



การระบายความร้อนอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ด้วยแผ่นความเย็น
โดยใช้ของเหลวเป็นของไหลหล่อเย็น
Thermal Cooling of Electronic Devices with Cold Plate
Using Liquid as Coolant

สงกรานต์ วิริยะศาสตร์*, ไพศาล นามผล

ห้องปฏิบัติการเทอร์โม-ของไหลและการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน. (TFHT),
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ, 63 ถนนรังสิต-นครนายก อำเภอองครักษ์ จังหวัดนครนายก, 26120
*E-mail address: sw26973@gmail.com

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาถึงประสิทธิภาพการระบายความร้อนของแผ่นความเย็นโดยใช้น้ำเป็นของไหลหล่อเย็นสำหรับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ที่มีความร้อนสูง ในการทดลองแผ่นความเย็นที่นำมาศึกษาจะติดตั้งครีระบายความร้อนแบบแท่งอยู่ด้านบนซึ่งเป็นส่วนระบายความร้อนโดยมีน้ำหล่อเย็นไหลผ่าน ตัวแปรต่างๆที่ศึกษาประกอบไปด้วยค่าความร้อนที่ป้อนให้ ขนาดของแหล่งความร้อนและอัตราการไหลของสารหล่อเย็นมีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของแผ่นความเย็น จากการศึกษาพบว่าการระบายความร้อนเพิ่มขึ้นค่าความต้านทานความร้อนของแผ่นความเย็นลดลง ขนาดของแหล่งความร้อนที่มีขนาดใหญ่กว่าสามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าแหล่งความร้อนที่มีขนาดเล็ก เมื่ออัตราการไหลของของไหลหล่อเย็นเพิ่มขึ้นอุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่าลดลงและส่งผลให้ค่าความต้านทานความร้อนของแผ่นความเย็นลดลง แผ่นความเย็นมีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนให้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ที่มีความร้อนสูง

คำหลัก: แผ่นความเย็น; การระบายความร้อน; ความต้านทานความร้อน

Abstract

In this paper, experimental study on the thermal performance of the cold plate cooling system with liquid as coolant for high heat fluxes electronics component are investigated. Experiment, the coolant flows in the mini-channel set up at the top of the cold plate. Effects of power input, heat source size, and mass flow rate of the coolant on the thermal cooling are considered. From the results, it is found that higher power input results in lower thermal resistance of the cold plate. The larger heat source size shows higher thermal performance comparing with smaller one. As increasing mass flow rate gives decreased heat source temperature and results in decrease thermal resistance of the cold plate. It was concluded that the cold plate with mini-channel is capable with high heat dissipate occurred on electronics devices.

Keywords: cold plate; thermal cooling; thermal resistance

1. บทนำ

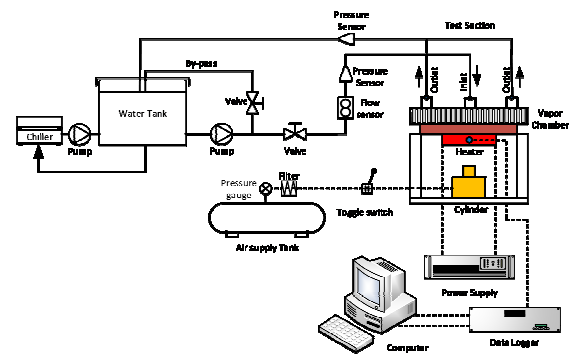
ปัจจุบันนี้เทคนิคการระบายความร้อนด้วยของเหลวได้รับความนิยมเป็นอย่างมากเพื่อระบายความร้อนให้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์เช่น CPU คอมพิวเตอร์, IGBT, อุปกรณ์ทางการแพทย์ เนื่องจากอุปกรณ์เหล่านี้เกิดความร้อนสูงขณะทำงาน แผ่นความเย็น (Cold Plate) ถูกนำมาใช้ระบายความร้อนให้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ที่มีความร้อนสูงที่ 100-500 W เช่น IGBT ซึ่งไม่มีอุปกรณ์ระบายความร้อนชนิดใดที่สามารถถ่ายเทความร้อนได้ ที่ผ่านมามีนักวิจัยที่ศึกษาเกี่ยวกับการระบายความร้อนด้วยของเหลวโดยดังนี้ [1] ศึกษาด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขถึงคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนแบบฉีดกระทบบนแผ่นที่มีพื้นผิวเรียบและขรุขระ [2] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของของไหลนาโนในกรณีที่มีอัตราส่วนที่แตกต่างกันโดยใช้การไหลแบบฉีดกระทบ [3] ศึกษาโดยการถ่ายภาพ ความร้อน ด้วยกล้องอินฟราเรดถึงประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของฮีตซิงค์โดยการฉีดกระทบ[4] ศึกษาการระบายความร้อนโดยใช้ช่องการไหลขนาดเล็กให้อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ที่มีการไหลแบบสถานะเดียว [5] นำเสนอการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขถึงประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยการไหลแบบฉีดกระทบบนฮีตซิงค์ [6] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของฮีตซิงค์ที่มีครีบบระบายความร้อนแบบสี่เหลี่ยมที่มีความสูงต่างกันโดยใช้การไหลของอากาศแบบฉีดกระทบ [7] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของฮีตซิงค์ที่มีครีบบแบบแผ่นโดยการไหลแบบฉีดกระทบ [8] ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของของไหลนาโนให้กับฮีตซิงค์ที่มีช่องการไหลขนาดเล็ก[9] ศึกษาเพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของฮีตซิงค์สองชนิดที่ใช้ระบายความร้อนให้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ [10] [11] ศึกษาผลของขนาดพื้นที่การไหลของของไหลนาโนและ R134a ซึ่งเป็นการไหลแบบสถานะเดียวฉีดกระทบผ่านพื้นผิวเรียบและช่องการไหลขนาดเล็กที่ติดตั้งครีบบระบายความร้อนแบบแท่ง [12] ศึกษาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น FC-72 แบบไหลฉีดกระทบเพื่อ

ระบายความร้อนให้กับซิลิกอนชิพ [13] นำเสนอการศึกษาด้วยการจำลองด้วยระเบียบวิธีทางตัวเลขของฮีตซิงค์ที่ติดตั้งครีบบระบายความร้อนแบบแท่งขนาด 4x4 แท่งที่มีการไหลของอากาศแบบฉีดกระทบแบบ 1 ช่อง และขนาด 3x3 แท่งที่มีการไหลแบบฉีดกระทบแบบหลายช่อง 1 ช่อง [14] [15] ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของของไหลและของไหลนาโนโดยใช้การไหลแบบฉีดกระทบให้กับฮีตซิงค์ที่ติดตั้งครีบบระบายความร้อนแบบแท่งที่มีช่องการไหลขนาดเล็กเพื่อระบายความร้อนให้กับ CPU ของคอมพิวเตอร์ส่วนบุคคล

จากการทบทวนเอกสารงานวิจัยพบว่ามีมีการศึกษาการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ของเหลวเป็นจำนวนมากแต่มีการศึกษาเพื่อนำไปใช้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ที่มีพลังความร้อนสูงน้อยมาก งานวิจัยนี้จึงนำเสนอผลการศึกษาด้วยวิธีการทดลองเพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนของแผ่นความเย็นเพื่อที่สามารถนำไปใช้กับแหล่งความร้อนที่ให้ค่าพลังความร้อนสูง

2. อุปกรณ์การทดลอง

รูปที่ 1 แสดงไดอะแกรมของชุดทดลองแผ่นความเย็นที่ใช้ของเหลวจะประกอบไปด้วย 5 ส่วนหลักได้แก่ชุดทำน้ำหล่อเย็น ชุดติดตั้งชุดทดลอง ชุดควบคุมไฟฟ้า ส่วนเก็บข้อมูลการทดลองและส่วนสุดท้ายคือตัวอย่างชิ้นงานทดสอบ

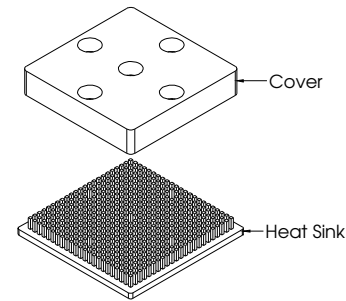


รูปที่ 1 ไดอะแกรมชุดทดสอบแผ่นความเย็นโดยใช้ของเหลวเป็นของไหลหล่อเย็น

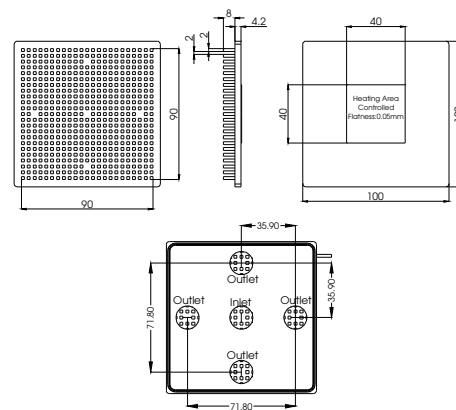
ชุดทำน้ำหล่อเย็นประกอบไปด้วยซิลเลอร์ทำความเย็น ถังกักเก็บน้ำหล่อเย็น ปั้มน้ำ เซ็นเซอร์วัดความดันน้ำ และวาล์ว ถังกักเก็บน้ำหล่อเย็นทำมาจากสแตนเลสมีความหนา 1 มม. หุ้มด้วยฉนวนกันความร้อนหนา 5 มม. ใช้ปั้มน้ำขนาด 24 L/m สำหรับปั้มน้ำเข้าสู่ชุดทดสอบที่มีแผ่นความเย็นติดตั้งอยู่โดยกำหนดอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นในการทดสอบที่ 3-12 L/m และใช้ปั้มน้ำขนาด 72 L/m ปั้มน้ำเข้าสู่ซิลเลอร์เพื่อควบคุมอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นในถังที่ 20-25 °C ในการปรับอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นจะใช้บอลวาล์วสองตัวโดยตัวแรกจะเปิดให้น้ำหล่อเย็นไหลผ่านเต็มทีและตัวที่สองเป็นวาล์วบายพาสเพื่อปรับอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ไหลเข้าสู่แผ่นความเย็นที่ติดตั้งในส่วนของชุดทดสอบ อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นจะถูกวัดโดยเซ็นเซอร์วัดอัตราการไหลของ Keyence FD-M ที่มีค่าความคลาดเคลื่อนที่ 0.1 % และค่าความดันตกคร่อมที่น้ำหล่อเย็นไหลผ่านแผ่นความเย็นที่ทางเข้าและทางออกของวัดโดยเซ็นเซอร์วัดความดัน OKAWA ที่มีค่าความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 0.1 % เพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนภายในระบบระหว่างการทดสอบชุดทดสอบจะถูกหุ้มด้วยฉนวนกันความร้อนความหนาขนาด 5 mm. ยกเว้นตรงส่วนที่ติดตั้งฮีตเตอร์ซึ่งจะใช้อะคริลิกขึ้นรูปยึดติดแทน ในการทดลองแหล่งความร้อนจะใช้ทองแดงขึ้นรูปให้ได้ขนาดตามที่ต้องการและติดตั้งฮีตเตอร์แบบแท่งกลมอยู่ตรงกลางเพื่อให้ความร้อน ในระหว่างการทดสอบจะปล่อยแรงดันไฟฟ้าจากพาวเวอร์ซัพพลายแบบแรงดันไฟกระแสตรงปรับค่าได้เป็นแหล่งจ่ายแรงดันไฟฟ้าให้กับฮีตเตอร์สร้างความร้อนให้กับแหล่งความร้อน โดยที่กึ่งกลางแหล่งความร้อนจะทำช่องขนาด 1 มม. เพื่อติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิลชนิด T เพื่อวัดอุณหภูมิของแหล่งความร้อนและอุณหภูมิที่จุดต่างๆได้แก่ อุณหภูมิทางน้ำเข้า อุณหภูมิทางน้ำออก และอุณหภูมิบรรยากาศจะถูกบันทึกโดยเครื่องบันทึกอุณหภูมิแบบอนาล็อกส่งข้อมูลไปเก็บไว้ที่เครื่องคอมพิวเตอร์ตามเวลาจริงทุกๆ 15 นาทีหรือจนกว่าอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆมีค่าคงที่

3. โครงสร้างห้องแผ่นความเย็น (Cold Plate)

แผ่นความเย็นมีส่วนประกอบ 2 ส่วนได้แก่ ส่วนของฮีตซิงค์และฝาครอบส่วนน้ำหล่อเย็นดังแสดงในรูปที่ 1 ฮีตซิงค์ของแผ่นความเย็นทำจากทองแดงขึ้นรูปด้วยเครื่อง CNC ส่วนด้านล่างสุดซึ่งเรียกว่าฮีตซิงค์ซึ่งเป็นส่วนรับความร้อนจากแหล่งความร้อนทำพื้นผิวให้มีค่าความเรียบ 0.05μ เพื่อลดค่าความต้านทานความร้อนของของอากาศที่ผิวสัมผัสระหว่างแผ่นความเย็นกับแหล่งความร้อน



รูปที่ 2 ส่วนประกอบของแผ่นความเย็น



รูปที่ 3 โครงสร้างและขนาดของแผ่นความเย็น

รูปที่ 3 แสดงโครงสร้างและขนาดของแผ่นความเย็นที่นำมาทดลองมีขนาด $100 \times 100 \times 22.8$ mm. โดยที่ส่วนฮีตซิงค์มีความสูงเท่ากับ 4.5 mm. และส่วนน้ำหล่อเย็นสูง 18.3 mm. ฮีตซิงค์ของแผ่นความเย็นซึ่งเป็นส่วนน้ำหล่อเย็นไหลผ่านจะมีครีบบางแบบแท่งขนาด $2 \times 2 \times 8$ mm. จำนวน 529 แท่ง ติดตั้งอยู่เพื่อถ่ายเทความร้อนจากครีบบางระบายความร้อนไปสู่ส่วนน้ำหล่อเย็นโดยขนาดของ



ช่องการไหลระหว่างครีบริบเท่ากับ 2 mm. ในการทดลอง จะใช้กาวนำความร้อนที่มีค่าการนำความร้อนเท่ากับ 1.5 W/m.°C ทาระหว่างผิวสัมผัสของแหล่งความร้อนและ แผ่นความเย็นเพื่อลดความต้านทานความร้อนเนื่องจาก ช่องว่างของอากาศระหว่างผิวทั้งสองด้าน ส่วนสุดท้าย ได้แก่ฝาครอบส่วนน้ำหล่อเย็นทำจากอลูมิเนียมขึ้นรูปโดยให้ ด้านในไว้สามารถรอบปิดครีบริบระบายความร้อนของฮีท-ซิงค์ของแผ่นความเย็นได้พอดีโดยปลายครีบริบระบายความร้อนจะสัมผัสกับส่วนบนของฝาครอบส่วนน้ำหล่อเย็น

4. การวิเคราะห์ทางความร้อน

ค่าความต้านทานความร้อนรวมของแผ่นความเย็นที่ใช้ของเหลวเป็นของไหลหล่อเย็นสามารถหาได้จากผลต่าง อุณหภูมิของแหล่งความร้อน ($T_{heat-source}$) และน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้า ($T_{w,inlet}$) หาด้วยค่าความร้อนที่ให้กับ ระบบดังแสดงในสมการที่ 1

$$R_{tot} = \frac{T_{heat-source} - T_{w,inlet}}{Q} \quad (1)$$

กาวนำความร้อนใช้ลดความต้านทานความร้อนเนื่องจากช่องว่างของอากาศระหว่างพื้นผิวของแหล่งความร้อนกับแผ่นความเย็น ค่าความต้านทานความร้อนจากผิวสัมผัสของแหล่งความร้อนมายังฐานของแผ่นความเย็นสามารถแสดงในรูปของความต้านทานความร้อนของ กาวนำความร้อนดังสมการที่ 2

$$R_{TIM} = \frac{T_{heat-source} - T_{base}}{Q} = \frac{t_{TIM}}{k_{TIM} A_{contact}} \quad (2)$$

เมื่อ T_{base} คืออุณหภูมิที่ฐานของแผ่นความเย็น, k_{TIM} คือค่าการนำความร้อนของกาวความร้อน, t_{TIM} คือความหนาของกาวความร้อน ในที่นี้จะสมมุติให้มีค่าเท่ากับ 0.01 มม. และ $A_{contact}$ คือพื้นที่ที่สัมผัสกันระหว่างแหล่งความร้อนกับแผ่นความเย็น จากสมการที่สองจะได้ค่า อุณหภูมิที่ฐานของแผ่นความเย็น, T_{base}

การถ่ายเทความร้อนของของไหลหล่อเย็นที่ไหลผ่าน ครีบริบของแผ่นความเย็น, Q_w คำนวณได้จากสมการ

$$Q = m C_p (T_{ave,out} - T_{ave,in}) \quad (3)$$

เมื่อ, m คือ อัตราการไหลของของไหลหล่อเย็น, C_p คือความร้อนจำเพาะของของไหลหล่อเย็น, $T_{ave,in}$ และ

$T_{ave,out}$ คือค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิที่ทางเข้าและออกของของไหลหล่อเย็น

ปริมาณของฟลักซ์ความร้อนที่เกิดขึ้นและส่งถ่าย ความร้อนให้กับแผ่นความเย็นสามารถคำนวณได้จาก แรงดันไฟฟ้าจากพาวเวอร์ซัพพลายแบบปรับค่าได้ป้อน ให้กับฮีทเตอร์ที่ติดตั้งกับแหล่งความร้อนคุณ ด้วย กระแสไฟฟ้าแล้วหารด้วยพื้นที่ของแหล่งความร้อนดัง แสดงในสมการที่ 4

$$q = \frac{Q_{heater}}{A} = \frac{V \times I}{A} \quad (4)$$

การคำนวณเพื่อหาอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของแผ่นความเย็น, Q_{ave} สามารถหาได้จากสมการที่ 5

$$Q_{ave} = \frac{Q + Q_{heater}}{2} \quad (5)$$

การคำนวณเพื่อหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของแผ่นความเย็น, h สามารถหาได้จากอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของแผ่นความเย็นดังสมการ

$$Q_{ave} = hA(\Delta T_{LMTD}) \quad (6)$$

เมื่อ ΔT_{LMTD} คำนวณได้จากสมการ

$$\Delta T_{LMTD} = \left[\frac{(T_{s,ave} - T_{ave,in}) - (T_{s,ave} - T_{ave,out})}{\ln \left(\frac{T_{s,ave} - T_{ave,in}}{T_{s,ave} - T_{ave,out}} \right)} \right] \quad (7)$$

เมื่อ, $T_{s,ave}$ คืออุณหภูมิของแหล่งความร้อนเฉลี่ย, $T_{ave,in}$ คืออุณหภูมิของของไหลหล่อเย็นที่ทางเข้าเฉลี่ย, $T_{ave,out}$ คืออุณหภูมิของของไหลหล่อเย็นที่ทางออกเฉลี่ย, A พื้นที่ของแหล่งความร้อน

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของแผ่นความเย็นแสดงในรูปของสมการของตัวเลขนัสเซิลต์ดังนี้

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (8)$$

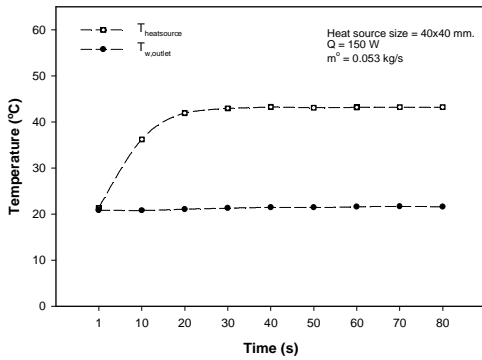
เมื่อ, k ค่าการนำความร้อนของของไหลหล่อเย็น, D_h คือเส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหลที่ทางเข้าโดยที่ D_h , ของแผ่นความเย็นคำนวณได้จากสมการ

$$D_h = D \quad (9)$$

เมื่อ D คือขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของช่องทางเข้าของแผ่นความเย็น

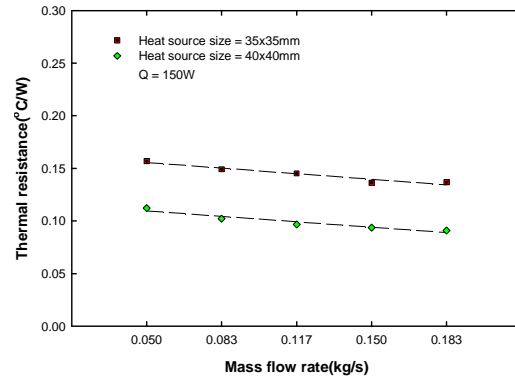
5. ผลและสรุปผล

งานวิจัยนี้นำเสนอผลการศึกษาดังกล่าวด้วยวิธีการการทดลองและระเบียบวิธีทางตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลของของไหลที่เกิดกับแผ่นความเย็นของไหลหล่อเย็น ในการทดลองพลังงานความร้อนที่ป้อนให้กับแผ่นความเย็นอยู่ที่ 150 W และอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 0.05-0.183 kg/s



รูปที่ 4 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ฐานและทางออกของแผ่นความเย็นเมื่อเวลาเปลี่ยนไปที่ $\dot{m} = 0.053$ kg/s, $Q = 150$ W

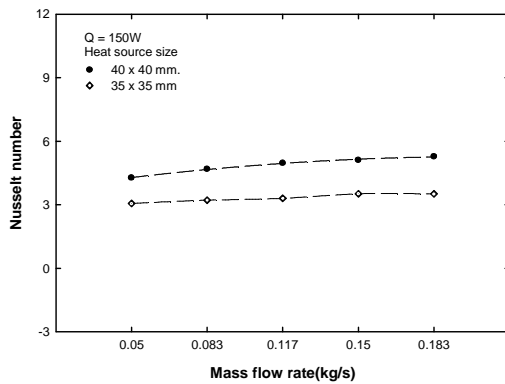
รูปที่ 4 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ฐานและทางออกของของแผ่นความเย็นเมื่อเวลาเปลี่ยนไปที่ $\dot{m} = 0.053$ kg/s, $Q = 150$ W พบว่าอุณหภูมิที่ฐานและทางออกของแผ่นความเย็นเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องเมื่อเริ่มการทดลองจนมีค่าคงที่เมื่อเวลาผ่านไป 20 วินาที โดยอุณหภูมิที่ฐานมีค่าคงที่ที่ 42 °C และอุณหภูมิที่ทางออกมีค่าคงที่ที่ 22 °C จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าแผ่นความเย็นมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนที่รวดเร็วซึ่งส่งผลให้อุณหภูมิของแหล่งความร้อนลดลงในเวลาสั้นกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบอื่น



รูปที่ 5 ค่าความต้านทานความร้อนของแผ่นความเย็นกรณีที่มีขนาดของแหล่งความร้อนต่างกันเมื่ออัตราการไหลของของไหลหล่อเย็นเพิ่มขึ้นที่ $Q = 150$ W

รูปที่ 5 แสดงค่าความต้านทานความร้อนของแผ่นความเย็นกรณีที่มีขนาดของแหล่งความร้อนต่างกันเมื่ออัตราการไหลของของไหลหล่อเย็นเพิ่มขึ้นที่ $Q = 150$ W พบว่าเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้นค่าความต้านทานความร้อนของแผ่นความเย็นแหล่งความร้อนขนาดทั้ง 35 mm. และ 40 mm. มีค่าลดลงเนื่องจากเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของของไหลหล่อเย็นค่าความต้านทานเนื่องจากแรงเสียดทานที่ผิวสัมผัสระหว่างครีบบระบายความร้อนกับของไหลหล่อเย็นมีค่าลดลงการถ่ายเทความร้อนจึงเพิ่มขึ้นค่าความต้านทานความร้อนจึงลดลงตามไปด้วย และเห็นได้อย่างชัดเจนว่าค่าความต้านทานความร้อนของแผ่นความเย็นมีค่าน้อยมากในขณะที่มีขนาดความร้อนที่ป้อนให้มีค่าเท่ากับ 150 W หรือเท่ากับค่าฟลักซ์ความร้อนขนาด 95,000 W/m² และ 120,000 W/m² สำหรับแหล่งความร้อนขนาด 35 x 35 mm. และ 40 x 40 mm. ตามลำดับ

จากการทดลองยังพบว่าขนาดของแหล่งความร้อนเท่ากับ 40 x 40 mm. มีค่าความต้านทานความร้อนน้อยกว่าขนาด 35 x 35 mm. เนื่องจากขนาดของแหล่งความร้อนขนาด 40 x 40 mm. มีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนมากกว่าขนาด 35 x 35 mm. อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่จึงมากกว่าจึงส่งผลให้แผ่นความเย็นถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้นค่าความต้านทานความร้อนจึงลดลง



รูปที่ 6 ตัวเลขนัสเซลท์ของแผ่นความเย็นกรณีที่มีขนาดของแหล่งความร้อนต่างกันและอัตราการไหลของของไหลหล่อเย็นเพิ่มขึ้นที่ $Q = 150 \text{ W}$

รูปที่ 6 แสดงตัวเลขนัสเซลท์ของแผ่นความเย็นกรณีที่มีขนาดของแหล่งความร้อนต่างกันเมื่ออัตราการไหลของของไหลหล่อเย็นเพิ่มขึ้นที่ $Q = 150 \text{ W}$ พบว่าตัวเลขนัสเซลท์ของแผ่นความเย็นของแหล่งความร้อนขนาด $40 \times 40 \text{ mm}$. สูงกว่าขนาด $35 \times 35 \text{ mm}$. เนื่องจากพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าส่งผลให้มีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนได้มากกว่าดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและตัวเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้นด้วยเช่นกัน เมื่อพิจารณาอัตราการไหลของของไหลหล่อเย็นพบว่าเมื่ออัตราการไหลของของไหลหล่อเย็นเพิ่มขึ้นตัวเลขนัสเซลท์ก็มีค่าเพิ่มขึ้นเนื่องจากอัตราการไหลของของไหลหล่อเย็นที่เพิ่มขึ้นส่งผลโดยตรงต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของแผ่นความเย็นดังนั้นตัวเลขนัสเซลท์จึงมีค่าสูงขึ้นตามไปด้วย

6. สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาถึงประสิทธิภาพการระบายความร้อนของแผ่นความเย็นโดยใช้น้ำเป็นของไหลหล่อเย็นสำหรับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ที่มีความร้อนสูง ในการทดลองแผ่นความเย็นที่นำมาศึกษาจะติดตั้งครีระบายความร้อนแบบแท่งอยู่ด้านบนซึ่งเป็นส่วนระบายความร้อนโดยมีน้ำหล่อเย็นไหลผ่าน ตัวแปรต่างๆที่ศึกษา

ประกอบไปด้วยค่าความร้อนที่ป้อนให้ ขนาดของแหล่งความร้อนและอัตราการไหลของสารหล่อเย็นซึ่งมีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของแผ่นความเย็น จากการศึกษาพบว่าการระบายความร้อนเพิ่มขึ้นค่าความต้านทานความร้อนของแผ่นความเย็นลดลง ขนาดของแหล่งความร้อนที่มีขนาดใหญ่กว่าสามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าแหล่งความร้อนที่มีขนาดเล็กเนื่องจากพื้นที่การถ่ายเทความร้อนมีมากกว่า เมื่ออัตราการไหลของของไหลหล่อเย็นเพิ่มขึ้นอุณหภูมิของแหล่งความร้อนมีค่าลดลงและส่งผลให้ค่าความต้านทานความร้อนของแผ่นความเย็นลดลง แผ่นความเย็นมีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนให้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ที่มีความร้อนสูงได้อย่างมีประสิทธิภาพและสามารถนำไปใช้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ได้หลากหลายรูปแบบแม้มีพื้นที่ที่จำกัด

7. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณห้องปฏิบัติการเทอร์โม-ของไหลและการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TFHT) ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒในการสนับสนุนสถานที่และอุปกรณ์เพื่อการวิจัย

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] C. Wan, Y. Rao, and P. Chen, "Numerical predictions of jet impingement heat transfer on square pin-fin roughened plates," Applied Thermal Engineering, vol. 80, pp. 301-309, 2015.
- [2] P. Tie, Q. Li, and Y. Xuan, "Heat transfer performance of Cue-water nanofluids in the jet arrays impingement cooling system," Int. J. Thermal Sciences, vol. 77, pp. 199-205, 2014.
- [3] H.Y. Li, S. M. Chao, and G. L. Tsai, "Thermal performance measurement of heat sinks with confined impinging jet by infrared



- thermography,” *Int. J. Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 5386-5394, 2005.
- [4] H.Y. Zhang, D. Pinjala, T.N. Wong, K.C. Toh, and Y.K. Joshi, “Single-phase liquid cooled microchannel heat sink for electronic packages,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 1472-1487, 2005.
- [5] A. Shah, B. G. Sammakia, H. Srihari, and K. Ramakrishna, “A Numerical Study of the Thermal Performance of an Impingement Heat Sink-Fin Shape Optimization,” *IEEE TRANSACTIONS ON COMPONENTS AND PACKAGING TECHNOLOGIES*, vol. 27, no. 4, pp. 710-717, 2000.
- [6] T. fubing, M. jianfeng, Z. jiemin, Z. wenhui, J. yu, and W. huifen, “Heat Transfer From Rectangular Pin Fin Heat Sinks under Air Jet Impingement,” 2011 Fourth International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation, pp. 828-831, 2011.
- [7] Z. Duan, and Y. S. Muzychka, “Experimental Investigation of Heat Transfer in Impingement Air Cooled Plate Fin Heat Sinks,” 38th AIAA Thermophysics Conference 6 - 9 June 2005, Toronto, Ontario Canada, pp. 1-10, 2005.
- [8] P. Naphon, and L. Nakharintr, “Heat transfer of nanofluids in the mini-rectangular fin heat sinks,” *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 40, pp. 25-31, 2013.
- [9] D. K. Kim, S. J. Kim, and J. K. Bae, “Comparison of thermal performances of plate-fin and pin-fin heat sinks subject to an impinging flow,” *Int. J. Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 3510-3517, 2009.
- [10] S. Ndao, Y. Peles, and M. K. Jensen, “Effects of pin fin shape and configuration on the single-phase heat transfer characteristics of jet impingement on micro pin fins,” *Int. J. Heat and Mass Transfer*, vol. 70, pp. 856-863, 2014.
- [11] D. Guo, J.J. Wei, and Y.H. Zhang, “Enhanced flow boiling heat transfer with jet impingement on micro-pin-finned surfaces,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 2042-2051, 2011.
- [12] S. Ndao, H. J. Lee, Y. Peles, and M. K. Jensen, “Heat transfer enhancement from micro pin fins subjected to an impinging jet,” *Int. J. Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 413-421, 2012.
- [13] N. K. Chougule, G.V. Parishwad, and C.M. Sewatkar, “Numerical Analysis of Pin Fin Heat Sink with a Single and Multi-Air Jet Impingement Condition,” *Int. J. Engineering and Innovative Technology (IJEIT)*, vol. 1, issue. 3, pp. 44-50, 2012.
- [14] P. Naphon, and S. Wongwises, “Investigation on the jet liquid impingement heat transfer for the central processing unit of personal computers,” *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 822-826, 2010.
- [15] P. Naphon, and S. Wongwises, “Experimental Study of Jet Nanofluids Impingement System for Cooling Computer Processing Unit,” *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, vol. 1, pp. 38-44, 2011.