

การทดลองสมรรถนะเชิงอุณหภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน

Experimental on the thermal performance of thermosyphon heat exchanger

วิจิตรา ไกรแสงหิรัญ* และ ธนาคม สุนทรชัยนาคแสง
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและการบิน-อวกาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
ศูนย์วิจัยและพัฒนา ES – MVC สำนักวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี
1518 ถนนประชาชื่น 1 แขวงวงศ์สว่าง เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800
โทร. 02-555-2000 ต่อ 8304, 8308, 8315* Email: n_gulf@hotmail.com*

บทคัดย่อ

จุดประสงค์ของบทความนี้เพื่อศึกษาและทดลองสมรรถนะเชิงความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน ออกแบบโดยใช้ท่อความร้อนที่ทำด้วยทองแดงมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 11.3 mm ท่อทองแดงที่ใช้ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้แบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือส่วนที่หนึ่งเป็นส่วนการระเหย, ส่วนที่สองเป็นส่วนแอดิยาติก และส่วนที่สามเป็นส่วนการควบแน่น ในแต่ละส่วนมีความยาวเท่ากับ 50, 100 และ 150 mm ตามลำดับ ขณะที่ส่วนการระเหยและส่วนการควบแน่นได้ติดตั้งครีบบางแหวนมีจำนวน 8 ครีบบต่อความยาว 25.4 mm มีสารทำงานบรรจุอยู่ภายในท่อคือ R-134a. เงื่อนไขของการทดลองประกอบด้วย อัตราการเติมสารทำงาน 30%, 40%, 50%, 60% และ 70% ของปริมาตรส่วนการระเหย และน้ำมันไฮดรอลิกส์ถูกให้ความร้อนด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้าแบบความร้อนคงที่เป็น 50, 75, 100 และ 125 W ทำการทดลองที่อุณหภูมิบรรยากาศเท่ากับ 27 °C การทดสอบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้ใช้หลักการสมดุลทางความร้อน ผลการทดสอบพบว่าปริมาณ

การถ่ายเทความร้อนได้สูงสุดเท่ากับ 122 W มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูงสุดเท่ากับ 21 W/m²·K ที่อัตราการเติมสารทำงาน 40% และมีค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุดเท่ากับ 0.99 ตามลำดับ

คำสำคัญ : การทดลองสมรรถนะเชิงอุณหภาพ, อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน, น้ำมันไฮดรอลิกส์, อัตราการเติมสารทำงาน, R-134a.

Abstract

The purpose of this article is to study the thermal performance of the thermosyphon heat exchanger. It was designed for heat pipe which is made of copper pipes with inside diameter of 11.3 mm. Copper pipes used in heat exchanger is divided into three parts ; the first part is the evaporation, the second part is an adiabatic and the third part is condensation. In each section has a length of 50, 100 and 150 mm.

respectively. On the surface of the evaporation and condensation are installed fins. There are 8 fins per tube length 25.4 mm. The working fluid contained within the pipe was R-134a. The conditions of the experiment consist of a filling rate of 30%, 40%, 50%, 60% and 70% of the volume a evaporation. The Hydraulic oil is heated with electric heater and control for heating at 50, 75, 100 and 125 W. The experiments were conducted at ambient temperature of 27°C , by using the heat balance. The results showed that the maximum heat transfer rate was 122 W , and the maximum overall heat transfer coefficient was 21 W/m²:K and the rate of filling the working fluid was 40%, and the maximum effectiveness of the heat exchanger was 0.99, respectively.

Keywords: experimental, thermal performance, thermosyphon heat exchangers, hydraulic oil, R-134a

1. บทนำ

ในอุตสาหกรรมการผลิตส่วนมากใช้เครื่องจักรที่ควบคุมการทำงานด้วยระบบไฮดรอลิกส์ โดยใช้น้ำมันไฮดรอลิกส์เป็นตัวกลาง เพื่อส่งถ่ายกำลังไปใช้กับระบบต่างๆ ผลที่ตามมาทำให้เกิดความร้อนสะสมภายในน้ำมันไฮดรอลิกส์ ซึ่งมีผลเสียต่ออายุการใช้งานของซีลยางและทำให้ซีลเกิดการรั่วซึม ทำให้สมรรถนะของระบบไฮดรอลิกส์ลดลง ดังนั้นการระบายความร้อนออกจากน้ำมันไฮดรอลิกส์ จึงเป็นวิธีที่ช่วย

ยืดอายุการใช้งานให้กับซีลยางและน้ำมันไฮดรอลิกส์ รวมทั้งอุปกรณ์ให้เป็นที่ไปตามมาตรฐาน วิธีการระบายความร้อนออกจากน้ำมันไฮดรอลิกส์โดยทั่วไปที่นิยมใช้มี 2 วิธี คือ ใช้วิธีการระบายความร้อนด้วยระบบน้ำหล่อเย็น และการระบาย ความร้อนด้วยอากาศ ซึ่งทั้งสองวิธีนี้มีค่าใช้จ่ายค่อนข้างสูงและสิ้นเปลืองพลังงานมาก จากแนวคิดเบื้องต้นนี้จึงสนใจเพื่อศึกษาและทดสอบสมรรถนะเชิงคุณภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนฯ โดยศึกษาผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้องนี้ Ong and Tong [1], ได้ศึกษาต่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนที่ใช้ของไหลทำงานเป็น R-134a มีอัตราการเติมสารทำงาน 80% พบว่าให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด, สุรชาติ ปัญญา และคณะ [2], ได้ศึกษาวิเคราะห์สมรรถนะทางความร้อนของเทอร์โมไซฟอนโดยใช้ครีปช่วยระบายความร้อน การศึกษานี้ใช้น้ำ เอทานอล และ R-134a เป็นสารทำงาน ผลการศึกษาพบว่าสารทำงาน R-134a ให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าน้ำ และเอทานอล, ส่วนงานวิจัยของ Esen and Esen [3], ได้ศึกษาและทดสอบสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศชนิดท่อเทอร์โมไซฟอนใช้ R-134a, R-407C และ R-419A เป็นสารทำงาน พบว่าสารทำงาน R-410A ให้สมรรถนะดีที่สุด เมื่อพิจารณาค่าใช้จ่ายพบว่า R-134a มีราคาต่ำกว่าและให้สมรรถนะใกล้เคียงกับ R-410A จึงเหมาะกับการนำมาใช้เป็นสารทำงาน, Grooten and vander Geld [4], ได้ทดสอบอิทธิพลของอัตราการเติมสารทำงานและมุมเอียงที่มีผลต่อประสิทธิภาพของเทอร์โมไซฟอน ใช้น้ำกลั่นเป็นสารทำงาน พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอน

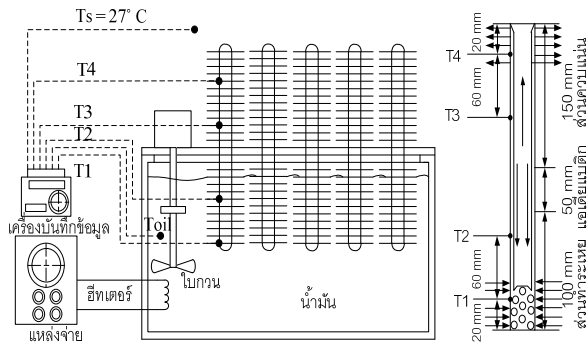
เหมาะสมอยู่ในช่วง 30 ถึง 45 °C , จีระพล กลิ่นบุญ และสุรเดช วงษ์วิไลวารินทร์ [5], ได้ทำการศึกษาอิทธิพลของสารทำงานของท่อความร้อนสำหรับการระบายความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์แบบใช้น้ำ, R-123 และ R-134a เป็นสารทำงาน พบว่า R-134a ให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนเหมาะสมสูงสุด, วิจิตรา ไกรแสงหิรัญ และธนาคม สุนทรชัยนาคแสง [6], ได้ศึกษาทดสอบการระบายความร้อนแบบอิสระของอุปกรณ์ระบายความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์ด้วยเทอร์โมไซฟอนใช้ R134a เป็นสารทำงาน ที่อัตราการเติมสารทำงาน 40% ของปริมาตรส่วนการระเหย พบว่าอุปกรณ์ระบายความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์แบบเทอร์โมไซฟอนสามารถรักษาอุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกส์ได้ที่ 61.40 °C มีอัตราการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 122.88, Enaburekhan and Yakasai [7], ได้ศึกษาทดลองการเติมสารทำงาน สำหรับเครื่องทำน้ำอุ่นพลังงานแสงอาทิตย์ด้วยท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนยาว 1 m ใช้ R-134a, R-22 และ เอทานอล เป็นสารทำงาน พบว่าสารทำงาน R-134a ให้ประสิทธิภาพเหมาะสมที่สุด, สุรชาติ ปัญญา และทวีวัฒน์ สุภารส [8], ได้ทำการศึกษาการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน เพื่อควบคุมอุณหภูมิของถ่านหิน พบว่าสารทำงานที่เหมาะสมคือ R-134a และใช้ท่อทองแดงเป็นท่อความร้อน, Thanaphol Sukchana and Naris Pratinthong [9], ได้ศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน โดยใช้สารทำงาน R-134a อัตราการเติม 60% ของปริมาตรส่วนการระเหย พบว่าอัตราส่วนของความยาวแอดเดียแบติกที่เหมาะสมเท่ากับ 0.5 หรือคิดเป็น

อัตราส่วนความยาวของส่วนการระเหยเท่ากับ 0.25 ของความยาวทั้งหมด

จากการศึกษางานวิจัยดังกล่าวข้างต้น พบประเด็นที่น่าสนใจสำหรับงานวิจัยนี้คือ จะมุ่งเน้นการศึกษาตัวแปรที่มีผลกระทบต่อสมรรถนะเชิงคุณภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน เช่น อัตราการเติมของสารทำงาน สมรรถนะเชิงคุณภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ระบายความร้อนออกจากน้ำมันไฮดรอลิกส์ร้อนเพื่อนำไปประยุกต์ใช้งานต่อไป

2. รายละเอียดของอุปกรณ์และการทดสอบ

ชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน ดังแสดงในรูปที่ 1 ติดตั้งไว้ในถังน้ำมันไฮดรอลิกส์ขนาด 20 L หุ้มฉนวนป้องกันการสูญเสียความร้อน ติดตั้งใบกวนน้ำมันให้มีการกระจายความร้อนสม่ำเสมออยู่ภายในถัง ใช้น้ำมันไฮดรอลิกส์เบอร์ 68 มีมวล 13 kg ใช้ฮีทเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับมี แรงเคลื่อนไฟฟ้า 220 V ให้ความร้อนแก่น้ำมันไฮดรอลิกส์ ส่วนการควบแน่นถูกระบายความร้อนด้วยอากาศแบบอิสระ วัดอุณหภูมิที่ผิวท่อด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิด K มีค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 0.1\%$ การเก็บข้อมูลใช้เครื่องบันทึกข้อมูลที่มีค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 0.1\%$ และเครื่องมือวัดกำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้ฮีทเตอร์ไฟฟ้าได้ถึง 6000 W มีค่าความละเอียด 1 W และมีค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 0.1\%$



รูปที่ 1 แสดงรายละเอียดการวัดและอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของน้ำมันไฮดรอลิกสรีบายความร้อนแบบอิสระ



รูปที่ 2 แสดงชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

2.2 เงื่อนไขการทดลอง

การทดลองเพื่อศึกษาสมรรถนะเชิงคุณภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์มิสเตอร์ดังแสดงในรูปที่ 1 และรูปที่ 2 เป็นการทดลองเพื่อหาอัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากน้ำมันไฮดรอลิกซึ่งชุดทดสอบประกอบด้วยท่อทองแดงที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 11.3 mm จำนวน 17 ท่อ โดยจัดวางท่อแบบแถวเหลื่อมภายในถังน้ำมันไฮดรอลิก ส่วนการระบายและส่วนการควบแน่น ติดครีบริงแหวนทำด้วยแผ่นเหล็กมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 32 mm ความถี่ของครีบริงเท่ากับ 8 ครีบริงต่อความยาว 25.4 mm และให้ความร้อนแก่น้ำมันไฮดรอลิกด้วยฮีตเตอร์

ไฟฟ้าแบบความถี่คงที่เท่ากับ 50, 75, 100 และ 125 W ตามลำดับ ทำการทดสอบในภาวะแวดล้อมที่มีอุณหภูมิเฉลี่ยเท่ากับ 27°C และการทำงานของระบบอยู่ในสภาวะคงตัว (Steady state)

3. ทฤษฎีการคำนวณ

การคำนวณการถ่ายเทความร้อนของชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์มิสเตอร์แสดงในรูปที่ 1 ด้วยกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์มิไดนามิกส์แสดงด้วยสมการที่ (1) ดังนี้

$$\sum \dot{Q}_e - \sum \dot{Q}_c - \sum \dot{Q}_{\text{loss}} = \sum \dot{Q}_{\text{gto}} \quad (1)$$

เมื่อ $\dot{Q}_e / A_e = q_e$ และ $\dot{Q}_c / A_c = q_c$ การทำงานของระบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบคงตัวไม่คิดการสูญเสียความร้อน สมการ (1) นำมาเขียนใหม่ได้ ดังสมการที่ (2)

$$\sum q_e = \sum q_c \quad (2)$$

การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของส่วนการระเหย ใช้สมการที่ (3) ดังนี้

$$h_e = q_e / (T_e - T_s) \quad (3)$$

การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนส่วนการควบแน่น ใช้สมการที่ (4) ดังนี้

$$h_c = q_c / (T_s - T_c) \quad (4)$$

การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ใช้สมการที่ (5) ดังนี้

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_c}} \quad (5)$$

การคำนวณค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ใช้สมการที่ (6) ดังนี้

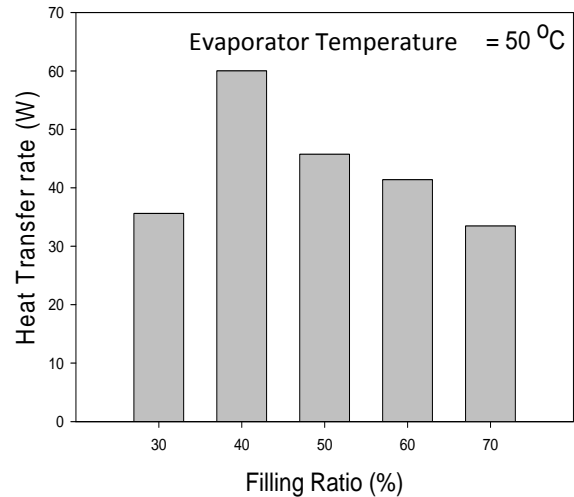
$$\varepsilon = \frac{Q_{actual}}{(m \cdot C_p)_{min} \Delta T_{max}} \quad (6)$$

4. ผลการทดลอง

4.1 การเติมสารทำงาน

การทดสอบอัตราการเติมสารทำงาน R-134a เพื่อหาค่าที่เหมาะสม ที่ใช้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนดังแสดงในรูปที่ 2 สร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อระบายความร้อนออกจากน้ำมันไฮดรอลิกสีร้อน โดยถ่ายเทความร้อนให้แก่ส่วนการระเหยแบบอุณหภูมิต่ำที่เท่ากับ 50 °C ทำการทดสอบที่อัตราการเติมสารทำงานเท่ากับ 30, 40, 50, 60, 70 และ 80% ของปริมาตรส่วนการระเหย ผลที่ได้ดังแสดงในรูปที่ 3 พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามอัตราการเติมสารทำงาน แต่เมื่ออัตราการเติมสารทำงานมากกว่า 40% ของปริมาตรส่วนการระเหย พบว่าความสามารถในการถ่ายเทความร้อนลดลง ซึ่งมีผลมาจากกระบวนการไหลเวียนของของไหลทำงาน มีของเหลวในส่วนการระเหยในระดับที่สูงเกินความเหมาะสม ดังนั้น จึงนำอัตราการเติมสารทำงานที่ 40% ของปริมาตรส่วนการระเหย มา

เติมในอุปกรณ์ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน สำหรับการทดสอบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนออกจากน้ำมันไฮดรอลิกสีร้อน

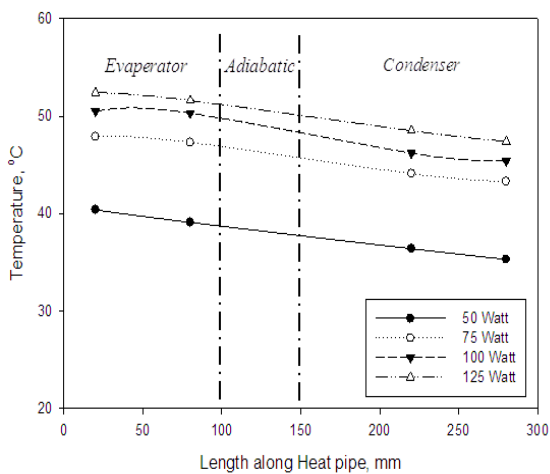


รูปที่ 3 แสดงอัตราการเติมของไหลทำงานต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน

4.2 อัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ฯ

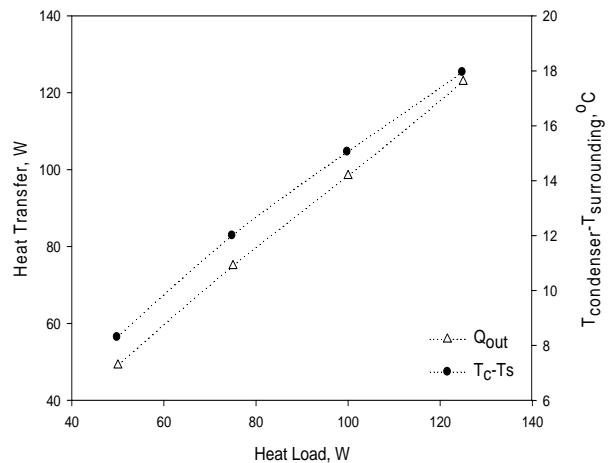
การทดสอบเพื่อหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน ที่ระบายความร้อนส่วนการควบแน่นแบบอิสระ ท่อความร้อนทำด้วยทองแดงมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 11.3 mm ความยาว 50, 100, และ 150 mm ส่วนการระเหยและส่วนการควบแน่นติดครีบบางแหวนทำด้วยเหล็กมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในนอก 32 mm ความถี่ครีบบ 8 ครีบบต่อความยาว 25.4 mm มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในนอกเท่ากับ 32 mm จำนวนของท่อความร้อนเท่ากับ 17 ท่อต่อปริมาตรถังน้ำมันไฮดรอลิกส์ จัดวางท่อแบบแถวเหลี่ยมกัน ภายในบรรจุของไหลทำงาน R-134a อัตราการเติมของไหลทำงาน 40% ของปริมาตรส่วนการระเหย ให้ความร้อนแก่น้ำมันไฮดรอลิกส์ด้วยฮีทเตอร์ไฟฟ้าแบบความร้อน

คงที่เท่ากับ 50, 75, 100 และ 125 W อุณหภูมิแวดล้อมเฉลี่ย 27°C จากรูปที่ 4 แสดงอุณหภูมิตลอดความยาวเทอร์โมไซฟอน พบว่าอุณหภูมิมียุ่ค่าลดลงตามความยาวของเทอร์โมไซฟอน โดยผลต่างของอุณหภูมิจากการระเหยกับส่วนการควบแน่นมีค่าอยู่ในช่วง 2 ถึง 6°C พบว่าอุณหภูมิจากการระเหยกับส่วนการควบแน่น มีค่าความแตกต่างกันมาก ส่งผลให้มีอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย



รูปที่ 4 แสดงค่าอุณหภูมิตลอดความยาวท่อเทอร์โมไซฟอน

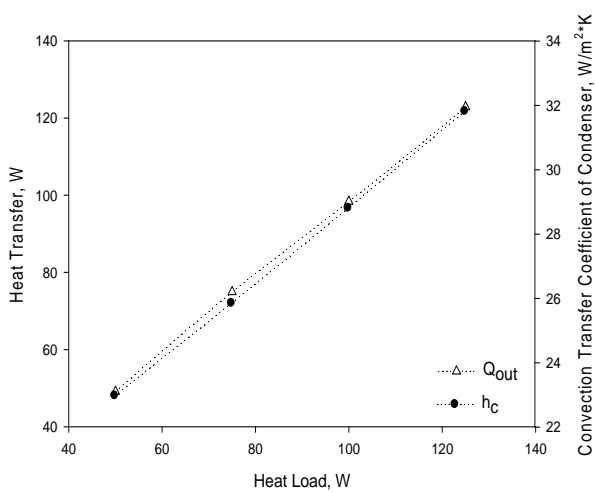
รูปที่ 5 แสดงค่าความร้อนที่ให้แก่ชุดอุปกรณ์ทดสอบกับอัตราการถ่ายเทความร้อน และอุณหภูมิต่างกันระหว่างอุณหภูมิส่วนการควบแน่นกับอุณหภูมิภาวะแวดล้อม พบว่าเมื่อให้ความร้อนเพิ่มสูงขึ้น ทำให้อุณหภูมิต่างกันระหว่างอุณหภูมิส่วนการควบแน่นกับอุณหภูมิภาวะแวดล้อมมีค่าเพิ่มสูงขึ้น ส่งผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย ซึ่งอุณหภูมิต่างกันระหว่างส่วนการควบแน่นกับอุณหภูมิภาวะแวดล้อมเท่ากับ 18°C อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ 122 W เมื่อให้ความร้อนน้ำมันไฮดรอลิกส์เท่ากับ 125 W



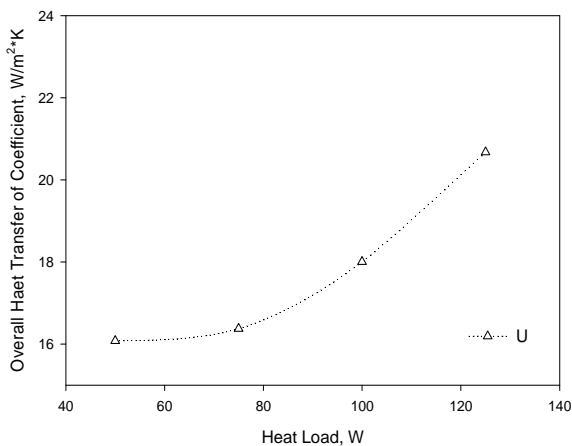
รูปที่ 5 แสดงค่าความร้อนที่ให้แก่ชุดอุปกรณ์ทดสอบกับอัตราการถ่ายเทความร้อนและอุณหภูมิต่างกันระหว่างอุณหภูมิส่วนการควบแน่นกับอุณหภูมิภาวะแวดล้อม

รูปที่ 6 แสดงความสัมพันธ์ ระหว่างความร้อนที่ให้แก่ชุดอุปกรณ์ทดสอบกับอัตราการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์การพาความร้อนส่วนการควบแน่น พบว่าเมื่อให้ความร้อนแก่ชุดอุปกรณ์ทดสอบเพิ่มขึ้น จะมีผลทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มสูงขึ้นด้วย ในขณะที่เดียวกันส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนส่วนการควบแน่นเพิ่มสูงขึ้น โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ 122 W. และค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงสุดเท่ากับ $32 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

รูปที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความร้อนที่ให้แก่ชุดอุปกรณ์ทดสอบกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าเพิ่มสูงขึ้นตามความร้อนที่ให้แก่ชุดอุปกรณ์ทดสอบ โดยมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูงสุดเท่ากับ $21 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$



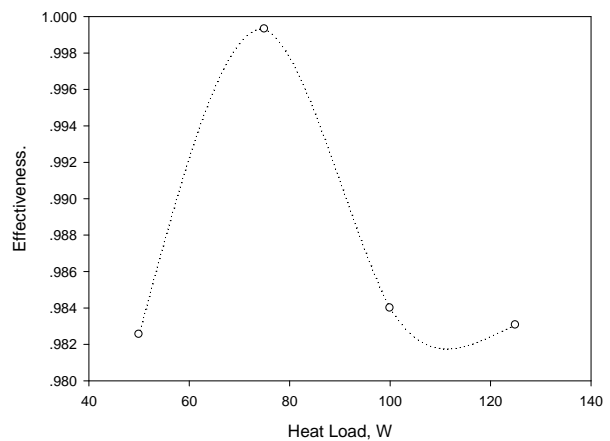
รูปที่ 6 แสดงความร้อนที่ให้อุปกรณ์ทดสอบกับอัตราการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์การพาความร้อนส่วนการควบแน่น



รูปที่ 7 แสดงค่าความร้อนที่ให้อุปกรณ์ทดสอบกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

รูปที่ 8 แสดงค่าความร้อนที่ให้อุปกรณ์ทดสอบกับค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์ฯ เพื่อศึกษาประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นอยู่กับอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถทำได้จริงต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่สามารถทำได้ พบว่าเมื่อค่า

ความร้อนที่ให้อุปกรณ์เพิ่มขึ้น ส่งผลต่อค่าประสิทธิผลที่เพิ่มขึ้น เมื่อค่าความร้อนที่ให้อุปกรณ์เกิน 75 W จะส่งผลต่อค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์ทดสอบโดยมีแนวโน้มลดลง ซึ่งมีผลมาจากอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ทำได้จริงต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่มีค่าลดลง ซึ่งค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์สูงสุดมีค่าเท่ากับ 0.99



รูปที่ 8 แสดงค่าความร้อนที่ให้อุปกรณ์ทดสอบกับค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์ฯ

5. สรุปผลการทดลอง

ผลการทดลองสมรรถนะเชิงคุณภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนโดยมีการพาความร้อนออกจากส่วนการควบแน่นอย่างอิสระ พบว่าอุณหภูมิในส่วนการระเหยมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิของส่วนการควบแน่นดังแสดงในรูปที่ 4 ซึ่งแปรผันไปตามความยาวท่อและภาระความร้อน ส่วนค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของส่วนการควบแน่นเพิ่มขึ้นจาก 23 ไปเป็น 32 $W/m^2 \cdot K$ เมื่อภาระความร้อนเพิ่มจาก 50 W ไปเป็น 122 W ดังแสดงในรูปที่ 6 และภาระความร้อนที่เพิ่มขึ้นส่งผลให้มีค่า

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมเพิ่มขึ้นประมาณ $5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ ดังแสดงในรูปที่ 7 และค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเปลี่ยนแปลงขึ้นอยู่กับการระเหยของน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 8 กล่าวคือมีค่าต่ำสุดที่ 0.98 และมีค่าสูงสุดเท่ากับ 0.998.

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและการบิน – อวกาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์ ศูนย์วิจัยและพัฒนา ES – MVC สำนักวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ และห้องปฏิบัติการเทคโนโลยีการถ่ายเทความร้อน ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยปทุมธานี ที่ช่วยสนับสนุนในการวิจัยครั้งนี้

7. รายการสัญลักษณ์

Q คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน, W
 q_c คือ ฟลักซ์ความร้อนส่วนการระเหย, W/m^2
 q_c คือ ฟลักซ์ความร้อนส่วนการควบแน่น, W/m^2
 ε คือ ประสิทธิภาพ
 T_c คือ อุณหภูมิส่วนระเหย, K
 T_c คือ อุณหภูมิส่วนควบแน่น, K
 T_s คือ อุณหภูมิแวดล้อม, K
 \bar{T}_c คือ อุณหภูมิเฉลี่ยส่วนควบแน่น, K
 \bar{T}_c คือ อุณหภูมิเฉลี่ยส่วนทำระเหย, K
 K คือ ค่าการนำความร้อน, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
 U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, $W/m^2 \cdot K$

h_c คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนส่วนควบแน่น, $W/m^2 \cdot K$
 h_c คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนส่วนการระเหย, $W/m^2 \cdot K$

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] K.S. Ong and W.L. Tong, "Inclination and Fill Ratio Effects on Water Filled Two-Phased Thermosyphon", International Heat Pipe Symposium, Taipei, Taiwan, Vol. 10, (2011).
- [2] Surachart Panya, Anusit Anmanatarkul, Taveewat Suparos and Natthophon Roonprasang, "Thermal Performance Analysis of Thermosyphon Heat Pipe Equipped with Fins Heat Exchanger", Conference of the Mechanical Engineering Network of Thailand, Vol.6.
- [3] Mehmet Esen and Hikmet Esen, "Experimental investigation of a two-phase closed thermosyphon solar water heater", Solar Energy, vol. 79(5), pp. 459-468, (2005).
- [4] M. H. M. Grooten and C. W. M. van der Geld, "Predicting Heat Transfer in long R-134a Filled Thermosyphons", Department of Mechanical Engineering, Technische Universiteit Eindhoven, Netherlands, (2009).
- [5] Jirapool Krinbun and Suradech Wonglaivarin, "Effect of Working Fluid of

- Heat Pipe for Hydraulics Oil Cooling”, The Mechanical Engineering Network Chiang Mai, Thailand, Vol. 23, (2009).
- [6] Wijitra Kraisanghirun and Thanakom Soontornchainacksaeng, “The Free Convection Experimental of the Thermosyphon Hydraulic Heat Exchanger”, Conference on Energy Network Nakhon Nayok Thailand, May. 08 - May. 10. Vol.9,(2013).
- [7] Joseph Enaburekhan and Usman Tanko Yakasai, “Performance evaluation of a refrigerant-charged integrated solar water heater”, NortherNigeria. 243: 208-217, (2009).
- [8] Surachart Panya and Taveewat Suparos, “The Application of Thermosyphon Heat Pipe for Coal Temperature Control, Conference”, Mechanical Engineering Network of Thailand, Vol.6, (2008).
- [9] Thanaphol Sukchana and Naris Pratinthong, “Experimental Investigation of the Effect of Adiabatic Length on the Efficiency of Thermosyphon Heat Pipe Filled With R-134a”, Eco-Energy and Materials Science and Engineering Symposium. Thailand, Vol. 10,(2012).