

คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนในช่องการไหลที่มีพินรูปตัววี เอียงแถวเดียวติดตั้งอยู่บนพื้นผิว

Heat Transfer Characteristics in a Flow Channel Having a Single Row of Inclined V-Shaped Pins Mounted on the Endwall Surface

เสรี ทองชุม¹ ปฐมพร นระโต^{1*} ประทีป ทิพย์ประชา¹ นิโอะ ปูซุ² และ ชยุต นันทดุสิต³

Saree Tongchom¹, Pathomporn Narato^{1*}, Prateep Tippracha¹, Ni-oh Puzu² and Chayut Nuntadusit³

Received: 13 October 2023, Revised: 1 July 2024, Accepted: 2 July 2024

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนด้วยพินรูปตัววีเอียงแถวเดียวในช่องการไหล โดยที่ลักษณะของพินเป็นแท่งทรงกระบอกมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิน $D=10\text{mm}$ ถูกติดตั้งบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนภายในอุโมงค์ลม ความสูงของพินถูกศึกษาที่ $H=3.2D$ และ $H=2D$ ระยะห่างในแนวขวางกระแสการไหลกำหนดให้ $S_y=2D$ ผลของมุมเอียงได้ศึกษาที่ $\theta=30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 135^\circ$, และ 150° การวัดการกระจายตัวของอุณหภูมิบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนได้ใช้กล้องอินฟราเรด ผลการทดลองกรณี $H/D=2$ แสดงถึงมุมพินรูปตัววีเอียง $\theta=30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 120^\circ$, และ 135° สามารถเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนในด้านกระแสการไหลหลังผ่านแถวพินเมื่อเปรียบเทียบกับพินตั้งตรงมุม 90° กรณี $H/D=3.2$ การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวด้วยพินรูปตัววีเอียงต่ำกว่าพินตั้งตรงมุม 90° ความดันสูญเสียในกรณี $H/D=2$ และ $H/D=3.2$ ลดลงด้วยการติดตั้งพินรูปตัววีเอียงเมื่อเปรียบเทียบกับพินตั้งตรงมุม 90°

คำสำคัญ: มุมเอียงของพินรูปตัววี (θ), คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน, สมรรถนะเชิงความร้อน

¹ สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลศรีวิชัย อำเภอเมือง จังหวัดสงขลา 90000

¹ Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Rajamangala University of Technology Srivijaya, Muang, Songkhla 90000, Thailand.

² สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยราชภัฏวราชนครินทร์ อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา 96000

² Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Princess of Naradhiwas University, Muang, Narathiwat 96000, Thailand.

³ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและเมคาทรอนิกส์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ อำเภอหาดใหญ่ จังหวัดสงขลา 90112

³ Department of Mechanical and Mechatronics Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Hat Yai, Songkhla 90112, Thailand.

* ผู้นิพนธ์ประสานงาน ไปรษณีย์อิเล็กทรอนิกส์ (Corresponding author, e-mail): Pathomporn.n@rmutsv.ac.th Tel: 08 4633 3795

ABSTRACT

The objective of this research is to study heat transfer characteristics and thermal performance with a single row of inclined V-shaped pins in a flow channel. The cylindrical pins, each having a diameter of $D=10$ mm, were mounted on the heat transfer surface in a wind tunnel. The height of the pin was investigated at $H=3.2D$ and $H=2D$. The pin-to-pin distance was fixed at $S_y=2D$ in the spanwise direction. The effects of pin inclined angle were investigated at $\theta=30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 135^\circ$, and 150° . The temperature distributions on the heat transfer surface were measured by using an infrared camera. Results for the case $H/D=2$ show that the V-shaped pin inclined angle of $\theta=30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 120^\circ$, and 135° could enhance heat transfer downstream of the pin row when compared to the case of vertical pins with $\theta=90^\circ$. In the case where $H/D=3.2$, the heat transfer on the endwall surface with inclined V-shaped pins was poorer than that with vertical pins with $\theta=90^\circ$. The pressure drops in cases where $H/D=2$ and $H/D=3.2$ were reduced with mounting inclined V-shaped pins when compared to the case of vertical pins with $\theta=90^\circ$.

Key words: Inclined angle of V-shaped pin (θ), heat transfer characteristics, thermal performance

บทนำ

การติดตั้งกลุ่มของพินบนพื้นผิวเพื่อเพิ่มการระบายความร้อนภายในใบกังหันแก๊สทำให้ใบกังหันแก๊สสามารถทนอุณหภูมิที่สูงได้ส่งผลต่อการปรับปรุงประสิทธิภาพเชิงความร้อนของชุดกังหันแก๊ส โดยที่ความสูงของพินต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิน (H/D) อยู่ในช่วง 0.5 ถึง 4 ได้ถูกนำมาใช้ติดตั้งภายในใบกังหันแก๊ส (Lau *et al.*, 1985) การไหลของอากาศผ่านพินจะช่วยสร้างความปั่นป่วนในกระแสการไหลส่งผลต่อการระบายความร้อนบนพื้นผิว (Webb, 1980) กลไกการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจากการติดตั้งกลุ่มพินแบ่งออกเป็นสองกลไกคือ (1) กลไกการเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อนบนพื้นผิวที่ติดตั้งพินและ (2) กลไกการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนจากการติดตั้งกลุ่มพิน ลักษณะการไหลของอากาศผ่านแท่งพินตั้งตรงวางเต็มช่องการไหลเพียงแท่งเดียวได้แสดงไว้ใน Figure 1 จะพบว่าอากาศจะไหลจากทางซ้ายมือไปทาง

ขวามือ เมื่อกระแสการไหลของอากาศวิ่งผ่านตัวแท่งพินจะเกิดคุณลักษณะการไหลดังนี้ ในส่วนของด้านหน้าพินเกิดการไหลหมุนวนรูปเกือกม้า (horseshoe vortex) ทั้งพื้นผิวบนและพื้นผิวล่างในตำแหน่งรอยต่อระหว่างหัวของแท่งพินกับพื้นผิว ถัดจากส่วนของด้านหน้าพินมาที่ส่วนของด้านข้างพินพบว่าเกิดกระแสการไหลของอากาศแยกตัวออกจากด้านข้างของพิน ถัดจากส่วนของด้านข้างพินมาถึงด้านหลังของพินเกิดการไหลหมุนวนอยู่กับที่ด้วยความเร็วต่ำกว่าบริเวณรอบ ๆ ซึ่งลักษณะการไหลแบบนี้เรียกว่าการไหลแบบเวค (wakes) ถัดจากการไหลแบบเวคในด้านหลังของพินจะพบกับบริเวณที่มีการไหลของอากาศมารวมกันในด้านหลังของพินซึ่งมีความปั่นป่วนของการไหลที่สูงและเกิดเป็นบริเวณที่มีการผสมกัน (region of high mixing) ของการไหล ผลของการไหลที่เกิดขึ้นด้านหน้าพินด้วยการไหลหมุนวนรูปเกือกม้าและด้านหลังพินเป็นการไหลมารวมกันเกิดเป็นการไหลผสมกันเป็นตัวช่วย

ในการพัฒนาค่าการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวด้วยการเพิ่มความปั่นป่วนของการไหล สำหรับการไหลของอากาศผ่านกลุ่มฟินพบว่าการระบายความร้อนค่อย ๆ เพิ่มขึ้นก่อนเกิดการไหลแบบพัฒนาตัวเต็มที่ด้วยแถวของฟินซึ่งการไหลในบริเวณที่พัฒนาตัว

เต็มที่เกิดจากพฤติกรรมการไหลระหว่างการไหลหมุนวนรูปเกือกม้าในด้านกระแสการไหลก่อนชนฟินและกระแสการไหลหลังผ่านฟิน (Metzger *et al.*, 1982)

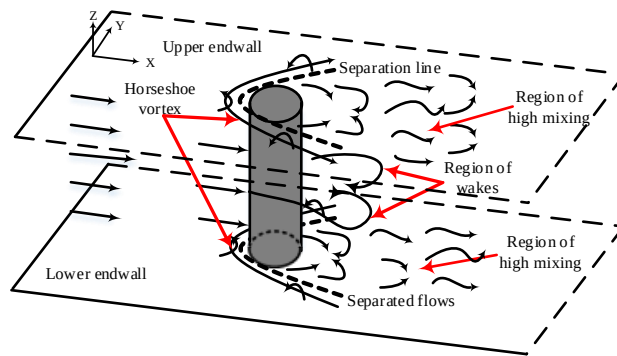


Figure 1 Air flow characteristics through the upright pin. (Narato *et al.*, 2021)

Moon and Kim (2014) ศึกษาผลของการเปลี่ยนแปลงความสูงของแท่งฟินต่อค่าการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวพบว่าฟินที่มีอัตราส่วนความสูงของฟินต่อขนาดความสูงของช่องการไหลที่สูงยอมให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่ดี Chang *et al.* (2008) ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียจากการติดตั้งกลุ่มฟินแถวสลับพบว่าความสูงฟินที่ให้ค่าประสิทธิภาพที่สูงไม่ส่งผลให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในช่องการไหลสูงตามไปด้วยเนื่องจากผลของความดันสูญเสียที่เพิ่มขึ้น Jubran *et al.* (1993); Lawson *et al.* (2011) ศึกษาผลของระยะห่างระหว่างฟินต่อค่าการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียพบว่า การติดตั้งกลุ่มฟินเรียงกันแบบแถวสลับด้วยระยะห่างระหว่างฟินในแนวตามกระแสการไหลและในแนวขวางกระแสการไหลที่แคบทำให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในช่องการไหลเพิ่มสูงขึ้นเมื่อเทียบกับระยะห่างที่กว้างกว่า Do *et al.* (2022) ศึกษาคุณลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนของกลุ่มฟินตรงผสมกับพื้นผิวหมุนและพื้นผิวเว้าด้วย

ตัวเลขเรย์โนลด์ส์ของการไหลอยู่ในช่วง 7,400 ถึง 36,000 โดยโปรแกรมจำลองทางพลศาสตร์ของไหลจากผลการจำลองการไหลพบว่ากรณีกลุ่มฟินตรงผสมกับพื้นผิวหมุนและพื้นผิวเว้าให้การกระจายตัวของค่าการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกับตัวฟินได้สูงเป็นบริเวณที่กว้างกว่ากลุ่มฟินตั้งตรงพื้นผิวเรียบ Choi *et al.* (2007) ศึกษาคุณลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวด้วยการติดตั้งแท่งทรงกระบอกเอียงแท่งเดียวบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนในช่องการไหล ความสูงของแท่งทรงกระบอกเท่ากับความสูงของช่องการไหล พบว่าผลของมุมเอียงของแท่งทรงกระบอกช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวด้านบนด้วยคุณลักษณะของการไหลแบบหมุนควงคู่ (Counter rotating vortices) ที่เกิดขึ้นด้านหลังของแท่งทรงกระบอก การไหลหมุนควงคู่นี้จะดึงอากาศด้านหลังแท่งทรงกระบอกพุ่งชนพื้นผิวและทำให้ความปั่นป่วนของการไหลเพิ่มขึ้น Narato *et al.* (2020) ศึกษาคุณลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวจากการติดตั้งฟินเอียงหนึ่งแถว

ในช่องการไหล โดยมีระยะห่างระหว่างฟินในแนวขวางกระแสน้ำไหลอยู่ที่ $S=2D$ ความสูงของฟินถูกศึกษาที่ $H=2D$ และ $H=3.2D$ ผลของมุมเอียงได้ศึกษาที่ $\theta=30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 135^\circ$, และ 150° ตามลำดับ จากผลการทดลองพบว่า กรณีฟินมีความสูง $H=2D$ ซึ่งมีมุมเอียงอยู่ที่ $\theta=30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ สามารถช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวและลดความดันสูญเสียในช่องการไหลลงได้เมื่อเปรียบเทียบกับฟินตั้งตรงปกติที่มีความสูงเดียวกัน ส่งผลให้ฟินเอียงในมุมดังกล่าวช่วยปรับปรุงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนให้สูงขึ้นได้ ผลของฟินเอียงในมุมดังกล่าวช่วยสร้างการไหลแบบหมุนควงคู่ (Counter rotating vortices) ในด้านหลังของฟินใกล้พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนมีผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนถูกปรับปรุงให้ดีขึ้น ในส่วนของกรณีฟินมีความสูง $H=3.2D$ ผลของมุมเอียงไม่ส่งผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อนให้เพิ่มขึ้นได้เมื่อเปรียบเทียบกับฟินตั้งตรงปกติที่มีความสูงฟินเดียวกัน เนื่องด้วยการไหลแบบหมุนควงคู่ (Counter rotating vortices) ในด้านหลังฟินอยู่ใกล้พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนออกมาไม่ส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อน Chyu *et al.* (2007) ศึกษาการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวดังกลุ่มฟินเอียงวางแบบแถวสลับ 5 แถว โดยที่ฟินแถวคู่มี 6 ตัว ส่วนฟินแถวคี่มี 5 ตัว ความสูงของฟินเท่ากับความสูงของช่องการไหล ผลของมุมเอียงได้ศึกษาที่ $\theta=40^\circ, 60^\circ, 75^\circ$, และ 90° ตามลำดับ จากผลการทดลองพบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียลดลงเมื่อติดตั้งกลุ่มฟินเอียงเทียบกับกลุ่มฟินตั้งตรงปกติ Takeishi *et al.* (2012) ศึกษาการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวดังกลุ่มฟินเอียงวางแบบแถวสลับ 6 แถวร่วมกับพื้นผิวหยักและพื้นผิวเรียบ เปรียบเทียบกับฟินตั้งตรงปกติพื้นผิวเรียบ ผลของมุมเอียงได้ศึกษาที่ $\theta=-45^\circ$, และ 45° จากผลการทดลองพบว่าการติดตั้งฟินตั้งตรงปกติให้ค่าการ

ถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียสูงสุด Narato *et al.* (2021) ศึกษาคุณลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวจากการติดตั้งกลุ่มฟินเอียงวางแบบแถวสลับ 10 แถว โดยที่ฟินแถวคู่มี 8 ตัว ส่วนฟินแถวคี่มี 9 ตัว ระยะห่างระหว่างฟินในแนวขวางกระแสน้ำไหลและในแนวตามกระแสน้ำไหลอยู่ที่ $S_y=2D$, และ $S_x=2.5D$ ความสูงของฟินถูกศึกษาที่ $H=3.2D$ ผลของมุมเอียงได้ศึกษาที่ $\theta=30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 135^\circ$, และ 150° ตามลำดับ จากผลการทดลองพบว่าการติดตั้งกลุ่มฟินเอียงในมุม $\theta=120^\circ$, และ 135° สามารถเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนและปรับปรุงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนให้สูงขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับกลุ่มฟินตั้งตรงปกติ เนื่องด้วยกลุ่มฟินเอียงในมุมดังกล่าวสร้างการไหลแบบหมุนควงคู่ความเร็วสูง (Counter-rotating vortex with high velocity) ใกล้พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนมีผลต่อการพัฒนาการถ่ายเทความร้อน Luo *et al.* (2022) ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนจากการติดตั้งกลุ่มของฟินโค้งแบบใหม่สำหรับช่องการไหลอยู่กับที่และช่องการไหลแบบหมุนด้วยโปรแกรมจำลองทางพลศาสตร์ของไหล ผลของมุมโค้งของฟินที่ถูกศึกษาอยู่ที่ $45^\circ, 60^\circ, 75^\circ$, และ 90° ตามลำดับ จากผลการจำลองสำหรับกรณีช่องการไหลอยู่กับที่พบว่ากลุ่มของฟินโค้งที่มีมุมโค้งน้อยส่งผลต่อการเพิ่มค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในช่องการไหลด้วยผลของความดันสูญเสียที่ลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีติดตั้งกลุ่มฟินตรงปกติ Yang *et al.* (2024) ศึกษาคุณลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวดังกลุ่มฟินโค้งวางแบบแถวสลับร่วมกับพื้นผิวนูนด้วยการจำลองทางพลศาสตร์ของไหลทั้งช่องการไหลอยู่กับที่และช่องการไหลแบบหมุน จากผลการจำลองในกรณีของช่องการไหลอยู่กับที่พบว่ากลุ่มฟินโค้งร่วมกับพื้นผิวนูนช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนเมื่อเปรียบเทียบกับกลุ่มฟินโค้ง

พื้นผิวเรียบเนื่องด้วยกลุ่มพินโค้งร่วมกับพื้นผิวนูนช่วยสร้างการไหลวนเพิ่มการไหลแบบผสมผสานของอากาศกับพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนถูกพัฒนาขึ้น

จากการทบทวนเอกสารพบว่าการไหลของอากาศผ่านพินทำให้ความปั่นป่วนของกระแสการไหลเพิ่มขึ้น ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นและการติดตั้งพินยังช่วยเพิ่มพื้นผิวถ่ายเทความร้อน ในส่วนของการติดตั้งพินตั้งตรงปกติพบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นส่งผลต่อค่าความดันสูญเสียที่เพิ่มขึ้นด้วย ทำให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนลดลง จึงมีการศึกษาการติดตั้งพินเอียงมุมต่าง ๆ เพื่อเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนและลดความดันสูญเสียในระบบซึ่งจะเห็นได้จากงานวิจัยที่ผ่านมา ในส่วนของการติดตั้งพินรูปตัววีเอียงพร้อมกับเปลี่ยนแปลงความสูงของพินจากการทบทวนเอกสารยังมีการศึกษากันน้อยมากและยังพบว่ามุมเอียงของพินช่วยสร้างการไหลแบบหมุนวนคู่ (Counter rotating vortices) ในด้านหลังของพินซึ่งเป็นตัวทำลายการไหลแบบเวกสามารถพัฒนาค่าการถ่ายเทความร้อนและลดความดันสูญเสียในระบบลงได้ จึงเป็นที่มาของวัตถุประสงค์ในบทความนี้ โดยการศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนในช่องการไหลด้วยการติดตั้งพินรูปตัววีเอียงเดี่ยวในมุมต่าง ๆ บนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนพร้อมกับเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนความสูงของพินที่ $H/D=2$ และ $H/D=3.2$

ระยะห่างในแนวขวางกระแสการไหลกำหนดให้ $S_y=2D$ ผลของมุมเอียงได้ศึกษาที่ $\theta=30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 135^\circ$, และ 150° ตามลำดับ

วิธีดำเนินการวิจัย

1. โมเดลและตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง

Figure 2 แสดงการติดตั้งแถวพินรูปตัววีเอียงบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนภายในอุโมงค์ลม พินที่ใช้ทำมาจากแท่งอะคริลิกทรงกระบอกมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง $D=10$ mm พินรูปตัววีเอียงถูกจัดเรียงเพียงแถวเดียวมี 9 ตัวที่กึ่งกลางบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนในลักษณะวางขวางการไหล เพื่อศึกษาผลของมุมเอียงที่เปลี่ยนไปต่อค่าการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวโดยใช้สองอัตราส่วนของความสูงพินในการทดลองที่ $H/D=2$ (หรือที่ความสูงพิน $H=2D$) และ $H/D=3.2$ (หรือที่ความสูงพิน $H=3.2D$) ระยะห่างระหว่างพินในแนวขวางการไหล $S_y=2D$ มุมพินเอียงที่ใช้ศึกษาที่ $\theta=30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 135^\circ$, และ 150° ตามลำดับ ดังแสดงไว้ใน Figure 3(a) และ Figure 3(b) ซึ่งพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนคือพื้นผิวด้านบน (สีเทา) แถวพินรูปตัววีเอียงถูกติดตั้งทำมุมกับพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนและพื้นผิวด้านล่างของอุโมงค์ลม ในส่วนของ Figure 3(c) และ Figure 3(d) แสดงลักษณะการติดตั้งพินมุมแหลมและพินมุมป้านของพินรูปตัววีเมื่อติดตั้งในช่องการไหล

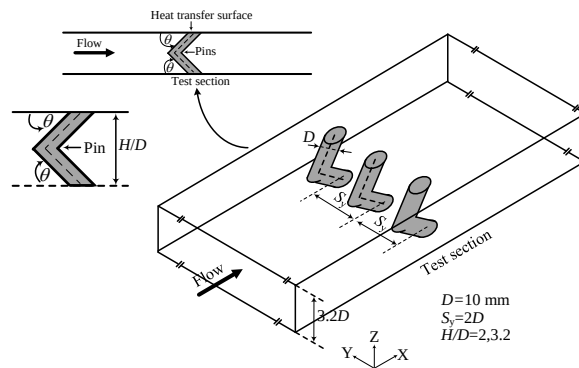


Figure 2 The inclined V-shaped pin model in the rectangular flow channel.

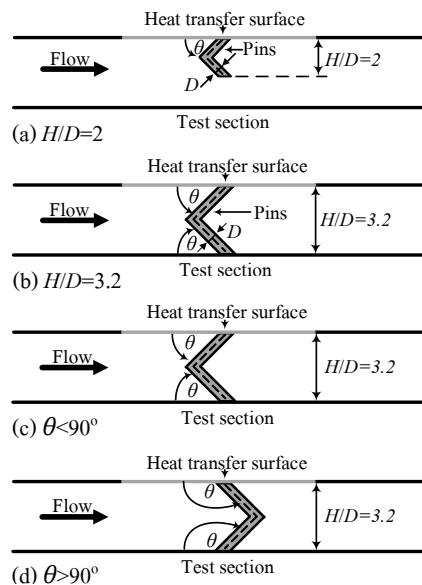


Figure 3 Inclined V-shape pins at various installed angles and pin heights.

2. ชุดทดลอง

Figure 4 แสดงไดอะแกรมชุดทดลอง สำหรับการศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนและ สมรรถนะเชิงความร้อนในช่องการไหลโดยการ ติดตั้งแถวพินรูปตัววีเอียง จากรูปอุโมงค์ลมมีหน้าตัดสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาดความกว้าง 300 mm มีความสูง 32 mm อุโมงค์ลมแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ (1) ส่วนทางเข้าอุโมงค์ลมก่อนเข้าสู่ส่วนทดสอบจะออกแบบให้มีความยาวเพียงพอต่อการไหลที่พัฒนาตัวเต็มที่แล้ว (Fully develop flow) ซึ่งที่ด้านหน้าของอุโมงค์ลมจะติดตั้งชุดฮีตเตอร์สำหรับควบคุมอุณหภูมิของอากาศเข้าอุโมงค์ลมให้คงที่ที่ 25.7°C และติดตั้ง Pitot tube ก่อนผ่านส่วนทดสอบเพื่อใช้สำหรับวัด

ความเร็วของกระแสการไหลที่กึ่งกลางของช่องการไหล ซึ่งใช้คำนวณค่าเรย์โนลด์ส์ให้อยู่ในช่วง 14,000 ถึง 33,000 สำหรับการวัดอุณหภูมิของอากาศเข้าได้ใช้สายเทอร์โมคัปเปิลชนิด k วางกระจาย 4 ตำแหน่งที่กึ่งกลางของช่องการไหลตามความกว้างของอุโมงค์ลมก่อนเข้าสู่ส่วนทดสอบเป็นระยะออกไป 400 mm จากส่วนทดสอบเพื่อให้ได้ผลของอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศเข้าได้แม่นยำขึ้น ซึ่งในส่วนนี้มีความยาว 1,800 mm (2) ส่วนทดสอบจะออกแบบให้ผนังอุโมงค์ลมด้านบนสามารถติดตั้งแถวพินรูปตัววีเอียงในมุมต่าง ๆ บนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งในส่วนนี้มีความยาว 550 mm โดย tap วัดความดันสถิตย์จะ ถูกติดตั้งในส่วนนี้ ใน ส่วนของ

อุณหภูมิห้องจะติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิลชนิด k วางกระจาย 4 ตำแหน่งเหนือพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นมาเป็นระยะ 10 mm เพื่อให้ได้ผลของอุณหภูมิห้องเฉลี่ยได้แม่นยำขึ้น และ (3) ส่วนของอุโมงค์ลมหลังส่วนทดสอบจะต่อเข้ากับออริฟิสเพื่อควบคุมอัตราการไหลของอากาศผ่านอุโมงค์ลมให้เท่ากันในกรณีเรย์โนลด์ส์เดียวกัน สำหรับการวัดอุณหภูมิของอากาศขาออกจากส่วนทดสอบได้ใช้สายเทอร์โมคัปเปิลวางกระจาย 4 ตำแหน่งที่กึ่งกลางของช่องการไหลตามความกว้างของอุโมงค์ลมหลังส่วนทดสอบซึ่งติดตั้งที่ระยะห่างจากส่วนทดสอบในด้านหลังออกมาเป็นระยะ 260 mm

ในส่วนของการเดินเครื่องจะปรับความถี่อินเวอร์เตอร์ของมอเตอร์ให้ความเร็วลมคงที่กลางช่องการไหลเท่ากับเลขเรย์โนลด์ส์ที่ต้องการศึกษา จากนั้นอากาศก็ไหลผ่านแถวพินรูปตัววีเยี่ยงที่ติดตั้งไว้บนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแผ่นสแตนเลสบางโดยการจ่ายกระแสไฟฟ้าผ่านแผ่นสแตนเลสทำให้เกิดความร้อนขึ้นด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่ อีกด้านของแผ่นสแตนเลสบางได้พันลวดต้าน เหนือแผ่นสแตนเลสดำขึ้นไป 500 mm ได้ติดตั้งกล้องอินฟราเรด (Flir-T420) เพื่อวัดอุณหภูมิมบนพื้นผิวเมื่ออากาศไหลผ่านแถวพินรูปตัววีเยี่ยงทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวไปยังอากาศ กล้องอินฟราเรดจึงจับภาพอุณหภูมิมบนพื้นผิว ซึ่งก่อนบันทึกข้อมูลการกระจายตัวของอุณหภูมิมบนพื้นผิวนั้น ต้องรอให้อุณหภูมิอากาศเข้าเฉลี่ย (T_{in}) คงที่ที่ $25.7 \pm 0.2^\circ\text{C}$ และอุณหภูมิห้องเฉลี่ย (T_∞) คงที่ที่ $24.7 \pm 0.2^\circ\text{C}$ ทุกการทดลอง เมื่อการกระจายตัวของอุณหภูมิมบนพื้นผิวคงที่ ข้อมูลการกระจายตัวของอุณหภูมิจึงถูกบันทึกด้วยจำนวน 20 ครั้งต่อหนึ่งกรณีของการทดลอง ซึ่งการบันทึกข้อมูลกระจายตัวของอุณหภูมิม

ในการบันทึก 1 ครั้งใช้เวลาในการบันทึก 1 วินาทีทำให้การบันทึกข้อมูลในแต่ละครั้งยังเป็นสถานะเดิมอยู่เสมอต่อการกรณีของการทดลองเพื่อให้ผลของข้อมูลที่ได้อแม่นยำขึ้น ข้อมูลการกระจายตัวของอุณหภูมิมจะถูกนำไปวิเคราะห์ผลการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวต่อไป ในการทดลองจะคงที่กระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้แผ่นสแตนเลสไว้ที่ 30A

3. การศึกษาการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวโดยใช้กล้องอินฟราเรด

จาก Figure 4 แสดงรายละเอียดของผนังสำหรับวัดสัมประสิทธิ์การพาความร้อนบนพื้นผิวซึ่งอีกด้านจะติดตั้งแถวพินรูปตัววีเยี่ยงเอาไว้ โดยอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับวัดการกระจายตัวของอุณหภูมิมบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วยแผ่นสแตนเลสบางที่มีความหนา 0.03 mm สำหรับใช้เป็นพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนและผนังอุโมงค์ลมที่ทำจากแผ่นอะคริลิกหนา 10 mm ที่บริเวณตรงกลางเจาะช่องหน้าต่างสำหรับติดตั้งแผ่นสแตนเลสบางโดยการจึงให้เรียงติดด้วยแท่งทองแดง ด้านบนของแผ่นสแตนเลสบางที่ถูกขึงจนเรียงติดได้พันลวดต้านเอาไว้ ส่วนด้านล่างของแผ่นสแตนเลสบางเป็นพื้นผิวสำหรับติดตั้งแถวพินรูปตัววีเยี่ยง ในการทดลองจะจ่ายกระแสไฟฟ้าผ่านแท่งทองแดงเพื่อให้กระแสไฟฟ้าไหลผ่านแผ่นสแตนเลสได้อย่างสม่ำเสมอทั่วทั้งพื้นผิว จากนั้นวัดค่ากระแสไฟฟ้าและค่าความต่างศักย์ไฟฟ้าที่ไหลผ่านแผ่นสแตนเลสเพื่อที่จะคำนวณกำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้กับแผ่นสแตนเลสบาง ซึ่งสามารถคำนวณหาฟลักซ์ความร้อนที่เกิดขึ้นบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนได้ สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะจุดบนพื้นผิว (h) คำนวณได้จากสมการที่ (1)

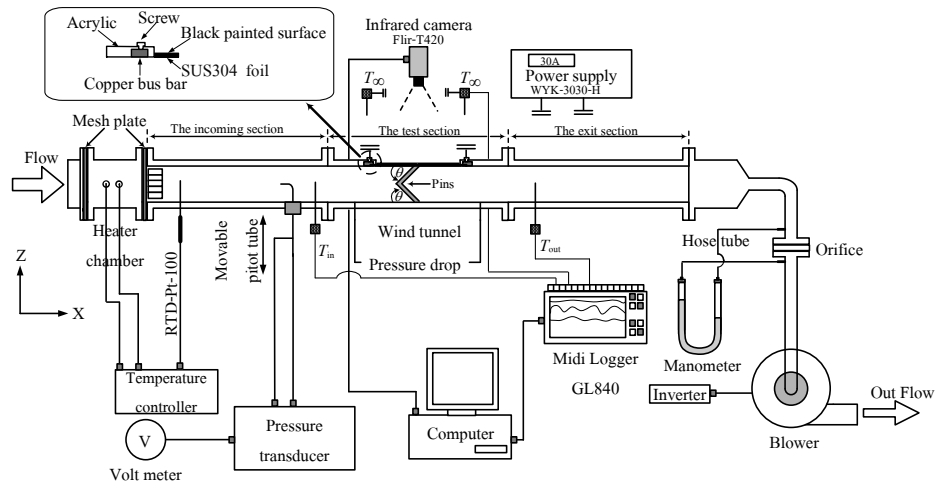


Figure 4 Schematic diagram of the experimental apparatus.

$$h = \frac{\dot{Q}_{input} - \dot{Q}_{losses}}{(T_w - T_m)A} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{input} = IV \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{losses} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \quad (3)$$

เมื่อ $\dot{Q}_{input}$, I , V , และ A คืออัตราการเกิดความร้อนในแผ่นสแตนเลสจากการจ่ายกระแสไฟฟ้าเข้าแผ่นสแตนเลส, กระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้กับแผ่นสแตนเลส, ค่าความต่างศักย์ไฟฟ้าของกระแสไฟฟ้าที่ไหลผ่านแผ่นสแตนเลส, และพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนตามลำดับ $\dot{Q}_{losses}$ คืออัตราการสูญเสียความร้อนโดยรวมซึ่ง $\dot{Q}_{losses}$ มีค่าสูงสุดคิดเป็น 17% จาก $\dot{Q}_{input}$, $\dot{Q}_{conv}$, และ $\dot{Q}_{rad}$ คืออัตราการสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการพาความร้อนแบบธรรมชาติและอัตราการสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการแผ่รังสีความร้อนบนผนังด้านไปสู่อากาศในห้องทดลองคำนวณได้จาก

$$\dot{Q}_{conv} = h_c A (\bar{T}_w - \bar{T}_\infty) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \varepsilon_b A (\bar{T}_w^4 - \bar{T}_\infty^4) \quad (5)$$

เมื่อ h_c คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบธรรมชาติ, σ คือค่าคงที่ของสเตฟาน-โบลทซ์มานน์, ε_b คือค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อนของพื้นผิวสีดำ ($\varepsilon_b=0.95$), T_w คืออุณหภูมิที่กระจายตัวบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน, $\bar{T}_w$ คืออุณหภูมิบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนเฉลี่ยและ $\bar{T}_\infty$ คือค่าเฉลี่ยอุณหภูมิห้องโดยเฉลี่ย ในส่วนของอุณหภูมิอากาศเฉลี่ยใกล้พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน (T_m) สามารถประเมินได้จากสมการที่ (6)

$$T_m = \left(\frac{T_{out} + T_{in}}{2} \right) \quad (6)$$

เมื่อ T_{in} คืออุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศขาเข้าส่วนทดสอบ, และ T_{out} คืออุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศขาออกจากส่วนทดสอบ จากนั้นสามารถคำนวณเลขนัสเซิลด์นัมเบอร์ (Nusselt number) เฉพาะจุดบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนได้จากสมการที่ (7)

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (7)$$

ในที่นี้ D_h คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหลและ k คือค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของอากาศใกล้พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนที่

ติดตั้งแถวพินรูปตัววีเอียง สำหรับเลขเรย์โนลด์ส์ของการไหลภายในอุโมงค์ลมคำนวณได้จากสมการที่ (8) จากความเร็วที่ตำแหน่งกึ่งกลางของช่องการไหลก่อนเข้าส่วนทดสอบ

$$Re_{Dh} = \frac{\rho V_c D_h}{\mu} \quad (8)$$

ในส่วนค่าตัวประกอบความเสียดทานในช่องการไหลจากการติดตั้งแถวพินรูปตัววีเอียงในมุมต่าง ๆ คำนวณได้จากสมการที่ (9) จากความเร็วกึ่งกลางในช่องการไหล, ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหล, ความยาวของส่วนทดสอบ, ความดันสูญเสียที่เกิดขึ้น, และค่าความหนาแน่นของอากาศ คำนวณเสียดทานพื้นผิวเรียบคำนวณจากสมการความสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter ในสมการที่ (10) โดยที่ค่าตัวประกอบความเสียดทานของพื้นผิวเรียบได้จากสมการความสัมพันธ์ของ Petukhov ในสมการที่ (11)

$$f = \left(\frac{2\Delta P}{\rho V_c^2} \right) \left(\frac{D_h}{L} \right) \quad (9)$$

$$\overline{Nu}_0 = 0.023 Re_{Dh}^{0.8} Pr^{0.4} \quad (10)$$

$$f_0 = 2(2.236 \ln Re - 4.639)^{-2} \quad (11)$$

ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนเกิดจากการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อนต่อการเพิ่มขึ้นของค่าความดันสูญเสียหาได้จากสมการที่ (12)

$$\eta = \frac{(\overline{Nu}/\overline{Nu}_0)}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (12)$$

4. การวิเคราะห์ค่าความผิดพลาด

กระบวนการวิเคราะห์ค่าความผิดพลาดของการทดลองใช้โมเดลการวิเคราะห์ของ Kline and McClintock (1953) ซึ่งเป็น โมเดล ที่ใช้กัน อยู่แพร่หลายสำหรับงานทางด้านการถ่ายเทความร้อน สามารถคำนวณค่าความผิดพลาดสัมพัทธ์จากการวัดได้ในสมการที่ (13)

$$\frac{\delta y}{y} = \left[\left(\frac{\delta y}{\delta x_1} \delta x_1 \right)^2 + \left(\frac{\delta y}{\delta x_2} \delta x_2 \right)^2 + \left(\frac{\delta y}{\delta x_3} \delta x_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta y}{\delta x_n} \delta x_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (13)$$

เมื่อ $\frac{\delta y}{y}$ คือค่าความผิดพลาดสัมพัทธ์, δx_n คือค่าความผิดพลาดจากการวัดของ x_n , และ δy คือค่าความผิดพลาดสัมบูรณ์ จากการวิเคราะห์โดยใช้โมเดลนี้ทำให้ได้ค่าความผิดพลาดของการหาเลขนัสเซิลด์นัมเบอร์อยู่ระหว่าง 6% ถึง 6.8% ในส่วนของค่าความผิดพลาดในการหาค่าตัวประกอบความเสียดทานในช่องการไหลอยู่ระหว่าง 2% ถึง 10%

ผลการวิจัยและวิจารณ์ผล

1. การเปรียบเทียบผลของเลขนัสเซิลด์เฉลี่ยและค่าตัวประกอบความเสียดทานจากช่องการไหลพื้นผิวเรียบ

Figure 5 เปรียบเทียบผลของค่านัสเซิลด์เฉลี่ยทั้งพื้นผิวเรียบในทุกช่วงของเลขเรย์โนลด์ส์ที่ทดลองกับสมการความสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter ซึ่งผลแสดงให้เห็นว่าค่าใกล้เคียงกันมากและแนวโน้มก็ไปในทิศทางเดียวกัน ในงานวิจัยนี้เลือกใช้สมการความสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter ในการประเมินเลขนัสเซิลด์เฉลี่ยบนพื้นผิวเรียบและพบว่า

กระบวนการวัดค่าการถ่ายเทความร้อนในบทความนี้สามารถประเมินได้โดยมีความคลาดเคลื่อนสูงสุดจากสมการความสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter อยู่ที่ 9% ในส่วนของผลการทดลองของค่าตัวประกอบความเสียหายจากช่องการไหลพื้นผิวเรียบมีค่าและแนวโน้มใกล้เคียงกับสมการความสัมพันธ์ของ Petukhov โดยมีความคลาดเคลื่อนสูงสุด 0.0059 หรือ

ประมาณ 20% ดังแสดงไว้ใน Figure 6 และไม่แตกต่างจากงานวิจัยก่อนหน้านี้ของ Narato *et al.* (2021) จึงเลือกใช้ค่าตัวประกอบความเสียหายจากสมการความสัมพันธ์ของ Petukhov มาใช้ในการประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในช่องการไหลต่อไป

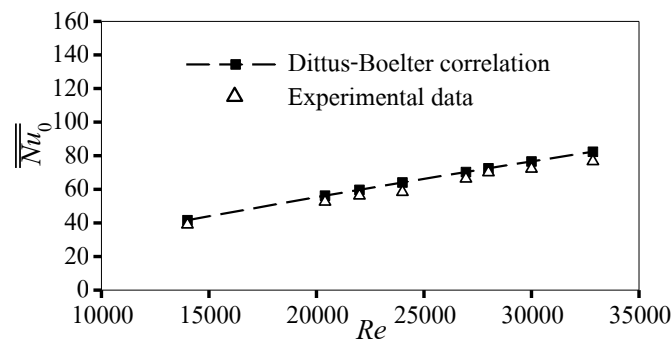


Figure 5 Overall average Nusselt number vs. Reynolds number for smooth channel: Comparison between experimental and theoretical data.

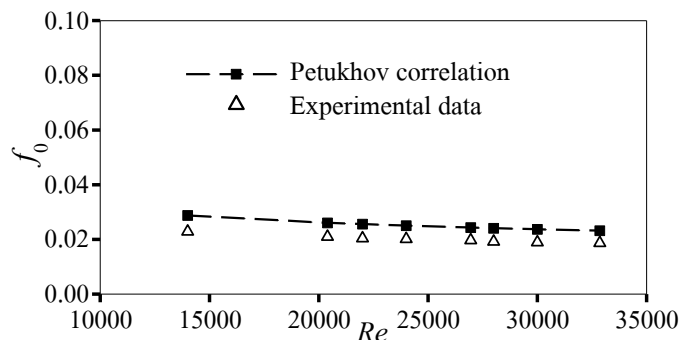


Figure 6 Friction factor vs. Reynolds number for smooth channel: Comparison between experimental and theoretical data.

2. ลักษณะการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวด้วยการติดตั้งแถวพินรูปตัววีเฉียงในมุมต่าง ๆ

Figure 7 แสดงการกระจายตัวของค่าสัมประสิทธิ์บนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนที่จัดวางตัวพินรูปตัววีเฉียงแถวเดียวในช่องการไหลจากการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงต่าง ๆ ซึ่งคงที่ระยะห่างในแนวขวางกระแสการไหลไว้ที่ $S_y=2D$ ความสูงของพินรูปตัววีเฉียงอยู่ที่ $H/D=2$ ตัวเลขเรย์โนลด์ส์

ของการไหลที่ $Re=33,000$ การไหลของอากาศจะไหลจากทางซ้ายมือไปขวามือ จากผลการทดลองพบว่า ในกรณีพินตั้งตรงมุม 90° ค่าสัมประสิทธิ์บนพื้นผิวจะสูงบริเวณรอบ ๆ ด้านหน้าของพินเนื่องด้วยผลของการไหลหมุนวนรูปเกือกม้าจากนั้นค่าสัมประสิทธิ์จะค่อย ๆ เพิ่มขึ้นอีกครั้งเมื่อกระแสการไหลของอากาศไหลผ่านพินมาแล้วในตำแหน่ง $X/D=1$ ต่อจากนั้นค่าสัมประสิทธิ์บนพื้นผิวแผ่ออกเป็น

บริเวณที่กว้างขึ้นด้วยผลของการไหลผสมกันในด้านหลัง กรณีติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุมแหลม 30° , 45° และ 60° ค่านัสเชิลต์บนพื้นผิวด้านหน้าพินและด้านหลังของพินมีค่าสูงและแผ่ออกเป็นบริเวณที่กว้างกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับพินตั้งตรงมุม 90° เมื่อพิจารณาโดยภาพรวมทั้งหมดการติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุมแหลมส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อนเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีติดตั้งพินตรงมุม 90° กรณีติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุมป้าน 120° , 135° และ 150° ค่านัสเชิลต์บนพื้นผิวด้านหน้าพินมีค่าสูงและในบริเวณด้านหลังของพินพื้นที่ที่มีค่านัสเชิลต์ต่ำจะมีบริเวณที่น้อยลงเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีติดตั้งพินตรงมุม 90° เมื่อพิจารณาโดยภาพรวมทั้งหมดการติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุมป้านส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อนเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีติดตั้งพินตรงมุม 90° การติดตั้งพินรูปตัววีเอียงส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเนื่องด้วยผลของการไหลแบบหมุนควงคู่ (Counter rotating vortices) (Narato *et al.*, 2020) ที่เกิดขึ้นด้านหลังของพินรูปตัววีเอียง

Figure 8 แสดงการกระจายตัวของค่านัสเชิลต์บนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนที่จัดวางตัวพินรูปตัววีเอียงแถวเดียวในช่องการไหลจากการเปลี่ยนแปลงมุมเอียงต่าง ๆ ซึ่งคงที่ระยะห่างในแนวขวางกระแสการไหลไว้ที่ $S_y=2D$ ความสูงของพินรูปตัววีเอียงอยู่ที่ $H/D=3.2$ (เต็มช่องการไหล)

ตัวเลขเรย์โนลด์ส์ของการไหลอยู่ที่ $Re=33,000$ การไหลของอากาศจะไหลจากทางซ้ายมือไปขวามือ จากผลการทดลองพบว่า ในกรณีพินตั้งตรงมุม 90° ลักษณะการกระจายตัวของค่านัสเชิลต์จะคล้ายกับพินตั้งตรงมุม 90° ที่ $H/D=2$ แต่กรณีของ $H/D=3.2$ จะให้ค่าของนัสเชิลต์ต่ำที่ต่ำกว่าและบริเวณที่มีค่านัสเชิลต์ต่ำจะน้อยลง กรณีติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุมแหลม 30° , 45° และ 60° ค่านัสเชิลต์บนพื้นผิวด้านหน้าของพินมีค่าใกล้เคียงกับกรณีพินตั้งตรงมุม 90° ส่วนในบริเวณด้านหลังของพินค่านัสเชิลต์จะสูงเฉพาะจุดโดยมีบริเวณที่มีค่านัสเชิลต์ต่ำเป็นบริเวณที่กว้างกว่ากรณีของพินตั้งตรงมุม 90° เมื่อพิจารณาโดยภาพรวมการติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุมแหลมไม่ส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อนเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีติดตั้งพินตรงมุม 90° กรณีติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุมป้าน 120° และ 135° ค่านัสเชิลต์บนพื้นผิวด้านหน้าพินมีค่าใกล้เคียงกับกรณีพินตั้งตรงมุม 90° ส่วนในบริเวณด้านหลังพินค่านัสเชิลต์จะสูงเฉพาะจุดและยังมีบริเวณที่มีค่านัสเชิลต์ต่ำเป็นบริเวณที่กว้างกว่ากรณีของพินตั้งตรงมุม 90° กรณีติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุมป้าน 150° ให้ค่านัสเชิลต์บนพื้นผิวด้านหน้าพินและด้านหลังพินต่ำกว่ากรณีของพินตั้งตรงมุม 90° เมื่อพิจารณาโดยภาพรวมการติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุมป้านไม่ส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อนเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีติดตั้งพินตรงมุม 90°

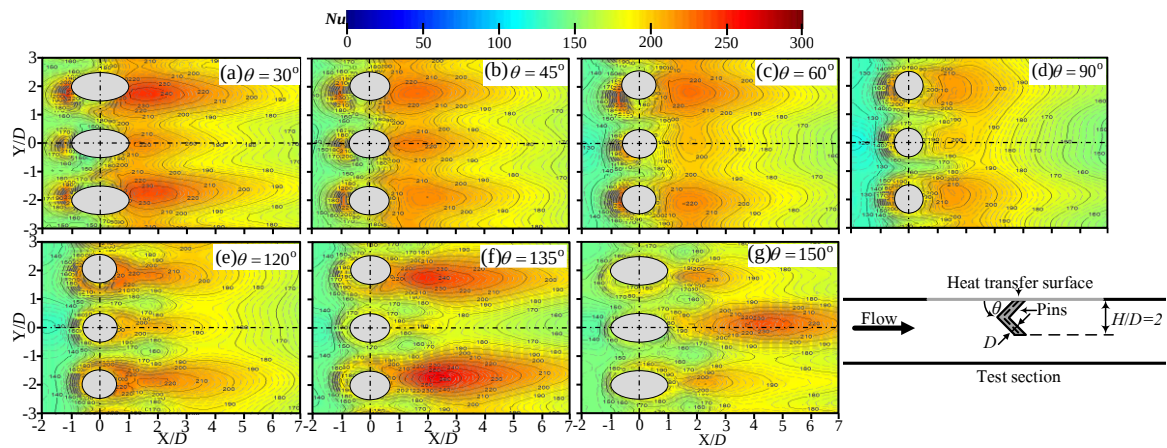


Figure 7 Nusselt number distributions with $H/D=2$ for various pin inclination angles, at $Re=33,000$.

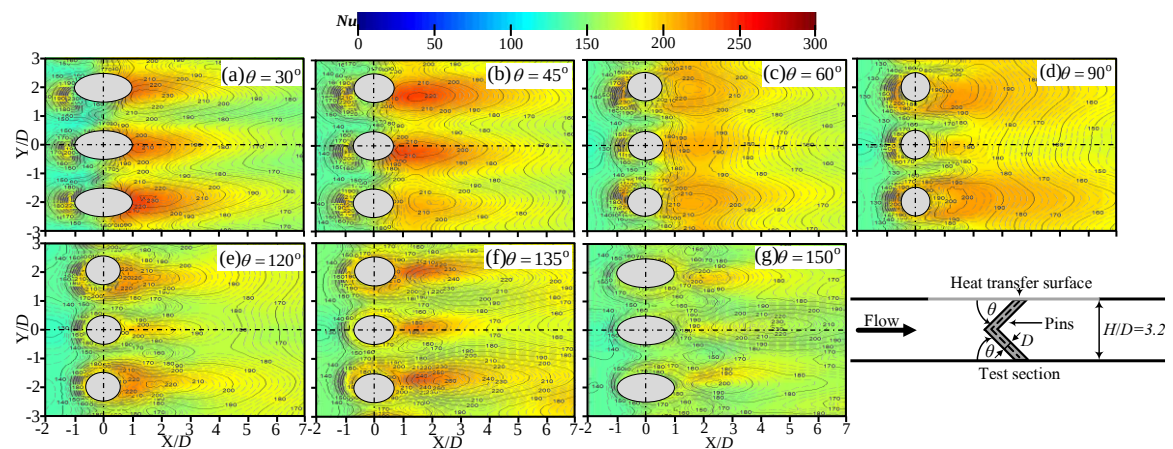


Figure 8 Nusselt number distributions with $H/D=3.2$ for various pin inclination angles, at $Re=33,000$.

3. คำนวณเชลล์เฉลี่ยทั้งพื้นผิว, ค่าตัวประกอบความเสียดทานและค่าสมรรถนะเชิงความร้อนต่อการเปลี่ยนแปลงของค่าเรย์โนลด์ส์ด้วยการติดตั้งแถวพินรูปตัววีเอียง

จาก Figure 9 และ Figure 10 ผลของ คำนวณเชลล์เฉลี่ยทั้งพื้นผิวจาก Figure 7 และ Figure 8 ตามการเปลี่ยนแปลงของค่าเรย์โนลด์ส์ของการไหล ซึ่งไม่พิจารณาคำนวณเชลล์ใต้พื้นผิวของพินในกรณี $H/D=2$ และ 3.2 จากผลการทดลองพบว่าแนวโน้มของค่าน์สเชลล์เฉลี่ยทั้งพื้นผิวเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของค่าเรย์โนลด์ส์ของการไหลในทุกการทดลอง กรณี $H/D=2$ (Figure 9) ผลของการติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุมแหลมและมุมป้านช่วยเพิ่มค่าน์สเชลล์

เฉลี่ยทั้งพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อเปรียบเทียบกับ การติดตั้งพินตรงมุม 90° และจะเห็นได้ชัดเจนเมื่อ ตัวเลขเรย์โนลด์ส์ของการไหลเพิ่มสูงขึ้น ในส่วนของ กรณี $H/D=3.2$ (Figure 10) ผลของการติดตั้งพินรูป ตัววีเอียงในมุมแหลมและมุมป้านไม่ส่งผลให้ คำนวณเชลล์เฉลี่ยทั้งพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน เพิ่มขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับพินตั้งตรงมุม 90° ผลของ การติดตั้งพินรูปตัววีเอียงมุม 135° ที่ $H/D=2$ ให้ คำนวณเชลล์เฉลี่ยทั้งพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนสูง กว่าติดตั้งพินตรงมุม 90° ที่ $H/D=3.2$ ในทุกค่าเรย์ โนลด์ส์และพบว่าผลของการติดตั้งพินรูปตัววี สามารถเพิ่มค่าน์สเชลล์เฉลี่ยได้ขึ้นเป็นหลายเท่าเมื่อ เปรียบเทียบกับพื้นผิวเรียบที่ไม่ได้ติดตั้งพิน

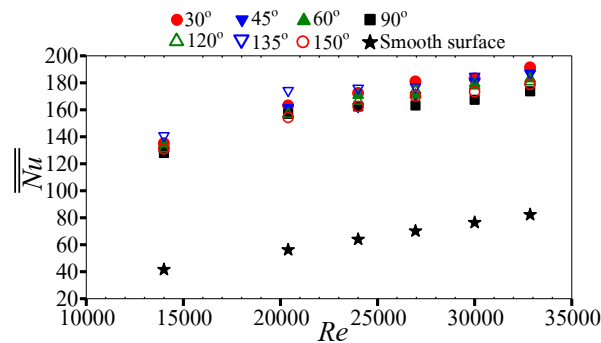


Figure 9 Overall average Nusselt number vs. Reynolds number with $H/D=2$ for different pin inclinations.

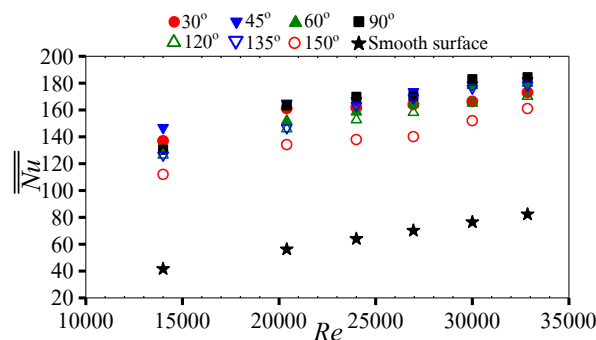


Figure 10 Overall average Nusselt number vs. Reynolds number with $H/D=3.2$ for different pin inclinations

จาก Figure 11 และ Figure 12 แสดงค่าตัวประกอบความเสียหายในช่องการไหลด้วยการติดตั้งแถวของพินรูปตัววีเอียงในกรณี $H/D=2$ และ 3.2 จากผลการทดลองพบว่าแนวโน้มของค่าตัวประกอบความเสียหายในช่องการไหลเกือบคงที่ไม่เพิ่มขึ้นตามค่าเรย์โนลด์สของการไหลที่เพิ่มขึ้น เนื่องด้วยช่วงเรย์โนลด์สที่ทดลองให้ค่าตัวประกอบความเสียหายเปลี่ยนแปลงน้อยมาก การติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุมแหลมและมุมป้านช่วยลดค่าตัวประกอบความเสียหายในช่องการไหลเมื่อเปรียบเทียบกับ การติดตั้งพินตรงมุม 90° ยกเว้นกรณีติดตั้งพินรูปตัววีเอียงมุม 120° ไม่ช่วยให้ค่าตัวประกอบความเสียหายลดลงทั้งในกรณี $H/D=2$ และ 3.2 ตามลำดับค่าตัวประกอบความเสียหายกรณี $H/D=2$ ต่ำกว่ากรณี $H/D=3.2$ ในทุกกรณีที่ทดลอง

จาก Figure 13 และ Figure 14 แสดงค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในช่องการไหลด้วยการ

ติดตั้งแถวพินรูปตัววีเอียงกรณี $H/D=2$ และ 3.2 สมรรถนะเชิงความร้อนคือผลของการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อนต่อผลของการเพิ่มขึ้นของค่าความดันสูญเสียในช่องการไหลซึ่งการเพิ่มขึ้นในที่นี้เปรียบเทียบกับช่องการไหลพื้นผิวเรียบ จากผลการทดลองพบว่าแนวโน้มของค่าสมรรถนะเชิงความร้อนลดลงตามการเพิ่มขึ้นของค่าเรย์โนลด์สของการไหลเนื่องด้วยผลของความดันสูญเสียในช่องการไหลที่เพิ่มขึ้น กรณี $H/D=2$ (Figure 13) การติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุมแหลมและมุมป้านส่งผลให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในช่องการไหลเพิ่มขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับพินตั้งตรงมุม 90° ในทุกค่าเรย์โนลด์สของการไหล ที่ $Re=33,000$ ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสามารถเพิ่มขึ้นได้ 26%, 16%, 8%, 5%, 12% และ 19% จากการติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุม 30° , 45° , 60° , 120° , 135° , และ 150° ตามลำดับเมื่อเปรียบเทียบกับพินตั้งตรงมุม 90°

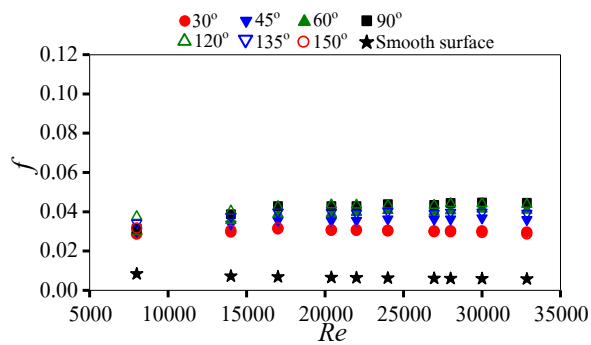


Figure 11 Friction factor vs. Reynolds number with $H/D=2$ for different pin inclinations

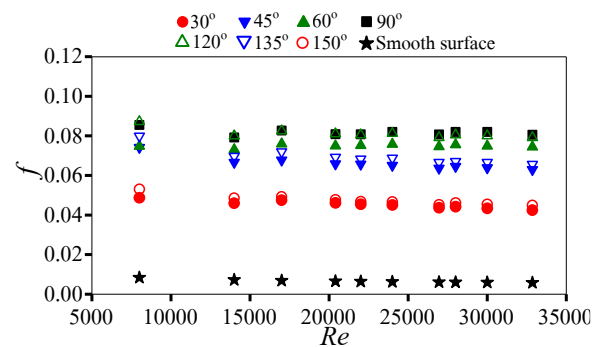


Figure 12 Friction factor vs. Reynolds number with $H/D=3.2$ for different pin inclinations

กรณี $H/D=3.2$ (Figure 14) การติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุม 30° และ 45° ส่งผลให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในช่องการไหลเพิ่มขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับพินตั้งตรงมุม 90° ในทุกค่าเรย์โนลด์ส์ของการไหลที่ $Re=33,000$ ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสามารถ

เพิ่มขึ้นได้ 16%, และ 7% จากการติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุม 30° และ 45° ตามลำดับเมื่อเปรียบเทียบกับพินตั้งตรงมุม 90° การติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุม 120° ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนต่ำสุด

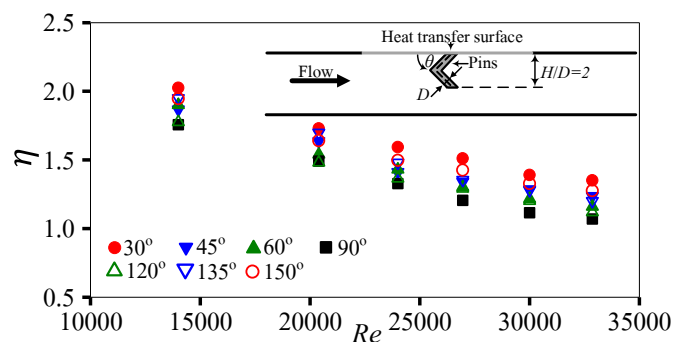


Figure 13 Thermal performance factor vs. Reynolds number with $H/D=2$ for different pin inclinations

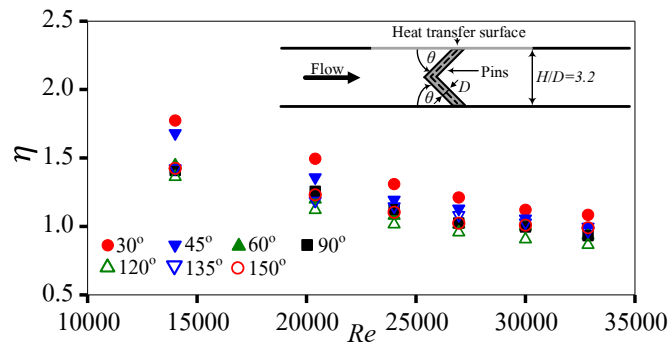


Figure 14 Thermal performance factor vs. Reynolds number with $H/D=3.2$ for different pin inclinations

4. เปรียบเทียบกรณีที่ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นได้สูงสุด

Figure 15 แสดงค่าประสิทธิภาพเฉลี่ยทั้งพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนตามการเปลี่ยนแปลงของตัวเลขเรย์โนลด์สของการไหลเป็นการเปรียบเทียบกรณีที่ติดตั้งพินรูปตัววีเอียงให้ค่าการถ่ายเทความร้อนดีที่สุดในแต่ละอัตราส่วนของความสูงพินซึ่งในที่นี้มีสองอัตราส่วนความสูงพินคือ $H/D=2$ และ $H/D=3.2$ (เต็มช่องการไหล) จากผลการเปรียบเทียบพบว่า การติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุม 135° ด้วย $H/D=2$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าพินตั้งตรงมุม 90° ด้วย $H/D=3.2$ ในทุกค่าของเรย์โนลด์สที่ทดลองและการติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุม 30° ด้วย $H/D=2$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงในบางเรย์โนลด์สและมีค่าใกล้เคียงกันกับพินตั้งตรงมุม 90° ด้วย $H/D=3.2$ การเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อนของพินรูปตัววีเอียงในมุม 30° และ 135° เป็นผลมา

จากการไหลแบบหมุนควงคู่ (Counter rotating vortices) ในด้านหลังของพินใกล้พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งพินตั้งตรงไม่มีคุณลักษณะการไหลดังกล่าวเกิดขึ้นและใกล้เคียงกับงานวิจัยของ Narato *et al.* (2020) เมื่อพิจารณาถึงความดันสูญเสียมองในด้านของตัวประกอบความเสียดทานใน Figure 16 พบว่าการติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุม 30° และ 135° ด้วย $H/D=2$ สามารถช่วยลดความดันสูญเสียลงได้เป็นอย่างมากเมื่อเปรียบเทียบกับพินตั้งตรงมุม 90° ด้วย $H/D=3.2$ ส่งผลให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของการติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุม 30° และ 135° ด้วย $H/D=2$ มีค่ามากกว่าพินตั้งตรงมุม 90° ด้วย $H/D=3.2$ ดังแสดงใน Figure 17 ดังนั้นในการพัฒนาการถ่ายเทความร้อน ลดความดันสูญเสียเพื่อเพิ่มค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในช่องการไหล การติดตั้งพินรูปตัววีเอียงในมุม 30° และ 135° ด้วย $H/D=2$ เป็นทางเลือกที่ดีเพื่อใช้แทนพินตั้งตรงมุม 90° ด้วย $H/D=3.2$

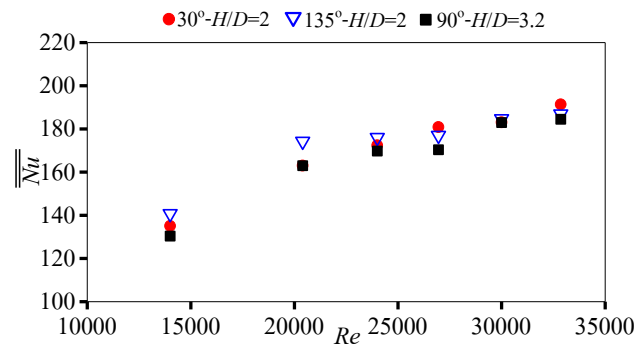


Figure 15 Overall average Nusselt number vs. Reynolds number: Comparison between the best case of $H/D=2$ and $H/D=3.2$.

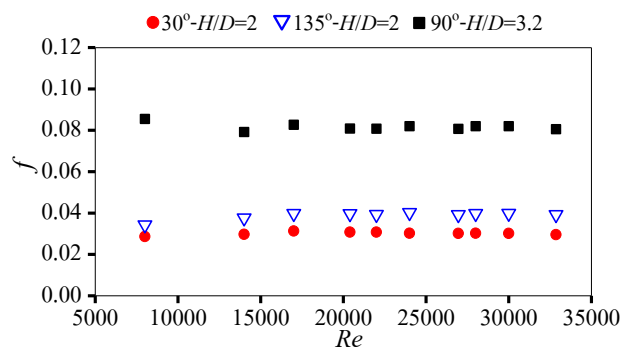


Figure 16 Friction factor vs. Reynolds number: Comparison between the best case of $H/D=2$ and $H/D=3.2$.

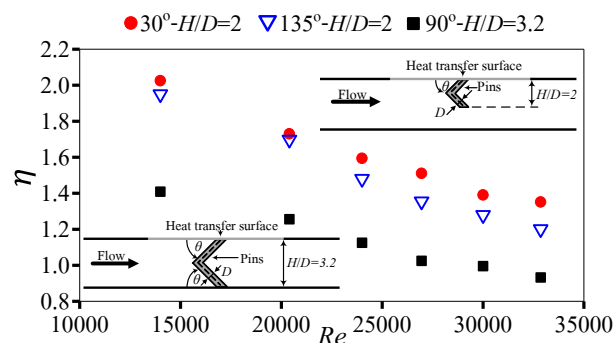


Figure 17 Thermal performance factor vs. Reynolds number: Comparison between the best case of $H/D=2$ and $H/D=3.2$.

สรุป

จากผลการศึกษาคูณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในช่องการไหลจากการติดตั้งแถวพินรูปตัววีเรียงหนึ่งแถว โดยในหนึ่งแถวประกอบไปด้วยพิน 9 ตัว ระยะห่างในแนวขวางกระแสการไหลกำหนดไว้ที่ $S_y=2D$ อัตราส่วนของความสูงพิน $H/D=2$ และ 3.2 ถูกใช้ในการทดลอง ผลของมุมเอียงได้ศึกษาที่ $\theta=30^\circ, 45^\circ,$

$60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 135^\circ$, และ 150° ตามลำดับ ช่วงของตัวเลขเรย์โนลด์สอยู่ระหว่าง 14,000 ถึง 33,000 พบว่า

1. กรณี $H/D=2$ ผลของการติดตั้งพินรูปตัววีเอียงทั้งมุมแหลมและมุมป้านช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวได้เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีการติดตั้งพินตรงมุม 90° แต่ในกรณี $H/D=3.2$ ผลของการติดตั้งพินรูปตัววีเอียงทั้งมุมแหลมและมุมป้านไม่สามารถ

ช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวได้เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีติดตั้ง핀ตรงมุม 90°

2. การติดตั้งฟินรูปตัววีเอียงทั้งมุมแหลมและมุมป้านในกรณี $H/D=2$ และ 3.2 สามารถช่วยลดความดันสูญเสียได้อย่างมีนัยสำคัญเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีติดตั้งฟินตรงมุม 90° ซึ่งสามารถพิจารณาได้จากค่าตัวประกอบความเสียดทานด้วยการติดตั้งฟินรูปตัววีเอียงเปรียบเทียบกับฟินตั้งตรงกรณี $H/D=2$ และ $H/D=3.2$ สามารถลดลงได้สูงสุดอยู่ที่ 33% และ 47% ตามลำดับ

3. กรณี $H/D=2$ ผลของการติดตั้งฟินรูปตัววีเอียงทั้งมุมแหลมและมุมป้านช่วยเพิ่มค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในช่องการไหลได้ซึ่งสามารถเพิ่มขึ้นได้สูงสุดอยู่ที่ 26% เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีติดตั้งฟินตรงมุม 90° แต่ในกรณี $H/D=3.2$ ผลของการติดตั้งฟินรูปตัววีเอียงในมุม 30° และ 45° เท่านั้นที่สามารถช่วยเพิ่มค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในช่องการไหลได้เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีติดตั้งฟินตรงมุม 90°

4. การติดตั้งฟินรูปตัววีเอียงในมุม 30° และ 135° ด้วยอัตราส่วนความสูงฟินที่ $H/D=2$ สามารถใช้แทนการติดตั้งฟินตรงมุม 90° ด้วยอัตราส่วนความสูงฟินที่ $H/D=3.2$ ได้ เนื่องจากฟินรูปตัววีเอียงในกรณีดังกล่าวเป็นตัวพัฒนาการถ่ายเทความร้อนลดความดันสูญเสียเพื่อเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนในช่องการไหล

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและเมคาทรอนิกส์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ ที่ให้ความอนุเคราะห์ใช้เครื่องมือ สถานที่ รวมไปถึง รศ.ดร.ชุต นันทสุตติ ในการให้คำปรึกษากับผู้วิจัยมาโดยตลอด และขอขอบคุณคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย

เทคโนโลยีราชมงคลศรีวิชัย ที่ให้ทุนสนับสนุนการนำเสนองานวิจัย

เอกสารอ้างอิง

- Chang, S.W., Yanng, T.L., Huang, C.C. and Chiang, K.F. 2008. Endwall heat transfer and Pressure drop in rectangular channels with attached and detached circular pin-fin array. **International Journal of Heat and Mass Transfer** 51(21-22): 5247-5259.
- Choi, I.K., Kim, T., Song, S.J. and Lu, T.J. 2007. Endwall heat transfer and fluid flow around an inclined short cylinder. **International Journal of Heat and Mass Transfer** 50(5-6): 919-930.
- Chyu, M.K., Oluyede, E.O. and Moon, H.K. 2007. Heat transfer on convective surface with pin-fins mounted in inclined angles, pp. 861-869. In **ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air**. The American Society of Mechanical Engineers, Montreal, Canada.
- Do, K.D.C., Chung, D.H., Tran, D.Q., Dinh, C.T., Nguyen, Q.H. and Kim, K.Y. 2022. Numerical investigation of heat transfer characteristics of pin-fins with roughed endwalls in gas turbine blade internal cooling channels. **International Journal of Heat and Mass Transfer** 195: 123125.
- Jubran, B.A., Hamdan, M.A. and Abdualh, R.M. 1993. Enhanced Heat Transfer Missing Pin and Optimization for Cylindrical Pin Fin Arrays. **ASME Journal of Heat Transfer** 115(3): 576-583.

- Kline, S.J. and McClintock, F.A. 1953. Describing uncertainties in single-example experiments. **Mechanical Engineering** 75: 3-8.
- Lau, S.C., Kim, Y.S. and Han, J.C. 1985. **Effects of Fin Configuration and Entrance Length on Local Endwall Heat/Mass Transfer in a Pin Fin Channel**. ASME Paper 85-WA/HT-62, The American Society of Mechanical Engineers, Houston, USA.
- Lawson, S.A., Thrift, A.A., Thole, K.A. and Kohli, A. 2011. Heat transfer from multiple row arrays of low aspect ratio pin fin. **International Journal of Heat and Mass Transfer** 54(17-18): 4099-4109.
- Luo, L., Yan, H., Du, W., Su, W., Wang, S. and Huang, D. 2022. Numerical study of a novel curved pin fin for heat transfer enhancement within aeroengine turbine blade. **Aerospace Science and Technology** 123: 107436.
- Metzger, D.E., Berry, R.A. and Bronson, J.P. 1982. Developing Heat Transfer in Rectangular Ducts with Staggered Arrays of Short Pin Fins. **ASME Journal of Heat Transfer** 104(4): 700-706.
- Moon, M.A. and Kim, K.Y. 2014. Analysis and optimization of fan-shaped pin-fin in a rectangular cooling channel. **International Journal of Heat and Mass Transfer** 72: 148-162.
- Narato, P., Wae-hayee, M., Abdullah, M.Z. and Nuntadusit, C. 2020. Effect of pin inclination angle on flow and heat transfer characteristics for a row of pins in a flow channel. **International Communications in Heat and Mass Transfer** 110: 104396.
- Narato, P., Wae-hayee, M., Kaewchoothong, N. and Nuntadusit, C. 2021. Heat transfer enhancement and flow characteristics in a rectangular channel having inclined pin arrays mounted on the endwall surface. **International Communications in Heat and Mass Transfer** 122: 105162.
- Takeishi, K., Oda, Y., Miyake, Y. and Motoda, Y. 2012. Experimental and numerical study on the convective heat transfer and pressure drop in rectangular ducts with inclined pin-fin on a wavy endwall, pp. 1061-1072. *In ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*. The American Society of Mechanical Engineers, Copenhagen, Denmark.
- Webb, R.L. 1980. Air-Side Heat Transfer in Finned Tube Heat Exchangers. **Heat Transfer Engineering** 1(3): 33-49.
- Yang, Z., Luo, L., Cheng, H., Yan, H., Du, W. and Zhou, X. 2024. Numerical study of heat transfer enhancement by using protrusions in curved pin-fin arrays. **Physics of Fluids** 36(5): 055132.