

การศึกษาเชิงตัวเลขของการถ่ายโอนความร้อนแบบคอนจูเกตในครีบบระบายความร้อนที่ใช้กับเทอร์โมอิเล็กทริกโมดูล

Numerical Study of Conjugate Heat Transfer in Heat Sink Fins for Thermoelectric Modules

ชาติชาย ลีลาสิริวิไล¹ จงจิตร หิรัญลาภ^{2*} ชัยพร สุภาหิตานุกูล¹ สุเมธ สติตบุญอนันต์¹ และ โจเซฟ เคะดารี³
Chatchai Leelasiriwilai¹, Jongjit Hirunlabh^{2*}, Chaiporn Suphahitanukool¹, Sumate Sathitbun-anan¹
and Joseph Khedari³

¹คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยปทุมธานี

¹Faculty of Engineering and Technology, Pathumthani University

²บริษัท ซันซีย์ จำกัด

²Sunsyr Co., Ltd.

³คณะวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยกรุงเทพมหานคร

³Faculty of Sciences and Technology, Bangkok Thonburi University

*Corresponding author, Email: jongjit.hirunlabh@hotmail.com

Received: January 21, 2025

Revise: February 25, 2025

Accepted: March 25, 2025

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ เป็นการศึกษาเชิงตัวเลขด้วยระเบียบวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ และใช้เทคนิคการถ่ายโอนความร้อนแบบคอนจูเกต เพื่อหาสมรรถนะทางความร้อนของครีบบระบายความร้อน ที่นำไปใช้กับเทอร์โมอิเล็กทริกโมดูลในสภาวะคงตัว (steady state) ครีบบระบายความร้อน มีขนาด 140 x 300 x 37 mm มีครีบบระบายความร้อนจำนวน 20 ครีบ พื้นที่รับความร้อน ขนาด 40 X 300 mm แบบจำลองถูกกำหนดเงื่อนไขขอบเขตให้รับความร้อนลักษณะอุณหภูมิคงที่ 3 ระดับ ที่ 80 °C 90 °C และ 100 °C การพาความร้อนเป็นแบบบังคับควบคุมอัตราการไหลทางออกของท่อลม ที่อัตราการไหล 0.04 m³/s 0.05 m³/s 0.06 m³/s 0.07 m³/s และ 0.08 m³/s ผลการศึกษาพบว่า อุณหภูมิแตกต่างของอากาศ และความเร็วมวลอากาศ มีผลต่อปริมาณความร้อนที่ครีบบระบายความร้อนถ่ายเทได้ การไหลไหลดังกล่าวเป็นการไหลแบบปั่นป่วน มีค่าเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 5,300 ถึง 10,600 สมประสิทธิภาพการพาความร้อน มีค่าใกล้เคียงกัน ที่ค่าเรย์โนลด์เท่ากัน ในขณะที่อุณหภูมิ 100 °C มีค่าไบโอตันัมเบอร์สูงสุด ทุกช่วงอัตราการไหล

คำสำคัญ: การถ่ายโอนความร้อนแบบคอนจูเกต, ครีบบระบายความร้อน, เทอร์โมอิเล็กทริกโมดูล

Abstract

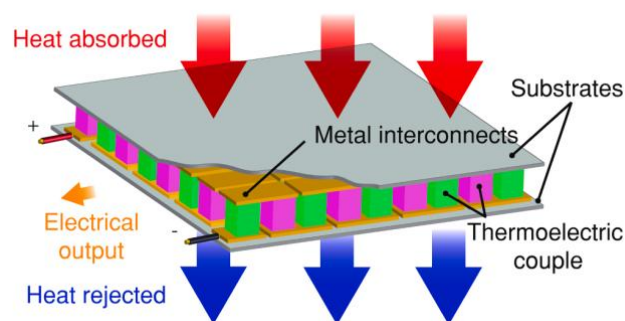
This research presents a numerical study using computational fluid dynamics (CFD) and conjugate heat transfer techniques to evaluate the thermal performance of a heat sink designed for thermoelectric modules under steady-state conditions. The heat sink has dimensions of 140 x 300 x 37 mm, with 20 fins and a heat-receiving area of 40 x 300 mm. The model was subjected to constant temperature boundary conditions at three levels: 80 °C, 90 °C, and 100 °C. Forced convection was applied with outlet air flow rates of 0.04 m³/s, 0.05 m³/s,

0.06 m³/s, 0.07 m³/s, and 0.08 m³/s. The study found that the air temperature difference and air velocity significantly influenced the heat transfer rate of the heat sink. The specified flow rates resulted in turbulent flow, with Reynolds numbers ranging from 5,300 to 10,600. The heat transfer coefficients were similar at identical Reynolds numbers, while at 100 °C, the Biot number reached its maximum across all flow rates.

Keywords: Conjugate Heat Transfer, Heat Sink Fins, Thermoelectric modules

1. บทนำ

ในช่วงเวลาหลายปีที่ผ่านมาเทคโนโลยีการแปลงพลังงานด้วยเทอร์โมอิเล็กทริกโมดูล (TEM) ได้ถูกนำมาใช้งานกันอย่างแพร่หลาย ด้วยสามารถเปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานไฟฟ้า และเปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานความร้อนได้ วัสดุเทอร์โมอิเล็กทริกจะแปลงพลังงานความร้อนให้เป็นพลังงานไฟฟ้าโดยตรงผ่านปรากฏการณ์ ที่เรียกว่า ปรากฏการณ์ซีเบก ซึ่งเป็นรูปแบบหนึ่งของปรากฏการณ์เทอร์โมอิเล็กทริก เทอร์โมอิเล็กทริกโมดูล มีลักษณะเป็นอุปกรณ์แบบโซลิดสเตต มีขนาดเล็ก ไม่มีชิ้นส่วนกลไกที่เคลื่อนไหว ทำให้ไม่เกิดเสียงรบกวน และค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาต่ำ ไม่ปลดปล่อยมลพิษที่ส่งผลเสียต่อสิ่งแวดล้อม รวมถึงอายุการใช้งานที่ยาวนาน [1-2] จากลักษณะการทำงานดังกล่าว หากมีการระบายความร้อนให้กับเทอร์โมอิเล็กทริกโมดูลอย่างมีประสิทธิภาพ จะทำให้ผลิตพลังงานไฟฟ้าได้สูงขึ้นตามไปด้วย



รูปที่ 1 เทอร์โมอิเล็กทริกโมดูล [2]

วิธีการที่ใช้ในการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน คือ การเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อนร่วมกับสร้างการพาความร้อนแบบบังคับ (Forced convection) ครีประบายความร้อน (Heat sinks) จึงเป็นอุปกรณ์ที่นิยมนำมาใช้ควบคุมไม่ให้อุณหภูมิสูงเกินความต้องการ [3] การเลือกใช้การพาความร้อนแบบอิสระและแบบบังคับ จะส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพการระบายความร้อนอย่างมีนัยสำคัญ เพื่อปรับปรุงประสิทธิภาพการระบายความร้อนของครีประบายความร้อน มีการศึกษามากมายเกี่ยวกับรูปร่างของครีและช่องของแผงระบายความร้อน รวมถึงลักษณะการไหลของของไหลผ่านครีระบายความร้อน Lertsatitthanakorn และคณะ [4] ได้นำเสนอผลการทดลองประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศเทอร์โมอิเล็กทริก (TEAC) แบบพาความร้อนธรรมชาติชนิดติดเพดานในระดับห้องปฏิบัติการ แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีสี่เหลี่ยมพาความร้อนธรรมชาติด้านเย็น และแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีแผ่นบางที่บังคับการพาความร้อนด้านร้อนของโมดูล การทดสอบดำเนินการภายใต้สภาวะการทำงานที่หลากหลาย โดยใช้ห้องทดลองที่มีฉนวนกันความร้อนอย่างดีสองขนาด คือ 0.024 และ 1 m³ ทั้งระบบถูกตั้งเอียงเล็กน้อย (5°) จากระนาบแนวนอนเพื่อรวมน้ำควบแน่นที่ครีเย็นและเร่งการไหลของอากาศลงด้านล่าง ผลการทดลองพบว่า ประสิทธิภาพการทำความเย็นของระบบขึ้นอยู่กับกำลังไฟฟ้าที่จ่ายและอัตราการไหลของอากาศร้อน เช่นเดียวกับเครื่อง TEAC แบบบังคับการพาความร้อน สำหรับเงื่อนไขการออกแบบในงานนี้

พบว่าสภาวะการทำงานที่เหมาะสมคือการจ่ายกระแสไฟฟ้า 3 A และอัตราการไหลของมวลอากาศร้อน 0.027 kg/s ต่อมา มีการศึกษาประสิทธิภาพของแผ่นระบายความร้อนชนิดใหม่ที่มีการจัดเรียงครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าโดยพิจารณาระยะห่างระหว่างพัดลมกับครีบริบ ผลที่ได้พบว่าการจัดตั้งพัดลมที่ระดับความสูง 30 mm จากครีบริบเป็นตำแหน่งที่เหมาะสมที่สุด เนื่องจากทำให้อุณหภูมิด้านร้อนต่ำที่สุด จากนั้นจึงออกแบบและสร้างต้นแบบเครื่องลดความชื้นเทอร์โมอิเล็กทริก (TED) ขนาดเล็กเพื่อทดลองเบื้องต้น โดยให้ด้านร้อนของเทอร์โมอิเล็กทริกถูกระบายความร้อนด้วยพัดลมระบายอากาศ ในขณะที่การไหลของอากาศด้านเย็นเป็นแบบการพาความร้อนตามธรรมชาติ ผลของตำแหน่งของพัดลมได้รับการตรวจสอบโดยการทดลอง การทดสอบเบื้องต้นยืนยันประสิทธิภาพที่ดีของการออกแบบแผงระบายความร้อนสำหรับการใช้งานเทอร์โมอิเล็กทริกตามที่ต้องการ [5] จากการศึกษาครีบริบายความร้อนสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่ใช้กันโดยทั่วไป หากมีการเพิ่มพื้นที่ด้วยการบีบูน จะช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้น [6] มีการศึกษาแผงระบายความร้อนโครงตาข่ายลูกบาศก์แบบกลางตัว (Body centered cubic, BCC) เส้นผ่านศูนย์กลางของโครงตาข่ายที่ลดลง ส่งผลกระทบบังคับต่อการถ่ายเทความร้อนแบบการนำและการแผ่รังสี เนื่องจากพื้นที่ผิวลดลง [7] การปรับปรุงครีบริบายความร้อน มีการนำไปใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ (Double pipe heat exchanger หรือ DPHE) ประสิทธิภาพโดยรวมของ DPHE ได้รับอิทธิพลจากจำนวนและรูปแบบของครีบริบ [8] การแลกเปลี่ยนความร้อนของครีบริบายความร้อน เป็นการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการพาความร้อนในของไหลและการนำความร้อนในของแข็งควบคู่กันไป ซึ่งลักษณะการถ่ายเทความร้อนดังกล่าว เรียกว่า การถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกต (Conjugate heat transfer) Rostami และคณะ [9] ได้ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกตในไมโครแชนแนล ที่มีผนังเป็นคลื่น โดยใช้การจำลองเชิงตัวเลขแบบ 3 มิติ ศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อน เพื่อหารูปทรงที่เหมาะสมที่สุดที่ให้ค่า Nusselt number สูงสุด รูปทรงคลื่นช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน เมื่อเทียบกับผนังเรียบ การเพิ่มความลึกของช่องในกรณีผนังคลื่นไม่ได้ช่วยเพิ่มค่า Nusselt number เหมือนกรณีผนังเรียบ ต่อมา Tian และคณะ [10] ได้นำเสนอวิธีการออกแบบครีบริบายความร้อนหรือฮีตซิงก์ (Heat sink) แบบใหม่ โดยใช้เทคนิคการสร้างช่องไหลแบบอิสระหน้าตัดสี่เหลี่ยม และ หน้าตัดวงกลม ที่อาศัยการถ่ายเทความร้อนแบบ Conjugate heat transfer (CHT) ผลลัพธ์ของการศึกษา การออกแบบช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนดีกว่า แต่มีค่าความต้านการไหลสูงกว่า ช่องการไหลหน้าตัดวงกลม

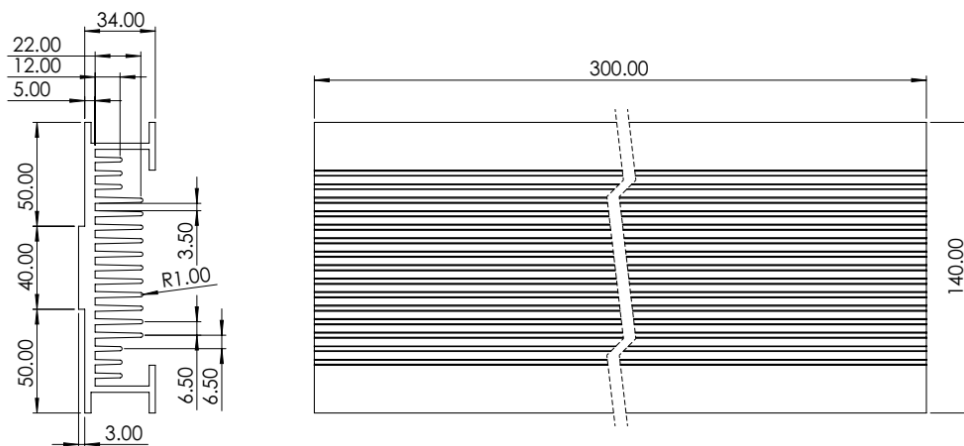
จากการทบทวนงานวิจัยที่ผ่านมา สำหรับการศึกษา ออกแบบ และพัฒนาครีบริบายความร้อน ในปัจจุบันนิยมศึกษาด้วยวิธีทางตัวเลข โดยอาศัยแบบจำลองที่สร้างขึ้นตามรูปร่างที่ได้ออกแบบไว้ พร้อมทั้งกำหนดเงื่อนไขขอบเขต วิธีดังกล่าวมีความยืดหยุ่น ประหยัดเวลาและค่าใช้จ่ายมากกว่าการทำการทดสอบจริง งานวิจัยนี้ จึงได้มุ่งเน้นศึกษาสมรรถนะการทำงานของครีบริบายความร้อนด้วยระเบียบวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational fluid dynamics, CFD) [11] ซึ่งเป็นวิธีการที่ใช้วิเคราะห์พลศาสตร์ของไหลด้วยวิธีทางตัวเลข ที่อาศัยความสามารถของคอมพิวเตอร์ช่วยในการคำนวณ โดยศึกษาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกตของครีบริบายความร้อนที่มีอยู่ ซึ่งถูกสร้างขึ้นสำหรับใช้งานกับเทอร์โมอิเล็กทริกโมดูล เพื่อนำผลที่ได้จากการศึกษามาออกแบบและพัฒนาครีบริบายความร้อนให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นต่อไป

2. วัตถุประสงค์ของการวิจัย

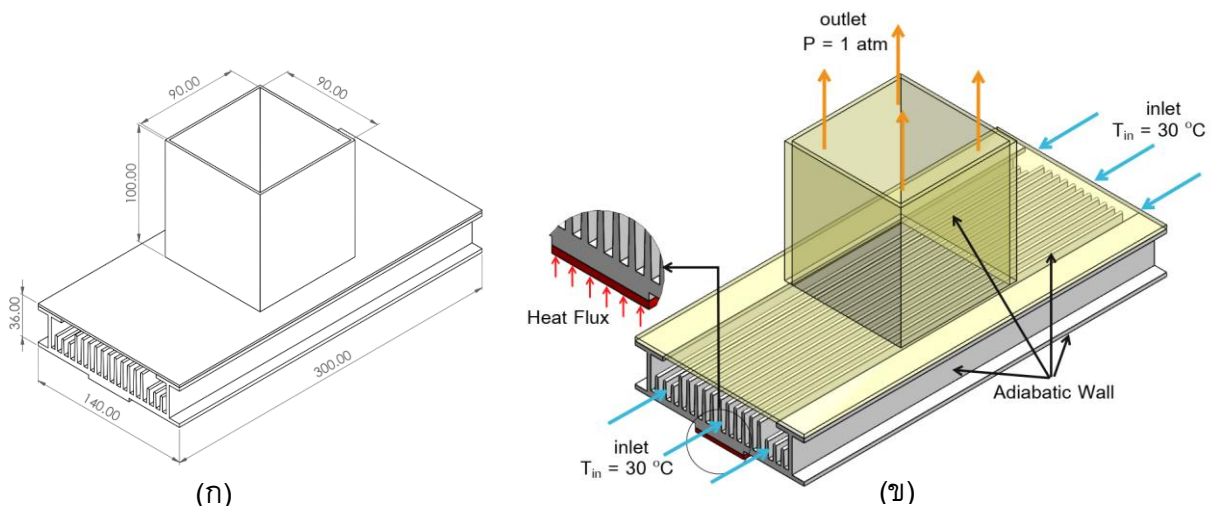
- 1) เพื่อศึกษาเกรเดียนต์ของอุณหภูมิของครีบริบายความร้อนภายใต้การถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกต
- 2) เพื่อศึกษาอัตราการไหลของอากาศที่มีอิทธิพลต่อการถ่ายเทความร้อนของครีบริบายความร้อน

3. วิธีดำเนินการวิจัย

งานวิจัยนี้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของครีกระบายความร้อนด้วยวิธีทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ การศึกษาเริ่มต้นจากการสร้างแบบจำลอง 3 มิติ (3D model) ครีระบายความร้อนมีรายละเอียด มิติ รูปร่าง และขนาดตามรูปที่ 2 พื้นที่ผิวด้านล่างรับฟลักซ์ความร้อน (Heat flux) ขนาด $40 \text{ mm} \times 300 \text{ mm}$ ในลักษณะอุณหภูมิคงที่ โดยควบคุมอุณหภูมิ 3 ระดับ คือ 80°C 90°C และ 100°C ตามลำดับ พร้อมทั้งควบคุมอัตราการไหลของอากาศด้านออกที่ $0.04 \text{ m}^3/\text{s}$ $0.05 \text{ m}^3/\text{s}$ $0.06 \text{ m}^3/\text{s}$ $0.07 \text{ m}^3/\text{s}$ และ $0.08 \text{ m}^3/\text{s}$ อากาศด้านเข้าอุณหภูมิ 30°C มีแผ่นครอบด้านบนครีระบายความร้อนสำหรับควบคุมการไหลของอากาศ ครีระบายความร้อนอยู่ภายใต้ความดันบรรยากาศ (1 atm) และกำหนดไม่ให้เกิดการถ่ายโอนความร้อนผ่านผนังโดยรอบ (Adiabatic wall) อากาศที่อุณหภูมิแวดล้อมจะไหลเข้าทางด้านหน้าและด้านหลัง ออกทางด้านบนของแบบจำลอง ดังแสดงใน รูปที่ 3

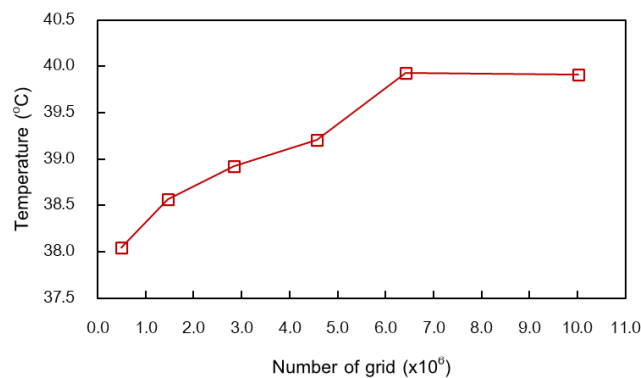


รูปที่ 2 รูปร่างและมิติครีระบายความร้อน



รูปที่ 3 มิติรูปร่างของแบบจำลอง (ก) และ เงื่อนไขขอบเขตของการคำนวณ (ข)

จากข้อมูลที่น่าประกอบการศึกษาดังกล่าวมีความแตกต่างของอุณหภูมิ 3 รูปแบบ และอัตราการไหลที่แตกต่างกัน 5 อัตราการไหล ทำให้เกิดกรณีศึกษาทั้งหมด 15 กรณี กรณีศึกษาทั้งหมดจะอยู่ภายใต้เงื่อนไขขอบเขตเดียวกัน กำหนดให้ครีบริบายความร้อนมีสมบัติตามอลูมิเนียม เกรด A 384.0-F [17] มีค่าการนำความร้อน 96.0 W/m.K ท่อลม และแผ่นครีบริบายความร้อนใช้วัสดุอีพ็อกซีไยแก้ว เกรด G-10 [18] มีค่าการนำความร้อน 0.28 W/m.K ใช้อากาศเป็นของไหลแลกเปลี่ยนความร้อน ของไหลสามารถอัดตัวได้ การจำลองหาค่าที่ได้เมื่อของไหลอยู่ในสภาวะคงตัว (Steady state) การไหลเป็นแบบปั่นป่วน ใช้แบบจำลอง standard $k-\epsilon$ turbulence model ในการคำนวณ กริดที่ใช้เป็นแบบสี่เหลี่ยม การทดสอบความเป็นอิสระของกริดจะดำเนินการภายใต้ภาวะความร้อนแบบอุณหภูมิคงที่ 100 °C อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านครีบริบายความร้อน 0.08 m³/s จำนวนกริดที่เพิ่มขึ้นถูกนำมาประเมินความเป็นอิสระของกริด ผลลัพธ์ของการคำนวณที่อุณหภูมิอากาศออกของกริด จำนวน 6.42x10⁶ กริด มีความใกล้เคียงกับกริดจำนวน 10.06x10⁶ ซึ่งมีค่าความคลาดเคลื่อน 0.076% และจำนวนกริดที่ลดลงให้ความคลาดเคลื่อนสูงเกินกว่าที่ยอมรับได้ สำหรับแบบจำลองในงานวิจัยนี้จึงเลือกกริดจำนวน 6.42x10⁶ กริด สำหรับนำมาคำนวณทั้งหมด ผลสรุปของการศึกษาความเป็นอิสระของกริดแสดงดังรูปที่ 4



รูปที่ 4 เปรียบเทียบจำนวนกริด

สมการที่ใช้ในการแก้ปัญหาทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ที่อธิบายปรากฏการณ์การไหล สามารถวิเคราะห์ด้วย 3 สมการหลัก คือ สมการความต่อเนื่อง สมการอนุรักษ์โมเมนตัม และสมการอนุรักษ์พลังงาน [12]

สมการความต่อเนื่อง

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

สมการอนุรักษ์โมเมนตัม

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

สมการอนุรักษ์พลังงาน

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + s \quad (5)$$

สมการความปั่นป่วน (Turbulence kinetic energy, k) [13]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + (G_k + G_b) - (\rho \varepsilon + T_M) + S_k \quad (6)$$

สมการการแพร่ (Turbulence kinetic energy dissipation, ε)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (7)$$

โดยที่ μ_t คือความหนืดของของไหลคำนวณได้จาก

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

G_k คือผลของพลังงานจลน์หาได้จาก

$$G_k = 2\mu_t S_{ij} S_{ij} \quad (9)$$

และ G_b แทนพลังงานที่มีต่อของไหลหาได้จาก

$$G_b = -g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (10)$$

และค่าตัวแปรของแบบจำลองที่มีค่าคงที่ได้แก่ $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_{3\varepsilon} = 1.3$

ความร้อนที่ถ่ายโอนจากครีบบระบายความร้อนทำให้อากาศที่ไหลผ่านครีบบมีอุณหภูมิสูงขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการ [14]

$$Q = \dot{m}c(T_{out} - T_{in}) \quad (11)$$

โดยที่

Q คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)

$\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ (kg/s)

c คือ ค่าความร้อนจำเพาะของอากาศ (J/kg. °C)

T_{out} คือ อุณหภูมิอากาศออกจากท่อลม (°C)

T_{in} คือ อุณหภูมิอากาศทางเข้า (°C)

ลักษณะการไหลของของไหลที่แตกต่างกันสามารถทราบได้จากเลขเรย์โนลด์ (Re) คำนวณได้จากสมการ [3]

$$Re = \frac{\rho_a V_a D_h}{\mu_a} \quad (12)$$

โดยที่

Re คือ เลขเรย์โนลด์

ρ_a คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m³)

V_a คือ ความเร็วของอากาศที่ไหลผ่านครีบบระบายความร้อน (m/s)

D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (m)

μ_a คือ ความหนืดพลวัตของอากาศ (kg/m.s)

เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกจะคำนวณได้จากสมการ [5]

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (13)$$

โดยที่

A คือ พื้นที่หน้าตัดที่อากาศไหลผ่าน (m²)

P คือ เส้นรอบวงของหน้าตัด (m)

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยถูกกำหนดให้เป็นดังสมการ [15]

$$h_{ave} = \frac{q}{T_{ave,fin} - T_m} \quad (14)$$

โดยที่

h_{ave} คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

q คือ ฟลักซ์ความร้อน (W/m^2)

$T_{ave,fin}$ คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวครีประบายความร้อน ($^\circ C$)

T_m คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศที่ไหลผ่านครีประบายความร้อน ($^\circ C$)

อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศ T_m หาได้จาก

$$T_m = \frac{T_{in} - T_{out}}{2} \quad (15)$$

ค่าไบโอต์นัมเบอร์ (Bi) คืออัตราส่วนของความต้านทานการถ่ายเทความร้อน อันเนื่องมาจากการนำความร้อนภายในเทียบกับการพาความร้อนบนพื้นผิว [16]

$$Bi = \frac{h_{ave} L}{k} \quad (16)$$

โดยที่

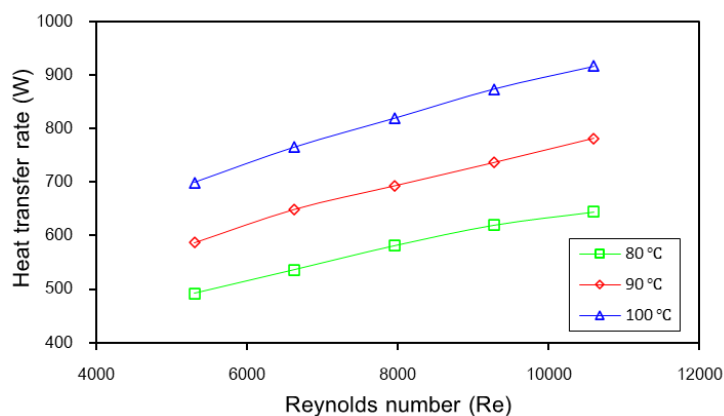
h_{ave} คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย ($W/m^2 \cdot K$)

L คือ ความยาวลักษณะเฉพาะ (m)

k คือ การนำความร้อนของวัตถุ ($W/m \cdot K$)

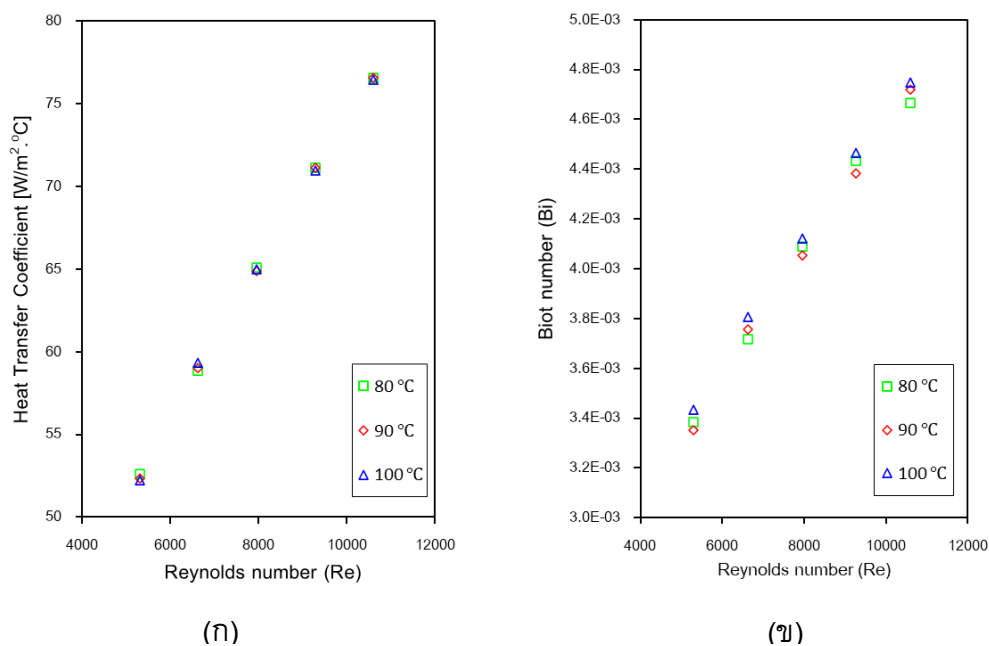
4. ผลการวิจัย

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาด้วยวิธีทางตัวเลขด้วยระเบียบวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) จากผลที่ได้การถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกต ภายใต้การพาความร้อนแบบบังคับอัตราการไหลที่นำมาเป็นเงื่อนไขทั้งหมด เมื่อนำมาคำนวณหาค่าเรย์โนลด์ โดยใช้คุณสมบัติของอากาศจะทราบได้ว่าการไหลแบบปั่นป่วน โดยมีค่าเรย์โนลด์เริ่มต้น 5300 เมื่อเพิ่มอัตราการไหลส่งผลให้ค่าเรย์โนลด์สูงขึ้น อัตราการไหลและค่าเรย์โนลด์ เป็นอัตราส่วนโดยตรงต่อกัน อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากวิธีทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ แสดงดังรูปที่ 4 พบว่าทุกภาวะทางความร้อนที่ให้กับครีประบายความร้อนแบบอุณหภูมิคงที่ทั้ง 3 ระดับ ค่าเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้นตามไปด้วย อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ 916.3 W เกิดขึ้นที่ค่าเรย์โนลด์สูงสุดที่ 10600



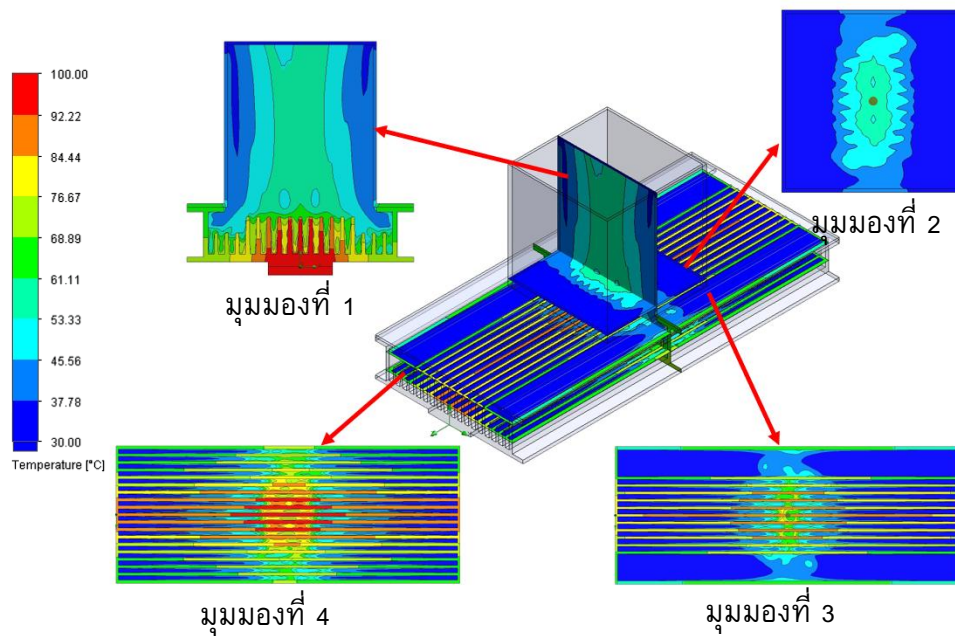
รูปที่ 5 ผลกระทบของค่าเรย์โนลด์ (Reynolds number) ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน

ในขณะเดียวกันอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ต่างกัน เมื่อนำมาคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน พบว่า ความร้อนที่ให้กับครีประบายความร้อนที่ต่างกัน 3 ระดับ มีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนใกล้เคียงกันที่ค่าเรย์โนลด์ เท่ากัน ความร้อนที่ให้กับครีประบายความร้อนแบบอุณหภูมิคงที่ยังไม่ส่งผลต่อสัมประสิทธิ์การพาความร้อนอย่างมีนัยสำคัญ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงสุดที่ $76.6 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ เกิดขึ้นที่ค่าเรย์โนลด์สูงสุด ในส่วนของค่าไบโอดันัมเบอร์ ที่แสดงถึงอัตราส่วนของความต้านทานการถ่ายเทความร้อนของการนำความร้อนภายในวัตถุต่อความต้านทานความร้อน ภายนอกของของไหลจากการพาความร้อนบนพื้นผิว ภาวะความร้อนสูงสุดส่งผลให้ค่าไบโอดันัมเบอร์สูงสุดเช่นกัน ค่าไบโอดันัมเบอร์สูงสุด เท่ากับ 0.00474 แสดงตามรูปที่ 5 (ข) จากค่าไบโอดันัมเบอร์ดังกล่าว จะเห็นได้ว่ามีค่าน้อยกว่า 0.1 มาก จึงถือได้ว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจากการนำความร้อนภายในครีประบายความร้อน มีค่ามากกว่าการพาความร้อน ที่ผิวครีเป็นอย่างมาก แสดงให้เห็นถึงวัสดุของครีประบายความร้อนมีค่าการนำความร้อนที่เพียงพอ หากค่าไบโอดันัมเบอร์มีค่ามากกว่า 1 จะมีค่าการพาความร้อนที่ผิวสัมผัสระหว่างของแข็งและของไหลมากกว่าการนำความร้อนภายในของวัตถุ



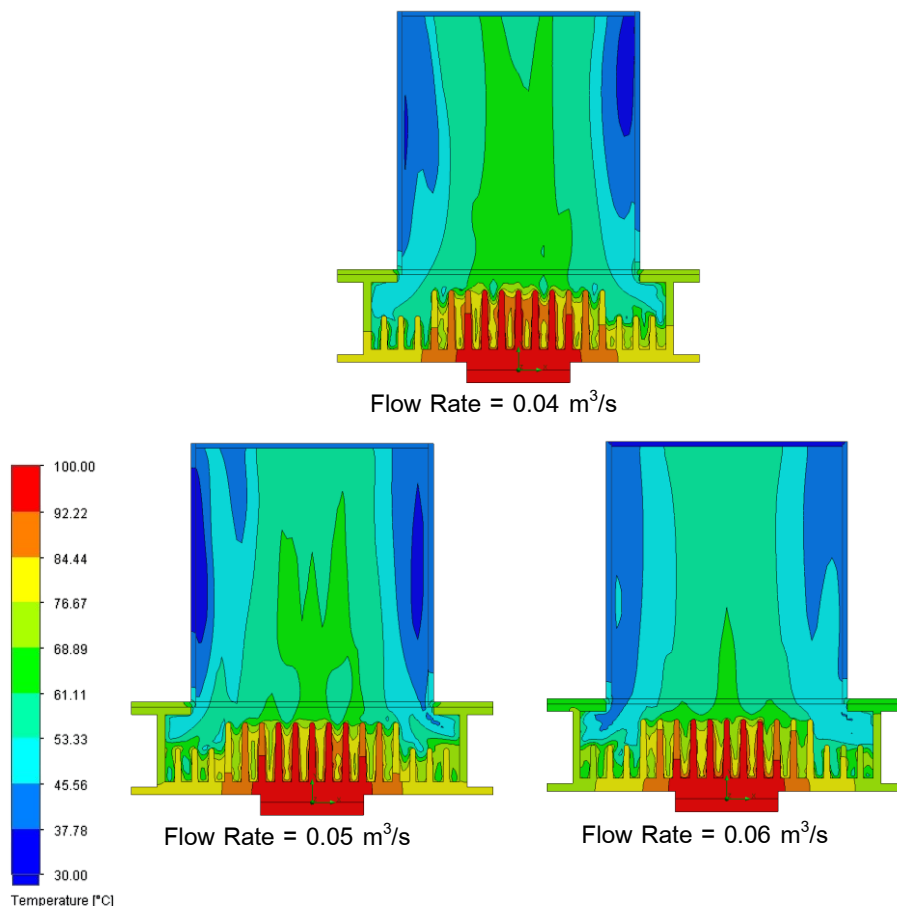
รูปที่ 6 ผลกระทบของค่าเรย์โนลด์ (Reynolds number) ต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (ก) และค่าไบโอดันัมเบอร์ (ข) ภายใต้ภาวะความร้อนแบบอุณหภูมิคงที่

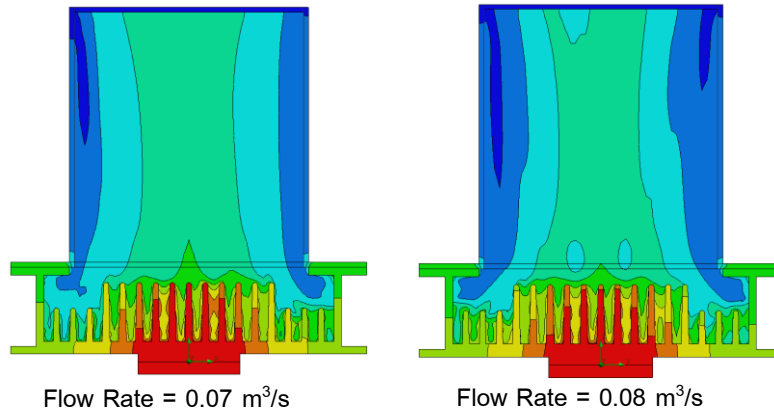
กลไกการถ่ายเทความร้อนของครีประบายความร้อนจะเริ่มจากการนำความร้อนภายในครีจากบริเวณรับความร้อนออกสู่บริเวณผิวครีและถ่ายโอนความร้อนแบบการพาความร้อนระหว่างผิวครีกับอากาศที่ไหลผ่านครี ทำให้อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้นในขณะเดียวกันครีประบายความร้อนจะมีอุณหภูมิต่ำลง ซึ่งสามารถดูการกระจายตัวของอุณหภูมิครีประบายความร้อนและอากาศผ่าน มุมมอง ทั้ง 4 มุมมอง ตามรูปที่ 6 ที่แสดงถึงอุณหภูมิของครีประบายความร้อนที่รับความร้อนแบบอุณหภูมิคงที่ $100 \text{ }^\circ\text{C}$ และอัตราการไหล $0.08 \text{ m}^3/\text{s}$



รูปที่ 7 การกระจายอุณหภูมิของครีประบายความร้อนและอากาศ 4 มุมมอง

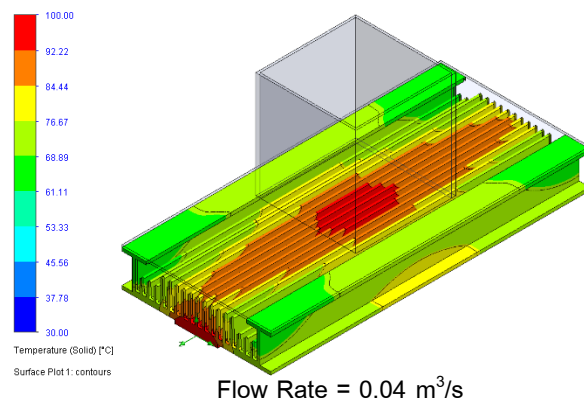
เมื่อพิจารณามุมมองการกระจายตัวของอุณหภูมิ มุมมองที่ 1 เป็นมุมมองที่แสดงถึงการกระจายตัวของอุณหภูมิครีประบายความร้อนและอากาศที่มีความร้อนสูงสุด จะสังเกตได้ว่ามีอากาศบางส่วนที่มีอุณหภูมิแตกต่างระหว่างอากาศเข้าและออกน้อยมาก ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับครีประบายความร้อนยังไม่มากเพียงพอ



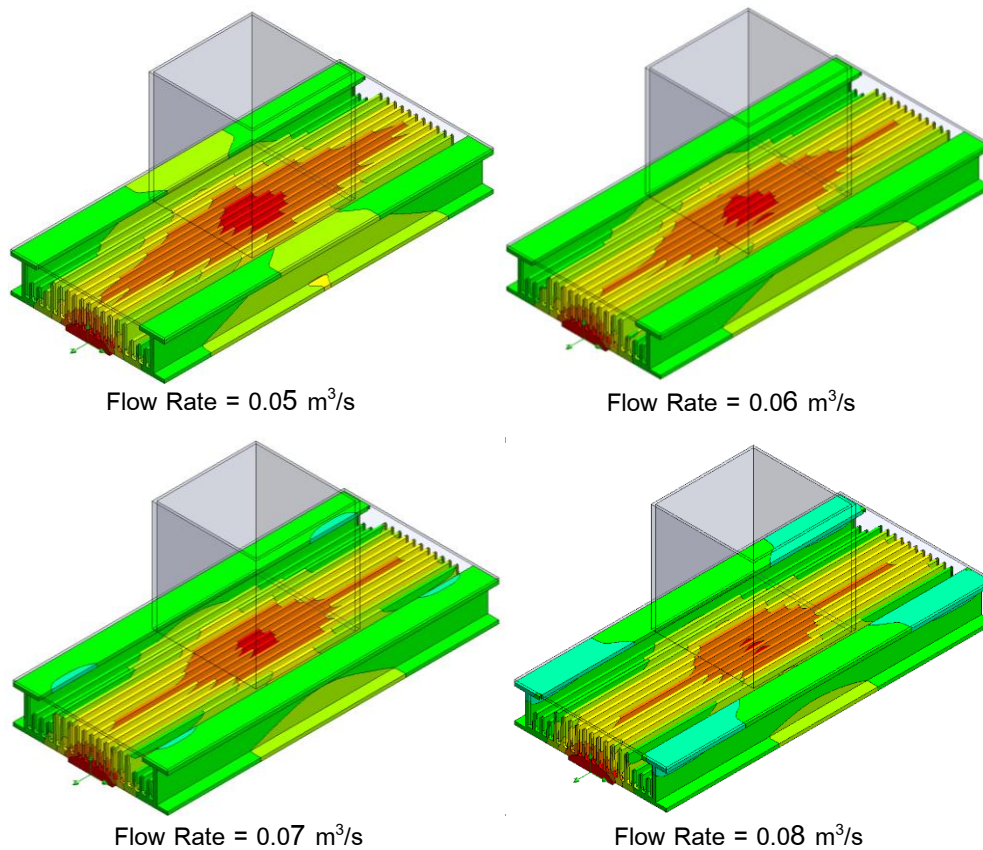


รูปที่ 8 การกระจายอุณหภูมิครีบริบายความร้อนและอากาศ กรณีศึกษาให้ความร้อนที่อุณหภูมิคงที่ 100 °C ที่อัตราการไหลต่าง ๆ

จากรูปที่ 7 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิครีบริบายความร้อนและอากาศ ที่อัตราการไหลแตกต่างกัน โดยได้รับความร้อนสูงสุดที่อุณหภูมิคงที่ 100 °C จะเห็นได้ว่าที่อัตราการไหลต่ำสุด 0.04 m³/s มีการกระจายตัวของอุณหภูมิอากาศมากที่สุด เป็นผลทำให้อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศด้านนอกท่อลมเท่ากับ 45.15 °C เป็นค่าอุณหภูมิอากาศเฉลี่ยสูงสุด ทุกอัตราการไหลของแบบจำลอง ซึ่งเป็นผลจากความเร็วของอากาศที่ผ่านครีบริบายความร้อนต่ำ ทำให้มีระยะเวลาการถ่ายเทความร้อนมาก ในขณะที่เดียวกันผลของความเร็วอากาศที่สูงจะส่งผลต่อระยะเวลาการถ่ายเทความร้อนระหว่างครีบริบายความร้อนกับอากาศที่มีน้อยลงตามไปด้วย อุณหภูมิของอากาศด้านนอกท่อลมที่อัตราการไหลสูงจะมีค่าต่ำ และเมื่อเปรียบเทียบกับอุณหภูมิของครีบริบายความร้อน พบว่า ครีบริบายความร้อนที่มีอัตราการไหลของอากาศที่สูง จะมีการสะสมของความร้อนที่น้อยกว่า ครีบริบายความร้อนที่มีอัตราการไหลของอากาศที่ต่ำ สามารถดูได้จากเกรเดียนท์ของอุณหภูมิ หรือการกระจายตัวของอุณหภูมิที่ผิวครีบริบายความร้อนตามรูปที่ 8



Flow Rate = 0.04 m³/s



รูปที่ 9 การกระจายอุณหภูมิของครีประบายความร้อนกรณีศึกษาที่ให้ความร้อนแบบอุณหภูมิคงที่ 100°C ที่อัตราการไหลต่าง ๆ

จากรูปที่ 8 อุณหภูมิผิวครีแสดงถึงเกรเดียนท์ของอุณหภูมิ ที่อัตราการไหลต่าง ๆ ซึ่งจะพบว่าบริเวณกึ่งกลางของครีระบายความร้อนมีอุณหภูมิสูงสุด เนื่องจากเป็นบริเวณอากาศออก ซึ่งอากาศที่ผ่านครีบริเวณดังกล่าวมีการรับความร้อนมาบางส่วน ส่งผลให้ความแตกต่างของอุณหภูมิครีและอากาศมีค่าน้อยกว่าบริเวณอากาศด้านเข้า อัตราการไหลที่สูงขึ้นก็สามารถส่งผลต่อความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิครีและอากาศได้มากขึ้นเช่นกัน โดยจะสังเกตได้ว่า ที่อัตราการไหล $0.08\text{ m}^3/\text{s}$ มีอุณหภูมิผิวครีเฉลี่ย 77.98°C ซึ่งมีค่าต่ำสุดภายใต้เงื่อนไขการรับความร้อนเดียวกัน

5. สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการวิจัย

จากผลการศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนของครีระบายความร้อนที่นำไปใช้กับเทอร์โมอิเล็กทริกโมดูลด้วยวิธีเชิงตัวเลข อัตราการไหลของอากาศที่ส่งผลต่อพฤติกรรมการไหลโดยแสดงออกมาด้วยค่าเรย์โนลด์ (Reynolds number) จะส่งผลต่ออัตราการระบายความร้อน ครีระบายความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำ เป็นผลจากมีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูง สมบัติการพาความร้อนที่ได้จากการศึกษามีความใกล้เคียงกัน เมื่อมีอัตราการไหลเท่ากัน ทำให้ทราบได้ว่าอุณหภูมิของครีระบายความร้อนที่มีความแตกต่างกัน $10^{\circ}\text{C} - 20^{\circ}\text{C}$ ไม่ส่งผลต่อสมบัติการพาความร้อนมากนัก เมื่อเทียบกับความเร็วของของไหลที่ผ่านครีระบายความร้อน การกระจายตัวของอุณหภูมิมบนครีระบายความร้อนยังแสดงให้เห็นว่า มีบางส่วนที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันมาก ซึ่งเป็นผลจากขนาดและรูปร่างของครีระบายความร้อน ค่าไบโอตันัมเบอร์ที่ได้น้อย

กว่า 1 เป็นอย่างมาก แสดงให้เห็นถึงครีประบายความร้อนมีการถ่ายเทความร้อนด้วยการนำความร้อนภายในเนื้อวัสดุมากกว่าการพาความร้อนที่ผิวด้านนอกของครีประบายความร้อนทำให้ครีประบายความร้อนสามารถรองรับการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของของไหลที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งมีความสอดคล้องกับงานวิจัยของ Jiale Shen และคณะ [19]

5.2 ข้อเสนอแนะ

ปริมาณความร้อนและสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ได้จากการศึกษาอาจมีความแตกต่างจากค่าจริง ซึ่งเป็นผลจากค่าความร้อนจำเพาะและค่าความหนาแน่นของอากาศเพราะเป็นคุณสมบัติที่เปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิ อุณหภูมิเฉลี่ยของครีประบายความร้อน สามารถนำเป็นข้อมูลปรับปรุงและพัฒนาครีประบายความร้อนรูปแบบใหม่ เพื่อให้มีการกระจายตัวของอุณหภูมิอย่างสม่ำเสมอและมีประสิทธิภาพสูงขึ้น รวมถึงการเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากการเพิ่มอัตราการไหล เพื่อให้อัตราส่วนความต้านทานการนำความร้อนต่อความต้านทานการพาความร้อนที่แสดงออกมาเป็นค่าไบโอต์นัมเบอร์ อัตราส่วนใกล้เคียงกัน

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] L. Ding, W. Ruochen, Y. Wei, and Z. Weiqi, "A Numerical Study on the Performance of a Converging Thermoelectric Generator System Used for Waste Heat Recovery," *Applied Energy*, 2020, 207.
- [2] P. Fernandez-Y, V. Romero, O. Armas, and G. Cerretti, "Thermal Management of Thermoelectric Generators for Waste Energy Recovery," *Applied Thermal Engineering*, 2021, 196.
- [3] G. Ayush, K. Manoj, and K. Anil, "Enhanced Heat Transfer in Plate Fin Heat Sink with Dimples and Protrusions," *Heat and Mass Transfer*, 2019, 55, pp. 2247–2260.
- [4] C. Lertsatitthanakorn, J. Hirunlabh, J. Khedari, and M. Daguenet, "Experimental Performance of a Ceiling-Type Free Convected Thermoelectric Air Conditioner," *International Journal of Ambient Energy*, 2002, Volume 23, Issue 2, pp. 453-457.
- [5] C. Udomsakdigool, J. Hirunlabh, J. Khedari, and B. Zeghmami, "Design Optimization of a New Hot Heat Sink with a Rectangular Fin Array for Thermoelectric Dehumidifiers," *Heat Transfer Engineering*, 2007, 28, pp. 645-655.
- [6] H. Joel, and K. B. Yogesh, "Finite Element Analysis (FEA) and Thermal Gradient of a Solid Rectangular Fin with Embossing's for Aerospace Applications," *Advances in Aerospace Science and Technology*, 2018, 3, pp. 49-60.
- [7] P. Keuntae, K. Beom-soo, and K. Sangwoo, "Influence of Design Parameters on Natural Convection Heat Transfer in Additively Manufactured Body Centered Cubic Lattice Structures," *International Journal of Thermal Sciences*, 2024, 205.
- [8] H. Haya, F. Basim, and S. Qasim, "Investigation the Influence of the Number and Configuration of Fins on the Hydrothermal Behavior of a Double-Pipe Heat Exchanger," *Journal of Engineering Research*, 2023.
- [9] R. Javad, A. Abbas, and S. A. Majid, "Optimization of conjugate heat transfer in wavy walls microchannels," *Applied Thermal Engineering*, 2015, 82, pp. 318 – 328.

- [10] T. Xi-Wei, W. Wei, Z. Shu-Zhen, and Q. Si-Hao, "A Novel Design Method of Heat Sink with Conjugate Heat Transfer by Free-Shape Channel Modeling," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 176.
- [11] ชันยบูรณ์ ถาวรวรรณ และเชาวฤทธิ์ วันเสาร์. "การศึกษาพฤติกรรมการไหลของอากาศผ่านแถวทรงกระบอกตันในอุโมงค์ลมความเร็วลมต่ำ ด้วยเทคนิคพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ," *วารสารวิชาการ มทร.สุวรรณภูมิ*, Volume 4, Issue 1, January-June 2016, pp. 32-45.
- [12] R.C. Adhikari, D.H. Wood, and M. Pahlevani, "An Experimental and Numerical Study of Forced Convection Heat Transfer from Rectangular Fins at Low Reynolds numbers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 163.
- [13] กฤษฎา ศุภระมูล, ภาควิชา วิศวกรรม และอุษา โพธิ์สุวรรณ. "การพัฒนาเครื่องต้นแบบตัวเก็บรังสีดวงอาทิตย์แบบรางพาราโบลาสำหรับผลิตน้ำร้อนใช้ในพื้นที่ชนบทด้วยคอมพิวเตอร์ช่วยในการคำนวณทางวิศวกรรม," *Journal of Energy and Environment Technology of Graduate School Siam Technology College*, Volume 10, Issue 1, January - June 2023, pp. 1-15.
- [14] Z. Changshuang, D. Shunkai, Z. Fufeng, L. Jinbo, and L. Yingwen, "Prediction and Analysis of Thermal-Hydraulic Performance with Slit Fins in Small Diameter (3 mm to 4 mm) Heat Exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, 129.
- [15] I. Mohammad, "Experimental and Numerical Analysis of Heat Sink Using Various Patterns of Cylindrical Pin-Fins," *International Journal of Thermofluids*, 2024, 23.
- [16] Yunus A. Cengel, and Afshin J. Ghajar. *Heat and Mass Transfer Fundamentals & Applications*, 5th ed., New York: McGraw-Hill Education; 2015.
- [17] MatWeb. (10 พฤศจิกายน 2567). คุณสมบัติของอลูมิเนียม, [ระบบออนไลน์], แหล่งที่มา: <https://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=187e3cd51c934d3e9b118ddeb343066c&n=1&ckck=1>
- [18] MatWeb. (10 พฤศจิกายน 2567). คุณสมบัติของอีพ็อกซีไยแก้ว, [ระบบออนไลน์], แหล่งที่มา: <https://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?MatGUID=8337b2d050d44da1b8a9a5e61b0d5f85>
- [19] J. Shen, Q. Zhang, and Z. Wang, "Conjugate study on heat transfer enhancement of a TPMS-based hybrid heat sink design," *Applied Thermal Engineering*, vol. 257, p. 124350, Sep. 2024. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.124350.