

การเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยการเพิ่มรอยหยักบนครีบบานเกล็ด

An Improvement of Heat Exchanger Efficiency Using Zigzag Louver Fin

เกียรติบดินทร์ หวังเลิศพาณิชย์ และ ขวลิขิต กิตติชัยการ

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

E-mail: kaitbourdin.w@ku.th, fengclk@ku.ac.th

บทคัดย่อ

ในปัจจุบันมีการนำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบช่องขนาดเล็กมาใช้อย่างแพร่หลาย ตัวเครื่องจะประกอบไปด้วยท่อขนาดเล็กที่เป็นช่องการไหลผ่านของสารที่ต้องการให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน และแผ่นครีบบานเกล็ดซึ่งทำหน้าที่เพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน การเปลี่ยนแปลงมุมและขนาดของครีบบานเกล็ดจะส่งผลให้พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนเปลี่ยนแปลงไป งานวิจัยนี้จะศึกษาผลการปรับแต่งครีบบานเกล็ดโดยการเพิ่มรอยหยักทั้งหมด 3 รูปแบบ ต่อประสิทธิภาพทางความร้อนโดยวิธีพลศาสตร์การไหลเชิงคำนวณหรือซีเอฟดี เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำมาจากอลูมิเนียม 3003 ภายในผิวท่อบีอุณหภูมิคงที่ 10 องศาเซลเซียส อากาศที่ไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีความเร็ว 5 เมตร/วินาที และ อุณหภูมิ 30 องศาเซลเซียส และอากาศไหลออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสู่บรรยากาศ จากผลการศึกษาพบว่าการทำรอยหยักเป็นการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของครีบบานเกล็ด ส่งผลให้เพิ่มปริมาณการถ่ายเทความร้อนและความดันลดด้วยการทำรอยหยักมากจะทำให้เกิดการไหลวนที่ทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาก ซึ่งทำให้ความดันลดเพิ่มมากขึ้นด้วย เมื่อเปรียบเทียบอัตราส่วนระหว่างปริมาณการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นกับความดันลดที่เพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับครีบบานเกล็ดแบบเรียบ ผลปรากฏว่าการทำรอยหยักแบบเว้นช่วงจะให้ค่าประสิทธิภาพที่ดีที่สุด

คำสำคัญ :

ซีเอฟดี; ครีบบานเกล็ด; เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Abstract

Nowadays, Microchannel Heat Exchanger is widely used all over the world. It consist of tubes which have coolant flowing in for an exchange of heat and louver fins outside the tubes to enhance heat transfer. Changing the geometry of the louver fins is known to affect heat exchange behavior. This study focused on an effect of 3 new zigzag patterns on louver fin surface to thermal efficiency of heat exchanger. Simulation of air flow over louver fins were

performed by using commercial Computational Fluid Dynamics programme. The heat exchanger was made from Aluminum 3003. The inner surface temperature of the tube was constant at 10 °C. Air of which velocity was 5 m/s and temperature was 30 °C entered the heat exchanger and left it to atmosphere.

From the result obtained, it was found that by making zigzag patterns on surface of louver fin results in an increase in heat transfer and pressure drop. Making too many zigzag patterns led to an existence of vortex at exit of heat exchanger and therefore increases pressure drop. By comparing ratio of the increase in heat transfer to the increase in pressure drop resulted from using different zigzag patterns; it has been shown that zigzag louver fins with space between each zigzag give the highest efficiency.

Keywords :

CFD; Louver Fin; Heat Exchange

1. บทนำ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบช่องขนาดเล็ก หรือ Minichannel heat exchanger (MCHX) ถูกใช้อย่างแพร่หลายมากในปัจจุบัน ประกอบไปด้วยท่อที่เป็นช่องทางการไหลผ่านของสารทำงานที่ต้องการให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน และแผ่นครีบบังซึ่งทำหน้าที่เพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนให้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แผ่นครีบบังจะถูกทำให้เป็นบานเกล็ด (Louver Fin) เพื่อเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อน ส่งผลทำให้ถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้น การถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอาศัยความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างอากาศที่ไหลผ่านแผ่นครีบบานเกล็ด กับสารทำงานที่ไหลอยู่ภายในท่อ ทำให้เกิดการนำความร้อนผ่านแผ่นครีบบังและขนาดต่างๆ ของครีบบานเกล็ดจะส่งผลทำให้พฤติกรรมของการแลกเปลี่ยนความร้อนเปลี่ยนแปลงไปด้วย มีหลายงานวิจัยที่ศึกษาปริมาณการถ่ายเทความร้อนและการลดลงของความดันอากาศที่ไหล

ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบบังเป็นรูปทรงบานเกล็ด ผลการศึกษาทำให้สามารถสรุปออกมาในรูปของสมการโดยใช้ตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับมุมและขนาดต่างๆ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [1] [2] และ [3] ได้ทำการทดลองเฉลี่ยมากกว่า 100 ครั้ง เพื่อหาค่าคงที่ในสมการความสัมพันธ์ระหว่างรูปทรงและขนาดของแผ่นครีบบานเกล็ด กับปริมาณทางความร้อนและการลดลงของความดัน อย่างไรก็ตาม มุม รูปร่าง และขนาดต่างๆ ของครีบบังระบายความร้อนมีผลอย่างมาก

ความร้อนที่แลกเปลี่ยนภายในเครื่องและความดันที่ลดลงของสารทำงาน [4] ได้ทำการปรับแต่งมุมของครีบบานเกล็ดให้เหมาะสมและเกิดประสิทธิภาพที่ดีที่สุด โดยการใช้การจำลองการไหล 2 มิติ [5] ได้ปรับเปลี่ยนมุมเอียงของครีบบานเกล็ดผ่านการจำลองการไหล และทำการทดลองเพื่อเปรียบเทียบความแม่นยำของการจำลองการไหล นำผลที่ได้ไปหาค่าที่เหมาะสมที่สุดผ่าน



โปรแกรมคำนวณ [6] ได้ศึกษาผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงขนาดและมุมของครีบบานเกล็ดที่มีผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยการจำลองการไหลแบบ 3 มิติทางคอมพิวเตอร์ พบว่าการเปลี่ยนมุมของบานเกล็ดจะส่งผลมากกว่าเปลี่ยนขนาดอื่นๆ

[7] สร้างครีบบานเกล็ดขึ้นมาเพื่อทำการทดลองและเก็บข้อมูล จากผลการทดลองพบว่ามุมที่มีค่าสัมประสิทธิ์ทางความร้อนที่ดีที่สุดอยู่ในช่วง 28-30 องศา [8] ทำการทดลองทั้งหมด 45 รูปแบบ โดยใช้น้ำเป็นสารทำงานไหลภายในท่อและอากาศเป็นสารทำงานที่ไหลอยู่ภายนอกเพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนและความดันลดต่อมุมและขนาดต่างๆ ของครีบบานเกล็ด และเปรียบเทียบกับความสัมพันธ์อื่นๆ [9] ทำการทดลองเพื่อหาความสัมพันธ์เช่นเดียวกันโดยสร้างโมเดลการทดลองและปรับมุมและขนาดต่างๆ ของครีบบานเกล็ด [10] ได้ศึกษามุมและขนาดของแผ่นครีบบานเกล็ดที่มีผลกระทบต่อตัวแปรทั้งสองเหมือนกัน และเพิ่มการศึกษาการไหลพบว่า การไหลเข้าแบบสมมาตรจะให้ผลที่ดีกว่าการไหลเข้าแบบไม่สมมาตร

[11] ได้จำลองการไหลทางคอมพิวเตอร์แบบ 2 มิติ และ 3 มิติ ผ่านครีบบานเกล็ดเพื่อศึกษารูปแบบของการไหลและปริมาณทางความร้อน [12] ก็ได้ใช้การจำลองการไหลในการปรับแต่งมุมและขนาดต่างๆ ของครีบบานเกล็ดที่ติดตั้งอยู่ภายในหม้อน้ำรถยนต์ [13] ได้เสนอว่าการถ่ายเทความร้อนจากท่อที่อยู่ติดกันจะมีปริมาณที่ไม่เท่ากันโดยใช้โปรแกรม ANSYS FLUENT ในงานวิจัย

สำหรับบทความนี้จะนำเสนอการศึกษาเกี่ยวกับรูปร่างของแผ่นครีบบานเกล็ดที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันลด เปรียบเทียบกับกรณีที่เปลี่ยนจากแผ่นเรียบเป็นรูปแบบรอยหยักต่างๆ ผ่านการจำลองการไหลทางคอมพิวเตอร์โดยใช้โปรแกรม ANSYS FLUENT เนื่องจากการสร้างรอยหยักนั้นสามารถทำได้ง่ายเพียงแค่ปรับแต่งเครื่องมือการผลิตเพียงเล็กน้อยเท่านั้น

2. วิธีดำเนินการวิจัย



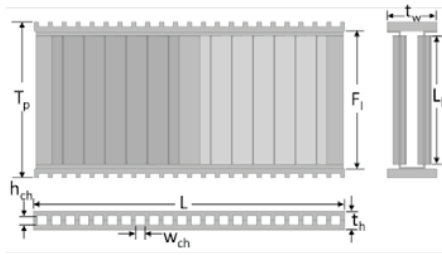
2.1 แนวทางวิเคราะห์

การจำลองการไหลของของไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Minichannel ทั้งเครื่องนั้นเป็นไปได้อย่างและสิ้นเปลืองทรัพยากรทางคอมพิวเตอร์เป็นอย่างมาก อย่างไรก็ตามหากสังเกตลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะพบว่ามีส่วนย่อยๆ ที่เหมือนและซ้ำกัน ดังนั้นในการศึกษานี้จะจำลองการไหล โดยตั้งค่าเงื่อนไขให้ไหลวนซ้ำได้และสามารถจำลองการไหลในขอบเขตที่เล็กลงเพื่อประหยัดหน่วยความจำของคอมพิวเตอร์และลดเวลาในการประมวลผลลงได้

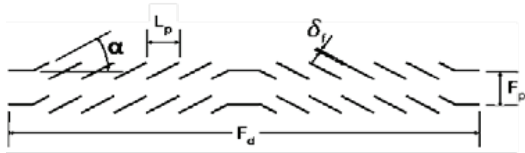
สำหรับการศึกษานี้จะจำลองการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบด้วยช่องหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัสจำนวน 22 ช่อง แต่ละช่องมีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (D_h) 0.54 มิลลิเมตร ดังแสดงในภาพที่ 1 ภาคตัดขวางของครีบบานเกล็ดแสดงในภาพที่ 2 ขนาดและมุมของครีบบานเกล็ดซึ่งถูกกำหนดในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 ขนาดและมุมของครีบบานเกล็ดที่ใช้โปรแกรมจำลองการไหล

ตัวแปร	F_L (mm)	L (mm)	L_L (mm)	N_{LB}	T_p (mm)	t_h (mm)	t_w (mm)	h_{ch} (mm)	w_{ch} (mm)	F_d (mm)	F_p (mm)	A	L_p (mm)	δ_f (mm)
ขนาด	7.80	17.60	7.30	2	8.84	1.04	2.8	0.54	0.54	17.40	1.40	30°	1.20	0.08



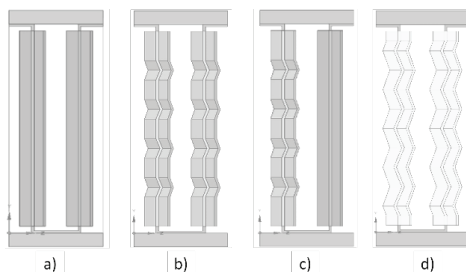
ภาพที่ 1 ขนาดของครีบบานเกล็ด



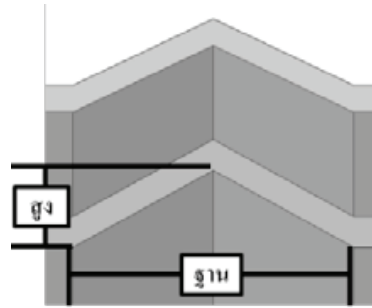
ภาพที่ 2 ภาพตัดขวางและขนาดของครีบบานเกล็ด

ในการศึกษากำหนดให้ครีบบานเกล็ดกับท่อแนบติดกันสนิทและให้แผ่นครีบบานเกล็ดการเรียงตัวเป็นรูปตัวยู (U-shape) [13] แต่ที่ปลายทางด้านหน้าและท้ายของท่อจะถูกกำหนดให้เป็นมุมแทนที่เส้นโค้งเพื่อที่จะลดจำนวน mesh ในบริเวณที่ไม่ได้สนใจ

ในงานวิจัยได้ออกแบบรูปทรงของครีบบานเกล็ดใหม่เป็น 3 รูปทรง ตามภาพที่ 3 ได้แก่ ครีบบานเกล็ดที่ทำรอยหยักแบบเว้นช่วงทั้งสองฝั่ง ทำรอยหยักเพียงแค่ฝั่งเดียว และทำรอยหยักแบบไม่เว้นช่วงทั้งสองฝั่ง รอยหยักจะมีอัตราส่วนความสูงกับความยาวฐาน (Aspect Ratio; AR) ของรอยหยักเท่ากันที่ 0.1644 (ภาพที่ 4)



ภาพที่ 3 รูปแบบของครีบบานเกล็ด a) แบบเดิม b)-d) รูปแบบใหม่



ภาพที่ 4 รายละเอียดของรอยหยักบนครีบบานเกล็ด

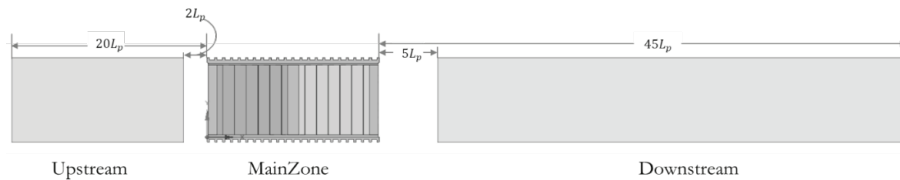
2.2 ขอบเขตการไหล

สำหรับขอบเขตของการจำลองแบบคณิตศาสตร์จะประกอบไปด้วย 2 ส่วน คือ ของแข็ง (ส่วนที่เข้ากันของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน) และของไหล (ปริมาตรของอากาศ) ผิวของ 2 ส่วนที่สัมผัสกันจะถูกตั้งเงื่อนไขการคำนวณเป็น Couple Wall เพื่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อนระหว่างกัน

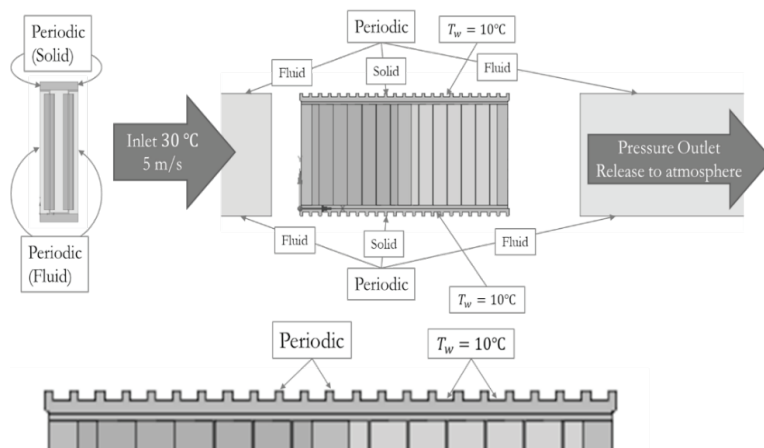
เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอย่างมากที่บริเวณทางเข้าและทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จึงจำเป็นต้องแบ่งปริมาตรของอากาศให้เป็น 3 ส่วน (ภาพที่ 5) ในบริเวณ MainZone คือ บริเวณสนใจเพื่อต้องการสร้าง mesh ที่ละเอียดเพื่อให้โปรแกรมสามารถคำนวณการเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้นนี้ได้ นอกจากนี้ในบริเวณนี้ได้ทำการเพิ่มระยะทางเข้าและทางออก เพื่อให้การไหลเป็นแบบ Fully Developed Flow ทั้งก่อนเข้าและออกครีบบานเกล็ดจึงเพิ่มระยะทางเข้าและทางออกของโดเมนเป็น 20 และ 45 เท่าของ L_p ตามลำดับ [13] และในการศึกษาครั้งนี้ต้องการเพิ่มความแม่นยำของการคำนวณในบริเวณทางด้านขาเข้าและออกครีบบานเกล็ด โดยจะเพิ่มระยะขอบเขตของ Main Zone ที่มี mesh ละเอียดเป็น 2 และ 5 เท่าของ L_p ตามลำดับ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่วิเคราะห์ทำมาจาก aluminum alloy 3003 มีค่าการนำความร้อนวัสดุ 180 W/(m K) กำหนดให้มีอุณหภูมิที่ผิวด้านในท่อเป็น 10 °C คงที่ เนื่องจากภายในท่อเกิดการระเหยของสารผสมระหว่าง R134a กับ R410a ที่ได้รับความร้อนจากอากาศภายนอก [13] กำหนดให้อากาศที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยน

ความร้อนเป็นอากาศแห้ง การไหลของอากาศเป็นการไหลแบบไม่อัดตัว ไม่คิดผลที่เกิดจากแรงลอยตัว และ viscous dissipation คุณสมบัติของอากาศอ้างอิงจาก [14] อากาศที่ไหลเข้ามีความเร็ว 5 m/s อุณหภูมิ 30 °C ทางขาออกกำหนดให้อากาศไหลออกสู่บรรยากาศ ($P = 0$ Pa)



ภาพที่ 5 การยึดทางเข้าและทางออกของโดเมนและระยะ



ภาพที่ 6 ขอบเขตการไหลและเงื่อนไขที่ขอบต่างๆ

2.3 การสร้าง Mesh และกระบวนการจำลองทางคณิตศาสตร์

การสร้าง Mesh แบบ Hybrid Conformal ถูกนำมาใช้ในการแก้ปัญหาค้างนี้ กล่าวคือบริเวณชั้นขีด ผิวใกล้กับแผ่นครีบบน Mesh แบบ Hexahedral เพื่อการคำนวณที่แม่นยำในบริเวณดังกล่าว ส่วนอื่นเป็น Mesh แบบ Tetrahedral ผสมกับ Hexahedral การทำเช่นนี้จะส่งผลให้ได้จำนวน Mesh ที่น้อยลง

แต่ความถูกต้องของการคำนวณยังคงเหมือนเดิม และลดเวลาที่ใช้ในการคำนวณอีกด้วย ขนาดของ Mesh ใหญ่ที่สุดมีขนาด 1 มิลลิเมตร และ Growth Rate คือ 1.2 ผิวของของไหลที่สัมผัสกับของแข็งได้สร้าง Mesh เป็นชั้นบางๆ โดยมีค่า $y^+ < 1$ เพื่อให้การคำนวณปริมาณทางความร้อนในบริเวณใกล้ผิวของแข็งมีความแม่นยำ

โปรแกรม ANSYS FLUENT 18.1 ถูกนำมาใช้ในการแก้สมการการไหล (สมการที่ 1-3) โดยมีการตั้งค่าเงื่อนไขต่างๆ ตามที่กล่าวมาข้างต้น ในปัญหานี้ แบบจำลองความปั่นป่วนของการไหล ที่นำมาใช้คือ Realizable k- ϵ Enhance Wall Treatment ใช้การแก้ สมการแบบ couple ทุกสมการ ใช้ Second Order upwind เพื่อความแม่นยำที่มากขึ้น และ Scaled residue ของทุกสมการถูกตั้งไว้ที่ $1e-6$ ยกเว้นสมการพลังงานจะถูกตั้งไว้ที่ $1e-9$

- สมการอนุรักษ์มวล;

$$\rho \nabla \vec{v} = 0 \quad (1)$$

- สมการโมเมนตัม;

$$\rho \nabla \vec{v} \vec{v} = -\nabla \vec{P} + \mu \nabla^2 \vec{v} \quad (2)$$

- สมการพลังงาน;

$$\rho c_p \nabla T = k \nabla^2 T \quad (3)$$

เมื่อ ρ คือ ความหนาแน่นของอากาศ, คือ c_p ความจุความร้อนจำเพาะ, k คือ สภาพนำความร้อน, P คือ ความดัน, v คือ ความเร็วของอากาศ, μ คือ ความหนืดของอากาศ

2.4 การคำนวณ

ในการคำนวณเป็นการนำค่าที่ได้จากการจำลองการไหลมาคำนวณในรูปแบบเดียวกับการทดลอง เพื่อที่จะสามารถเปรียบเทียบผลระหว่างทั้งสองวิธีได้ เริ่มต้นจากการนำค่าต่างๆ มาจากระนาบที่ทางขาเข้า และขาออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ภาพที่ 7) นำอุณหภูมิเฉลี่ยและความดันเฉลี่ยจากทั้งสองระนาบ รวมถึงอุณหภูมิที่ผิวด้านในท่อ มาคำนวณในสมการที่ 4-10 เพื่อคำนวณหาค่า JF ในสมการที่ 10

$$q = \dot{m} c_p (T_{hi} - T_{ho}) \quad (4)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{hi} - T_{ho}) - (T_{hi} - T_w)}{\ln \left(\frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_w} \right)} \quad (5)$$

$$h = \frac{q}{A_s \Delta T_{lm}} \quad (6)$$

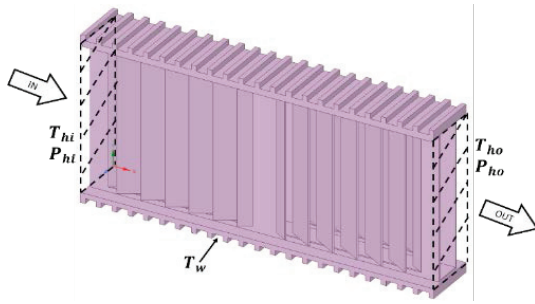
$$Nu = \frac{h L_p}{k} \quad (7)$$

$$j_{num} = \frac{Nu}{Re_{L_p} Pr^{1/3}} \quad (8)$$

$$f_{num} = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U_{in}^2} \times \frac{L_p}{4L} \quad (9)$$

$$JF = \frac{j_{num}/j_{ref}}{(f_{num}/f_{ref})^{1/3}} \quad (10)$$

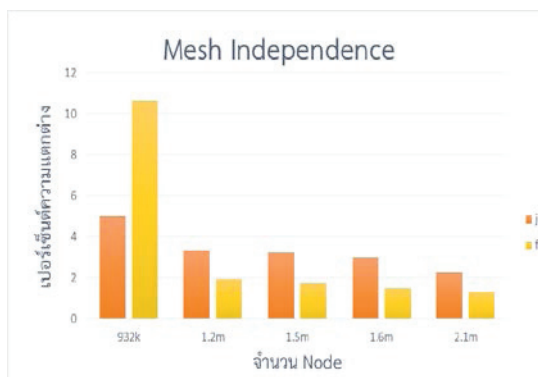
เมื่อ A_s คือ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด, f_{num} คือ Fanning friction factor จากการคำนวณแผ่นครีบบานเกล็ดแบบใหม่, f_{ref} คือ Fanning friction factor จากการคำนวณแผ่นครีบบานเกล็ดแบบราบ, h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย, j_{num} คือ Colburn j-factor จากการคำนวณแผ่นครีบบานเกล็ดแบบใหม่, f_{ref} คือ Colburn j-factor จากการคำนวณแผ่นครีบบานเกล็ดแบบราบ, JF คือ JF factor, $\dot{m}$ คือ อัตรามวลไหล, Nu คือ เลขนัสเซลต์, ΔP คือ ความดันลด = $P_{hi} - P_{ho}$, P_{hi} คือ ความดันทางเข้า, P_{ho} คือ ความดันทางออก, Pr คือ เลขพรันด์เทิล, q คือ การเปลี่ยนความร้อน, Re_{L_p} คือ เลขเรย์โนลด์ส์ของอากาศ, T_{hi} คือ อุณหภูมิทางเข้า, T_{ho} คือ อุณหภูมิทางออก, T_w คือ อุณหภูมิที่ผิวภายในท่อ, ΔT_{lm} คือ ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก, U_{in} คือ ความเร็วของอากาศที่ทางเข้า



ภาพที่ 7 ตัวแปรและตำแหน่งของอากาศที่ไหลผ่าน

2.5 Mesh Independence

ผลที่ได้จากการจำลองการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบบานเกล็ดแบบเรียบจะนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดลอง [2] จำนวน Node ของ Mesh ที่ 932480, 1201935, 1503219, 1622484 และ 2101880 ถูกนำมาใช้ในการแก้สมการการไหล ผลที่ได้พบว่าที่จำนวน 1.2 ล้านถึง 1.5 ล้าน มีเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างน้อยกว่า 4% ทั้งค่า j และ f (ภาพที่ 8) ดังนั้น จำนวนของ Mesh ในช่วงดังกล่าวจึงมีความละเอียดเพียงพอสำหรับการศึกษารั้งนี้ หากเพิ่มจำนวนขึ้นผลที่มีค่าจะได้เปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อย



ภาพที่ 8 Mesh Independence

3. ผลการศึกษา

แบบจำลองการไหลถูกคำนวณด้วยโปรแกรม ANSYS FLUENT 18.1 ผ่านเครื่องคอมพิวเตอร์สมรรถนะสูง WATA CLUSTER ของคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ ใช้เวลาในการคำนวณแต่ละแบบจำลองประมาณ 4 ชั่วโมง จากการคำนวณและเปรียบเทียบกับค่า JF ในสมการที่ 10 เพราะค่า JF เป็นการเปรียบเทียบปริมาณการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นกับความดันลดที่เพิ่มขึ้นของของไหลที่ไหลผ่านครีบบานเกล็ดรูปแบบใหม่เทียบกับครีบบานเกล็ดแบบเรียบ ค่า JF ที่มากกว่า 1 แสดงถึงปริมาณการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นมีผลมากกว่าความดันลดที่เพิ่มขึ้น จากตารางที่ 2 พบว่าครีบบานเกล็ดรูปแบบ b) มี JF มากที่สุด และรูปแบบ d) น้อยที่สุด แต่ถ้าเปรียบเทียบจากปริมาณความร้อนจะพบว่ารูปแบบ d) มีค่ามากกว่ารูปแบบ b) จากผลที่เกิดขึ้นสามารถอธิบายเป็นหัวข้อต่างๆ ได้ดังนี้

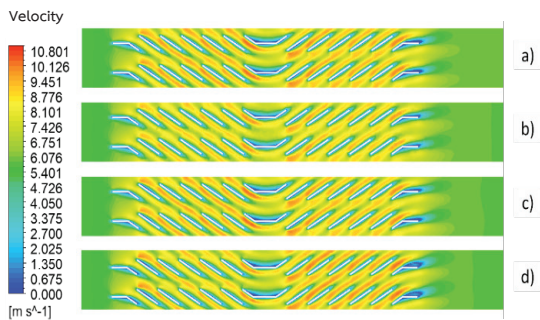
ตารางที่ 2 แสดงค่า Nu, การลดลงของความดัน และ JF

type	Nu	del-P	j	f	JF
a	0.024603	116.5398	0.024603	0.136527	1
b	0.024900	118.5032	0.024900	0.138828	1.006428
c	0.024742	117.3187	0.024742	0.13744	1.003399
d	0.024861	121.6048	0.024861	0.142461	0.99625

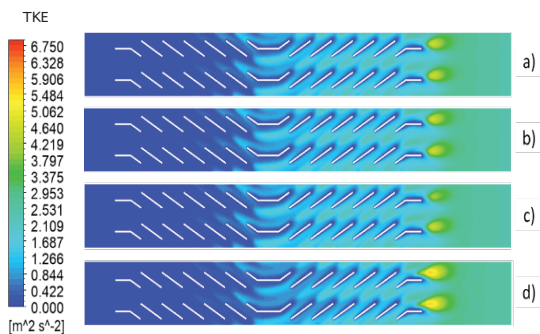
3.1 ลักษณะการไหล : ความเร็วในการไหล และ Turbulent Kinetic Energy

จากการสร้างระนาบกึ่งกลางระหว่างท่อบนและล่างเพื่อสังเกตการไหลของอากาศผ่านครีบบานเกล็ดพบว่า ณ แผ่นครีบบานเกล็ดแผ่นสุดท้าย

เกิดการไหลวนขึ้น ยิ่งมีการไหลวนมาก ความดันลด ยิ่งมาก จากภาพที่ 9 พบว่า ครีบบานเกล็ดรูปแบบ d) มีการไหลวนที่แผ่นครีบบานเกล็ดมากที่สุด ส่งผลให้เกิดความดันลดที่มากขึ้น แต่รูปแบบ b) มีการไหลวนใกล้เคียงกับ รูปแบบ a) ที่เป็นรูปแบบอ้างอิง จึงทำให้ความดันลดเพิ่มขึ้นไม่มากเท่ารูปแบบ d)



ภาพที่ 9 Velocity Contour



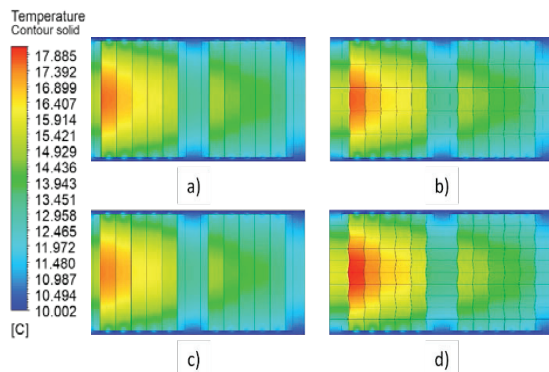
ภาพที่ 10 Turbulence Kinetic Energy

จากภาพที่ 10 เป็นการแสดงค่า TKE หรือ Turbulence Kinetic Energy ซึ่งเป็นปริมาณที่แสดงถึงความปั่นป่วนของการไหล ณ ตำแหน่งต่างๆ ผลแสดงให้เห็นว่าอากาศที่ไหลผ่านครีบบานเกล็ดรูปแบบ d) ที่ทางออกมี TKE ที่สูงกว่ารูปแบบอื่น

กล่าวคือการไหลมีความปั่นป่วนสูงที่สุด ส่งผลให้ความดันลดมากกว่ารูปแบบอื่น แต่การไหลภายในช่วงครีบบานเกล็ด TKE ของรูปแบบ d) มีปริมาณที่น้อย ส่งผลให้ปริมาณความร้อนเพิ่มขึ้นไม่มากนัก จากเหตุผลที่กล่าวมาส่งผลให้ค่า JF ของรูปแบบ d) นั้นลดลงต่ำกว่า 1 ส่วนรูปแบบ b) และ c) ค่า TKE ที่บริเวณด้านทางออกไม่เพิ่มขึ้นมาก เมื่อเทียบกับรูปแบบ a) ทำให้ความดันลดของทั้ง 2 รูปแบบนี้ไม่ได้เพิ่มขึ้นมาก ค่า JF ของรูปแบบ b) และ c) จึงเพิ่มขึ้นมากกว่า 1

3.2 การกระจายตัวของอุณหภูมิบนครีบบานเกล็ด

ภาพที่ 11 แสดงอุณหภูมิบนครีบบานเกล็ด พบว่ามีอุณหภูมิมากที่สุดที่บริเวณครีบบานเกล็ดแผ่นที่ 2 เนื่องจากอากาศร้อนวิ่งเข้ามาปะทะแผ่นครีบบานเกล็ดโดยตรง ในบริเวณดังกล่าวของรูปแบบทั้งสี่นั้น มีความแตกต่างกันอย่างเห็นได้ชัด รูปแบบ a) แผ่นครีบบานเกล็ดไม่ได้มีการทำรอยหยักใดๆ พื้นที่ซึ่งอากาศไหลมาปะทะ ณ ครีบบานเกล็ดแผ่นที่ 2 จึงมีปริมาณที่น้อย ส่งผลให้อุณหภูมิที่เกิดขึ้นมีค่าน้อยกว่ารูปแบบอื่นด้วยแต่รูปแบบ d) มีการทำรอยหยักจำนวนมากที่สุดและส่งผลให้อุณหภูมิ ณ ตำแหน่งเดียวกันมีค่ามากที่สุดด้วยเช่นกัน ทำให้การถ่ายเทความร้อนของรูปแบบ d) มีค่าสูงสุด รูปแบบ b) จะมีอุณหภูมิในบริเวณดังกล่าวน้อยกว่ารูปแบบ d) ดังนั้นการเพิ่มรอยหยักบนครีบบานเกล็ดจะส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่มากขึ้นด้วย



ภาพที่ 11 อุณหภูมิบนแผ่นครีบบานเกล็ด

4. สรุปผลการศึกษา

การทำรอยหยักบนแผ่นครีบบานเกล็ดส่งผลให้ปริมาณการแลกเปลี่ยนความร้อนและการลดลงของความดันเปลี่ยนแปลงไปในอัตราส่วนที่แตกต่างกันไปในแต่ละรูปแบบ ถ้าครีบบานเกล็ดรูปแบบใดมีค่า JF มากกว่า 1 แสดงว่าครีบบานเกล็ดรูปแบบนั้นมีประสิทธิภาพที่ดีกว่ารูปแบบเก่า สามารถอธิบายพฤติกรรมต่างๆ ได้ดังต่อไปนี้

- การไหลวนและค่า TKE ที่บริเวณท้ายของครีบบานเกล็ด ถ้าค่าทั้งสองมีปริมาณมาก จะส่งผลให้การลดลงของความดันนั้นมีค่ามาก และ JF จะลดลงต่ำกว่า 1 ได้

- อุณหภูมิบนครีบบานเกล็ดแผ่นที่ 2 เป็นบริเวณรับการกระแทกของอากาศ หากทำรอยหยักมากและอุณหภูมิเฉลี่ยของแผ่นครีบบานเกล็ดมาก จะส่งผลให้ปริมาณการแลกเปลี่ยนความร้อนมีมากขึ้น

จากผลการศึกษาทั้งหมด เมื่อพิจารณาที่ค่า JF แล้วพบว่าครีบบานเกล็ดรูปแบบ b) จะมีประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีที่สุด รองลงมาคือรูปแบบ c) แต่รูปแบบ d) จะมีประสิทธิภาพที่แย่ลงเมื่อเทียบกับรูปแบบเดิม เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของความดัน มีค่ามากกว่าการเพิ่มขึ้นของปริมาณการแลกเปลี่ยนความร้อน

5. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยครั้งนี้ได้แหล่งทุนสนับสนุนจาก คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ รหัสทุน 60/12/ME/M.ENG

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Chang Y-J and Wang C-C (1997). A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. International Journal of Heat and Mass Transfer, 40(3): 533-544.
- [2] Park Y-G and Jacobi A M (2008). Air-Side Heat Transfer and Friction Correlations for Flat-Tube Louver-Fin Heat Exchangers. Journal of Heat Transfer, 131(2): 12.
- [3] Ryu K and Lee K-S (2015). Generalized heat-transfer and fluid-flow correlations for corrugated louvered fins. International Journal of Heat and Mass Transfer, 83: 604-612.
- [4] Ryu K, Yook S-J, and Lee K-S (2014). Optimal design of a corrugated louvered fin. Applied Thermal Engineering, 68(1): 76-79.
- [5] Jang J-Y and Chen C-C (2015). Optimization of louvered-fin heat exchanger with variable louver angles. Applied Thermal Engineering, 91: 138-150.
- [6] Sadeghianjahromi A, Kheradmand S, and Nemati H (2018). Developed correlations for heat transfer and flow friction characteristics of louvered finned tube heat exchangers. International Journal of Thermal Sciences, 129: 135-144.

[7] Aoki H, Shinagawa T, and Suga K (1989). An experimental study of the local heat transfer characteristics in automotive louvered fins. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2(3): 293-300.

[8] Kim M-H and Bullard C W (2002). Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 25(3): 390-400.

[9] Zhang X and Tafti D K (2003). Flow efficiency in multi-louvered fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(10): 1737-1750.

[10] Vaisi A, Esmaeilpour M, and Taherian H (2011). Experimental investigation of geometry effects on the performance of a compact louvered heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 31(16): 3337-3346.

[11] Perrotin T and Clodic D (2004). Thermal-hydraulic CFD study in louvered fin-and-flat-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 27(4): 422-432.

[12] Ferrero M, et al. (2013). Louver Finned Heat Exchangers for Automotive Sector: Numerical Simulations of Heat Transfer and Flow Resistance Coping With Industrial Constraints. *Journal of Heat Transfer*, 135(12): 12.

[13] Khovalyg D, Hrnjak P S, and Jacobi A M (2018). Heat flux variation between neighboring channels in compact minichannel heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 135: 418-434.

[14] Cengel Y A and Ghajar A J (2015). *Heat and Mass Transfer Fundamentals & Applications*. 5 ed.: McGrawHill.