

สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและความดันลดแบบสองสถานะของสารทำความเย็น R-134a ที่ไหลผ่านอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีช่องทางการไหลขนาดเล็กแบบลูกคลื่นและแบบซิกแซกขนานกัน

Performances of two-phase heat transfer and pressure drop of R-134a flowing through microchannel heat sinks with parallel wave and parallel zig-zag configuration

วีระพันธุ์ ด้วงทองสุข* วชรพล อินทรชนบท และทแก้ว เยี่ยมสวัสดิ์

Weerapun Duangthongsuk*, Watcharapol Intarachonnabot and Thaklaew Yiamsawasdi

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเอเชียอาคเนย์

19/1 ถนนเพชรเกษม แขวงหนองค้างพลู เขตหนองแขม กรุงเทพฯ 10160

* ผู้นิพนธ์ประสานงาน โทรศัพท์: +662-807-4500-27 ต่อ 301, อีเมล : weerapun@sau.ac.th

บทคัดย่อ งานวิจัยนี้ทำการเปรียบเทียบลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนและความดันลดจากการไหล 2 สถานะของสารทำความเย็น R-134a ไหลผ่านอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบที่มีช่องทางการไหลขนาดเล็ก แบบซิกแซกขนานกัน และแบบลูกคลื่นขนานกัน โดยอุปกรณ์ระบายความร้อนที่ใช้ในการศึกษาทั้งสองแบบทำมาจากทองแดง มีขนาด 40x40x20 มิลลิเมตร (กว้าง x ยาว x หนา) และถูกออกแบบให้มีพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน คือ สำหรับช่องทางการไหลแบบซิกแซกขนานกันมีพื้นที่ผิวเท่ากับ 966 ตารางมิลลิเมตร ส่วนช่องทางการไหลแบบลูกคลื่นขนานกันมีพื้นที่ผิวเท่ากับ 952 ตารางมิลลิเมตร ส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของอุปกรณ์ระบายความร้อนทั้ง 2 แบบเท่ากับ 0.88 และ 0.8 มิลลิเมตร ตามลำดับ ฮีตเตอร์ขนาด 500 วัตต์ ถูกใช้สำหรับปรับค่าคุณภาพไอน้ำก่อนและหลังจากผ่านชุดทดสอบ ส่วนฮีตเตอร์ขนาด 100 วัตต์ ถูกใช้สำหรับจำลองภาระความร้อนที่ป้อนให้แก่ชุดทดสอบ จากผลการศึกษาพบว่าอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบที่มีช่องทางการไหลขนาดเล็ก แบบซิกแซกขนานกัน ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าแบบลูกคลื่นขนานกัน ในทางตรงข้ามความดันลดของของไหลที่ไหลผ่านอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบที่มีช่องทางการไหลขนาดเล็ก แบบซิกแซกขนานกัน จะต่ำกว่าแบบลูกคลื่นขนานกัน

คำสำคัญ : การไหลสองสถานะ การถ่ายเทความร้อน ความดันลด อุปกรณ์ระบายความร้อน ช่องทางการไหลขนาดเล็ก

Abstract This study presents the comparison of the two-phase heat transfer and pressure drop characteristics of R-134a flowing through microchannel heat sinks with parallel zig-zag and sine-wave flow channel configurations. Copper material was used to construct the test sections with dimension of 40x40x20 mm. Both test sections were designed for equally heat transfer area. The designed zig-zag flow channel had the heat transfer area of 966 mm² while the sine-wave flow channel had approximately that of area of 952 mm². Hydraulic diameter was kept constant at 0.88 mm² and 0.8 mm² for zig-zag and sine-wave flow channel heat sink. The electric heaters of 500 W were used for adjusting the vapor quality which flowed inlet and outlet of the test section. The electric heaters of 100 W was used to supply heat load to the test sections. The results indicated that the heat transfer coefficients of microchannel heat sink with parallel zig-zag structure were higher than those of the parallel sine wave structure. Vice versa, pressure drop across the parallel zig-zag microchannel heat sink was lower than the parallel sine wave structure.

Keywords : Two-phase flow, heat transfer, pressure drop, heat sink, microchannel

1. บทนำ

ปัจจุบันการพัฒนาเทคโนโลยีทางด้านอิเล็กทรอนิกส์ หรือเทคโนโลยีคอมพิวเตอร์นั้นเปลี่ยนแปลงไปอย่างรวดเร็ว ทั้งด้านขนาดและประสิทธิภาพการทำงาน กล่าวคือ แนวโน้มของขนาดของอุปกรณ์คอมพิวเตอร์หรือชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์ต่าง ๆ นั้น จะมีขนาดที่เล็กลงอย่างมาก แต่ให้ประสิทธิภาพการทำงานที่สูงขึ้นมากด้วยเช่นกัน ด้วยขนาดที่เล็กลงอย่างมากและประสิทธิภาพการทำงานที่สูงขึ้นนี้ ทำให้ระหว่างการทำงานของอุปกรณ์เหล่านั้น จะมีอุณหภูมิที่สูงมาก ถ้าไม่สามารถระบายความร้อนออกได้อย่างรวดเร็วเพียงพอ ส่งผลให้อุปกรณ์ทางอิเล็กทรอนิกส์เหล่านั้นเกิดความเสียหาย และทำงานได้โดยไม่มีประสิทธิภาพอย่างที่ควรจะเป็น

ปกติการเพิ่มสมรรถนะการระบายความร้อนออกจากอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์เหล่านี้ มักทำใน 3 แนวทาง ได้แก่ 1) ปรับปรุงช่องทางการไหลให้สามารถระบายความร้อนได้อย่างเหมาะสม 2) ลดขนาดของช่องทางการไหลให้เล็กลง ซึ่งแนวคิดนี้คือแนวคิดของอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีช่องทางการไหลขนาดเล็ก (Microchannel heat sink, MCHS) แนะนำครั้งแรกจาก

[1] ในปี 1981 และ 3) ปรับปรุงสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของของไหลทำงาน สำหรับของไหลที่นิยมใช้ระบายความร้อนออกจากอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์นั้น มักใช้อากาศหรือน้ำ ซึ่งเป็นของไหลสถานะเดียว (single phase fluid) สำหรับระบายความร้อน เนื่องจากระบบนี้ง่ายต่อการติดตั้งและสามารถระบายความร้อนได้ดีพอสมควร อย่างไรก็ตามจากเอกสารวิจัย [2,3] รายงานออกมาในปี 2005 ว่าการใช้ของไหลสถานะเดียวในการระบายความร้อนออกจากอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์สมัยใหม่นี้ เดินทางมาถึงจุดสูงสุดแล้วไม่สามารถที่จะเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนได้มากกว่านี้แล้ว จึงเป็นเหตุให้ในช่วงทศวรรษที่ผ่านมาของไหลนาโน (Nanofluids) ได้ถูกพัฒนาขึ้นมาและทำการศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกันอย่างกว้างขวาง ซึ่งเอกสารวิจัยของ [4-6] ได้รายงานถึงสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของของไหลนาโนที่ใช้ระบายความร้อนออกจากอุปกรณ์ระบายความร้อนขนาดเล็ก และพบว่าให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าน้ำประมาณ 15 เปอร์เซ็นต์

อย่างไรก็ตามเป็นที่ทราบกันดีว่า สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนระหว่างการศึกษาหรือการควบแน่น

ที่เราเรียกว่าของไหลสองสถานะ (Two-phase fluids) นั้นมีค่าที่สูงมากเมื่อเทียบกับของไหลสถานะเดียว เนื่องจากเป็นผลมาจากความร้อนแฝง (Latent heat) ที่เกิดขึ้น โดยงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการใช้การไหลแบบสองสถานะสำหรับระบายความร้อนออกจากอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีช่องทางการไหลขนาดเล็ก ในช่วงที่ผ่านมา[7] ได้มีการศึกษาการไหลแบบสองสถานะของสารทำความเย็น R134 a ที่ไหลผ่านอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีช่องทางการไหลขนาดเล็ก โดยศึกษาผลของฟลักซ์ความร้อนและคุณภาพไอที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตก จาก[8] ได้ทำการศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น R-21 ที่เกิดการเดือดขณะการไหลในอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีช่องทางการไหลขนาดเล็กที่ทำจากสแตนเลสมีความยาว 120 มิลลิเมตร ขนาดพื้นที่หน้าตัด 640×2050 ไมโครเมตร ความหนาของผิวประมาณ 10 ไมโครเมตร ฟลักซ์ความร้อนระหว่าง 16 ถึง 152 กิโลวัตต์ต่อตารางเมตร ฟลักซ์มวลระหว่าง 68 ถึง 172 กิโลกรัมต่อตารางเมตร-วินาที โดยศึกษาผลของฟลักซ์ความร้อนและฟลักซ์มวลที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุดตามความยาวท่อ ซึ่งจากผลการทดลองพบว่าค่าสูงสุดเกิดที่บริเวณทางเข้าของท่อทดสอบ จาก [9] ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันตกจากการเดือดของไหลของสารทำความเย็น R-134a ผ่านอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีช่องทางการไหลขนาดเล็กจำนวน 100 ช่อง แต่ละช่องมีขนาด 100×680 ไมโครเมตร ยาว 15 มิลลิเมตร ทำการทดสอบที่ฟลักซ์ความร้อน 2.57 ถึง 189 วัตต์ต่อตารางเซนติเมตร ฟลักซ์มวลระหว่าง 205 ถึง 1000 กิโลกรัมต่อตารางเมตร-วินาที ผลการทดลองเห็นได้ว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงถึง 270,000 วัตต์ต่อตารางเมตร-เคลวิน ซึ่งมีค่าสูงมากเมื่อเทียบกับของไหลแบบสถานะเดียว จาก[10] ได้ทำการศึกษากการ

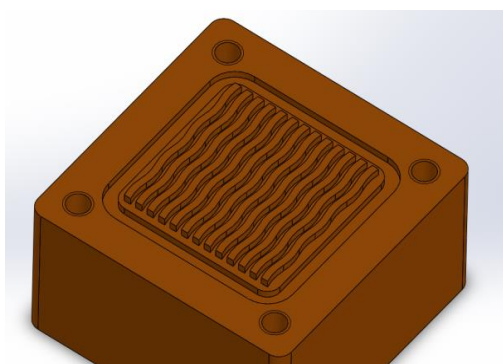
ถ่ายเทความร้อนและความดันตกของสารทำความเย็น R-134a ที่ไหลผ่านอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีช่องทางการไหลขนาดเล็กที่วางอยู่ในแนวนอน สำหรับช่องทางการไหลที่ใช้ในการศึกษานี้มีจำนวน 21 ช่องทางการไหลและมีขนาดหน้าตัด 335×930 ตารางไมโครเมตร โดยทำการศึกษาผลของฟลักซ์ความร้อน ความดัน และฟลักซ์มวลที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตก

สำหรับงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและความดันตกของสารทำความเย็นขณะเกิดการเดือดผ่านอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบช่องทางการไหลขนาดเล็ก (MCHS) นั้น ยังมีอีกมาก โดยสามารถดูได้จาก[11] อย่างไรก็ตามงานวิจัยที่กล่าวถึงทั้งหมดเป็นการวิจัยเกี่ยวกับการไหลของสารทำความเย็นที่ผ่าน MCHS ที่ช่องทางการไหลเป็นแบบสี่เหลี่ยมเท่านั้น ซึ่งแตกต่างจากงานวิจัยเรื่องนี้ ที่มีลักษณะของช่องทางการไหลเป็นแบบลูกคลื่นและแบบซิกแซกที่มีลอนคลื่นขนานกัน ซึ่งยังมีได้นักวิจัยท่านใดทำการศึกษา โดยงานวิจัยนี้จะมุ่งเน้นศึกษาผลของลักษณะช่องทางการไหล คุณภาพไอและฟลักซ์มวล ที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตก โดยใช้สารทำความเย็น R-134a เป็นของของไหลทำงาน

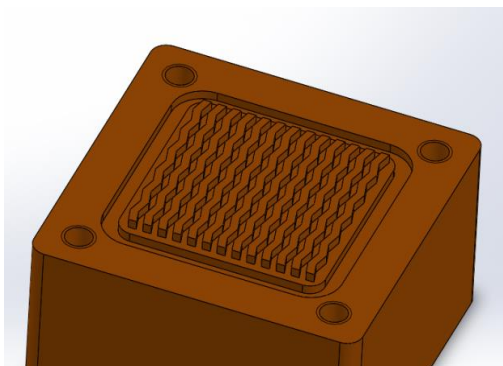
2. อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

อุปกรณ์ระบายความร้อนแบบช่องทางการไหลขนาดเล็ก แบบลอนคลื่น (Parallel wave MCHS, PWHS) และซิกแซก (Parallel zig-zag MCHS, PZHS) ที่ช่องทางการไหลขนานกัน สามารถดูลักษณะได้จากรูปที่ 1 โดยอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบช่องทางการไหลขนาดเล็ก ทั้งสองแบบทำมาจากทองแดงขนาด $40 \times 40 \times 20$ มิลลิเมตร (กว้าง $\times$ ยาว $\times$ หนา) พื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนของ PWHS คือ 952 ตารางมิลลิเมตร ส่วนของ PZHS คือ 966 ตารางมิลลิเมตร ในทำนอง

เดียวกัน เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์ ของ PWHS และ PZHS คือ 0.8 และ 0.88 มิลลิเมตร ตามลำดับ มีช่องทางการไหล 13 ช่อง แต่ละช่องมีขนาดหน้าตัด 0.8×1 มิลลิเมตร (กว้าง x สูง) ฝาครอบข้างบนทำมาจากอะคริลิกใส สำหรับสังเกตการไหลขณะของไหลไหลผ่านชุดทดสอบ



ก) PWHS

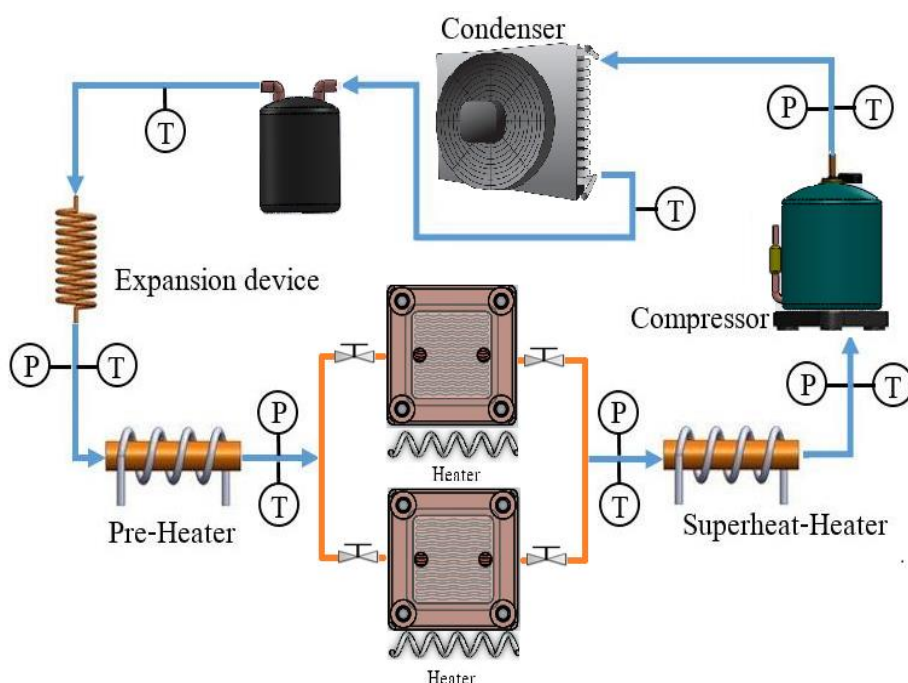


ข) PZHS

รูปที่ 1 ลักษณะของอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบช่องทางการไหลขนาดเล็กที่ใช้ในการทดลอง

จากรูปที่ 2 แสดงอุปกรณ์และวงจรการไหลของสารทำความเย็น R-134a ที่ใช้ในการทดลอง โดยประกอบด้วยส่วนประกอบที่สำคัญคือ คอมเพรสเซอร์ ขนาด 5,000 บีทียูต่อชั่วโมง สำหรับดูดและอัดสารทำ

ความเย็นไปยังคอนเดนเซอร์ ซึ่งสารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากไอกลายเป็นของเหลว จากนั้นสารทำความเย็นจะไหลไปสู่ท่อแลกเปลี่ยนเพื่อลดความดันของของไหลที่ออกจากท่อแลกเปลี่ยน โดยจะมีสถานะเป็นของผสมระหว่างก๊าซและของเหลว (Gas-liquid mixture) จากนั้นสารทำความเย็นจะไหลเข้าสู่ตัวอุ่น (Preheater) ขนาด 500 วัตต์ เพื่อทำการปรับค่าคุณภาพไอ (Vapor quality) ของสารทำความเย็นตามต้องการ จากนั้นสารทำความเย็นจะไหลเข้าสู่ชุดทดสอบทั้งแบบ PWHS และ PZHS ซึ่งมีวาล์วสำหรับปรับทิศทางการไหลของสารทำความเย็นให้ไหลเข้าสู่ชุดทดสอบที่ต้องการ โดยทั้ง PWHS และ PZHS ได้ทำการติดตั้งฮีตเตอร์แบบแผ่นขนาด 100 วัตต์ สำหรับป้อนความร้อนเข้าสู่ชุดทดสอบ จากนั้นสารทำความเย็นที่มีคุณภาพไอสูงขึ้นจะไหลเข้าสู่ฮีตเตอร์สำหรับทำไอดง (Superheater) ขนาด 500 วัตต์ เพื่อทำการปรับคุณภาพไอให้เป็นไอดงก่อนไหลเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ สำหรับอัตราการไหลของสารทำความเย็นนั้นปรับค่าโดยใช้หม้อแปลงแบบปรับแรงดันไฟฟ้า ส่วนอุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นทางด้านเข้าและด้านออกของตัวอุ่น ชุดทดสอบและฮีตเตอร์สำหรับทำไอดงนั้น ได้ทำการวัดโดยใช้ตัวตรวจรู้อุณหภูมิเทอร์แบบโมคัปเปิลชนิด T (T type thermocouple) และเกจวัดความดัน ตามลำดับ สำหรับการวัดอุณหภูมิผิวของชุดทดสอบนั้นได้ใช้ตัวตรวจรู้อุณหภูมิเทอร์แบบโมคัปเปิลชนิด ที เช่นเดียวกัน โดยที่ตัวตรวจรู้อุณหภูมิของทุกช่องสัญญาณที่ติดตั้งแล้วนั้นจะต่อเข้ากับระบบบันทึกข้อมูล (Data acquisition system) ส่วนปริมาณความร้อนที่ป้อนเข้าสู่ตัวอุ่น ชุดทดสอบและฮีตเตอร์สำหรับทำไอดงนั้น ทำการวัดโดยใช้มิเตอร์วัดแรงดันไฟฟ้าและกระแสไฟฟ้า



รูปที่ 2 วงจรการทำงานของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

3. การคำนวณ

อุปกรณ์ระบายความร้อนแบบช่องทางการไหลขนาดเล็กทั้งแบบ PWSH และ PZHS ที่ใช้ในการศึกษานี้ ช่องทางการไหลที่ของไหลไหลผ่านจะมีลักษณะเป็นสี่เหลี่ยม กว้าง 0.8 มิลลิเมตร สูง 1 มิลลิเมตร จำนวน 13 ช่อง ซึ่งเส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิกส์ (D_H) สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 1

$$D_H = \frac{4A}{p} \quad (1)$$

A คือพื้นที่หน้าตัดของช่องทางการไหล (ตารางเมตร)

p คือเส้นขอบเปียก (เมตร)

สำหรับค่าเอนทัลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าชุดทดสอบ ($i_{Ts_{in}}$) สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 2

$$i_{Ts_{in}} = i_{PH_{in}} + \frac{Q_{PH}}{\dot{m}_r} \quad (2)$$

$i_{PH_{in}}$ คือเอนทัลปีของสารทำความเย็นในสถานะของเหลวก่อนเข้าตัวอุ่น (จุด飽和โลกรัม)

Q_{PH} คืออัตราการถ่ายเทความร้อนที่ตัวอุ่น (วัตต์)

$\dot{m}_r$ คืออัตราการไหลของสารทำความเย็น (กิโลกรัมต่อวินาที)

จากสมการที่ 2 ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ตัวอุ่น สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 3

$$Q_{PH} = VI \quad (3)$$

โดยที่

V คือค่าแรงดันไฟฟ้า (โวลต์)

I คือค่ากระแสไฟฟ้า (แอมแปร์)

สำหรับค่าสัดส่วนความแห้งหรือค่าคุณภาพไอลของสารทำความเย็นที่เข้าสู่ชุดทดสอบ (x_{in}) สามารถคำนวณได้จากการเปลี่ยนแปลงพลังงานเอนทัลปีก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ ดังสมการที่ 4

$$x_{in} = \frac{i_{Ts_{in}} - i_{f, Ts_{in}}}{i_{fg, Ts_{in}}} \quad (4)$$

โดยที่

x_{in} คือคุณภาพไอลของสารทำความเย็นก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ

$i_{Ts_{in}}$ คือเอนทัลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ

$i_{f, Ts_{in}}$ คือเอนทัลปีของสารทำความเย็นในสถานะของเหลวก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ

$i_{fg, Ts_{in}}$ คือเอนทัลปีของการเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็นก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ

x_{out} คือคุณภาพไอลของสารทำความเย็นที่ออกจากชุดทดสอบ

เมื่อ x_{out} สามารถคำนวณได้สมการที่ 5

$$x_{out} = \frac{i_{Ts_{out}} - i_{f, Ts_{out}}}{i_{fg, Ts_{out}}} \quad (5)$$

โดยที่

$i_{Ts_{out}}$ คือเอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากชุดทดสอบ

$i_{f, Ts_{out}}$ คือเอนทัลปีของสารทำความเย็นในสถานะของเหลวที่ไหลออกจากชุดทดสอบ

$i_{fg, Ts_{out}}$ คือเอนทัลปีของการเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากชุดทดสอบ

สำหรับค่าเอนทัลปีของสารทำความเย็นไหลที่ไหลออกจากชุดทดสอบสามารถคำนวณได้จากสมการดังสมการที่ 6

$$i_{Ts_{out}} = i_{Ts_{in}} + \frac{Q_{TS}}{\dot{m}_r} \quad (6)$$

เมื่อ Q_{TS} คืออัตราการถ่ายเทความร้อนที่ป้อนให้แก่ชุดทดสอบ ซึ่งสามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 7

$$Q_{TS} = VI \quad (7)$$

ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (h) เนื่องจากการไหลสองสถานะของสารทำความเย็น (h_{TS}) สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 8

$$h_{TS} = \frac{Q_{TS}}{A_s (T_{s,ave} - T_{r,ave})} \quad (8)$$

โดยที่

A_s คือพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน

$T_{s,ave}$ คืออุณหภูมิผิวโดยเฉลี่ยของชุดทดสอบ (องศาเซลเซียส)

$T_{r,ave}$ คืออุณหภูมิสารทำความเย็นโดยเฉลี่ยที่ไหลเข้าและออกจากชุดทดสอบ (องศาเซลเซียส)

ค่าเลขเรโนลด์สำหรับของไหลที่อยู่สถานะของเหลว สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 9

$$Re = \frac{GD_H}{\mu} \quad (9)$$

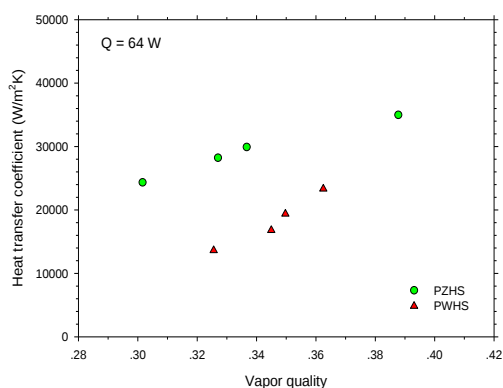
โดยที่

G คืออัตราการไหลเชิงมวลในสถานะของเหลวต่อพื้นที่หน้าตัดของช่องทางการไหล (กิโลกรัมต่อตารางเมตร-วินาที)

μ คือความหนืดจลน์ของสารทำความเย็นในสถานะของเหลว (กิโลกรัมต่อเมตร-วินาที)

4. ผลการทดลอง

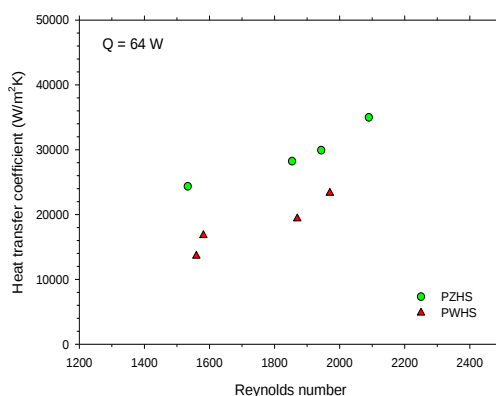
จากรูปที่ 3 แสดงผลของลักษณะช่องทางการไหลและคุณภาพไอน้ำที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแบบ 2 สถานะ ของสารทำความเย็น R-134a จากรูปเห็นได้ว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามคุณภาพไอน้ำ ซึ่งหมายถึงสารทำความเย็นรับความร้อนจากท่อทดสอบมากขึ้น ทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะมากขึ้น ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นตามไปด้วย สำหรับผลของลักษณะช่องทางการไหลนั้น จากผลการทดลองเห็นได้ว่า PZHS ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่า PWHS โดยเฉลี่ยระหว่าง 35 ถึง 50 เปอร์เซ็นต์ ทั้งนี้ อาจเป็นผลเนื่องมาจาก ช่องทางการไหลของ PZHS เป็นลักษณะที่ก่อให้เกิดความปั่นป่วนของของไหลเมื่อไหลผ่านที่รุนแรงกว่า PWHS ซึ่งเป็นลักษณะโค้งมนมากกว่า อันส่งผลให้สารทำความเย็นสามารถดูดซับเอาความร้อนออกจาก PZHS ได้มากกว่า PWHS



รูปที่ 3 การเปลี่ยนแปลงคุณภาพไอน้ำและลักษณะของช่องทางการไหลที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ภาระความร้อน 64 วัตต์

จากรูปที่ 4 เห็นได้ว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น R-134a นั้นสูงขึ้นตามเลขเรย์โนลด์สของของเหลว หรือกล่าวได้ว่าเมื่อเพิ่ม

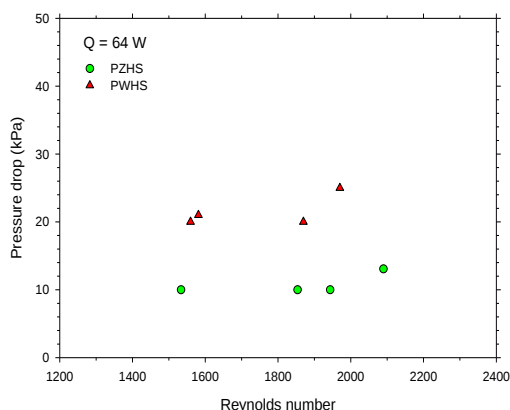
อัตราการไหลของสารทำความเย็น จะส่งผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นตามไปด้วย เนื่องจากสารทำความเย็นสามารถรับภาระความร้อนและระบายออกจากชุดทดสอบได้เร็วยิ่งขึ้น และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของ PZHS มีค่าสูงกว่า PWHS ช่วงประมาณระหว่าง 35 ถึง 50 เปอร์เซ็นต์ ดังเหตุผลที่กล่าวมาแล้วข้างต้น



รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและเลขเรย์โนลด์สในสถานะของเหลวที่ภาระความร้อน 64 วัตต์

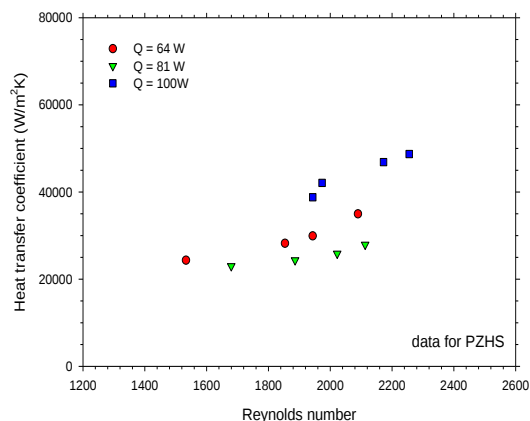
จากรูปที่ 5 แสดงผลของเลขเรย์โนลด์สในสถานะของเหลวและลักษณะของช่องทางการไหลขนาดเล็กที่มีต่อค่าความดันตกคร่อมของชุดทดสอบ จากรูปเห็นได้ชัดว่าความดันตกแบบสองสถานะมีค่าเพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อย เมื่อเพิ่มอัตราการไหลหรือเลขเรย์โนลด์ส ทั้งนี้ เนื่องมาจากความยาวของช่องทางการไหลของชุดทดสอบแต่ละแบบยาวประมาณ 30 มิลลิเมตร ซึ่งถือว่าเป็นระยะทางที่สั้นมาก โดยไม่ส่งผลต่อความดันตกที่เกิดขึ้น นอกจากนั้นขณะที่สารทำความเย็นไหลผ่านชุดทดสอบจะเกิดอัตราการเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอน้อยมาก หรือกล่าวอีกนัยหนึ่งคือค่าคุณภาพไอน้ำเปลี่ยนแปลงไม่เปลี่ยนแปลงมากนัก ทำให้ความดันตกคร่อมที่เกิดขึ้นสูงขึ้นเพียงเล็กน้อยเท่านั้น

อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาถึงผลของลักษณะช่องทางการไหลที่มีต่อค่าความดันตก จะเห็นได้ว่า PZHS ให้ค่าความดันตกคร่อมที่มากกว่า PZHS ทั้งนี้อาจเป็นผลเนื่องจาก PZHS มีอัตราการระบายความร้อนมากกว่า ทำให้มีการเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็นกลายเป็นไอมากกว่าแบบ PWHS ซึ่งส่งผลให้ความดันตกคร่อมน้อยกว่าตามไปด้วย



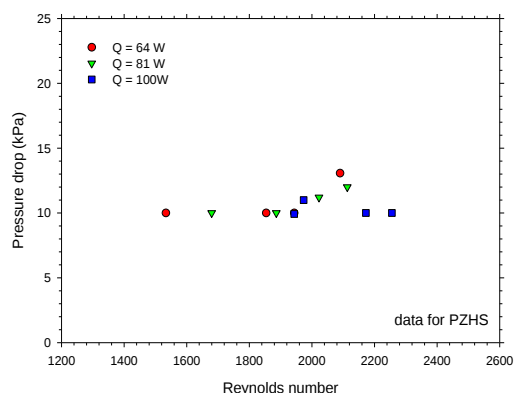
รูปที่ 5 ผลของเลขเรย์โนลด์ในสถานะของเหลวและลักษณะของช่องทางการไหลขนาดเล็กที่มีต่อค่าความดันตกที่ภาระความร้อน 64 วัตต์

จากรูปที่ 6 เห็นได้ชัดเจนว่าเมื่อเพิ่มภาระความร้อนให้กับอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบ PZHS จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้น โดยเฉพาะเมื่อเพิ่มภาระความร้อนจาก 64 วัตต์ เป็น 100 วัตต์ อันเป็นผลจากการที่เพิ่มภาระความร้อนให้แก่ชุดทดสอบ จะทำให้สารทำความเย็นรับความร้อนมากขึ้น อัตราการเดือดกลายเป็นไอสูงขึ้น ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นตามไปด้วย อย่างไรก็ตามเมื่อเปรียบเทียบระหว่างภาระความร้อน 64 วัตต์ กับ 81 วัตต์ นั้นพบว่ามีความใกล้เคียงกัน อาจเป็นสาเหตุมาจากสารทำความเย็นรับภาระความร้อนและเดือดกลายเป็นไอ ในอัตราที่เปลี่ยนแปลงไม่มากนัก ทำให้ไม่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 6 ผลของภาระความร้อนที่มีต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น R-134 a ที่ไหลผ่าน PZHS

จากรูปที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมของสารทำความเย็นที่ไหลผ่าน PZHS ที่ภาระความร้อนต่าง ๆ จากผลการทดลองเห็นได้ชัดเจนว่า การเพิ่มภาระความร้อนที่ป้อนให้กับชุดทดสอบที่มีช่องทางการไหลขนาดเล็ก ไม่ส่งผลต่อความดันตกคร่อมมากนัก ทั้งนี้อาจเป็นผลเนื่องมาจากระยะทางของช่องทางการไหลนั้นสั้นมาก จนทำให้ไม่ว่าจะเพิ่มภาระความร้อนอย่างไรก็ไม่ส่งผลให้ความดันตกคร่อมเปลี่ยนแปลงมากนัก



รูปที่ 7 ผลของภาระความร้อนที่มีต่อค่าความดันตกของสารทำความเย็น R-134 a ที่ไหลผ่าน PZHS

5. สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาผลของลักษณะช่องทางการไหล คุณภาพไอ ภาระความร้อน และเลขเรย์โนลด์ ที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตก ของสารทำความเย็น R-134a ที่ไหลผ่านอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีช่องทางการไหลขนาดเล็ก ที่ช่องทางการไหลมีลักษณะเป็นแบบลูกคลื่นและแบบซิกแซกขนานกัน จากผลการศึกษาสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

- อุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีช่องทางการไหลแบบซิกแซกขนานกัน ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าช่องทางการไหลแบบลูกคลื่นขนานกัน ระหว่าง 35 ถึง 50 เปอร์เซ็นต์
- PZHS ให้ค่าความดันตกคร่อมที่น้อยกว่า PWS ประมาณ 50 เปอร์เซ็นต์
- ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้นตามภาระความร้อนที่ป้อนให้แก่อุปกรณ์ระบายความร้อน
- ภาระความร้อนที่ป้อนให้แก่ชุดทดสอบ มีผลต่อความดันตกคร่อมของสารทำความเย็นที่ไหลผ่านชุดทดสอบเพียงเล็กน้อยเท่านั้น

6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนขอขอบคุณ สำนักวิจัย มหาวิทยาลัยเอเชียอาคเนย์ ที่ได้มอบงบประมาณสนับสนุนการทำวิจัยในครั้งนี้ ภายใต้กรอบงบประมาณประจำปี 2558 และผู้เขียนขอขอบคุณ นายไชยพันธ์ คำลังเกื้อ นายวิวัฒน์ แซ่เฮ้ง นายวรกร เชื้อแพ่ง นายวิศรุต รินสันเทียะ นักศึกษาสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเอเชียอาคเนย์ มีส่วนช่วยเหลือและร่วมในการทำงานวิจัยครั้งนี้ให้สำเร็จลุล่วง

เอกสารอ้างอิง

- [1] Tuckerman, D.B. and Pease, R.F.W., 1981, "High performance heat sinking for VLSI", IEEE Electron Device Letters, Vol. 2(5), pp. 126-129.
- [2] Saini, M and Webb, R.L., 2003, "Heat rejection limits of air-cooled plane fin heat sinks for computer cooling", IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, Vol. 26 (1), pp. 71 – 79.
- [3] Ellsworth, M.J. and Simons, R.E., 2005, "High powered chip cooling-air and beyond", Electronics Cooling, www.electronics-cooling.com
- [4] Duangthongsuk, W and Wongwises, S., "An experimental study on the thermal and hydraulic performances of nanofluids flow in a miniature circular pin fin heat sink", Experimental Thermal and Fluid Sciences, Vol. 66, 2015, pp. 28-35.
- [5] Duangthongsuk, W and Wongwises, S., "Heat transfer and pressure drop in a pin fin heat sink using nanofluids as coolant", Advanced Materials Research, Vol. 1105, 2015, pp. 253-258.
- [6] Duangthongsuk, W and Wongwises, S., "A comparison of the heat transfer performance and pressure drop of nanofluid-cooled hat sinks with different miniature pin fin configurations", Experimental Thermal and Fluid Sciences, Vol. 68, 2015, pp. 111-118.
- [7] Lee, J and Mudawa, I, "Two-phase flow in high-heat-flux microchannel heat sink for refrigeration cooling applications: Part I—pressure drop characteristics" International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48 (5), 2005, pp. 928–940.

- [8] Lee, J and Mudawa, I, “Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part II— heat transfer characteristics” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48 (5), 2005, pp. 941-955.
- [9] Kuznetsov, V.V and Shamirzaev, A.S, “Flow boiling heat transfer of refrigerant R-134a in copper microchannel heat sink”, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 37 (13-14), 2016, pp. 1105-1113.
- [10] Kuznetsov, V.V and Shamirzaev, A.S, “Flow boiling heat transfer of refrigerant R21 in microchannel heat sink”, *Journal of Engineering Thermophysics*, Vol. 19 (4), 2010, pp. 306-317.
- [11] W. Duangthongsuk and T. Yiamsawasd, “Heat transfer performance and flow feature of refrigerant R-134a flowing through miniature pin-fin heat sinks,” in *Proc. 30th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand*, Thailand, 5-8 Jul. 2016 (in Thai).

ประวัติผู้ประพันธ์



ทศ.ดร. วีระพันธ์ ดั่งทองสุข

การศึกษา : วิศวกรรมศาสตร
มหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล
งานวิจัยที่สนใจ : การถ่ายเทความร้อน การไหลในท่อแบบหลายสถานะ ของไหลนาโน



ผศ.ดร. วีระพันธ์ ดั่งทองสุข

การศึกษา : วิศวกรรมศาสตรดุษฎี
บัณฑิต สาขาเครื่องกล
วิศวกรรมเครื่องกลงานวิจัยที่สนใจ :

การถ่ายเทความร้อนและอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
การปรับอากาศกลศาสตร์ของไหล การไหลหลายสถานะ
ของไหลนาโน