

**การวิเคราะห์อัตราการถ่ายเทความร้อนในสภาวะคงตัวผ่านแผ่นครีบสี่เหลี่ยม
ผืนผ้าตรงด้วยวิธีผลต่างสืบเนื่องโดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะจุด
และรวมผลของการแผ่รังสีความร้อน**

**Analysis of the Steady-State Heat Transfer Rates through a Straight
Rectangular Fin by Means of the Finite Difference Method Using the
Local Convection Heat Transfer Coefficients and Including the Radiation
Heat Transfer Mode**

อุทัย ประสพชิงชนะ^{1*} วรเชษฐ์ ภิรมย์ภักดี¹ กิตติพงษ์ บุญโสง¹ และ ปราโมทย์ ลายประดิษฐ์²
Uthai Prasopchingchana^{1*} Worachest Pirompugd¹ Kittipong Boonlong¹ and Pramote Laipradit²

บทคัดย่อ

โปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีบสี่เหลี่ยมผืนผ้าตรงใน 3 มิติ ที่สภาวะคงตัวได้ถูกพัฒนาขึ้น โดยใช้วิธีสมดุลพลังงาน เพื่อหาสมการผลต่างสืบเนื่อง การคำนวณการพาความร้อนที่ผิวครีบใช้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะจุด การแผ่รังสีความร้อนระหว่างผิวของแผ่นครีบกับสิ่งแวดล้อมได้ถูกรวมไว้ใน การคำนวณ การตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมได้ถูกกระทำ โดยการเปรียบเทียบกับผลการทดลองและการคำนวณด้วยวิธีเชิงวิเคราะห์ ใน 1 มิติ โดยพบว่าโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นให้ผลลัพธ์ที่ใกล้เคียงกับค่าจากผลการทดลองมากกว่าผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณด้วยวิธีเชิงวิเคราะห์ใน 1 มิติ

คำสำคัญ: ครีบ สมการผลต่างสืบเนื่อง การถ่ายเทความร้อน วิธีเชิงตัวเลข

Abstract

A code for computing heat rates transferred through a straight rectangular fin in the three dimensional steady-state conditions was developed. The energy balance method was adopted to develop the finite difference equations. The local convection heat transfer coefficients were used to determine the convection heat transfer rates on the fin surfaces. Radiation heat transfer between the fin surfaces and

¹ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยบูรพา

² อาจารย์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยบูรพา

* Corresponding Author, Tel 08-2111-5188, E-mail: uthai@buu.ac.th

the surrounding surfaces was included in the calculation. To validate the code, the comparison between the results of the code with the results of the experiments and the one-dimensional analytical method was performed. As results, the developed program provides results relatively similar to the expected outcome calculation utilizing the one-dimensional analytical method.

Keywords: Fin, Finite Difference Equation, Heat Transfer, Numerical Method

1. บทนำ

แผ่นครีบบัณฑิตบริเวณผิวของมอเตอร์ หม้อแปลงไฟฟ้า หรือเครื่องยนต์ของรถจักรยานยนต์ เป็นต้น มีวัตถุประสงค์เพื่อช่วยในการระบายความร้อนสู่อากาศ ลักษณะของแผ่นครีบบัณฑิตโดยทั่วไปมักเป็นแผ่นครีบบัณฑิตที่เชื่อมผิวด้านตรงเนื่องจากมีข้อดีหลายประการเช่น ง่ายต่อการขึ้นรูปในกระบวนการผลิต มีความแข็งแรงทนทาน และราคาถูก มีนักวิจัยจำนวนมากที่ศึกษาถึงการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีบบัณฑิตด้วยวิธีการทดลอง [1]-[3] วิธีการวิเคราะห์ทางคณิตศาสตร์ [4]-[10] และวิธีเชิงตัวเลข [11]-[23] โดยที่วิธีที่ใช้ในปัจจุบันเป็นการศึกษาใน 1 มิติ ตามแนวความยาวของครีบบัณฑิต ซึ่งวิธีนี้อาจมีข้อผิดพลาดได้มากหากค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนมีค่ามากเมื่อเทียบกับค่าสภาพนำความร้อนของแผ่นครีบบัณฑิต [4] ในการปรับปรุงวิธีการศึกษาเพื่อให้เกิดความถูกต้องมากขึ้นนั้น การวิเคราะห์ใน 2 และ 3 มิติ [4], [5], [10]-[14], [18]-[20], [22]-[26] ได้เป็นที่นิยมมากขึ้นแต่ยังมีส่วนน้อย [6], [9], [15], [27], [28] ที่ได้รวมการพิจารณาถึงผลของการแผ่รังสีที่บริเวณผิวของแผ่นครีบบัณฑิต สำหรับการวิเคราะห์ในส่วนของการพาความร้อนที่บริเวณผิวของแผ่นครีบบัณฑิตกับอากาศนั้น นักวิจัยจำนวนมาก [2],[3], [6]-[9], [15], [19], [21]-[24], [26], [28],[29] ใช้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่บริเวณผิวของแผ่นครีบบัณฑิตกับอากาศเป็นแบบค่าเฉลี่ย

(Average Convection Heat Transfer Coefficient) ช่วงเวลาที่ผ่านมานี้ได้มีวิธีใหม่ [11], [12], [14], [16], [17], [23], [25], [26], [28], [30] ในการศึกษาถึงผลของการพาความร้อนจากแผ่นครีบบัณฑิตสู่อากาศ โดยใช้วิธีการคำนวณเชิงพลศาสตร์ของของไหล (Computational Fluid Dynamics) ซึ่งวิธีนี้เป็นวิธีที่มีค่าใช้จ่ายค่อนข้างสูงและซับซ้อน

สำหรับงานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อวิเคราะห์หาอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีบบัณฑิตที่เชื่อมผิวด้านตรงด้วยวิธีเชิงตัวเลขใน 3 มิติในสภาวะคงตัว โดยรวมผลของการแผ่รังสีความร้อนที่บริเวณผิวของแผ่นครีบบัณฑิตและใช้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบเฉพาะจุด (Local Convection Heat Transfer Coefficient) ในการวิเคราะห์ โดยงานวิจัยนี้ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนในส่วนของการพาความร้อนทั้งที่เป็นการพาความร้อนแบบธรรมชาติและการพาความร้อนแบบบังคับ

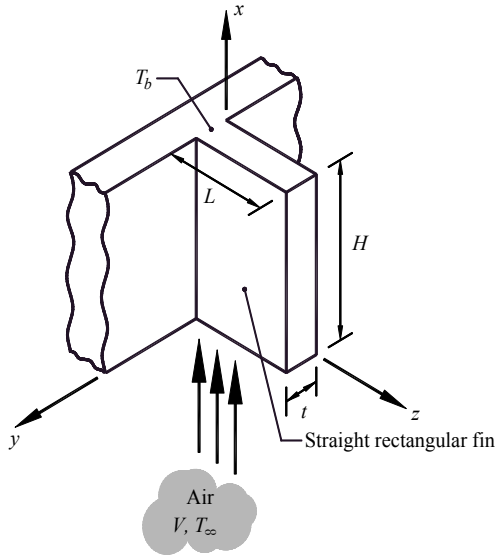
2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีบบัณฑิตที่เชื่อมผิวด้านตรงซึ่งมีอากาศไหลผ่านแผ่นครีบบัณฑิตในแนวตามความสูงของแผ่นครีบบัณฑิตแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งครีบบัณฑิตมีความสูงเป็น H มีความหนาเป็น t และมีความยาวเป็น L โดยมีสมมติฐานในการคำนวณดังนี้

1. สภาวะการถ่ายเทความร้อนอยู่ในสภาวะคงตัว
2. อุณหภูมิที่ฐานครีบบัณฑิตมีค่าคงที่
3. อุณหภูมิของอากาศคงที่ และสมมติให้อุณหภูมิของสภาวะแวดล้อมเท่ากับอุณหภูมิของอากาศ
4. ความเร็วของอากาศคงที่
5. คุณสมบัติของวัสดุที่ใช้ทำแผ่นครีบบัณฑิตมีค่าคงที่

2.1 อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีบบัณฑิตที่เชื่อมผิวด้านตรงใน 1 มิติ

สำหรับการคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีบบัณฑิตที่เชื่อมผิวด้านตรงโดยวิธีเชิงวิเคราะห์ใน 1 มิติ เป็นวิธีที่ใช้กันโดยทั่วไป โดยสมมติให้เกิดการนำความร้อนจากบริเวณฐานครีบบัณฑิตไปสู่บริเวณอื่นๆ ของแผ่น



รูปที่ 1 แผ่นครีบลิ่มเหลี่ยมผืนผ้าตรงซึ่งมีอากาศไหลผ่านแผ่นครีบลิ่มในแนวตามความสูง [32]

ครีบลิ่มตามแนวความยาวของแผ่นครีบลิ่มในทิศทางเดียว ที่ผิวของแผ่นครีบลิ่มเกิดการพาความร้อนซึ่งการคำนวณหาอัตราการพาความร้อนใช้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเป็นแบบเฉลี่ยและไม่รวมการแผ่รังสีความร้อนที่ผิวของแผ่นครีบลิ่ม

อุณหภูมิของแผ่นครีบลิ่มตามแนวความยาวของแผ่นครีบลิ่มมีค่าเป็น [31]

$$T(z) = T_{\infty} + (T_b - T_{\infty}) \left[\frac{\cosh m(L-z) + (\bar{h} / mk) \sinh m(L-z)}{\cosh mL + (\bar{h} / mk) \sinh mL} \right] \quad (1)$$

$$m = \sqrt{\bar{h} P / k A_c} \quad (2)$$

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu} k_f}{H}$$

เมื่อ T_{∞} คืออุณหภูมิของอากาศ T_b คืออุณหภูมิที่ฐานของแผ่นครีบลิ่ม L คือความยาวของแผ่นครีบลิ่ม $\bar{h}$ คือค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย k คือค่าสภาพนำความร้อน (Thermal Conductivity) ของแผ่นครีบลิ่ม P คือเส้นรอบรูปของหน้าตัดของแผ่นครีบลิ่ม A_c คือพื้นที่หน้าตัดของ

แผ่นครีบลิ่ม $\overline{Nu}$ คือเลขนัสเซลต์ (Nusselt Number) เฉลี่ย k_f คือค่าสภาพนำความร้อนของอากาศ และ H คือความสูงของแผ่นครีบลิ่ม

กรณีอากาศนิ่งเกิดการพาความร้อนแบบธรรมชาติที่ผิวของแผ่นครีบลิ่ม เลขนัสเซลต์เฉลี่ยมีค่าเป็น [31]

$$\overline{Nu} = \frac{4}{3} \left(\frac{Gr}{4} \right)^{1/4} f(Pr) \quad (3)$$

$$Gr = \frac{g \beta (T_b - T_{\infty}) H^3}{\nu^2}$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

$$f(Pr) = \frac{0.75 Pr^{1/2}}{(0.609 + 1.221 Pr^{1/2} + 1.238 Pr)^{1/4}} \quad (4)$$

เมื่อ Gr คือเลขกราสโฮฟ (Grashof Number) Pr คือเลขพรันด์เทิล (Prandtl Number) g คือค่าความเร่งโน้มถ่วงของโลก β คือค่าสัมประสิทธิ์การขยายตัว (Volumetric Thermal Expansion Coefficient) ν คือค่าความหนืดคินเนมาติกส์ (Kinematics Viscosity) และ ρ คือความหนาแน่นของอากาศ

กรณีอากาศมีความเร็ว เกิดการพาความร้อนแบบบังคับที่ผิวของแผ่นครีบลิ่ม เลขนัสเซลต์เฉลี่ยมีค่าเป็น [31]

$$\overline{Nu} = 0.664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (5)$$

$$Re = \frac{VH}{\nu}$$

เมื่อ Re คือเลขเรย์โนลด์ส (Reynolds Number) และ V คือค่าความเร็วของอากาศ

ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีบลิ่มคำนวณจาก [31]

$$q_{f,1D} = M \frac{\sinh mL + (\bar{h} / mk) \cosh mL}{\cosh mL + (\bar{h} / mk) \sinh mL} \quad (6)$$

$$M = (T_b - T_{\infty}) \sqrt{\bar{h} P k A_c}$$

2.2 อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีบลี้น้อย ผืนผ้าตรงใน 3 มิติ

สำหรับงานวิจัยนี้มุ่งเน้นการคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีบลี้น้อยผืนผ้าตรงโดยวิธีเชิงตัวเลขใน 3 มิติซึ่งอยู่ในสภาวะคงตัว โดยใช้วิธีสมดุลพลังงาน (Energy Balance Method) เพื่อหาสมการผลต่างสืบเนื่อง (Finite Difference Equations) แล้วหาผลเฉลยของสมการผลต่างสืบเนื่องด้วยวิธีทำซ้ำของเกาส์-ไซเดล (Gauss-Seidel Iteration) โดยภายในเนื้อแผ่นครีบลี้น้อยเกิดการนำความร้อนจากฐานครีบลี้น้อยบริเวณอื่นๆ ที่ผิวด้านข้างของแผ่นครีบลี้น้อยเกิดการพาความร้อนจากผิวครีบลี้น้อยสู่อากาศ ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ใช้คำนวณเป็นแบบเฉพาะจุด สำหรับบริเวณผิวด้านล่างและด้านบนของแผ่นครีบลี้น้อยสมมติให้ไม่เกิดการพาความร้อนเนื่องจากเป็นบริเวณชะงักการไหล (Stagnation Area) ซึ่งความเร็วของอากาศมีค่าเป็นศูนย์ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนบริเวณดังกล่าวมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับบริเวณอื่นๆ และพื้นที่บริเวณนี้มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับพื้นที่ผิวด้านข้างของแผ่นครีบลี้น้อย สำหรับการแผ่รังสีความร้อนจากผิวของแผ่นครีบลี้น้อยสู่สิ่งแวดล้อมเกิดขึ้นที่ผิวของแผ่นครีบลี้น้อยทั้งหมด ซึ่งค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการแผ่รังสีความร้อนจากผิวของแผ่นครีบลี้น้อยถ่ายเทให้กับสิ่งแวดล้อมมีค่าเป็น

$$q_{rad} = A\epsilon\sigma(T_s^4 - T_{sur}^4) \quad (7)$$

เมื่อ q_{rad} คืออัตราการแผ่รังสีความร้อน A คือพื้นที่ผิวของแผ่นครีบลี้น้อย ϵ คือค่าสภาพเปล่งรังสีความร้อน (Emissivity) ที่ผิวของแผ่นครีบลี้น้อย σ คือค่าคงที่ของสเตฟาน-โบลท์ซมานน์ (Stefan-Boltzmann Constant) T_s คืออุณหภูมิที่ผิวของแผ่นครีบลี้น้อย และ T_{sur} คืออุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม ซึ่งสมการ (7) สามารถถูกแปลงให้อยู่ในรูปของสมการเชิงเส้น (Linearized Equations) ได้เป็น

$$q_{rad} = Ah_r(T_s - T_{sur}) \quad (8)$$
$$h_r = \epsilon\sigma(T_s + T_{sur})(T_s^2 + T_{sur}^2)$$

เมื่อ h_r คือค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อน หากกำหนดให้โหนด (Node) ในแนวแกน x มีค่าเป็น i จาก 1 ถึง im แนวแกน y มีค่าเป็น j จาก 1 ถึง jm และแกน z มีค่าเป็น k จาก 1 ถึง km จะได้ว่า สมการการกระจายตัวของอุณหภูมิที่จุดต่างๆ ของแผ่นครีบลี้น้อยมีค่าดังนี้

- ภายในเนื้อวัสดุของแผ่นครีบลี้น้อย

$$\begin{aligned} & \frac{k}{dx} \frac{dy}{dz} [T_{(i+1,j,k)} + T_{(i-1,j,k)} - 2T_{(i,j,k)}] \\ & + \frac{k}{dy} \frac{dx}{dz} [T_{(i,j+1,k)} + T_{(i,j-1,k)} - 2T_{(i,j,k)}] \\ & + \frac{k}{dz} \frac{dx}{dy} [T_{(i,j,k+1)} + T_{(i,j,k-1)} - 2T_{(i,j,k)}] \\ & = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

- ที่ผิวด้านล่างของแผ่นครีบลี้น้อย ($x = 0$)

$$\begin{aligned} & \frac{k}{dx} \frac{dy}{dz} [T_{(i+1,j,k)} - T_{(i,j,k)}] \\ & + \frac{k}{dy} \frac{dx}{dz} [T_{(i,j+1,k)} + T_{(i,j-1,k)} - 2T_{(i,j,k)}] \\ & + \frac{k}{dz} \frac{dx}{dy} [T_{(i,j,k+1)} + T_{(i,j,k-1)} - 2T_{(i,j,k)}] \\ & + \epsilon\sigma dydz [T_{sur} + TP_{(i,j,k)}] [T_{sur}^2 + TP_{(i,j,k)}^2] \\ & [T_{sur} - T_{(i,j,k)}] = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

- ที่ผิวด้านบนของแผ่นครีบลี้น้อย ($x = H$)

$$\begin{aligned} & \frac{k}{dx} \frac{dy}{dz} [T_{(i-1,j,k)} - T_{(i,j,k)}] \\ & + \frac{k}{dy} \frac{dx}{dz} [T_{(i,j+1,k)} + T_{(i,j-1,k)} - 2T_{(i,j,k)}] \\ & + \frac{k}{dz} \frac{dx}{dy} [T_{(i,j,k+1)} + T_{(i,j,k-1)} - 2T_{(i,j,k)}] \\ & + \epsilon\sigma dydz [T_{sur} + TP_{(i,j,k)}] [T_{sur}^2 + TP_{(i,j,k)}^2] \\ & [T_{sur} - T_{(i,j,k)}] = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

- ที่ผิวด้านข้างซ้ายของแผ่นครีป ($y = 0$)

$$\begin{aligned} & \frac{k}{dx} \frac{dy}{dz} [T_{(i+1,j,k)} + T_{(i-1,j,k)} - 2T_{(i,j,k)}] \\ & + \frac{k}{dy} \frac{dx}{dz} [T_{(i,j+1,k)} - T_{(i,j,k)}] \\ & + \frac{k}{dz} \frac{dx}{dy} [T_{(i,j,k+1)} + T_{(i,j,k-1)} - 2T_{(i,j,k)}] \\ & + h \, dx \, dz [T_{\infty} - T_{(i,j,k)}] \\ & + \varepsilon \sigma \, dx \, dz [T_{sur} + TP_{(i,j,k)}] [T_{sur}^2 + TP_{(i,j,k)}^2] \\ & [T_{sur} - T_{(i,j,k)}] = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

- ที่ผิวด้านข้างขวาของแผ่นครีป ($y = t$)

$$\begin{aligned} & \frac{k}{dx} \frac{dy}{dz} [T_{(i+1,j,k)} + T_{(i-1,j,k)} - 2T_{(i,j,k)}] \\ & + \frac{k}{dy} \frac{dx}{dz} [T_{(i,j-1,k)} - T_{(i,j,k)}] \\ & + \frac{k}{dz} \frac{dx}{dy} [T_{(i,j,k+1)} + T_{(i,j,k-1)} - 2T_{(i,j,k)}] \\ & + h \, dx \, dz [T_{\infty} - T_{(i,j,k)}] \\ & + \varepsilon \sigma \, dx \, dz [T_{sur} + TP_{(i,j,k)}] [T_{sur}^2 + TP_{(i,j,k)}^2] \\ & [T_{sur} - T_{(i,j,k)}] = 0 \end{aligned}$$

- ที่บริเวณฐานของแผ่นครีป ($z = 0$)

$$T_{(i,j,k)} = T_b$$

- ที่ผิวด้านบนของแผ่นครีป ($z = L$)

$$\begin{aligned} & \frac{k}{dx} \frac{dy}{dz} [T_{(i+1,j,k)} + T_{(i-1,j,k)} - 2T_{(i,j,k)}] \\ & + \frac{k}{dy} \frac{dx}{dz} [T_{(i,j+1,k)} + T_{(i,j-1,k)} - 2T_{(i,j,k)}] \\ & + \frac{k}{dz} \frac{dx}{dy} [T_{(i,j,k+1)} - T_{(i,j,k)}] \\ & + h \, dx \, dy [T_{\infty} - T_{(i,j,k)}] \\ & + \varepsilon \sigma \, dx \, dy [T_{sur} + TP_{(i,j,k)}] [T_{sur}^2 + TP_{(i,j,k)}^2] \\ & [T_{sur} - T_{(i,j,k)}] = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

เมื่อ T คืออุณหภูมิที่ตำแหน่งของโหนดต่างๆ ของแผ่นครีป T_{sur} คืออุณหภูมิสิ่งแวดล้อม TP คืออุณหภูมิที่ตำแหน่งของโหนดต่างๆ ของแผ่นครีปที่รอบของการทำซ้ำในการคำนวณก่อนหน้ารอบปัจจุบัน h คือค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะจุด และ dx , dy และ dz คือค่าระยะห่างระหว่างโหนดในแนวแกน x , y และ z ตามลำดับ สำหรับสมการการกระจายตัวของอุณหภูมิของโหนดบริเวณขอบและมุมต่างๆ นั้น มีลักษณะเช่นเดียวกับบริเวณที่ผิวของแผ่นครีปแต่ค่า dx , dy และ dz จะมีค่าเปลี่ยนแปลงเป็นครึ่งหนึ่ง ซึ่งขึ้นอยู่กับแต่ละตำแหน่งของโหนดนั้นๆ

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะจุดมีค่าเป็น

$$h = \frac{Nu_x \, k_f}{x} \quad (16)$$

กรณีอากาศนิ่งไม่มีความเร็ว เกิดการพาความร้อนแบบธรรมชาติที่ผิวของแผ่นครีป เลขนัสเซิลด์คือ [31]

$$\begin{aligned} Nu_x &= \left(\frac{Gr_x}{4} \right)^{1/4} f(Pr) \\ Gr_x &= \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})x^3}{\nu^2} \end{aligned} \quad (17)$$

เมื่อสมการของ $f(Pr)$ เหมือนกับสมการ (4) และ T_s คืออุณหภูมิที่ผิวของแผ่นครีป

กรณีอากาศมีความเร็ว เกิดการพาความร้อนแบบบังคับที่ผิวของแผ่นครีป เลขนัสเซิลด์คือ [31]

$$\begin{aligned} Nu_x &= 0.332 \, Re_x^{1/2} \, Pr^{1/3} \\ Re_x &= \frac{Vx}{\nu} \end{aligned} \quad (18)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจากฐานของแผ่นครีปสู่บริเวณอื่นๆ ด้วยการนำความร้อนและการถ่ายเทความร้อนด้วยการพาและการแผ่รังสีความร้อนบริเวณขอบของฐานครีปมีค่าดังนี้

$$\begin{aligned}
 q_b &= q_{b,1} + q_{b,2} + q_{b,3} + q_{b,4} + q_{b,5} \\
 q_{b,1} &= \sum_{j=1}^{jm} \sum_{i=1}^{im} k dA_c \frac{(T(i,j,1) - T(i,j,2))}{dz} \\
 q_{b,2} &= \sum_{i=1}^{im} dA_s \left[h(T(i,1,1) - T_\infty) + \varepsilon \sigma (T(i,1,1)^4 - T_{sur}^4) \right] \\
 q_{b,3} &= \sum_{i=1}^{im} dA_s \left[h(T(i,jm,1) - T_\infty) + \varepsilon \sigma (T(i,jm,1)^4 - T_{sur}^4) \right] \\
 q_{b,4} &= \sum_{j=1}^{jm} \varepsilon \sigma dA_s (T(1,j,1)^4 - T_{sur}^4) \\
 q_{b,5} &= \sum_{j=1}^{jm} \varepsilon \sigma dA_s (T(im,j,1)^4 - T_{sur}^4)
 \end{aligned} \quad (19)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจากผิวครีบลู่สู่อากาศและสิ่งแวดล้อมด้วยการพาและการแผ่รังสีความร้อนมีค่าดังนี้

$$\begin{aligned}
 q_s &= q_{s,1} + q_{s,2} + q_{s,3} + q_{s,4} + q_{s,5} \\
 q_{s,1} &= \sum_{k=1}^{km} \sum_{i=1}^{im} dA_s \left[h(T(i,1,k) - T_\infty) + \varepsilon \sigma (T(i,1,k)^4 - T_{sur}^4) \right] \\
 q_{s,2} &= \sum_{k=1}^{km} \sum_{i=1}^{im} dA_s \left[h(T(i,jm,k) - T_\infty) + \varepsilon \sigma (T(i,jm,k)^4 - T_{sur}^4) \right] \\
 q_{s,3} &= \sum_{j=1}^{jm} \sum_{i=1}^{im} dA_s \left[h(T(i,j,km) - T_\infty) + \varepsilon \sigma (T(i,j,km)^4 - T_{sur}^4) \right] \\
 q_{s,4} &= \sum_{k=1}^{km} \sum_{j=1}^{jm} \varepsilon \sigma dA_s (T(1,j,k)^4 - T_{sur}^4) \\
 q_{s,5} &= \sum_{k=1}^{km} \sum_{j=1}^{jm} \varepsilon \sigma dA_s (T(im,j,k)^4 - T_{sur}^4)
 \end{aligned} \quad (20)$$

เมื่อ A_s คือพื้นที่ผิวของแผ่นครีบลู่

ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีบลู่มีค่าเป็น

$$q_{f,3D} = q_b = q_s \quad (21)$$

2.3 สมรรถนะของแผ่นครีบลู่ (Fin Performance)

ในการประเมินสมรรถนะของแผ่นครีบลู่ใช้นิยาม

พิจารณาจากค่าประสิทธิผลของแผ่นครีบลู่ (Fin Effectiveness) และค่าประสิทธิภาพของแผ่นครีบลู่ (Fin Efficiency)

ค่าประสิทธิผลของแผ่นครีบลู่เป็นค่าสัดส่วนระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ผ่านแผ่นครีบลู่หารด้วยอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านพื้นที่หน้าตัดบริเวณฐานครีบลู่ขณะที่ปราศจากแผ่นครีบลู่ โดยค่าประสิทธิผลของแผ่นครีบลู่คำนวณได้จาก

$$\varepsilon_f = \frac{q_f}{A_c \left[h(T_b - T_\infty) + \varepsilon \sigma (T_b^4 - T_{sur}^4) \right]} \quad (22)$$

ค่าประสิทธิภาพของแผ่นครีบลู่เป็นค่าสัดส่วนระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ผ่านแผ่นครีบลู่หารด้วยอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านพื้นที่ผิวของแผ่นครีบลู่ โดยสมมติให้อุณหภูมิที่ผิวของแผ่นครีบลู่มีค่าเท่ากับอุณหภูมิที่ฐานครีบลู่ แล้วคูณด้วยหนึ่งร้อยเพื่อคิดเป็นเปอร์เซ็นต์ ดังนั้นประสิทธิภาพของแผ่นครีบลู่มีค่าเป็น

$$\eta_f = \frac{q_f \times 100}{A_s \left[h(T_b - T_\infty) + \varepsilon \sigma (T_b^4 - T_{sur}^4) \right]} \quad (23)$$

2.4 คุณสมบัติของอากาศที่ใช้ในการคำนวณ

คุณสมบัติของอากาศที่ความดันบรรยากาศเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิ โดยคุณสมบัติของอากาศที่ใช้ในการคำนวณได้จาก NIST (National Institute of Standards and Technology) Standard Reference Database 23, Version 9.0 แล้วใช้วิธีการพหุนามถดถอยแบบเชิงเส้น (Polynomial Linear Regression) จัดให้อยู่ในรูปของสมการ

$$\phi = a_1 + a_2 T_f + a_3 T_f^2 + \dots + a_n T_f^{n-1} \quad (24)$$

เมื่อ ϕ คือค่าต่างๆ ของคุณสมบัติของอากาศได้แก่ ค่าความหนาแน่น ค่าสัมประสิทธิ์การขยายตัว ค่าสภาพนำความร้อน ค่าความหนืดคินเนมาติกส์ และค่าเลขพริ้นด์เทิล

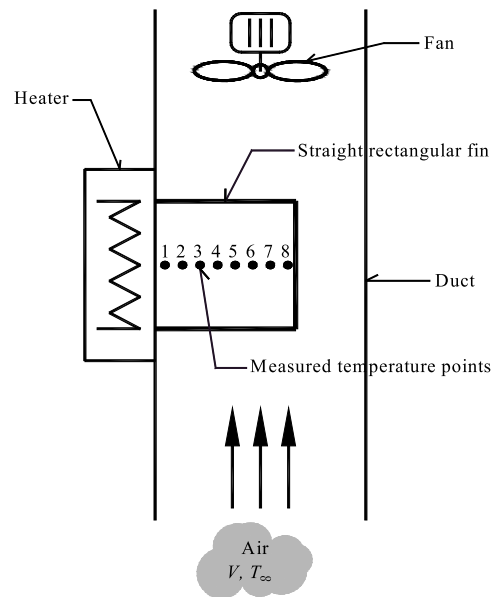
โดยที่ค่าต่างๆนี้ มีค่าสัมประสิทธิ์ของการตัดสินใจ (Coefficient of Determination, R^2) มากกว่า 0.9990 เมื่อ $n = 10$ ขณะที่ a_n คือค่าคงที่ และ T_f คือค่าอุณหภูมิฟิล์ม (Film Temperature) ซึ่งเป็นค่าอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างอุณหภูมิที่ผิวของแผ่นครีบกับอุณหภูมิของอากาศที่สัมผัสกับแผ่นครีบก

3. อุปกรณ์และการทดลอง

งานวิจัยนี้ได้ทำการสร้างชุดทดลองเพื่อเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้จากการทดลองกับผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณ ซึ่งไดอะแกรมของชุดทดลองได้ถูกแสดงดังรูปที่ 2 โดยส่วนประกอบหลักของชุดทดลองประกอบด้วยแผ่นครีบลีเหลี่ยมผืนผ้าตรง (Straight Rectangular Fin) ทำจากเหล็กคาร์บอน จำนวน 1 แผ่น และทำจากอลูมิเนียม จำนวน 1 แผ่น ขนาดยาว 140 มิลลิเมตร สูง 300 มิลลิเมตร และหนา 2 มิลลิเมตร

ชุดทำความร้อน (Heater) ขนาดกำลังไฟฟ้า 30 วัตต์ พัดลมดูดอากาศ (Fan) ขนาดกำลังไฟฟ้า 45 วัตต์ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของพัดลม 200 มิลลิเมตร ท่อลม (Duct) ทำจากเหล็กแผ่น หนา 1 มิลลิเมตร ขนาดหน้าตัดของท่อลม 0.3×0.3 เมตร สูง 1.6 เมตร สายเทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) Type K จำนวน 16 เส้น ชุดวัดอุณหภูมิและความเร็วลม (Anemometer) ยี่ห้อ LT Lutron รุ่น AM-4207SD โดยอ่านค่าอุณหภูมิได้ละเอียดที่ทศนิยมหนึ่งตำแหน่ง และชุดวัดกำลังไฟฟ้า (Wattmeter) ที่จ่ายไฟฟ้าให้กับชุดทำความร้อน ยี่ห้อ Richtmass รุ่น RP-3430

การทดลองเริ่มจากจ่ายไฟฟ้าให้ชุดทำความร้อน ความร้อนถ่ายเทด้วยการนำความร้อนผ่านแผ่นครีบก ที่ผิวของแผ่นครีบกเกิดการพาความร้อนให้กับอากาศและเกิดการแผ่รังสีความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อม เปิดพัดลมแล้วปรับความเร็วของพัดลมให้ความเร็วของอากาศที่ไหลภายในท่อลมของชุดทดลองมีความเร็วตามที่ต้องการ โดยวัดความเร็วและอุณหภูมิของอากาศที่ไหลภายในท่อลมด้วยชุดวัดอุณหภูมิและความเร็วลม ติดเทอร์โมคัปเปิลที่ผิวทั้งสองด้านของแผ่นครีบก โดยติดตามแนวยาวของแผ่น



รูปที่ 2 ไดอะแกรมชุดทดลองการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีบลีเหลี่ยมผืนผ้าตรง

ครีบกจำนวนด้านละ 8 จุด เพื่อวัดอุณหภูมิตามแนวความยาวของแผ่นครีบก เมื่อระบบเข้าสู่สภาวะคงตัวคืออุณหภูมิทุกจุดคงที่ไม่มีการเปลี่ยนแปลงบันทึกค่าอุณหภูมิทุกจุดแล้วคำนวณหาอุณหภูมิเฉลี่ยที่ผิวตามแนวยาวของแผ่นครีบกจากจุดที่วัดที่ผิวทั้ง 2 ด้าน

สำหรับการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีบกพิจารณาให้มีค่าเท่ากับอัตราการนำความร้อนที่ผ่านหน้าตัดของแผ่นครีบกบริเวณฐานของแผ่นครีบก โดยสมมติให้เป็นการนำความร้อนในหนึ่งมิติในทิศตามความยาวของแผ่นครีบกและอุณหภูมิมีค่าสม่ำเสมอตลอดหน้าตัดของแผ่นครีบก ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีบกซึ่งได้จากการทดลองสามารถคำนวณได้จาก

$$q_{f,E} = -kA_c \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=0}$$

หากใช้วิธีผลต่างสืบเนื่องแบบก้าวหน้าลำดับที่สอง มาแทนค่าอัตราการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิบริเวณฐานของแผ่นครีบก ดังนั้นจะได้ว่า

$$q_{f,E} = -kA_c \frac{(-3T_1 + 4T_2 - T_3)}{2dz} \quad (25)$$

เมื่อ T_1 , T_2 และ T_3 คืออุณหภูมิเฉลี่ยที่ได้จากการวัดจุดที่ 1, 2 และ 3 ตามลำดับ และ dz คือระยะห่างระหว่างจุดที่วัดอุณหภูมิที่ผิวของแผ่นครีป

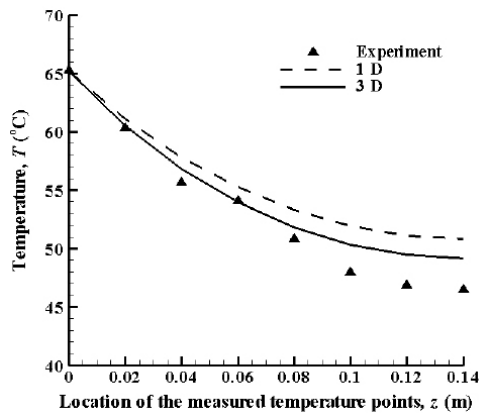
4. ผลลัพธ์และการวิจารณ์ผล

ในการหาผลลัพธ์ของการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีปตรงใน 3 มิติด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่พัฒนาขึ้นเพื่อเปรียบเทียบกับผลลัพธ์ที่ได้จากการทดลองและผลลัพธ์ที่ได้จากวิธีเชิงวิเคราะห์ใน 1 มิตินั้น การกำหนดจำนวนกริดเป็นสิ่งสำคัญ เพื่อให้มั่นใจว่าผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์เป็นอิสระจากจำนวนกริด ดังนั้นการหาความอิสระจากจำนวนกริดของผลลัพธ์จากการคำนวณด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์จึงได้ถูกดำเนินการดังแสดงในตารางที่ 1 โดยการคำนวณกระทำกับแผ่นครีปที่ทำจากวัสดุเหล็กคาร์บอนและอลูมิเนียมขนาดยาว 140 มิลลิเมตร สูง 300 มิลลิเมตร และหนา 2 มิลลิเมตร ซึ่งค่าสภาพนำความร้อน [31] ของ

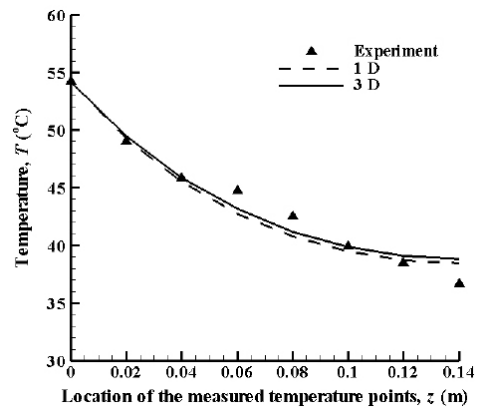
เหล็กคาร์บอนและอลูมิเนียมมีค่าเป็น 60.5 และ 237 วัตต์ต่อเมตร · เคลวิน ตามลำดับ สำหรับค่าสภาพเปล่งรังสีความร้อน [31] ของเหล็กคาร์บอนและอลูมิเนียมมีค่าเป็น 0.22 และ 0.07 ตามลำดับ อุณหภูมิที่ฐานครีปมีค่าเป็น 60 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิของอากาศและสิ่งแวดล้อมมีค่าเป็น 30 องศาเซลเซียส ความเร็วของอากาศมีค่าเป็น 2 เมตรต่อวินาที ในการคำนวณของโปรแกรมจะเสร็จสิ้นเมื่อการทำซ้ำกระทำจนกระทั่งค่าสัมบูรณ์ของผลต่างของอุณหภูมิปัจจุบันกับอุณหภูมิในการทำซ้ำของรอบที่แล้วที่โหนดทุกโหนดเป็น เคลวิน จากตารางที่ 1 พบว่ากรณีแผ่นครีปที่ทำจากเหล็กคาร์บอนที่มีระยะระหว่างกริด $dx = 0.01$ เมตร $dy = 0.001$ เมตร และ $dz = 0.01$ เมตร ผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์มีความอิสระจากจำนวนกริด ขณะที่แผ่นครีปที่ทำจากอลูมิเนียมที่มีระยะระหว่างกริด $dx = 0.002$ เมตร $dy = 0.001$ เมตร และ $dz = 0.002$ เมตร ผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์มีความอิสระจากจำนวนกริด ดังนั้นการคำนวณด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ในบทความนี้จึงกระทำที่ระยะห่างระหว่างกริด $dx = 0.002$ เมตร $dy = 0.001$ เมตร และ $dz = 0.002$ เมตร

ตารางที่ 1 การหาความอิสระจากจำนวนกริดของผลลัพธ์จากการคำนวณด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

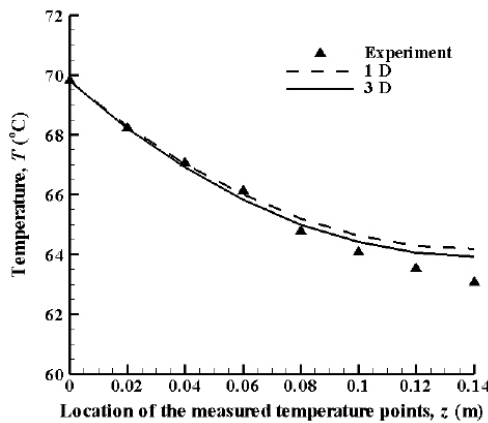
วัสดุของแผ่นครีป	ขนาดกริด ($im \times jm \times km$)	ระยะระหว่างกริด (เมตร)			อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีป (วัตต์)	ความเปลี่ยนแปลง (%)
		dx	dy	dz		
เหล็กคาร์บอน	$8 \times 3 \times 4$	0.04	0.001	0.04	14.2	-
เหล็กคาร์บอน	$11 \times 3 \times 5$	0.03	0.001	0.03	14.0	1.4
เหล็กคาร์บอน	$16 \times 3 \times 8$	0.02	0.001	0.02	13.8	1.4
เหล็กคาร์บอน	$31 \times 3 \times 15$	0.01	0.001	0.01	13.8	0.0
อลูมิเนียม	$8 \times 3 \times 4$	0.04	0.001	0.04	19.4	-
อลูมิเนียม	$11 \times 3 \times 5$	0.03	0.001	0.03	19.5	0.5
อลูมิเนียม	$16 \times 3 \times 8$	0.02	0.001	0.02	19.6	0.5
อลูมิเนียม	$31 \times 3 \times 15$	0.01	0.001	0.01	19.8	1.0
อลูมิเนียม	$61 \times 3 \times 29$	0.005	0.001	0.005	20.0	1.0
อลูมิเนียม	$151 \times 3 \times 71$	0.002	0.001	0.002	20.0	0.0



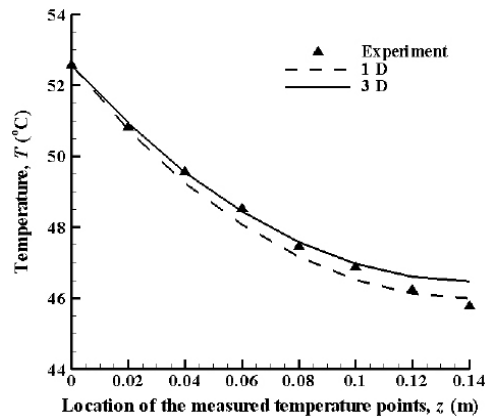
(ก) กรณีที่ 1



(ข) กรณีที่ 2



(ค) กรณีที่ 3

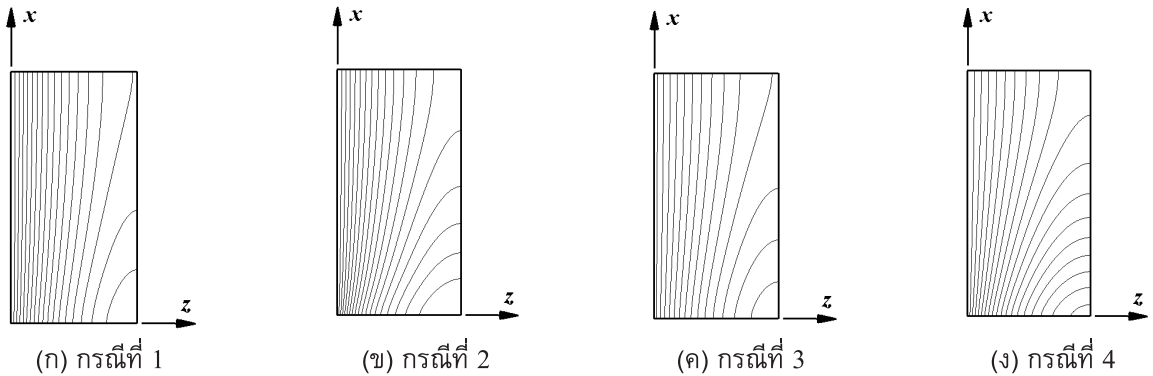


(ง) กรณีที่ 4

รูปที่ 3 การเปรียบเทียบการกระจายตัวของอุณหภูมิที่ผิวตามแนวความยาวของแผ่นครีป

สำหรับการทดสอบเพื่อให้มั่นใจว่าโปรแกรมในการคำนวณหาอัตราการเทความร้อนผ่านแผ่นครีปใน 3 มิติ ที่พัฒนาขึ้นมีความถูกต้อง การเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างค่าที่คำนวณได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์กับผลลัพธ์จากการทดลอง และผลลัพธ์ที่ได้จากวิธีเชิงวิเคราะห์ใน 1 มิติได้ถูกกระทำดังแสดงในตารางที่ 2 ขณะเดียวกันการเปรียบเทียบการกระจายตัวของอุณหภูมิที่ผิวตามแนวความยาวของแผ่นครีปได้ถูกแสดงในรูปที่ 3 และค่าสัมประสิทธิ์ของการตัดสินใจ (R^2) ของการประมาณค่าการกระจายตัวของอุณหภูมิบนผิวของแผ่นครีปได้ถูกแสดงในตารางที่ 4 จากตารางที่ 2, 4 และรูปที่ 3 แสดงให้เห็นว่า

ผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ถูกพัฒนาขึ้นให้ค่าผลลัพธ์ที่ใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากการทดลองมากกว่าผลลัพธ์ที่ได้จากวิธีเชิงวิเคราะห์ใน 1 มิติโดยเฉพาะกรณีที่แผ่นครีปทำจากเหล็กคาร์บอนซึ่งมีค่าสภาพนำความร้อนต่ำ สำหรับรูปที่ 4 การกระจายตัวของอุณหภูมิที่ผิวของแผ่นครีปซึ่งได้จากการคำนวณด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์โดยบริเวณปลายของแผ่นครีปมีการอัตราการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิทั้งในแนวยาวและแนวความสูงของแผ่นครีปซึ่งต่างจากกรณีของวิธีเชิงวิเคราะห์ใน 1 มิติที่สมมติให้อุณหภูมิมีค่าสม่ำเสมอตลอดหน้าตัดตามแนวความยาวของแผ่นครีป



รูปที่ 4 การกระจายตัวของอุณหภูมิที่ผิวของแผ่นครีปซึ่งได้จากการคำนวณด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

ตารางที่ 2 การเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีปตรงระหว่างผลลัพธ์ที่ได้จากวิธีการเชิงวิเคราะห์ใน 1 มิติกับผลลัพธ์ที่ได้จากการทดลองและผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ใน 3 มิติกับผลลัพธ์ที่ได้จากการทดลอง

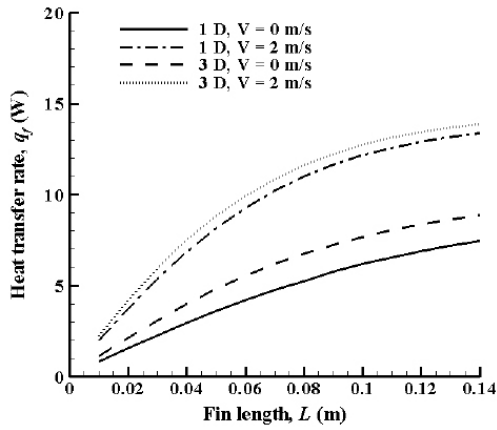
วัสดุของแผ่นครีป	กรณีที่	$q_{f,E}$ (W)	$q_{f,1D}$ (W)	$q_{f,3D}$ (W)	ความแตกต่างระหว่าง $q_{f,E}$ กับ $q_{f,1D}$ (%)	ความแตกต่างระหว่าง $q_{f,E}$ กับ $q_{f,3D}$ (%)
เหล็กคาร์บอน	1	9.3	8.2	9.8	11.8	5.4
เหล็กคาร์บอน	2	11.0	10.2	10.6	9.7	6.2
อลูมิเนียม	3	13.0	11.7	12.6	10.0	3.1
อลูมิเนียม	4	14.2	14.5	14.0	2.1	1.4

ตารางที่ 3 รายละเอียดของกรณีต่างๆ ที่ทำการทดลอง

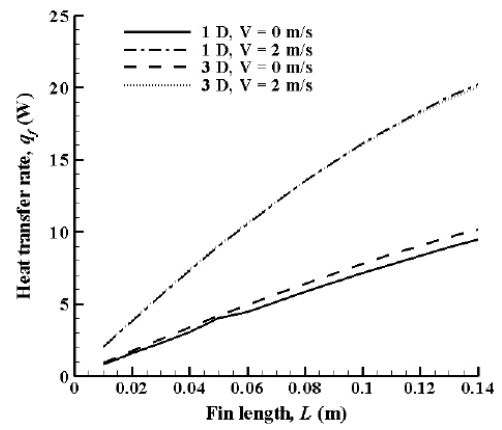
กรณีที่	อุณหภูมิที่ฐานครีป (องศาเซลเซียส)	อุณหภูมิอากาศและสิ่งแวดล้อม (องศาเซลเซียส)	ความเร็วอากาศ (เมตรต่อวินาที)
1	65.2	32.4	0
2	54.2	31.2	2
3	69.8	33.9	0
4	52.6	31.6	2

ตารางที่ 4 การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ของการตัดสินใจ (R^2) ของการประมาณค่าการกระจายตัวของอุณหภูมิบนผิวของแผ่นครีป

กรณีที่	ค่าสัมประสิทธิ์ของการตัดสินใจ (R^2) ของการประมาณค่าการกระจายตัวของอุณหภูมิบนผิวของแผ่นครีปจากการคำนวณด้วยวิธีเชิงวิเคราะห์ใน 1 มิติ	ค่าสัมประสิทธิ์ของการตัดสินใจ (R^2) ของการประมาณค่าการกระจายตัวของอุณหภูมิบนผิวของแผ่นครีปจากการคำนวณด้วยวิธีเชิงตัวเลขใน 3 มิติ
1	0.79	0.93
2	0.96	0.96
3	0.94	0.97
4	0.99	0.98
เฉลี่ย	0.92	0.96

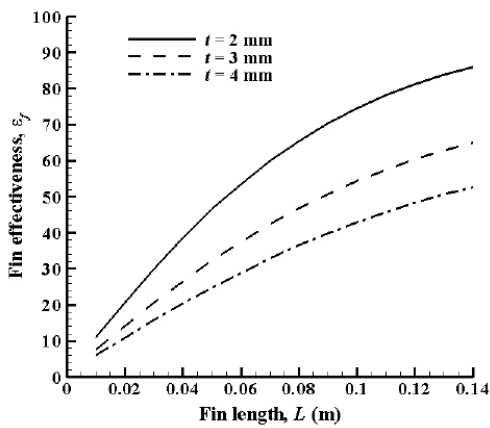


(ก) แผ่นครีบบเหล็กคาร์บอน

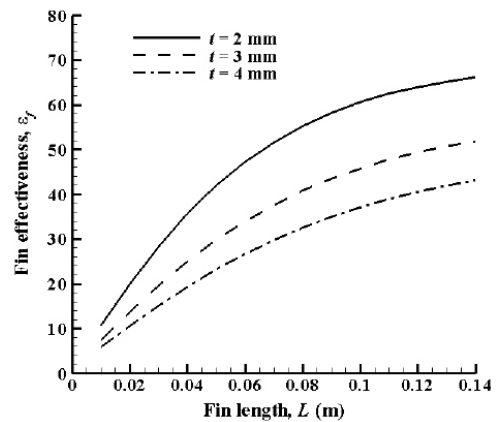


(ข) แผ่นครีบบอลูมิเนียม

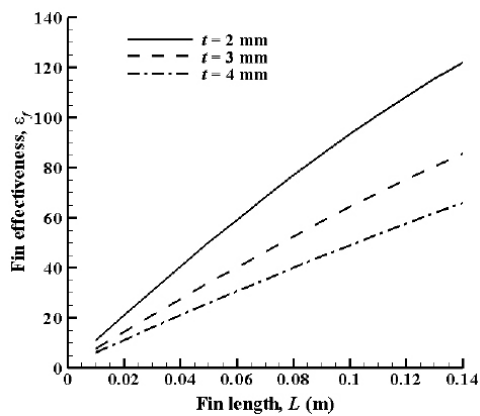
รูปที่ 5 การเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีบบ



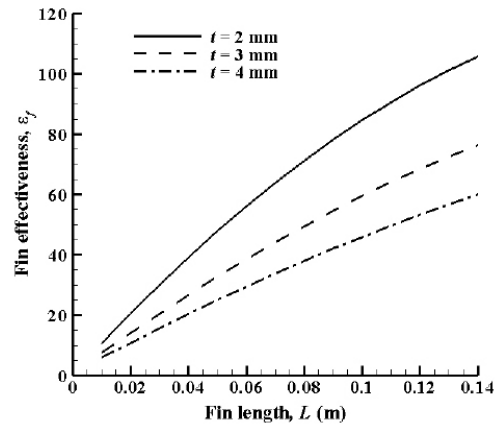
(ก) แผ่นครีบบเหล็กคาร์บอน $V = 0$ m/s



(ข) แผ่นครีบบเหล็กคาร์บอน $V = 2$ m/s

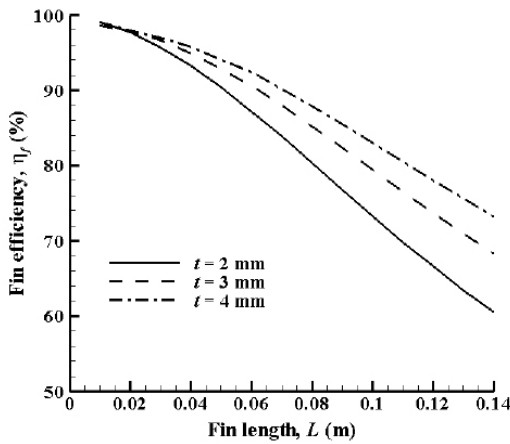


(ค) แผ่นครีบบอลูมิเนียม $V = 0$ m/s

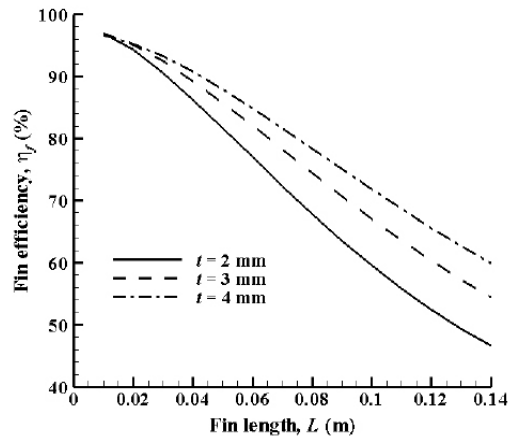


(ง) แผ่นครีบบอลูมิเนียม $V = 2$ m/s

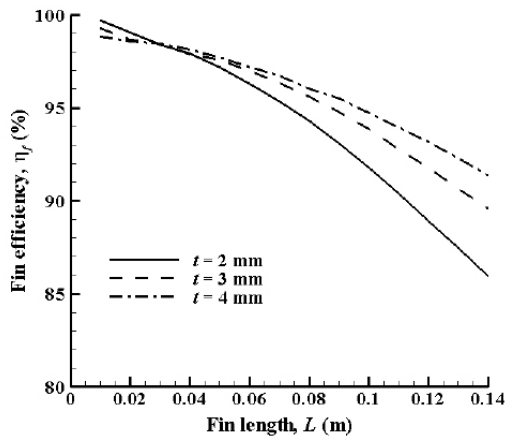
รูปที่ 6 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพของแผ่นครีบบ



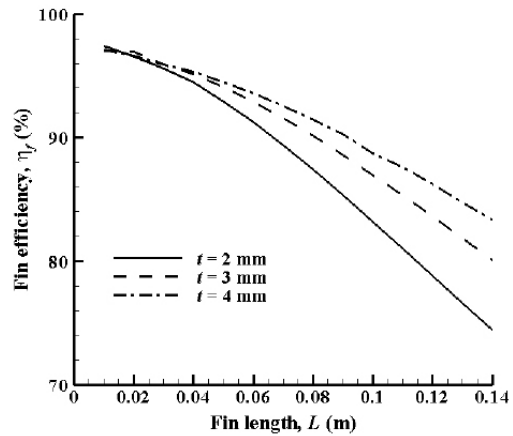
(ก) แผ่นครีบบเหล็กคาร์บอน $V = 0$ m/s



(ข) แผ่นครีบบเหล็กคาร์บอน $V = 2$ m/s



(ค) แผ่นครีบบอลูมิเนียม $V = 0$ m/s



(ง) แผ่นครีบบอลูมิเนียม $V = 2$ m/s

รูปที่ 7 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพของแผ่นครีบบ

รูปที่ 5 เป็นการเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีบบ โดยผลลัพธ์ที่ได้จากวิธีเชิงวิเคราะห์ใน 1 มิติกับวิธีเชิงตัวเลขใน 3 มิติ มีความแตกต่างกันมากในกรณีที่แผ่นครีบบที่ทำจากเหล็กคาร์บอนซึ่งมีค่าสภาพแปลงรังสีความร้อนที่สูงและการพาความร้อนที่ผิวของแผ่นครีบบเป็นแบบธรรมชาติ ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนต่ำ ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนของการแผ่รังสีความร้อนมีมากกว่าการพาความร้อนซึ่งวิธีเชิงวิเคราะห์ใน 1 มิติไม่ได้รวมผลของการแผ่รังสีความร้อนในการวิเคราะห์

รูปที่ 6 เป็นการเปรียบเทียบประสิทธิผลของแผ่นครีบบ โดยแผ่นครีบบที่มีความหนาแน่นจะมีประสิทธิผลมากกว่าแผ่นครีบบที่มีความหนาแน่นมาก หากแผ่นครีบบยิ่งมีความยาวมากความแตกต่างของค่าประสิทธิผลระหว่างแผ่นครีบบบางกับแผ่นครีบบหนาจะมีมากขึ้นด้วย ทั้งนี้เนื่องจากอัตราส่วนของพื้นที่ผิวต่อปริมาตรของแผ่นครีบบบางมีมากกว่าของแผ่นครีบบหนาทำให้การถ่ายเทความร้อนจากผิวของแผ่นครีบบสู่อากาศและสิ่งแวดล้อมมีค่ามากกว่าแผ่นครีบบหนา

รูปที่ 7 เป็นการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของแผ่นครีบบ โดยแผ่นครีบบที่มีความหนาแน่นกว่าจะมีค่าประสิทธิภาพสูงกว่าแผ่นครีบบาง ซึ่งที่ความยาวของแผ่นครีบบมากขึ้นความแตกต่างของประสิทธิภาพของแผ่นครีบบก็จะมากขึ้น ทั้งนี้เนื่องจากพื้นที่หน้าตัดของแผ่นครีบบที่หนาแน่นกว่าทำให้อัตราการนำความร้อนจากฐานครีบบสู่บริเวณต่างๆ ของครีบบมีมากกว่า ขณะที่พื้นที่ผิวของแผ่นครีบบหนาและแผ่นครีบบบางมีค่าใกล้เคียงกัน ทำให้การคิดค่าการถ่ายเทความร้อนที่สมมติให้อุณหภูมิที่ผิวของแผ่นครีบบมีค่าเท่ากับอุณหภูมิที่ฐานครีบบมีค่าใกล้เคียงกัน

5. สรุป

การหาอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีบบตรงด้วยวิธีเชิงตัวเลขใน 3 มิติ ให้ผลลัพธ์ที่ใกล้เคียงกับธรรมชาติมากกว่าวิธีเชิงวิเคราะห์ใน 1 มิติ โดยเฉพาะกรณีที่แผ่นครีบบมีค่าสภาพนำความร้อนต่ำและการพาความร้อนที่ผิวของแผ่นครีบบเป็นแบบธรรมชาติ ซึ่งจากการทดลองพบว่า หากแผ่นครีบบทำจากเหล็กคาร์บอนและการพาความร้อนเป็นแบบธรรมชาติ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นครีบบมีค่าแตกต่างจากผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณด้วยวิธีการเชิงวิเคราะห์ใน 1 มิติ เป็น 11.8% ขณะที่ค่าความแตกต่างมีค่าเป็น 5.4% เมื่อเทียบกับผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณด้วยวิธีเชิงตัวเลขใน 3 มิติ

ผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณด้วยวิธีเชิงตัวเลขใน 3 มิติ แสดงให้เห็นว่าแผ่นครีบบที่มีความหนาแน่นจะมีประสิทธิภาพที่สูงแต่มีประสิทธิภาพของแผ่นครีบบต่ำกว่าแผ่นครีบบที่มีความหนาแน่นมากกว่า

6. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนทุนวิจัยจากคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยบูรพา สัญญาเลขที่ 31/2554 ผู้วิจัยใคร่ขอขอบพระคุณผู้สนับสนุนทุนวิจัยเป็นอย่างสูง และผู้วิจัยขอขอบคุณ คุณสุพจน์ ทิมทอง คุณปัญญา เวชภูณนท์ และคุณธนภาพ เลิศสุรัตน์ ที่ให้ความอนุเคราะห์เก็บข้อมูลดิบในการทำวิจัยครั้งนี้

เอกสารอ้างอิง

- [1] I.Md. Didarul, O. Kenyu, Y. Minoru, and S. Izuru, "Study on heat transfer and fluid flow characteristics with short rectangular plate fin of different pattern," *Experiment Thermal and Fluid Science*, vol. 31, pp. 367-379, 2007.
- [2] C.K. Yu and D.C. Lu, "Pool boiling heat transfer on horizontal rectangular fin array in saturated FC-72," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, pp. 3624-3637, 2007.
- [3] M.-Y. Wen and C.-Y. Ho, "Heat-transfer enhancement in fin-and-tube heat exchanger with improved fin design," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 1050-1057, 2009.
- [4] M.Y. Malik and A. Rafiq, "Two-dimensional fin with convective base condition," *Nonlinear Analysis: Real World Applications*, vol. 11, pp. 147-154, 2010.
- [5] B. Kundu and P.K. Das, "Performance and optimum design analysis of convective fin arrays attached to flat and curved primary surfaces," *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, pp. 430-443, 2009.
- [6] A. Aziz and A.B. Beers-Green, "Performance and optimum design of convective-radiative rectangular fin with convective base heating, wall conduction resistance, and contact resistance between the wall and the fin base," *Energy Conversion and Management*, vol. 50 pp. 2622-2631, 2009.
- [7] M.H. Sharqawy and S.M. Zubair, "Efficiency and optimization of straight fins with combined heat and mass transfer – An analytical solution," *Applied thermal Engineering*, vol. 28, pp. 2279-2288, 2008.



- [8] F. Khani, M. A. Raji, and H.H. Nejad, "Analytical solutions and efficiency of the nonlinear fin problem with temperature dependent thermal conductivity and heat transfer coefficient," *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, vol. 14, pp. 3327-3338, 2009.
- [9] P. Razelos and X. Kakatsios, "Optimum dimensions of convecting-radiating fins: Part I –longitudinal fins," *Applied Thermal Engineering*, vol. 20, pp. 1161-1192, 2000.
- [10] P. Razelos and R.N. Krikkis, "Two-dimensional fin performance: Bi (top surface) Bi (bottom surface)," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 31, pp. 203-210, 2004.
- [11] H.M. Sahin, A.R. Dal, and E. Baysal, "3-D Numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behavior in plate fin-tube heat exchanger," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 1806-1816, 2007.
- [12] M.A. Elyyan and D.K. Tafti, "A novel split-dimple interrupted fin configuration for heat transfer augmentation," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 1561-1572, 2009.
- [13] U.C. Chen, W.J. Chang, and J.C. Hsu, "Two-dimensional inverse problem in estimating heat flux of pin fins," *International Communication in Heat Mass Transfer*, vol. 28, pp. 793-801, 2001.
- [14] H.G. Yalcin, S. Baskaya, and M. Sivrioglu, "Numerical analysis of natural convection heat transfer from rectangular shrouded fin arrays on a horizontal surface," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 35, pp. 299-311, 2008.
- [15] M.N. Bouaziz and A. Aziz, "Simple and accurate solution for convective-radiative fin with temperature dependent thermal conductivity using double optimal linearization," *Energy Conversion and Management*, vol. 51, pp. 2776-2782, 2010.
- [16] H.T. Chen and L.C. Fang, "Simple computational method for conjugate conduction-natural convection along a vertical plate fin," *Engineering Analysis with Boundary Elements*, vol. 10, pp. 93-98, 1992.
- [17] J.A. Myhren and S. Holmberg, "Improving the thermal performance of ventilation radiators-The role of internal convection fins," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, pp. 115-123, 2011.
- [18] C.C. Wang and C.Y. Yang, "Inverse method in simultaneously estimate internal heat generation and root temperature of the T-shaped fin," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 1312-1320, 2010.
- [19] Y.C. Yang, H.L. Lee, E.-J. Wei, and J.-F. Lee, "Numerical analysis of two dimensional pin fins with non-constant base heat flux," *Energy Conversion and Management*, vol. 46, pp. 881-892, 2005.
- [20] H.L. Lee, H.M. Chou, and Y.C. Yang, "The function estimation in prediction heat flux of pin fins with variable heat transfer coefficients," *Energy Conversion and Management*, vol. 45, pp. 1749-1758, 2004.
- [21] P. Razelos and R.N. Krikkis, "On the optimum thermal design of individual longitudinal fins with rectangular profile," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 30, pp. 349-358, 2003.
- [22] P. Razelos and B.R. Satyaprakash, "Analysis and optimization of convective trapezoidal

- profile pin fins with internal heat generation,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 23, pp. 643-654, 1996.
- [23] M. Mobedi and B. Sunden, “Natural convection heat transfer from a thermal heat source located in a vertical plate fin,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 33, pp. 943-950, 2006.
- [24] N. Bouaziz, “Fin efficiency in 2D with convection at the tip and dissymmetry of exchange,” *Energy Conversion and Management*, vol. 50, pp. 1618-1624, 2009.
- [25] S.-H. Yu, K.S. Lee, and S.-J. Yook, “Optimum design of a radial heat sink under natural convection,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 2499-2505, 2011.
- [26] S.-H. Yu, K.-S. Lee, and S.-J. Yook, “Natural convection around a radial heat sink,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53 pp. 2935-2938, 2010.
- [27] D.W. Mueller Jr. and H.I. Abu-Mulaweh, “Prediction of temperature in a fin cooled by natural convection and radiation,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 26 pp. 1662-1668, 2006.
- [28] D.P. Kulkarni and D.K. Das, “Analytical and numerical studies on microscale heat sinks for electric applications,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 2432-2449, 2005.
- [29] H.P. Garg, G. Datta, and A.K. Bhargava, “Performance studies on a finned-air heater,” *Energy*, vol. 14, pp. 87-92, 1989.
- [30] X. Yu, J. Feng, Q. Feng, and Q. Wang, “Development of a plate-pin fin heat sink and its performance comparisons with a plate fin heat sink,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 173-182, 2005.
- [31] F.P. Incropera and D.P. Dewitt, *Fundamental of Heat and Mass Transfer*, 6 ed., NY: John Wiley & Sons Inc, 2007.
- [32] U. Prasopchingchana, “Determination for the heat transfer rates through a straight rectangular fin by the numerical method in 3 dimension,” *The Journal of KMUTNB*, vol. 22, no. 1, pp. 215-224, 2012 (in Thai).