

สหสัมพันธ์สำหรับทำนายความดันตกของการไหลผ่าน ครีบลแลกเปลี่ยนความร้อน

Correlation for Pressure Drop Prediction of Flow Through Heat Exchanger Fins

Jongyos Tiandum¹, Kampon Oranon¹, Piyabut Nitjumnong², Daniel Luca² and Keerati Suluksna¹

¹ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

² บริษัท แอร์ อินเตอร์เนชั่นแนล เทอร์มอล ซิสเต็มส์ (ประเทศไทย) จำกัด

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ศึกษาความดันตกของน้ำมันเกียร์ที่ไหลผ่านครีบลแลกเปลี่ยนความร้อน ตัวแปรออกแบบประกอบด้วย ระยะพิทช์ ความสูงครีบล มุมเอียงครีบล อัตราการไหล และอุณหภูมิน้ำมันเกียร์ การศึกษาใช้ซอฟต์แวร์ช่วยในการจำลองผล พบว่า ความดันตกมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้นและอุณหภูมิน้ำมันเกียร์ลดลง เมื่อพิจารณาปัจจัยขนาดครีบลพบว่า ความดันตกมีค่าลดลงเมื่อระยะพิทช์ ความสูงครีบล และมุมเอียงครีบลเพิ่มขึ้น โดยปัจจัยที่ส่งอิทธิพลเรียงลำดับจากมากคือ อัตราการไหล อุณหภูมิน้ำมันเกียร์ ระยะพิทช์ ความสูงครีบล และมุมเอียงครีบล ตามลำดับ ผลการจำลองถูกนำไปสร้าง สหสัมพันธ์สำหรับทำนายความดันตก พบว่าสมการสหสัมพันธ์ที่พัฒนาขึ้นให้ค่าความแม่นยำในการคำนวณเฉลี่ย 94 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับผลการทดลอง

คำสำคัญ : ความดันตก ครีบลแลกเปลี่ยนความร้อน สหสัมพันธ์

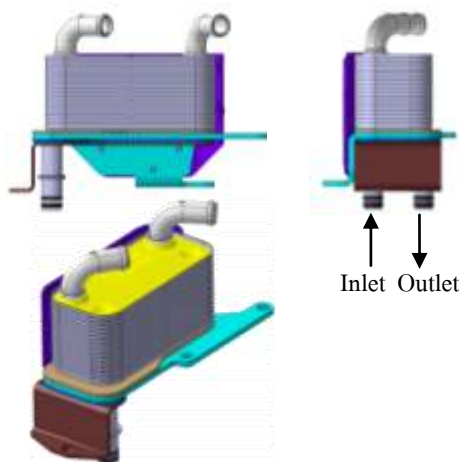
Abstract

This research studies the pressure drop of the gear oil flows through the heat exchanger fins. The designed variables consist are pitch length, fin height, fin inclination angle, oil flow rate, and oil temperature. The study has been investigated based on computer software simulation. The results found that, the pressure drop increased as increasing of the oil flow rate and decreasing of the oil temperature. Consideration of the fin size effects, it is found that, the pressure decreased as the pitch length, fin height, and fin inclination angle are increased. By sorting of fin size effects that dominate on pressure drop in are oil flow rate, oil temperature, pitch length, fin height, and fin inclination angle, respectively. The simulation results have been taken to formulate the correlation for predicting the pressure drop. It is found that the developed correlation gives an average accuracy in calculating of 94% compare with experimental data.

Key words: Pressure drop, Heat exchanger fins, Correlation

1. บทนำ

น้ำมันเกียร์ถูกใช้เพื่อลดความเสียดทานให้กับเกียร์รถยนต์ เมื่อเกียร์ทำงานเป็นเวลานานจะเกิดความร้อนสะสมในน้ำมันเกียร์ ทำให้สมบัติและประสิทธิภาพการใช้งานลดลง จึงจำเป็นต้องระบายความร้อนเพื่อลดอุณหภูมิ น้ำมันเกียร์ โดยใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (รูปที่ 1) ที่ประกอบด้วยครีบริบปร่างขดไปมา จัดเรียงเป็นแถวและวางซ้อนกันหลายชั้น อย่างไรก็ตาม การไหลในช่องครีบริบที่ขดไปมาจะเกิดการสูญเสียความดันขึ้นตามปัจจัยต่าง ๆ อาทิ รูปทรงครีบริบ อัตราการไหล อุณหภูมิ น้ำมันเกียร์ เป็นต้น การทราบความดันตกในอุปกรณ์จึงมีความสำคัญ เพราะเกี่ยวข้องกับการออกแบบกำลังปั๊มและสมบัติ น้ำมันเกียร์ การสร้างต้นแบบอุปกรณ์ด้วยการลองถูกผิดเพื่อ นำไปทดสอบ เป็นเรื่องที่มีต้นทุนสูงและใช้เวลานาน จึงพบการนำซอฟต์แวร์เข้ามาช่วยจำลองผล [1, 2, 3] เพราะช่วยลดต้นทุนและประหยัดเวลา



รูปที่ 1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนน้ำมันเกียร์

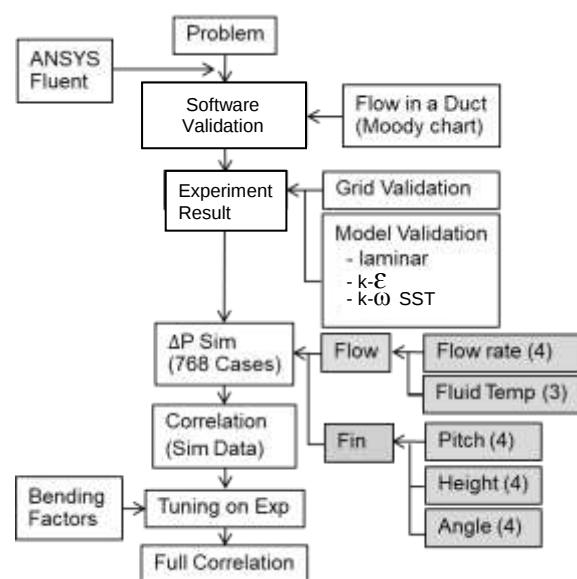
โดยทั่วไป ความดันตกของการไหลในช่องปิดมักเป็นพฤติกรรมเฉพาะกรณีที่หาความเชื่อมโยงระหว่างปัจจัยได้ยาก ผลลัพธ์ของปัญหานี้มักนำไปใช้คาดการณ์กับอีกปัญหานึงไม่ได้ แม้มีความคล้ายคลึงกัน โดยเฉพาะอย่างยิ่ง หากต้องการผลลัพธ์ที่แม่นยำเพื่อนำไปใช้ในการออกแบบด้วยแล้ว จำเป็นต้องพิจารณาเป็นรายการไป เช่น การศึกษาผลกระทบของมุมเอียงครีบริบ [1,4] รูปร่างครีบริบแบบหยัก [4] แบบเส้นลวด [5] ผลกระทบของการขดท่อแบบเกลียว [2] แบบซิกแซก [6] แบบลูกคลื่น [8] เป็นต้น

จากกรณีต่าง ๆ จะพบว่ารูปทรงของครีบริบมีอิทธิพลต่อความดันตกครีบริบ [8, 9] เมื่อรูปทรงครีบริบเปลี่ยนไปจะส่งผลให้ความดันตกเปลี่ยนแปลงตามไปด้วย

การไหลผ่านช่องครีบริบที่ขดไปมาเป็นการไหลในช่องปิด แต่ด้วยรูปทรงของช่องที่ออกแบบมาเฉพาะ ก่อปรกัมีผลกระทบด้านสมบัติการไหลเข้ามาร่วมด้วย ทำให้ต้องเชื่อมโยงอิทธิพลระหว่างตัวแปรออกแบบที่นำไปสู่กรณีศึกษาจำนวนมาก งานวิจัยส่วนใหญ่จึงมักใช้ซอฟต์แวร์เข้ามาช่วยจำลองและวิเคราะห์ผลลัพธ์ที่ได้ จากนั้นจึงนำไปสร้างสหสัมพันธ์ของปัจจัยออกแบบกับความดันตกเพื่อใช้งานต่อไป [10, 11, 12]

2. วิธีดำเนินการ

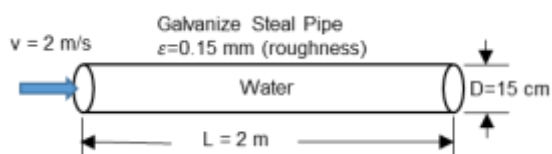
งานวิจัยนี้ต้องการสร้างสหสัมพันธ์เพื่อทำนายความดันตกของการไหลของน้ำมันเกียร์ผ่านครีบริบแลกเปลี่ยนความร้อน ขั้นตอนแสดงในรูปที่ 2 โดยมีตัวแปรออกแบบ 5 ตัว (ตามความต้องการผู้ผลิต) ได้แก่ ระยะพิทช์ ความสูงครีบริบ มุมเอียงครีบริบ อุณหภูมิ น้ำมันเกียร์ และอัตราการไหล ก่อให้เกิดกรณีศึกษาทั้งหมด $4 \times 3 \times 4 \times 4 \times 4 = 768$ กรณี ในงานวิจัยนี้ใช้ซอฟต์แวร์ ANSYS Fluent ช่วยจำลองผล โดยเริ่มจากตรวจสอบการใช้งานซอฟต์แวร์ จากนั้นจึงนำวิธีการไปประยุกต์เข้ากับกรณีศึกษาทั้งหมด เพื่อให้ได้ข้อมูลสำหรับนำไปสร้างสหสัมพันธ์ต่อไป



รูปที่ 2 ขั้นตอนดำเนินงานวิจัย

2.1 การตรวจสอบการใช้งานซอฟต์แวร์

เพื่อให้มั่นใจในการใช้งานซอฟต์แวร์ จึงได้ทดสอบการใช้งานกับปัญหาทดสอบ เนื่องจากงานวิจัยนี้ศึกษาความดันลดของการไหลผ่านช่องครีบ ดังนั้น จึงเลือกความดันลดของการไหลในท่อกลมเป็นปัญหาทดสอบ หรือที่รู้จักกันในแผนภูมิ Moody (Moody chart) กำหนดท่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (D) 15 cm ยาว (L) 2 m ทำจากเหล็กกล้า ไนซ์ที่มีค่าสัมประสิทธิ์ความขรุขระ (ϵ) 0.15 mm ของไหลเป็นน้ำความหนาแน่น (ρ) มีค่าเท่ากับ 998 kg/m^3 ความหนืดจลน์ (μ) มีค่าเท่ากับ 0.001 kg/m-s และความเร็ว (v) มีค่าเท่ากับ 2 m/s (รูปที่ 3) การไหลนี้จึงมีค่าเลขเรย์โนลด์ส์ $Re = \rho v D / \mu = 3 \times 10^5$ (อยู่ในย่านการไหลแบบปั่นป่วน) และค่าความขรุขระสัมพัทธ์ (ϵ/D) 0.001 จากแผนภูมิ Moody อ่านค่าแฟกเตอร์ความเค้นเฉือนได้ (f) 0.021 จึงได้การสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน $h_f = f(L/D)(v^2/2g) = 0.057 \text{ m}$ ซึ่งคำนวณเป็นความดันลดได้ $\Delta P = \rho g h_f = 559 \text{ Pa}$

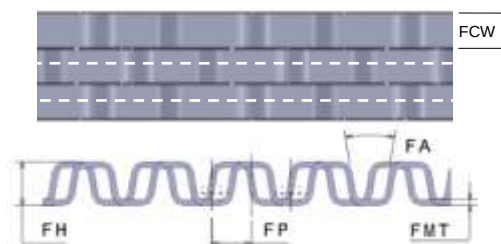


รูปที่ 3 โดเมนของปัญหาที่ใช้ทดสอบซอฟต์แวร์

การจำลองผลใช้แบบจำลองความปั่นป่วน $k-\epsilon$ และ $k-\omega$ SST ด้วยกริดแบบ Hexahedron จำนวน 202,500 เซลล์ เงื่อนไขทางเข้าเป็น Velocity inlet ทางออกเป็น Outflow พ้นังทอเป็น No-slip wall คำนวณโดยใช้ขั้นตอนวิธี SIMPLE การประมาณค่าแบบ 2nd Order UDS ตั้งความแม่นยำไว้ที่อันดับ 10^{-3} ผลการจำลองด้วยแบบจำลอง $k-\epsilon$ และแบบจำลอง $k-\omega$ SST ได้ค่าความดันลด 597 Pa และ 520 Pa ซึ่งต่างจากผลที่ได้จากแผนภูมิ Moody (559 Pa) เท่ากับ 6.79% และ 6.97% ตามลำดับ

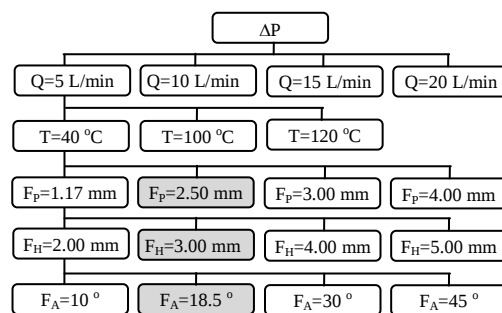
2.2 การจำลองการไหลผ่านครีบแลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนน้ำมันเกียร์ ประกอบด้วยครีบที่มีรูปร่างขดไปมา จัดเรียงเป็นแถว และวางซ้อนกันหลายชั้น (รูปที่ 4)



รูปที่ 4 ลักษณะครีบ (บน) มุมมองด้านบน (ล่าง) ด้านข้าง

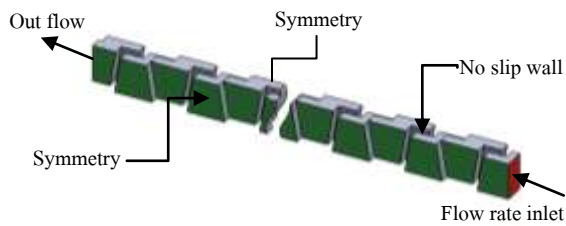
จากรูปที่ 4 F_p เป็นระยะพิทช์ครีบ (mm) F_H เป็นความสูงครีบ (mm) F_A เป็นมุมเอียงครีบ (องศา) และ F_{CW} เป็นความกว้างครีบ (mm) งานวิจัยนี้สนใจออกแบบ F_p , F_H และ F_A ส่วน $F_{CW}=1.5 \text{ mm}$ เป็นค่าคงที่ โดยจะเรียกกรณีที่ $F_p=2.50 \text{ mm}$, $F_H=3 \text{ mm}$, $F_A=18.5^\circ$ ว่าเป็นกรณีอ้างอิง (มีผลการทดลองให้เปรียบเทียบ ซึ่งแทนด้วย $F_{p, ref}$, $F_{H, ref}$ และ $F_{A, ref}$ ตามลำดับ) สำหรับของไหลเป็นน้ำมันเกียร์ ATF ที่มีการแปรค่าอัตราการไหลและอุณหภูมิน้ำมันเกียร์ตัวแปรออกแบบทั้ง 5 ตัว ถูกแจกแจงค่าเป็นกรณีศึกษาทั้งหมด 768 กรณี (รูปที่ 5) ผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองผลทุกกรณีถูกนำไปเข้ากระบวนการสร้างเส้นแนวโน้มของข้อมูลด้วยวิธีกำลังสองน้อยที่สุด สร้างเป็นสหสัมพันธ์ต่อไปนี้



รูปที่ 5 ตัวแปรออกแบบและการแปรค่ากรณีศึกษาต่าง ๆ

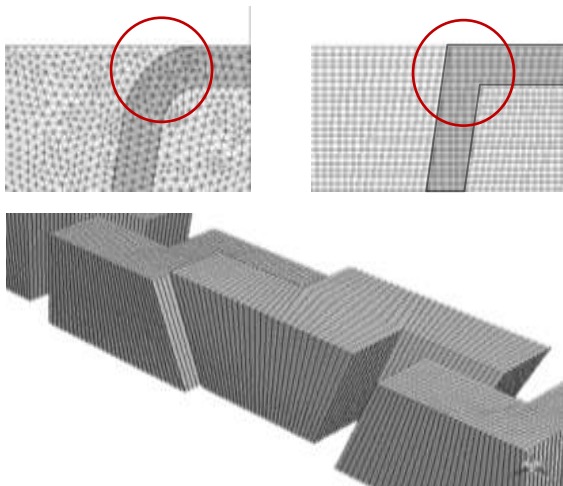
จากรูปที่ 5 การจัดเรียงครีบมีรูปแบบสลับเข้าไปมา การไหลมีความสมมาตรที่แนวกึ่งกลางแถบครีบ (แถบเส้นประในรูปที่ 4 บน) ดังนั้น โดเมนที่ใช้ในการจำลองการไหลจึงพิจารณาเพียง 1 แถวดังกล่าว โดยปลายด้านหนึ่งเป็นขอบทางเข้า (Inlet) โดยมีอัตราการไหล 5, 10, 15 และ 20 L/min อีกด้านหนึ่งเป็นขอบทางออก (Outflow) ด้านบนและด้านล่างอยู่ติดกับแผ่นครีบจึงเป็นขอบผนังฝืด (No-slip)

walls) ส่วนด้านข้างทั้งสองด้านเป็นขอบสมมาตร (Symmetry) ดังแสดงในรูปที่ 6



รูปที่ 6 โดเมนและเงื่อนไขขอบสำหรับการจำลองผล

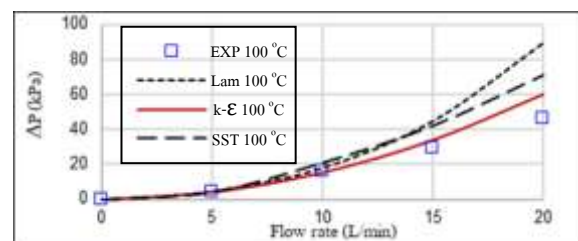
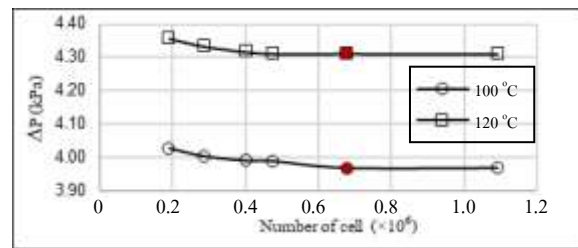
การสร้างกริดโดยใช้รูปทรงปัญหาจริง (รูปที่ 4) เป็นโดเมนจะพบว่าเกิดซอกมุมแหลมขึ้น ส่งผลให้ต้องใช้กริดจำนวนมากเพื่อให้เข้ากับโดเมน งานวิจัยนี้จึงได้ปรับปรุงรูปทรงให้ง่ายขึ้นโดยลบมุมแหลมดังกล่าวออกไป จากการทดสอบพบว่า หากไม่ปรับปรุงจำเป็นต้องใช้กริด Tetrahedral ถึง 4,585,500 เซลล์ เมื่อปรับปรุงแล้วใช้กริดเพียง 677,754 เซลล์ (ลดลง 6.7 เท่า) โดยไม่ส่งผลต่อความแม่นยำของคำตอบที่ได้ อย่างมีนัยสำคัญ (ผลลัพธ์แตกต่างกัน 1.64%) นอกจากนี้ยังพบว่าเมื่อปรับปรุงแล้วโดเมนสามารถเข้าได้กับกริดแบบ Hexahedral ซึ่งมีคุณภาพสูงและให้เสถียรภาพการคำนวณมากกว่า (รูปที่ 7) ซึ่งเป็นรูปแบบกริดที่ใช้ในงานวิจัยนี้



รูปที่ 7 กริดสำหรับการจำลองทางคอมพิวเตอร์

เทคนิคการสร้างกริดและการกำหนดเงื่อนไขถูกนำไปประยุกต์เข้ากับโดเมนรูปที่ 6 บนกรณีอ้างอิง เพื่อทดสอบ

หากวิธีอิสระสำหรับนำไปใช้กับกรณีที่เหลือ การทดสอบใช้กริด 6 ชุด (191256, 287616, 401232, 475880, 677754 และ 1091816 เซลล์) อัตราการไหล 5 L/min อุณหภูมิ 100 และ 120°C ทดสอบกับรูปแบบการไหลทั้งราบเรียบและปั่นป่วน โดยการไหลปั่นป่วนได้จำลองเปรียบเทียบ 2 แบบ คือ แบบจำลอง k-ε และแบบจำลอง k-ω SST ผลการทดสอบความเป็นอิสระของกริด พบว่าทั้งสามรูปแบบการไหลให้ผลเฉลยความดันตกเข้าสู่ความคงตัวบนกริดชุด 677,754 เซลล์ (รูปที่ 8 บน) ดังนั้น จึงเลือกใช้กริดชุดนี้ในการจำลองกรณีที่เหลือ สำหรับการทดสอบแบบจำลองการไหลพบว่า แบบจำลอง k-ε ให้ผลลัพธ์สอดคล้องผลการทดลองที่สุด (รูปที่ 8 ล่าง) ดังนั้น จึงเลือกใช้แบบจำลองนี้ในการจำลองกรณีที่เหลือ



รูปที่ 8 ผลทดสอบ (บน) กริดอิสระ และ (ล่าง) แบบจำลอง

3. ผลและวิเคราะห์ผล

3.1 อิทธิพลของอัตราการไหลและอุณหภูมิน้ำมันเกียร์

รูปที่ 9 แสดงความดันตกกรณีอ้างอิง (ΔP_{ref}) พบว่าผลการจำลองด้วยคอมพิวเตอร์ให้แนวโน้มเดียวกันกับผลการทดลอง กล่าวคือ เมื่ออุณหภูมิน้ำมันเกียร์ลดลง ความดันตกมีค่าเพิ่มขึ้น (รูปที่ ก1) เนื่องจากความหนืดของน้ำมันเกียร์เพิ่มขึ้น โดยความดันตกมีค่าสูงสุดเมื่ออุณหภูมิ 40°C มีค่าน้อยสุดเมื่ออุณหภูมิ 120°C พิจารณาอัตราการไหลพบว่าเมื่ออัตราการไหล (ความเร็วของการไหล) เพิ่มขึ้น ความดันตกมีค่าเพิ่มขึ้น (รูปที่ ก2) เนื่องจากการไหลปั่นป่วนมากขึ้น (รูป

ที่ ก3) ความเสียดทานจึงมากขึ้น โดยความดันลดยิ่งมีค่าสูงสุดที่อัตราการไหล 20 L/min และมีค่าน้อยสุดที่ 5 L/min อย่างไรก็ตาม การออกแบบอุปกรณ์ผู้ผลิตจะอิงค่าตามผลการทดลอง ดังนั้น ในการสร้างสัพพสัมพันธ์ขึ้นใช้งาน ผลการจำลอง (SIM) จะถูกปรับให้มีค่าสอดคล้องกับผลการทดลอง (EXP) เพื่อใช้ نرمอลไรซ์กับกรณีอื่นต่อไป จากข้อมูลจะเห็นว่า แนวโน้มการกระจายเหมาะที่จะใช้สมการ โพลีโนเมียลอันดับสอง โดยมีรูปแบบความสัมพันธ์ดังนี้

$$\Delta P_{ref} = mQ^2 + nQ \quad (1)$$

เมื่อ m และ n เป็นสัมประสิทธิ์ที่เป็นฟังก์ชันกับอุณหภูมิ น้ำมันเกียร์ จากการเลือกสมการแทนข้อมูลทั้งสามชุดได้ค่า m และ n ดังแสดงในตารางที่ 1

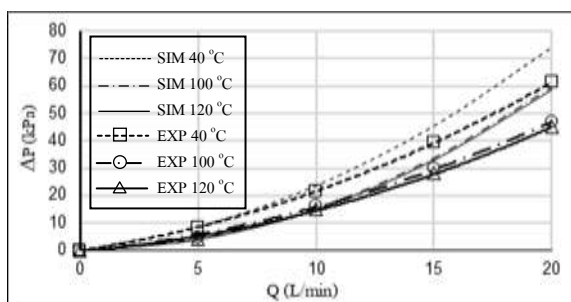
ตารางที่ 1 สัมประสิทธิ์ m และ n (สมการที่ 1)

Coefficient	ATF Gear Oil Temperature			r^2
	40°C	100°C	120°C	
m	0.086	0.090	0.546	0.93
n	1.479	0.079	0.565	0.82

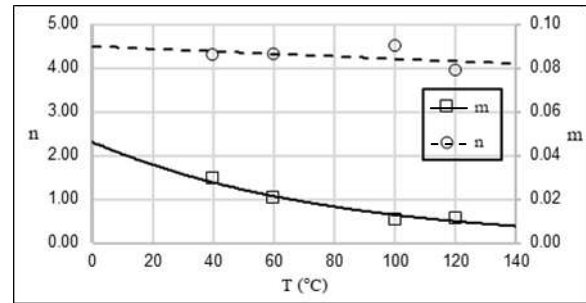
เนื่องจาก m และ n ต้องมีค่าเป็นบวกเสมอ (กราฟต้องไม่ตัดแกน x) เพื่อป้องกันไม่ให้ ΔP_{ref} เป็นค่าลบ ข้อมูลในลักษณะเช่นนี้จึงเหมาะที่จะแทนด้วยรูปแบบเอกโปเนนเชียล (รูปที่ 10) จึงได้รูปสมการตาม (2.1) และ (2.2) ดังนี้

$$m = 0.090e^{-0.0007T} \quad (2.1)$$

$$n = 2.306e^{-0.0130T} \quad (2.2)$$



รูปที่ 9 อัตราการไหลกับความดันลดกรณีอ้างอิง

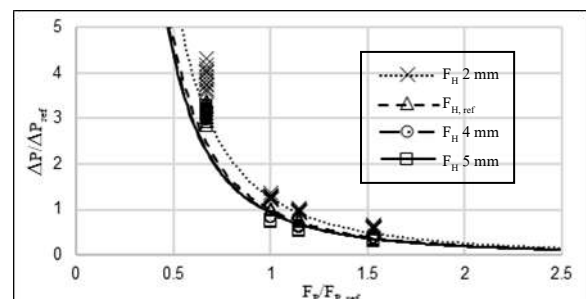


รูปที่ 10 สัมประสิทธิ์ m และ n กับอุณหภูมิกรณีอ้างอิง

3.2 อิทธิพลของขนาดครีบ

1) ผลของระยะพิทช์ต่อความดันลด

ผลการการเปลี่ยนแปลงระยะพิทช์ต่อความดันลด ที่ความสูงครีบต่าง ๆ แจกแจงได้ทั้งหมด 16 กรณีต่อมุมเอียงครีบ 1 ค่า ถูกจำลองผลและสร้างเส้นแนวโน้มด้วยวิธีกำลังสองน้อยที่สุด ตัวอย่างกรณีมุมเอียงครีบอ้างอิง ($F_{A, ref}$) แสดงดังรูปที่ 11 พบว่าเมื่อสัดส่วนระยะพิทช์ $F_P/F_{P, ref}$ เพิ่มขึ้น ทำให้ช่องครีบกว้างขึ้น จำนวนพิทช์ต่อความยาวครีบลดลง ความเร็วการไหลผ่านช่องครีบและความถี่ในการเลี้ยวตัวขณะไหลลดลง การสูญเสียความดัน (ΔP) จึงลดลง และมีค่าเข้าสู่ศูนย์เมื่อสัดส่วนระยะพิทช์เข้าสู่ค่าอนันต์ ($\Delta P/\Delta P_{ref} \rightarrow 0$ เมื่อ $F_P/F_{P, ref} \rightarrow \infty$) ในทางกลับกันเมื่อระยะพิทช์สั้นลง ทำให้ช่องครีบแคบลง จำนวนพิทช์ต่อความยาวครีบบวกขึ้น ความเร็วการไหลผ่านช่องครีบและการเลี้ยวตัวขณะไหลถี่มากขึ้น ความดันจึงสูญเสียจึงมากขึ้น เมื่อระยะพิทช์เข้าใกล้ศูนย์ ช่องครีบตีบ การไหลผ่านช่องครีบไม่ได้สัดส่วนความดันลดจึงมีค่าเข้าสู่อนันต์ ($\Delta P/\Delta P_{ref} \rightarrow \infty$ เพราะ $\Delta P_{ref} \rightarrow 0$)



รูปที่ 11 สัดส่วนระยะพิทช์กับสัดส่วนความดันลด

สำหรับกรณีมุมเอียงครีบลำอื่นก็ได้ผลลักษณะเดียวกับกรณีอ้างอิงในรูปที่ 11 ข้อมูลที่กระจายภายใต้เงื่อนไขลักษณะเช่นนี้เหมาะที่จะใช้ฟังก์ชันเลขยกกำลัง ดังนี้

$$\Delta P / \Delta P_{\text{ref}} = a(F_H / F_{H, \text{ref}})^b \quad (3)$$

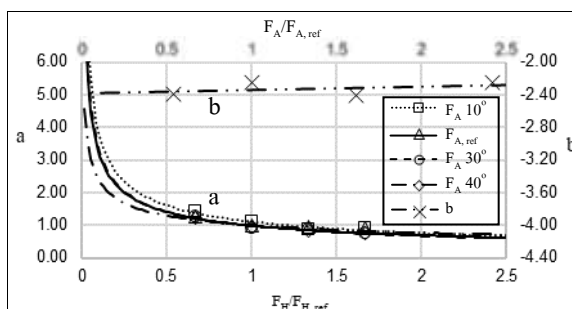
เมื่อ a และ b เป็นสัมประสิทธิ์ซึ่งมีค่าดังแสดงในตารางที่ 2 พบว่าค่า a แปรผกผันกับความสูงครีบลม เมื่อความสูงครีบลมเพิ่มขึ้นค่า a ลดลง ส่วนค่า b ไม่แปรตามความสูงครีบลม แต่แปรตามมุมเอียงครีบลม

ตารางที่ 2 สัมประสิทธิ์ a และ b (สมการที่ 3)

F_H	a				b			
	$F_A = 10^\circ$	$F_{A, \text{ref}}$	30°	45°	10°	$F_{A, \text{ref}}$	30°	45°
2	1.430	1.260	1.263	1.223	-2.387	-2.253	-2.412	-2.254
3	1.094	1.000	0.921	0.971	-2.387	-2.253	-2.412	-2.254
4	0.857	0.943	0.872	0.836	-2.387	-2.253	-2.412	-2.254
5	0.921	0.927	0.775	0.754	-2.387	-2.253	-2.412	-2.254
r^2	0.92	1.00	0.99	0.99	0.86	0.86	0.86	0.86

2) ผลของความสูงครีบลมต่อความดันลด

สมการที่ (3) พบว่าสัดส่วนความดันลด $\Delta P / \Delta P_{\text{ref}}$ แปรตามสัมประสิทธิ์ a เมื่อค่า a เพิ่มขึ้นค่า $\Delta P / \Delta P_{\text{ref}}$ เพิ่มขึ้นตามไปด้วย แต่เนื่องจากที่มุมเอียงครีบลมใด ๆ ค่า a แปรผกผันกับสัดส่วนความสูงครีบลม $F_H / F_{H, \text{ref}}$ ดังนั้น $\Delta P / \Delta P_{\text{ref}}$ จึงแปรผกผันกับ $F_H / F_{H, \text{ref}}$ เมื่อ $F_H / F_{H, \text{ref}}$ มีค่าเข้าใกล้ศูนย์ (ช่องครีบลม) ส่งผลให้ $\Delta P / \Delta P_{\text{ref}}$ มีค่าเข้าสู่นอนต์ น้ำมันเกินไม่สามารถไหลผ่านช่องครีบลมได้ จากตารางที่ 2 เมื่อนำค่า a ไปลดเทียบกับ $F_H / F_{H, \text{ref}}$ ที่ค่ามุมเอียงครีบลมต่าง ๆ และนำค่า b ไปลดเทียบกับ $F_A / F_{A, \text{ref}}$ ได้ผลดังรูปที่ 12



รูปที่ 12 สัมประสิทธิ์ a และ b

จากข้อมูลในรูปที่ 12 ค่าสัมประสิทธิ์ a มีเงื่อนไขและลักษณะข้อมูลเหมาะที่จะใช้ฟังก์ชันเลขยกกำลัง ส่วนการกระจายข้อมูลของ b เหมาะที่จะใช้สมการเส้นตรงในการสร้างเส้นแนวโน้ม ดังนั้น จึงได้ความสัมพันธ์ของ a และ b ดังสมการที่ (4)

$$a = c(F_H / F_{H, \text{ref}})^d \quad (4.1)$$

$$b = 0.040(F_A / F_{A, \text{ref}}) - 2.380 \quad (4.2)$$

เมื่อ c และ d เป็นสัมประสิทธิ์ที่เกิดจากการสร้างเส้นแนวโน้มของข้อมูลค่า a ที่มุม F_A ค่าต่าง ๆ ดังนั้น ค่า c และ d จึงมีค่าแปรตามมุมเอียงครีบลม F_A สรุปได้ดังตารางที่ 3

ตารางที่ 3 สัมประสิทธิ์ c และ d (สมการที่ 4)

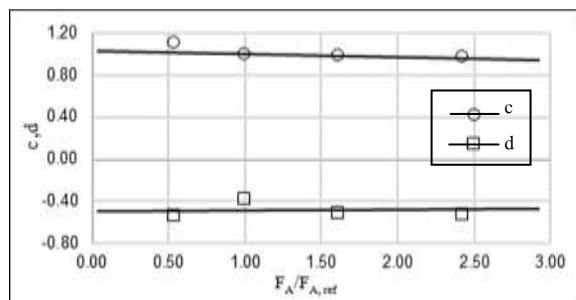
Coefficient	F_A				r^2
	10°	$F_{A, \text{ref}}$	30°	45°	
c	1.111	1.000	0.989	0.980	0.82
d	-0.537	-0.376	-0.512	-0.530	0.78

3) ผลของมุมเอียงครีบลมต่อความดันลด

ความสัมพันธ์ระหว่าง c และ d เทียบกับสัดส่วนมุมเอียงครีบลม $F_A / F_{A, \text{ref}}$ แสดงในรูปที่ 13 พบว่าเมื่อ $F_A / F_{A, \text{ref}}$ เพิ่มขึ้น ค่า c และ d มีแนวโน้มลดลงเล็กน้อยอย่างเชิงเส้น โดยมีความชัน 0.059 และ 0.026 ตามลำดับ ตามสมการที่ (5) อย่างไรก็ตาม เนื่องจาก F_A มีค่าออกแบบในช่วง 0 - 90 องศา ดังนั้นค่า c และ d จึงเป็นบวกเสมอในช่วง 1.059 - 0.772 และ 0.453 - 0.327 ตามลำดับ สอดคล้องกับเงื่อนไขค่า a ในสมการที่ (4.1) ที่ต้องเป็นบวกเพื่อให้ได้ค่า ΔP ไม่ติดลบ การที่เมื่อค่า F_A มากขึ้น (ครีบลมเอียงมากขึ้น) แล้วได้ค่า c และ d ลดลง เป็นเพราะว่าเมื่อครีบลมเอียงมากขึ้นจะเกิดการไหลได้มากขึ้น การสูญเสียความดันจึงลดลง ที่มุมเอียง 0 องศา ครีบลมจะตั้งตรงสร้างแนวปะทะตั้งฉากกับการไหล การสูญเสียความดันจึงมากที่สุด

$$c = -0.059(F_A / F_{A, \text{ref}}) + 1.059 \quad (5.1)$$

$$d = -0.026(F_A / F_{A, \text{ref}}) - 0.453 \quad (5.2)$$



รูปที่ 13 สัมประสิทธิ์ c และ d

จากข้างต้นสรุปได้ว่า รูปแบบสหสัมพันธ์ใช้ทำนายความดันลด ΔP ของการไหลของน้ำมันเกียร์ ATF ผ่านครีบลูกเปลี่ยนความร้อน จำนวนได้ตามสมการที่ (3) ซึ่งจัดรูปได้เป็นดังนี้

$$\Delta P = a(F_P/F_{P,ref})^b \Delta P_{ref} \quad (6)$$

$$\text{เมื่อ } \Delta P_{ref} = mQ^2 + nQ$$

$$m = 0.090e^{-0.0007T} \text{ และ } n = 2.306e^{-0.0130T}$$

$$a = c(F_H/F_{H,ref})^d \text{ และ } b = 0.040(F_A/F_{A,ref}) - 2.380$$

$$c = -0.059(F_A/F_{A,ref}) + 1.059 \text{ และ } d = -0.026(F_A/F_{A,ref}) - 0.453$$

$$F_{P,ref} = 2.50, F_{H,ref} = 3, \text{ และ } F_{A,ref} = 18.5$$

การใช้สมการทำได้โดยป้อนค่าที่ต้องการให้กับตัวแปรออกแบบทั้ง 5 ตัว ได้แก่ มุมเอียงครีบลูก F_A (องศา) ระยะพิทช์ F_P (mm) ความสูงครีบลูก F_H (mm) อัตราการไหล Q (L/min) และอุณหภูมิ T ($^{\circ}\text{C}$) ก็จะได้ค่าความดันลด ΔP ตามสมการที่ (6) ออกมา จากการทดสอบแทนค่าเทียบกับผลทดลองพบว่าสหสัมพันธ์ที่พัฒนาขึ้นให้ความแม่นยำในการคำนวณเฉลี่ย 94 เปอร์เซ็นต์

4. บทสรุป

งานวิจัยนี้ศึกษาความดันลดของการไหลจากน้ำมันเกียร์ผ่านครีบลูกเปลี่ยนความร้อน ปัจจัยออกแบบ 5 ตัว ถูกแจกแจงเป็นกรณีศึกษาทั้งหมด 768 กรณี ซึ่งถูกนำไปจำลองผลโดยใช้ซอฟต์แวร์ด้านพลศาสตร์ของไหล ผลการจำลองพบว่าตัวแปรที่มีอิทธิพลต่อความดันลดเรียงลำดับมากไปน้อย คือ อัตราการไหล อุณหภูมิ น้ำมันเกียร์ ระยะพิทช์ ความสูง และมุมเอียงครีบลูก ผลการจำลองถูก

นำไปพัฒนาเป็นสหสัมพันธ์ พบว่าให้ความแม่นยำในการคำนวณ 94 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับผลการทดลอง

5. เอกสารอ้างอิง

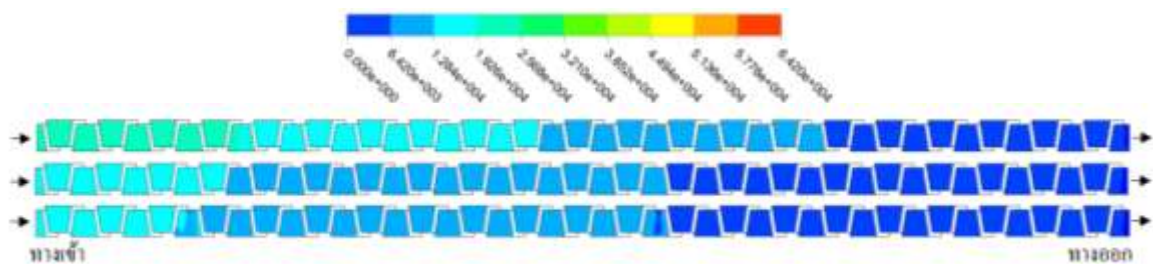
- [1] Henriksson L., Gullberg P., Dahl E. and Lofdahl, L., "CFD Simulations of one period of a louvered fin where the airflow is inclined relative to the heat exchanger," SAE Inter Journal, vol.8, No.2, pp.1733-1742, 2015.
- [2] Jatunitanon P. and Jangbumrong, A., "A study of fluid flow in spirally corrugated tube heat exchanger by computational fluid dynamics method," ME-NETT 23th, Chiang Mai, 2009.
- [3] Carlos A. Rubio-Jimenez, "Numerical analysis of novel micro fin heat sink with variable fin density," IEEE Transactions on Components, Packaging and Manu Tech, vol.2 No.5, pp.825-833, 2012.
- [4] Kanoknairakarn J, Tasja-reon T. and Pormwong P., "Effect of rib-inclined angle on heat transfer in a wavy ribbed channel," ME-NETT 23rd, Chiang Mai, 2009.
- [5] Sookchana T., "Heat transfer and energy loss due to pressure drop in a double pipe heat exchanger with brush," Pathumthani U. Academic Journal, vol.3, No.1, pp.37-47, 2011.
- [6] Ngo T.L., Kato Y., Nikitin K. and Ishizuka T., "Heat transfer and pressure drop correlations of microchannel heat exchanger with S-shaped and zigzag fins for carbon dioxide cycles," ScienceDirect Exp. Thermal & Fluid Science, vol.32, pp.560-570, 2007.
- [7] Duangthongsuk W., Intarachonnabot W. and Yiamsawasd T., "Performance of two-phase heat transfer and pressure drop of R-134a flowing through microchannel heat sinks with parallel wave and parallel zig-zag configuration," SAU J. of Sci & Tech, vol.2, No.1, pp.1-10, 2016.

- [8] Ereke A., Özerdem B., Bilir L. and İlken Z., "Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers," ScienceDirect Applied Thermal Engineering, vol.25, pp.2421-2431, 2005.
- [9] Kengkla K., Vichan K., and Kwanchai N., "Heat transfer and friction factor in corrugated tube," Engineering Transactions, vol.20, No.2, pp.68-74, 2017.
- [10] Junqi D., Jianging C., Zhijiu C., Yimin Z. and Wenfeng Z., "Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers," ScienceDirect Applied Thermal Engineering, vol.27, pp.2066-2073, 2007.
- [11] Dong J., Chen J., Chen Z., Zang W. and Zhou Y., "Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers," Science Direct Energy Conversion and Management, vol.48, pp.1506-1515, 2007.
- [12] Torii K., Kwak K.M. and Nishino K., "Heat transfer accompanying pressure-loss reduction with winglet-type vortex generators for fin-tube heat exchangers," Inter J. of Heat and Mass Transfer, vol.45, pp.3795-3801, 2002.

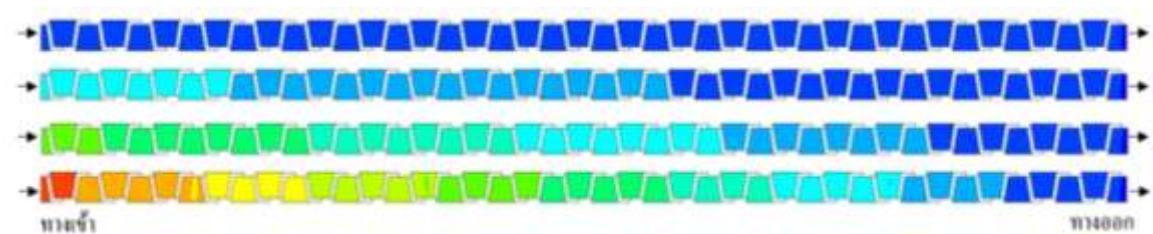
6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ บริษัท แอร์ อินเตอร์เนชั่นแนล เทอร์มอล ซิสเต็มส์ (ประเทศไทย) จำกัด สำหรับข้อมูลอ้างอิงและคำแนะนำ และมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี สำหรับทุนสนับสนุนการทำวิจัย

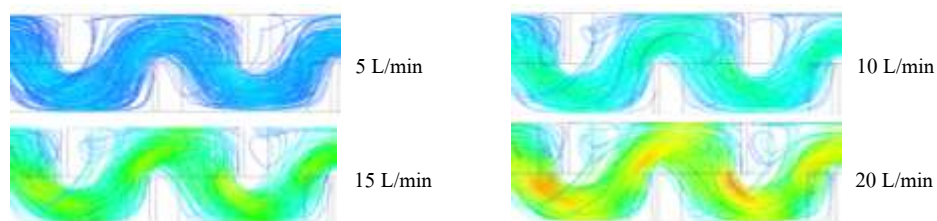
7. ภาคผนวก



รูปที่ ก1 คอนทัวร์ความดันกรณีครีบบ้างอิงที่อุณหภูมิน้ำมันเกียร์ 40, 100, และ 120 °C (บนลงล่าง)



รูปที่ ก2 คอนทัวร์ความดันกรณีครีบบ้างอิงที่อัตราการไหล 5, 10, 15, และ 20 L/min (บนลงล่าง)



รูปที่ ก3 เส้นการไหลของน้ำมันเกียร์กรณีครีบบ้างอิงที่อัตราการไหล 5, 10, 15, และ 20 L/min