

ความยาวส่วนทำระเหยและสารทำงานสำหรับ การถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน Evaporation Length and the Working Fluid for Heat Transfer Heat Pipe

วสันต์ ปินะเต^{1*} และ ดวงกมล ดังโพนทอง²

Wasan Pinate^{1*} and Duangkamol Dangphonthong²

¹สาขาฟิสิกส์ คณะวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม

²สาขาวิศวกรรมระบบอาคาร คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม

¹Program of Physics, Faculty of Science and Technology, Rajabhat Maha Sarakham University

²Program of Building Systems Engineering, Faculty of Engineering,
Rajabhat Maha Sarakham University

*Corresponding author. E-mail: kaapplied@hotmail.com

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อปรับปรุงขีดจำกัดของท่อความร้อน และศึกษาผลของความยาวส่วนทำระเหย และสารทำงานต่อการถ่ายเทความร้อน ในการศึกษาที่ใช้สาร R123 เอทานอล และน้ำ เป็นสารทำงาน ส่วนชุดท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบทำจากท่อคาปิลารีทองแดงที่มีขนาดดังต่อไปนี้ เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.77 มิลลิเมตร ขนาดความยาวส่วนทำระเหย 5, 10 และ 15 เซนติเมตร อัตราการเติมสารทำงาน 50 เปอร์เซ็นต์ของปริมาณทั้งหมดจำนวนโค้งเลี้ยง 10 โค้งเลี้ยง มีการให้ความร้อนส่วนทำระเหยของท่อความร้อนโดยใช้แผ่นความร้อนในส่วนควบแน่นใช้น้ำเป็นแหล่งระบายความร้อน ทำการหุ้มฉนวนอย่างดีในส่วนกันความร้อนของท่อความร้อน เมื่อเริ่มทำการทดสอบ ทำการเพิ่มความร้อนในส่วนทำระเหย และควบคุมอุณหภูมิส่วนกันความร้อนไว้ที่ 60 องศาเซลเซียสวัดค่าอัตราการไหลและอุณหภูมิของน้ำจวนกว่าอุณหภูมิที่ส่วนทำระเหยจะกระโดดซึ่งจุดที่อุณหภูมิส่วนทำระเหยเกิดการกระโดดนั้นจะถือว่าเป็นสภาวะวิกฤติ

จากผลการทดสอบสรุปได้ว่า ความยาวส่วนทำระเหยมีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนภายใต้สภาวะวิกฤติ เมื่อความยาวส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้นจาก 5 เซนติเมตรเป็น 10 และ 15 เซนติเมตร ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤติจะลดลง และสารทำงานมีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะวิกฤติเมื่อเปลี่ยนสารทำงานจาก R123 เป็น เอทานอล และน้ำ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤติจะลดลง

คำสำคัญ: ท่อความร้อน การถ่ายเทความร้อน ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ

Abstract

The aims of this research are to improve the limited of oscillating heat pipe (OHP) and study the effect of evaporation length and working fluid on heat transfer. In this study, R123, ethanol and water were used as the working fluids. A set of OHP was made from copper capillary tubes with the dimensions as followed; 1.77 mm inner diameter, 5, 10 and 15 cm of evaporation lengths. 50% total volume of working addition ratio and 10 turns were used. Heat was provided to the evaporator section heating plate. The adiabatic section was properly insulated. In the test operation, heat was supplied to the evaporator section and the temperature at the adiabatic section was controlled at 60°C. Flow rate and water temperature were continually measured until critical conditions were obtained.

From the results, it was concluded that the evaporation length had an effect on rate of heat transfer of oscillating heat pipe (OHP) under critical state. When the evaporator lengths increased from 5 cm to 10 and 15 cm, the critical heat transfer was decreased. The working fluids affected on heat transfer rate under critical conditions. Changing the R123 to ethanol and water resulted in the decreasing of critical heat transfer rate.

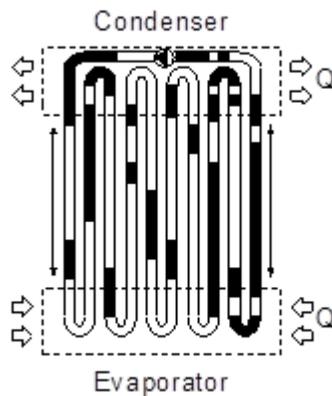
Keywords: heat pipe, heat transfer, closed-looped oscillating heat pipe

บทนำ

ท่อความร้อน คือ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งที่สามารถถ่ายเทความร้อนได้โดยไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอก ทำงานโดยใช้หลักการส่งถ่ายความร้อนจากความร้อนแฝงของสารทำงานภายในท่อซึ่งระเหยโดยการรับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนแล้วถ่ายเทความร้อนโดยการควบแน่น เนื่องจากความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของสารทำงานมีค่าสูงมาก จึงสามารถถ่ายเทความร้อนจากปลายด้านหนึ่งไปสู่ปลายอีกด้านหนึ่งโดยมีอุณหภูมิแตกต่างกันน้อย โดยทั่วไปแล้วท่อความร้อนจะประกอบด้วยส่วนทำระเหย (Evaporator section) ส่วนกันความร้อน (Adiabatic section) และส่วนควบแน่น (Condenser section) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนชนิดธรรมดาที่สภาวะความร้อนสูงนั้น จะถูกจำกัดโดยแรงดันไอ (Vapor pressure) และขีดจำกัดที่เกี่ยวข้องกับค่าสมรรถนะของท่อความร้อน เช่น ขีดจำกัดคาปิลารี (Capillary limit) ซึ่งเกิดเมื่อวัสดุพรุน (Wicks) ไม่สามารถนำเอาของเหลวที่เกิดจากการกลั่นตัวกลับมายังส่วนทำระเหยได้ ขีดจำกัดการ

พา (Entrainment limit) ซึ่งเป็นผลมาจากการไหลที่สวนทางกัน (Counter current flow) ของไอจากส่วนทำระเหยกับของเหลวที่กลั่นตัวจากส่วนควบแน่นของท่อความร้อน และอีกปัญหาหนึ่งคือ การประยุกต์ใช้ท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่เล็กลงมากๆ โดยจะเห็นได้ชัดในการระบายความร้อนให้กับอุปกรณ์ทางอิเล็กทรอนิกส์หรืออุปกรณ์สื่อสารต่างๆ

จากปัญหาที่เกิดขึ้น จึงได้มีการพัฒนาสร้างท่อความร้อนชนิดใหม่ขึ้น คือ ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ (Akachi *et al.*, 1996) (Oscillating Heat Pipe, OHP) ดังแสดงในภาพที่ 1 OHP เป็นท่อความร้อนชนิดใหม่ที่มีการส่งถ่ายความร้อนที่แตกต่างจากท่อความร้อนแบบธรรมดา คือ จะส่งถ่ายความร้อนได้โดยการสั่นของก้อนไอ (vapor slug) โดยการสั่นจะเกิดขึ้นจากแรงขับของคลื่นแรงดันที่ไม่แน่นอนอย่างรุนแรง สาเหตุมาจากการเดือดแบบฟองและการควบแน่นของสารภายในท่อ คุณสมบัติที่สำคัญของท่อความร้อนแบบนี้คือ สามารถส่งถ่ายความร้อนจากปลายด้านหนึ่งไปสู่ปลายอีกด้านหนึ่งได้อย่างรวดเร็ว อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่หนึ่งหน่วยมีค่าสูงกว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของโลหะมาก ที่อุณหภูมิแหล่งรับและจ่ายแตกต่างกันเพียงเล็กน้อยก็สามารถทำงานได้ในทุก ๆ ตำแหน่ง ไม่มีส่วนที่เคลื่อนไหว ไม่ต้องใช้พลังงานเสริมในการใช้งาน สร้างง่ายและราคาถูก



ภาพที่ 1 ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ (OHP)
 ที่มา: (Akachi *et al.*, 1996)

ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ติดตั้งเชิงควาล์ว OHP ทำมาจากท่อคาปิลารีย์ยาว ๆ นำมาขดไปมาและเชื่อมให้เป็นวงตามภาพที่ 1 ในขดของท่อความร้อนนั้นจะติดตั้งเชิงควาล์วเอาไว้เพื่อคอยบังคับทิศทางการไหลของสารทำงานภายในท่อให้ไหลเวียนไปทางใดทางหนึ่งได้อย่างรวดเร็ว Akachi *et al.* (1996) และ Pipatpaiboon *et al.* (2005) ทำการวิจัยเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อ

ความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับในสภาวะปกติ แต่ยังไม่มีการวิจัยเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน

ท่อนำความร้อนเทอร์ (heat pipe) เป็นอุปกรณ์ที่มีค่าการนำความร้อนที่สูงมาก โดย Gaugler R.S. เป็นคนแรกที่เสนอแนวคิดเกี่ยวกับท่อนำความร้อนในปี ค.ศ. 1942 แต่ผู้ที่ผลิตท่อนำความร้อนจนนำมาใช้งานได้จริงคือ Grover G.M. ซึ่งประดิษฐ์ขึ้นในปี ค.ศ. 1960 ตั้งแต่นั้นเป็นต้นมา ท่อนำความร้อนก็เป็นที่รู้จักและได้รับการพัฒนาขึ้นมาเป็นลำดับ ท่อนำความร้อนเทอร์โมไซฟอนมักทำจากท่อโลหะ ท่อนำความร้อนได้ดี เช่น ทองแดง อลูมิเนียม เหล็ก และ Stainless Steel โดยมีฝาปิดทั้งสองข้าง ภายในบรรจุด้วยของไหลทำงานที่เหมาะสม เช่น น้ำ และสารทำความเย็น ท่อเทอร์โมไซฟอน (ภาพที่ 1) มีโครงสร้างที่สำคัญแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนทำระเหย ส่วนอะเดียเบติก และส่วนควบแน่น การทำงานของท่อนำความร้อน เกิดขึ้นจากการได้รับความร้อนจากภายนอกที่ส่วนทำระเหยของไหลทำงานที่อยู่ในสภาวะของเหลวจะเดือด และเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ ไอของของไหลทำงานจะพาความร้อนผ่านส่วนอะเดียเบติก (ขณะที่ผ่านส่วนอะเดียเบติกจะไม่มีกรับความร้อนหรือคายความร้อน) ระบายความร้อนออกที่ส่วนควบแน่น (Faghri, 1989)

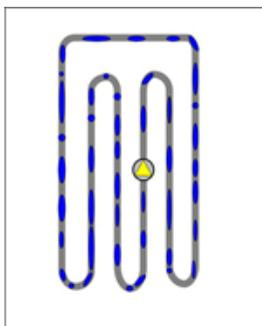
แล้วเปลี่ยนสถานะกลายเป็นของเหลว ไหลลงสู่ด้านล่าง ด้วยแรงโน้มถ่วงของโลก ดังนั้นเพื่อให้ท่อความร้อนทำงานได้อย่างต่อเนื่อง จึงจำเป็นต้องจัดวางท่อนำความร้อนให้ส่วนทำระเหยอยู่ด้านบน และส่วนควบแน่นอยู่ด้านล่างบนเสมอ วิธีการส่งของเหลวจากส่วนควบแน่น กลับสู่ส่วนทำระเหย (สัมพันธ์ ฤทธิเดช, 2553) และท่อนำความร้อน สามารถถ่ายเทความร้อนจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งได้โดยไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอก และความแตกต่างของอุณหภูมิเพียงเล็กน้อยก็สามารถทำให้ท่อนำความร้อนทำงานได้ ลักษณะเด่นอีกอย่างของท่อความร้อนคือ สร้างขึ้นได้ง่ายไม่ซับซ้อนและประหยัด แต่สามารถถ่ายเทความร้อนได้สูง ท่อนำความร้อนที่ได้รับการพัฒนามาใช้ประโยชน์ในลักษณะต่างๆ เช่น การลดความร้อนออกจากชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์ การรักษาอุณหภูมิของยานอวกาศ ให้มีความสม่ำเสมอทุกจุด การนำความร้อนจากใต้ผิวโลกมาใช้ในการละลายหิมะ การระบายความร้อนออกจากเครื่องยนต์ และการนำความร้อนจากก๊าซที่ทิ้งนำกลับมาใช้งานได้อีก (Noie-Baghb *et al.*, 2000)

ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นศึกษาถึงขีดจำกัด ของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ และผลของควมยาวส่วนทำระเหยและสารทำงานที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน

1. หลักการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่น (OHP) (Charoensawan *et al.*, 2000)

หลักการการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับ มีลักษณะเป็นระบบปิด ประกอบด้วย ส่วนต่างๆ ดังนี้ ส่วนทำระเหย (L_e) ส่วนกันความร้อน (L_i) ส่วนควบแน่น (L_c) สามารถทำงานได้โดยเมื่อสารทำงานถูกบรรจุลงในท่อที่ทำมาจากท่อคาปิลารีซึ่งอยู่ในสภาวะของเหลวอิมตัวเกิดการเดือดแบบฟองและรวมตัวเป็นก้อนไอ (Vapor slug) โดยความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอและ

ลอยผ่านส่วนกันความร้อนไปส่วนควบแน่นซึ่งเป็นอุณหภูมิที่ต่ำกว่า ก้อนไอน้ำจะเกิดการควบแน่นและยุบตัวลงไปในที่สุด ดังนั้นสารทำงานที่เป็นก้อนไอน้ำจึงสามารถถ่ายเทความร้อนจากปลายด้านหนึ่งไปสู่อีกปลายด้านหนึ่งได้ ถ้าอุณหภูมิระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าแตกต่างกันลักษณะการเคลื่อนตัวของก้อนไอน้ำ (Vapor slug) มีลักษณะการเคลื่อนที่ไปในทิศทางเดียวโดยตลอด เนื่องจากถูกบังคับทิศทางการไหลโดยวาล์วกันกลับ เป็นผลให้ก้อนไอน้ำสามารถเคลื่อนที่ได้เร็วขึ้นและความถี่ในการเคลื่อนที่ของก้อนไอน้ำจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นมีความถี่เพิ่มมากขึ้นทำให้สามารถรับและถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าท่อความร้อนแบบสันชนิดอื่นๆ ความสามารถในการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสันวงรอบนั้น อาจขึ้นอยู่กับขนาดของท่อ ชนิดของท่อ ลักษณะการทำงาน ชนิดของสารอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อน อุณหภูมิของส่วนระบายความร้อน ดังแสดงในภาพที่ 2

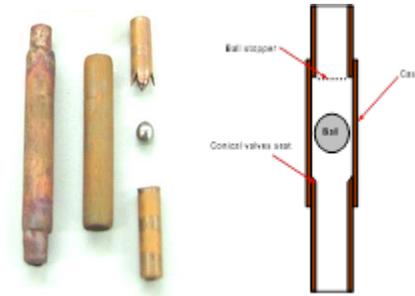


ภาพที่ 2 แสดงท่อความร้อนแบบสันวงรอบ

ที่มา: Charoensawan et al., 2000

2. วาล์วกันกลับ (Check Valves) (Pipatpaiboon et al., 2004)

วาล์วกันกลับทำหน้าที่บังคับทิศทางการไหลของสารทำงานภายในท่อให้มีทิศทางการไหลไปในทิศทางเดียวกับวาล์วกันกลับทำจากท่อทองแดงประกอบด้วยส่วนประกอบหลัก 4 ส่วนคือ ปลอกวาล์วกันกลับ (Case), Ball Stopper, Conical Valves Seat และ Ball ซึ่งมีลักษณะการทำงานคือ Ball ประกอบอยู่ภายในปลอกวาล์วกันกลับและปลอกวาล์วกันกลับถูกประกอบปิดที่ปลายทั้ง 2 ด้านด้วย Ball Stopper และ Conical Valves Seat โดย Ball Stopper ประกอบอยู่ที่ปลายส่วนด้านบนของปลอกวาล์วกันกลับทำหน้าที่หยุดการเคลื่อนที่ของ Ball และมีช่องว่างให้สารทำงานหรือฟองไอเคลื่อนที่ไหลผ่านได้และ Conical Valves Seat ประกอบที่ปลายด้านล่างของปลอกวาล์วกันกลับ มีลักษณะเป็นกรวยรองรับกับ Ball และทำหน้าที่ป้องกันการไหลย้อนกลับของสารทำงานดังแสดงในภาพที่ 3



ภาพที่ 3 วาล์วกันกลับ (Check valves)

ที่มา: Pipatpaiboon et al, 2004

3. ค่าความร้อนที่น้ำร้อนให้ความร้อนแก่ส่วนทำระเหย (Heat Sink)

คำนวณจากวิธี Calorimeter โดยการวัดค่าอุณหภูมิทั้งขาเข้าและขาออก จากนั้นนำมาคำนวณโดยที่ค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบ OHP หาได้จาก (Pipatpaiboon et al., 2004)

$$Q = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in})$$

โดยที่

Q = อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบ OHP

\dot{m} = อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ (kg/s)

c_p = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำที่ความดันคงที่ (kJ/kg. °C)

$(T_{out} - T_{in})$ = อุณหภูมิของน้ำขาออก - อุณหภูมิของน้ำขาเข้าของส่วนควบแน่น

อัตราการไหลเชิงมวล หาได้จาก

$$\dot{m} = \rho VA$$

โดยที่

\dot{m} = อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ (kg/s)

ρ = ความหนาแน่นของน้ำ (kg/m³)

A = พื้นที่หน้าตัดของท่อที่ใช้ในการทดสอบวัดความเร็วน้ำ (m²)

V = อัตราความเร็วของน้ำที่ใช้ในการทดสอบ (m/s)

4. สมมุติฐานการเกิดสภาวะวิกฤติของท่อความร้อน

เมื่อบรรจุสารทำงานเข้าไปภายในท่อความร้อน ซึ่งทำการดูดอากาศออกแล้วสารทำงานในท่อความร้อนจะทำการเรียงตัวอยู่ในลักษณะของก้อนของเหลว และฟองไอสลับกันโดยมีฟิล์มของเหลวเคลือบบางๆ ที่ผนังท่อโดยสมมุติฐานของการเกิดสภาวะวิกฤติของท่อความร้อนที่ติดตั้งวาล์วกันกลับ คือ

4.1 เมื่อเริ่มให้ความร้อนแก่ท่อความร้อน สารทำงานในท่อความร้อน ซึ่งอยู่ในรูปแบบฟองไอ และก้อนของเหลวจะเกิดการสั่นในแนวแกน

4.2 เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนเพิ่มมากขึ้นเรื่อย ๆ ฟองไอจะมีความเร็วในแนวแกนสูงมาก โดยที่แนวแกนไอแต่ละฟองที่มีความเร็วในแนวแกนแตกต่างกัน จะเกิดการชนกันในบางครั้ง ฟองไอในส่วนทำระเหยอาจมีการรวมตัวกันเป็นฟองไอที่มีขนาดใหญ่ขึ้น แต่ยังคงเกิดการแยกออกจากกัน เนื่องจากแรงของความดันไอยังไม่สามารถเอาชนะแรงตึงผิวของฟองไอได้

4.3 เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนเพิ่มมากขึ้นเรื่อย ๆ แรงเนื่องจากความดันที่แตกต่างกันของฟองไอจะสูงขึ้นจนสามารถเอาชนะแรงตึงผิวของฟองไอได้ ฟองไอจะรวมตัวกันเป็นฟองไอขนาดยาวจนเต็มส่วนทำระเหย ในกระบวนการนี้ฟองไอจะไม่สามารถเคลื่อนที่ไปในแนวแกนได้อีกต่อไป แต่ยังคงมีฟิล์มของเหลวไหลลงมาเคลือบอยู่ที่ผิวของท่อความร้อน

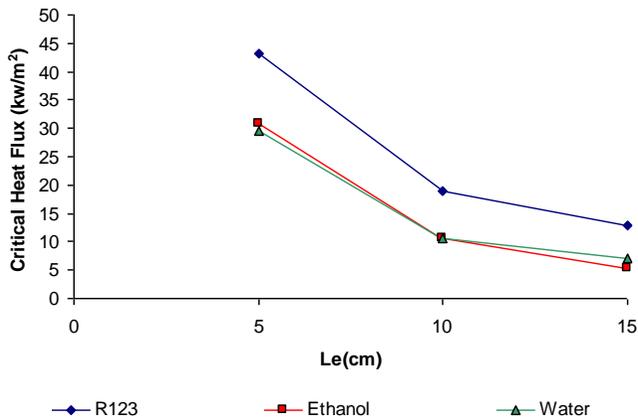
4.4 เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนเพิ่มขึ้นไปอีก ฟิล์มของเหลวจะเกิดการระเหยอย่างรวดเร็วและมีแรงดันไอสูง จนไอที่ระเหยนั้น มีความเร็วไอที่ผิวหน้าสูงพอที่จะไปต้านการไหลของเหลว ซึ่งปรากฏการณ์นี้เรียกว่า การท่วม ในที่สุดฟิล์มของเหลวที่ยังค้างอยู่ในส่วนทำระเหย จะเกิดการระเหยไปจนหมดและท่อความร้อนเกิดการแห้ง

ผลการทดลองและอภิปรายผล

ลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบ OHP ขึ้นอยู่กับตัวแปรหลายตัวแปรด้วยกันเช่น อัตราการเติมสารทำงาน มุมเอียง ชนิดของสารทำงาน ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน ความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว อุณหภูมิการทำงาน และ อัตราส่วนวาล์วกันกลับ ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะได้อธิบายถึงเฉพาะ ความยาวส่วนทำระเหย และชนิดของสารทำงานที่มีต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่ซีดจำกัด ของท่อความร้อนแบบ OHP ซึ่งอธิบายดังต่อไปนี้

1. ผลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ซีดจำกัด ของท่อความร้อนแบบ OHP

จากการกราฟพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มที่จะลดลงเมื่อความยาวของส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้น สำหรับ R123 จะมีอัตราการถ่ายเทความร้อน 45.40 kW 13.14 kW และ 6.29 kW เมื่อความยาวของส่วนทำระเหยมีขนาด 5 เซนติเมตร 10 เซนติเมตร และ 15 เซนติเมตร ตามลำดับ สำหรับเอทานอลจะมีอัตราการถ่ายเทความร้อน 34.74 kW 9.19 kW และ 5.60 kW ตามลำดับ เมื่อความยาวของส่วนทำระเหยมีขนาด 5 เซนติเมตร 10 เซนติเมตร และ 15 เซนติเมตร และสำหรับน้ำจะมีอัตราการถ่ายเทความร้อน 32.54 kW 9.61 kW และ 5.33 kW ตามลำดับ เมื่อความยาวของส่วนทำระเหยมีขนาด 5 เซนติเมตร 10 เซนติเมตร และ 15 เซนติเมตร ตามลำดับ

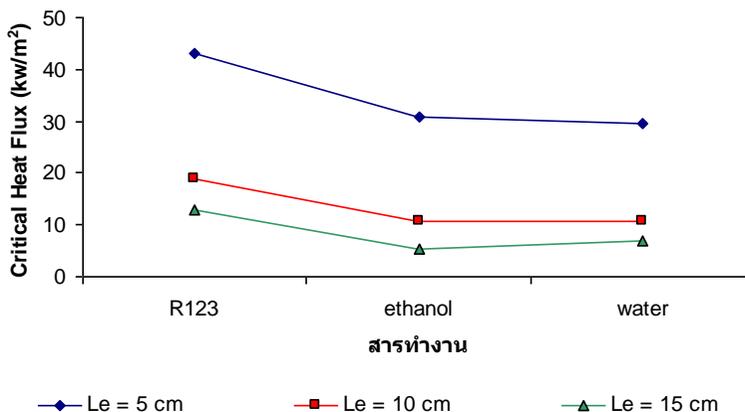


ภาพที่ 4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดของความยาวส่วนทำระเหย และอัตราการถ่ายเทความร้อน

2. ผลของสารทำงานที่มีต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่ขีดจำกัด ของท่อความร้อนแบบ OHP

จากกราฟพบว่าปริมาณความร้อนที่ของสารทำงานกับความยาวของส่วนทำระเหยจะขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของสารทำงาน ซึ่งคุณสมบัติของสารทำงานจะแตกต่างกัน ดังนั้นสรุปได้ว่าการถ่ายเทความร้อนที่สูงจะขึ้นอยู่กับค่าอุณหภูมิของสารทำงานและค่าความร้อนแฝงที่ต่ำ และจุดเดือดที่ต่ำ ทำให้สารทำงานภายในท่อความร้อนเกิดการเดือดได้ดีส่งผลให้เกิดฟองไอที่มากตามและฟองไอที่เกิดขึ้นเองนี้เองจะเป็นตัวรับความร้อนจากส่วนทำระเหยไปถ่ายเทยังส่วนควบแน่น จากกราฟจะเห็นว่าที่ความยาวของส่วนทำระเหย 5 เซนติเมตร R123 จะมีการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะวิกฤติที่ดี 45.40 kW เอทานอลจะมีการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า R123 ซึ่งค่าการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะวิกฤติประมาณ 34.74 kW และน้ำจะมีการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่าทั้งสองสารซึ่งค่าการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะวิกฤติประมาณ 32.54 kW สำหรับที่ความยาวของส่วนทำระเหย 10 เซนติเมตร R123 จะมีการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะวิกฤติที่ดี 13.14 kW น้ำจะมีการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า R123 ซึ่งค่าการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะวิกฤติประมาณ 9.61 kW และเอทานอลจะมีการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า R123 ซึ่งค่าการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะวิกฤติประมาณ 9.19 kW เนื่องจากความดันส่วนทำระเหยของน้ำมากกว่าเอทานอล โดยขึ้น อยู่กับอุณหภูมิของส่วนทำระเหยและจุดเดือดของสารทำงานแต่ละชนิดและที่ความยาวของส่วนทำระเหย 15 เซนติเมตร R123 จะมีการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะวิกฤติที่ดี 6.29 kW เอทานอลจะมีการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า R123 ซึ่งค่าการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะวิกฤติประมาณ 5.60 kW และน้ำจะมีการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่าทั้งสองสารซึ่งค่าการถ่ายเทความร้อนที่สภาวะวิกฤติประมาณ 5.33 kW เนื่องจากจุดเดือดของสารทำงานแต่ละชนิดแตกต่างกันทำให้มีอัตรา

การถ่ายเทความร้อนที่สภาวะวิกฤติที่แตกต่างกัน และถ้าสารทำงานต่างชนิดกันค่าความร้อนแฝงจะไม่เท่ากันทำให้มีการถ่ายเทความร้อนไม่เท่ากันฟองไอที่มากตามฟองไอที่เกิดขึ้นนี้เองจะเป็นตัวรับความร้อนจากส่วนทำระเหยไปถ่ายเทยังส่วนควบแน่น



ภาพที่ 5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำงานภายในท่อความร้อนกับความยาวส่วนทำระเหยของท่อความร้อน

สรุปผลและเสนอแนะ

1. ผลของความยาวส่วนทำระเหยต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่ขีดจำกัด ของท่อความร้อนแบบ OHP

ที่ความยาวรวมค่าหนึ่งๆ ขนาดความยาวของส่วนทำระเหย ที่มีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่มุมเอียง 90 องศาโดยความยาวของส่วนทำระเหย 5 เซนติเมตรจะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด รองลงมาคือ 10 เซนติเมตร และ 15 เซนติเมตร ที่เป็นเช่นนี้เพราะยิ่งค่าความยาวของส่วนระเหยน้อยลงเท่าใด ระยะทางระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นก็จะน้อยลงเท่านั้น เป็นผลให้ก้อนไอที่ทำหน้าที่พาความร้อนจากส่วนทำระเหย สามารถเคลื่อนไปสู่ส่วนควบแน่นได้โดยง่าย เนื่องจากมีแรงเสียดทานน้อยลงจึงให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น

2. ผลของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ ขีดจำกัด ของท่อความร้อนแบบ OHP ของสารทำงานต่อความยาวส่วนทำระเหย ของท่อความร้อน ที่มีผลต่อขีดจำกัดสมรรถนะของท่อความร้อน OHP

เอทานอลจะมีการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า R123 ซึ่งค่าถ่ายเทความร้อนมาก และน้ำจะมีการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่าสารทั้งสองสาร เนื่องจากจุดเดือดของสารทำงานมีจุดเดือดที่ต่างกัน

ทำให้มีการถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกัน และถ้าสารทำงานต่างชนิดกันค่าความร้อนแฝงจะไม่เท่ากันทำให้มีการถ่ายเทความร้อนไม่เท่ากัน

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณห้องปฏิบัติการกลาง สาขาวิชาฟิสิกส์ คณะวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยราชภัฏมหาสารคาม ที่เอื้อเฟื้อสถานที่ในการทำวิจัยและขอขอบคุณห้องวิจัยต่อความร้อน สาขาวิชาฟิสิกส์ คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม ที่เอื้อเฟื้ออุปกรณ์ในการทำวิจัย

เอกสารอ้างอิง

- สัมพันธ์ ฤทธิเดช. (2553). *เทคโนโลยีต่อความร้อน*. สำนักพิมพ์มหาวิทยาลัยมหาสารคาม มหาวิทยาลัยมหาสารคาม.
- Akachi, H., Polasek, F., & Stulc, P. (1996). Pulsating Heat Pipe. In *Proceeding of the 5 th International Heat Pipe Symposium* (pp. 208-217). Australia.
- Charoensawan, P., Terdtoon, P., Tantakom, P., Ingsuwan P., & Groll, M. (2000). Effect of Inclination Angles, Filling Ratios and Total Lengths on Heat Transfer Characteristic of a Closed-Loop Oscillating Heat Pipe. In *Proceedings of the 6th International Heat Pipe Symposium* (pp. 422-430). Thailand.
- Faghri, A., Chen, M.M., & Morgan, M. (1989). "Heat transfer in two phase closed conventional and concentric annular thermosiphon. *Jouranal of Heat Mass Transfer*, 111, 611-618.
- Noie-Baghban, S.H., & Majideian, G.R. (2000). Waste Heat Recovery using Heat Pipe Heat Exchanger for Heating for Hospital. *Applied Themal Engineering*, 20(14), 1271-1282.
- Pipatpaiboon, N., Rittidech, S., Sukna, P., & Suddee, T. (2004). Effect of Inclinations Angles and Number of Check Valves on Heat Transfer Characteristics of a Closed-Looped Oscillating Heat Pipe with Check Valves. In *Proceeding of the 1th International Seminar on Heat Pipes and Heat Recovery Systems* (pp. 83-86). Malaysia.