



วารสารวิชาการ วิศวกรรมศาสตร์ ม.อบ.

UBU Engineering Journal

บทความวิจัย

ผลกระทบของตำแหน่งอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ต่อสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรที่ใช้ R-134a เป็นสารทำงาน

Effect of Position of Evaporator and Condenser on Heat Transfer Performance of R-134a Loop Thermosyphon

ธนาพล สุขชนะ¹ วินัส ทัดเนียม^{2*}

¹ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลสุวรรณภูมิ อำเภอฟนบุรีศรีอยุธยา จังหวัดพระนครศรีอยุธยา 13000

² สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีปทุมวัน เขตปทุมวัน กรุงเทพมหานคร 10330

Thanaphol Sukckhana¹ Venus Thadniam^{2*}

¹ Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and Architecture, Rajamangala University of Technology Suvarnabhumi, Phranakhon Si Ayutthaya 13000

² Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Pathumwan Institute of Technology, Krung Thep Maha Nakhon 10330

* Corresponding author.

E-mail: venus@pit.ac.th; Telephone: 02 104 9099 ต่อ 8833

วันที่รับบทความ 27 ตุลาคม 2560; วันแก้ไขบทความครั้งที่ 1 15 กุมภาพันธ์ 2561; วันแก้ไขบทความครั้งที่ 2 5 พฤษภาคม 2561; วันที่ตอบรับบทความ 18 กรกฎาคม 2561

บทคัดย่อ

การวิจัยครั้งนี้เป็นการศึกษาเชิงทดลองการทำงานของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจร โดยมีตำแหน่งของอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์แตกต่างกัน เพื่อศึกษาผลกระทบต่อสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนด้วยคุณลักษณะในการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนทั้งหมด 4 รูปแบบ ซึ่งเทอร์โมไซฟอนทำด้วยท่อทองแดงโดยมีอัตราส่วนของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อไอน้ำต่อท่อของเหลวเท่ากับ 2.0 ใช้สารทำความเย็น R-134a เป็นสารทำงาน ทำการทดลองในแนวตั้ง 90° โดยให้ความร้อนด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้าขนาด 50–250 W คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยน้ำเย็นอุณหภูมิคงที่ 25 ± 0.1 °C และอัตราการไหลคงที่ จากผลการทดลองพบว่าตำแหน่งในการติดตั้งของอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์มีผลกระทบต่อสมรรถนะของเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจร โดยการติดตั้งอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ในแนวตั้งมีสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนดีกว่ากรณีอื่น ๆ และพบว่าการติดตั้งอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ในแนวนอน มีผลกระทบต่อจุดเดือดของสารทำงาน แรงดันในระบบ รวมทั้งค่าความต้านทานความร้อนรวมของท่อความร้อน นอกจากนี้ยังพบว่าสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนลดลงเฉลี่ยร้อยละ 5 สำหรับการติดตั้งอีวาโปเรเตอร์แนวนอนกับคอนเดนเซอร์แนวตั้งร้อยละ 7 สำหรับการติดตั้งอีวาโปเรเตอร์แนวตั้งกับคอนเดนเซอร์แนวนอน และร้อยละ 16 สำหรับการติดตั้งอีวาโปเรเตอร์แนวนอนกับคอนเดนเซอร์แนวนอน

คำสำคัญ

เทอร์โมไซฟอน ค่าความต้านทานความร้อน R-134a ท่อความร้อน

Abstract

This research is meant to study the behavior of an experimental Loop Thermosyphon (LTS) heat pipe which will be installed in different positions on evaporators and condensers. The impact of the heat transfer performance and their heat transfer characteristics for all 4 LTS models will also be studied. The LTS are fabricated from copper tubing a ratio diameter of vapor line to liquid line of 2.0 while refrigerant R-134a is used as the working fluid. The LTS performance was tested at a vertical position (90°) by heating with an electric heater of 50-250W while the condenser cooled with cold water at a temperature of $25 \pm 0.1^\circ \text{C}$ and a constant flow rate. The results show that the installation of an evaporator and condenser impacts the heat transfer performance of a LTS. Vertical installation of the evaporator and condenser had better heat transfer performance than the other cases while horizontal installation affected the boiling point of the working fluid, pressure in the system, and the value of total thermal resistance of the heat pipe. It has also been found that heat transfer performance decreased an average of 5% for the installation of a horizontal evaporator with a vertical condenser, 7% for the installation of a vertical evaporator with a horizontal condenser, and 16% for the installation of a horizontal evaporator with a horizontal condenser.

Keywords

thermosiphon; thermal resistance; R-134a; heat pipe

1. บทนำ

ท่อความร้อน (heat pipe) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับการถ่ายโอนความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนไปยังบริเวณที่ต้องการได้อย่างรวดเร็ว และท่อความร้อนยังสามารถทำงานได้แม้ผลต่างของอุณหภูมิไม่มากนัก ซึ่งสามารถประยุกต์ใช้กับการระบายความร้อนได้หลากหลาย และมีการพัฒนารูปแบบของท่อระบายความร้อนมากขึ้นในปัจจุบัน ลักษณะของท่อระบายความร้อนเป็นท่อปลายปิดทั้งสองด้านทำจากโลหะซึ่งส่วนใหญ่ มักทำด้วยท่อทองแดง เนื่องจากทองแดงมีสัมประสิทธิ์การนำความร้อนสูงและราคาไม่แพง ภายในท่อจะบรรจุสารตัวกลางสำหรับถ่ายโอนความร้อนที่มีจุดเดือดต่ำมีความไวต่อการรับความร้อน ลักษณะในการทำงานนั้นปลายด้านหนึ่งของท่อจะรับความร้อนจากแหล่งที่มีอุณหภูมิสูง (evaporator) สารทำงานภายในทำให้สารทำงานระเหยเป็นไอ และลอยสูงขึ้น

ตามหลักการของเทอร์โมไดนามิกส์ จากนั้นสารทำงานที่ระเหยเป็นไอจะส่งถ่ายโอนความร้อนให้กับครีบริบายความร้อน (heat Sink) เพื่อระบายความร้อนทิ้งไป สารทำงานจะกลั่นตัวเป็นของเหลวไหลย้อนกลับไปยังแหล่งรับความร้อน การทำงานของสารทำงานภายในท่อความร้อนจะทำงานเป็นวัฏจักรเช่นนี้อยู่ภายในท่อปิด จากศึกษาผลงานวิจัยต่าง ๆ พบว่าท่อความร้อนแบบไหลครบวงจรได้มีการประยุกต์ใช้งานกับอุปกรณ์ต่าง ๆ จะเป็นท่อความร้อนแบบมีวิกค์ และแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรร (Loop Thermosyphon, LTS) ซึ่งเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่สามารถออกแบบสร้างได้ง่ายและต้นทุนต่ำ Dobriansky [1] ได้รวบรวมงานวิจัยที่เกี่ยวกับการออกแบบสร้างและทดสอบเทอร์โมไซฟอนแบบไอไหลลง ซึ่งพบแนวคิดในการออกแบบหลักได้ 2 แนวคิดคือ วงจรรเทอร์โมไซฟอนแบบไอไหลลงโดยการเติมพลังงาน และแบบไม่ต้องเติม

พลังงาน ต่อมา Azad et al. [2] ได้ทดสอบการทำงานของเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรที่มีอีวาโปเรเตอร์เป็นตัวรับความร้อนสองด้าน และคอนเดนเซอร์รูปตัวยูพบว่าสามารถระบายความร้อนได้ทั้งสองด้าน ซึ่งได้มีการพัฒนาเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรสำหรับระบายความร้อนอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์โดย Pastukhov et al. [3] ด้วยคอนเดนเซอร์ที่ระบายความร้อนแบบแผ่รังสีความร้อนอิสระ สำหรับสารทำงานที่นิยมใช้กับเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรสำหรับระบายความร้อนในอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ส่วนใหญ่เป็นสารทำความเย็น R-134a ซึ่งทำการทดลองโดย Jouhara และ Ezzuddin [4], Hagens และคณะ [5] และ Ong และ Haider-E-Alahi [6] พบว่า R-134a เป็นสารทำงานที่สามารถถ่ายโอนความร้อนที่อุณหภูมิต่ำได้ดี นอกจากสารทำงานแล้วจะต้องคำนึงถึงรูปร่างหรือรูปแบบของเทอร์โมไซฟอน ที่จะมีผลกระทบต่อประสิทธิภาพในการถ่ายโอนความร้อน ซึ่ง Franco และ Filippeschi [7] พบว่าแรงขับไอระเหยของเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรที่ทดลองไม่มีผลต่อการถ่ายโอนของความร้อนและมวลการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรขนาดเล็ก แต่ Padilla และคณะ [8] พบว่าการดัดโค้งของท่อในแนวตั้งมีผลต่อลักษณะการไหล และความดันลด (pressure drop) ของของไหลในท่อ ในขณะที่ Chiapero และคณะ [9] พบว่ารูปแบบการไหล ของสารทำความเย็น R-134a เหมือนกับ flow pattern map ทั่วไป นอกจากนี้ นุกุล มั่นคง และ ธนาคม สุนทรชัยนาคแสง [10] พบว่าอัตราส่วนขนาดของท่อไอต่อขนาดท่อของเหลว มีผลกระทบต่อสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจร

การออกแบบสร้างเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรเพื่อใช้สำหรับการถ่ายโอนความร้อนนั้น มีความจำเป็นจะต้องออกแบบให้สามารถประกอบเข้ากับอุปกรณ์ได้ดีใช้พื้นที่ในการติดตั้งน้อย ซึ่งในงานวิจัยต่าง ๆ นั้นมีการออกแบบให้อีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ติดตั้งทั้งแนวนอนและแนวตั้ง แต่ยังไม่มีการกล่าวถึงผลกระทบของลักษณะการติดตั้งอีวาโปเรเตอร์และ

คอนเดนเซอร์ การวิจัยในครั้งนี้จึงออกแบบการทดลอง เพื่อศึกษาทดลองหาผลกระทบของตำแหน่งอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ที่ติดตั้งแตกต่างกัน ที่มีผลกระทบต่อสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจร

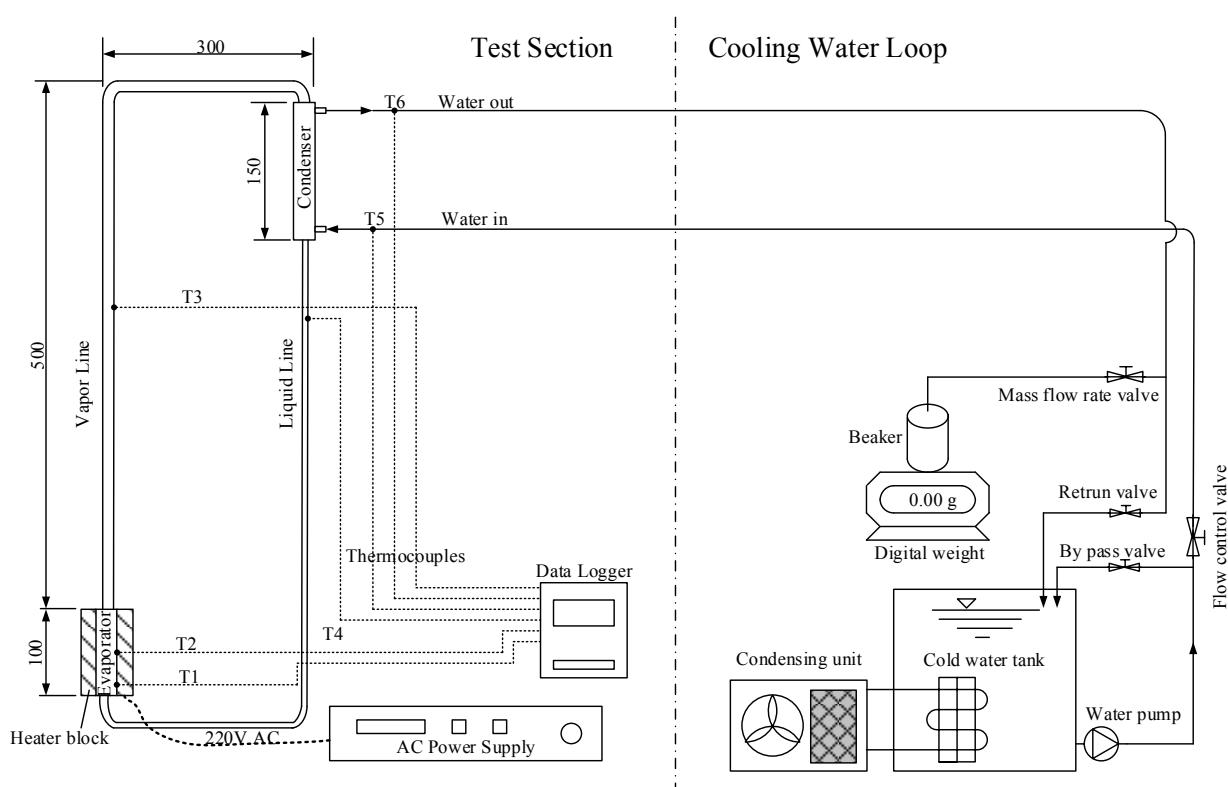
2. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

2.1 อุปกรณ์ทดลอง

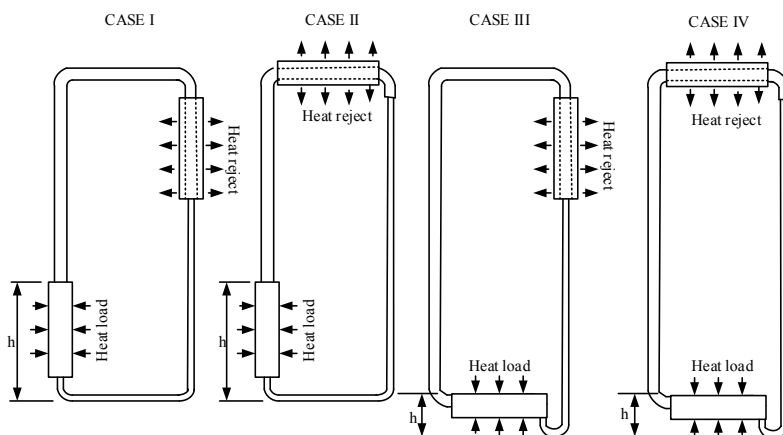
รูปที่ 1 อุปกรณ์ในการทดลองประกอบด้วยส่วนทำน้ำเย็น (cooling water loop) และส่วนการทดสอบ (test section) ในส่วนของการทำน้ำเย็นนั้นเป็นระบบปิดที่ประกอบด้วยระบบทำความเย็น R-22 โดยมีถังน้ำเย็นขนาด 150 L สามารถควบคุมให้อุณหภูมิของน้ำคงที่ได้ด้วยระบบควบคุมอุณหภูมิแบบอัตโนมัติ มีปั๊มน้ำทำหน้าที่ส่งน้ำเย็นจากถังไปยังส่วนการทดสอบ และไหลกลับมายังถังทำความเย็นเพื่อแลกเปลี่ยนเอาความร้อนออก ควบคุมอัตราการไหลของน้ำเย็นด้วยวาล์ว (flow control valve) และตรวจสอบอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นด้วยเครื่องชั่งดิจิตอล โดยเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรที่ใช้ในการทดลองทำด้วยท่อทองแดงมีทั้งหมด 4 รูปแบบ ดังรูปที่ 2 ซึ่งท่อไอ (vapor line) มีขนาด 12.7 mm และท่อของเหลว (liquid line) มีขนาด 6.35 mm โดยประกอบให้มีความสูงเฉลี่ยเท่ากับ 650 mm และความกว้าง 300 mm เฉลี่ยเท่ากันทั้ง 4 รูปแบบ ส่วนของอีวาโปเรเตอร์มีขนาด 19.05 mm ยาว 100 mm สำหรับคอนเดนเซอร์เป็นท่อเดียวกับท่อไอโดยมีช่วงระบายความร้อนยาวเท่ากับ 150 mm ซึ่งจะได้ความยาวของท่อน้ำไอระเหยของ CASE-I II III และ IV เฉลี่ยเท่ากับ 800 500 900 และ 600 mm ตามลำดับ โดยให้ความร้อนในการทดลองแบบไหลคงที่บริเวณผิวของอีวาโปเรเตอร์ด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ 220 V ในลักษณะทรงกระบอกตลอดความยาวส่วนของอีวาโปเรเตอร์

2.2 เงื่อนไขการทดลอง

เทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรที่ใช้ในการทดลองเดิมสารทำความเย็น R-134a เป็นสารทำงาน ด้วยอัตราการเติมเท่ากับ



รูปที่ 1 ไดอะแกรมส่วนประกอบชุดอุปกรณ์ทดลอง



รูปที่ 2 รูปแบบของเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรในการทดลอง

ปริมาตรรวมภายในของท่อตามความสูง h (ดูรูปที่ 2) ซึ่งแนะนำไว้โดย Sukchana และ Pratinthong [11] จะทำให้ได้ปริมาณของสารทำงานของแต่ละการทดลอง ไม่แตกต่างกัน ให้ไหลลดความร้อนแบบคงที่เท่ากับ 50 100 150 200 และ 250 W (14.2 18.7 23.7 28.2 และ 32.5 kW/m²) ในขณะที่

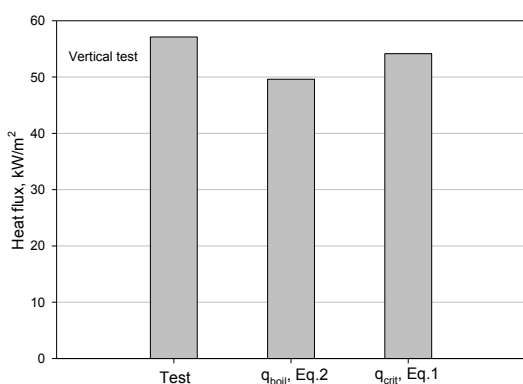
คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยน้ำเย็น โดยมีอุณหภูมิทางเข้าคงที่ 25 ± 0.1 °C ด้วยอัตราการไหลคงที่เท่ากับ 400 g/min (6.67×10^{-3} kg/s) ทดลองผลกระทบของตำแหน่งฮีววาโปรเตอร์และคอนเดนเซอร์ต่อสมรรถนะของเทอร์โมไซฟอนในแนวตั้ง (90°) วัดอุณหภูมิผิวท่อด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิด K ที่มี

ค่าความคลาดเคลื่อนร้อยละ 0.1 เพื่อใช้ในการคำนวณหาค่าต่าง ๆ บันทึกอุณหภูมิด้วยเครื่องบันทึกอุณหภูมิ (data logger) ที่มีค่าความคลาดเคลื่อนร้อยละ 0.1 ซึ่งมวลน้ำหล่อเย็นด้วยเครื่องชั่งมวลแบบตัวเลขมีย่านการวัด 1000 g ซึ่งมีค่าความคลาดเคลื่อนร้อยละ 1 และวัดกำลังไฟฟ้าด้วยเครื่องวัดกำลังไฟฟ้าแบบตัวเลขมีย่านการวัด 6000 W โดยมีค่าความละเอียดสามารถอ่านได้ 1 W และค่าความคลาดเคลื่อนเท่ากับร้อยละ 1

3. ผลการทดลองและวิจารณ์ผล

3.1 ฟลักซ์ความร้อนวิกฤติ

การทดลองเพื่อหาค่าฟลักซ์ความร้อนวิกฤติ (critical wall heat flux, q_{crit}) ของ R-134a ด้วยปริมาณการเติมเท่ากับ 1.0 h (30 g) เป็นการทดลองเพื่อตรวจสอบว่าอัตราการเติมสารทำงานดังกล่าวเพียงพอกับโหลดความร้อนสูงสุดที่จะทำการทดลองหรือไม่ โดยการทดลองที่อุณหภูมิผิวอิวาโปรเตอร์เท่ากับ 100 °C ซึ่งอุณหภูมิวิกฤติของ R-134a ที่มีค่าเท่ากับ 101.08 °C [12] และเปรียบเทียบกับหาคำนวณฟลักซ์ความร้อนวิกฤติด้วยสมการที่ (1) [11] และขีดจำกัดการเดือด (boiling limit, q_{boil}) ด้วยสมการ (2) ดังแสดงในรูปที่ 3 จะเห็นว่า ฟลักซ์ความร้อนที่ได้จากการทดลองสอดคล้องกับผลการคำนวณด้วยสมการที่ (1) และ (2) ซึ่งพบว่าผลการทดลองจริงนั้นได้ค่าฟลักซ์ความร้อนวิกฤติสูงกว่าค่าที่ได้



รูปที่ 3 ฟลักซ์ความร้อนวิกฤติและขีดจำกัดการเดือดของ R-134a

จากการคำนวณ จึงมั่นใจได้ว่าสารทำงาน R-134a สามารถรับฟลักซ์ความร้อนในการทดลองได้ โดยเป็นการทดลองด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่ในช่วง 14.2–32.5 kW/m² ซึ่งจะทำให้ภายในอิวาโปรเตอร์ไม่เกิดการเหือดแห้ง (dry-out) และทำให้เกิดการถ่ายโอนความร้อนได้อย่างต่อเนื่อง

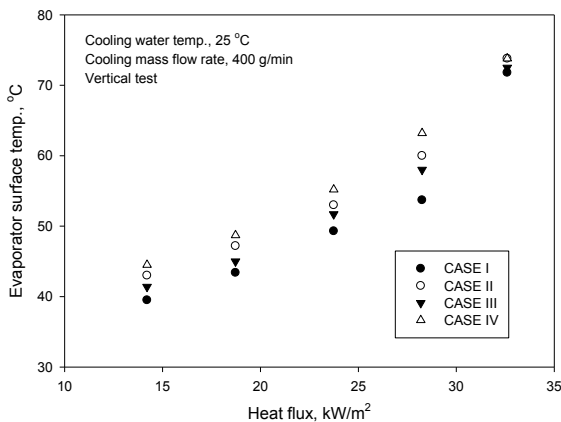
$$q_{crit} = \frac{\pi}{24} h_{fg} (\rho_v)^{0.5} [\sigma g (\rho_l - \rho_v)]^{0.25} \quad (1)$$

$$q_{boil} = 0.12 h_{fg} S_E (\rho_v)^{0.5} [\sigma g (\rho_l - \rho_v)]^{0.25} \quad (2)$$

โดยที่ g คืออัตราเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง h_{fg} คือความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ ρ_v คือความหนาแน่นของไอ ρ_l คือความหนาแน่นของของเหลว σ คือแรงตึงผิวของของไหล และ S_E คือพื้นที่ผิวของอิวาโปรเตอร์

3.2 อุณหภูมิผิวอิวาโปรเตอร์

รูปที่ 4 เป็นการทดสอบจุดเดือดของสารทำงาน R-143a เมื่อมีการให้ความร้อนแบบฟลักซ์คงที่ในช่วง 14.2–32.5 kW/m² โดยการวัดอุณหภูมิบริเวณผิวภายนอกของอิวาโปรเตอร์ ซึ่งถือว่าเป็นอุณหภูมิเดียวกันกับจุดเดือดของสารทำงานที่อยู่ภายใน เนื่องจากท่อทองแดงที่ใช้ทำอิวาโปรเตอร์เป็นท่อผนังบางและเข้าสู่จุดสมดุลทางความร้อน จากรูปจะเห็นได้ว่าเมื่อฟลักซ์ความร้อนสูงขึ้นจะส่งผลให้อุณหภูมิจุดเดือดของสารทำงานสูงขึ้น ซึ่งอุณหภูมิเฉลี่ยทั้ง 4 กรณี มีความแตกต่างกันที่ฟลักซ์ความร้อนเดียวกัน โดยมีจุดเดือดต่ำสุดคือ CASE-I และสูงขึ้นเป็น CASE-III CASE-II และ CASE-IV ตามลำดับ แสดงให้เห็นว่าลักษณะการติดตั้งอิวาโปรเตอร์และคอนเดนเซอร์ของเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรมีผลต่อแรงต้านทานการเคลื่อนที่ของของไหลที่เป็นสารทำงานภายใน ซึ่งแรงต้านทานการเคลื่อนที่นี้มีผลโดยตรงกับแรงดันอิมพัลส์ของสารทำงานและความสัมพันธ์กับอุณหภูมิอิมพัลส์ตามคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ เมื่อฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 32.5 kW/m² จะพบว่าจุดเดือดของ R-143a ใกล้เคียงกันมากขึ้น ซึ่งเป็นผลมาจากปริมาณของไอระเหยที่มากขึ้นทำให้การเคลื่อนที่ของไอมีความเร็วสูง รวมทั้งค่าความหนืดของไอลดลง

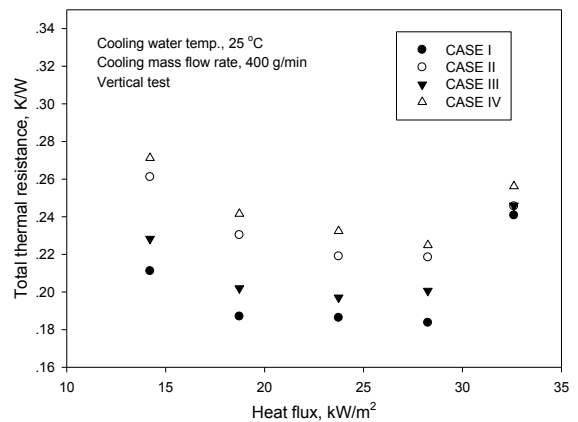


รูปที่ 4 อุณหภูมิผิวอีวาโปเรเตอร์ของเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรร

เมื่ออุณหภูมิสูง จึงเป็นผลให้มีผลต่อแรงต้านทานการเคลื่อนที่ของไอระเหยลดลง ซึ่งทำให้แรงดันอัมตัวของ R-143a แตกต่างกันน้อยลงเมื่อจุดเดือดสูงกว่า 60 °C

3.3 ค่าความต้านทานความร้อนรวม

ค่าความต้านทานความร้อนรวมของเทอร์โมไซฟอนหรือท่อความร้อนชนิดต่าง ๆ สามารถที่จะคำนวณหาได้จากผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างอีวาโปเรเตอร์กับคอนเดนเซอร์ ต่ออัตราความร้อนที่ได้รับดังสมการที่ (3) [11] ซึ่งเป็นคุณลักษณะทางการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนที่สำคัญ โดยค่าความต้านทานความร้อนรวมนี้จะเป็ค่าที่บ่งชี้ถึงสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อน จากส่วนอีวาโปเรเตอร์ไปยังส่วนคอนเดนเซอร์ซึ่งเป็นผลจากปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นภายในท่อความร้อนชนิดต่าง ๆ รูปที่ 5 แสดงให้เห็นว่าเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรรทั้ง 4 แบบที่ทำการทดลอง จะมีค่าความต้านทานความร้อนต่ำลงเมื่อฟลักซ์ความร้อนสูงขึ้น และค่าความต้านทานความร้อนต่ำสุดเมื่อฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 28.2 kW/m² ซึ่งแสดงให้เห็นว่าเป็นค่าฟลักซ์ความร้อนที่เหมาะสมของ R-134a สำหรับเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรรทั้ง 4 แบบที่ทำการทดลอง นอกจากนี้ยังพบอีกว่าตำแหน่งการติดตั้งของอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์มีผลทำให้ค่าความต้านทานความร้อนแตกต่างกันเช่นเดียวกับจุดเดือดของสารทำงาน ทั้งนี้เป็น



รูปที่ 5 ค่าความต้านทานความร้อนรวมของเทอร์โมไซฟอน

ผลมาจากจุดเดือดของสารทำงานที่เปลี่ยนแปลงไปด้วยสาเหตุของแรงต้านทานการไหลดังที่อธิบายไว้ในหัวข้อ 3.2

$$Z = (\bar{T}_E - \bar{T}_C) / Q_{in} \quad (3)$$

โดยที่ Z คือค่าความต้านทานความร้อนรวม Q_{in} คือค่าความร้อนที่ให้แก่อีวาโปเรเตอร์ $\bar{T}_E$ คืออุณหภูมิผิวอีวาโปเรเตอร์เฉลี่ย $\bar{T}_C$ คืออุณหภูมิเฉลี่ยน้ำหล่อเย็นที่เข้าและจากออกคอนเดนเซอร์

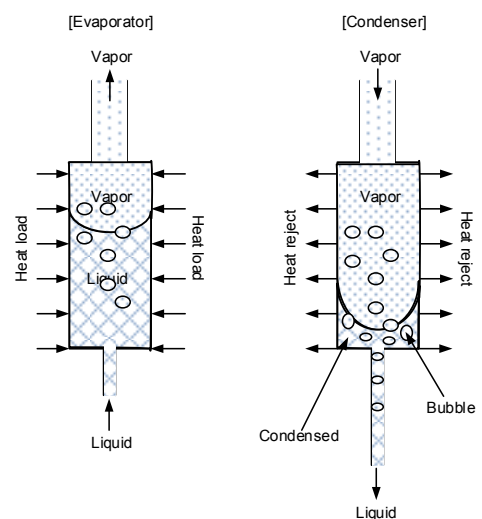
3.4 การวิเคราะห์ลักษณะการเดือดและการควบแน่น

รูปที่ 6 แสดงภาพสเก็ทลักษณะการเดือดและการควบแน่นของสารทำงาน R-134a ในส่วนของอีวาโปเรเตอร์และในส่วนของคอนเดนเซอร์ เมื่อมีการติดตั้งทั้งอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ในแนวตั้ง (90°) สำหรับในอีวาโปเรเตอร์จะเป็นปรากฏการณ์ในการเดือดโดยธรรมชาติ ไอระเหยของสารทำงานจะมีแรงลอยตัวขึ้นในแนวดิ่งซึ่งทำให้เกิดแรงดันในการเคลื่อนที่น้อย โดยทั่วไปมักจะมีรูปแบบการเดือดเป็นแบบสมบูรณ์และเกิดแรงขับเสริมจากฟองไอน์ที่ลอยขึ้น (bubble pump) [13,14] และรูปแบบการไหล (flow pattern) [15, 16] สำหรับการควบแน่นของสารทำงานในคอนเดนเซอร์ที่ติดตั้งในแนวดิ่ง สารทำงานที่เกิดการควบแน่นเป็นของเหลวจะมีความหนาแน่นสูงขึ้น การไหลกลับของของเหลวในแนวดิ่งไปยังอีวาโปเรเตอร์จะอาศัยแรงที่เกิดจากแรงโน้มถ่วงกระทำกับ

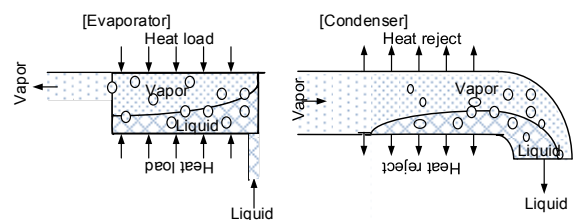
มวลของของไหล ส่งผลให้การไหลของของเหลวที่ไหลเข้าส่วนระเหยมีแรงต้านทานการไหลน้อย การติดตั้งอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ในแนวนอน (180°) ดังรูปที่ 7 พิจารณาการเดือดของสารทำงานในอีวาโปเรเตอร์ เมื่อสารทำงานกลายเป็นไอจะทำให้เกิดช่องว่างขึ้นที่ส่วนบนเป็นผลให้พื้นที่ของส่วนการทำการระเหยลดลง ในขณะที่การเคลื่อนที่ในแนวนอนของไอระเหยเป็นการเคลื่อนที่แบบบังคับจึงทำให้เกิดแรงเสียดทานสูงกว่าการเคลื่อนที่ขึ้นในแนวตั้งซึ่งมีแรงลอยตัวเป็นแรงเสริม พิจารณาการควบแน่นในคอนเดนเซอร์นั้นจะพบว่าพื้นที่ส่วนหนึ่งของการควบแน่นหายไป เนื่องจากฟิล์มของของเหลวจะปิดกั้นการนำความร้อนออก ในขณะที่เดียวกันการไหลของของเหลวที่กลับตัวแล้วต้องอาศัยแรงดันจากไอระเหยของสารทำงานที่มาจากอีวาโปเรเตอร์ จึงส่งผลให้แรงดันอิ่มตัวและอุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำงานสูงขึ้นเมื่ออีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ติดตั้งอยู่ในแนวนอน

4. สรุปผลการทดลอง

ในการออกแบบเพื่อนำเอาเทอร์โมไซฟอนชนิดวงจรถวายไปใช้งานจริงได้นั้นนอกจากจะต้องคำนึงถึงอัตราในการเดินสารทำงานที่เหมาะสม ภาระทางความร้อน ชนิดของสารทำงาน ชนิดของของไหลระบายความร้อน และอัตราส่วนของท่อไอและท่อของเหลวแล้วนั้น การติดตั้งอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ก็มีความสำคัญไม่น้อย ซึ่งจากผลการทดลองพบว่า การติดตั้งอีวาโปเรเตอร์ และคอนเดนเซอร์ในลักษณะต่างกันมีผลต่อสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนแตกต่างกัน โดยพบว่าตำแหน่งการติดตั้งอีวาโปเรเตอร์มีผลกระทบต่อสมรรถนะของเทอร์โมไซฟอนน้อยกว่า ตำแหน่งการติดตั้งคอนเดนเซอร์ เมื่อพิจารณาคุณลักษณะในการถ่ายโอนความร้อนเฉพาะค่าความต้านทานความร้อนรวม (Z) พบว่าพลักซ์ความร้อนเท่ากับ 28.25 kW/m^2 เป็นพลักซ์ความร้อนที่เหมาะสมของสารทำความเย็น R-134a และเมื่อเปรียบเทียบค่าความต้านทานความร้อนรวมกับ CASE I (มีการ



รูปที่ 6 การเดือดและการควบแน่นจากการติดตั้งอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ในแนวตั้ง



รูปที่ 7 การเดือดและการควบแน่นจากการติดตั้งอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ในแนวนอน

ติดตั้งอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์อยู่ในแนวตั้ง) พบว่าสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนลดลงร้อยละ 5.7 และ 16 สำหรับ CASE III CASE II และ CASE IV แสดงให้เห็นว่าการติดตั้งอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์อยู่ในแนวตั้งมีผลดีต่อสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอน นอกจากนี้ยังพบอีกว่าความยาวของท่อนำไอระเหยในแต่ละการทดลองไม่มีผลต่อสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนแบบวงจรถวายที่มีความยาวท่อรวมของวงจรเท่ากัน อย่างไรก็ตามในการใช้งานจริงนั้นถ้าหากมีความจำเป็นที่จะต้องติดตั้งในแนวนอนก็ควรที่จะติดตั้งให้มีมุมเอียงเพื่อลดแรงเสียดทานในการไหลของของไหลเพื่อสมรรถนะในการถ่ายโอนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนที่ดีขึ้น

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยปทุมธานี ที่เอื้อเฟื้อสถานที่และอุปกรณ์ต่าง ๆ สำหรับการทําวิจัย

เอกสารอ้างอิง

- [1] Dobriansky Y. Concepts of self-acting circulation loops for downward heat transfer reversethermosiphons. *Energy Conversion and Management*. 2011; 52: 414–425.
- [2] Azad AK, Sarkar SK, Feroz CM, Alam MM. An experimental study of two-phase looped thermosyphon. In: *Proceedings in MARTEC 2010, The International Conference on Marine Technology*. BUET, Dhaka, Bangladesh;2010.
- [3] Pastukhov VG, Maydanik YF, Dmitrin VI. Evelopment and investigation of a cooler for electronics on the basis of two-phase loop thermosyphons. *Heat Pipe Science and Technology. An International Journal*. 2010; 1(1): 47–57.
- [4] Jouhara H, Ezzuddin H. Thermal performance characteristics of a wraparound loop heat pipe (WLHP) charged with R134A. *Energy*. 2012: 1–11.
- [5] Hagens H, Ganzevles FLA, van der Geld CWM, GrootenH Milanez MHM. Air heat exchangers with long heat pipes: Experiments and predictions. *Applied Thermal Engineering*. 2007; 27: 2426–2434.
- [6] Ong KS, Haider-E-Alahi Md. Performance of a R-134a-filled thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*. 2003; 23: 2373–2381.
- [7] Franco A, Filippeschi S. Experimental analysis of heat and mass transfer in small dimension two-phase loop thermosyphons. *Heat Pipe Science and Technology, An International Journal*. 2010; 2: 163–182.
- [8] Padilla M, Revellin R, Wallet J, Bonjour J. Flow regime visualization and pressure drops of HFO-1234yf, R-134a and R-410A during downward two-phase flow in vertical return bends. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2013; 40: 116–134.
- [9] Manavela Chiapero E, Fernandino M, Dorao CA. Experimental results on boiling heat transfer coefficient, frictional pressure drop and flow patterns for R134a at a saturation temperature of 34 °C. *International journal of refrigeration*. 2014; 40: 317–327.
- [10] นุกูล มั่นคง, ธนาคม สุนทรชัยนาคแสง. คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดลูบที่ใช้ R-134a เป็นสารทำงาน. ใน: *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 27*. พัทยา; 2556.
- [11] Sukchana T, Pratinthong N. Effect of bending position on heat transfer performance of R-134a two-phase close loop thermosyphon with an adiabatic section using flexible hoses. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017; 114: 527–535.
- [12] ASHRAE. *Handbook — Fundamentals Thermophysical Properties of Refrigerants*. (SI); 2005.
- [13] Senjaya R, Inoue T. Bubble generation in oscillating heat pipe. *Applied Thermal Engineering*. 2013; 60: 251–255.
- [14] Gao H, Liu B, Yan Y. Numerical simulation of bubbles motion in lifting pipe of bubble pump

for lithium bromide absorption chillers. *Applied Thermal Engineering*. 2017; 115: 1398–1406.

- [15] Franco A. Heat transfer and flow pattern in two-phase loops: an experimental investigation. In: *Proc. 5th European Thermal-Sciences Conference*. The Netherlands; 2008.
- [16] Rzehak R, Ziegenhein T, Kriebitzsch S, Krepper E, Lucas D. Unified modeling of bubbly flows in pipes, bubble columns, and airlift columns. *Chem. Eng. Sci.* 2017; 157: 147–158.