

**การศึกษาความสัมพันธ์ของตัวแปรที่มีผลต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของ
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ**
**Study of the Relationship of the Variables on Heat Transfer Performance of the
Spirally Corrugated Tube Heat Exchanger by Computational Fluid Dynamics**

อภิชาติ แจ่มบำรุง* และอมรินทร์ ต้องกระโทก

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ 50 ถนนพหลโยธิน กรุงเทพมหานคร 10900

*ติดต่อ: E-mail: fengacc@ku.ac.th โทรศัพท์: 0-2942-8555 ต่อ 1865, โทรสาร: 0-2579-4576

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาถึงการเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง (Counter flow heat exchanger) อันเนื่องมาจากการเพิ่มร่องเกลียวให้กับท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยอาศัยวิธีระเบียบวิธีเชิงตัวเลข การเพิ่มร่องเกลียวให้กับท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นการเพิ่มพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนและการเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนของของไหลที่ไหลผ่าน ในงานวิจัยนี้ตัวแปรของการไหลและตัวแปรทางด้านกายภาพของท่อเกลียว อันได้แก่ Re , Pr , e/D และ p/D ที่มีผลต่อค่า Friction factor และค่า Nusselt number ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว ถูกศึกษาเพื่อสร้างสมการที่ใช้ในการประมาณค่า Friction factor และ Nusselt number ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว จากผลการศึกษาพบว่าค่า Friction Factor จะขึ้นกับตัวแปร Re , e/D และ p/D ดังสมการ $f = 1.894 Re^{-0.2967} (e/D)^{0.1232} (p/D)^{-0.372}$ สำหรับค่า Nusselt number จะขึ้นกับตัวแปร Re , Pr , e/D และ p/D ดังสมการ $Nu = 0.8512 Re^{0.6751} Pr^{-0.4794} (e/D)^{0.0627} (p/D)^{-0.1218}$ โดยที่ ช่วงของค่าแต่ละตัวแปรที่พิจารณามีดังนี้ $1000 < Re < 4000$, $0.04 < e/D < 0.09$, $1 < p/D < 6$ และ $0.71 < Pr < 6.99$ ตามลำดับ

คำหลัก: เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว, เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง, วิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

Abstract

The research presents the results to increase the performance of the spirally corrugated tube counter-flow heat exchanger by computational fluid dynamics method (CFD). The performance of heat exchanger can be increased by increasing the area of heat transfer and increasing the turbulent intensity of the flow. In this research, the variables of flow and the variables of physical characteristics of the spirally corrugated tube such as Re , Pr , e/D and p/D that have the effect on friction factor and Nusselt number of the spirally corrugated tube heat exchanger were studied in order to establish the equation that can predict the value of friction factor and Nusselt number of the spirally corrugated tube heat exchanger.

The result shows that the friction factor depending on Re , e/D and p/D as shown in the equation; $f = 1.894 Re^{-0.2967} (e/D)^{0.1232} (p/D)^{-0.372}$. In the case of Nusselt number, the result is found that it depends on Re , Pr , e/D and p/D can be set as $Nu = 0.8512 Re^{0.6751} Pr^{-0.4794} (e/D)^{0.0627} (p/D)^{-0.1218}$. The ranges of variables for these equations are $1000 < Re < 4000$, $0.04 < e/D < 0.09$, $1 < p/D < 6$ and $0.71 < Pr < 6.99$ respectively.

Keywords: spirally corrugated tube, spirally heat exchanger, counter-flow heat exchanger

1. บทนำ

ปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีความสำคัญต่อการใช้ชีวิตประจำวันและในภาคอุตสาหกรรมต่างๆ การใช้งานจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้เกิดประโยชน์สูงสุดนั้น จำเป็นต้องคำนึงถึงประสิทธิภาพ อัตราการส่งถ่ายความร้อน ขนาด ค่าใช้จ่ายในการสร้าง ตลอดจนรูปแบบการใช้งานที่ถูกต้องและง่ายต่อการซ่อมบำรุง ด้วยเหตุดังกล่าวการศึกษาในเชิงลึกของการส่งถ่ายความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจึงมีความจำเป็นอย่างมากที่จะทำให้บรรลุประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งโดยปกติหลักการของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอย่างง่ายจะประกอบด้วยของไหลที่ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนโดยของไหลนี้จะถูกทำให้เกิดการไหลทั้งแบบธรรมชาติหรือแบบบังคับ ซึ่งในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้กันอย่างแพร่หลายจะมีลักษณะโดยให้ของไหลไหลในท่อซึ่งทำจากวัสดุนำความร้อน โดยความร้อนจะถูกส่งเข้าสู่หรือออกจากของไหลผ่านผิวท่อและถูกส่งต่อไปยังส่วนที่นำความร้อนไปใช้งานหรือส่วนที่ต้องการนำความร้อนออกไป

ท่อโดยทั่วไปที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นผิวท่อเรียบซึ่งอาจทำจาก ทองแดง อะลูมิเนียม หรือโลหะอื่นๆ แต่ในปัจจุบันความต้องการเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้นทำให้รูปแบบการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีการพัฒนาเพื่อตอบสนองความต้องการดังกล่าว ซึ่งรูปแบบการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีด้วยกันหลายแนวทางแนวทาง อันได้แก่ วิธีการที่หนึ่งคือการเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนที่ผิวของของไหลสัมผัสกับผิว

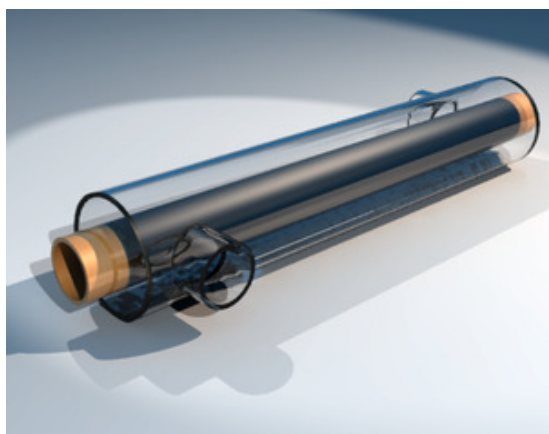
โลหะซึ่งวิธีนี้จะทำการเพิ่มลักษณะผิวท่อเช่น เพิ่มความขรุขระ เพิ่มการไหลวนจากท่อเกลียวเป็นต้น อีกวิธีการหนึ่งก็คือเพิ่มการไหลหมุนวนของของไหลอันได้แก่การใส่แผ่นบังคับการไหลแบบหมุนวน (Twisted tape) และการเพิ่มความเร็วของของไหลเพื่อให้เกิดความปั่นป่วนมากขึ้น

ในปัจจุบัน มีการเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนที่ผิวของของไหลสัมผัสกับผิวโลหะโดยการเพิ่มร่องเกลียวลงไปบนท่อเรียบแบบธรรมดาเป็นวิธีที่ได้นำมาใช้จริงแล้วในการผลิตเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยยึดจากการวิจัยที่นักวิจัยได้ศึกษามาแล้วโดยวิธีการทดลอง ซึ่งจากผลการวิจัยพบว่าความกว้างของร่องเกลียว ความลึกของร่องเกลียวและระยะพิทช์มีผลต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แต่ข้อมูลจากการทดลองมีจำกัดอันเนื่องมาจากการไม่สามารถเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรต่างๆ ได้มากพอที่จะสร้างความสัมพันธ์ได้เพราะมีข้อจำกัดในด้านการเงินและการผลิต ดังนั้นการศึกษาผลกระทบลักษณะทางกายภาพของเกลียวต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนโดยหลักพลศาสตร์ของของไหลเชิงตัวเลข จึงมีความสำคัญที่เพิ่มศักยภาพในการศึกษาการไหลของของไหลผ่านท่อเกลียว รวมถึงสามารถขยายไปยังการไหลผ่านท่อในรูปแบบอื่น ๆ เช่น ท่อที่มีแผ่นเพิ่มการไหลหมุนวน, ท่อหลายเกลียว เป็นต้น และยังมีวิธีการที่ง่ายและประหยัดค่าใช้จ่าย

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่ (Double-pipe heat exchanger)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่ (Double-pipe heat exchanger) ดังภาพที่ 1 ประกอบด้วยท่อ 2 ท่อที่วางร่วมศูนย์กลางกัน ของไหลกระแสแรกจะไหลในท่อชั้นใน ขณะที่ของไหลกระแสที่ 2 จะไหลบริเวณช่องว่างรูปวงแหวน (Annular space) ที่เหลือระหว่างท่อชั้นนอกและท่อชั้นใน นอกจากนี้ยังสามารถกำหนดทิศทางการไหลของของไหลได้ เช่น ให้ของไหลทั้ง 2 กระแสไหลไปในทิศทางเดียวกัน (Parallel flow) โดยทางเข้าและออกของของไหลทั้ง 2 กระแสจะอยู่ในตำแหน่งเดียวกัน หรือเปลี่ยนให้ของไหลทั้ง 2 กระแสไหลสวนทางกัน (Counter flow) โดยตำแหน่งทางเข้าออกของของไหลทั้ง 2 กระแสจะตรงข้ามกัน

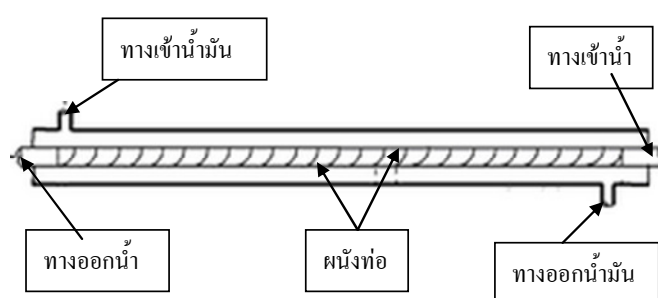


ภาพที่ 1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่ (Double-pipe heat exchanger)

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาเกี่ยวกับ ความดันตกคร่อม การถ่ายเทความร้อน และการกระจายตัวของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว ด้วยระเบียบวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิง ในการจำลองแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวแบบ Double-pipe แสดงในภาพที่ 2 ด้านล่าง โดยที่น้ำอุณหภูมิสูงจะไหลเข้าในท่อเกลียวด้านใน ในขณะที่ที่ด้านนอกของท่อเกลียวจะมีน้ำมันไหลในลักษณะสวนทาง

การเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไป วิธีการที่ง่ายที่สุดคืออาศัยกฎข้อที่หนึ่งทางอุณหพลศาสตร์หรือใช้

หลักการของ “Performance evaluation criteria” (PEC) [1-5] ในการเพิ่มประสิทธิภาพโดยอาศัยพื้นผิวที่ไม่เรียบของท่อที่นำมาใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นอกจากอาศัยกฎข้อที่หนึ่งทางอุณหพลศาสตร์แล้ว Bejan [6,7] ได้อาศัยกฎข้อที่สองทางอุณหพลศาสตร์มาประยุกต์การเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนที่เรียกว่า “The entropy generation minimization (EGM)” หรือเรียกอีกชื่อหนึ่งว่า “Thermodynamic optimization”



ภาพที่ 2 แบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเกลียว

ในขณะที่ Zimparov [8] ทำการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามหลักการของ PEC ในการหาผลของการถ่ายเทความร้อนของท่อที่มีอุณหภูมิที่ผิวคงที่โดยศึกษาผลของการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยการลดขนาดความหนาของ Boundary layer โดยเพิ่มความขรุขระให้กับผิวท่อ ผสมกับการเพิ่มการไหลวนของของไหลในท่อโดยการใส่แผ่นเพิ่มการไหลหมุนวน (Twisted tape) เข้าไปพบว่าท่อหลายเกลียวที่ใส่แผ่นเพิ่มการไหลหมุนวนสามารถเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนได้ถึง 30 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับท่อเรียบและยังมากกว่าท่อเกลียวเดียวที่ใส่แผ่นการไหลหมุนวนที่เราได้ทำการศึกษาไว้ [9,10] ในกรณีทั้งหมดนี้เราทำการพิจารณาว่าผิวของท่อที่มีอุณหภูมิคงที่ ดังนั้นในปี 2002 Zimparov [11,13,14] ยังได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนผ่านท่อเกลียวโดยที่ผนังของท่อมีการถ่ายเทความร้อนแบบ ฟลักส์ความร้อนคงที่ จากการศึกษาพบว่าค่าอัตราส่วน ความลึกของร่องต่อสัน

ผ่านศูนย์กลางท่อ Rib-height-to-diameter (e/D) ที่ทำให้การถ่ายเทความร้อนดีที่สุดอยู่ที่ 0.04

Dong และ คณะ [12] ได้ทำการทดลองเพื่อที่จะหาผลของความดันตกคร่อมและสมรรถนะในการส่งถ่ายความร้อนของท่อเกลียว 4 แบบ ที่ทำการเปลี่ยนค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์จาก 3200 ถึง 19000 โดยใช้ น้ำมัน และ 6000 ถึง 93000 โดยใช้ น้ำ เป็นของไหล ซึ่งเขาพบว่า การเพิ่มของการถ่ายเทความร้อนนั้นจะส่งผลให้เกิดการเพิ่มของ Friction factor ด้วย

Vicente และคณะ [15] ได้ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและคุณสมบัติของ Friction ของการไหลในท่อเกลียวโดยเขาได้เสนอ Severity index (ϕ) ในการวิเคราะห์ผลของร่องเกลียวต่อการถ่ายเทความร้อน และนอกจากนั้นเขายังพบว่าในการเปลี่ยนค่าของ Prandtl number จะมีผลต่อการเพิ่มความสามารถในการส่งถ่ายความร้อนโดยเขาเสนอว่า $Nu \propto Pr^{0.44}$ โดยยังเสนออีกว่าในกรณีการไหลที่มีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่ำ ($Re < 10000$) ควรจะใช้ท่อเกลียวที่มีค่า Severity index สูงๆ ($\phi > 3 \times 10^{-3}$) แต่ในกรณีที่การไหลมีเรย์โนลด์นัมเบอร์สูงๆ ($Re = 10000$ ถึง 400000) ควรเลือกใช้ท่อเกลียวที่มีค่า Severity index ไม่สูงมากนัก ($\phi > 1 \times 10^{-3}$ ถึง 2×10^{-3})

จากการศึกษาที่ผ่านมาจะพบว่ายังไม่ได้มีการศึกษาโดยใช้หลักการของกลศาสตร์ของของไหลเชิงตัวเลขมาใช้ในการศึกษาพฤติกรรมการไหลในท่อเกลียวมาก่อน ซึ่งอาจจะมีผลอันเนื่องมาจากการทำการสร้างแบบจำลองของท่อเกลียวซึ่งความลึกของท่อมีขนาดเล็กนั้นมีความจำเป็นที่จะต้องใช้การสร้างกริดที่มีขนาดเล็กเพียงพอที่จะสามารถบ่งบอกพฤติกรรมของของไหลอันเนื่องมาจากร่องเกลียวนั้น ซึ่งการศึกษาเบื้องต้น [16] พบว่ามีความเป็นไปได้ในการศึกษาการไหลผ่านเกลียวโดยใช้กลศาสตร์ของของไหลเชิงตัวเลข ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นในการศึกษาผลกระทบของตัวแปรต่างๆ อันได้แก่ Re , Pr , e/D และ p/D ต่อความสามารถในการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว

2.2 แบบจำลองความปั่นป่วนของเรย์โนลด์

(Reynolds-averaged Navier-Stokes turbulence model, RANS)

การศึกษาการไหลของของไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวสามารถอธิบายได้ด้วยสมการหลัก 3 สมการ คือ สมการกฎทรงมวล (Continuity equation) สมการโมเมนตัม (Momentum equation) และสมการพลังงาน (Energy equation) สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนจะสามารถอธิบายพฤติกรรมของการไหลได้โดยใช้แบบจำลองความปั่นป่วน งานวิจัยนี้สนใจแบบจำลองความปั่นป่วนชนิด Standard $k - \varepsilon$

สมการกฎทรงมวล (Continuum equation)

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

สมการโมเมนตัม (Momentum equation)

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial}{\partial x_i}(u_j) = \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial p_i}{\partial x_i} + \rho g_i \quad (2)$$

สมการพลังงาน (Energy equation)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E_T) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho E_T u_j) = \rho q + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_E \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j}(p u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} u_i) + \rho g_i \quad (3)$$

โดยค่า ρ คือ ความหนาแน่น, u_i คือ ค่าความเร็วของของไหลแต่ละแกน, p คือค่าความดัน, μ_i คือ ค่าความหนืด, g_i คือ แรงโน้มถ่วงของโลก และ x_i คือ ค่าพิกัดแกน x, y, z

2.3 แบบจำลองความปั่นป่วนชนิด Standard $k - \varepsilon$

แบบจำลองการปั่นป่วนที่ใช้ในการศึกษา ประกอบด้วย 2 สมการโดยพิจารณาผลของการพา และการแพร่แบบปั่นป่วนของพลังงาน 2 ตัวแปร คือ Turbulent kinetic energy ซึ่งบ่งบอกถึงพลังงานของความปั่นป่วน และ Dissipation ที่แสดงให้เห็นถึงระดับของความปั่นป่วน

สมการพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (Turbulent kinetic energy equation)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (4)$$

โดยที่ค่า k คือ พลังงานจลน์ของความปั่นป่วน, ε คือ อัตราการลดลงของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน, G_k คือ ค่าพจน์การผลิตของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน

โดยค่าพจน์การผลิตของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วนสามารถเขียนได้ดังนี้

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (5)$$

ซึ่ง $\overline{\rho u'_i u'_j}$ คือ ค่าความเค้นเรย์โนลด์ในแบบจำลองเชิงเส้นนี้จะใช้ค่าความสัมพันธ์ที่เป็นเชิงเส้นของ Boussinesq และค่าความหนืดหมุนวน (Eddy viscosity) สามารถเขียนได้ดังนี้

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

สมการอัตราการแพร่ของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (Dissipation rate equation)

Standard $k - \varepsilon$ model

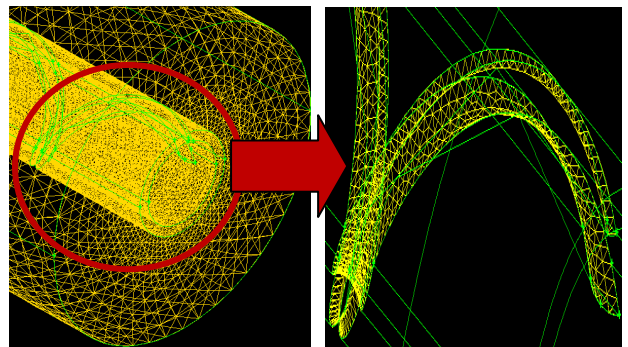
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \varepsilon_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} G_k - c_{\varepsilon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

ค่าคงที่ต่างๆ ภายในสมการมีค่าดังนี้

$$c_\mu = 0.09, c_{\varepsilon 1} = 1.44, c_{\varepsilon 2} = 1.92, \sigma_k = 1.0 \text{ และ } \sigma_\varepsilon = 1.3$$

3. วิธีดำเนินการ

แบบจำลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวแสดงดังในภาพที่ 3 ถูกสมมติฐานให้เป็น การไหลแบบอัดตัวไม่ได้ ที่ไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลา (Steady flows) และเป็นการไหลแบบปั่นป่วน



ภาพที่ 3 หน้าตัดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว และขนาดกริดที่มีความละเอียดเหมาะสม

ขนาดของท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวมีความยาว 900 mm มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในขนาด 20 mm และมีความหนา 5 mm โดยที่เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อนอกมีขนาด 76 mm โดยมีการเปลี่ยนแปลงระยะพิทช์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (p/D) ตั้งแต่ 1 ถึง 6 โดยมีระยะความลึกร่องต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (e/D) ตั้งแต่ 0.04 ถึง 0.09 และ ค่า Pr ตั้งแต่ 0.741 ถึง 6.99 โดยใช้ของไหลในท่อด้านในจะเป็นน้ำที่มีอุณหภูมิ 300 K ส่วนบริเวณท่อด้านนอกจะเป็นของไหลชนิดน้ำมันเครื่องรถยนต์ (Engine oil)

ที่มีอุณหภูมิ 600 K ไหลสวนทางกัน คุณสมบัติของน้ำ และน้ำมันเครื่องที่ใช้ในงานวิจัย แสดงไว้ในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 แสดงคุณสมบัติของน้ำและน้ำมันเครื่อง รถยนต์ที่ใช้ในงานวิจัย

คุณสมบัติทาง อุณหพลศาสตร์	น้ำมันเครื่อง รถยนต์	น้ำ (ที่อุณหภูมิ 300K)
ρ (kg/m ³)	889	998.2
C_p (J/kg-K)	1845	4182
k (W/m-K)	0.145	0.6
μ (kg/m-s)	1.06	0.001003

เงื่อนไขขอบเขตในการจำลองสำหรับเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวสำหรับงานวิจัย คือ

- **ทางเข้าน้ำ** กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางเข้าแบบ Velocity inlet ค่าของความเร็วกำหนดให้อยู่ในช่วงระหว่าง Reynolds number 10,000 ถึง 40,000 และให้มีอุณหภูมิของน้ำเท่ากับ 300 K
- **ทางออกน้ำ** กำหนดให้เป็นเงื่อนไขที่ทางออกแบบ Outflow
- **ทางเข้าน้ำมัน** กำหนดให้เป็นเงื่อนไขทางเข้าแบบ Velocity inlet ให้ค่าของความเร็วเท่ากับ 1 m/s และให้น้ำมันมีอุณหภูมิ 600 K
- **ทางออกน้ำมัน** กำหนดให้เป็นเงื่อนไขที่ทางออกแบบ Outflow
- **ผนัง** กำหนดให้ไม่มีความร้อนเข้าออกจาก ระบบ (Adiabatic surface)
- ไม่มีการสั่นไถลระหว่างน้ำกับผนังท่อ และน้ำมันกับผนังท่อ (No slip condition)

การวิเคราะห์ในงานวิจัยนี้ใช้ระเบียบวิธีปริมาตรจำกัด ในการวิเคราะห์เชิงตัวเลข ร่วมกับแบบจำลองความปั่นป่วนชนิด *Standard k-ε* และวิธีการผลต่าง (differencing scheme) ที่ใช้ในการหาค่าความดันคือ SIMPLEC ใช้วิธี QUICK ในการ Discretise สมการโมเมนตัม และวิธี Upwind กับสมการพลังงาน,

สมการพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน และสมการ อัตราการแพร่ของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน เพื่อตรวจสอบเรื่องอิทธิพลของจำนวนกริด (Grid independence) พบว่าขนาดของกริดที่เหมาะสมแบบจำลองทั้งหมดกำหนดการลู่เข้าที่ค่าผิดพลาด 10^{-6}

3.1 ขั้นตอนการศึกษา

1. ทำการเปรียบเทียบผลการคำนวณเชิงตัวเลข กับผลทางทฤษฎีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อเรียบโดยเปรียบเทียบค่าของ Friction factor จาก ทฤษฎีของ Colebrook และค่า Nusselt number จาก ทฤษฎีของ Dittus-Boelter โดยช่วงของค่า Reynolds number อยู่ระหว่าง 10,000 ถึง 40,000

2. ทำการเปรียบเทียบผลการคำนวณเชิงตัวเลข ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวและ แบบท่อเรียบ เพื่อศึกษาผลของร่องเกลียวในเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนแบบร่องเกลียวและแบบท่อเรียบ รวมไปถึงผลของการเพิ่มร่องเกลียวต่อการ เปลี่ยนแปลงค่าของ Friction factor และ Nusselt number

3. ทำการศึกษาผลการคำนวณเชิงตัวเลขของค่า Reynolds number ต่อการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนแบบท่อเกลียว และทำการศึกษาค่า Friction factor และ Nusselt number เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number ในช่วง 10,000 ถึง 40,000 เพื่อหา ความสัมพันธ์ของ Friction factor กับ Reynolds number และ Nusselt number กับ Reynolds number กำหนดให้ค่า e/D เท่ากับ 0.04, ค่า p/D เท่ากับ 3 และค่า Pr เท่ากับ 6.99 ตามลำดับ

4. ทำการศึกษาผลการคำนวณเชิงตัวเลขของ ความลึกร่องเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง e/D ต่อการ ไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว และ ทำการศึกษาค่า Friction factor และ Nusselt number เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า e/D ในช่วง 0.04 ถึง 0.09 เพื่อ หาความสัมพันธ์ของ Friction factor กับค่า e/D และ Nusselt number กับค่า e/D โดยให้ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 และ p/D ของ

ท่อเกลียวเท่ากับ 3 และ ค่า Pr เท่ากับ 6.99 ตามลำดับ

5. ทำการศึกษาผลการคำนวณเชิงตัวเลขของระยะพิชต์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง p/D ต่อการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว และทำการศึกษาค่า Friction factor และ Nusselt number เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า p/D ในช่วง 1 ถึง 6 เพื่อหาความสัมพันธ์ของ Friction factor กับค่า p/D และ Nusselt number กับค่า p/D กำหนดให้ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 ค่า e/D ของท่อเกลียวเท่ากับ 0.04 และค่า Pr เท่ากับ 6.99 ตามลำดับ

6. ทำการศึกษาผลการคำนวณเชิงตัวเลขค่าตัวเลขพรินด์เทิล Pr ต่อการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว และทำการศึกษาค่า Nusselt number เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า ตัวเลขพรินด์เทิล Pr ในช่วง 0.741 ถึง 6.99 เพื่อหาความสัมพันธ์ของ Nusselt number กับค่า Pr โดยให้ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 ค่า e/D ของท่อเกลียวเท่ากับ 0.04 และ p/D ของท่อเกลียวเท่ากับ 3 ตามลำดับ

7. ทำการหาสมการการประมาณค่า Friction factor กับ Nusselt number สำหรับการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวจากผลคำนวณเชิงตัวเลข จากผลการศึกษาของตัวแปรต่างๆ ได้แก่ ค่า Reynolds number, e/D , p/D และ Pr ในการไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวซึ่งมีผลทำให้ค่าของ Friction factor กับ Nusselt number เกิดการเปลี่ยนแปลง ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงมีเป้าหมายในการสร้างสมการทำนายค่า Friction factor กับ Nusselt number อันเกิดมาจากการเปลี่ยนแปลงผลจากตัวแปรดังกล่าวข้างต้นได้

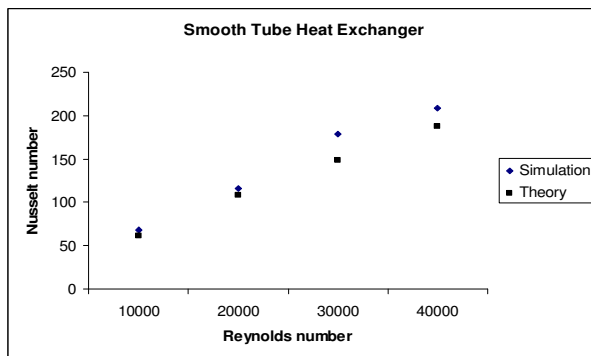
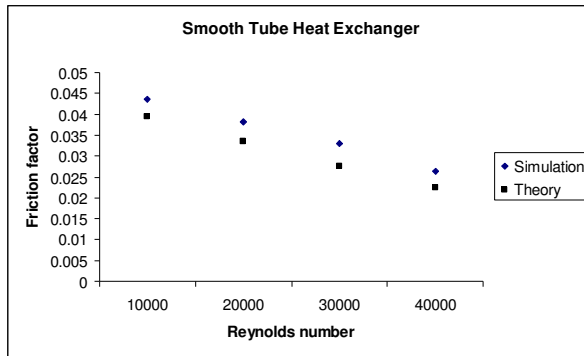
8. ทำการเปรียบเทียบผลจากสมการการประมาณค่า Friction factor และ Nusselt number กับผลจากการทดลองของ Dong และคณะ[12] และหาความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า Friction factor และ Nusselt number ระหว่างสมการการ

ประมาณค่ากับผลจากการทดลอง เพื่อแสดงถึงการที่สมการการประมาณค่า Friction factor และ Nusselt number นั้นสามารถประมาณค่า Friction factor และ Nusselt number ที่เกิดขึ้นจริงในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวได้ในระดับใด

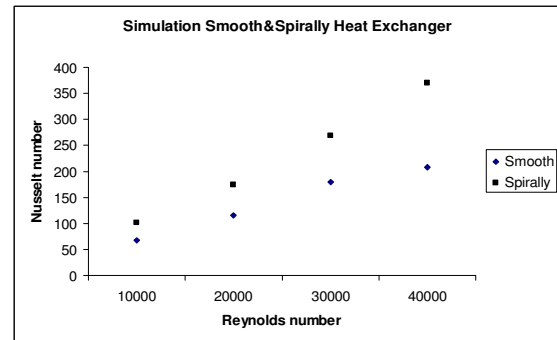
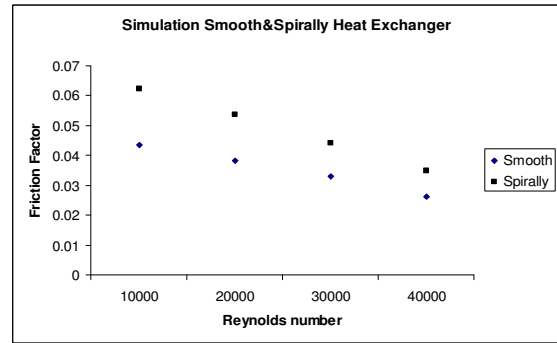
4. ผลการศึกษา และวิเคราะห์

1. การเปรียบเทียบผลการคำนวณเชิงตัวเลขกับผลทางทฤษฎีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ จากภาพที่ 4 ผลการเปรียบเทียบค่า Friction factor และค่า Nusselt number ของท่อเรียบจากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ กับผลทางทฤษฎีของท่อเรียบของ Colebrook พบว่าค่าความคลาดเคลื่อนมีค่าประมาณ 13 เปอร์เซ็นต์ และเมื่อเปรียบเทียบค่าของ Nusselt number กับผลทางทฤษฎีของ Dittus-Boelter พบว่าค่าความคลาดเคลื่อนประมาณ 13 เปอร์เซ็นต์ เช่นเดียวกัน

2. การเปรียบเทียบผลการคำนวณเชิงตัวเลขของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวและแบบท่อเรียบ เพื่อศึกษาผลของร่องเกลียว พบว่าเมื่อพิจารณา ค่า Friction factor ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ สำหรับ Reynolds number เดียวกัน จากภาพที่ 5 พบว่าค่า Friction factor ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวจะมีค่ามากกว่าการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ และ Friction factor ลดลงเมื่อ Reynolds number เพิ่มขึ้น สำหรับค่า Nusselt number พบว่าค่า Nusselt number ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวจะมีค่ามากกว่าการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ รวมไปถึง Nusselt number ของท่อทั้งคู่เพิ่มขึ้นเมื่อ Reynolds number เพิ่มขึ้น



ภาพที่ 4 แสดงการเปรียบเทียบผลการคำนวณเชิงตัวเลข กับผลทางทฤษฎีของค่า Friction factor และ ค่า Nusselt number สำหรับท่อเรียบ

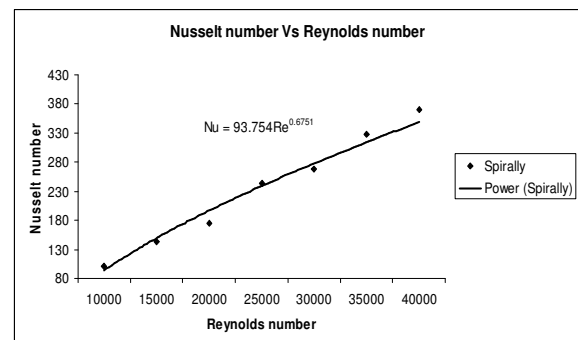
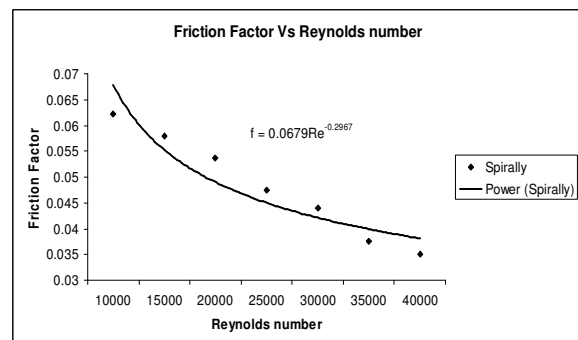


ภาพที่ 5 แสดงการเปรียบเทียบผลการคำนวณเชิงตัวเลขของค่า Friction factor และผลของ Nusselt number ของท่อเกลียวและท่อเรียบ

3. การศึกษาผลการคำนวณเชิงตัวเลขของค่า Reynolds number ต่อการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว และทำการศึกษาค่า Friction factor และ Nusselt number

จากการศึกษาผลว่าเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้นค่า Friction factor จะลดลงโดยที่ค่าความลึกร่องต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (e/D) เท่ากับ 0.04 ระยะพิทช์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเกลียว (p/D) เท่ากับ 3 ดังภาพที่ 6

จากภาพที่ 6 สามารถหาความสัมพันธ์ระหว่างค่า Friction factor กับ ค่า Reynolds number ของท่อเกลียวที่มีค่า e/D เท่ากับ 0.04 และ p/D เท่ากับ 3 โดยเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้นค่า Friction factor จะลดลง ความสัมพันธ์สามารถแทนได้ด้วยสมการยกกำลัง ดังนี้



ภาพที่ 6 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขของค่า Friction factor และ Nusselt number ของท่อเกลียว

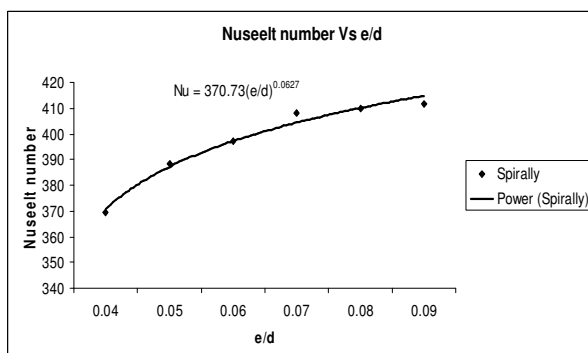
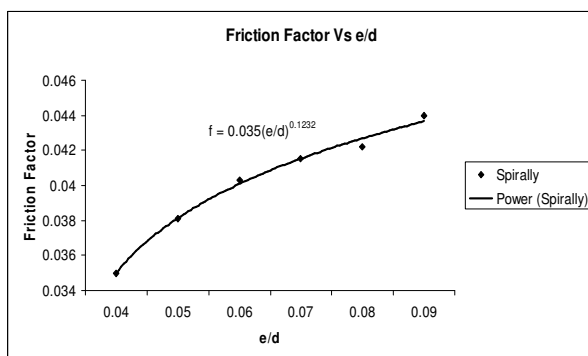
$$f = 0.0679 \text{Re}^{-0.2967} \quad (8)$$

ในทำนองเดียวกัน ความสัมพันธ์ของค่า Nusselt number ที่เพิ่มขึ้น เมื่อ Reynolds number เพิ่มขึ้นดังสมการ

$$Nu = 93.754 \text{Re}^{0.6751} \quad (9)$$

4. การศึกษาผลการคำนวณเชิงตัวเลขของความถี่ของเกลียวต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง e/D ต่อการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว

ภาพที่ 7 แสดงผลการศึกษาพบว่าเมื่อค่า e/D เพิ่มมากขึ้นทำให้ค่า Friction factor มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น รวมไปถึงค่า Nusselt number ก็มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นด้วย โดยการจำลองกำหนดค่าของ Reynolds number เท่ากับ 40,000 และ p/D เท่ากับ 3



ภาพที่ 7 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขของค่า Friction factor และ Nusselt number ต่อค่า e/D ของท่อเกลียว

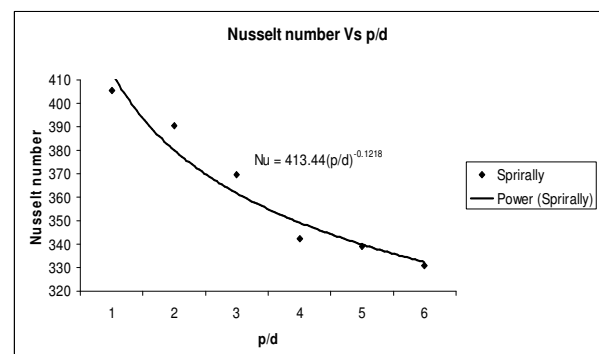
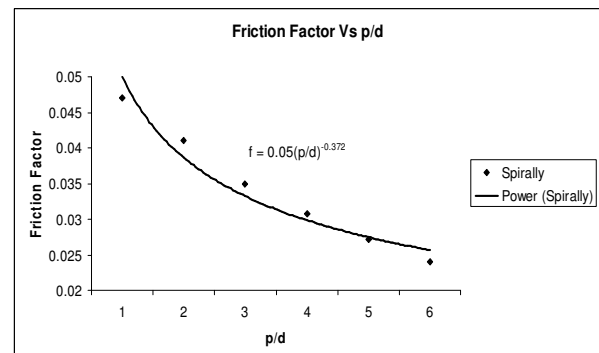
จากผลการคำนวณ จะได้ความสัมพันธ์สามารถแทนได้ด้วยสมการยกกำลัง ดังสมการที่ (10) และ (11)

$$f = 0.035(e/D)^{0.1232} \quad (10)$$

$$Nu = 370.73(e/D)^{0.0627} \quad (11)$$

5. การศึกษาผลการคำนวณเชิงตัวเลขของระยะพิทช์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง p/D ต่อการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว

จากผลการศึกษาพบว่าเมื่อค่า p/D มากขึ้นทำให้ค่า Friction factor มีแนวโน้มลดลงที่ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 และค่า e/D เท่ากับ 0.04 โดยข้อมูลแสดงดังภาพที่ 8



ภาพที่ 8 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขของค่า Friction factor และ Nusselt number ต่อค่า p/D ของท่อเกลียว

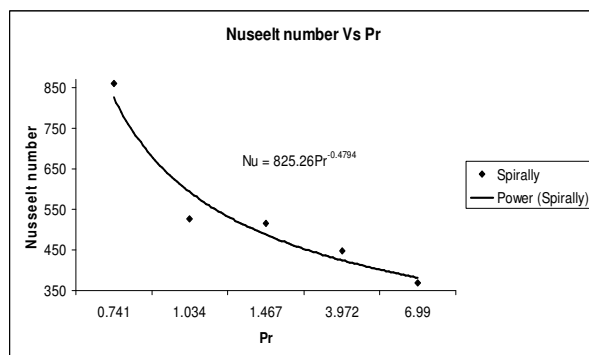
จากภาพที่ 8 สามารถหาความสัมพันธ์ระหว่าง Friction factor กับ ค่า p/D ของท่อเกลียวที่เท่ากับ 40,000 และ e/D เท่ากับ 0.04 โดยเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้นทำให้ค่า Friction factor มีแนวโน้มลดลง สำหรับสมการยกกำลังสามารถหาความสัมพันธ์ในรูปแบบสมการยกกำลังได้ดังสมการ

$$f = 0.05(p/D)^{-0.372} \quad (12)$$

และจากผลการศึกษาค้นคว้าว่าเมื่อค่า p/D มากขึ้นทำให้ค่า Nusselt number มีแนวโน้มลดลงโดยมีความสัมพันธ์ดังสมการ

$$Nu = 413.44(p/D)^{-0.1218} \quad (13)$$

6. การศึกษาผลการคำนวณเชิงตัวเลขค่าตัวเลขพรีนดเทิล Pr ต่อการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว จากผลการศึกษาพบว่าเมื่อค่า Pr เพิ่มขึ้นทำให้ค่า Nusselt number มีค่าลดลงอย่างเห็นได้ชัดที่ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000 และค่า e/D เท่ากับ 0.04 รวมไปถึงค่า p/D เท่ากับ 3 ดังภาพที่ 9



ภาพที่ 9 แสดงผลการคำนวณเชิงตัวเลขของค่า Nusselt number ต่อค่า Pr ของท่อเกลียว

สามารถหาความสัมพันธ์ระหว่าง Nusselt number กับค่า Pr ของท่อเกลียว โดยมีค่า e/D เท่ากับ 0.04, ค่า Reynolds number เท่ากับ 40,000

และค่า p/D เท่ากับ 3 จากความสัมพันธ์ของค่า Nusselt number ต่อค่า Pr ในภาพที่ 9 เมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้นทำให้ค่า Nusselt number มีค่าลดลงในแนวโน้มของสมการยกกำลัง สามารถหาความสัมพันธ์ในรูปแบบสมการยกกำลัง ดังสมการ

$$Nu = 825.26 Pr^{-0.4794} \quad (14)$$

7. การหาสมการการประมาณค่า Friction factor กับ Nusselt number สำหรับการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวจากผลคำนวณเชิงตัวเลข จากผลการศึกษาของตัวแปรต่างๆ ได้แก่ ค่า Reynolds number, e/D , p/D และ Pr

จากผลของค่า Friction factor ที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number, e/D , p/D และ Pr ในกรณีต่างๆ พบว่าความสัมพันธ์ของ Friction factor ที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number, e/D และ p/D นั้นมีแนวโน้มดังสมการที่ (7), (9) และ (11) ตามลำดับ

ดังนั้น สามารถสร้างความสัมพันธ์ของ Friction factor ของที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number, e/D , p/D ดังสมการ

$$f_{i,j,k} = C_{i,j,k} Re_i^{n_{Re,i}} (e/d)_j^{n_{(e/D),j}} (p/D)_k^{n_{(p/D),k}} \quad (15)$$

โดยที่

$f_{i,j,k}$ คือ ค่า Friction factor จากความสัมพันธ์ของการทดลองที่ i, j, k

$Re_i^{n_{Re,i}}$ คือ ค่า Reynolds number ยกกำลังที่เป็นฟังก์ชันกับ Friction factor

$(e/d)_j^{n_{(e/D),j}}$ คือ ค่า e/D ยกกำลังที่เป็นฟังก์ชันกับ Friction factor

$(p/D)_k^{n_{(p/D),k}}$ คือค่า (p/d) ยกกำลังที่เป็นฟังก์ชันกับ Friction factor

$C_{i,j,k}$ คือ ค่าคงที่ที่ได้จากการทดลองที่ i, j, k หาได้จากสมการที่ (16)

$$C_{i,j,k} = \frac{f_{i,j,k}}{\text{Re}_i^{n_{\text{Re},i}} (e/D)_j^{n_{(e/d),j}} (p/D)_k^{n_{(p/d),k}}} \quad (16)$$

ค่า $C_{i,j,k}$ มีค่าแตกต่างกันตามการทดลองที่ i, j, k ตามลำดับ ดังนั้นจึงหาค่าเฉลี่ยของค่าคงที่ได้จากความสัมพันธ์ระหว่าง Friction factor กับ Reynolds number, e/D และ p/D ดังสมการ

$$C_{i,j,k} \text{ avg} = \frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^n C_{i,j,k}}{n} \quad (17)$$

จะได้สมการประมาณค่าของ Friction factor ซึ่งมีความสัมพันธ์กับ Reynolds number, e/D และ p/D ดังสมการ

$$f = 1.894 \text{Re}^{-0.2967} (e/D)^{0.1232} (p/D)^{-0.372} \quad (18)$$

โดยสมการที่ (17) สามารถประมาณค่า Friction factor ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวในช่วงของค่า Reynolds number ระหว่าง 10,000 ถึง 40,000 รวมไปถึงช่วงของค่า e/D ระหว่าง 0.04 ถึง 0.09 และช่วงของค่า p/D ระหว่าง 1 ถึง 6 เท่านั้น

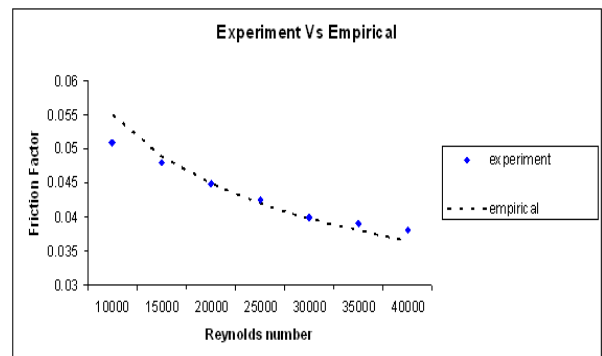
ในทำนองเดียวกันสามารถสร้างสมการประมาณค่าของ Nusselt number มีความสัมพันธ์กับ Re , Pr , e/D และ p/D ดังสมการ

$$\text{Nu} = 0.8512 \text{Re}^{0.6751} \text{Pr}^{-0.4794} (e/D)^{0.0627} (p/D)^{-0.1218} \quad (19)$$

จากสมการประมาณค่าของ Friction factor และ Nusselt number ในสมการที่ (18) และ (19) นั้นสามารถประมาณค่า friction factor ของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวของการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวในช่วงของค่า Reynolds number ระหว่าง 10,000 ถึง

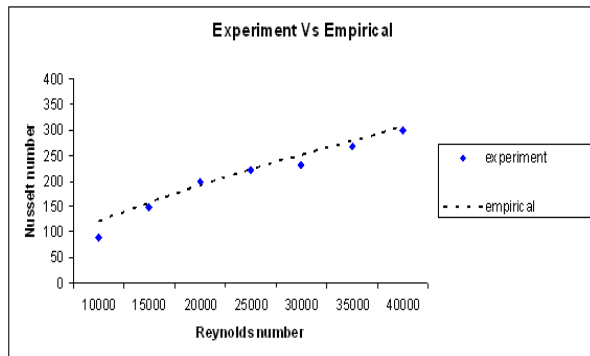
40,000 รวมไปถึงช่วงของค่า e/D ระหว่าง 0.04 ถึง 0.09 และช่วงของค่า p/D ระหว่าง 1 ถึง 6 เท่านั้น

8. การเปรียบเทียบผลจากสมการการประมาณค่า Friction factor และ Nusselt number กับผลจากการทดลองของ Dong et al. [12] และหาความคลาดเคลื่อนของสมการประมาณค่า Friction factor และ Nusselt number ระหว่างสมการการประมาณค่ากับผลจากการทดลอง จากสมการความสัมพันธ์ที่ได้ในสมการที่ (18) และ (19) นำมาเปรียบเทียบกับผลการทดลองของ Dong และคณะ[12] เกี่ยวกับการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวในกรณีเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number ของการไหล จากภาพที่ 10 ผลที่ได้พบว่ามีความคลาดเคลื่อนประมาณ 3 เปอร์เซ็นต์



ภาพที่ 10 แสดงค่าความคลาดเคลื่อนของสมการการประมาณค่า Friction factor กับผลการทดลองของ Dong et al. [12]

และจากภาพที่ 11 ผลการเปรียบเทียบค่าจากสมการการประมาณค่า Nusselt number นั้นสามารถประมาณค่า Friction factor ได้ใกล้เคียงกับผลการทดลองของ Dong et al. [12] และมีความคลาดเคลื่อนประมาณ 8 เปอร์เซ็นต์



ภาพที่ 11 แสดงค่าความคลาดเคลื่อนของสมการการประมาณค่า Nusselt number กับผลการทดลองของ Dong et al. [12]

5.สรุป

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาผลกระทบของการเปลี่ยนตัวแปรทั้งทางการไหลและทางกายภาพของท่อเกลียวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวน โดยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข ซึ่งผลที่ได้พบว่าค่าของ Friction factor และ Nusselt number จะเปลี่ยนแปลงตามตัวแปร อันได้แก่ Re , Pr , e/D และ p/D โดยจากผลการศึกษาได้สมการการประมาณค่า ดังนี้

$$f = 1.894 Re^{-0.2967} (e/D)^{0.1232} (p/D)^{-0.372} \quad (18)$$

$$Nu = 0.8512 Re^{0.6751} Pr^{-0.4794} (e/D)^{0.0627} (p/D)^{-0.1218} \quad (19)$$

โดยที่ช่วงของค่า e/D อยู่ระหว่าง 0.04 ถึง 0.09, ค่า Reynolds number อยู่ระหว่าง 10,000 ถึง 40,000 ค่า p/D อยู่ระหว่าง 1 ถึง 6 และค่าของ Pr อยู่ระหว่าง 0.741 ถึง 6.99 ตามลำดับ จากการเปรียบเทียบผลการคำนวณเชิงตัวเลขกับผลการทดลองให้ค่าที่ใกล้เคียงกัน โดยค่าของ Friction factor และ Nusselt number จากสมการที่ (17) และ (18) มีค่าคลาดเคลื่อนประมาณ 3 เปอร์เซ็นต์และ 8 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลอง

6.กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ ที่สนับสนุนทุนวิจัยในการดำเนินงานวิจัยครั้งนี้

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Webb, R.L. and Eckert, E.R.G., Application of rough surfaces to heat exchanger design, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 21 (1972) 1647 – 1658.
- [2] Bergles, A.E., Blumenkrantz, A.R., Taborek, J., Performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surfaces, in: *Fifth International Heat Transfer Conference*, Tokyo, 5, FC 6.3, 1974, pp 239-243.
- [3] Bergles, A.E., Bunn, R.L. and Junkhan, G.H., Extended performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surfaces, *Letters of Heat and Mass Transfer* 1 (1974) 113-120.
- [4] Webb, R.L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 24 (1981) 715 – 726.
- [5] Webb, R.L. and Bergles, A.E., Performance evaluation criteria for selection of heat transfer surfaces geometries used in low Reynolds number heat exchanger, in: *NOTO Advanced Study Institute*, 1981, Ankara, Turkey, *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, Hemisphere, Washington, DC, 1983, pp. 735 – 752.
- [6] Bejan, A., *entropy Generation through Heat and Fluid Flow*, Wiley, New York, 1982.
- [7] Bejan, A., *entropy Generation Minimization*, CRC press, Boca Raton, 1996

- [8] Zimparov, V., Extended performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surface: heat transfer through ducts with constant wall temperature, *Int. Heat and Mass Transfer*, 43 (2000) 3137 – 3155.
- [9] Zimparov, V., Enhancement of heat transfer by combination of three-start spirally corrugated tubes with a twisted tape , *Int. Heat and Mass Transfer*, 44 (2001) 551 – 574.
- [10] Zimparov, V., Enhancement of heat transfer by combination of a single-start spirally corrugated tubes with a twisted tape, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 25 (2002) 535 – 546.
- [11] Zimparov, V., Extended performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surface: heat transfer through ducts with constant heat flux, *Int. Heat and Mass Transfer*, 44 (2001) 169 – 180.
- [13] Dong, Y ., Huixiong, L. and Tingkuan, C., Pressure drop, heat transfer and performance of single-phase turbulent flow in spirally corrugated, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 24 (2001) 131 -138.
- [14] Zimparov, V., Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent flow in corrugated tubes combined with twisted tape inserts. Part 1 : friction factors, *Int. Heat and Mass Transfer*, 47 (2004) 589 – 599.
- [15] Zimparov, V ., Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent flow in corrugated tubes combined with twisted tape inserts. Part 2 : heat transfer coefficient, *Int. Heat and Mass Transfer*, 47 (2004) 385 – 393.
- [16] Vicente, P.G., Garcia, A., Viedma, A., Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different prandtl number, *Int. Heat and Mass Transfer*, 47 (2004) 671 – 681.