

คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
แบบเทอร์โมไซฟอนชนิดลูปที่ใช้ R-134a เป็นสารทำงาน

Heat Transfer Characteristics of Loop Thermosyphon Heat Exchanger
Filled with R-134a

นกุล มั่นคง^{1*}, ธนาคม สุนทรชัยนาคแสง²

^{1,2}ศูนย์วิจัยและพัฒนา ES – MVC สำนักวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและการบิน – อวกาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

1518 ถนนประชาราษฎร์ 1 แขวงวงศ์สว่าง เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800

*ติดต่อ: Ngo_koon@hotmail.com, เบอร์โทรศัพท์ 02-555-2000 ต่อ 8304, 8308, 8315, เบอร์โทรสาร 02-587-4350

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีจุดมุ่งหมายเพื่อศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดลูป (Loop thermosyphon heat exchanger) ที่อุณหภูมิการทำงานด้วยท่อทองแดง ประกอบด้วยอีวาपोเรเตอร์และคอนเดนเซอร์มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 17.40 mm โดยอีวาपोเรเตอร์และคอนเดนเซอร์มีความยาวเท่ากับ 100 และ 150 mm ตามลำดับ เชื่อมต่อกับท่อส่งไอและท่อส่งของเหลวที่มีอัตราส่วนของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อส่งไอต่อท่อส่งของเหลว (ID_v/ID_l) เท่ากับ 0.74, 1.0 และ 2.06 ตามลำดับ ใช้สารทำความเย็น R-134a เป็นสารทำงานอัตราการเติมเท่ากับ 18% ของปริมาตรท่อความร้อนรวมทำการทดลองกับน้ำเย็นอุณหภูมิคงที่ 20°C อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเย็นเท่ากับ 3.33×10^{-3} , 5.16×10^{-3} และ 6.66×10^{-3} kg/s ให้ความร้อนด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้าแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ระหว่าง 14.20 ถึง 32.58 kW/m² การวิเคราะห์ใช้หลักการของการถ่ายเทความร้อนทางเทอร์โมไดนามิกส์ ผลการทดลองพบว่าอัตราส่วนของท่อส่งไอต่อท่อส่งของเหลว, ฟลักซ์ความร้อนและอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นมีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดลูปซึ่งท่อความร้อนมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงสุด 89.00% ที่ฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 18.71 kW/m² ด้วยอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็น 6.66×10^{-3} kg/s และมีค่าความต้านทานความร้อนรวมต่ำสุด 0.16 K/W

คำหลัก: คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน, อัตราส่วน (ID_v/ID_l), อัตราการไหลเชิงมวล, R-134a, เทอร์โมไซฟอนชนิดลูป

Abstract

The objective of this research a study the heat transfer characteristics of loop thermosyphon heat exchanger filled with R-134a. The experimental heat pipe fabricated from the straight copper tube. The evaporator and condenser having same an inner diameter 17.40 mm (ID), The evaporator and

condenser having length 100 and 150 mm respectively, Connected with vapor line and liquid line has diameter ratios amount 0.74, 1.0 and 2.06 (ID_v/ID_l) respectively. Experiment by changing filling ratio of R-134a is 18% of the volume of the heat pipe. The inlet water temperature of condenser was maintained constant at 20°C. Mass flow rate of water amount 3.33×10^{-3} , 5.16×10^{-3} and 6.66×10^{-3} kg/s And heated by electrical heaters. The input constant heat flux between 14.20 to 32.58 kW/m². The conversation of energy is a principles of this research. The results showed that the diameter ratios of the appropriate to diameter ratio amount 2.06 (ID_v/ID_l), Thermal efficiency was 89.00% of the maximum heat flux is equal to 18.71 kW/m², Mass flow rate of water amount 6.66×10^{-3} kg/s and thermal resistance amount 0.16 K/W.

Keywords: Heat transfer characteristics, Ratio (ID_v/ID_l), Mass flow rate, R-134a, Loop Thermosyphon.

1. บทนำ

การประยุกต์ใช้เทอร์โมไซฟอนชนิดลูป (Loop Thermosyphon) ในลักษณะต่างๆ เช่น การรักษาอุณหภูมิอุปกรณ์โทรคมนาคม การระบายความร้อนสถานีฐานวิทยุ การกำจัดความร้อนออกจากชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์ เป็นต้น ซึ่งคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดลูปนั้นขึ้นอยู่กับหลายตัวแปร จากการศึกษาผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้องมีดังนี้ W. A. Samba Tsai et al. [1] ได้ศึกษาการประยุกต์ใช้เทอร์โมไซฟอนชนิดลูปในการรักษาอุณหภูมิอุปกรณ์โทรคมนาคม ท่อความร้อนที่ทำการศึกษามีอัตราส่วนของท่อส่งไอน้ำต่อท่อส่งของเหลวเท่ากับ 2.33, Rahmatollah Khodabandeh. [2] ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพทางความร้อนของเทอร์โมไซฟอนชนิดลูปสำหรับระบายความร้อนสถานีวิทยุ, K.S. Ong และ Md. Haider-E-Alahi. [3] ได้ศึกษาประสิทธิภาพของท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนที่เต็มสารทำงาน R-134a จากการศึกษาพบว่าการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอน ขึ้นอยู่กับอัตราส่วนการเติมสารทำงาน ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างอีวาโปเรเตอร์กับคอนเดนเซอร์ และการถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้นตามอัตราการไหลเชิงมวลของสารหล่อเย็น, Meng Chang Tsai et al. [4] ได้ศึกษาทดสอบสมรรถนะของเทอร์โมไซฟอนชนิดลูปซึ่งมีส่วนรับความร้อนที่ประกอบด้วยแบบไร้วิกส์ แบบมีวิกส์หนา 1 mm และ 4 mm ตามลำดับ, วารเวช วงษ์

ไสย์ และ วีระ พ้าเพื่องวิทยากุล. [5] ศึกษาอิทธิพลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ สัดส่วนการเติม และชนิดของสารทำงานต่อสมรรถนะทางความร้อนของเทอร์โมไซฟอนชนิดลูป พบว่าอัตราส่วนของท่อส่งไอน้ำต่อท่อส่งของเหลวเท่ากับ 1 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด, จิระพล กลิ่นบุญ และ สุรเดช วงษ์วิไลวารินทร์. [6] ได้ศึกษาอิทธิพลของสารทำงาน ของท่อความร้อน สำหรับระบายความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์ ใช้สารทำงานเป็น น้ำ, R-123 และ R-134a จากผลการทดลองพบว่า R-134a ให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุด, สุรชาติ ปัญญา และคณะ. [7] ได้ศึกษาวิเคราะห์สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนแบบใช้ครีระบายความร้อนด้วยน้ำ โดยใช้ น้ำ เอทานอล R-134a เป็นสารทำงาน พบว่า R-134a ให้ประสิทธิภาพการถ่ายโอนความร้อนได้ดีกว่าน้ำ และเอทานอล, สุรชาติ ปัญญา และ ทวีวัฒน์ สุการส. [8] ได้ศึกษาการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนเพื่อควบคุมอุณหภูมิของถ่านหิน, นุฏล มั่นคง และ ธนาคม สุนทรชัยนาคแสง. [9] ได้ทำการศึกษาอัตราการเติม R-134a เป็นสารทำงานที่เหมาะสมกับท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดลูป ผลการทดลองพบว่าที่อัตราการเติมเท่ากับ 18% ของปริมาตรท่อความร้อนรวม ให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าอัตราการเติมอื่นๆ, ธนาพล สุขชนะ และ ชัยยนต์ ใจบุญมา. [10] ได้ศึกษาผลของอัตราการเติม R-134a และอัตราส่วนความยาวอีวา

โปรเตอร์ต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของท่อ ความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน จากการศึกษพบว่า อัตราการเพิ่มสารทำงานเหมาะสมที่ 15% ของ ปริมาตรท่อความร้อนรวม และฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 18.81 kW/m^2

จากการศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องดังกล่าวมา พบว่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของท่อ ความร้อนขึ้นอยู่กับลักษณะเฉพาะของท่อความร้อนและตัว แปรต่างๆ สำหรับการศึกษาดังกล่าวในครั้งนี้เป็นการศึกษาอิทธิพลของ อัตราส่วนของท่อส่งไอน้ำต่อท่อส่ง ของเหลว อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็น และ ฟลักซ์ความร้อน ที่ส่งผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเท ความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดรูปที่ใช้สารทำความเย็น R-134a เป็น สารทำงาน

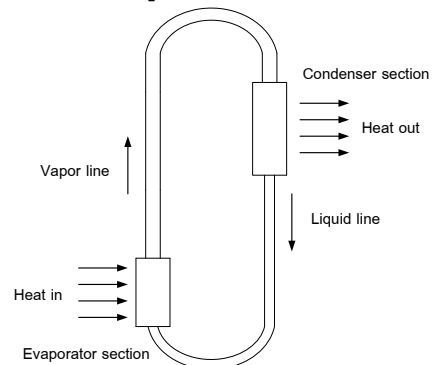
2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องและการคำนวณผลการทดลอง

2.1 ทฤษฎี

ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดรูปสามารถ แบ่งออกเป็น 3 ส่วนดังรูปที่ 1 คือ ส่วนอีวาโปรเตอร์ (Evaporator Section) ส่วนท่อส่งไอน้ำและท่อส่ง ของเหลว (Adiabatic Section) ส่วนคอนเดนเซอร์ (Condenser Section) โดยแต่ละส่วนมีการทำงาน ดังต่อไปนี้

ส่วนอีวาโปรเตอร์ มีการทำงานโดยรับความร้อน จากแหล่งความร้อน (Heat source) โดยสารทำงานที่อยู่ภายใน เมื่อได้รับความร้อนเกิดการเดือดกลายเป็น ไอน้ำและลอยตัวขึ้นสู่ด้านบนไปยังส่วนคอนเดนเซอร์ ส่วนท่อส่งไอน้ำและท่อส่งผ่านของเหลว ส่วนนี้การส่งของ ไหลผ่านส่วนอีวาโปรเตอร์กับส่วนคอนเดนเซอร์ โดย ส่วนนี้หุ้มฉนวนเพื่อป้องกันความร้อนถ่ายเทออกจาก ท่อความร้อน ส่วนคอนเดนเซอร์ ทำงานโดยถ่ายเท ความร้อนออกจากท่อความร้อนให้กับของไหลที่ไหล มารับความร้อน (Heat Sink) โดยการควบแน่นและ สารทำงานที่ควบแน่นแล้วจะไหลลงสู่ด้านล่างเพื่อรับ

ความร้อนจากส่วนอีวาโปรเตอร์และเกิดการไหลเวียน เป็นวัฏจักรหรือเป็นรูป



รูปที่ 1 หลักการของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน ชนิดรูป

2.2 สมการสำหรับคำนวณผลการทดลอง

อัตราส่วนของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ ส่งไอน้ำต่อท่อส่งของเหลว คำนวณได้ดังนี้

$$A_r = \frac{ID_v}{ID_l} \quad (1)$$

อัตราการให้ความร้อนของฮีตเตอร์ไปยังอีวาโปรเตอร์

$$Q_e = V \cdot I \quad (2)$$

ค่าอัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงานได้จากสมการ ดังนี้

$$\dot{m} = \frac{Q_e}{h_{fg}} \quad (3)$$

$$\text{โดยที่ } \dot{m} = \rho v A, \quad v = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi d^2} \quad (4)$$

เลขเรย์โนลด์สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (5)$$

จากสมการที่ (4) และ (5) ได้ค่า Re_l ดังนี้

$$Re_l = \frac{4\dot{m}}{\mu_l \pi d} \quad (6)$$

การถ่ายเทความร้อนจากคอนเดนเซอร์ไปให้น้ำเย็น

$$Q_c = \dot{m} C_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (7)$$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ส่วนคอนเดนเซอร์

$$h_c = \frac{Q_c}{A(T_c - T_w)} \quad (8)$$

ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของท่อความร้อน

$$\eta = \frac{Q_c}{Q_e} \times 100 \quad (9)$$

ค่าความต้านทานรวมของท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอน
ชนิดรูป

$$Z_{\text{exp}} = \frac{T_e - T_c}{Q_{\text{in}}} \quad (10)$$

โดยที่ $T_c = \frac{T_{w,\text{out}} + T_{w,\text{in}}}{2} \quad (11)$

3. อุปกรณ์การทดลอง

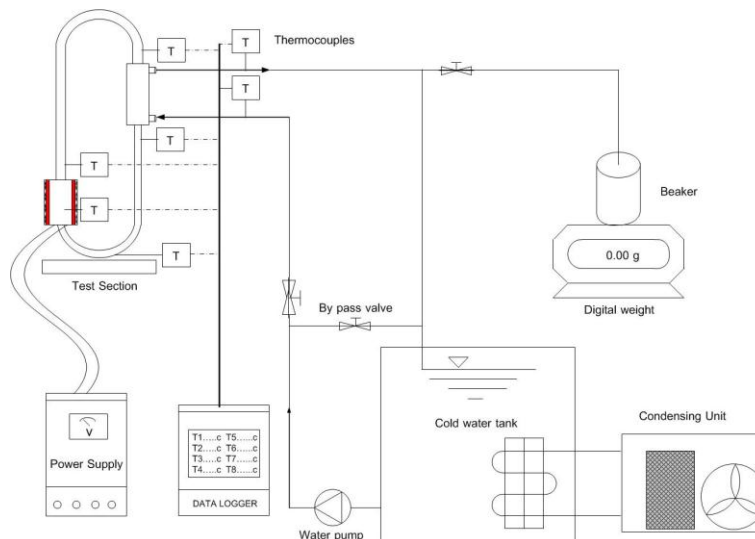
3.1 อุปกรณ์การทดลอง

ชุดทดลองการถ่ายเทความร้อนดังแสดงในรูปที่ 2 ประกอบด้วยชุดทำน้ำเย็น ใช้เพื่อระบายความร้อนออกจากน้ำ มีชุดท่อทองแดงจุ่มอยู่ในถังน้ำเย็นขนาด 150 L และสามารถปรับอุณหภูมิให้คงที่ด้วยระบบควบคุมอุณหภูมิแบบอัตโนมัติ เมื่ออุณหภูมิน้ำได้ตามที่ต้องการ ป้อนน้ำส่งน้ำเย็นจากถังไปยังส่วนการ

ทดสอบและไหลกลับมายังถังเก็บ โดยการควบคุมอัตราการไหลของน้ำเย็นใช้การปรับวาล์วทางเข้าส่วนทดสอบและตรวจสอบอัตราการไหลเชิงมวลด้วยเครื่องชั่งดิจิตอลที่มีความละเอียด ± 1 g ส่วนอีวาโปเรเตอร์ให้ความร้อนด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้าขนาด 500 W และวัดอุณหภูมิผิวอีวาโปเรเตอร์ด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิด K ที่มีค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 0.1\%$

ตารางที่ 1 แสดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในส่วนประกอบต่างๆ ของท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนชนิดรูป (หน่วย : มิลลิเมตร)

ส่วนประกอบ	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน $A_r = (ID_v / ID_i)$		
	0.74	1.0	2.06
อีวาโปเรเตอร์	17.40	17.40	17.40
คอนเดนเซอร์	17.40	17.40	17.40
ท่อส่งไอ	8.00	8.00	8.00
ท่อส่งของเหลว	11.30	8.00	5.10



รูปที่ 2 แสดงไดอะแกรมของชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดรูป

3.2 เงื่อนไขการทดลอง

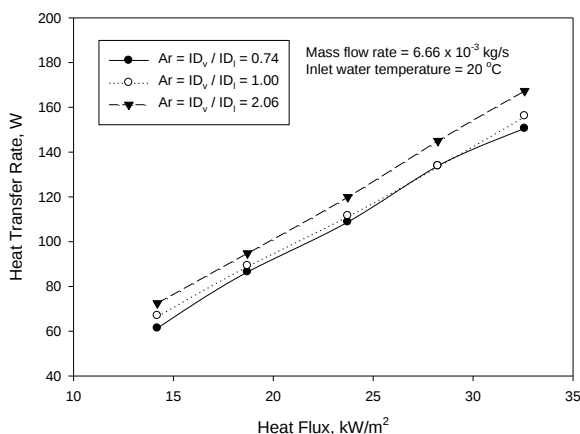
ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดรูปที่สร้างขึ้นเพื่อใช้ในการทดลอง สร้างขึ้นจากท่อทองแดงจำนวน 3 ชุดดังแสดงในตารางที่ 1 โดยท่อความร้อนมีปริมาตรรวมเท่ากับ 196.86, 153.37 และ 128.24 ml

ตามลำดับ อัตราการเติมสารทำงาน R-134a เท่ากับ 18% ของปริมาตรท่อความร้อนรวม ทำการทดลองในแนวตั้งฉาก ให้ความร้อนแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่เท่ากับ 14.20, 18.71, 23.73, 28.24 และ 32.58 kW/m² คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยน้ำอุณหภูมิ

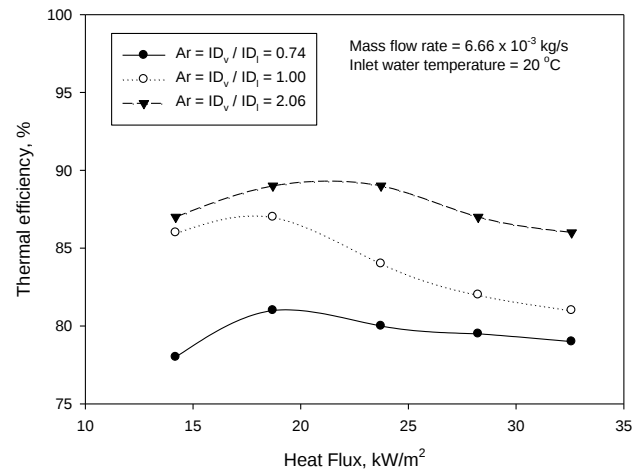
ทางเข้าคงที่ $20 \pm 0.1^\circ\text{C}$ อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 3.33×10^{-3} , 5.16×10^{-3} และ 6.66×10^{-3} kg/s บันทึกอุณหภูมิด้วยเครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data Logger) ที่มีค่าความคลาดเคลื่อน 0.1% ทำการทดลองที่เงื่อนไขเดียวกันจำนวน 3 รอบการทดลอง โดยอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นใช้วิธีตวงพร้อมจับเวลาแล้วชั่งด้วยเครื่องชั่งแบบดิจิตอลพิสัยการวัด 1000g มีค่าความคลาดเคลื่อน 1% และวัดกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้ฮีตเตอร์ด้วยวัตต์มิเตอร์แบบดิจิตอลย่านการวัด 6000W ความละเอียด 1W โดยมีค่าความคลาดเคลื่อน 1%

4. ผลการทดลอง

ผลการทดลองในรูปที่ 3 แสดงฟลักซ์ความร้อนที่ให้ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนสำหรับท่อความร้อนที่มีอัตราส่วนท่อส่งไอน้ำต่อท่อส่งของเหลวต่างกัน (0.74, 1.00 และ 2.06) พบว่าฟลักซ์ความร้อนที่ให้เพิ่มสูงขึ้นส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน เพราะเมื่อฟลักซ์ความร้อนสูงขึ้นสารทำงานจะเกิดการระเหยกลายเป็นไอน้ำมากขึ้น ส่งผลให้สามารถพาความร้อนไประบายความร้อนยังส่วนคอนเดนเซอร์ได้มากขึ้น โดยพบว่าท่อความร้อนที่มีอัตราส่วนท่อส่งไอน้ำต่อท่อส่งของเหลวเท่ากับ 2.06 (ID_v/ID_l) มีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าที่อัตราส่วนท่อส่งไอน้ำต่อท่อส่งของเหลวอื่นๆ

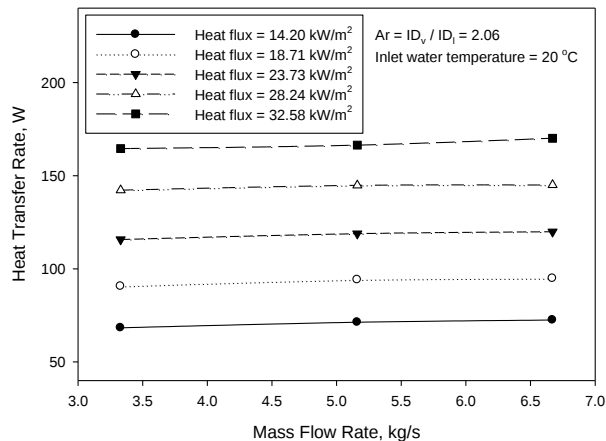


รูปที่ 3 อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนที่มีอัตราส่วนท่อส่งไอน้ำต่อท่อส่งของเหลวต่างกัน



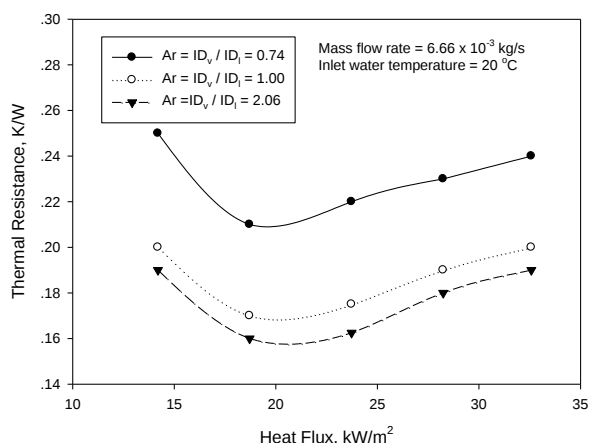
รูปที่ 4 ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนที่มีอัตราส่วนท่อส่งไอน้ำต่อท่อส่งของเหลวต่างกัน

ความสัมพันธ์ของฟลักซ์ความร้อนที่ให้กับประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสำหรับท่อความร้อนที่มีอัตราส่วนท่อส่งไอน้ำต่อท่อส่งของเหลวต่างกันได้แสดงในรูปที่ 4 จากเส้นแนวโน้มกราฟพบว่าเมื่อค่าฟลักซ์ความร้อนสูงขึ้น ส่งผลต่อประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนให้สูงขึ้นตามค่าฟลักซ์ความร้อนที่ให้ แต่เมื่อค่าฟลักซ์ความร้อนที่ให้เกินจุดเหมาะสม (18.71 kW/m^2) ส่งผลให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนลดลงด้วยเช่นกัน เนื่องจากสารทำงานที่ระเหยไม่สามารถควบแน่นเพื่อกลับมารับความร้อนยังส่วนอีวาโปเรเตอร์ได้ทัน และพบว่าท่อความร้อนที่มีอัตราส่วนท่อส่งไอน้ำต่อท่อส่งของเหลวเท่ากับ 2.06 (ID_v/ID_l) มีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าอัตราส่วนท่อส่งไอน้ำต่อท่อส่งของเหลวอื่นๆ



รูปที่ 5 อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นกับอัตราการถ่ายเทความร้อน

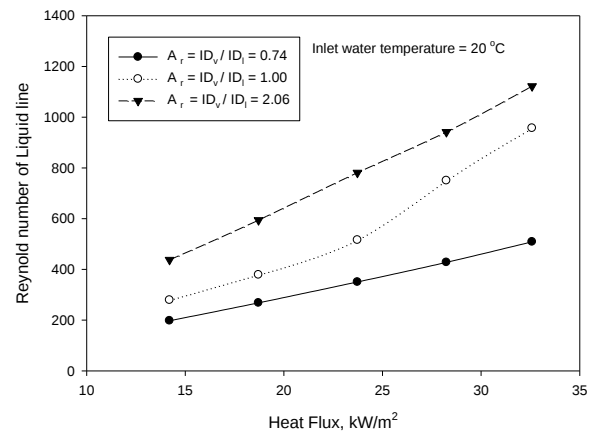
ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นกับอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนที่มีอัตราส่วนท่อส่งไอต่อท่อส่งของเหลวเท่ากับ 2.06 ดังแสดงในรูปที่ 5 จากกราฟพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้นตามอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็น [3] โดยที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 6.66×10^{-3} kg/s ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าอัตราการไหลเชิงมวลอื่นๆ



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ของฟลักซ์ความร้อนกับความต้านทานความร้อนรวม

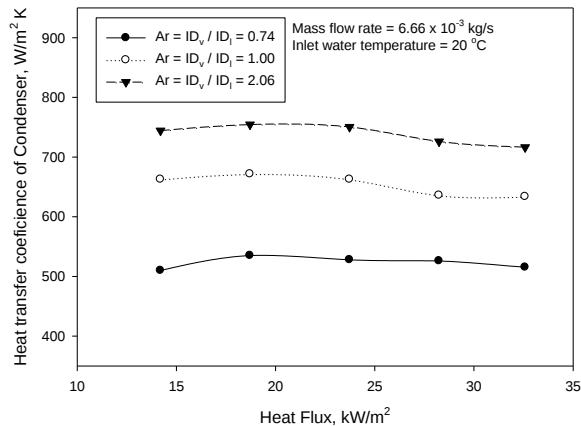
ความสัมพันธ์ของฟลักซ์ความร้อนกับค่าความต้านทานความร้อนรวมของท่อความร้อนของท่อความร้อนที่มีอัตราส่วนท่อส่งไอต่อท่อส่งของเหลวต่างกัน ดังแสดงในรูปที่ 6 จากกราฟพบว่าเมื่อฟลักซ์ความร้อนที่ให้สูงขึ้นทำให้ค่าความต้านทานความร้อนของ

ท่อความร้อนลดลง และเมื่อฟลักซ์ความร้อนสูงกว่า 18.71 kW/m^2 ส่งผลให้ค่าความต้านทานความร้อนรวมมีค่าสูงขึ้น ซึ่งท่อความร้อนที่มีอัตราส่วนท่อส่งไอต่อท่อส่งของเหลวเท่ากับ 2.06 (ID_v / ID_l) มีค่าความต้านทานความร้อนต่ำกว่าท่อความร้อนที่มีอัตราส่วนท่อส่งไอต่อท่อส่งของเหลวอื่นๆ



รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ของฟลักซ์ความร้อนกับเรย์โนลด์นัมเบอร์

ความสัมพันธ์ของฟลักซ์ความร้อนกับเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับท่อความร้อนที่มีอัตราส่วนท่อส่งไอต่อท่อส่งของเหลวต่างกัน ดังแสดงในรูปที่ 7 จากกราฟพบว่าเมื่อ ฟลักซ์ความร้อนสูงขึ้นส่งผลให้ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์มีค่าสูงขึ้นตาม เนื่องจากเมื่อฟลักซ์ความร้อนที่ให้แก่ท่อความร้อนสูงขึ้น สารทำงานเกิดการระเหยกลายเป็นไอน้ำมากขึ้น ส่งผลให้ความเร็วของสารทำงานภายในท่อเพิ่มสูงขึ้นตาม ซึ่งส่งผลให้ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์มีค่าสูงขึ้นตามความเร็วของสารทำงาน โดยพบว่าท่อความร้อนที่มีอัตราส่วนท่อส่งไอต่อท่อส่งของเหลวเท่ากับ 2.06 ให้ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สูงกว่าอัตราส่วนท่อส่งไอต่อท่อส่งของเหลวอื่นๆ



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ของฟลักซ์ความร้อนกับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของส่วนคอนเดนเซอร์

ความสัมพันธ์ของฟลักซ์ความร้อนกับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของส่วนคอนเดนเซอร์สำหรับท่อความร้อนที่มีอัตราส่วนท่อส่งไอน้ำต่อท่อส่งของเหลวต่างกัน ดังแสดงในรูปที่ 8 จากกราฟพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน มีค่าสูงขึ้นตามค่าฟลักซ์ความร้อนที่ให้ และเมื่อฟลักซ์ความร้อนสูงกว่า 18.71 kW/m^2 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะลดลงเนื่องจากอัตราการถ่ายเทความร้อนเริ่มมีค่าลดลง

5. สรุปผลการทดลอง

ผลการศึกษาทดลองคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไฮโฟนอนชนิดดูป ซึ่งศึกษาถึงอิทธิพลของอัตราส่วนของท่อส่งไอน้ำต่อท่อส่งของเหลวเท่ากับ 0.76, 1.00 และ 2.06 (ID_v / ID_l) พบว่าท่อความร้อนที่มีอัตราส่วนของท่อส่งไอน้ำต่อท่อส่งของเหลวเท่ากับ 2.06 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อความร้อนที่มีอัตราส่วนระหว่างท่อส่งไอน้ำต่อท่อส่งของเหลวอื่น และท่อความร้อนมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ 89.00% ที่ฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 18.71 kW/m^2 [10] ซึ่งมีอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ $6.66 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ และมีค่าความต้านทานความร้อนรวมต่ำสุดเท่ากับ 0.16 K/W

6. กิตติกรรมประกาศ

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

7. รายการสัญลักษณ์

A_r	อัตราส่วนระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อส่งไอน้ำต่อท่อส่งของเหลว
$C_{p,w}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ ($\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$)
h_c	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนส่วนคอนเดนเซอร์ ($\text{W/m}^2 \text{ K}$)
I	กระแสไฟฟ้า (Ampere)
ID_l	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อของเหลว (mm)
ID_v	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อไอน้ำ (mm)
m'	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเย็น ($^\circ\text{C}$)
Q_c	อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)
Q_e	อัตราการให้ความร้อนจากฮีตเตอร์ (W)
Re	เลขเรย์โนลด์
Re_l	เลขเรย์โนลด์ท่อของเหลว
T_c	อุณหภูมิส่วนคอนเดนเซอร์ ($^\circ\text{C}$)
T_e	อุณหภูมิผิวฮีตเตอร์ ($^\circ\text{C}$)
$T_{w,in}$	อุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้า ($^\circ\text{C}$)
$T_{w,out}$	อุณหภูมิน้ำเย็นขาออก ($^\circ\text{C}$)
$\bar{T}_w$	อุณหภูมิน้ำเย็นเฉลี่ย ($^\circ\text{C}$)
V	แรงเคลื่อนไฟฟ้า (Volt)
Z_{exp}	ค่าความต้านทานความร้อนรวม
η	ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (%)

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] A. Samba, H. Louahlia-Gualous, S. Le Masson, D. Norterhauser., Two-phase thermosyphon loop for cooling outdoor telecommunication equipments, Applied Thermal Engineering, 2012.
- [2] Rahmatollah Khodabandeh., Thermal performance of a closed advanced two-phase thermosyphon loop for cooling of radio base stations at different operating condition, Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 2643-2655, 2004.
- [3] K.S. Ong and Md. Haider-E-Alahi, Performance of a R-143a-filled thermosyphon, vol. 23, Applied Thermal Engineering, pp. 2373-2381, 2003.
- [4] Meng Chang Tsai, Chih Sheng Hsieh, Shung Wen Kang., Experimental Study of a Loop Thermosyphon Using Methanol as Working Fluid, International Heat Pipe Conference ,Vol. 14, 2007.
- [5] วารุเวช วงษ์ไสย, วีระ พ้าเพื่องวิทยากุล, Influence of Pipe Diameter, Filling Ratio and Work Fluid Type on Heat Performance of Looped Thermosyphon, vol.25, The Mechanical Engineering Network of Thailand, TSF-53.
- [6] จิระพล กลิ่นบุญ และ สุรเดช วงษ์ไลวรินทร์, Effect of Working Fluid of Heat Pipe for Hydraulics Oil Cooling, vol. 23, The Mechanical Engineering Network of Thailand, TSF-022426, 2009.
- [7] สุรชาติ ปัญญา และ ทวีวัฒน์ สุภารส, การประยุกต์ใช้ฮีทไปป์แบบเทอร์โมไซฟอนเพื่อควบคุมอุณหภูมิห้องถ่านหิน, การประชุมวิชาการทางวิศวกรรมศาสตร์มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ ครั้งที่ 6, 8-9 พฤษภาคม 2551.
- [8] สุรชาติ ปัญญา, อนุศิษฐ์ อันมานะตระกูล, ทวีวัฒน์ สุภารส และ ธีรพล รุ่งประแสง, การวิเคราะห์สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนแบบใช้ฮีทไปป์ระบายความร้อน, การประชุมวิชาการ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตกำแพงแสน ครั้งที่6, หน้า 732-739, ธันวาคม2552.
- [9] นุกูล มั่นคง และ ธนาคม สุนทรชัยนาคแสง, Experimental Investigation of the effect of R-134a Filling Ratios on Heat Transfer Performance of a Loop Thermosyphon Heat Exchanger, การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 9, 8-10 พฤษภาคม 2556.
- [10] ธนาพล สุขชนะ และ ชัยยันต์ ใจบุญมา, Effect of filling ratios of R-134a and evaporator length ratio on the thermal efficiency of thermosyphon heat pipe, การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 9, 8-10 พฤษภาคม 2556.