

สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและความดันตกจากการเดือดของไหลของ
สารทำความเย็น R-134a ที่ไหลผ่านอุปกรณ์ระบายความร้อน
แบบครีบบัณฑ์ขนาดเล็ก
**Flow boiling heat transfer performance and pressure
drop of R-134a
flowing through mini-pin fin heat sinks**

ทแก้ว เยี่ยมสวัสดิ์ วีระพันธ์ คิวทองสุข*

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเอเชียอาคเนย์

19/1 ถนนเพชรเกษม หนองค้างพลู เขตหนองแขม กทม. 10160

โทรศัพท์: +662-807-4500-27 ต่อ 301 * weerapund@sau.ac.th

บทคัดย่อ : บทความนี้นำเสนอผลงานวิจัยการศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะบนอุปกรณ์ระบายความร้อนที่ใช้ครีบบัณฑ์ขนาดเล็กรูปทรงสี่เหลี่ยมจัตุรัสและทรงกระบอก ขนาดของครีบบัณฑ์นั้น ได้ควบคุมให้ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของครีบบัณฑ์, ความสูง และระยะห่างหรือช่องทางการไหลระหว่างครีบบัณฑ์ให้มีขนาดที่เท่ากัน สารทำความเย็น R-134a ได้ถูกนำมาใช้เป็นสารทำงาน ผลการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบบัณฑ์ขนาดเล็กทั้งสองรูปแบบนั้นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อคุณภาพไอสูงขึ้น และพบว่าอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบบัณฑ์สี่เหลี่ยมให้ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าครีบบัณฑ์กลมถึง 200% ส่วนของความดันตกคร่อมนั้น พบว่าอุปกรณ์ระบายความร้อนครีบบัณฑ์สี่เหลี่ยมมีค่าที่สูงกว่าครีบบัณฑ์กลมเช่นกัน แต่มีอัตราการเพิ่มขึ้นที่ต่ำกว่าการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

คำสำคัญ : อุปกรณ์ระบายความร้อน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ความดันตก ครีบบัณฑ์

Abstract : The research presents the two-phase heat transfer performance of mini-pin-fin heat sinks with square and circular pin fin structure, experimentally. Hydraulic diameter, fin height and fin spacing are equally designed for both heat sinks. In the present study, refrigerant R-134a is used as working fluid. The experimental data illustrated that the heat transfer coefficient of both heat sinks increased with increasing vapor quality. Moreover, the heat transfer coefficients of heat sink with square pin fin structure are higher than those of the circular pin fin structure about 200%. For pressure drop, the similar trends are observed. However, the rate of increase is quite small compared with the heat transfer performance.

Keyword : heat sink, heat transfer coefficient, pressure drop, pin fin

1. บทนำ

การพัฒนาอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ในปัจจุบันนั้น จะมุ่งเน้นไปที่ 1) การเพิ่มสมรรถนะการทำงานให้สูงขึ้น 2) การเพิ่มประสิทธิภาพทางด้านพลังงาน และ 3. ออกแบบให้มีขนาดที่เล็กลง ในการเพิ่มสมรรถนะการทำงานให้แก่อุปกรณ์นั้นมักจะตามมาด้วยความต้องการพลังงานไฟฟ้าที่มากขึ้น ซึ่งพลังงานไฟฟ้าส่วนหนึ่งจะถูกเปลี่ยนเป็นความร้อน จึงก่อให้เกิดปัญหาความร้อนและอุณหภูมิสูงภายในโครงสร้างของตัวอุปกรณ์ และเช่นเดียวกันในการพยายามลดขนาดของอุปกรณ์ให้มีขนาดเล็กลงก็จะส่งผลให้มีพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนที่น้อยลงหรือมีค่าความร้อนที่ปลดปล่อยต่อพื้นที่ของอุปกรณ์เพิ่มสูงขึ้น โดยความร้อนที่เกิดขึ้นนั้นจะส่งผลโดยตรงให้ความต้านทานทางไฟฟ้าของตัวอุปกรณ์มีค่าสูงขึ้น ซึ่งเป็นสาเหตุหนึ่งที่สำคัญที่ทำให้ประสิทธิภาพการทำงานของอุปกรณ์ลดต่ำลง และหากมีการทำงานที่ต่อเนื่องเป็นระยะเวลาอันจะเกิดความร้อนสะสมภายในอุปกรณ์ อาจก่อให้เกิดความเสียหายต่ออุปกรณ์ได้ ดังนั้นการศึกษาพัฒนาการระบายความร้อนให้แก่อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ถือเป็นสิ่งจำเป็นและสำคัญเพื่อแก้ไขปัญหาดังกล่าว แนวทางหนึ่งในการพัฒนาเพิ่มสมรรถนะให้แก่อุปกรณ์ระบายความร้อน คือการออกแบบให้มีพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนที่สูงที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ ซึ่งกระทำได้ด้วยการออกแบบใช้ช่องทางการไหลขนาดเล็กมาก (Mini/Micro-channel) หรือใช้การขยายพื้นที่ผิวดังครีระบายความร้อนขนาดเล็ก (Mini/Micro-Fin)

อุปกรณ์ระบายความร้อนชนิดที่ของไหลทำงานมีสถานะเดียว (Single phase flow - heat sink) ได้ถูกนำมาใช้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์อยู่โดยทั่วไป เนื่องจากมีส่วนประกอบที่ไม่ซับซ้อน ง่ายต่อการติดตั้ง โดยของไหลที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนส่วนมาก ได้แก่ อากาศ น้ำ, เอทิลีน ไกลคอล เป็นต้น การศึกษาวิจัยเพื่อ

เพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนให้กับอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบสถานะเดียวยังคงมีอย่างต่อเนื่อง ซึ่งมีทั้งการศึกษาที่มุ่งเน้นไปที่พัฒนาปรับปรุงรูปแบบของพื้นที่ผิวดังถ่ายเทความร้อนและช่องทางการไหล เช่น พัฒนาออกแบบให้มีช่องทางการไหลขนาดเล็กมาก[1-4]หรือใช้ครีระบายระบายความร้อนขนาดเล็ก [5-8] ดังที่กล่าวไว้ข้างต้น หรือการศึกษาปรับปรุงคุณสมบัติการถ่ายเทความร้อนและคุณสมบัติของของไหลทำงาน เช่น การใช้ของไหลนาโน (Nano fluid) [9-11] อย่างไรก็ตามจะพบว่าอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบสถานะเดียวที่ของไหลทำงาน ไม่มีการเปลี่ยนสถานะจะมีขีดจำกัดของอัตราการถ่ายเทความร้อนอยู่พอสมควร เนื่องจากความร้อนที่ถ่ายเทให้กับสารทำงานจะอยู่ในรูปของความร้อนสัมผัส (Sensible heat) เพียงเท่านั้น และจะมีค่าขึ้นอยู่กับค่าความจุความร้อนของสารทำงานด้วย ดังนั้นหากต้องการปริมาณการถ่ายเทความร้อนที่สูงจะต้องเลือกใช้ของไหลทำงานที่มีค่าความจุความร้อนสูงๆ ซึ่งมันมักจะอยู่รูปของของเหลว ซึ่งนั่นหมายความว่าระบบจะต้องการพลังงานเพื่อสำหรับใช้ขับเคลื่อน (Pumping power) ของไหลทำงานที่สูงขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับของไหลที่อยู่สถานะไอหรือแก๊ส

จากข้อจำกัดของอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบสถานะเดียว ดังนั้นการพัฒนาอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบ 2 สถานะจึงถูกเข้ามาทดแทน ข้อได้เปรียบของอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบ 2 สถานะ คือ มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูง เนื่องจากความร้อนที่ถ่ายเทให้กับสารทำงานเป็นรูปแบบของความร้อนแฝง (Latant heat) ซึ่งนั่นหมายถึงจะต้องใช้ปริมาณการไหลของสารทำงานที่ต่ำกว่าแบบสถานะเดียวเมื่อเทียบที่อัตราการถ่ายเทความร้อนเท่ากัน หรืออาจกล่าวได้ว่ามันใช้พลังงานในการขับเคลื่อนสารทำงานในระบบที่ต่ำกว่า อย่างไรก็ตามถึงแม้ว่าอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบ 2 สถานะจะมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่สูง แต่มันก็

จำเป็นที่จะต้องได้รับการพัฒนาอย่างต่อเนื่องเพิ่มขึ้นไปอีก เพื่อให้ทันต่อการพัฒนาอย่างรวดเร็วของอุปกรณ์/เครื่องมือเครื่องใช้อิเล็กทรอนิกส์ในปัจจุบัน เช่นเดียวกันนั้นการใช้ขยายพื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนด้วยการทำให้ช่องทางการไหลมีขนาดเล็กหรือการใช้ครีบบรรยากาศความร้อนขนาดเล็กได้ถูกนำมาศึกษาวิจัย โดยในช่วงแรกๆของการศึกษาวิจัยนั้น จะมุ่งเน้นไปที่อุปกรณ์ระบายความร้อนที่ใช้ช่องทางการไหลขนาดเล็ก [12-15] แต่ในปัจจุบันการใช้ครีบบรรยากาศความร้อนขนาดเล็ก (Mini/Micro pin fin) ได้รับความนิยมนักวิจัยมากขึ้น เนื่องจากคาดว่าพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนที่มีมากและซับซ้อนนั้นจะช่วยเพิ่มพื้นที่ก่อการเดือด (Nucleation site) ของสารทำงานสามารถเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนให้ดีขึ้น ตัวอย่างงานวิจัยที่เกี่ยวกับอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบบรรยากาศขนาดเล็กที่ใช้สารทำงาน 2 สถานะมีดังนี้

Honda และคณะ [16] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของสารทำงานชนิด FC-72 ในอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบบรรยากาศสี่เหลี่ยมขนาดเล็กจัดเรียงแบบแถวตรง โดยครีบบรรยากาศกว้าง $100 \mu\text{m}$, สูง $60 \mu\text{m}$ ค่าอัตราความร้อนต่อพื้นที่คือ 620 kW/m^2 อุณหภูมิ sub-cooling ของสารทำงานเท่ากับ 45°C พวกเขาทำนายผลว่าการถ่ายเทความร้อนมีค่ามากขึ้น ซึ่งเป็นผลมาจากเกิดกลุ่มไอก๊าซเกาะระหว่างครีบบรรยากาศจากการเพิ่มขึ้นของพื้นที่ก่อการเดือด

Lie และคณะ [17] ศึกษาพฤติกรรมการเดือดของสารทำงาน FC-72 ไหลผ่านพื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนแบบครีบบรรยากาศสี่เหลี่ยมด้วยกัน 2 ขนาด ได้แก่ ครีบบรรยากาศ $200 \mu\text{m}$, ระยะห่างครีบบรรยากาศ $400 \mu\text{m}$ และครีบบรรยากาศ $100 \mu\text{m}$, ระยะห่างครีบบรรยากาศ $200 \mu\text{m}$ โดยครีบบรรยากาศทั้งสองขนาดสูง $70 \mu\text{m}$ รูปแบบการจัดเรียงเป็นแบบแถวเรียง อัตราการไหลต่อพื้นที่ของสารทำงานคือ 287 ถึง $431 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ และอัตราความร้อนต่อพื้นที่คือ 1 ถึง 100 kW/m^2 ผลการทดลอง

ได้แสดงให้เห็นว่าอัตราการไหลต่อพื้นที่ของสารทำงานมีผลน้อยมากต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน แต่มีผลต่ออุณหภูมิเริ่มต้นของการเดือด ในส่วนผลของขนาดครีบบรรยากาศ ครีบบรรยากาศ $100 \mu\text{m}$ ให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่า

Kosar และ Peles [18] ได้ศึกษาพฤติกรรมการเดือดที่มีการไหลสารทำงาน R-123 บนครีบบรรยากาศ Hydrofoil ที่มีขนาดความกว้าง $100 \mu\text{m}$, ยาว $500 \mu\text{m}$, สูง $243 \mu\text{m}$ และมีความยาวเส้นขอบเปียก (Wetted perimeter) 1.03 mm โดยมีช่วงความดันเท่ากับ 486 – 539 kPa ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการเดือดมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อพฤติกรรมการเดือดอยู่ในช่วงการก่อกำเนิดฟองก๊าซ แต่ในทางตรงกันข้ามพบว่ามันจะมีค่าลดลงในช่วงการเดือดแบบการพาความร้อน (Convective boiling) นอกจากนี้ยังพบว่ารูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นจะขึ้นอยู่กับฟลักซ์ความร้อนและความเร็วในการไหลของสารทำงาน

Krishnamurthy และ Peles [19] ได้ใ้ฝ้าสังเกตพฤติกรรมการไหลของน้ำและสารผสมไนโตรเจน-เอทานอลที่ไหลผ่านครีบบรรยากาศระบายความร้อนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง $10 \mu\text{m}$, สูง $10 \mu\text{m}$ ซึ่งจัดเรียงแบบสลับพื้นปลา, มีระยะห่างระหว่างกัน $150 \mu\text{m}$ ความกว้างของพื้นที่ฐานอุปกรณ์คือ 1.5 mm และยาว 10 mm พบว่าผลของแรงตึงผิวมีอิทธิพลต่อการเปลี่ยนแปลงรูปแบบการไหล ซึ่งนั่นหมายถึงมันส่งผลต่อค่าความดันตกคร่อมด้วย โดยค่าความดันตกคร่อมที่เกิดขึ้นเมื่อใช้สารผสมไนโตรเจน-เอทานอลจะมีค่าต่ำกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับน้ำ เนื่องจากมันมีค่าแรงตึงผิวที่ต่ำกว่า

Qu และ Siu-Ho [20] ศึกษาพฤติกรรมการเดือดที่มีต่อค่าความดันตกของน้ำในอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบบรรยากาศสี่เหลี่ยม ส่วนทดลองมีขนาด $33.8 \times 10 \text{ mm}$ ประกอบด้วยครีบบรรยากาศกว้าง $200 \mu\text{m}$, สูง $670 \mu\text{m}$ จำนวน 1950 ครีบบรรยากาศ จัดเรียงแบบสลับพื้นปลา โดยมี

ระยะห่างระหว่างแถว 400 μm อัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 183 – 420 $\text{kg/m}^2 \text{ s}$ และอุณหภูมิ Sub-cooling คือ 10 และ 70 K พลังค์ความร้อนมีค่า 23.7 – 248.5 W/cm^2 ผลการทดลองพบว่าสัดส่วนการเป็นไอของสารทำงานมีผลอย่างมากต่อค่าความดันลด โดยความดันตกคร่อมจะมีค่าสูงในช่วงการเดือดแบบอิมตัว

Chang และคณะ[21] กระทำการวิจัยเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนในการเดือดแบบไหลของ FC-72 บนชิพอิเล็กทรอนิกส์ซิลิกอน (Silicon chip) ส่วนทดลองเป็นชุดเดียวกับที่ใช้ในงานของ Lie และคณะเช่นเดียวกันค่าอัตราการไหลต่อพื้นที่ของสารทำงานและค่าอัตราการความร้อนต่อพื้นที่ได้ใช้ค่าเดียวกันกับงานของ Lie และคณะ[17] โดยอุณหภูมิ Sub-cooling อยู่ในช่วง 2.3 ถึง 4.3 $^{\circ}\text{C}$ ได้ถูกนำมาพิจารณาเพิ่มเติม ผลการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ระบายแบบครีบท่างมีค่าสูงกว่าแบบแผ่นเรียบอย่างเด่นชัด และพบว่าขนาดเฉลี่ยของฟองก๊าซที่หลุดลอยจากผิวความร้อนและความหนาแน่นของบริเวณก่อให้เกิดฟองจะลดลงเมื่อเพิ่มค่าของอัตราการไหลต่อพื้นที่และอุณหภูมิ Sub-cooling ที่ทางเข้า

McNeil และคณะ[22] ศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในอุปกรณ์ระบายความร้อนที่ใช้ครีบท่างสี่เหลี่ยมจัตุรัสขนาด 1 mm, สูง 1 mm โดยขนาดของฐานอุปกรณ์ระบายความร้อนมีขนาด 50 x 50 mm การจัดเรียงของครีบท่างเป็นแบบแถวเรียง ระยะห่างระหว่างแถวคือ 2 mm R-113 ถูกนำมาใช้เป็นสารทำงาน พลังค์มวลอยู่ในช่วง 100-500 kg/m^2 และมีค่าพลังค์ความร้อน 10 – 135 kW/m^2 ผลการทดลองพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการเดือดแบบอิมตัว (Saturated boiling) นั้นขึ้นอยู่กับค่าพลังค์ความร้อน แต่มันจะไม่ขึ้นกับค่าพลังค์มวล

Xue และคณะ[23] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของสารทำงาน FC-72 บนอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์แบบชิพ

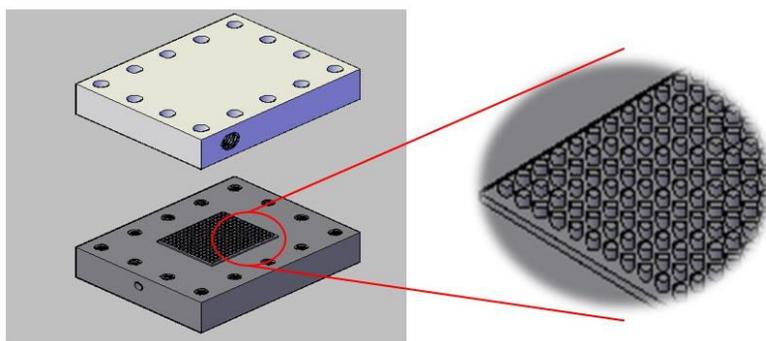
ซิลิกอน ในการทดลองได้ทำการเปรียบเทียบระหว่างมีการติดตั้งครีบท่างระบายความร้อนให้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์และไม่ติดตั้ง ครีบท่างสี่เหลี่ยมจัตุรัสขนาดกว้าง 30 μm , สูง 60 μm สารทำงานไหลที่มีความเร็ว 1 m/s อุณหภูมิ sub-cooling เท่ากับ 25 และ 35 $^{\circ}\text{C}$ ผลการทดลองพบว่าการใช้ครีบท่างระบายความร้อนขนาดเล็กสามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าผิวแบนเรียบ

จากการสำรวจงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการศึกษาการถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะของสารทำงานในอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบท่างขนาดเล็ก และรวมถึงการศึกษาพฤติกรรมกลไกการไหล พบว่ามีแนวโน้มของผลลัพธ์ไปในทิศทางเดียวกัน คือการใช้ครีบท่างระบายความร้อนขนาดเล็กสามารถช่วยเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนให้ดีขึ้นกว่าการใช้พื้นผิวเรียบหรือการใช้ครีบท่างขนาดใหญ่ และในส่วนของความดันตกคร่อมพบว่าจะมีค่ามากขึ้นเช่นกัน อย่างไรก็ตามยังคงพบว่าการศึกษาที่มุ่งเน้นไปที่ผลของรูปทรงลักษณะของครีบท่างขนาดเล็กยังคงมีอยู่จำนวนน้อย ซึ่งผู้เขียนคิดว่ามันน่าจะเป็นตัวแปรตัวหนึ่งที่สำคัญและมีผลต่อทั้งการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมกลไกการไหล ซึ่งมันควรจะได้รับการพิจารณาศึกษาไปพร้อมกับปัจจัยอื่นๆ เพื่อนำข้อมูลที่ได้ออกไปใช้ประกอบการเลือกใช้หรือออกแบบอุปกรณ์ระบายความร้อนที่ประยุกต์ใช้ในงานจริง อีกทั้งยังพบว่าไม่มีการใช้สารทำงานชนิดที่มีอุณหภูมิ/ความดันจุดเดือดที่มีค่าต่ำๆ ในการศึกษาทดลองที่ผ่านมา ดังนั้นในการศึกษาวิจัยครั้งนี้จะมุ่งเน้นและสำคัญไปที่ลักษณะรูปทรงของครีบท่างระบายความร้อนขนาดเล็ก โดยครีบท่างรูปทรงสี่เหลี่ยมจะถูกนำมาศึกษาเปรียบเทียบกับครีบท่างกลม โดยการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบสองสถานะจากการเดือดที่มีกลไกการไหลของสารทำงานชนิด R-134a

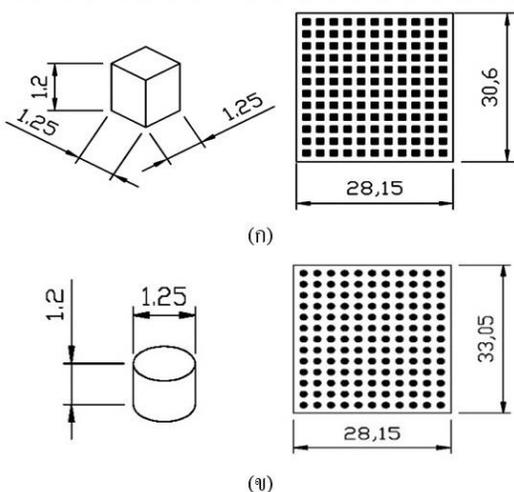
2. อุปกรณ์การทดลอง

อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนแบบครีบท่างระบายความร้อนชนิดครีบกกลม (Circular fin) และชนิดครีบลีเหลี่ยมจัตุรัส (Rectangular) ถูกนำมาใช้ในการศึกษาครั้งนี้ โดยครีบท่างระบายความร้อนทั้งสองทำจากวัสดุอลูมิเนียมโดยใช้กรรมวิธีการกัดรูปด้วยเครื่องจักรที่มีความแม่นยำสูง (High precision milling) และในการออกแบบขนาดของครีบท่างนั้นได้ควบคุมให้ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของครีบ ความสูง และระยะห่างหรือช่องทางการไหลระหว่างครีบให้มีขนาดที่เท่ากัน

ซึ่งเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของครีบท่าง 1.2 mm ความสูงครีบคือ 1.2 mm และช่องว่างระหว่างครีบท่าง 1.25mm โดยครีบกกลมนั้นมีขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางครีบท่าง 1.25 mm และมีพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนโดยรวมเท่ากับ 1428.74 mm² สำหรับครีบลีเหลี่ยมจัตุรัสนั้น มีขนาดความกว้างของครีบคือ 1.25 mm ขนาดพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนรวมเท่ากับ 1447.14 mm² ลักษณะรูปร่างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองแสดงไว้ดังรูปที่ 1 และรูปที่ 2



รูปที่ 1 ภาพขยายครีบท่างระบายความร้อนแบบกกลม (Circular fin)

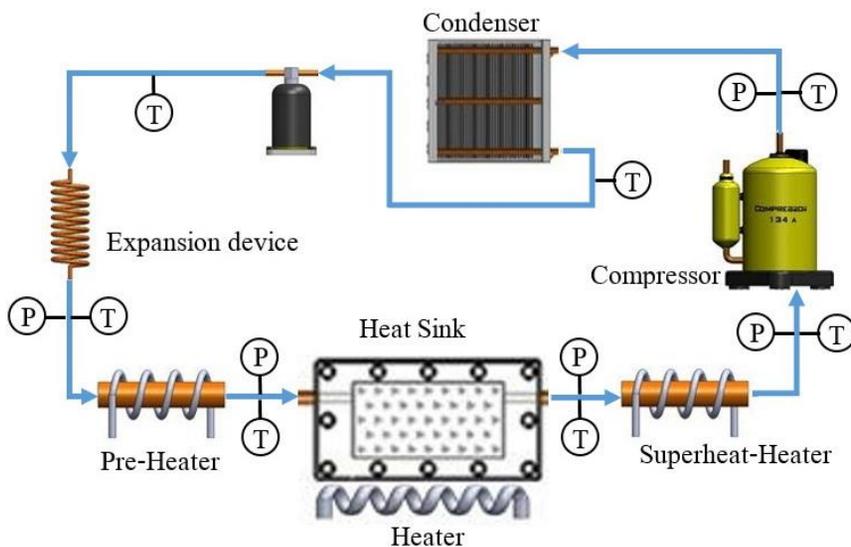


รูปที่ 2 ขนาดของครีบท่างที่ใช้ในการทดลอง (ก) ครีบท่างเหลี่ยม, (ข) ครีบท่างกลม (หน่วย mm)

รูปที่ 3 แสดงส่วนประกอบของอุปกรณ์การทดลองและวงจรการไหลของสารทำงาน โดยสารทำงานที่ใช้ในครั้งนี้คือ สารทำความเย็น R-134a รายละเอียดการทำงานมีดังนี้ คอมเพรสเซอร์ทำหน้าที่ดูดและอัดสารทำงานเพื่อเพิ่มความดันและอุณหภูมิของสารทำงานไปยังเครื่องควบแน่น สารทำงานจะถูกควบแน่นที่อุณหภูมิ 50°C จากนั้นสารทำความเย็นในสถานะของเหลวจะไหลผ่านอุปกรณ์ลดความดัน (Expansion Valve) สารทำงานจะไหลออกจากอุปกรณ์ลดความดันที่ความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำเข้าสู่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำหน้าที่ปรับค่าคุณภาพไอก่อนเข้าส่วนทดลอง สารทำความเย็นที่ถูกปรับค่าคุณภาพไอก่อนแล้วจะไหลเข้าสู่ส่วนทดลอง ที่ส่วนทดลองนี้แหล่ง

ภาวะความร้อนได้จากฮีตเตอร์ไฟฟ้าแบบแผ่นที่ติดตั้งอยู่ทางด้านล่างของพื้นผิวระบายความร้อน และเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนออกนอกระบบทั้งอุปกรณ์ระบายความร้อนและฮีตเตอร์ไฟฟ้าถูกออกแบบให้สวมอยู่ในวัสดุพลาสติกที่มีคุณสมบัติเป็นฉนวนทางความร้อน เพื่อควบคุมช่องทางการไหลของสารทำงานและพื้นที่การถ่ายเทความร้อนไม่ให้เกิดขึ้นที่พื้นที่ส่วนบนหรือส่วนปลายของครีป แผ่นวัสดุฉนวนถูกปิดทับแนบสนิทกับส่วนบนของครีประบายความร้อน เมื่อสารทำความเย็นดูดซับความร้อนแฝงจะเกิดการเปลี่ยนสถานะ

เป็นไอบางส่วน(ของผสม) ดังนั้นเพื่อป้องกันความเสียหายแก่คอมเพรสเซอร์เนื่องจากสารทำงานในสภาวะของเหลวที่กลายเป็นไอไม่หมด อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนอีกชุดหนึ่งจึงถูกนำมาใช้ที่ทางออกของส่วนทดลองเพื่อใช้ปรับคุณภาพไอหรือทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนเป็นไอทั้งหมด ค่าอุณหภูมิและความดันของสารทำงานถูกติดตั้งที่ตำแหน่งต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 3



รูปที่ 3 วงจรการทำงานอุปกรณ์การระบายความร้อนแบบครีป

3. การคำนวณ

เพื่อง่ายต่อการพิจารณาเปรียบเทียบสมรรถนะของอุปกรณ์ระบายความร้อนที่ใช้ในการทดลอง ขนาดช่องทางการไหลถูกแทนด้วยเส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิก (D_h) ซึ่งคำนวณได้จาก

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (1)$$

ซึ่ง A หมายถึงพื้นที่หน้าตัดของช่องทางการไหล (m^2) และ P คือ เส้นขอบเปียก (m)

ค่าคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่เข้าสู่ชุดทดสอบ (x_{in}) สามารถคำนวณได้จากการเปลี่ยนแปลงพลังงานเอนทัลปีที่อุปกรณ์เลือกเปลี่ยนร้อนก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ ดังนี้

$$x_{in} = \frac{i_{TS,in} - i_{f-TS,in}}{i_{fg-TS,in}} \quad (2)$$

โดยที่ $i_{TS,in}$ คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ (kJ/kg), $i_{f-TS,in}$ คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่สถานะของเหลวก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ (kJ/kg) และ $i_{fg-TS,in}$ หมายถึง เอนทัลปีของสารที่กลายเป็นไอของสารทำงานก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ (kJ/kg)

สำหรับค่าเอนทัลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ ($i_{TS,in}$) สามารถคำนวณได้ดังนี้

$$i_{TS,in} = i_{PH,in} + \frac{Q_{PH}}{\dot{m}_r} \quad (3)$$

โดยที่ $i_{PH,in}$ หมายถึง เอนทัลปีของสารทำความเย็นในสถานะของเหลวก่อนเข้าตัวอุ่น (kJ/kg), Q_{PH} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ตัวอุ่น (W) และ \dot{m}_r คือ อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ (Q_{PH}) สามารถคำนวณได้จากกำลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้ ดังนี้

$$Q_{PH} = V \times I \quad (4)$$

เมื่อ V คือ ค่าแรงดันไฟฟ้า (Volt) และ I หมายถึง ค่ากระแสไฟฟ้า (Amp) ที่ป้อนให้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ

ค่าคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ออกจากชุดทดสอบ (x_{out}) สามารถคำนวณได้ดังนี้

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

โดยที่ $i_{TS,out}$ หมายถึง เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากชุดทดสอบ (kJ/kg), $i_{f-TS,out}$ คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นในสถานะของเหลวที่ไหลออกจากชุดทดสอบ (kJ/kg) และ $i_{fg-TS,out}$ คือ เอนทัลปีของการกลายเป็นไอของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากชุดทดสอบ (kJ/kg)

ค่าเอนทัลปีของสารทำความเย็นไหลที่ออกจากชุดทดสอบ ($i_{TS,out}$) สามารถคำนวณได้ดังนี้

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

เมื่อ Q_{TS} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ชุดทดสอบ (W) สามารถได้กำลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้กับส่วนทดสอบ ดังนี้

$$Q_{TS} = V \times I \quad (7)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการไหลสองสถานะของสารทำความเย็น (h_{TS}) สามารถคำนวณได้ดังนี้

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

โดยที่ A_s คือ พื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนของชุดทดสอบ (m²), $T_{s,ave}$ หมายถึง อุณหภูมิผิวโดยเฉลี่ยของชุดทดสอบ (K) และ $T_{r,ave}$ คือ อุณหภูมิสารทำความเย็นโดยเฉลี่ยที่ไหลเข้าและออกจากชุดทดสอบ (K)

ค่าเลขเรโนลด์ สามารถคำนวณได้จาก

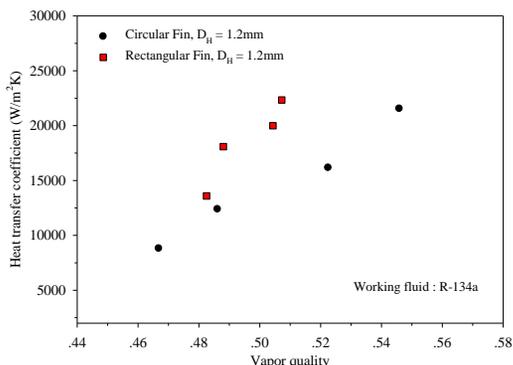
$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (9)$$

เมื่อ G คือ อัตราการไหลเชิงมวลต่อพื้นที่หน้าตัดของช่องทางไหล (kg/m² s) และ μ คือ ความหนืดจลน์ของของไหลทำงาน (kg/m s)

4. ผลการทดสอบและวิเคราะห์ผล

ความสัมพันธ์ระหว่างค่าคุณภาพไอกับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบท่างกลมและครีบท่างเหลี่ยมได้แสดงไว้ดังรูปที่ 4 ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าเมื่อค่าคุณภาพไอมีค่าเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น และเมื่อเปรียบเทียบกันถึงความแตกต่างของลักษณะครีบท่างระบายความร้อน พบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบท่างเหลี่ยมให้ค่าที่สูงกว่าแบบครีบท่าง โดยเฉพะอย่างยิ่งที่ค่าคุณภาพไอสูงๆ ใดๆ

ตามเมื่อพิจารณาจากแนวโน้มของเส้นข้อมูลทั้งสอง ดูเหมือนว่าที่ค่าคุณภาพไอน้ำต่างๆนั้น ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าที่ใกล้เคียงกัน

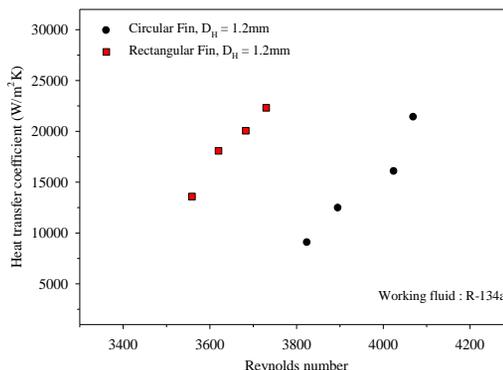


รูปที่ 4 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าคุณภาพไอน้ำกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ของอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบกกลม และครีบบนเหลี่ยมขนาดเล็ก

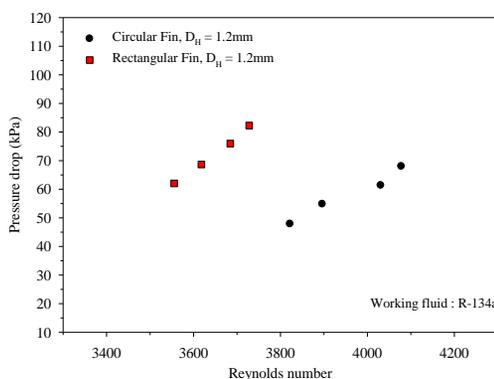
ผลของอัตราการไหลที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนได้แสดงไว้ดังรูปที่ 5 โดยได้ถูกพิจารณาในรูปของค่าเลขเรโนลด์ซึ่งเป็นตัวแปรไร้มิติ ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแปรผันตามค่าเลขเรโนลด์ ซึ่งเป็นพฤติกรรมเช่นเดียวกันกับที่พบในอุปกรณ์การถ่ายเทความร้อนแบบสถานะเดียว ในส่วนของอิทธิพลของลักษณะรูปแบบครีบบ ผลการทดลองในรูปที่ 4 แสดงให้เห็นอย่างชัดเจนว่าครีบบนเหลี่ยมให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าครีบกกลมเมื่อพิจารณาที่ค่าเลขเรโนลด์เท่ากันหรือที่อัตราการไหลเท่ากัน โดยเพิ่มขึ้นถึง 200% โดยประมาณ

ในการศึกษาครั้งนี้ได้พิจารณาถึงค่าความดันตกคร่อมหรือค่าความดันตกที่เกิดขึ้น ในอุปกรณ์ระบายความร้อนด้วย โดยผลการศึกษาได้แสดงไว้ในรูปที่ 6 ซึ่งพบว่าผลการทดลองให้ผลเช่นเดียวกันกับผลที่เกิดขึ้นในอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบสถานะเดียว คือ ค่าความดันตกจะมีค่าสูงขึ้นเมื่ออัตราการไหลมีค่าเพิ่มมากขึ้น สำหรับผลของรูปแบบครีบบนั้น พบว่าของไหล

ทำงานที่ไหลผ่านอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบกกลมมีค่าความดันตกคร่อมที่ต่ำกว่าครีบบนเหลี่ยมถึงประมาณ 2 เท่า



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขเรโนลด์กับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ของอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบกกลม และครีบบนเหลี่ยมขนาดเล็ก



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขเรย์โนลด์กับค่าความดันตก ของอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบกกลม และครีบบนเหลี่ยมขนาดเล็ก

จากผลการทดลองที่ให้รายละเอียดไว้ข้างต้น อาจจะกล่าวถึงอิทธิพลที่ทำให้ค่าสมรรถนะหรือค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบบนเหลี่ยมมีค่าสูงกว่าแบบครีบกกลมนั้นเป็นผลจากขนาดพื้นที่ถ่ายเทความร้อน โดยรวมของ

อุปกรณ์มีค่าสูงกว่านั่นเอง ในส่วนของความดันลดนั้น การที่อุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบลีมีค่าความดันลดที่มากกว่า อาจจะเป็นผลมาจากการที่ครีบลีมีหน้าตัดหรือมุมการปะทะกับของไหลที่มากกว่า ซึ่งอาจเปรียบได้กับแรงจุด (Drag force) ที่เกิดขึ้นเมื่อของไหลไหลผ่านวัตถุที่มีมุมการปะทะกับของไหลหรือมีค่าสัมประสิทธิ์แรงจุดมาก ดังนั้นในการนำไปประยุกต์ใช้งานจริงนั้น จะต้องคำนึงถึงค่าพลังงานที่เพิ่มขึ้นสำหรับขับเคลื่อนของไหลไปพร้อมๆกันกับค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นด้วย เพื่อให้เกิดประสิทธิภาพและความคุ้มค่าสูงสุด

5. สรุปผล

จากการทดลองพบว่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและความดันลดจากการไหลแบบ 2 สถานะของสารทำความเย็น R-134a ในอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบลีขนาดเล็ก สามารถสรุปผลการศึกษาทดลองได้ว่า เมื่อออกแบบให้ครีบลีทั้งสองลักษณะมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกและความสูงที่เท่ากันนั้น อุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบลีมีค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าครีบลีแบบกลม ในส่วนของคุณภาพไอน้ำ พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของครีบลีทั้งสองจะแปรผันตามค่าคุณภาพไอน้ำ และสำหรับในส่วนของความดันตกคร่อมนั้น อุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบลีมีค่าความดันลดที่มากกว่าครีบลีแบบกลมเช่นกัน

เอกสารอ้างอิง

[1] S. Kandlikar, W. Grande, "Evaluation of single-phase flow in microchannels for high heat flux chip cooling-thermohydraulic performance enhancement and fabrication technology," *Journal of Heat Transfer*, Vol.25 (8) (2004), pp. 5

- [2] W. Owhaib, B. Palm, "Experimental investigation of single-phase convective heat transfer in circular microchannels," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.28 (2-3) (2004), pp.105-110
- [3] J. Li, G. Peterson, P. Cheng, "Three-dimensional analysis of heat transfer in a micro-heat sink with single-phase flow," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.47 (2004) pp.4215.
- [4] P. Lee, S. Garimella, "Investigation of heat transfer in rectangular microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.48 (2005), pp.1688
- [5] T.J. John, B. Mathew, H. Hegab, "Parametric study on the combined thermal and hydraulic performance of single phase micro pin-fin heat sinks part I: Square and circle geometries," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.49 (11) (2010) pp.2177-2190
- [6] S. Ndao, Y. Peles, M.K. Jensen, "Effects of pin fin shape and configuration on the single-phase heat transfer characteristics of jet impingement on micro pin fins," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 70 (2014), pp.856-863
- [7] M. Liu, D. Liu, S. Xu, Y. Chen, "Experimental study on liquid flow and heat transfer in micro square pin fin heat sink," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54 (25-26) (2011), pp.5602-5611
- [8] A. Abdoli, G. Jimenez, G.S. Dulikravich, "Thermofluid analysis of micro pin-fin array cooling configurations for high heat fluxes with a hot spot," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 90, (2015), pp.290-297
- [9] W. Duangthongsuk, S. Wongwises, "An Experimental Study on the Thermal and Hydraulic Performances of Nanofluids Flow in a Miniature

- Circular Pin Fin Heat Sink,"Experimental Thermal and Fluid Science, Available online (2015)
- [10] S.K. Mohammadian, Y. Zhang,"Analysis of nanofluid effects on thermoelectric cooling by micro-pin-fin heat exchangers,"Applied Thermal Engineering, Vol. 70, (1) (2014), pp.282-290
- [11] M.I. Hasan,"Investigation of flow and heat transfer characteristics in micro pin fin heat sink with nanofluid,"Applied Thermal Engineering, Vol.63 (2) (2014), pp.598-607
- [12] A. Kos sar, C.-J. Kuo, Y. Peles,"Reduced pressure boiling heat transfer in rectangular microchannels with interconnected reentrant cavities,"Journal of Heat Transfer, Vol.127 (10) (2005), pp.1106
- [13] A. Kos sar, C.J. Kuo, Y. Peles,"Boiling heat transfer in rectangular microchannels with reentrant cavities,"International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.48 (2005) 4867.
- [14] S.G. Kandlikar,"Two-phase flow patterns, pressure drop, and heat transfer during boiling in minichannels flow passages of compact evaporators," Heat Transfer Engineering, Vol.23 (1) (2002), pp.5
- [15] W. Qu, I. Mudawar,"Flow boiling heat transfer in two-phase microchannel heat sink: Part 1. Experimental investigation and assessment of correlation methods," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.46 (15) (2003), pp.2755
- [16] H. Honda, H. Takamastu, J.J. Wei,"Enhanced boiling of FC-72 on silicon chips with micro-pin-fins and submicron-scale roughness,"Journal of Heat Transfer, Vol.24 (2002), pp.383-390.
- [17] Y.M. Lie, J.H. Ke, W.R. Chang, T.C. Cheng, T.F. Lin,"Saturated flow boiling heat transfer and associated bubble characteristics of FC-72 on a heated micro-pin-finned silicon chip,"International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.50 (2007) pp.3862-3876.
- [18] A. Kosar, Y. Peles,"Boiling heat transfer in a hydrofoil-based micro pin fin heat sink." International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.50 (2007), pp.1018-1034
- [19] S. Krishnamurthy, Y. Peles,"Flow boiling of water in a circular staggered micro-pin fin heat sink," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.51 (2008), pp.1349-1364.
- [20] W. Qu, A. Siu-Ho,"Measurement and prediction of pressure drop in a two-phase micro-pin-fin heat sink,"International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.52 (2009b), pp.5173-5184.
- [21] W.R. Chang, C.A. Chen, J.H. Ke, T.F. Lin, "Subcooled flow boiling heat transfer and associated bubble characteristics of FC-72 on a heated micro-pin-finned silicon chip," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.53 (2010), pp.5605-5621
- [22] D.A. McNeil, A.H. Raeisi, P.A. Kew, P.R. Bobbili,"A comparison of flow boiling heat-transfer in in-line mini pin fin and plane channel flows,"Applied Thermal Engineering, Vol.30 (2010), pp.2412-2425
- [23] Y. Xue, M. Yuan, A. Ma, J. Wei,"Enhanced boiling heat transfer by using micro-pin- finned surface in three different test systems,"Heat Transfer Engineering, Vol.32 (2011), pp.1-8



ทแก้ว เยี่ยมสวัสดิ์

การศึกษา : วิศวกรรมศาสตร

มหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล

งานวิจัยที่สนใจ : การถ่ายเทความ

ร้อน, การไหลในท่อแบบหลายสถานะ, ของไหลนาโน



ผศ.ดร. วีระพันธ์ ดั่งทองสุข

การศึกษา : วิศวกรรมศาสตรดุษฎี

บัณฑิต สาขาเครื่องกลวิศวกรรมเครื่องกล

งานวิจัยที่สนใจ : การถ่ายเทความ

ร้อนและอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การปรับอากาศ

กลศาสตร์ของไหล การไหลหลายสถานะ ของไหลนาโน