณหภูมิไม่มากนัก โดยท่อความร้อนสามารถนำไปประยุกต์ใช้ในการแลกเปลี่ยนหรือถ่ายเทความร้อนได้หลากหลาย เช่น การระบายความร้อนในอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ ระบบควบคุมอุณหภูมิ การละลายหิมะในรันเวย์สนามบิน ระบบกำจัดความชื้นในห้องควบคุมหรือระบบปรับอากาศ ระบบทำน้ำอุ่น เป็นต้น แต่เทอร์โมไซฟอนแบบดั้งเดิมก็ยังมีข้อจำกัดในการทำงาน คือในขณะที่ไอของสารทำงานไหลผ่านไปยังส่วนคอนเดนเซอร์ จะเกิดการหลุดติดของหยดของเหลวไปปนกับไอที่กำลังลอยขึ้น จึงทำให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนลดลง ในปัจจุบันจึงมีการพัฒนารูปแบบของท่อความร้อนมากขึ้น ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดลูป (Loop Thermosyphon) เป็นการพัฒนาสมรรถนะของเทอร์โมไซฟอนอีกรูปแบบหนึ่ง โดยสามารถแยกการไหลของสารทำงานในสถานะของเหลวที่เกิดการควบแน่นจากคอนเดนเซอร์ไหลกลับไปสู่อีวาโปเรเตอร์โดยท่อส่งของเหลว ทำให้ไม่เกิดการสวนทางกันระหว่างของเหลวกับไอ และเพิ่มความสะดวกในการปรับเปลี่ยนตำแหน่งของอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ เพื่อให้ท่อความร้อนมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงสุด จึงมีการศึกษาตัวแปรต่างๆ เช่น ชนิดสารทำงาน อัตราส่วนการเติมสารทำงาน อัตราการไหลเชิงมวลของสารหล่อเย็น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ตั้งแสดงในเอกสารอ้างอิง [1, 3, 4, 5, 6, 7] เป็นต้น

จากการศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องดังกล่าวมาพบว่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดลูป

ขึ้นอยู่กับหลายตัวแปร สำหรับการศึกษาค้นคว้าในครั้งนี้เป็นการศึกษาเชิงเปรียบเทียบทางทฤษฎีกับผลจากการทดลองเพื่อหาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดลูป ได้แก่ อุณหภูมิอีวาโปเรเตอร์ อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็น และอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 ทฤษฎี

การทำงานของท่อความร้อนชนิดนี้เป็นไปตามกระบวนการรับและถ่ายเทความร้อน เมื่อสารทำงานในท่อความร้อนรับความร้อนจากแหล่งความร้อนในสถานะของเหลวและเกิดการระเหยพาความร้อนไปยังคอนเดนเซอร์และคายความร้อนออก เกิดการควบแน่น กลับมารับความร้อนอีกครั้ง ซึ่งการทำงานของท่อความร้อนมีความสัมพันธ์กับผลต่างระหว่างอุณหภูมิอีวาโปเรเตอร์กับคอนเดนเซอร์ (ΔT) ต่อความต้านทานความร้อนรวมของท่อความร้อน (Z) ดังสมการ (1) ดังนี้[8]

$$Q_{th} = \frac{\Delta T}{Z_{th,tot}} \quad (1)$$

ซึ่งค่าความต้านทานความร้อนรวม ($Z_{th,tot}$) เป็นคุณลักษณะในการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนที่มีผลต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสามารถหาได้จากสมการ (2) ดังนี้

$$Z_{th,tot} = Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5 + Z_6 + Z_7 + Z_8 + Z_9 + Z_{10} \quad (2)$$

TSF-241

โดยมีสมมติฐานและเงื่อนไขที่กำหนดค่าของ $Z_{th,tot}$ ซึ่ง มีดังนี้

Z_1 คือ ความต้านทานความร้อนจากการพาความร้อน ที่ผิวภายนอกของอีวาโปเรเตอร์ โดยในการทดลองนี้ ให้ความร้อนอีวาโปเรเตอร์ด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้าโดยตรง จึงไม่นำค่า Z_1 มาคิด

สำหรับค่าความต้านทาน Z_4, Z_5, Z_6 ซึ่งมีค่าน้อยมาก จากเอกสารอ้างอิง [8] ไม่ต้องนำมาคิด โดยที่

Z_4 คือ ความต้านทานความร้อนที่เกิดจากการเปลี่ยน สถานะของสารทำงานภายในอีวาโปเรเตอร์

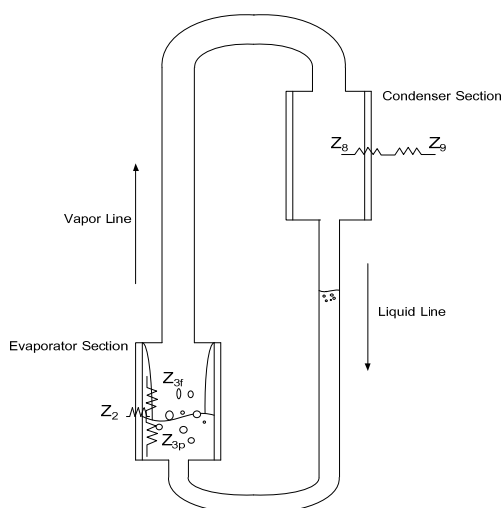
Z_5 คือ ความต้านทานความร้อนซึ่งเกิดจากความดัน ลดลงภายในคอนเดนเซอร์

Z_6 คือ ความต้านทานความร้อนที่เกิดจากการเปลี่ยน สถานะของสารทำงานภายในที่คอนเดนเซอร์

Z_7 คือ ความต้านทานความร้อนของของเหลวที่เกิด จากฟิล์มของเหลวที่ไหลกลับในส่วนคอนเดนเซอร์ ซึ่ง จะไม่เกิดขึ้นในเทอร์โมไซฟอนชนิดลูบ จึงไม่นำมาคิด

Z_{10} คือ ค่าความต้านทานความร้อนของท่อความร้อน ตามแนวความยาวท่อ จึงไม่นำมาคิด

ซึ่งจากสมมติฐานและเงื่อนไขที่กำหนด สำหรับค่า ความต้านทานความร้อนของท่อความร้อนแบบ เทอร์โมไซฟอนชนิดลูบจากสมการ ($Z_{th,tot}$) จะลดรูป ลงเหลือ Z_2, Z_3, Z_8 และ Z_9 ดังแสดงในรูปที่ 1



รูปที่ 1 แสดงความต้านทานความร้อนที่ตำแหน่งต่างๆ ของท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนชนิดลูบ

Z_2 คือ ค่าความต้านทานความร้อนจากการนำความร้อน ที่ผนังท่อส่วนอีวาโปเรเตอร์ คำนวณได้ดังนี้

$$Z_2 = \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k} \quad (3)$$

Z_3 คือ ค่าความต้านทานความร้อนจากการเดือดของ สารทำงานภายในท่อส่วนอีวาโปเรเตอร์สามารถ คำนวณได้ โดยพิจารณาค่าของ Z_3 แยกเป็น 2 กรณี โดยเริ่มต้นยังไม่ทราบค่า Z จากความต้านทานความร้อนภายในจะได้ดังนี้

$$Z = Z_2 + Z_8 + Z_9 \quad (4)$$

$$Q_{as} = \frac{\Delta T}{Z_2 + Z_8 + Z_9} \quad (5)$$

Z_{3p} คือ ค่าความต้านทานความร้อนจากการเดือดที่ เกิดขึ้นจากแอ่ง (pool) ของของเหลวภายในอีวาโปเรเตอร์ โดยค่า Q คำนวณจากสมการที่ (5)

$$Z_{3p} = \frac{1}{\Phi_3 g^{0.2} Q^{0.4} (\pi D_i l_e)^{0.6}} \quad (6)$$

โดยที่ Φ_3 คือ คุณสมบัติทางกายภาพของการเดือด คำนวณได้ดังนี้

$$\Phi_3 = 0.32 \frac{\rho_l^{0.65} k_l^{0.3} C_{pl}^{0.7}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_l^{0.1}} \left[\frac{P_v}{P_a} \right]^{0.23} \quad (7)$$

เงื่อนไขการกำหนด Φ_3 คือ $0.03 \leq P_v / P_a \leq 2$

Z_{3f} คือ ค่าความต้านทานความร้อนที่เกิดจากชั้นฟิล์ม ของของเหลวภายในอีวาโปเรเตอร์ โดยค่า Q คำนวณ จากสมการที่ (5)

$$Z_{3f} = \frac{CQ^{1/3}}{D_i^{4/3} g^{1/3} l_e \Phi_2^{4/3}} \quad (8)$$

TSF-241

Φ_2 คือ สมบัติทางกายภาพของการควบแน่นของสารทำงาน คำนวณได้ดังนี้

$$\Phi_2 = \left(\frac{h_{fg} k_l^3 \rho_l^2}{\mu_l} \right)^{1/4} \quad (9)$$

และเงื่อนไขการใช้ค่า Z_{3p} และ Z_{3f} เพื่อกำหนดค่า Z_3 คือ

เมื่อ $Z_{3p} < Z_{3f}$

$$Z_3 = Z_{3p} F + Z_{3f} (1 - F) \quad (10)$$

เมื่อ $Z_{3p} > Z_{3f}$

$$Z_3 = Z_{3p} \quad (11)$$

โดยที่ F คือ อัตราการเติมสารทำงาน

Z_8 คือ ค่าความต้านทานความร้อนจากการนำความร้อนที่ผนังท่อของคอนเดนเซอร์ สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$Z_8 = \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi l_c k} \quad (12)$$

Z_9 คือ ค่าความต้านทานความร้อนจากการพาความร้อนที่ผิวภายนอกของคอนเดนเซอร์

$$Z_9 = \frac{1}{h_{co} S_{co}} \quad (13)$$

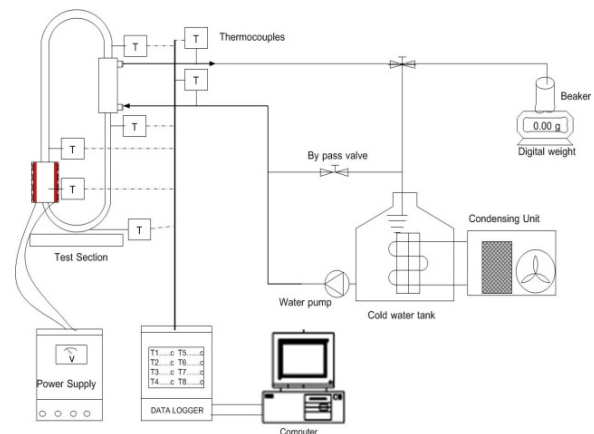
ดังนั้นสมการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนชนิดลูปลูกจากสมการ (1) และค่าความต้านทานความร้อนจากสมการ (2) นำมาแสดงได้ดังสมการ (14) ดังนี้

$$Q_{th} = \frac{\Delta T}{Z_2 + Z_3 + Z_8 + Z_9} \quad (14)$$

3. อุปกรณ์การทดลอง

อุปกรณ์ที่ใช้ในการศึกษาและทดลองประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดลูปลูกดังแสดงใน รูปที่ 2 ประกอบด้วยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

แบบเทอร์โมไซฟอนชนิดลูปลูก ฮีตเตอร์ไฟฟ้าขนาด 500 W ป้อนน้ำ เครื่องชั่งดิจิตอลที่มีความละเอียด ± 1 g ชุดทำน้ำเย็นที่อุณหภูมิ 20°C เทอร์โมคัปเปิลชนิด K มีค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 0.1\%$ เครื่องบันทึกอุณหภูมิที่มีค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 0.1\%$ และคอมพิวเตอร์ช่วยในการเก็บข้อมูล



รูปที่ 2 แสดงผังของอุปกรณ์การทดลอง

เงื่อนไขการทดลอง

การทดลองประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดลูปลูก ทดลองโดยนำท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนชนิดลูปลูกที่มีค่า $Ar = 2.06$ ทำการเติมสารทำงานเท่ากับ 18% ของปริมาตรท่อความร้อนรวม ซึ่งเป็นอัตราส่วนการเติมที่เหมาะสม [5] ปรับอัตราการให้ความร้อนอีวาโปเรเตอร์แบบอุณหภูมิคงที่เท่ากับ 30, 40, 50, 60 และ 70°C อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 20°C ปรับอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 3.33×10^{-3} , 5.16×10^{-3} และ 6.66×10^{-3} kg/s ทำการทดลองจนกระทั่งอุณหภูมิของระบบเข้าสู่สภาวะคงตัว แล้วบันทึกค่าอุณหภูมิด้วย Data Logger

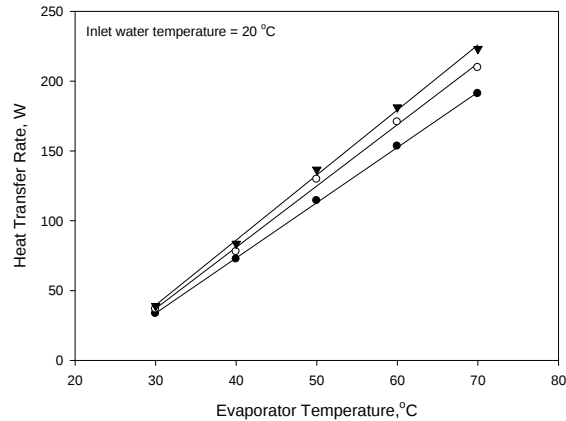
4. ผลการทดลอง

ผลการทดลองความสัมพันธ์ของอุณหภูมิอีวาโปเรเตอร์กับอัตราการถ่ายเทความร้อน พบว่าเมื่ออุณหภูมิอีวาโปเรเตอร์เพิ่มขึ้นทำให้สารทำงานภายในอีวาโปเรเตอร์เกิดการระเหยกลายเป็นไอ ส่งผล

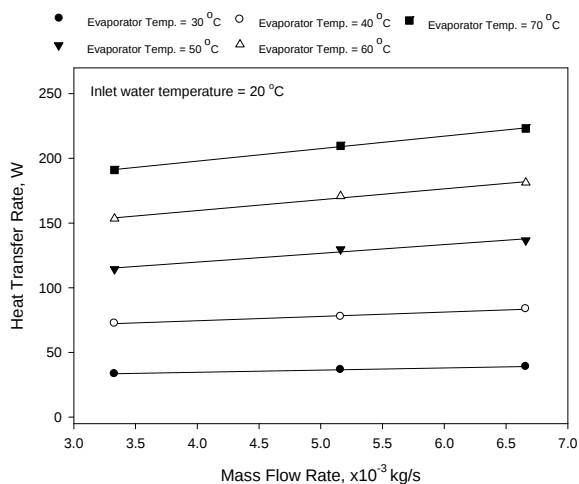
TSF-241

ให้สามารถพาความร้อนไประบายความร้อนยังส่วนคอนเดนเซอร์ได้มากขึ้น ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตาม ดังแสดงในรูปที่ 3

- Q_{exp} @ Mass flow rate = 3.33×10^{-3} kg/s ▼ Q_{exp} @ Mass flow rate = 6.66×10^{-3} kg/s
- Q_{exp} @ Mass flow rate = 5.16×10^{-3} kg/s

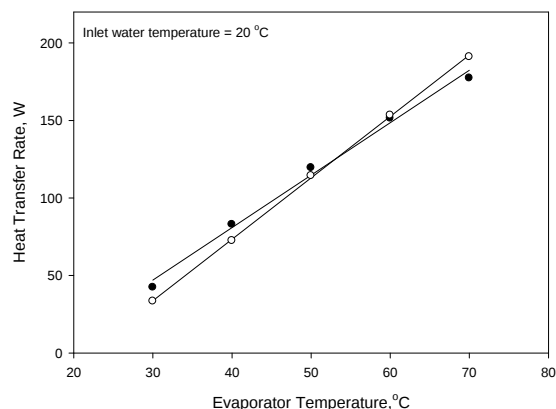


รูปที่ 3 ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิผิววโปเรเตอร์กับอัตราการถ่ายเทความร้อน



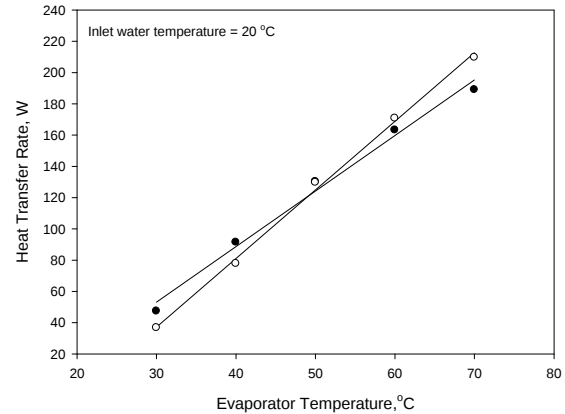
รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ของอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นกับอัตราการถ่ายเทความร้อน

- Q_{theory} @ Mass flow rate = 3.33×10^{-3} kg/s ○ Q_{exp} @ Mass flow rate = 3.33×10^{-3} kg/s



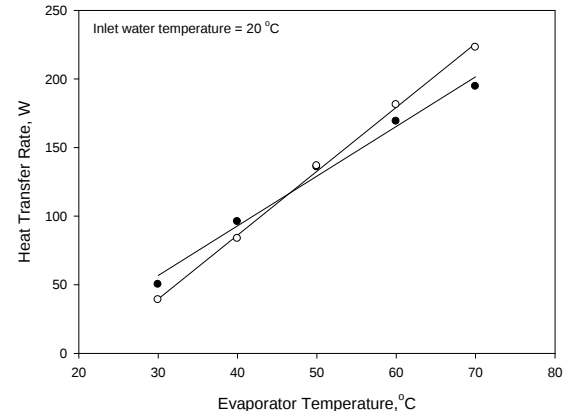
รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ของอัตราการถ่ายเทความร้อนทางทฤษฎีกับผลการทดลอง กรณีอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 3.33×10^{-3} kg/s

- Q_{theory} @ Mass flow rate = 5.16×10^{-3} kg/s ○ Q_{exp} @ Mass flow rate = 5.16×10^{-3} kg/s



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ของอัตราการถ่ายเทความร้อนทางทฤษฎีกับผลการทดลอง กรณีอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 5.16×10^{-3} kg/s

- Q_{theory} @ Mass flow rate = 6.66×10^{-3} kg/s ○ Q_{exp} @ Mass flow rate = 6.66×10^{-3} kg/s



รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ของอัตราการถ่ายเทความร้อนทางทฤษฎีกับผลการทดลอง กรณีอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 6.66×10^{-3} kg/s

ดังแสดงในรูปที่ 4 ถึง รูปที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นกับอัตราการถ่ายเทความร้อน จากกราฟพบว่าเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นซึ่งสอดคล้องกับเอกสารอ้างอิง [3] สาเหตุที่เป็นเช่นนี้เกิดจากความเร็วน้ำหล่อเย็นซึ่งเป็นตัวกลางในการพาความร้อนจากท่อความร้อนถ่ายเทให้กับน้ำหล่อเย็น เมื่อมีความเร็วมากจึงทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนได้อย่างรวดเร็วส่งผลให้ค่าอัตราการ

TSF-241

ถ่ายเทความร้อนมากขึ้นด้วย โดยที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 6.66×10^{-3} kg/s ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมากกว่าอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 5.16 และ 3.33×10^{-3} kg/s ซึ่งผลจากการทดลองมีแนวโน้มเดียวกับทางทฤษฎี โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 4.67, 6.50 และ 7.42% ตามลำดับ

5. สรุปผลการทดลอง

ผลการศึกษาและทดลองประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดรูป พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนมีค่าสูงขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิอีวาโปเรเตอร์และอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็น โดยที่ท่อความร้อนมีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ 223.09 W ที่อุณหภูมิอีวาโปเรเตอร์เท่ากับ 70°C อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 6.66×10^{-3} kg/s

6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ ศูนย์วิจัยและพัฒนา ES - MVC สำนักวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและการบิน-อวกาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ และ ห้องปฏิบัติการเทคโนโลยีการถ่ายโอนความร้อน ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยปทุมธานี ที่เอื้อเฟื้อสถานที่ และอุปกรณ์ในการทำวิจัยครั้งนี้

7. รายการสัญลักษณ์

A	พื้นที่ถ่ายเทความร้อน, m^2
A_e	พื้นที่ผิวอีวาโปเรเตอร์, m^2
A_c	พื้นที่ผิวคอนเดนเซอร์, m^2
Ar	อัตราส่วนท่อส่งไอน์ต่อท่อส่งของเหลว
D_i	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ, m
D_o	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ, m
F	อัตราการเติมสารทำงาน, %

g	ค่าแรงโน้มถ่วงโลก, m/s^2
h_{eo}	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกของอีวาโปเรเตอร์, $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$
h_{co}	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกของคอนเดนเซอร์, $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$
h_{fg}	ค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของสารทำงาน, kJ/kg
k	ค่าการนำความร้อนของวัสดุ, $\text{W/m} \cdot \text{K}$
l_a	ความยาวของแอดเจ็คแตดิก, m
l_c	ความยาวของคอนเดนเซอร์, m
l_e	ความยาวของอีวาโปเรเตอร์, m
P_a	ความดันบรรยากาศ, Pa
P_v	ความดันสารทำงานในสถานะไอ, Pa
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน, W
Q_{th}	อัตราการถ่ายเทความร้อนทางทฤษฎี, W
S_{co}	พื้นที่ผิวทั้งหมดของคอนเดนเซอร์, m^2
ΔT	ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิอีวาโปเรเตอร์กับคอนเดนเซอร์, $^{\circ}\text{C}$
$Z_{th,tot}$	ค่าความต้านทานความร้อนรวมทางทฤษฎี, $^{\circ}\text{C/W}$
σ	ค่าแรงตึงผิว, mN/m
ρ_l	ความหนาแน่นในสถานะของเหลว, kg/m^3
ρ_v	ความหนาแน่นในสถานะไอ, kg/m^3
μ	ความหนืดไดนามิกส์ของของไหล, $\text{kg/m} \cdot \text{s}$
Φ_2	สมบัติทางกายภาพของการควบแน่น
Φ_3	สมบัติทางกายภาพของการเดือด

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] K.S. Ong and Md. Haider-E-Alahi. (2003). Performance of a R-134a filled thermosyphon, vol. 23, Applied Thermal Engineering, pp. 2373-2381.
- [2] Meng Chang Tsai, Chih Sheng Hsieh, Shung Wen Kang. (2007). Experimental Study of a Loop Thermosyphon Using Methanol as Working Fluid, International Heat Pipe Conference Vol. 14, Brazil.

TSF-241

[3] A. Samba, H. Louahlia-Gualous, S. Le Masson, D. Norterhauser. (2012). Two-phase thermosyphon loop for cooling outdoor telecommunication equipments, Applied Thermal Engineering, pp. 1351-1360.

[4] วารุเวช วงษ์ไสย และวีระ ฟ้าเพื่องวิทยากุล (2554). อิทธิพลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ สัดส่วนการเติม และชนิดของสารทำงานต่อสมรรถนะ ทางความร้อนของเทอร์โมไซฟอนแบบวงรอบ, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 25. จังหวัดกระบี่

[5] Nukoon Mankong and Thanakom Soontornchainacksaeng (2013). Experimental Investigation of the effect of R-134a Filling Ratios on Heat Transfer Performance of a Loop Thermosyphon Heat Exchanger, The Conference on Energy Network of Thailand. Vol.9, Nakornnayok, Thailand.

[6] Nukoon Mankong and Thanakom Soontornchainacksaeng (2013). Heat Transfer Characteristics of loop Thermosyphon Heat Exchang Filled with R-134a., The Mechanical Engineering Network of Thailand Vol.27, Chonburi, Thailand.

[7] วิริยะ แสงทน, คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน ของท่อเทอร์โมไซฟอนชนิดวงรอบขนาดเล็ก. ปรัชญา ดุษฎีบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัย มหาสารคาม, 2555.

[8] ESDU (Engineering Sciences Data Unit), Heat Pipes - Performance of Two phase Closed Thermosyphons, Engineering Sciences Data Unit, London, U.K.,1981 (Data item number 81038).