

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ การศึกษาเชิงตัวเลขของการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของการไหลวน
ภายในท่อที่ถูกริดเป็นเกลียวและของรูปร่างที่เหมาะสมของข้อต่อพื้นฐานแบบตัว T และ ตัว Y

นายวิศนุรักษ์ เวชสถล

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

ศาสตราจารย์สมชาย วงศ์วิเศษ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

J.A. Jones Professor Adrian Bejan

Duke University

สนับสนุนโดยสำนักงานคณะกรรมการการอุดมศึกษา และสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย

(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย สกอ. และ สกว. ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

รหัสโครงการ: MRG5080311

ชื่อโครงการ: การศึกษาเชิงตัวเลขของการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของการไหลวนภายในท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียวและของรูปร่างที่เหมาะสมของข้อต่อพื้นฐานแบบตัว T และ ตัว Y

นักวิจัย และสถาบัน: ดร.วิศนุรักษ์ เวชสถล
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

อีเมล : wishsanuruk.wec@kmutt.ac.th

ระยะเวลาโครงการ: วันที่ 2 กรกฎาคม พ.ศ. 2550 ถึงวันที่ 30 พฤศจิกายน พ.ศ. 2552

1. บทคัดย่อ:

โครงการวิจัยนี้ถูกแบ่งออกเป็นสองส่วน โดยในส่วนแรกจะมุ่งศึกษาลักษณะทางโครงสร้างของท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียวที่มีผลต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของการไหลที่ค่า Reynolds ในช่วง 100 ถึง 1,000 โดยใช้กระบวนการเชิงตัวเลข ผลการศึกษาแสดงให้เห็นว่า ท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียวที่มีระยะพิตช์สั้นและมีความลึกของเกลียวสูง จะมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสูงและมีความดันลดสูงด้วยเช่นเดียวกัน โดยความสัมพันธ์ระหว่างลักษณะของท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียวที่มีต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนหรือค่าเฉลี่ยนัสเซิลท์สามารถแสดงได้ดังสมการ

$$Nu_D = 0.0513 Re^{0.841} Pr^{0.078} \left(\frac{d}{D} \right)^{-0.529} \left(\frac{p}{D} \right)^{-0.673}$$

ในขณะที่ความสัมพันธ์ระหว่างลักษณะของท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียวที่มีต่อความดันลดสามารถแสดงได้ดังสมการ

$$f = 60.73 Re^{-0.8919} \left[\frac{d}{D} \right]^{-0.0477} \left[\frac{p}{D} \right]^{-1.0587}$$

ในส่วนที่สองรูปร่างและสัดส่วนของข้อต่อพื้นฐานของระบบท่อแบบรูปตัว T และ ตัว Y ที่เหมาะสมกับทิศทางการไหล ความหยาบของผิวท่อ รูปร่างหน้าตัดของท่อ และความเพรียว (Sv) ได้ถูกศึกษาด้วยกรรมวิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลข ผลการคำนวณแสดงให้เห็นว่าผลของการความดันลดของข้อต่อไม่มีผลต่อรูปร่างและสัดส่วนที่เหมาะสมของระบบท่อเมื่อความเพรียว (Sv) มีค่ามากกว่า 10^4

คำหลัก: การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน ท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียว เครือข่ายของการไหล และความดันลดที่ข้อต่อ

Project Code: MRG5080311

Project Title: Numerical Investigation of Heat Transfer Enhancement of Swirl Flows through Corrugated Tubes and of the Optimal Elemental T and Y Shapes of Duct Networks

Investigator: Wishsanuruk WECHSATOL, Ph.D.

King Mongkut's University of Technology Thonburi

E-mail Address: wishsanuruk.wec@kmutt.ac.th

Project Period: 2 July 2007 until 30 November 2009

1. Abstract:

This research is divided into two parts. The first part is aimed to study the effects of corrugated tube geometries on heat transfer enhancement and pressure drop of flows in the Reynolds number range of 100 to 1,000 by numerical method. The numerical results show that the corrugated tubes with shorter pitch and deeper threads have higher heat transfer capability as well as higher pressure drop. The formula that relates the corrugated tube geometries and the average Nusselt number can be written as

$$Nu_D = 0.0513 Re^{0.841} Pr^{0.078} \left(\frac{d}{D} \right)^{-0.529} \left(\frac{p}{D} \right)^{-0.673}$$

, while the formula that shows the effect of corrugated tube geometries on the pressure drop friction factor is

$$f = 60.73 Re^{-0.8919} \left[\frac{d}{D} \right]^{-0.0477} \left[\frac{p}{D} \right]^{-1.0587}$$

In the second part, the optimal geometries of the elemental T and Y shapes of duct networks as functions of the flow direction, wall roughness, duct cross-sectional shape, and sveltness (S_v) were numerically investigated. The computational results show that the effects of junction pressure losses on the optimal architecture of duct networks can be neglected when $S_v^{3/2}$ is greater than approximately.

Keywords: Heat Transfer Enhancement, Corrugated Tubes, Flow Networks and Junction Losses

2. บทสรุปสำหรับผู้บริหาร (Executive Summary)

ชื่อโครงการ: (ไทย) การศึกษาเชิงตัวเลขของการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของการไหลวนภายในท่อที่ถูกกัดเป็นเกลียวและของรูปร่างที่เหมาะสมของข้อต่อพื้นฐานแบบตัว T และ ตัว Y

(อังกฤษ) Numerical Investigation of Heat Transfer Enhancement of Swirl Flows through Corrugated Tubes and of the Optimal Elemental T and Y Shapes of Duct Networks

ชื่อผู้วิจัย

หัวหน้าโครงการ

ผศ.ดร.วิศนุรักษ์ เวชสถล

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

126 ถ.ประชาธิปไตย แขวงบางมด

เขตทุ่งครุ กรุงเทพมหานคร 10140

โทรศัพท์ 0-2470-9129 โทรสาร 0-2470-9111

Email: wishsanuruk.wec@kmutt.ac.th

ที่ปรึกษาโครงการ

ศ. ดร.สมชาย วงศ์วิเศษ

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

126 ถ.ประชาธิปไตย แขวงบางมด

เขตทุ่งครุ กรุงเทพมหานคร 10140

โทรศัพท์ 0-2470-9123 โทรสาร 0-2470-9111

Email: somchai.won@kmutt.ac.th

J.A. Jones Prof. Adrian Bejan

Department of Mechanical Engineering, Duke University

P.O. Box 90300 Durham,

North Carolina 27708-0300

U.S.A.

Email: abejan@duke.edu

งบประมาณและระยะเวลาทำวิจัย

ได้รับงบประมาณ ประจำปี พ.ศ. 2550 งบประมาณที่ได้รับ 480,000 บาท

ระยะเวลาทำวิจัย ตั้งแต่ 2 กรกฎาคม พ.ศ. 2550 ถึง 30 พฤศจิกายน 2552

ความสำคัญและที่มา

การใช้ท่อที่บิดเป็นเกลียวเพื่อเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนในระบบแลกเปลี่ยนความร้อน ระบบทำความเย็น และระบบปรับอากาศ เริ่มมีการใช้กันอย่างแพร่หลาย กอปรกับมีการศึกษากันอย่างกว้างขวาง เช่น Barba, Rainieri และ Spiga ได้ศึกษาความสามารถในการถ่ายเทความร้อน และความดันสูญเสียของเอทิลีนกลีคอลสถานะเดียวที่ไหลผ่านท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียวที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 14.5 มม. ระยะพิตช์ 11.5 มม. ความลึกของเกลียว 1.5 มม. และความเอียงของเกลียว 45 องศาทำมุมกับแนวแกนของท่อ Vicente, Garcia และ Viedma ได้ศึกษาเพื่อหาความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียของน้ำและเอทิลีนกลีคอลที่ไหลผ่านท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียว โดยกำหนดสภาวะการทดลองให้ครอบคลุมสภาวะที่เกิดขึ้นในอุตสาหกรรมเคมีและอาหารโดยทั่วไป Dong, Huixiong และ Tingkua ได้ทำการทดลองเพื่อหาความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานของการไหลในช่วงปั่นป่วนของน้ำที่เลขเรย์โนลด์เท่ากับ 6,000 – 93,000 และในช่วงเลขเรย์โนลด์ 3,200 – 19,000 ของน้ำมัน ซึ่งไหลผ่านท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียวที่มีขนาดที่แตกต่างกัน 4 ขนาด Naphon, Nuchjapo และ Kurujareon ได้ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานของการไหลภายในท่อที่มีเกลียวภายใน ที่มีอัตราส่วนของความลึกเกลียวต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 0.12 0.15 และ 0.19 และอัตราส่วนของระยะพิตช์ต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 1.05 0.78 และ 0.63 Rainieri และ Pagliarini ได้ศึกษาความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเอทิลีนกลีคอลที่ไหลผ่านท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียวที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 14 มม. ความลึกเกลียว 1.5 มม. และระยะพิตช์ 16, 32, 48 และ 64 มม. โดยทำการทดลองในช่วงเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 90 – 800 Rozzi, Massini, Paciello, Pagliarini, Rainieri และ Trifirò ได้ประยุกต์ใช้ท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียวในการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell และ tube และ S.Grittaya ได้ทดลองเพื่อหาค่าในการถ่ายเทความร้อนของอากาศที่เลขเรย์โนลด์ 1,500 – 18,000 ซึ่งไหลผ่านท่อถูกพูกที่มีพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าและมีผิวโค้งเป็นลักษณะของไซน์เคิร์ฟตามความยาว ตัวอย่างของงานวิจัยข้างต้นล้วนแต่เป็นความพยายามที่จะทดสอบความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของการไหลผ่านท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียวทั้งสิ้น อย่างไรก็ตามยังไม่มีงานวิจัยใดที่สามารถนำเสนอสมการหรือความสัมพันธ์ของลักษณะทางโครงสร้างของท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียวที่มีต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและความดันตกของการไหลผ่านท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียว ซึ่งจะมีความสำคัญอย่างมากต่อการออกแบบระบบแลกเปลี่ยนความร้อนในเชิงวิศวกรรม

นอกจากนี้ปัญหาของการออกแบบระบบท่อเพื่อให้มีความดันลดต่ำที่สุดหรือใช้พลังงานในการส่งถ่ายของไหลต่ำที่สุดก็มีความสำคัญ การออกแบบระบบส่งถ่ายของไหลด้วยเทคนิค Constructal Theory ได้ถูกนำเสนอโดย J.A. Jones Prof. Adrian Bejan และถูกใช้กันอย่างแพร่หลาย การวิจัยนี้ได้ประยุกต์ใช้เทคนิคดังกล่าวในการหาจุดเหมาะสมในการออกแบบระบบท่อ โดยพิจารณาผลของความดันสูญเสียที่ข้อต่อที่มีต่อรูปแบบและสัดส่วนที่เหมาะสมของระบบท่อ ซึ่งแนวทางในการออกแบบที่ได้แนะนำนี้จะสามารถลดพลังงานโดยรวมที่ใช้ในการส่งถ่ายของไหลผ่านระบบท่อ

แนวทางการศึกษา

การวิเคราะห์ด้วยการคำนวณเชิงตัวเลขได้ถูกนำมาประยุกต์ใช้ในการคำนวณความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของการไหลผ่านที่ถูกจัดเป็นเกลียว รวมถึงระบบท่อ ผลการคำนวณได้ถูกเปรียบเทียบกับงานวิจัยที่ผ่านมา ซึ่งให้ผลการคำนวณสอดคล้องกับผลการทดลองที่ผ่านมาเป็นอย่างดี จากนั้นกรรมวิธีการคำนวณเชิงตัวเลขที่ได้รับยืนยันความถูกต้องแล้วได้ถูกนำไปใช้ในการวิเคราะห์และคำนวณหาความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของการไหล จากนั้นผลการวิเคราะห์ได้ถูกนำมาใช้ในการสร้างสมการความสัมพันธ์ของลักษณะทางกายภาพของท่อที่มีต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของการไหล

สรุปผลการศึกษา

จากผลการศึกษาแสดงให้เห็นว่า การใช้เกลียวที่ลึกและมีระยะพิตช์สั้นจะสามารถเพิ่มความสามารถในการนำความร้อนได้ แต่ในขณะเดียวกันความดันลดก็จะเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ซึ่งสอดคล้องกับผลงานวิจัยที่ผ่านมา ผลของ ระยะพิตช์ ความลึกของเกลียว และชนิดของไหลที่มีต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนหรือค่า Nussult number และค่าสัมประสิทธิ์ของความดันลด (friction factor) ของการไหลภายในท่อที่ถูกจัดเป็นเกลียว สามารถแสดงได้ถึงความสัมพันธ์ต่อไปนี้

$$Nu_D = 0.0513 Re^{0.841} Pr^{0.078} \left(\frac{d}{D} \right)^{-0.529} \left(\frac{p}{D} \right)^{-0.673}$$

และ

$$f = 60.73 Re^{-0.8919} \left[\frac{d}{D} \right]^{-0.0477} \left[\frac{p}{D} \right]^{-1.0587}$$

สำหรับการศึกษาสัดส่วนที่เหมาะสมของข้อต่อท่อรูปตัว T และตัว Y พบว่าสัดส่วนและรูปร่างที่เหมาะสมของข้อต่อรวมถึงพื้นที่รองรับจะขึ้นอยู่กับตัวแปรไร้มิติ $m_1/\mu S^{1/2}$ และ $\varepsilon/A_1^{1/2}$ รวมถึงสัดส่วนความเปรี้ยวของพื้นที่ S_v นอกจากนี้ยังพบว่าทิศทางการไหลและกลุ่มตัวแปรไร้มิติ

มิติดังกล่าวข้างต้นจะไม่มีผลต่อรูปร่างและสัดส่วนที่เหมาะสมของระบบท่อเมื่อ $Sv^{3/2}$ มีค่ามากกว่า 10^4 นอกจากนี้ตัวแปรที่เรียกว่า shape parameter $\tilde{p}_i = p_i/A_i^{1/2}$ ยังได้ถูกนำเสนอเพื่อใช้แทน hydraulic diameter เนื่องจากมีความเหมาะสมมากกว่าและสามารถแสดงคุณลักษณะของพื้นที่หน้าตัดของท่อในเชิงตัวเลขได้ดีกว่าการใช้ hydraulic diameter

ข้อเสนอแนะ

โครงการนี้เป็นการประยุกต์ใช้กระบวนการเชิงตัวเลขในการวิเคราะห์เพื่อหาความสัมพันธ์ของลักษณะทางกายภาพของท่อที่ถูกคิดเป็นเกลียวที่มีต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและความดันลดหรือพลังงานที่ใช้ในการส่งถ่ายของไหล ผลการศึกษาได้นำเสนอสมการความสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์ที่สามารถทำนายความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของการไหลผ่านท่อที่มีลักษณะดังกล่าว อย่างไรก็ตามการทดลองนำสมการความสัมพันธ์ดังกล่าวไปใช้ หรือการศึกษาเชิงทดลองเพื่อยืนยันความถูกต้องของสมการความสัมพันธ์ดังกล่าว ยังคงต้องถูกดำเนินการต่อไปเพื่อยืนยันความถูกต้องและเป็นการส่งเสริมให้เกิดการนำความสัมพันธ์ดังกล่าวให้เกิดการนำไปใช้อย่างกว้างขวาง

ผลงานที่ได้รับจากงานวิจัยนี้

ผลงานการวิจัยนี้นำมาซึ่ง ผลงานวิจัยระดับนานาชาติ ร่วมกับ J.A. Jones Professor Adrian Bejan และคณะ ดังนี้

“W. Wechsato, S. Lorente, A. Bejan and J.C. Ordonez, Elemental T and Y Shapes of Tree Networks of Ducts with Various Cross-Sectional Shapes, Journal of Hydraulic Engineering – ASCE, Vol. 135, No. 2, February 1, 2009.”

ซึ่งเป็นผลงานที่ได้รับการตีพิมพ์แล้ว ในวารสารของ American Society of Civil Engineers

นอกจากนี้ ภายใต้ทุนวิจัยจาก สกว. นำมาซึ่งรายงานการวิจัยระดับนานาชาติ ร่วมกับ ศาสตราจารย์สมชาย วงศ์วิเศษ ดังนี้

“W. Wechsato and S. Wongwises, Numerical Prediction of Heat Transfer Enhancement and Friction Factors of Low Reynolds Number Fluid Flows through Corrugated Tubes, submitted to International Journal of Heat and Mass Transfer.”

ซึ่งเป็นงานวิจัยที่อยู่ระหว่างดำเนินการเพื่อขอรับการพิจารณาตอบรับจาก International Journal of Heat and Mass Transfer.

3. วัตถุประสงค์

โครงการนี้มีวัตถุประสงค์ซึ่งสามารถแบ่งออกเป็นข้อๆ ได้ดังนี้

- 5.1 สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่แสดงความสัมพันธ์ของลักษณะทางกายภาพของท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียว ที่มีต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและค่าความต้านทานการไหลของของไหลที่ไหลผ่านท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียว
- 5.2 เพื่อให้ได้มาซึ่งวิธีการหรือข้อแนะนำในการออกแบบและปรับปรุงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียว ให้มีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสูง ในขณะที่มีความคุ้มค่าทางด้านการใช้พลังงานในการส่งถ่ายของไหล
- 5.3 เพื่อเพิ่มความเข้าใจลักษณะทางกายภาพของการไหลวนภายในท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียวให้มากขึ้นกว่าในปัจจุบัน
- 5.4 เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของผลการวิเคราะห์ด้วยวิธีการเชิงตัวเลข ว่ามีความเที่ยงตรงเพียงใดในการวิเคราะห์การไหลวนภายในท่อซึ่งถูกรีดเป็นเกลียวเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลอง
- 5.5 เพื่อหารูปร่างที่เหมาะสมของข้อต่อรูปตัว T และตัว Y ที่ทำให้ความดันตกที่ข้อต่อของระบบท่อบีค่าต่ำสุด

4. วิธีการทดลอง

โครงการวิจัยนี้ถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ .

ส่วนที่หนึ่ง ทำการศึกษาเพื่อสร้างความสัมพันธ์ในรูปแบบของสมการทางคณิตศาสตร์เพื่ออธิบายและทำนายความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและความดันตกของท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียว ซึ่งผู้วิจัยได้แบ่งโครงการออกเป็นสองส่วนย่อยดังนี้

ส่วนย่อยที่หนึ่ง ทำการตรวจสอบและปรับปรุงความเที่ยงตรงของกระบวนการเชิงตัวเลขในการวิเคราะห์การไหลวนผ่านผิวโค้งลักษณะไซน์เคิร์ฟ และการไหลวนภายในท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียว โดยเปรียบเทียบผลการวิเคราะห์เชิงตัวเลขโดยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับผลการทดลองความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของการไหลผ่านผิวโค้งของคุณกฤตย์ ศรีนภาสวัสดิ์ และผลการทดลองความสามารถในการถ่ายเทความร้อนการไหลภายในท่อที่ถูกรีดเป็นเกลียวของ Barba และคณะ และผลการทดลองของ Rainieri และ Pagliarini

ส่วนย่อยที่สอง ประยุกต์ใช้กระบวนการเชิงตัวเลขซึ่งได้ทำการตรวจสอบความถูกต้องแล้วในโครงการส่วนแรก เพื่อนำมาใช้หาความสัมพันธ์ของลักษณะทางกายภาพของผิวโค้งและท่อซึ่งถูกรีดเป็นเกลียวเช่น รัยะพิตช์ ความลึก และความถี่ของเกลียว ที่มีต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและความต้านทานการไหล โดยโครงการในส่วนที่สองนี้จะเน้นไปที่การใช้วิธีการทางไฟไนต์เอลิเมนต์ในการวิเคราะห์ลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อน

ส่วนที่สอง กรรมวิธีทางตัวเลขจะถูกใช้วิเคราะห์และคำนวณค่าความดันลดของเครื่องขยายระบบที่มีความซับซ้อน ผลของรูปร่างข้อต่อที่มีผลต่อความดันลดของระบบต่อจะถูกศึกษา รูปร่างของข้อต่อและระบบต่อจะถูกเปลี่ยนแปลงจนในที่สุดผลการคำนวณสามารถระบุรูปร่างของข้อต่อและระบบท่อที่ให้ความดันลดต่ำที่สุด

5. ผลการทดลอง

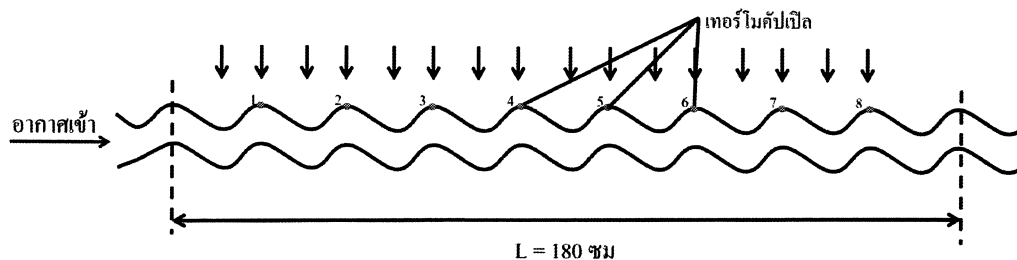
ผลการศึกษาถูกแบ่งออกได้เป็นสองส่วน โดยในส่วนแรกเป็นผลการเปรียบเทียบความถูกต้องของโมเดลทางคณิตศาสตร์ที่ได้สร้างขึ้นกับผลการทดลองและผลการศึกษาลักษณะทางโครงสร้างของท่อที่บิดเป็นเกลียวเช่น ระยะเวลาพิชต์ และความลึกของเกลียว ที่มีต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของการไหลภายในท่อดังกล่าว และส่วนที่สองเป็นการหาจุดเหมาะสมในการออกแบบข้อต่อและผลกระทบของข้อต่อที่มีต่อระบบท่อสำหรับส่งถ่ายของไหล

5.1 ความถูกต้องของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

5.1.1 ความถูกต้องของการใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในการวิเคราะห์การไหลผ่านแผ่นโค้ง

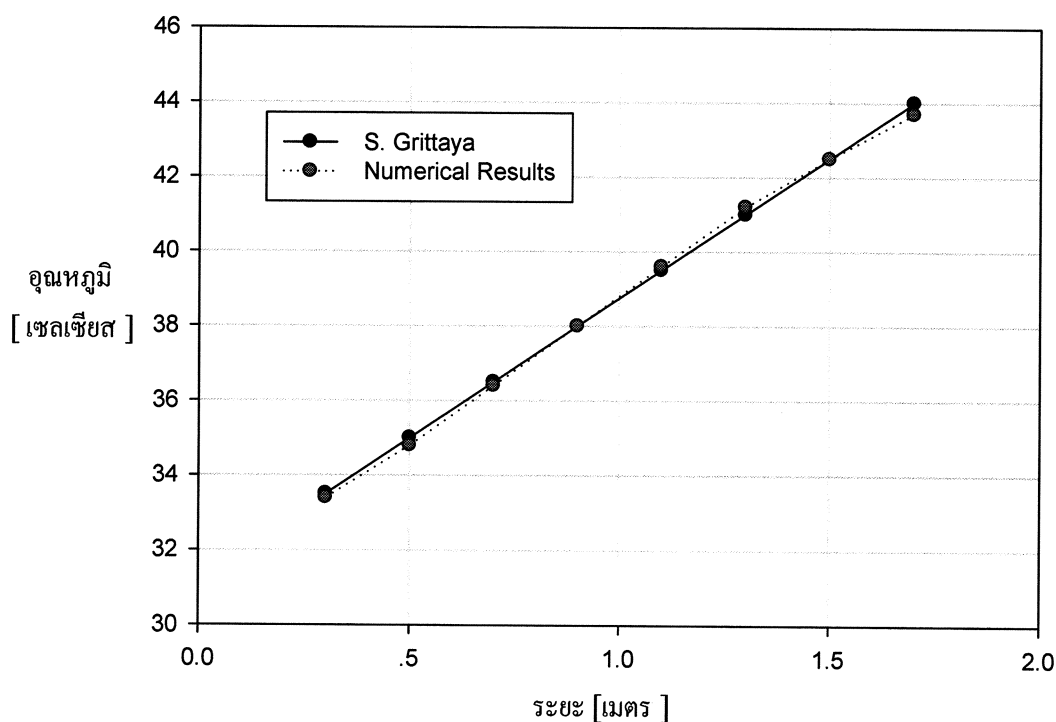
การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับผลงานการวิจัยของคุณกฤตย์ ศรีนภาสวัสดิ์ ซึ่งเป็นการทดลองเพื่อหาแนวโน้มของการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นว่ามีการเปลี่ยนแปลงเช่นใด และออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้แผ่นลูกฟูกซึ่งจะทำให้อุปกรณ์มีขนาดเล็ก สะดวกในการติดตั้งและใช้งาน อุปกรณ์ในการทดลองของคุณกฤตย์ ศรีนภาสวัสดิ์ เป็นท่อลูกฟูกมีขนาดหน้าตัด เซนติเมตร ยาว 200 เซนติเมตร มีระยะพิชต์ 20 เซนติเมตร และแอมพลิจูดของไซน์เคิร์ฟ 3 เซนติเมตร ท่อจะทำด้วยแผ่นทองแดงซึ่งถูกตัดให้โค้งเป็นลักษณะของไซน์เคิร์ฟแล้ววางซ้อนขนานกันห่างกัน 6 เซนติเมตร ด้านข้างทั้งสองใช้แผ่นพลาสติกประกบ จะให้ความร้อนที่ผิวด้านบนอยู่ในช่วงความยาว 180 เซนติเมตร โดยการแผ่รังสีจากหลอดไฟอินฟราเรด ตำแหน่งของหลอดไฟจะถูกปรับเพื่อให้ความร้อนที่ได้เป็นแบบมีค่าต่อหน่วยพื้นที่และหน่วยเวลาคงที่ ส่วนผิวที่เหลืออีกสามด้านจะถูกหุ้มด้วยฉนวนกันความร้อน

การทดลองทำโดยปรับอัตราการไหลของอากาศที่ไหลผ่านท่อเพื่อให้ได้เรย์โนลด์อยู่ในช่วง 1,500 – 18,000 มีอัตราเพิ่มครั้งละ 500 โดยอ่านอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลในท่อ ซึ่งใช้เทอร์โมคัปเปิล ในการวัดอุณหภูมิจะทำการวัดอุณหภูมิที่ผิวท่อ ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ตามความยาวท่อ ส่วนการวัดอุณหภูมิภายในท่อจะทำการสอดเทอร์โมคัปเปิลเข้าไปในรูที่เจาะไว้ด้านบนของท่อดังรูปที่ 5.1



รูปที่ 5.1 แสดงลักษณะของท่อลูกฟูกที่ใช้ในการทดลอง

การตรวจสอบความถูกต้องของผลการวิเคราะห์ด้วยวิธีการเชิงตัวเลขกับผลการทดลองของคุณกฤตย์ ศรีนภาสวัสดิ์ โดยเปรียบเทียบกับอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลในท่อที่มีลักษณะเป็นไซน์เคิร์ฟตามความยาว มีขนาดหน้าตัด เซนติเมตร ยาว 200 เซนติเมตร มีระยะพิตช์ 20 เซนติเมตร และแอมพลิจูดของไซน์เคิร์ฟ 3 เซนติเมตร ซึ่งผลที่ได้ใกล้เคียงกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เป็นอย่างมากดังรูปที่ 5.2 ดังนั้นจึงสามารถใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์มาใช้ในการศึกษาการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน

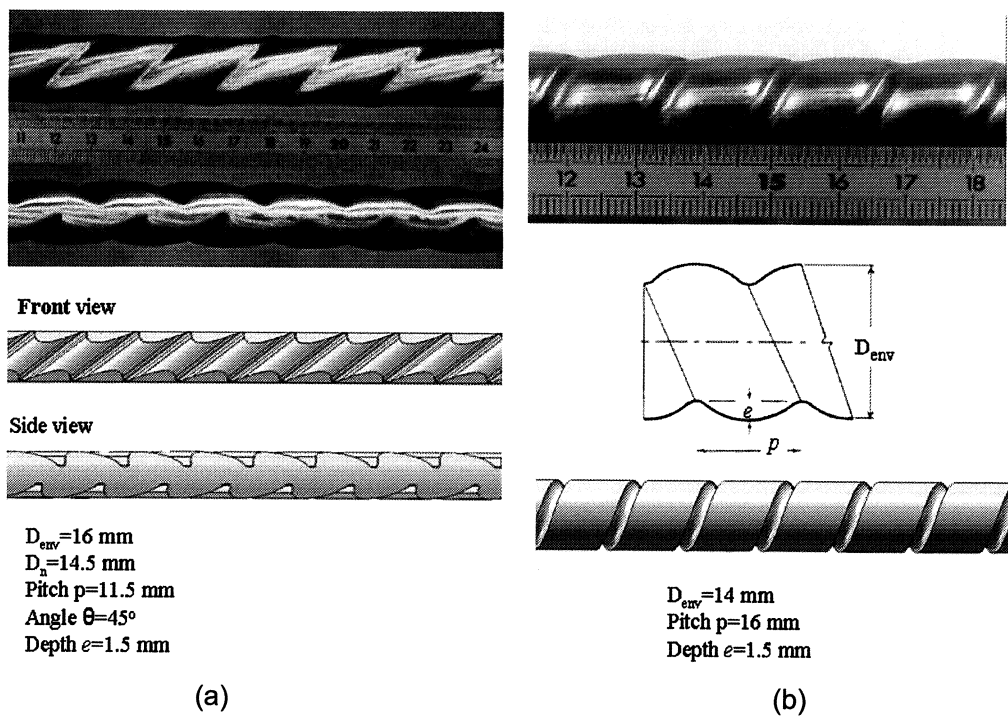


รูปที่ 5.2 แสดงการเปรียบเทียบอุณหภูมิเฉลี่ยตามแนวท่อระหว่างผลการทดลองของ S.Grittaya กับการวิเคราะห์เชิงตัวเลข

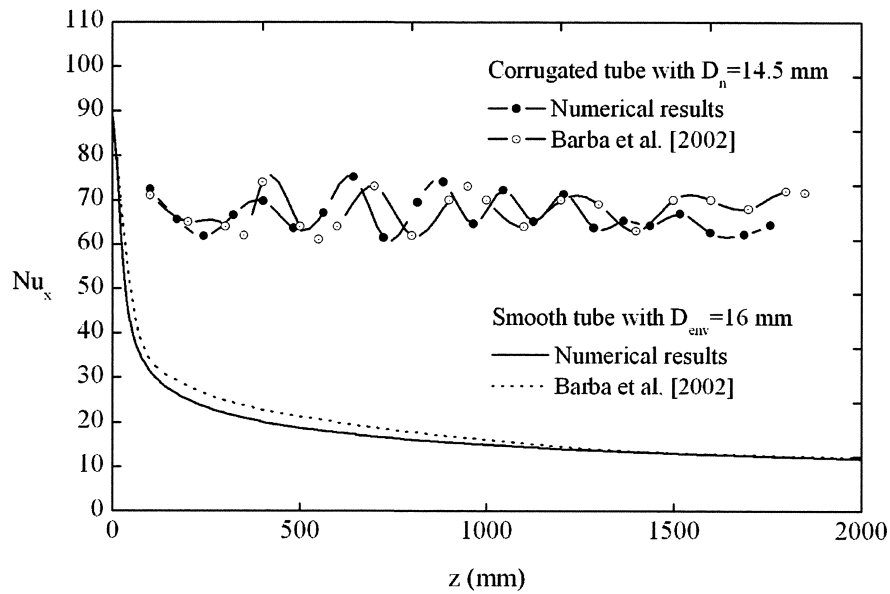
5.1.2 ความถูกต้องของการใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในการวิเคราะห์การไหลผ่านท่อที่ถูกกริดเป็นเกลียว

การตรวจสอบและปรับปรุงความเที่ยงตรงของกระบวนการเชิงตัวเลขในการวิเคราะห์การไหลผ่านท่อที่ถูกกริดเป็นเกลียวดังรูปที่ 5.3 โดยเปรียบเทียบผลการวิเคราะห์เชิงตัวเลขโดยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์กับผลการทดลองความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของการไหลภายในท่อที่ถูกกริดเป็นเกลียวของ Barba และคณะ และผลการทดลองของ Rainieri และ Pagliarini ซึ่งทั้งสองการทดลองใช้ ethylene glycol เป็นสารทดสอบ โดยทำการทดสอบเพื่อเปรียบเทียบค่า local Nusselt number ตลอดความยาวของการไหลผ่านท่อ ซึ่งในการทดลองของ Barba และคณะนั้นใช้ตัวแปร z แทนระยะตามแนวแกนของท่อ ในขณะที่ Rainieri และ Pagliarini เลือกใช้ตัวแปรไร้หน่วย $x^* = x/D_{env} RePr$ เป็นระยะตามแนวแกนของท่อ

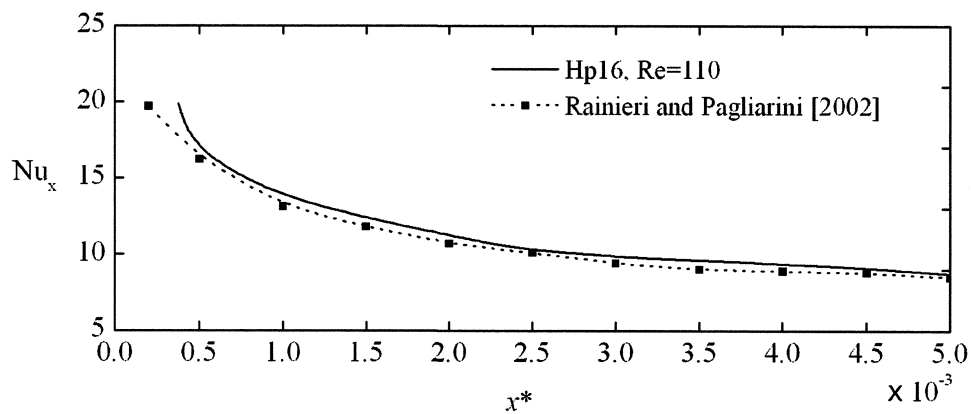
ผลการทดสอบเปรียบเทียบค่า local Nusselt number ที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการไหลผ่านท่อที่บิดเป็นเกลียวที่ค่า Re เท่ากับ 695 ของ ethylene glycol ที่มีค่า Pr เท่ากับ 195.9 โดยมีอัตราความร้อนที่ให้แก่การไหลทั้งหมดตามรายงานของ Barba และคณะ เท่ากับ 1092.5 W ทั้งในกรณีของการทดสอบบนท่อที่บิดเป็นเกลียวและท่อผิวเรียบ พบว่าแบบจำลองที่ได้สร้างขึ้นให้ผลสอดคล้องใกล้เคียงกับผลทดสอบของ Barba และคณะ ดังรูปที่ 5.4 โดยค่าของ local Nusselt number มีแนวโน้มเปลี่ยนแปลงตามความยาวของท่ออันเนื่องการเปลี่ยนแปลงลักษณะของพื้นผิวที่สัมผัสกับของไหล



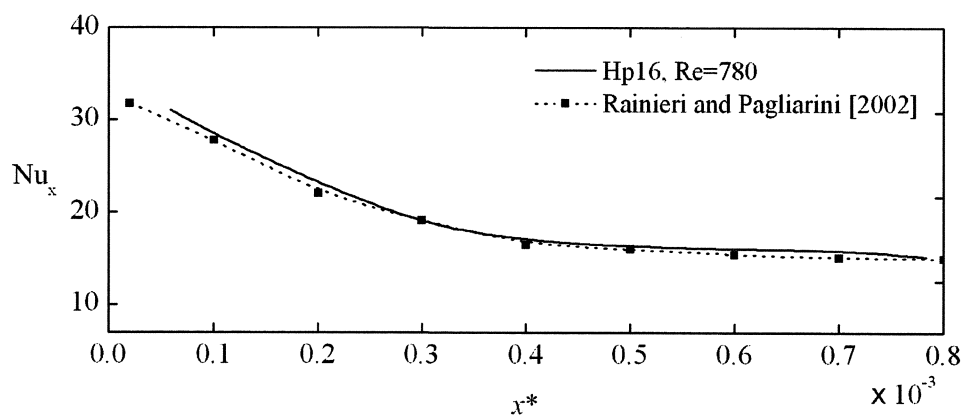
รูปที่ 5.3 ลักษณะของท่อที่ถูกกริดเป็นเกลียวใน (a) การทดลองของ Barba และคณะ และ (b) การทดลองของ Rainieri และ Pagliarini



รูปที่ 5.4 ผลเปรียบเทียบของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับการทดลองของ Barba และคณะ



(a)



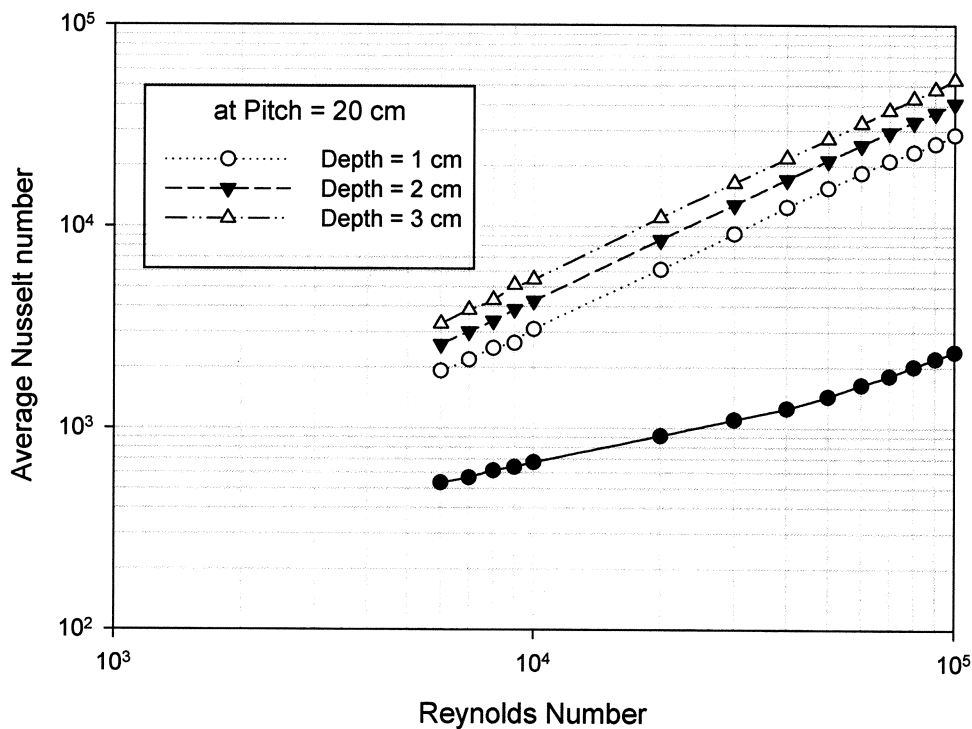
(b)

รูปที่ 5.5 เปรียบเทียบค่า local Nusselt number ที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับผลการทดลองของ S.Rainieri และ G.Pagliarini [3] ที่ระยะ pitch เท่ากับ 16 ม.ม. D_{env} กับ 14 ม.ม. และ ความลึกของเกลียวเท่ากับ 1.5 ม.ม. (Hp16)

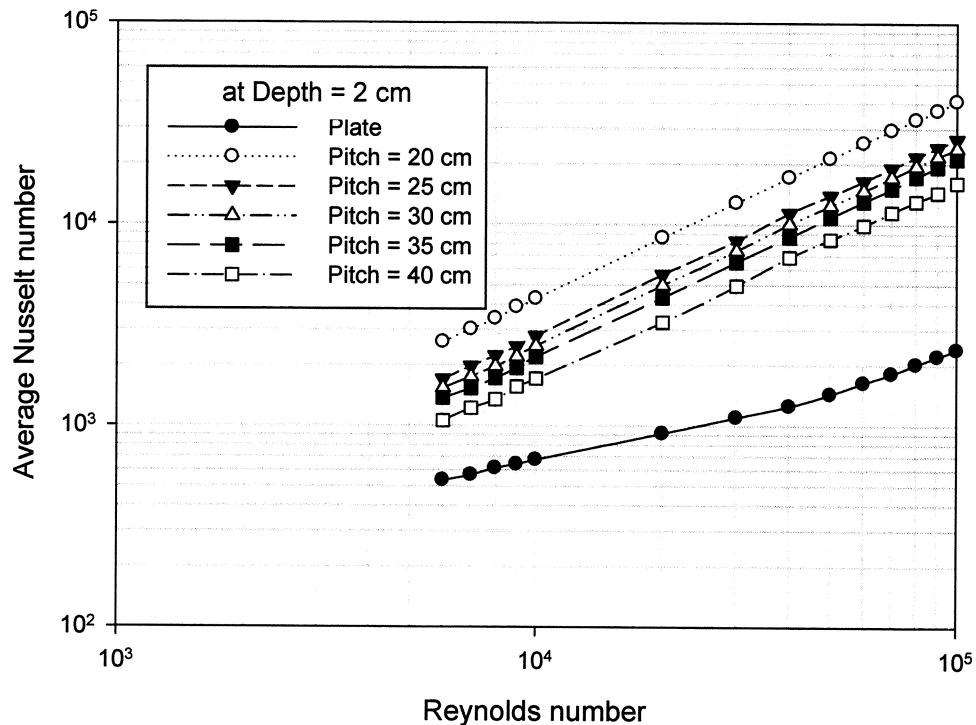
รูปที่ 5.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเฉลี่ยของเลขนัสเซลล์ $\overline{Nu}$ กับเลขเรย์โนลด์ Re โดยขึ้นทดสอบเป็นแบบท่อที่มีผิวเรียบและท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าซึ่งมีผิวโค้งเป็นลักษณะของไซน์เคิร์ฟตามความยาวโดยกำหนดระยะพิตช์ที่ 20 เซนติเมตรและมีการปรับเปลี่ยนค่าความลึก 3 ขนาดคือ 1 2 และ 3 เซนติเมตร พบว่าเมื่อเลขเรย์โนลด์สูงขึ้น ค่าเลขนัสเซลล์จะสูงขึ้นตาม เนื่องจากการไหลแบบปั่นป่วนทำให้เกิดการไหลวนและการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น และเลขนัสเซลล์ของท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าซึ่งมีผิวโค้งเป็นลักษณะของไซน์เคิร์ฟตามความยาว มีค่าสูงกว่าท่อที่มีผิวเรียบตลอดช่วงการทดลอง และเมื่อความลึกเพิ่มขึ้นมีผลทำให้ค่าของเลขนัสเซลล์สูงขึ้นเพราะมีการไหลวนเพิ่มขึ้น

รูปที่ 5.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเฉลี่ยของเลขนัสเซลล์ $\overline{Nu}$ กับเลขเรย์โนลด์ Re โดยขึ้นทดสอบเป็นท่อที่มีผิวเรียบและท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าซึ่งมีผิวโค้งเป็นลักษณะของไซน์เคิร์ฟตามความยาวโดยกำหนดขนาดความลึกของเกลียวเท่ากับ 2 เซนติเมตร โดยเปลี่ยนระยะพิตช์ 20 25 30 35 และ 40 เซนติเมตร พบว่าเมื่อเพิ่มระยะพิตช์แล้วค่าเลขนัสเซลล์จะมีค่าลดลงเนื่องจากท่อโค้งมีลักษณะทางกายภาพใกล้เคียงกับท่อตรงมากขึ้น

รูปที่ 5.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกกับเลขเรย์โนลด์โดยขึ้นทดสอบเป็นท่อที่มีผิวเรียบและท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าซึ่งมีผิวโค้งเป็นลักษณะของไซน์เคิร์ฟตามความยาวที่มีระยะพิตช์ที่ 20 เซนติเมตร และความลึกที่ 1 2 และ 3 เซนติเมตร ตามลำดับ พบว่าเมื่อความลึกเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าความดันตกสูงขึ้น



รูปที่ 5.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง $\overline{Nu}$ กับ Re เมื่อระยะพิตช์เท่ากับ 20 ซม. ที่ค่าความลึกต่างๆ



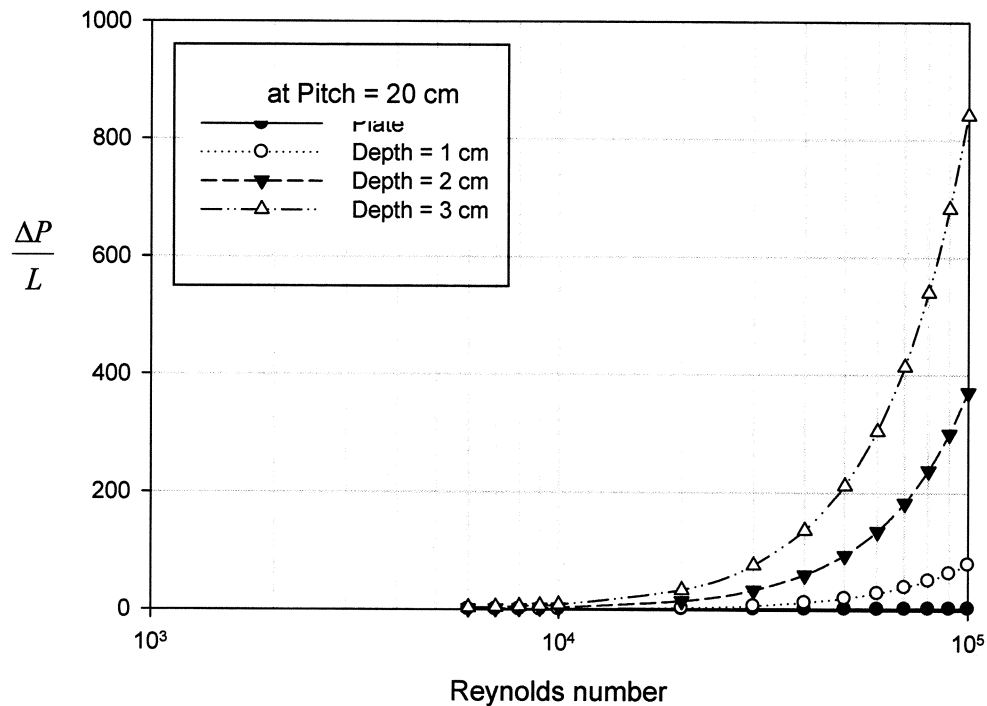
รูปที่ 5.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง $\overline{Nu}$ กับ Re ที่ค่าความลึกของเกลียว 2 ซม. ที่ระยะพิตช์ต่างๆ

รูปที่ 5.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกกับเลขเรย์โนลด์โดยขึ้นทดสอบเป็นท่อที่มีผิวเรียบและท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าซึ่งมีผิวโค้งเป็นลักษณะของไซน์เคิร์ฟตามความยาวที่มีความลึกที่ 2 เซนติเมตร โดยกำหนดขนาดความลึกที่ 20 25 30 35 40 เซนติเมตร ตามลำดับ จะเห็นว่าเมื่อระยะพิตช์ลดลง จะทำให้ค่าความดันตกสูงขึ้น

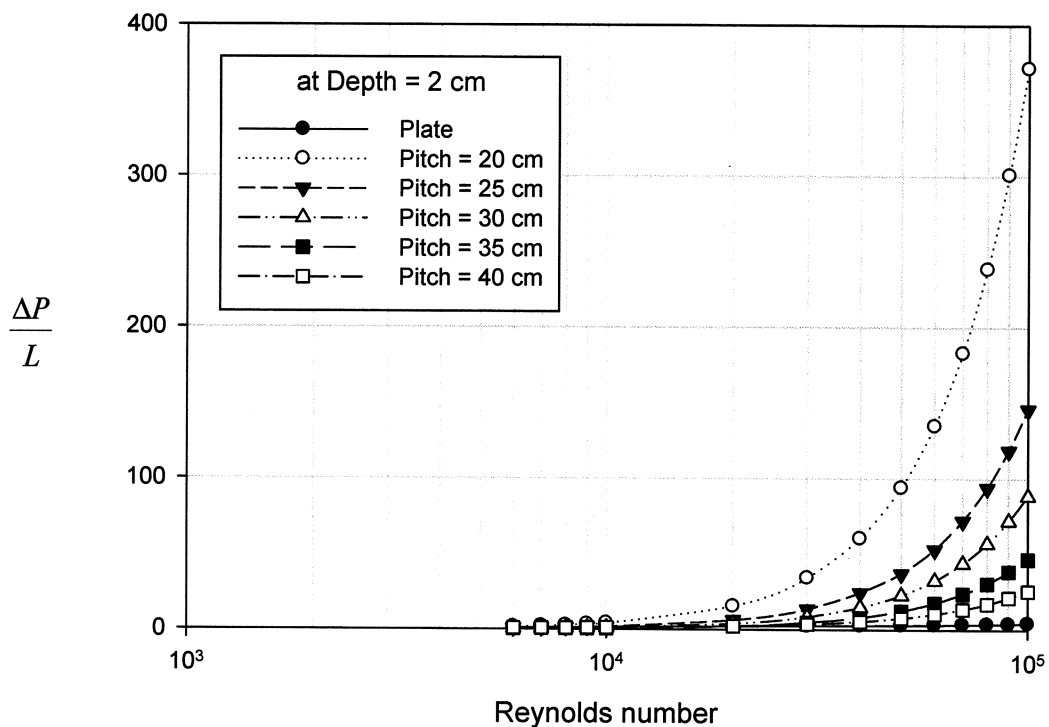
รูปที่ 5.11 แสดงการเปรียบเทียบการเพิ่มขึ้นของค่าเฉลี่ยของเลขนัสเซลล์ของท่อผิวโค้งเมื่อเทียบกับท่อตรง ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ต่างๆ ที่ค่าความลึกและระยะพิตช์ต่างๆ พบว่าที่ระยะพิตช์เท่ากับ 20 เซนติเมตรและความลึกเท่ากับ 3 เซนติเมตร มีค่าเลขนัสเซลล์ที่เพิ่มขึ้นจากการใช้ท่อผิวโค้งสูงที่สุดเมื่อเทียบกับท่อแบบอื่นๆ ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าแผ่นขนานที่มีผิวโค้งที่ให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนดีที่สุดเมื่อผิวโค้งมีระยะพิตช์เท่ากับ 20 เซนติเมตรและความลึกเท่ากับ 3 เซนติเมตร

รูปที่ 5.12 แสดงการเปรียบเทียบการเพิ่มขึ้นของค่าความดันตกของท่อผิวโค้งเมื่อเทียบกับท่อตรงที่ค่าเลขเรย์โนลด์ต่างๆ โดยที่ค่าความลึกและระยะพิตช์ต่างๆ จะเห็นได้ว่าที่ระยะพิตช์เท่ากับ 20 เซนติเมตร และมีความลึกเท่ากับ 3 เซนติเมตร มีค่าความดันตกสูงที่สุดเมื่อเทียบกับท่อขนาดอื่นๆ จะเห็นได้ว่าการใช้ผิวโค้งที่ก่อให้เกิดการเพิ่มขึ้นของความสามารถในการถ่ายเทความร้อนอันเนื่องมาจากการเพิ่มขึ้นของการไหลวนจะทำให้พลังงานที่ต้องใช้ในการส่งถ่ายของไหลเพิ่มขึ้นด้วย จากการเปรียบเทียบสัดส่วนที่เพิ่มขึ้นของความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและสัดส่วนที่เพิ่มขึ้นของค่าความดันตกพบว่าการใช้ผิวโค้งที่มีระยะพิตช์เท่ากับ 30 เซนติเมตร และมีความลึกเท่ากับ 3 เซนติเมตร น่าจะเป็นจุดที่เหมาะสมในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเนื่องจากมีอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของค่าความดันตกที่ไม่

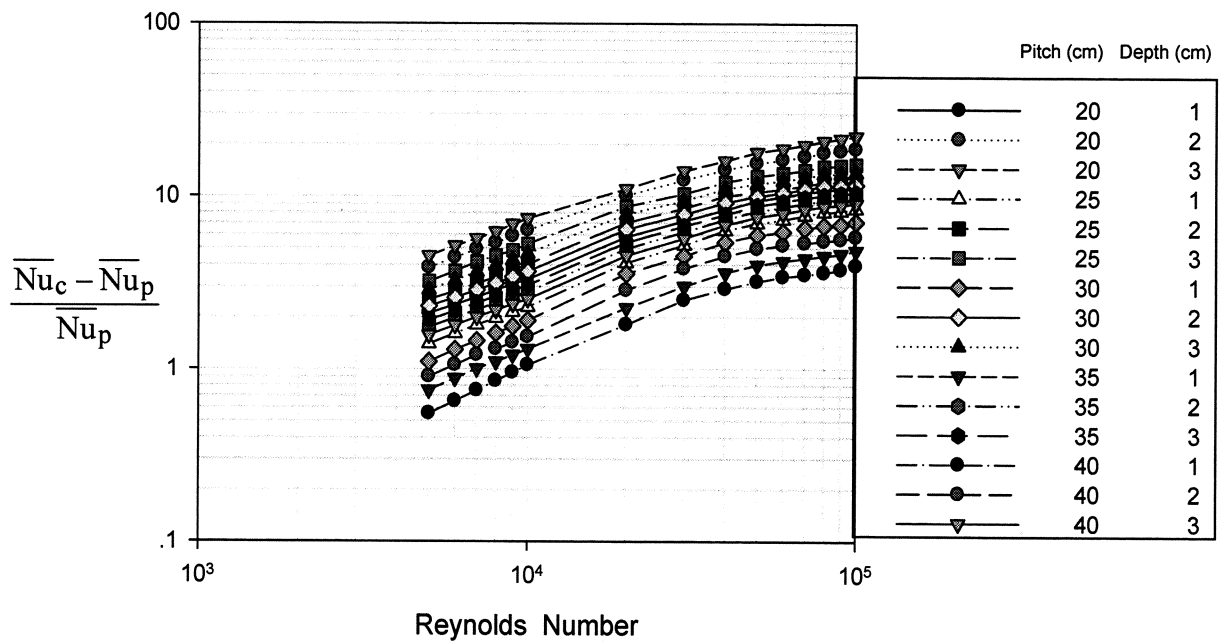
สูงนักเทียบกับอัตราการเพิ่มขึ้นของความสามารถในการถ่ายเทความร้อนที่ค่าเลขเรย์โนลด์สูง อย่างไรก็ตามจะเห็นได้ว่าที่ค่าเลขเรย์โนลด์ต่ำการใช้ผิวโค้งเกือบจะไม่มีผลต่อค่าความดันตก ดังนั้นการใช้ผิวโค้งที่มีระยะพิตช์เท่ากับ 20 เซนติเมตร และมีความลึกเท่ากับ 3 เซนติเมตรจึงมีความเหมาะสมที่จะใช้ในการออกแบบระบบแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าเรย์โนลด์ของการไหลต่ำ



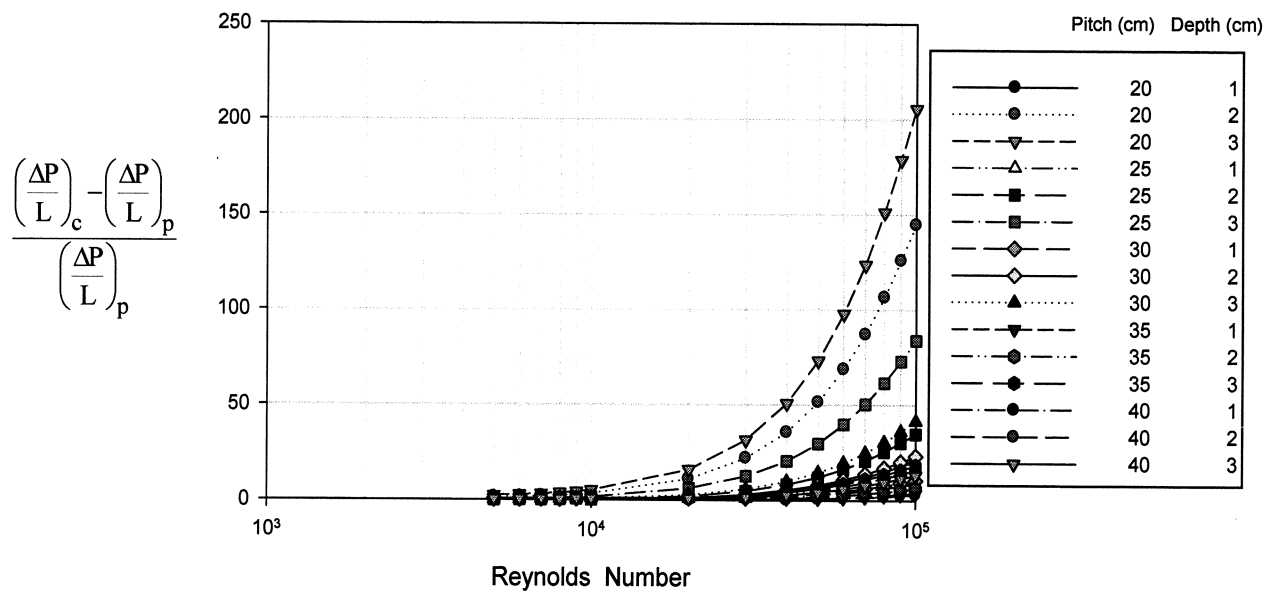
รูปที่ 5.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง $\Delta P/L$ และ Re ที่ระยะพิตช์ 20 ซม. ที่ค่าความลึกต่างๆ



รูปที่ 5.10 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า $\Delta P/L$ กับค่า Re ที่ค่าความลึก 2 ซม. และระยะพิตช์ต่างๆ



รูปที่ 5.11 การเปรียบเทียบการเพิ่มขึ้นของค่าเลขนัสเซิลต์ของท่อผิวโค้งเมื่อเทียบกับท่อตรง ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ต่างๆ ที่ค่าความลึกและระยะพิตช์ต่างๆ

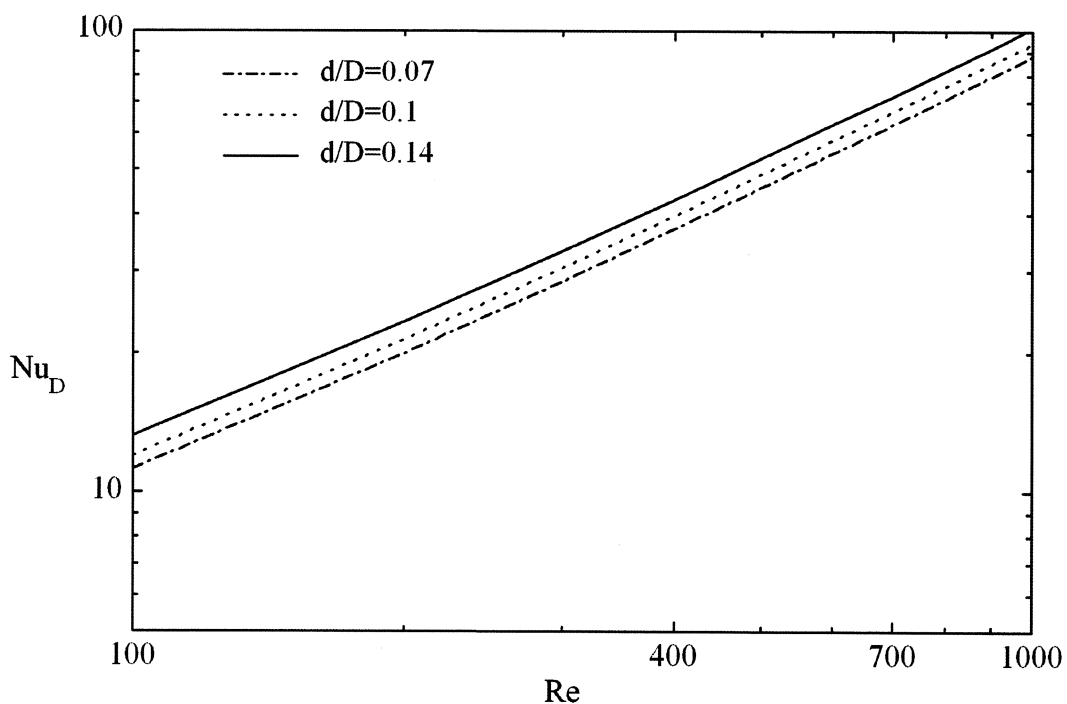


รูปที่ 5.12 การเปรียบเทียบการเพิ่มขึ้นของค่าความดันลดของท่อผิวโค้งเมื่อเทียบกับท่อตรง ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ต่างๆ โดยที่ค่าความลึกและระยะพิตช์ต่างๆ

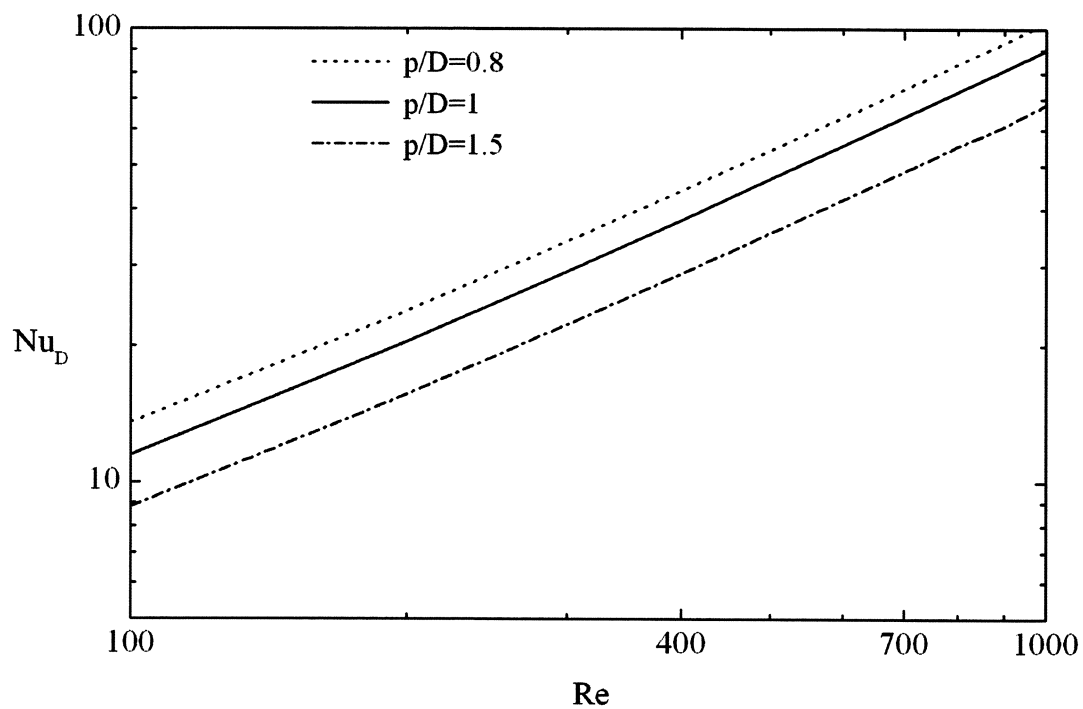
5.2.2 ลักษณะทางโครงสร้างของท่อที่บิดเป็นเกลียวที่มีต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อน

ผลการศึกษาลักษณะทางโครงสร้างของท่อที่บิดเป็นเกลียวอันได้แก่ ความลึก (d) และ ระยะพิตช์ของเกลียว (p) ที่มีต่อค่าเฉลี่ยของเลขนัสเซิลต์ Nu ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ Re ในช่วง 100 ถึง 1,000 ดังแสดงในรูปที่ 5.13 และ 5.14 ตามลำดับพบว่า เมื่อความลึกของเกลียว (d) เพิ่มขึ้น ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของท่อที่บิดเป็นเกลียวก็จะเพิ่มขึ้นดังแสดงในรูปที่ 5.13 และเมื่อระยะพิตช์ของเกลียวเพิ่มขึ้นนั่นคือท่อมีลักษณะใกล้เคียงท่อตรงมากขึ้น ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนภายในท่อเกลียวก็จะลดลง ดังนั้นจะเห็นได้ว่าการบิดท่อให้เป็นเกลียว โดยทำให้เกลียวลึกมากขึ้นและมีระยะเกลียวสั้นลงจะทำให้ความสามารถในการพาความร้อนจากพื้นผิวภายในท่อเพิ่มสูงขึ้น

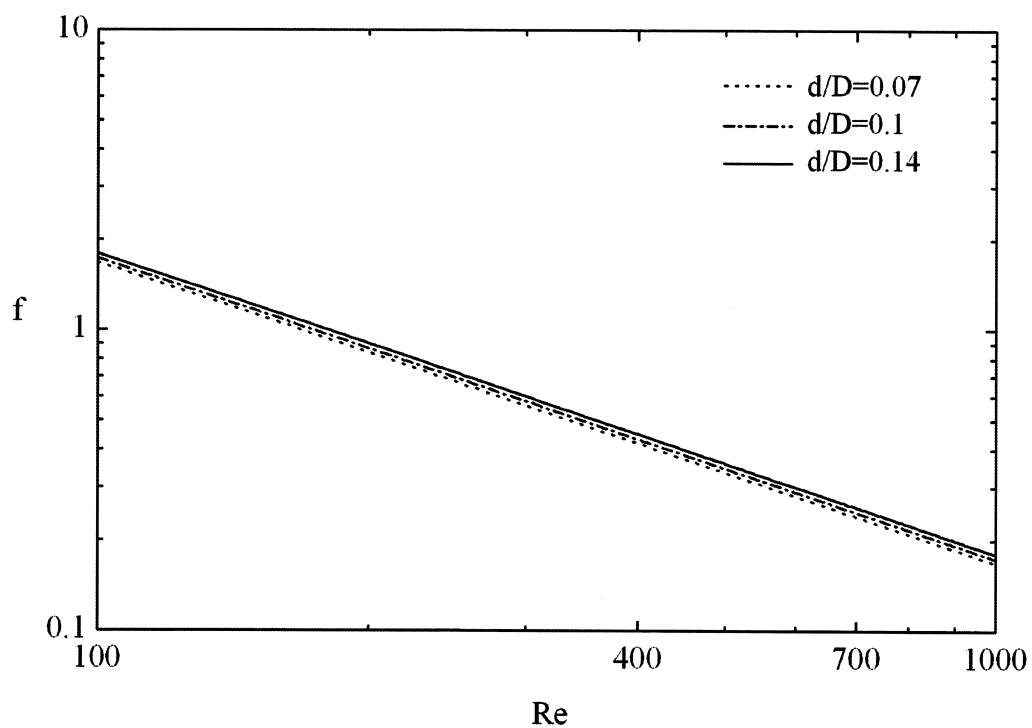
เมื่อทำการศึกษาผลของลักษณะทางโครงสร้างของท่อที่บิดเป็นเกลียวที่มีต่อความต้านทานการไหลซึ่งนิยามโดย $f = 2p\Delta P D_{env}^3 / (L Re^2 \mu^2)$ ซึ่งจะเห็นได้ว่าความต้านทานการไหลจะเพิ่มขึ้นตามความดันลดที่เพิ่มขึ้น พบว่า เมื่อความลึกของเกลียวเพิ่มขึ้นและระยะพิตช์ของเกลียวสั้นลง จะส่งผลให้ค่าความต้านทานการไหลหรือค่าสัมประสิทธิ์ของการสูญเสียความดันเพิ่มสูงขึ้นดังแสดงในรูปที่ 5.15 และ 5.16 ตามลำดับ จะเห็นได้ว่าการเปลี่ยนแปลงความลึกของเกลียวเพียงเล็กน้อยก็มีผลต่อค่าความต้านทานการไหลและความดันลดของการไหลผ่านท่อที่ถูกบิดเป็นเกลียว ถึงแม้ว่าการใช้เกลียวที่ลึกและมีระยะพิตช์สั้นจะส่งผลต่อลักษณะการไหลและทำให้ความสามารถในการนำความร้อนเพิ่มขึ้น แต่ความดันลดก็จะเพิ่มขึ้นตามไปด้วย



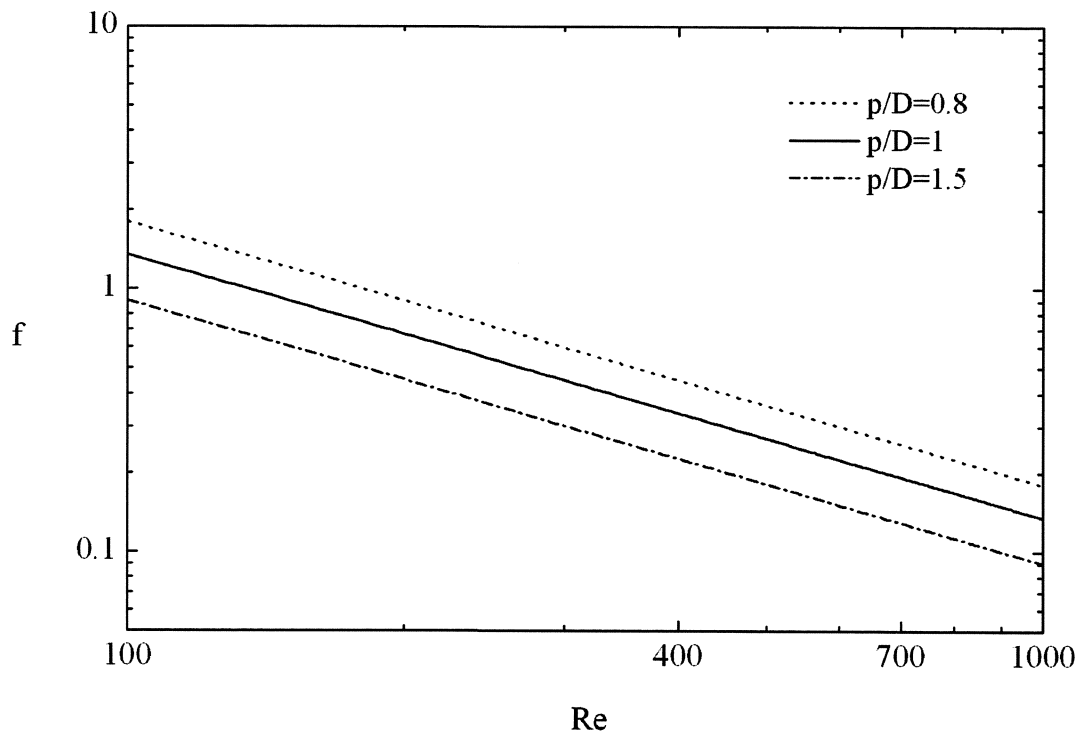
รูปที่ 5.13 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเฉลี่ย Nusselt number และ ค่าเรย์โนลด์ Re ที่อัตราส่วนความลึกของเกลียวต่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง (d/D) เท่ากับ 0.07 0.1 และ 0.14



รูปที่ 5.14 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเฉลี่ย Nusselt number และ ค่าเรย์โนล Re ที่อัตราส่วน ระยะพิตช์ของเกลียวต่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง (p/D) เท่ากับ 0.8 1 และ 1.5



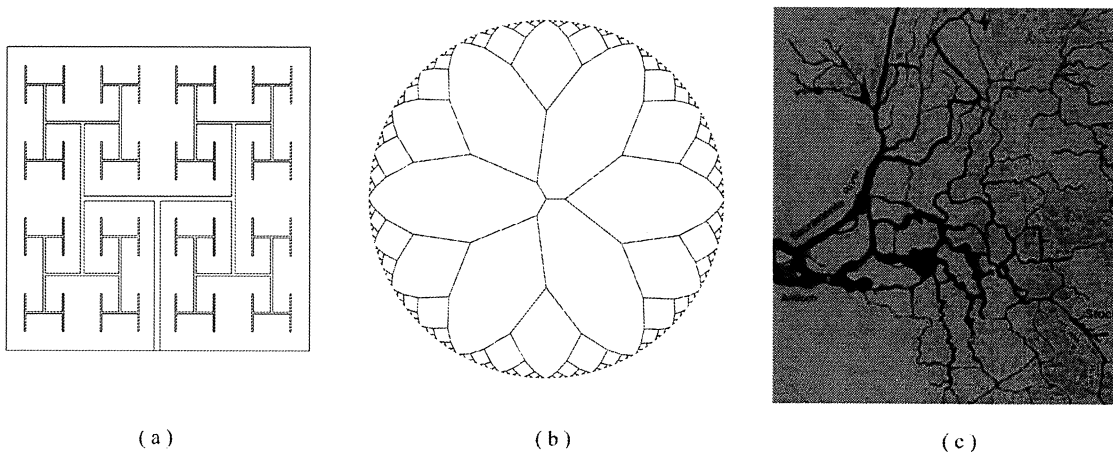
รูปที่ 5.15 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์ความดันลด f และ ค่าเรย์โนล Re ที่อัตราส่วน ความลึกของเกลียวต่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง (d/D) เท่ากับ 0.07 0.1 และ 0.14



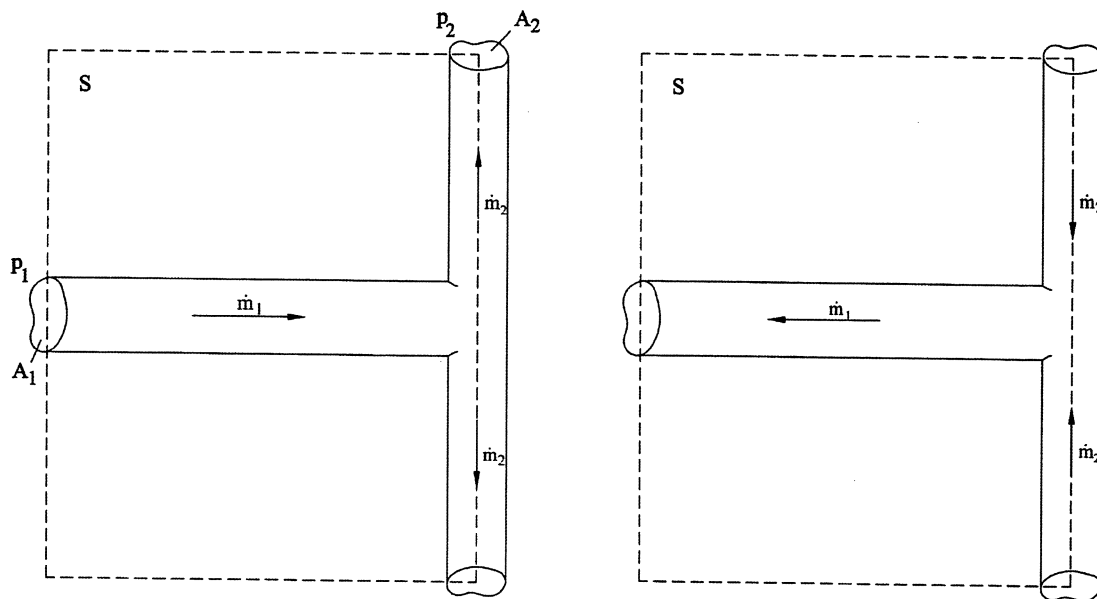
รูปที่ 5.16 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์ความดันลด f และ ค่าเรย์โนลด์ Re ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ของเกลียวต่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง (p/D) เท่ากับ 0.8 1 และ 1.5

5.3 รูปร่างที่เหมาะสมของข้อต่อรูปตัว T และตัว Y

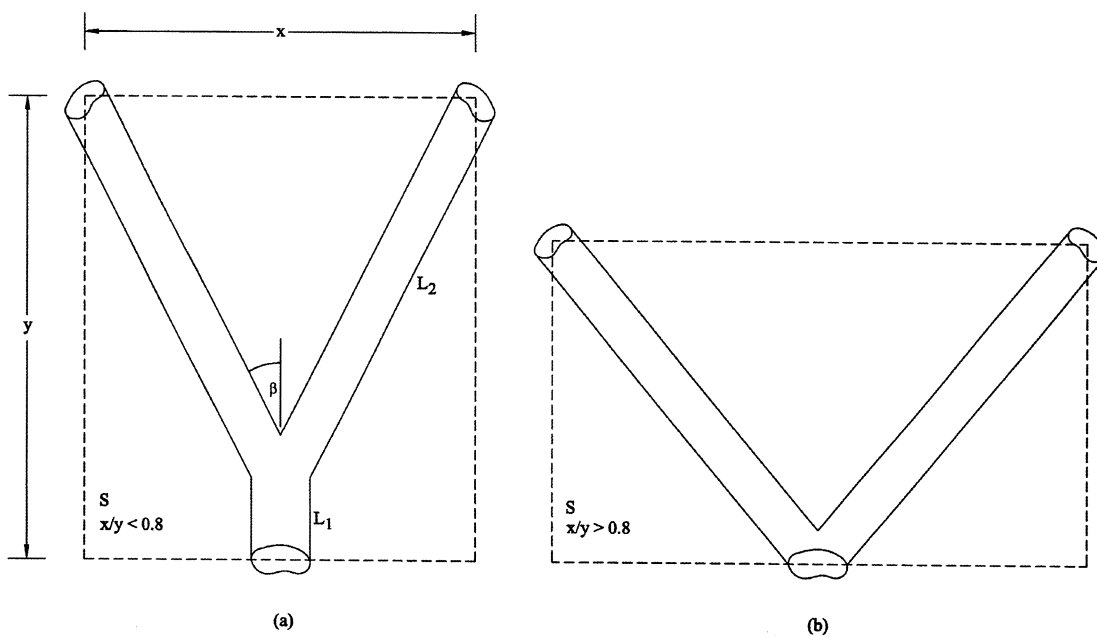
ในการศึกษาเพื่อหารูปร่างที่เหมาะสมของข้อต่อรูปตัว T และตัว Y ซึ่งเป็นข้อต่อพื้นฐานของระบบการส่งถ่ายของไหลดังรูปที่ 5.17 ผู้วิจัยยังได้ทำการศึกษาถึงผลกระทบของทิศทางการไหลทั้งแบบแยกและแบบรวมของไหลที่มีต่อรูปร่างที่เหมาะสมของข้อต่อในระบบท่อ โดยทำการพิจารณารูปร่างเบื้องต้นของข้อต่อและพื้นที่ที่ครอบคลุมด้วยข้อต่อรูปตัว T และตัว Y ดังรูปที่ 5.18 และ 5.19



รูปที่ 5.17 รูปแบบของระบบส่งถ่ายของไหลที่พบเห็นโดยทั่วไป



รูปที่ 5.18 รูปร่างและพื้นที่ S ที่ครอบคลุมด้วยตัว T

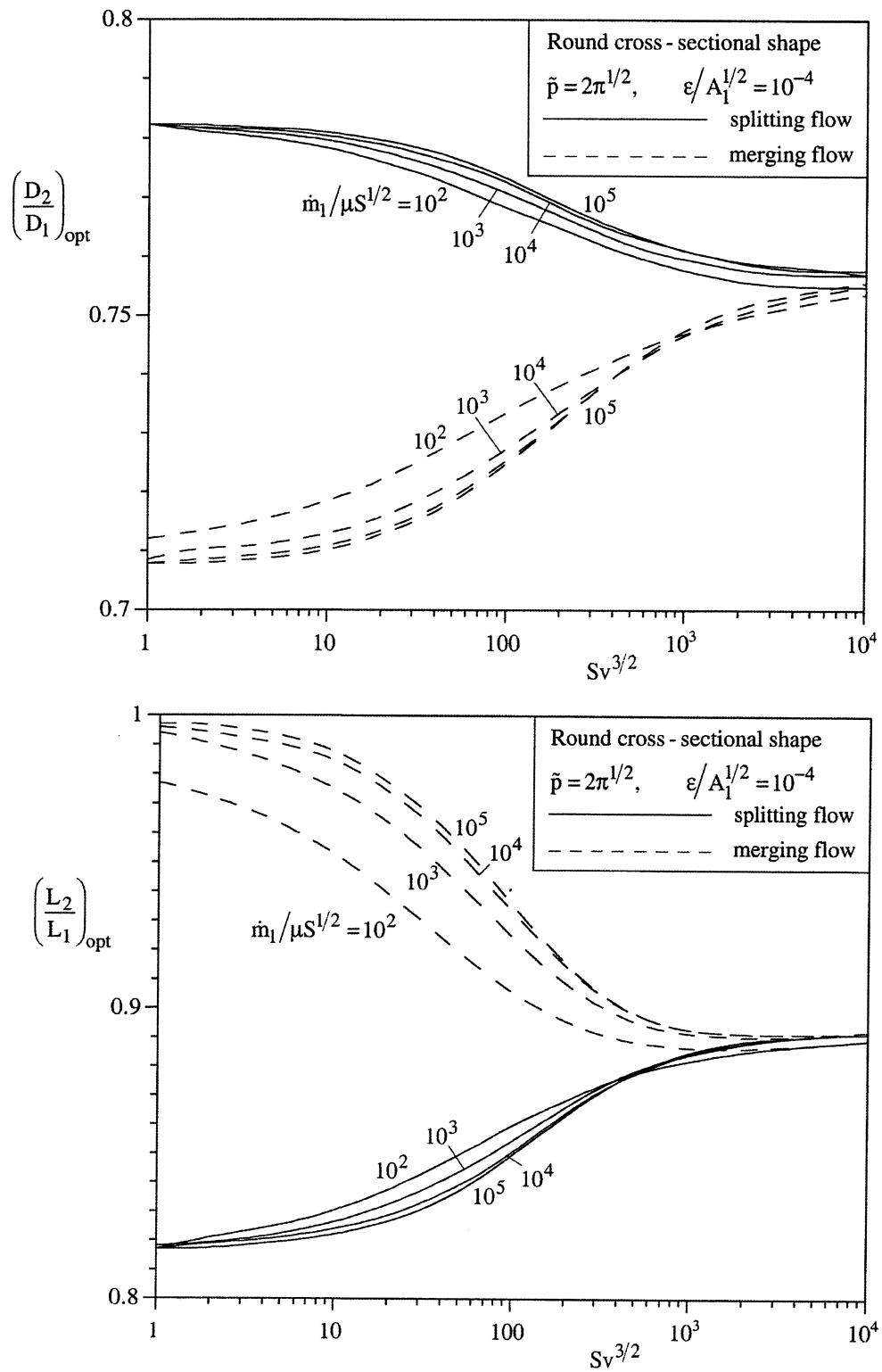


รูปที่ 5.19 รูปร่างและพื้นที่ S ที่ครอบคลุมด้วยตัว Y

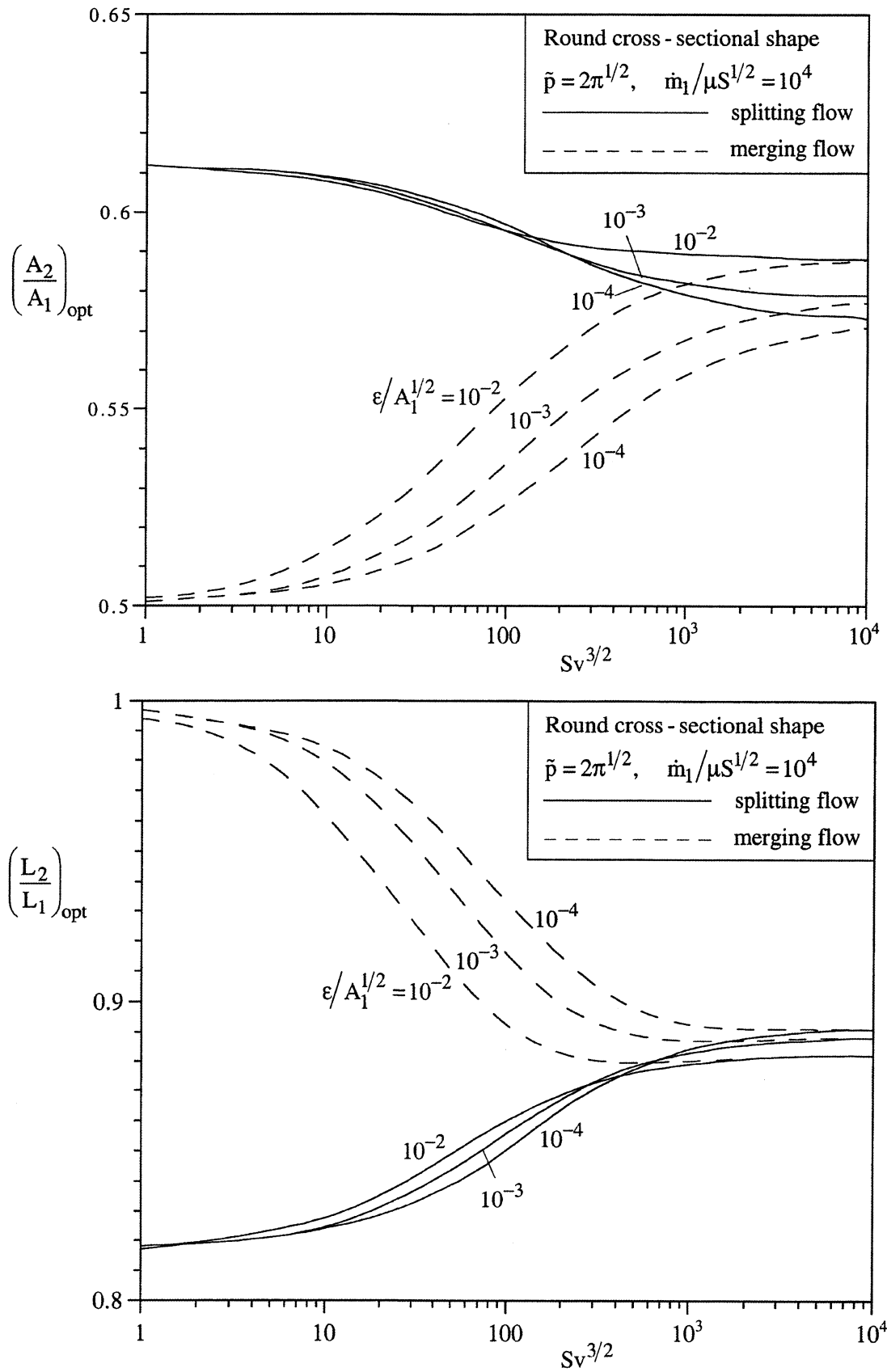
ซึ่งผลการศึกษาโดยการประยุกต์ใช้ Constructal Theory ทำให้ทราบรูปร่างที่เหมาะสมของข้อต่อซึ่งจะขึ้นอยู่กับตัวแปรที่แสดงความเพียวของพื้นที่

$$Sv = \frac{S^{1/2}}{V^{1/3}}$$

ตัวแปรไร้หน่วย $\dot{m}_1/\mu S^{1/2}$ และสัดส่วนความหยาบของพื้นผนังท่อ $\varepsilon/A_1^{1/2}$ ซึ่งสัดส่วนที่เหมาะสมของข้อต่อรูปตัว T ได้ถูกแสดงดังรูปที่ 5.20 และ 5.21 ส่วนมุมและสัดส่วนของพื้นที่หน้าตัดที่เหมาะสมของข้อต่อรูปตัว Y ถูกแสดงไว้ดังรูปที่ 5.22 และ 5.23 ตามลำดับ



รูปที่ 5.20 สัดส่วนรูปร่างที่เหมาะสมของข้อต่อรูปตัว T ที่ค่าสัดส่วนความหยาบของพื้นผนังท่อ $\varepsilon/A_1^{1/2}$ เท่ากับ 10^{-4}



รูปที่ 5.21 สัดส่วนรูปร่างที่เหมาะสมขอข้อต่อรูปตัว T ที่ค่าตัวแปรไร้มิติ $\dot{m}_1/\mu S^{1/2}$ เท่ากับ 10^4

6. สรุปและวิจารณ์ผลการทดลอง

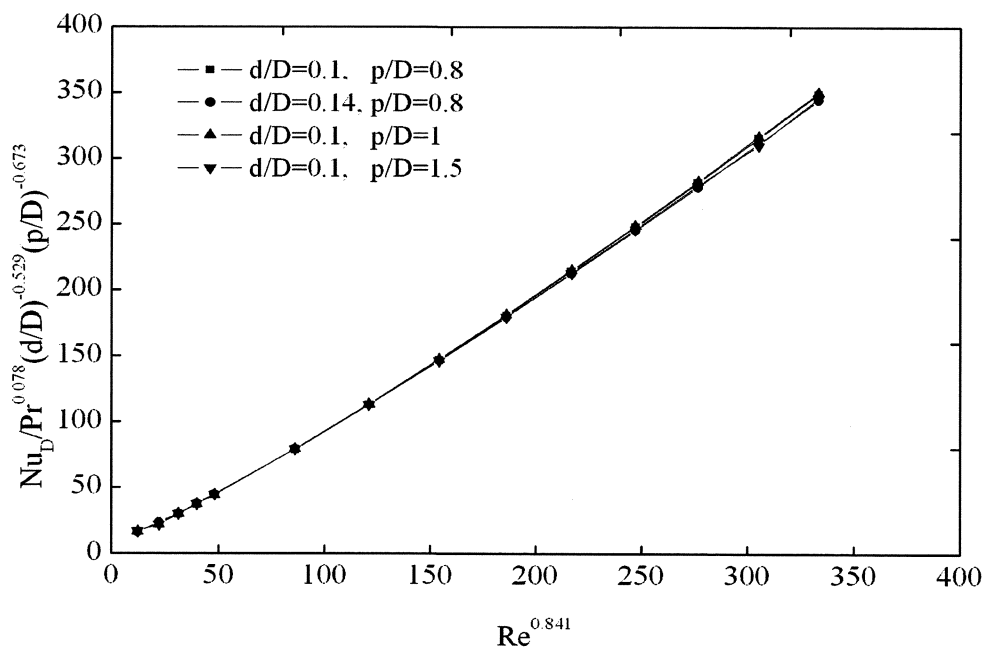
จากผลการทดลองแสดงให้เห็นว่า การใช้เกลียวที่เล็กและมีระยะพิตช์สั้นจะสามารถเพิ่มความสามารถในการนำความร้อนได้ แต่ในขณะเดียวกันความดันตกก็จะเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ระยะพิตช์ ความเล็กของเกลียว และชนิดของไหลได้ถูกเปลี่ยนแปลงและทำการศึกษาเพิ่มเติม ซึ่งผลการศึกษาได้นำมาซึ่งสมการความสัมพันธ์ที่สามารถใช้ในการประมาณค่าความสามารถในการถ่ายเทความร้อนหรือค่า Nusselt number และค่าสัมประสิทธิ์ของความดันตก (friction factor) ของการไหลภายในท่อที่ถูกกริดเป็นเกลียว ได้ดังต่อไปนี้

$$Nu_D = 0.0513 Re^{0.841} Pr^{0.078} \left(\frac{d}{D} \right)^{-0.529} \left(\frac{p}{D} \right)^{-0.673}$$

และ

$$f = 60.73 Re^{-0.8919} \left[\frac{d}{D} \right]^{-0.0477} \left[\frac{p}{D} \right]^{-1.0587}$$

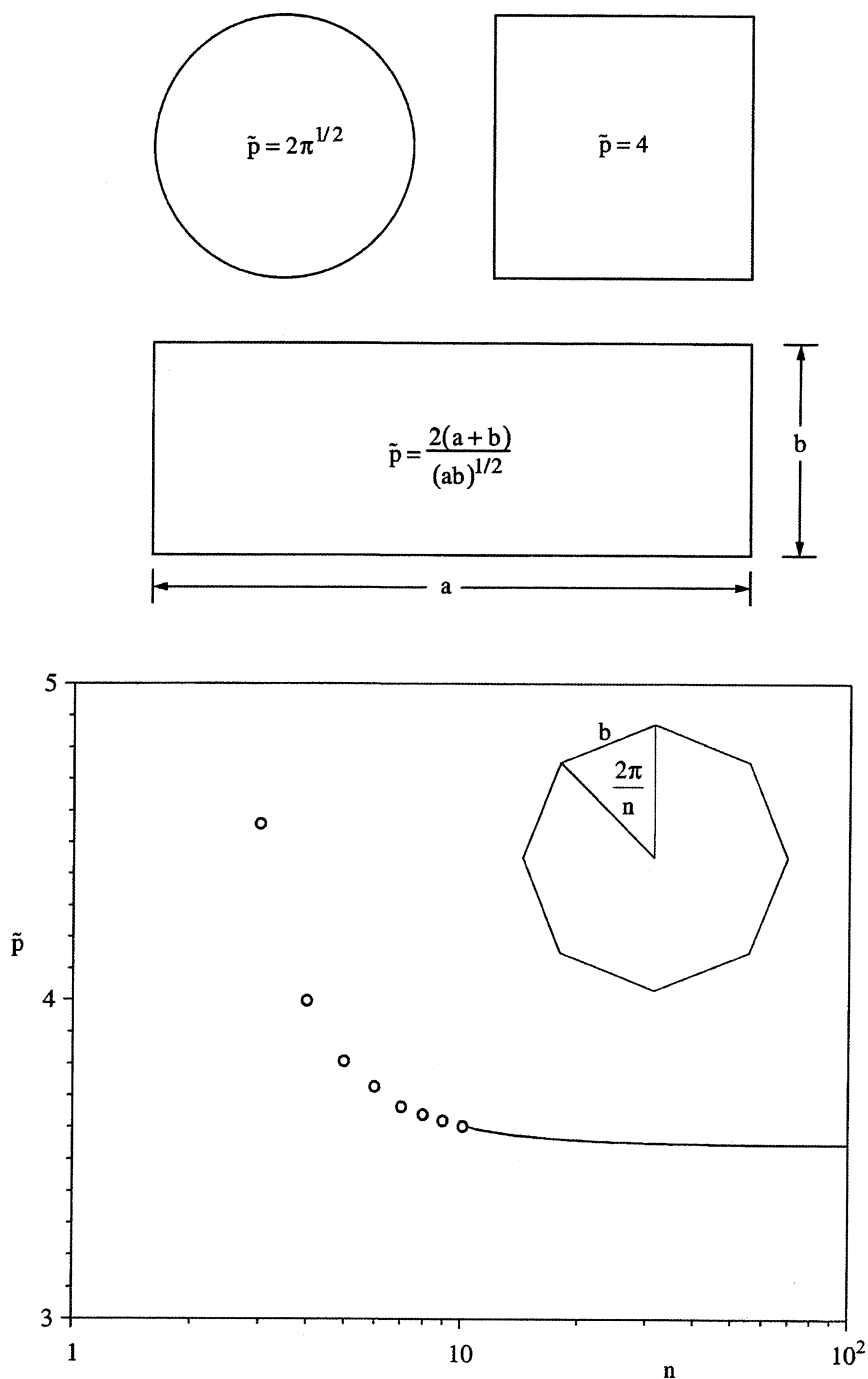
เมื่อทำการทดสอบโดยการนำผลการทดลองที่ระยะพิตช์และความเล็กของเกลียวต่างๆ มาแสดงโดยกราฟในรูปของกลุ่มตัวแปรไร้หน่วย พบว่าสอดคล้องกับสมการข้างต้นดังแสดงในรูปที่ 6.1 ซึ่งความชันของกราฟมีค่าเท่ากับ 0.051 ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าสมการความสัมพันธ์ของค่า Nusselt number และชนิดของของไหล ความเล็กของเกลียว และระยะพิตช์ของเกลียวข้างต้นสามารถทำนายความสามารถในการถ่ายเทความร้อนได้เป็นอย่างดี



รูปที่ 6.1 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรไร้หน่วยต่างๆ ในสมการ

$$Nu_D = 0.0513 Re^{0.841} Pr^{0.078} \left(\frac{d}{D} \right)^{-0.529} \left(\frac{p}{D} \right)^{-0.673}$$

สำหรับในศึกษาสัดส่วนที่เหมาะสมของข้อต่อท่อดำรูปตัว T และตัว Y พบว่าสัดส่วนและรูปร่างที่เหมาะสมของข้อต่อรวมถึงพื้นที่รองรับจะขึ้นอยู่กับตัวแปรไร้มิติ $m_1/\mu S^{1/2}$ และ $\varepsilon/A_1^{1/2}$ รวมถึงสัดส่วนความเปรี้ยวของพื้นที่ S_v นอกจากนี้ยังพบว่าทิศทางการไหลและกลุ่มตัวแปรไร้มิตติดังกล่าวข้างต้นจะไม่มีผลต่อรูปร่างและสัดส่วนที่เหมาะสมของระบบท่อเมื่อ $S_v^{3/2}$ มีค่ามากกว่า 10^4 นอกจากนี้ตัวแปรที่เรียกว่า shape parameter $\tilde{p} = p_i/A_i^{1/2}$ ยังได้ถูกแนะนำเพื่อใช้แทน hydraulic diameter เนื่องจากมีความเหมาะสมมากกว่าและสามารถแสดงคุณลักษณะของพื้นที่หน้าตัดของท่อได้ดีกว่าการใช้ hydraulic diameter ดังรูปที่ 6.2



รูปที่ 6.2 shape parameter ของหน้าตัดท่อรูปต่างๆ

ภาคผนวก
ผลงานที่ได้รับจากงานวิจัยนี้

ผลงานการวิจัยนี้นำมาซึ่ง รายงานการวิจัยระดับนานาชาติ ร่วมกับ ศาสตราจารย์ สมชาย วงศ์วิเศษ ดังนี้

“W. Wechsato and S. Wongwises, Numerical Prediction of Heat Transfer Enhancement and Friction Factors of Low Reynolds Number Fluid Flows through Corrugated Tubes, submitted to International Journal of Heat and Mass Transfer.”

ซึ่งเป็นงานวิจัยที่อยู่ระหว่างดำเนินการเพื่อขอรับการพิจารณาตอบรับจาก International Journal of Heat and Mass Transfer.

นอกจากนี้ ภายใต้ทุนวิจัยจาก สกว. นำมาซึ่งผลงานวิจัยระดับนานาชาติ ร่วมกับ J.A. Jones Professor Adrian Bejan และคณะ ดังนี้

“W. Wechsato, S. Lorente, A. Bejan and J.C. Ordonez, Elemental T and Y Shapes of Tree Networks of Ducts with Various Cross-Sectional Shapes, Journal of Hydraulic Engineering – ASCE, Vol. 135, No. 2, February 1, 2009.”

ซึ่งเป็นผลงานที่ได้รับการตีพิมพ์แล้ว ในวารสารของ American Society of Civil Engineers

Elemental T and Y Shapes of Tree Networks of Ducts with Various Cross-Sectional Shapes

W. Wechsato¹; S. Lorente²; A. Bejan³; and J. C. Ordóñez⁴

Abstract: This paper reports optimal bifurcation shapes (T and Y) in turbulent regime of tree-shaped flows. Unlike earlier studies of T and Y constructs, here the effect of pressure losses at the junction is taken into account, and the wall roughness and duct cross-sectional shapes are free to vary. The optimal ratio of duct cross-sectional areas (as a generalization of Murray's law), the optimal ratio of duct lengths, and the optimal angle between the branches of the Y are presented. These optimal geometrical features are reported as functions of the flow direction (splitting flow versus merging flow), wall roughness, duct cross-sectional shape, and sveltiness. The sveltiness, S_v , is a global property defined as the external length scale of the flow construct divided by the internal length scale. It is shown that the effect of junction pressure losses on the optimized architecture can be neglected when $S_v^{3/2}$ is greater than approximately 10^4 . Two dimensionless terms are introduced and shown to be useful for the optimization of flow networks.

DOI: 10.1061/(ASCE)0733-9429(2009)135:2(132)

CE Database subject headings: Cross sections; Bifurcations; Walls; Roughness; Hydraulic networks.

Introduction

In recent years, hydraulic networks have become more complex due to the increase in demand and population. How to distribute water to a large city area and to effectively design city plumbing systems to collect household wastewater for treatment are important issues. Wechsato et al. (2001) proposed the tree-shaped networks in Fig. 1(a) in domestic distribution of hot water. The insulation was arranged optimally to minimize heat losses. Sahin and Kalyon (2005) showed that the temperature of hot water can be maintained along a pipe by strategically arranging the insulation. The tree-shaped network proposed by Wechsato et al. (2001) shows significant reduction of hydraulic resistance. Wechsato et al. (2002) proposed the dendritic tree-shaped networks in Fig. 1(b) to distribute flow between one point source and many points situated equidistantly from the source. Similarly shaped flow networks appear in nature. Fig. 1(c) shows the dendritic flow pattern of the Sacramento River. The generation of flow architecture is a phenomenon at work everywhere, not only in engineered but also in natural flow systems (Poirier 2003). The universality of the phenomenon of generation of flow configuration was ex-

pressed in a compact statement [the constructal law (Bejan 1997)] regarding a natural tendency in time: the maximization of access for the currents that flow through a morphing flow system. That this principle can be used to rationalize the occurrence of optimized flow structures in nature (e.g., tree networks, round tubes) was named constructal theory (Bejan et al. 2000, 2004).

Dendritic tree networks are relevant not only to the domestic distribution of water but also to a wide range of physiological and engineering applications: air conditioning (ASHRAE 1967), irrigation systems (Ordóñez et al. 2003), fuel cells (Senn and Poulikakos 2004a, b), electronics cooling (Chen and Cheng 2002), heat exchanger design (da Silva et al. 2004), and reactive porous media (Azoumah et al. 2004).

Basic constructs that appear in tree networks are the T and Y-shaped assemblies as illustrated in Fig. 1. Murray (1926) showed that there is an optimal size step in diameter of blood vessels at each bifurcation node in the vascular system. In this paper, it is shown that all the geometrical features of T and Y-shaped constructs can be derived from minimization of overall flow resistance. The optimal geometry of T and Y assemblies can be used as an elemental unit to construct complex networks like those of Fig. 1. The optimization of the T and Y-shaped configurations reported in the present paper extends the work of Murray (1926) and Bejan et al. (2000) in three directions: (1) junction losses are included, therefore, the flow direction plays an important role in determining the optimal shape of the construct; (2) the effect of Reynolds number and relative roughness is taken into account; and (3) the cross-sectional shape of every duct is arbitrary.

Flow Resistances

Consider a fully developed turbulent flow through a T-shaped assembly of ducts such as the one illustrated in Fig. 2, where entrance and pressure recovery effects are neglected, and ducts with arbitrary cross-sectional shapes are considered. In Fig. 2 (left), the flow enters the stem and splits equally into two

¹Assistant Professor, Dept. of Mechanical Engineering, King Mongkut's Univ. of Technology Thonburi, Thungkru, Bangkok 10140, Thailand.

²Professor, Laboratoire Matériaux et Durabilité des Constructions, Institut National des Sciences Appliquées, 135 Ave. de Rangueil, Toulouse 31077, France.

³Professor, Dept. of Mechanical Engineering and Materials Science, Duke Univ., Durham, NC 27708-0300.

⁴Assistant Professor, Dept. of Mechanical Engineering and Center for Advanced Power Systems, Florida State Univ., Tallahassee, FL 32310-6046.

Note. Discussion open until July 1, 2009. Separate discussions must be submitted for individual papers. The manuscript for this paper was submitted for review and possible publication on March 10, 2006; approved on July 1, 2008. This paper is part of the *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 135, No. 2, February 1, 2009. ©ASCE, ISSN 0733-9429/2009/2-132-139/\$25.00.

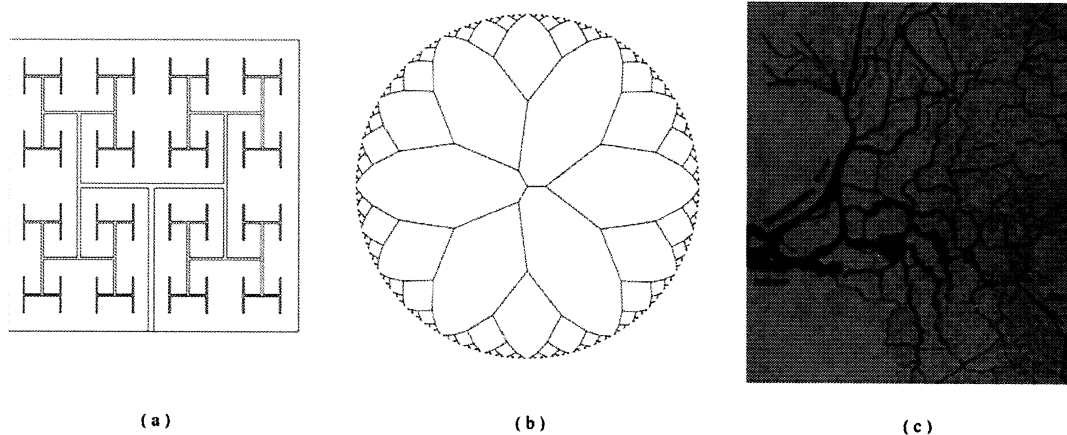


Fig. 1. Dendritic flow patterns in engineering and nature

branches. The flow in the opposite direction (merging flow) is shown in Fig. 2 (right). The change in flow direction causes a change in the characteristics of eddy formation at the junction. One objective of this work is to investigate the effect of the flow direction on the optimal shape of the flow path.

The total duct volume V and the total rectangular area, S , occupied by the assembly are fixed, and serve as constraints. Wechsato et al. (2001) optimized dendritic flow networks in a square-shaped area for the purpose of minimizing pressure drop and duct material. They reported that minimizing pressure drop by keeping the duct material fixed provides the same optimal geometry of networks as minimizing pressure drop with the duct volume constraint. The total volume of ducts also refers to the mass of fluid in the networks, which is important to the design of cooling-flow channels as well as the design of refrigeration and air conditioning systems for the purpose of minimizing working fluid. Networks with less total volume require less working fluid. The use of unnecessarily large ducts not only increases the mate-

rial cost, but also may create wavy flow (two-phase flow) and may cause damage to junctions due to the resultant force created by the wavy flow (Whalley 1987, Wongwises 1996; Wongwises and Kalinitchenko 2002). In this paper, the focus is on single-phase flow that fully wets the inner side of ducts. The total duct volume V can be calculated by writing

$$V = L_1 A_1 + 2L_2 A_2 \quad (1)$$

The size of the rectangular area S occupied by the T-shaped construct is

$$S = 2L_1 L_2 \quad (2)$$

where L_1 =length of stem duct; L_2 =lengths of the two branches; and A_1 and A_2 =cross-sectional areas of the ducts. The pressure drop along each duct is given by

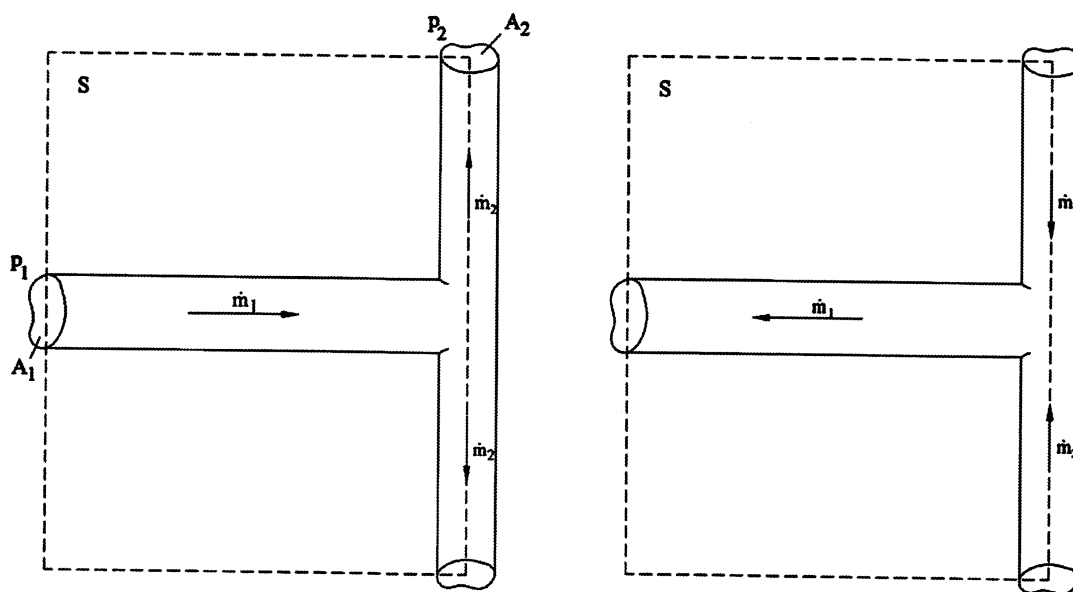


Fig. 2. T-shaped assembly of ducts with general cross-sectional shapes

$$\Delta P_i = \frac{f_i p_i L_i \dot{m}_i^2}{8 A_i^3 \rho} \quad (3)$$

where $\dot{m}_i$ =mass flow rate through duct i ; p_i =wetted perimeter of the duct; and ΔP_i =pressure drop in each duct. Here, because the fluid fully wets the inner surface of the ducts, the wetted perimeter is the same as the duct perimeter.

The total pressure drop of T-shaped flow in Fig. 2 is given by

$$\frac{\rho \Delta P}{\dot{m}_1^2} = \frac{f_1 p_1 L_1}{8 A_1^3} + \frac{f_2 p_2 L_2}{32 A_2^3} + \frac{f_T}{2 A_1^2} \quad (4)$$

where ΔP =total pressure drop; $f_{1,2}$ =Darcy friction factors, which depend on the Reynolds number and the relative roughness; and f_T =junction loss coefficient (Idelchik 1986). The density ρ is assumed constant. If one introduces the dimensionless length scale

$$\hat{L}_i = \frac{L_i}{S^{1/2}} \quad (5)$$

and the dimensionless shape parameter

$$\tilde{p}_i = \frac{p_i}{A_i^{1/2}} \quad (6)$$

and eliminate A_1 between Eq. (4) and Eq. (1), the dimensionless hydraulic resistance R_f is obtained

$$R_f = \frac{\rho \Delta P V^{5/2}}{\dot{m}_1^2 S^{7/4}} = \left[\frac{f_1 \tilde{p}_1 \hat{L}_1}{8} + \frac{f_2 \tilde{p}_2 \hat{L}_2}{32} \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^{5/2} \right] \times \left(\hat{L}_1 + 2 \hat{L}_2 \frac{A_2}{A_1} \right)^{5/2} + \frac{f_T}{2 S^{3/2}} \left(\hat{L}_1 + 2 \hat{L}_2 \frac{A_2}{A_1} \right)^2 \quad (7)$$

The dimensionless shape parameters of typical cross-sectional shapes are reported in Fig. 3. Here, S_v =sveltiness of the flow structure, which is a global property, defined as the ratio between the external and internal length scales

$$S_v = \frac{S^{1/2}}{V^{1/3}} \quad (8)$$

The two duct lengths in the assembly are related via the volume constraint (1), $(S_v^3/S)(\hat{L}_1 A_1 + 2 \hat{L}_2 A_2) = 1$ and the area constraint (2), $2 \hat{L}_1 \hat{L}_2 = 1$. In Eq. (7), the hydraulic resistance or flow resistance R_f depends on the geometry of the assembly, the friction factor, and the loss coefficient. The objective here is to find the optimal geometry of the assembly such that the global flow resistance is minimized.

Dimensionless Shape Parameter and Reynolds Number

In this section, it is shown how the dimensionless cross-sectional shape parameter, $\tilde{p}$, can be used to simplify the dimensionless flow resistance in Eq. (7). Fig. 3 reports the dimensionless shape parameters, $\tilde{p}$, of ducts with round, square, rectangular, and regular polygonal shapes with n sides. The dimensionless shape parameter of ducts with regular polygonal cross-sectional shapes is

$$\tilde{p} = 2n^{1/2} [\tan(\pi/n)]^{1/2} \quad (9)$$

The dimensionless shape parameter, $\tilde{p}$, depends only on the shape of the duct cross section. It does not depend on the duct size. If all the ducts in the assembly have the same cross-sectional shape, $\tilde{p}_1 = \tilde{p}_2 = \tilde{p}_3 = \tilde{p}$, then Eq. (7) becomes

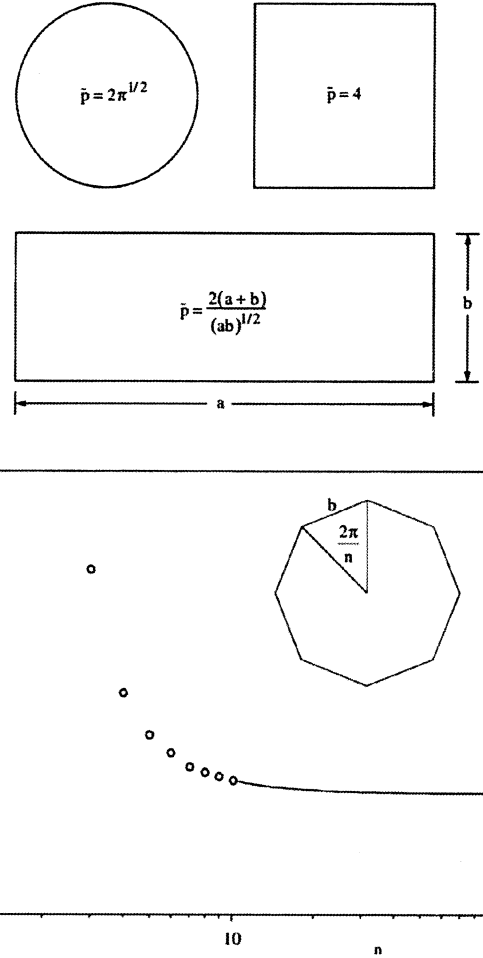


Fig. 3. The dimensionless shape parameter $\tilde{p}$ for three common and regular polygonal cross sections

$$R_f = \tilde{p} \left[\frac{f_1 \hat{L}_1}{8} + \frac{f_2 \hat{L}_2}{32} \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^{5/2} \right] \left(\hat{L}_1 + 2 \hat{L}_2 \frac{A_2}{A_1} \right)^{5/2} + \frac{f_T}{2 S^{3/2}} \left(\hat{L}_1 + 2 \hat{L}_2 \frac{A_2}{A_1} \right)^2 \quad (10)$$

We search for the optimal T-shaped flow configuration where all ducts in the assembly have the same cross-sectional shape. The Reynolds number in the stem is given by

$$R_1 = \frac{4}{\tilde{p}} \frac{\dot{m}_1}{\mu S^{1/2}} S_v^{3/2} \left(\hat{L}_1 + 2 \frac{A_2}{A_1} \hat{L}_2 \right)^{1/2} \quad (11)$$

where μ =dynamic viscosity of the fluid. This shows that the Reynolds number depends on the geometry of the flow assembly, the sveltiness, the cross-sectional shape, and the dimensionless group $\dot{m}_1 / \mu S^{1/2}$. The dimensionless group $\dot{m}_1 / \mu S^{1/2}$ represents a design requirement (the duty) of the flow network. The Reynolds number in the two branches (R_2) is proportional to the Reynolds number in the stem, $R_2/R_1 = 0.5(\tilde{p}_1/\tilde{p}_2)(A_1/A_2)^{1/2}$.

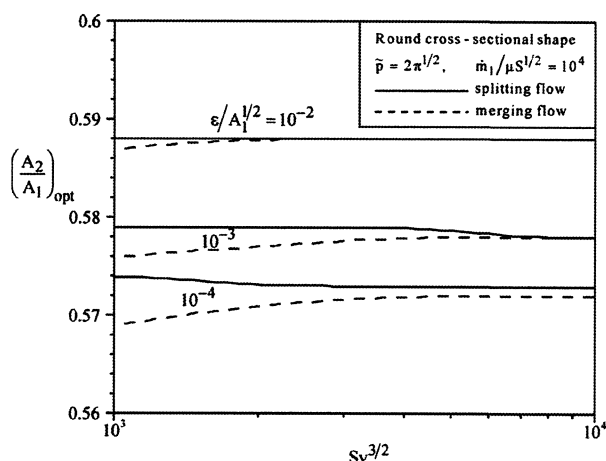


Fig. 6. The optimal cross-sectional area ratio for T assemblies of ducts with round cross-sectional shape when $\dot{m}_1/\mu S^{1/2} = 10^4$

S of 1 m^2 , the junction losses may be neglected when the total volume of ducts in the T-shaped assembly is less than or equal to 10^{-4} m^3 (or 0.1 l), which normally appears in the refrigerant delivery network of multiple variable refrigerant air-conditioning systems. In the occupied area S of 1 km^2 , the junction losses may be ignored when the total duct volume is less than or equal to 10 m^3 . When $Sv^{3/2} = 10^4$, the optimal area and length ratios, respectively, approach 0.57 and 0.89.

Figs. 6 and 7 illustrate the effects of the relative roughness, ϵ/D , which is redefined as $\epsilon/A_1^{1/2}$ on the optimal shape of T assemblies. In the limit of large svelteness, Sv , the curves for splitting and merging flows with the same redefined relative roughness approach the same value. The roughness continues to have an effect on optimal geometry (A_2/A_1 , L_2/L_1) in the limit of large Sv : the optimal area ratio increases with the roughness, whereas the optimal length ratio decreases as the roughness increases.

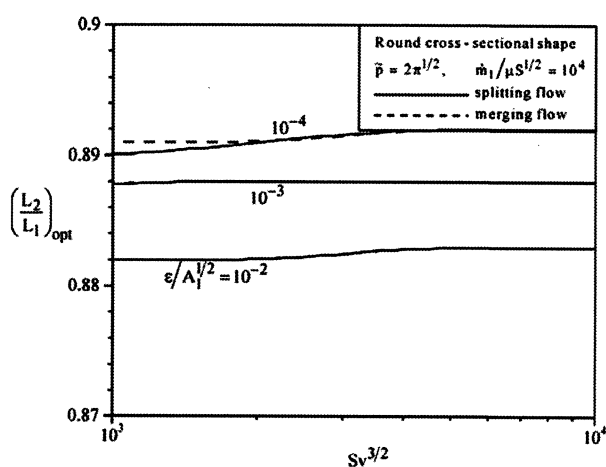


Fig. 7. The optimal length ratio for T assemblies of ducts with round cross-sectional shape when $\dot{m}_1/\mu S^{1/2} = 10^4$

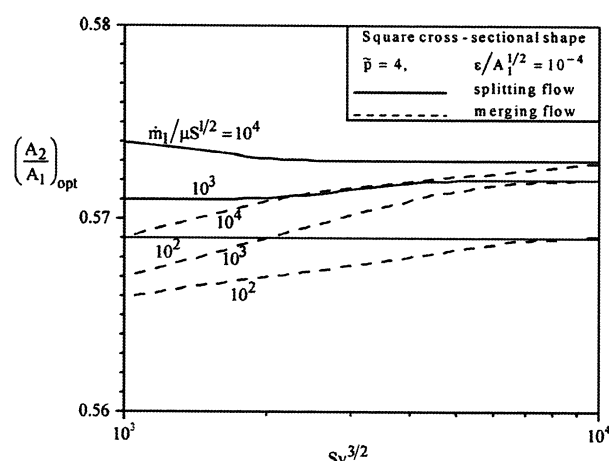


Fig. 8. The optimal cross-sectional area ratio for T assemblies of ducts with square cross-sectional shape when $\epsilon/A_1^{1/2} = 10^{-4}$

T-Shaped Assemblies of Ducts with Rectangular and Square Cross-Sectional Shapes

Rectangular shapes are commonly used in the design of duct networks of air-conditioning systems, fuel cell flow channels, and microelectromechanical systems devices. The dimensionless shape parameter of the rectangular cross-sectional shape ducts is

$$\bar{p}_R = \frac{2(a+b)}{(ab)^{1/2}} = 2 \frac{(1+AR)}{AR^{1/2}} \quad (17)$$

The dimensions a and b are defined in Fig. 3, and $AR = b/a$ is the cross-sectional aspect ratio. Eq. (10) shows that the minimal flow resistance occurs when the shape parameter is minimized. For rectangular cross-sectional shapes, $\bar{p}_R$ is minimized when the aspect ratio of cross-section AR is equal to 1. This means that the square shape ($\bar{p}=4$) is the optimal cross-sectional shape of ducts with rectangular cross sections. In the search for the optimal configuration of T assemblies, $\bar{p}=4$ was substituted into Eq. (10).

Figs. 8 and 9 report the optimal shapes of T assemblies of

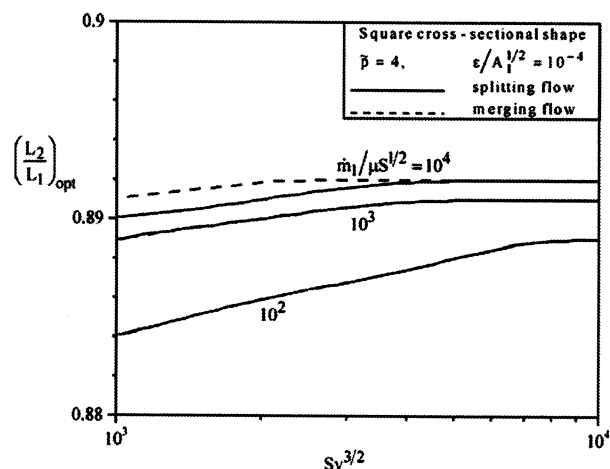


Fig. 9. The optimal length ratio for T assemblies of ducts with square cross-sectional shape when $\epsilon/A_1^{1/2} = 10^{-4}$

By comparing Y-shaped with V-shaped assemblies, it was shown that the area aspect ratio determines which assembly will perform better. The V-shape assembly [Fig. 12(b)] is better than Y-shape assembly when the area aspect ratio (x/y) is greater than 0.8, regardless of the cross-sectional shape $\tilde{p}$, surface roughness, and mass flow rate.

Throughout this work, the symmetry of flow is assumed a priori at every bifurcation node. The optimal geometry of T and Y-shaped flow channels reported is specific for symmetrical flow geometries such as in uniform distribution of hot water over an area (Wechsato et al. 2001, 2002) where symmetrical networks require less pumping power than asymmetric networks. The optimal geometry of junctions for asymmetrical flow distribution was presented by Wechsato et al. (2006).

Acknowledgments

J. C. Ordonez and W. Wechsato acknowledge, with gratitude, support from the Department of Energy, the Office of Naval Research and the Thailand Research Fund.

Notation

The following symbols are used in this paper:

- A = cross-sectional area, (m^2);
- AR = aspect ratio of rectangular cross-section, Eq. (17);
- D = duct diameter (m);
- D_h = hydraulic diameter (m);
- f_i = friction factor;
- f_T = junction loss coefficient;
- K = constant, Eq. (15);
- L = duct length (m);
- $\dot{m}$ = mass flow rate, (kg/s);
- n = number of sides of the regular polygon;
- P = pressure (N/m^2);
- p = wetted perimeter (m);
- R = Reynolds number;
- R_f = flow resistance, Eqs. (7) and (10);
- S = occupied area (m^2);
- S_v = svelteness number, Eq. (8);
- V = total duct volume, (m^3);
- ΔP = pressure drop, (N/m^2);
- ϵ = roughness (m);
- μ = dynamic viscosity ($kg/m\ s$); and
- ρ = fluid density, (kg/m^3).

Subscripts

- i = duct rank; and
- R = rectangular cross section.

Superscripts

- ($\cdot$) = dimensionless, Eq. (5); and
- ($\sim$) = dimensionless, Eq. (6).

References

- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). (1967). *ASHRAE handbook of fundamentals*, New York.
- Azoumah, Y., Mazet, N., and Neveu, P. (2004). "Constructal network for heat and mass transfer in a solid-gas reactive porous medium." *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47, 2961–2970.
- Bejan, A. (1997). *Advanced engineering thermodynamics*, 2nd Ed., Wiley, New York.
- Bejan, A. (2000). *Shape and structure, from engineering to nature*, Cambridge University Press, Cambridge U.K.
- Bejan, A., Dincer, I., Lorente, S., Miguel, A. F., and Reis, A. H. (2004). *Porous and complex flow structures in modern technologies*, Springer, New York.
- Bejan, A., Lorente, S., and Wang, K. M. (2006). "Networks of channels for self-healing composite materials." *J. Appl. Phys.*, 100, 033528.
- Bejan, A., Rocha, L. A. O., and Lorente, S. (2000). "Thermodynamic optimization of geometry: T- and Y-shaped constructs of fluid streams." *Int. J. Therm. Sci.*, 39, 949–960.
- Chen, Y., and Cheng, P. (2002). "Heat transfer and pressure drop in fractal-like microchannel nets." *Int. J. Heat Mass Transfer*, 45, 2643–2648.
- Colebrook, C. F. (1938–1939). "Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws." *J. Inst. Civil Eng., London*, 11, 133–156.
- da Silva, A. K., Lorente, S., and Bejan, A. (2004). "Constructal multi-scale tree-shaped heat exchanger." *J. Appl. Phys.*, 96(3), 1709–1718.
- Idelchik, I. E. (1986). *Handbook of hydraulic resistance*, 2nd Ed., Hemisphere, Washington, D.C.
- Miller, D. S. (1978). *Internal flow systems*, BHRA Fluid Engineering, U.K.
- Murray, C. D. (1926). "The physiological principle of minimal work, in the vascular system, and the cost of blood-volume." *Proc. Natl. Acad. Sci. U.S.A.*, 12, 207–214.
- Ordonez, J. C., Bejan, A., and Cherry, R. S. (2003). "Designed porous media: Optimally nonuniform flow structures connecting one point with one or more points." *Int. J. Therm. Sci.*, 42, 857–870.
- Poirier, H. (2003). "A theory explains the intelligence of nature." *Sci. Vie*, 1034, 44–63.
- Sahin, A. Z., and Kalyon, M. (2005). "Maintaining uniform surface temperature along pipes by insulation." *Energy*, 30(5), 637–647.
- Senn, S. M., and Poulikakos, D. (2004a). "Laminar mixing, heat transfer and pressure drop in tree-like microchannel nets and their application for thermal management in polymer electrolyte fuel cells." *J. Power Sources*, 130, 178–191.
- Senn, S. M., and Poulikakos, D. (2004b). "Tree networks channels as fluid distributors constructing double-starcase polymer electrolyte fuel cells." *J. Appl. Phys.*, 96, 842–852.
- Swamee, P. K., and Jain, A. K. (1976). "Explicit equations for pipe-flow problems." *J. Hydr. Div.*, 102(5), 657–664.
- Wechsato, W., Lorente, S., and Bejan, A. (2001). "Tree-shaped insulated designs for the uniform distribution of hot water over an area." *Int. J. Heat Mass Transfer*, 44, 311–3123.
- Wechsato, W., Lorente, S., and Bejan, A. (2002). "Optimal tree-shaped networks for fluid flow in a disc-shaped body." *Int. J. Heat Mass Transfer*, 45, 4911–4924.
- Wechsato, W., Ordonez, J. C., and Kosaraju, S. C. (2006). "Constructal dendritic geometry and the existence of asymmetric bifurcation." *J. Appl. Phys.*, 100, 113514.
- Whalley, P. B. (1987). *Boiling, condensation, and gas-liquid flow*, Oxford University Press, New York.
- Wongwises, S. (1996). "Flooding in horizontal pipe with bend." *Int. J. Multiphase Flow*, 22(1), 195–201.
- Wongwises, S., and Kalinitchenko, V. A. (2002). "Mean velocity distributions in a horizontal air-water flow." *Int. J. Multiphase Flow*, 28(1), 167–174.
- Wood, D. J., Reddy, L. S., and Funk, J. E. (1993). "Modeling pipe networks dominated by junctions." *J. Hydraul. Eng.*, 119(8), 949–958.