

วิธีการเกิดเอนโทรปีต่ำที่สุดสำหรับอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบบัณเฑาะ

ส่วนที่ 1: การหาค่าเหมาะที่สุดโดยไม่มีเงื่อนไขบังคับ

Entropy Generation Minimization for Plate-Fin Heat Sinks

Part 1: Unconstrained Optimization

สังคม ศรีสมพร^{*}, ชัยศิลป์ ชินพรเจริญพงศ์, จำลอง ลิ้มตระกูล, สุจินต์ บุรีรัตน์
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น อ.เมือง จ.ขอนแก่น 40002
โทร. 043-202845 แฟกซ์ 043-202849 *E-mail: sungkom@csc.ku.ac.th

Sungkom Srisomporn^{*}, Chaisin Chinporncharoenpong, Jumlong Limtragool, Sujin Bureerat
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Khon Kaen University, Muang, Khon Kaen, 40002
Tel.: +66-43-202845 Fax: +66-43-202849 *E-mail: sungkom@csc.ku.ac.th

*นักศึกษามหาบัณฑิตวิทยาลัยมหาวิทยาลัยขอนแก่น

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอการหาขนาดที่เหมาะสมที่สุดของอุปกรณ์ระบายความร้อนแบบครีบบัณเฑาะโดยใช้วิธีการเกิดเอนโทรปีต่ำที่สุด ซึ่งเป็นวิธีที่ใช้สมการของอัตราการผลิตเอนโทรปีเป็นสมการวัตถุประสงค์ในการศึกษาครั้งนี้ได้กระทำการหาค่าต่ำสุดของสมการวัตถุประสงค์โดยปราศจากเงื่อนไขบังคับ แล้วหาผลเฉลยของตัวแปรออกแบบ 4 ตัว ได้แก่ จำนวนครีบบัณเฑาะ (N) , ความสูง (H) , ความหนา (d) , ของแผ่นครีบบัณเฑาะและความเร็วเฉลี่ยของอากาศเข้า (V_f) ในการแก้ปัญหาได้เลือกเอาตัวแปรส่วนหนึ่งในกลุ่มมาเป็นตัวไม่ทราบค่าดังนี้ กรณีที่ 1 N และ H , กรณีที่ 2 N , H และ d , กรณีที่ 3 N , H , d และ V_f โดยในกรณีที่ 1 กำหนดค่า $d = 1$ มิลลิเมตร, กรณีที่ 1 และ 2 กำหนดค่า $V_f = 2$ เมตรต่อวินาที สำหรับทุกกรณีกำหนดอัตราการระบายความร้อน $Q = 50$ วัตต์, สมบัติการนำความร้อนของอุปกรณ์ระบายความร้อน (k_s) เท่ากับ $200 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, และอุณหภูมิของอากาศเข้า (T_a) เท่ากับ 25 องศาเซลเซียส จากการศึกษาพบว่าผลเฉลยของกรณีที่ 1 และ 2 มีค่าใกล้เคียงกันมาก ได้แก่ $N = 26$ และ 25 $H = 92.5$ และ 92.9 มิลลิเมตรตามลำดับ ส่วนกรณีที่ 3 ได้ค่า $N = 19$, $H = 136.9$ มิลลิเมตร, $d = 1.9$ มิลลิเมตร และ $V_f = 1.3$ เมตรต่อวินาที ซึ่งเป็นอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีครีบบัณเฑาะน้อยกว่าแต่มีจำนวนครีบบัณเฑาะลดลง และใช้ความเร็วเข้าสู่ของอากาศลดลง

Abstract

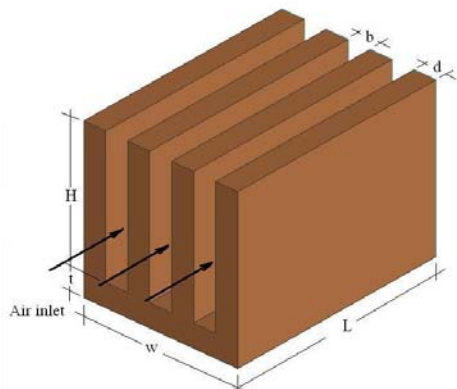
The optimum dimensions for a plate-fin heat sink in this paper were investigated by entropy generation minimization method which the entropy generation rate of the system was

regarded as the objective equation. In this study, the objective equation was solved without constraints for 4 design parameters as follows: number of fin (N), fin height (H), fin thickness (d) and air approach velocity (V_f). All or some of these design parameters were selected to be the unknowns (while the rests were prescribed) therefore there were 3 cases - case1: N and H , case 2: N , H and d , and case 3: N , H , d and V_f . For case1, $d = 1 \text{ mm}$ was given. For case1 and 2, $V_f = 2 \text{ m/s}$ was given. The heat dissipation (Q) of 50 W , the heat sink material thermal conductivity (k_s) of $200 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, and the ambient air temperature of 25°C were used for all cases. The optimum solutions obtained from case 1 and 2 were very closed, e.g. $N = 26$ and 25 , and $H = 92.5$ and 92.9 mm , respectively. For case 3, the optimum solutions were $N = 19$, $H = 136.9 \text{ mm}$, $d = 1.9 \text{ mm}$ and $V_f = 1.3 \text{ m/s}$. It is clear that a wider fin space and larger fin height was achieved and a small air velocity was required.

1. บทนำ

เทคโนโลยีสื่อสารและคำนวณในปัจจุบันมีความก้าวหน้าและขยายตัวแพร่หลายไปอย่างกว้างขวาง การผลิตสินค้าอิเล็กทรอนิกส์เพื่อตอบสนองเทคโนโลยีดังกล่าวจึงมีการแข่งขันสูง โดยมีแนวโน้มที่สำคัญ ดังนี้ คือ ในขณะที่มีความต้องการให้มีความสามารถในการประมวลผลสูงขึ้น กลับมีความนิยมให้สินค้าอิเล็กทรอนิกส์มีขนาดเล็กลง ไม่กินเนื้อที่ และน้ำหนักเบา อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ที่เกิดความร้อนสูงในขณะ

ใช้งาน เช่น ซีพียู ก็มีแนวโน้มในลักษณะเดียวกัน กล่าวคือ ขณะที่มีความสามารถในการประมวลผลสูงขึ้น แต่ขนาดทางกายภาพของตัวชิป (Chip) หรือซีพียูกลับเล็กลง ลักษณะเช่นนี้ส่งผลให้ความหนาแน่นเชิงความร้อน (Thermal density) สูงขึ้น การจัดการระบายความร้อนออกจากตัวชิปจึงเป็นเรื่องที่มีความสำคัญในอุตสาหกรรมการผลิตสินค้าอิเล็กทรอนิกส์อย่างมาก หากมีการระบายความร้อนอย่างไม่ดีพอ อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ย่อมมีอายุการใช้งานสั้นลง หรือมีการทำงานผิดปกติ หรือแม้กระทั่งเกิดเสียหายโดยฉับพลัน วิธีระบายความร้อนที่พบเห็นทั่วไป มักใช้วิธีนำอุปกรณ์ระบายความร้อน (Heat Sinks) ดังแสดงไว้ในรูปที่ 1 มาสัมผัสติดกับตัวอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ ซึ่งอุปกรณ์ระบายความร้อนจะช่วยถ่ายเทความร้อนออกไปแล้วระบายสู่อากาศรอบข้าง การออกแบบอุปกรณ์ระบายความร้อนให้มีประสิทธิภาพและขนาดที่เหมาะสมนั้น เป็นปัญหาที่มีความยาก เนื่องจากความหนาแน่นเชิงความร้อนที่สูง และขนาดของสินค้าอิเล็กทรอนิกส์ที่ต้องการให้ขนาดเล็กลงดังกล่าวข้างต้น



รูปที่ 1. อุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีครีบบนแผ่น

การศึกษาค้นคว้าได้นำเสนอการออกแบบอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีครีบบนแผ่น (Plate Fin Heat Sink) ด้วยวิธีการหาค่าต่ำสุดของการเกิดเอนโทรปี (Entropy Generation Minimization Method) หรือเรียกย่อว่า EGM ซึ่งเป็นวิธีหนึ่งที่สามารถใช้ออกแบบอุปกรณ์ระบายความร้อนให้มีประสิทธิภาพ ขนาดและรูปร่างที่เหมาะสมที่สุด นอกจากนั้น ยังเป็นการออกแบบที่คำนึงถึงกำลังงานปั๊มหรือกำลังงานสูบถ่าย (pumping work) ที่ใช้ในเป่าอากาศเข้าไประบายความร้อนแก่อุปกรณ์ ให้ให้มีค่าน้อยที่สุดเท่าที่เป็นไปได้สำหรับแต่ละกรณีได้อีกด้วย

2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุปกรณ์ระบายความร้อน

ในการออกแบบอุปกรณ์ระบายความร้อน ความต้านทานความร้อน (Thermal resistance) และความดันตก (Pressure drop) เป็นตัวแปรที่แสดงถึงประสิทธิภาพของอุปกรณ์ระบายความร้อน ในการคำนวณค่าของตัวแปรทั้งสองของการศึกษาค้นคว้านี้กำหนดขอบเขตและตั้งสมมติฐานไว้ดังนี้

1. การไหลของอากาศราบเรียบ คงตัวและเป็นการไหลแบบ 2 มิติ
2. อากาศเป็นของไหลอัดตัวไม่ได้และมีสมบัติคงที่ไม่ขึ้นกับอุณหภูมิ
3. เป็นการศึกษาการถ่ายโอนความร้อนแบบบังคับ

4. ไม่มีอากาศไหลบายพาส (by pass)
5. ไม่มีการถ่ายเทความร้อนที่ปลายครีบ
6. ภาวะความร้อนกระจายสม่ำเสมอตลอดฐานของอุปกรณ์ระบายความร้อน
7. ความเร็วของอากาศสม่ำเสมอตลอดพื้นที่หน้าตัดของการไหล

2.1 ความต้านทานความร้อน

จากพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน [1] สามารถคำนวณความต้านทานความร้อนรวม (Overall thermal resistance) ของอุปกรณ์ระบายความร้อนได้ดังนี้

$$R_{hs} = \frac{\theta_b}{Q} = \frac{1}{\frac{N}{R_{fin}} + \frac{(N-1)}{R_{unfin}}} + \frac{t}{k_s LW} \quad (1)$$

โดยที่ R_{hs} คือความต้านทานความร้อนรวมของอุปกรณ์ระบายความร้อน, θ_b คือผลต่างระหว่างอุณหภูมิของฐานอุปกรณ์ระบายความร้อนกับอุณหภูมิของอากาศขาเข้า, Q คือความร้อนที่ต้องการถ่ายเทออกจากอุปกรณ์, N คือจำนวนครีบระบายความร้อน, k_s คือสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์ระบายความร้อน, L, W, t คือความยาว, ความกว้างและความหนาของฐานอุปกรณ์ระบายความร้อนตามลำดับ ความต้านทานความร้อนของครีบ, R_{fin} , และความต้านทานความร้อนส่วนที่ไม่มีครีบ, R_{unfin} , สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2) และสมการที่ (3) ดังนี้

$$R_{fin} = \frac{1}{hA_f \eta_f} \quad (2)$$

$$R_{unfin} = \frac{1}{hbL} \quad (3)$$

เมื่อ $A_f = 2HL$ คือพื้นที่ผิวของครีบเดียว, b คือช่องว่างระหว่างครีบ, H คือความสูงของครีบระบายความร้อน ประสิทธิภาพของครีบ, η_f , คำนวณได้จากสมการที่ (4) ดังนี้

$$\eta_f = \frac{\tanh(mH)}{mH} \quad (4)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k_s \cdot d}} \quad (5)$$

โดยที่ d คือความหนาของครีบและค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน, h , คำนวณได้จากสมการนัสเซลท์นัมเบอร์ (Nusselts number) ที่พัฒนาขึ้นโดย Teerstra et al. [2] ดังนี้

$$Nu = \left[\left(\frac{Re_{ch}^* \cdot Pr}{2} \right)^{-3} + \left(0.664 \sqrt{Re_{ch}^*} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \sqrt{1 + \frac{3.65}{\sqrt{Re_{ch}^*}}} \right)^{-3} \right]^{-1/3} \quad (6)$$

โดยที่

$$L^* = \frac{L}{D_h Re_{D_h}} \quad (13)$$

$$Re_{D_h} = \frac{V_{ch} \cdot D_h}{\nu} \quad (14)$$

เมื่อ Pr คือ Prandtl number และค่าเรย์โนลด์สเบอร์ปรับปรุง (Modified channel Reynolds number), Re_{ch}^* , หาได้จากสมการที่ (7) และสมการที่ (8) ดังนี้

$$Re_{ch}^* = Re_{ch} \cdot \frac{b}{L} \quad (7)$$

$$Re_{ch} = \frac{V_{ch} \cdot b}{\nu} \quad (8)$$

โดยที่ ν คือสัมประสิทธิ์ความหนืดจลน์ของอากาศ และค่าความเร็วของการไหลในช่อง, V_{ch} , หาได้ดังนี้

$$V_{ch} = V_f \left(1 + \frac{d}{b} \right) \quad (9)$$

เมื่อ V_f คือความเร็วของอากาศเฉลี่ย จากสมการที่ (6) – สมการที่ (9) สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนได้ดังต่อไปนี้

$$h = \frac{Nu \cdot k_f}{b} \quad (10)$$

เมื่อ k_f คือสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของอากาศ

2.2 ความดันลด

ค่าความดันลดคร่อมอุปกรณ์ระบายความร้อนสามารถหาได้จากสมมูลของแรงที่กระทำกับอุปกรณ์ระบายความร้อนดังนี้[3]

$$\Delta P = \left(\frac{\rho V_{ch}^2}{2} \right) \left[\frac{f_{app} \cdot N(2HL + bL)}{HW} + K_c + K_e \right] \quad (11)$$

โดยที่ Apparent friction factor, f_{app} , คำนวณได้จากสมการที่พัฒนาโดย Muzychka and Yovanovich [4] ดังนี้

$$f_{app} \cdot Re_{D_h} = \left[\left(\frac{3.44}{\sqrt{L^*}} \right)^2 + (f Re_{D_h})^2 \right]^{1/2} \quad (12)$$

เมื่อ Re_{D_h} คือค่าเรย์โนลด์สเบอร์ของช่องการไหลและ D_h คือเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter) ของช่องทางการไหล สำหรับค่า $f Re_{D_h}$, สัมประสิทธิ์การยุบตัวอย่างกะทันหัน, K_c , และสัมประสิทธิ์การขยายตัว, K_e , คำนวณได้จากสมการที่ (15) – (17)

$$f Re_{D_h} = 24 - 32.527 \left(\frac{b}{H} \right) + 46.721 \left(\frac{b}{H} \right)^2 - 40.829 \left(\frac{b}{H} \right)^3 + 22.954 \left(\frac{b}{H} \right)^4 - 6.089 \left(\frac{b}{H} \right)^5 \quad (15)$$

$$K_c = 0.42 \left[1 - \left(1 - \frac{N \cdot d}{W} \right)^2 \right] \quad (16)$$

$$K_e = \left[1 - \left(1 - \frac{N \cdot d}{W} \right)^2 \right]^2 \quad (17)$$

3. อัตราการเกิดเอนโทรปี

อัตราการเกิดเอนโทรปีสำหรับอุปกรณ์ระบายความร้อนที่เสนอโดย Bejan [5], [6] สามารถวิเคราะห์ได้จากกฎข้อที่หนึ่ง, กฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์, สมการสมดุลมวล และสมการของของกิบส์ (Gibb's equation), ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการอัตราการเกิดของเอนโทรปีภายนอกอันเนื่องมาจากการไหลผ่านครีบบของอากาศและภาวะความร้อนได้ตามสมการที่ (18)

$$\dot{S}_{gen,external} = \iint_A q' \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_w} \right) d\sigma + \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho T_a} \quad (18)$$

และสมการอัตราการเกิดของเอนโทรปีภายในครีบบระบายความร้อนดังนี้

$$\dot{S}_{gen,internal} = \iint_A \frac{q'}{T_w} d\sigma - \frac{\dot{Q}_b}{T_b} \quad (19)$$

โดยที่ T_w คืออุณหภูมิที่ผิวครีบบระบายความร้อน, q' คือค่าความร้อนต่อตารางเมตร, σ คือระยะพิคัดของพื้นที่, $\dot{Q}_b$ คือความร้อนที่ฐานของอุปกรณ์ระบายความร้อนและ $\dot{m} = \rho HW V_f$ คืออัตราการไหลมวลของอากาศ ในขณะที่ T_a และ T_b คืออุณหภูมิของอากาศขาเข้าและอุณหภูมิ

ที่ฐานของอุปกรณ์ระบายความร้อนตามลำดับ อัตราการเกิดเอนโทรปีรวมของอุปกรณ์ระบายความร้อนคือผลรวมของอัตราการเกิดเอนโทรปีภายนอกและอัตราการเกิดเอนโทรปีภายในครีระบายความร้อน ซึ่งเขียนได้ดังนี้

$$\dot{S}_{gen} = \frac{Q\theta_b}{T_a^2} + \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho T_a} \quad (20)$$

จากสมการที่ (1) และสมการที่ (20) สามารถเขียนอัตราการเกิดเอนโทรปีให้อยู่ในรูปฟังก์ชันของความต้านทานความร้อนรวมของอุปกรณ์ระบายความร้อนได้ดังสมการที่ (21)

$$\dot{S}_{gen} = \frac{Q^2 R_{hs}}{T_a^2} + \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho T_a} \quad (21)$$

4. ขั้นตอนการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด

การศึกษาครั้งนี้เป็นการหารูปร่างที่เหมาะสมที่สุดของอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีครีแผ่นโดยใช้วิธีอัตราการเกิดเอนโทรปีน้อยที่สุดตามที่แสดงไว้ในสมการที่ (21) เป็นสมการวัตถุประสงค์ สมการทางคณิตศาสตร์ของการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดเป็นดังนี้

$$\text{Minimize (or Maximize)} \quad \dot{S}_{gen} = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_N) \quad (22)$$

ทำการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของตัวแปรออกแบบ $x_1, x_2, x_3, \dots, x_N$ ด้วยการหาอนุพันธ์อันดับหนึ่งของฟังก์ชันวัตถุประสงค์เทียบกับตัวแปรออกแบบดังสมการที่ (23) ดังนี้

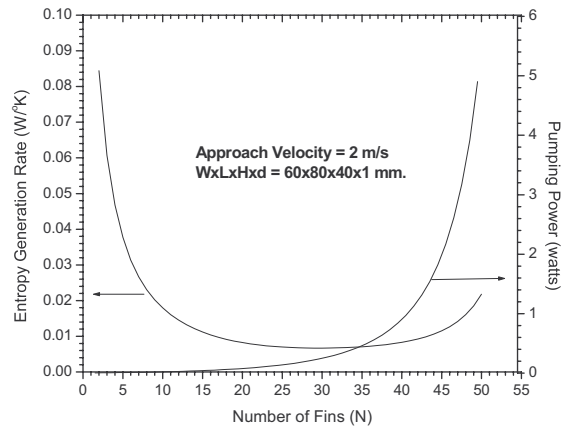
$$\frac{\partial \dot{S}_{gen}}{\partial x_i} = 0 \quad \text{โดยที่ } i = 1, 2, 3, \dots, N \quad (23)$$

แก้ระบบสมการตามสมการที่ (23) เพื่อหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของตัวแปรออกแบบด้วยวิธีคำนวณเชิงตัวเลข โดยใช้วิธีควอซี-นิวตัน (Quasi-Newton Method)

5. ผลการศึกษาและการอภิปรายผล

การหาค่าที่เหมาะสมที่สุดครั้งนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อเลือกขนาดของครีแผ่นที่เหมาะสมที่สุดสำหรับอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีขนาดของฐาน $60 \times 80 \times 2$ มิลลิเมตร ($W \times L \times t$) ที่ใช้ในการระบายความร้อนจำนวน 50 วัตต์ออกจากอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ โดยกำหนดให้อุณหภูมิของบรรยากาศเท่ากับ 25 องศาเซลเซียส จากการศึกษาพบว่าตัวแปรรูปร่างของอุปกรณ์ระบายความร้อนและครีระบายความร้อนไม่ว่าจะเป็นความกว้าง (W), ความยาว (L), ความสูง (H), ความหนาของครี (d) และความหนาของฐาน (t) รวมไปถึงตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับการไหลของอากาศคือความเร็วเฉลี่ยของอากาศ (V_f) ที่ไหลเข้าไประบายความร้อนต่างก็มีอิทธิพลต่อการเพิ่มหรือลดของอัตราการเกิด

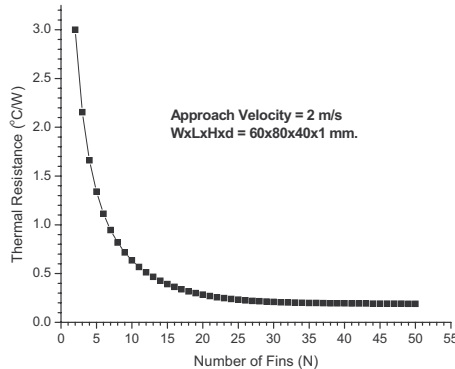
เอนโทรปี, ความต้านทานความร้อนของอุปกรณ์ระบายความร้อนและความดันลดครีของอุปกรณ์ระบายความร้อน อิทธิพลของตัวแปรต่าง ๆ แสดงไว้ในรูปที่ 2 – รูปที่ 6



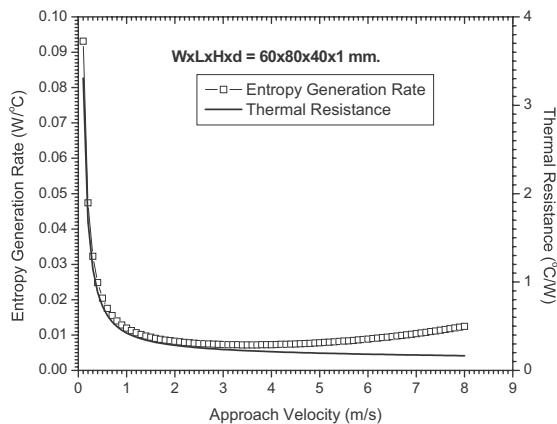
รูปที่ 2. ความสัมพันธ์ของอัตราการเกิดเอนโทรปีและแรงผลักดันอากาศในรูปฟังก์ชันของจำนวนครีระบายความร้อน

รูปที่ 2 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราการเกิดเอนโทรปีและแรงผลักดันอากาศในรูปฟังก์ชันของจำนวนครีระบายความร้อน จากความสัมพันธ์พบว่าจำนวนครีระบายความร้อนที่ทำให้อัตราการเกิดเอนโทรปีน้อยที่สุดอยู่ที่ประมาณ 30 - 38 ครี และแรงผลักดันอากาศมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อจำนวนครีระบายความร้อนเพิ่มขึ้น รูปที่ 3 แสดงค่าความต้านทานความร้อนในรูปฟังก์ชันของจำนวนครีระบายความร้อน ซึ่งพบว่าเมื่อจำนวนครีเพิ่มขึ้นค่าความต้านทานความร้อนมีค่าลดลงแปลความหมายได้ว่าอุปกรณ์ระบายความร้อนมีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสูง แต่ในขณะเดียวกันเมื่อจำนวนครีเพิ่มมากขึ้นอัตราการเกิดเอนโทรปีก็เพิ่มมากขึ้นแสดงถึงการใช้พลังงานในการระบายความร้อนสูงขึ้นเช่นกัน รูปที่ 4 แสดงอัตราการเกิดเอนโทรปีและความต้านทานความร้อนในรูปฟังก์ชันของความเร็วอากาศ จากความสัมพันธ์พบว่าความเร็วของอากาศที่ทำให้อัตราการเกิดเอนโทรปีน้อยที่สุดอยู่ในช่วง 2.5 – 5 เมตรต่อวินาทีเมื่อความเร็วของอากาศเพิ่มสูงหรือต่ำกว่าช่วงความเร็วนี้มีแนวโน้มจะทำให้อัตราการเกิดเอนโทรปีสูงขึ้น ซึ่งแสดงว่าระบบจะต้องใช้พลังงานในการระบายความร้อนออกจากอุปกรณ์ระบายความร้อนเพิ่มมากขึ้น ในขณะเดียวกันเมื่อความเร็วของอากาศเพิ่มขึ้นประสิทธิภาพทางความร้อนของอุปกรณ์ระบายความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย รูปที่ 5 แสดงถึงอิทธิพลความหนาของครีระบายความร้อนต่ออัตราการเกิดเอนโทรปีที่ความเร็วอากาศ 2, 3, และ 4 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ จากความสัมพันธ์พบว่าความหนาของครีระบายความร้อนที่ทำให้อัตราการเกิดเอนโทรปีน้อยที่สุดอยู่ที่ประมาณ 2, 1.5, และ 1 มิลลิเมตรตามลำดับ ซึ่งสรุปได้ว่าเมื่อเพิ่มความเร็วของอากาศขนาดความหนาของครีระบายความร้อนที่เหมาะสมจะมีค่าลดลง รูปที่ 6 เป็นผลการศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการเกิดเอนโทรปีกับความยาวของอุปกรณ์ระบายความร้อนเมื่อความสูงของครีระบายความร้อนเปลี่ยนแปลงจาก 30 ถึง 60 มิลลิเมตร ผลการศึกษาพบว่าเมื่อความยาวของอุปกรณ์ระบายความ

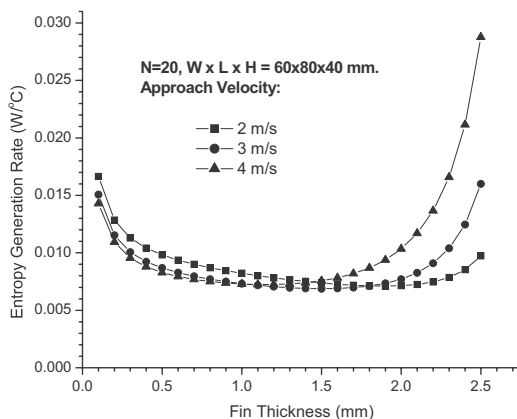
ร้อนเพิ่มขึ้นอัตราการเกิดเอนโทรปีมีค่าลดลง ในขณะที่เมื่อความสูงของครีบบรรายความร้อนเพิ่มขึ้นส่งผลให้อัตราการเกิดเอนโทรปีลดลงน้อยกว่าอัตราการเกิดเอนโทรปีที่มีค่าความสูงของครีبت่ำกว่าทุกค่าความยาวของอุปกรณ์ระบายความร้อน ผลการศึกษาในรูปที่ 2 – รูปที่ 6 สามารถสรุปได้ว่าตัวแปรต่าง ๆ มีอิทธิพลต่อประสิทธิภาพทางความร้อนและการใช้พลังงานในการระบายความร้อนออกจากอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ของอุปกรณ์ระบายความร้อน



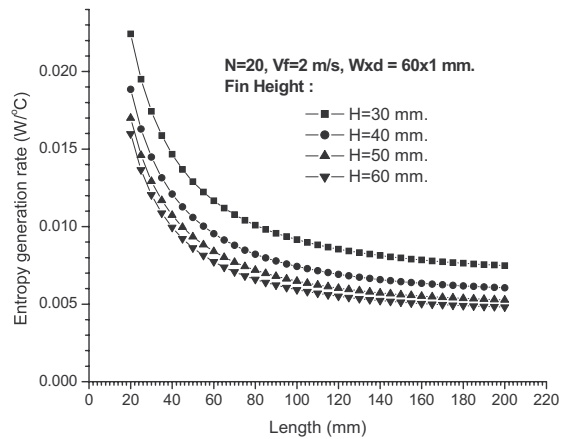
รูปที่ 3. ความสัมพันธ์ระหว่างความต้านทานความร้อนกับจำนวนครีบบ



รูปที่ 4. ความสัมพันธ์ของอัตราการเกิดเอนโทรปีและความต้านทานความร้อนในรูปฟังก์ชันของความเร็วอากาศ



รูปที่ 5. ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการเกิดเอนโทรปีกับความหนาของครีบบรรายความร้อน



รูปที่ 6. ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการเกิดเอนโทรปีกับความยาวของอุปกรณ์ระบายความร้อนเมื่อเปลี่ยนแปลงความสูงของครีบบ

นอกจากการศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรต่าง ๆ ต่อประสิทธิภาพทางความร้อนและอัตราการเกิดเอนโทรปีของอุปกรณ์ระบายความร้อนแล้ว วัตถุประสงค์หลักของการศึกษาค้นคว้าครั้งนี้คือการศึกษาเพื่อหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีครีบบแบบแผ่น โดยแบ่งการศึกษออกเป็น 3 กรณี คือการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด 2 ตัวแปรออกแบบ, การหาค่าที่เหมาะสมที่สุด 3 ตัวแปรออกแบบ, และการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด 4 ตัวแปรออกแบบตามลำดับ ผลการศึกษาแต่ละกรณีเป็นดังนี้

5.1 การหาค่าที่เหมาะสมที่สุด 2 ตัวแปรออกแบบ

กรณีนี้เป็นการศึกษาการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดเพื่อเลือกจำนวนครีบบรรายความร้อนและความสูงของครีบบที่เหมาะสมที่สุดสำหรับอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีขนาดของฐาน $60 \times 80 \times 2$ มิลลิเมตร ($W \times L \times t$) ความหนาของครีบบ (d) เท่ากับ 1 มิลลิเมตร ใช้ในการระบายความร้อนจำนวน 50 วัตต์ออกจากอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ กำหนดให้อุณหภูมิของบรรยากาศเท่ากับ 25 องศาเซลเซียส, สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของอลูมิเนียมที่ใช้ทำแผ่นระบายความร้อนเท่ากับ 200 W/mK ความเร็วเฉลี่ยของอากาศเท่ากับ 2 เมตรต่อวินาที ผลการศึกษาของกรณีนี้แสดงไว้ในตารางที่ 1

จากผลการศึกษาที่แสดงไว้ในตารางที่ 1 พบว่าจำนวนครีบบและความสูงของครีบบที่เหมาะสมที่สุดเท่ากับ 26 ครีบบและ 92.50 มิลลิเมตรตามลำดับ อุณหภูมิที่ฐานของอุปกรณ์ระบายความร้อนมีค่าเท่ากับ 32.46 องศาเซลเซียส รูปร่างของอุปกรณ์ระบายความร้อนที่ได้จากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดเมื่อนำไปสร้างแบบจำลองในโปรแกรมพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ "FLUENT" พบว่าอุณหภูมิที่ฐานของครีบบระบายความร้อนจากโปรแกรมมีค่าเท่ากับ 34.62 องศาเซลเซียส ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากผลการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดมีความคลาดเคลื่อน 6.24% เมื่อใช้ค่าที่ได้จากโปรแกรมเป็นค่าอ้างอิง

5.2 การหาค่าที่เหมาะสมที่สุด 3 ตัวแปรออกแบบ

กรณีศึกษานี้เป็นการศึกษาหารูปร่างที่เหมาะสมที่สุดจากปัญหาข้อ 5.1 โดยใช้ตัวแปรออกแบบคือ N, H , และ d ผลการศึกษาแสดงไว้ในตารางที่ 2 จากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดได้จำนวนครีบบระบายความร้อน 25

ตารางที่ 1 ผลการหาค่าเหมาะที่สุด 2 ตัวแปรออกแบบ N และ H

N	H (mm)	b (mm)	$\dot{S}_{gen}$	Vol. (mm^3)	R ($^{\circ}C/W$)	T_b ($^{\circ}C$)	$T_{b,FLUENT}$
26	92.50	1.40	0.0053	202,000	0.1493	32.46	34.62

ตารางที่ 2 ผลการหาค่าเหมาะที่สุด 3 ตัวแปรออกแบบ N , H , และ d

N	H (mm)	d (mm)	b (mm)	$\dot{S}_{gen}$	Vol. (mm^3)	R ($^{\circ}C/W$)	T_b ($^{\circ}C$)	$T_{b,FLUENT}$
25	92.90	1.10	1.40	0.0053	213,980	0.1469	32.34	34.46

ตารางที่ 3 ผลการหาค่าเหมาะที่สุด 4 ตัวแปรออกแบบ N , H , d , และ V_f

N	H (mm)	d (mm)	V_f (m/s)	b (mm)	$\dot{S}_{gen}$	Vol. (mm^3)	R ($^{\circ}C/W$)	T_b ($^{\circ}C$)	$T_{b,FLUENT}$
19	136.90	1.90	1.3227	1.30	0.0051	404,967	0.1518	32.59	34.34

ครีป, ความสูงของครีป 92.90 มิลลิเมตรและความหนาของครีป 1.10 มิลลิเมตร อุณหภูมิสูงสุดที่ฐานอุปกรณ์ระบายความร้อนมีค่าเท่ากับ 32.34 องศาเซลเซียส เมื่อเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากโปรแกรม “FLUENT” คือ 34.46 องศาเซลเซียส พบว่ามีความคลาดเคลื่อน 6.15% เมื่อใช้ค่าที่ได้จากโปรแกรมเป็นค่าอ้างอิง

5.3 การหาค่าเหมาะที่สุด 4 ตัวแปรออกแบบ

กรณีศึกษาเป็นการศึกษาเพื่อหารูปร่างที่เหมาะสมที่สุดของปัญหาข้อ 5.1 โดยใช้ตัวแปรออกแบบ 4 ตัวแปรคือ N , H , d , และ V_f ผลการหาค่าเหมาะที่สุดแสดงไว้ในตารางที่ 3 ซึ่งพบว่าได้ค่าที่เหมาะสมของตัวแปรต่าง ๆ ดังนี้ จำนวนครีประบายความร้อน 19 ครีป, ความสูงของครีป 136.90 มิลลิเมตร, ความหนาของครีป 1.90 มิลลิเมตรและความเร็วเฉลี่ยของอากาศก่อนเข้าสู่อุปกรณ์ระบายความร้อน 1.3227 เมตรต่อวินาที สำหรับอุณหภูมิสูงสุดที่ฐานของอุปกรณ์ระบายความร้อนในกรณีนี้คำนวณได้เท่ากับ 32.59 องศาเซลเซียส คลาดเคลื่อนจากผลที่ได้จากโปรแกรมซึ่งก็คือ 34.34 องศาเซลเซียสเท่ากับ 5.09%

จากผลการหาค่าเหมาะที่สุดทั้ง 3 กรณี พบว่าในกรณีที่ 1 และกรณีที่ 2 อัตราการเกิดเอนโทรปีของทั้งสองกรณีมีค่าเท่ากัน ในขณะที่อุณหภูมิสูงสุดที่ฐานและปริมาตรของอุปกรณ์ระบายความร้อนก็มีค่าใกล้เคียงกันด้วย เนื่องจากความเร็วของอากาศที่ใช้ในการระบายความร้อนมีค่าเท่ากัน ส่วนในกรณีที่ 3 พบว่าอุณหภูมิสูงสุดที่ฐานของอุปกรณ์ระบายความร้อนและอัตราการเกิดเอนโทรปีไม่แตกต่างจากสองกรณีแรก แต่ปริมาตรของอุปกรณ์ระบายความร้อนมากกว่าสองกรณีแรกประมาณ 100% อันเนื่องมาจากความเร็วเหมาะที่สุดที่ได้จากการศึกษาในกรณีที่ 3 นี้มีค่าเท่ากับ 1.3227 เมตรต่อวินาที ซึ่งน้อยกว่าสองกรณีแรก ดังนั้นจากการศึกษาทั้งสามกรณีสามารถสรุปได้ว่าความเร็วของอากาศมีผลกระทบกับขนาดและปริมาตรของอุปกรณ์ระบายความร้อน โดยความเร็วของอากาศแปรผกผันกับปริมาตรอุปกรณ์ระบายความร้อน

6. สรุปผลการศึกษา

จากการศึกษาพบว่าการออกแบบหาค่าเหมาะที่สุด 2 และ 3 ตัวแปรออกแบบให้ปริมาตร, ความต้านทานความร้อน, อัตราการเกิดเอนโทรปีและอุณหภูมิที่ฐานของอุปกรณ์ระบายความร้อนใกล้เคียงกันมาก ทั้งนี้เนื่องจากใช้ความเร็วขาเข้าเฉลี่ยเท่ากัน แต่กรณีของการออกแบบหาค่าเหมาะที่สุด 4 ตัวแปรออกแบบให้ค่าปริมาตรของอุปกรณ์ระบายความร้อนมากกว่า 2 กรณีแรกถึง 100% เพราะค่าความเร็วขาเข้าเฉลี่ยน้อยกว่า ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าความเร็วของอากาศขาเข้าเฉลี่ยแปรผกผันกับปริมาตรของอุปกรณ์ระบายความร้อน นอกจากนี้ยังพบว่าตัวแปรรูปร่างของอุปกรณ์ระบายความร้อนมีอิทธิพลต่อการเพิ่มและลดลงของอัตราการเกิดเอนโทรปีดังแสดงไว้ในผลการศึกษาดังนี้

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Ozisik M. Necati, *Basic heat transfer*, McGraw-Hill, c1981.
- [2] P. Teertstra, M.M. Yovanovich and J.R. Culham, “Analytical Forced Convection Modeling of Plate Fin Heat sinks”, *Journal of Electronics Manufacturing*, Vol. 10, No.4, pp. 253-261,2000.
- [3] W. M. Kays and A. L. London, *Compact Heat Exchangers*. New York:McGraw-Hill, 1984.
- [4] Y.S. Muzychka and M.M. Yovanovich, “Modeling friction factors in non-circular ducts for developing laminar flow”, 2nd AIAA Theoretical Fluid Mech. Meeting, June 15-18, 1998.
- [5] A. Bejan, *Entropy Generation Minimization*, Boca Raton, FL: CRC Press, 1996.
- [6] A. Bejan, *Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow*, New York: Wiley, 1982.