

การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ
ท่อกลม โดยการใส่แผ่นครีบบีปีกคู่
HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN HEAT EXCHANGER
TUBE WITH V-WINGLET PIARS



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2561

การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ
ท่อกลม โดยการใส่แผ่นครีบบีบปีกคู่
HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN HEAT EXCHANGER
TUBE WITH V-WINGLET PIARS



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2561

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN HEAT EXCHANGER
TUBE WITH V-WINGLET PIARS



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2018

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาโทปีการศึกษา 2561
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลมโดย
การใส่แผ่นครีปิกคู่
HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN HEAT EXCHANGER TUBE WITH
V-WINGLET PIARS

ผู้จัดทำ

1. นาย ปาณัสม์ วิวัฒน์ธนสาร รหัสประจำตัว 58010775
2. นาย อภิลิทธิ ชูชานนา รหัสประจำตัว 58011416

 อาจารย์ที่ปรึกษา
(รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม โดยการใส่แผ่นครีบบีบึกคู่

นายปานัสม์	วิวัฒน์ธนสาร	58010775
นายอภิสิทธิ์	ชูชานา	58011416
รศ.ดร.พงษ์เจต	พรหมวงศ์	อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา	2561	

บทคัดย่อ

โครงการนี้ได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลมโดยใส่แผ่นครีบบีบสามเหลี่ยมบีบึกคู่ การทดลองที่สภาวะพลักซ์ความร้อนที่ผิวท่อคงที่ ใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบ ท่อเป็นแบบหน้าตัดกลมมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 50 มิลลิเมตรและมีช่วงของการทดสอบยาว 1,800 มิลลิเมตร ทำการทดลองในช่วงเลขเรย์โนลด์ (Re) ตั้งแต่ 5,000 ถึง 23,000 และทำการเปรียบเทียบผลของท่อกลมผนังเรียบกับท่อกลมที่สอดแผ่นครีบบีบที่กึ่งกลางของท่อ โดยใช้อัตราส่วนการขวางกั้น (blockage ratio, BR) ที่ค่า 0.10, 0.15 และ 0.20 มุมปะทะ (α) 30° และอัตราส่วนระยะพิตช์ (pitch ratio, PR) 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 และ 3.0 เพื่อพิจารณาค่าการถ่ายเทความร้อนโดยแสดงในเทอมของเลขนัสเซลท์ (Nusselt Number) และการสูญเสียความดันโดยการแสดงในเทอมของตัวประกอบความเสียดทาน (Friction Factor)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN HEAT EXCHANGER TUBE WITH V-WINGLET PIARS

Panas	Vivattanasarn	58010775
Abhisit	Chuchaona	58011416
Assoc.Prof Dr.Pongjet	Promvonge	Advisor
Year 2018		

ABSTRACT

This project presents an experimental study on heat transfer enhancement in a heat exchanger tube by inserting a pair of triangular fins. The test tube having a constant heat-fluxed wall was 50 mm in inner diameter and 1,800 mm long. In the experiment, air used as the test fluid was flowed through the test tube to obtain the Reynolds number from 5,000 to 23,000. A comparison is made for the results obtained between the smooth circular tube and that fitted with pair of winglets placed center of tube. The winglets height to the diameter ratios ($BR=e/D=$ 0.10, 0.15, and 0.20). The winglets attack angles ($\alpha=30^\circ$). The winglets height to the diameter ratios ($PR =$ 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 and 3.0) in order to consider optimal heat transfer values in terms of Nusselt number and friction loss in the terms of friction factor

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์การเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยสามเหลี่ยม ครีปีกนี้ สำเร็จลงได้ด้วยดี ก็เพราะได้รับคำแนะนำและทำให้คำปรึกษาตลอดจนติดตามผล ความคืบหน้าจากหลาย ๆ ส่วน ทางผู้จัดทำจึงขอขอบคุณทุกท่านที่ได้ให้ความช่วยเหลือตลอดระยะเวลาที่ได้มีโอกาสเข้าไปดำเนินงานและเรียนรู้ประสบการณ์การทำงานต่าง ๆ เป็นความกรุณาจาก รศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษาโครงการ

ขอขอบคุณรุ่นพี่ที่ห้องปฏิบัติการ Thermo-Fluid & CFD ทุกท่าน โดยเฉพาะทีมงานวิจัยสายประยุกต์ การถ่ายเทความร้อน ไม่ว่าจะเป็นพี่สุดเขต พี่บอล และอาจารย์บอย ที่คอยให้การสนับสนุน ติดตามความคืบหน้า ให้คำปรึกษาและแนวทางแก้ไขปัญหาต่าง ๆ ขอขอบคุณคณะกรรมการคุมสอบ ปริญญาานิพนธ์ที่กรุณาสละเวลามาให้คำแนะนำจนทำให้ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้เสร็จสมบูรณ์ไปด้วยดี

และสุดท้ายนี้สุดท้ายนี้ขอขอบคุณเพื่อนนักศึกษาและครอบครัว ที่คอยช่วยเหลือ ผลักดัน และเป็นกำลังใจสำคัญ ในการฟันฝ่าอุปสรรคต่าง ๆ ตลอดมา รวมถึงผู้มีพระคุณทุกท่านที่มีได้เอื้อนยามไว้ ณ ที่นี้ที่เป็นส่วนหนึ่งของ ความสำเร็จทั้งหมด จึงขอขอบคุณไว้ ณ โอกาสนี้

นายปณัสม์ วิวัฒน์ธนสาร
นายอภิสิทธิ์ ชูชานา

สารบัญ

บทคัดย่อ	I
ABSTRACT	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VI
สารบัญรูป	VII
รายการคำย่อและสัญลักษณ์	XI
รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)	XII
รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)	XIII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์งานวิจัย	2
1.3 ขอบเขตงานวิจัย	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
1.5 โครงสร้างวิทยานิพนธ์	3
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์	4
2.1 บทนำ	4
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
2.3 แนวทางการศึกษาวิจัย	18
บทที่ 3 ทฤษฎี	20
3.1 บทนำ	20
3.2 กลศาสตร์ของไหล	20
3.2.1 สภาวะการไหล	20
3.2.2 ความเร็วเฉลี่ย	22
3.2.3 รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว	22
3.2.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้ว	24
3.3 การถ่ายเทความร้อน	26
3.3.1 อุณหภูมิเฉลี่ย	27
3.3.2 สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed conditions)	28
3.4 การสมดุลของพลังงาน	28
3.5 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบราบเรียบในท่อกลม	30
3.6 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม	31
3.7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน	32
บทที่ 4 การออกแบบอุปกรณ์และวิธีการทดลอง	33
4.1 บทนำ	33

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2 การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลอง.....	33
4.3 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง.....	35
4.4 การติดตั้งอุปกรณ์การทดลอง.....	41
4.4.1 อุปกรณ์ชุดทดลอง.....	41
4.4.2 อุปกรณ์ติดตั้งในชุดทดลอง.....	42
4.5 วิธีการทดลอง.....	42
4.6 การวิเคราะห์ข้อมูล.....	43
บทที่ 5 ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง.....	45
5.1 บทนำ.....	45
5.2 ผลการทวนสอบท่อผนังเรียบ.....	45
5.2.1 เลขนัสเซิลท์ (Nusselt number).....	46
5.2.2 ตัวประกอบเสียดทาน (friction factor).....	46
5.3 การทดลองโดยศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะที่แตกต่างกัน.....	47
5.4 การทดลองโดยศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนความสูงของครีบที่แตกต่างกัน.....	51
5.5 การทดลองโดยศึกษาอิทธิพลของระยะพิตช์ที่แตกต่างกัน.....	56
5.6 การทดลองโดยศึกษาอิทธิพลของรูปแบบของแผ่นเพลท.....	60
5.7 การทดลองโดยศึกษาอิทธิพลของรูปแบบของครีบ.....	61
5.8 ความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์.....	63
บทที่ 6 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ.....	66
6.1 สรุปผลการทดลอง.....	66
6.2 ข้อเสนอแนะ.....	66
บรรณานุกรม.....	68
ภาคผนวก.....	71
ภาคผนวก ก.....	72
ภาคผนวก ข.....	74

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่ ก-1 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ.....	74
--	----



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
รูปที่ 2.1 รูปแบบครีบบนทอสีเหลี่ยมของ Ahn	6
รูปที่ 2.2 ขดลวดของ Alberto Garci'a	7
รูปที่ 2.3 รูปแบบครีบบนทอที่มีร่อง (Rib-grooved) ของ Jaurker et al.....	8
รูปที่ 2.4 รูปแบบครีบบนทอของ Benlu and Jiang	9
รูปที่ 2.5 (ก) ลักษณะการไหลแบบต่าง ๆ บนพื้นผิวที่มีความสัมพันธ์เป็นฟังก์ชันกับระยะห่างระหว่างยอดผิวขรุขระ และ (ข) ลักษณะการไหลแบบต่าง ๆ บนพื้นผิวที่มีความสัมพันธ์เป็นฟังก์ชันกับความสูงของผิวขรุขระของ Varun et al.....	10
รูปที่ 2.6 ส่วนทดสอบ การจัดวางครีบบนทอตรงกันและเอียงกันของ Promvong and Thianpong	11
รูปที่ 2.7 แผ่นทดสอบของ สกุศลหลง	11
รูปที่ 2.8 ชุดทดลองของ Promvong and Eiamsa-ard	12
รูปที่ 2.9 ครีบบนทอรูปตัววีมุม 45° ของ อำไพจิตร	13
รูปที่ 2.10 แผ่นกันเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของ Tandiroglu and Ayhan	15
รูปที่ 2.11 ครีบบนทอรูปตัววีของ กนกนัยการ	16
รูปที่ 2.12 โครงสร้างช่องขนานและโดเมนการคำนวณเชิงตัวเลขของ Sripattanapipat	17
รูปที่ 2.13 ใบพัดแบบต่างๆ ในการทดลองของ Rahimia et al.	18
รูปที่ 3.1 การก่อตัวของชั้นขอบเขตการไหลของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม	21
รูปที่ 3.2 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์ดิฟเฟอเรนเชียล สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ก่อตัวเต็มที่	23
รูปที่ 3.3 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม	26
รูปที่ 3.4 การก่อตัวของชั้นของเขตทางความร้อนในท่อกลม	26
รูปที่ 3.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ	29
รูปที่ 3.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการสอดใส่ครีบบนทอสามเหลี่ยมปีกคู่.....	32
รูปที่ 3.7 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม	35
รูปที่ 4.2 พัดลมแรงดันสูง (High-pressure blower)	36
รูปที่ 4.3 Inverter	36
รูปที่ 4.4 Orifice meter	37
รูปที่ 4.5 เครื่องวัดความดันแบบระนาบเอียง (Inclined manometer)	37

รูปที่ 4.6 ถังพักลม (Settling tank).....	38
รูปที่ 4.7 แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ (AC power supply).....	38
รูปที่ 4.8 เครื่องเก็บข้อมูล.....	39
รูปที่ 4.9 เทอร์โมคัปเปิล.....	39
รูปที่ 4.10 เครื่องวัดความดันตกคร่อม, Dwyer 475 Mark III Digital Manometer.....	40
รูปที่ 4.11 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ (Vane-type Anemometer), TESTO 445.....	40
รูปที่ 4.12 แผนผังของชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม.....	41
รูปที่ 4.13 อุปกรณ์ติดตั้งแผ่นครีบทึบที่ใช้ทดลอง.....	42
รูปที่ 5.1 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีสู่แผ่นขนานผนังเรียบ.....	46
รูปที่ 5.2 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีสู่ขนานผนังเรียบ.....	47
รูปที่ 5.3 แสดงเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนที่มุมปะทะต่างกันที่ระยะพิตซ์ 1.0.....	48
รูปที่ 5.4 แสดงเปรียบเทียบค่าความเสียดทานที่มุมปะทะต่างกันที่ระยะพิตซ์ 1.0.....	49
รูปที่ 5.5 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่มุมปะทะต่างกันที่ระยะพิตซ์ 1.0.....	49
รูปที่ 5.6 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนค่าความเสียดทานที่มุมปะทะต่างกันที่ระยะพิตซ์ 1.0.....	50
รูปที่ 5.7 แสดงเปรียบเทียบสมรรถนะความร้อนที่มุมปะทะต่างกันที่ระยะพิตซ์ 1.0.....	50
รูปที่ 5.8 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตซ์ 1.0.....	51
รูปที่ 5.9 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนค่าความเสียดทานที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตซ์ 1.0.....	52
รูปที่ 5.10 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตซ์ 1.5.....	52
รูปที่ 5.11 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนค่าความเสียดทานที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตซ์ 1.5.....	53
รูปที่ 5.12 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตซ์ 2.0.....	53
รูปที่ 5.13 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนค่าความเสียดทานที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตซ์ 2.0.....	54

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 5.14 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ ระยะพิตช์ 2.5	54
รูปที่ 5.15 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนค่าความเสียหายที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตช์ 2.5	55
รูปที่ 5.16 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ ระยะพิตช์ 3.0	55
รูปที่ 5.17 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนค่าความเสียหายที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตช์ 3.0	56
รูปที่ 5.18 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่างกันที่ อัตราส่วนความสูง 1.0	57
รูปที่ 5.19 แสดงเปรียบเทียบค่าความเสียหายที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่างกันที่อัตราส่วนความ สูง 1.0	57
รูปที่ 5.20 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่างกันที่ อัตราส่วนความสูง 1.5	58
รูปที่ 5.21 แสดงเปรียบเทียบค่าความเสียหายที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่างกันที่อัตราส่วนความ สูง 1.5	58
รูปที่ 5.22 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่างกันที่ อัตราส่วนความสูง 2.0	59
รูปที่ 5.23 แสดงเปรียบเทียบค่าความเสียหายที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่างกันที่อัตราส่วนความ สูง 2.0	59
รูปที่ 5.24 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ อัตราส่วนระยะพิตช์ 1.0 (เจาะและมาเจาะรู)	60
รูปที่ 5.25 แสดงเปรียบเทียบค่าความเสียหายที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่อัตราส่วน ระยะพิตช์ 1.0 (เจาะและมาเจาะรู)	61
รูปที่ 5.26 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่รูปแบบของแผ่นcribต่างกันที่ อัตราส่วนระยะพิตช์ 1.0 (เจาะรู)	62
รูปที่ 5.27 เปรียบเทียบค่าความเสียหายที่รูปแบบcribต่างกันที่อัตราส่วนระยะพิตช์ 1.0 (เจาะรู)	63

รูปที่ 5.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนี้สเซลล์ท์ต่อเลขนี้สเซลล์ท์ของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์์	64
รูปที่ 5.29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียดทานของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์์	64
รูปที่ 5.30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์์	65



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์

A	พื้นที่การพาความร้อนของท่อ, m^2
A_c	พื้นที่หน้าตัด, m^2
A_s	พื้นที่ผิว, m^2
BR	อัตราส่วนการขวางกั้น (e/D)
C_f	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน
c_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศที่ความดันคงที่, $J/kg\ K$
c_v	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหลที่ปริมาตรคงที่, $J/kg\ K$
C_1	ค่าคงที่
C_2	ค่าคงที่
D	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ, m
e	ความสูงวงแหวน, m
f	ตัวประกอบเสียดทาน
f_0	ตัวประกอบเสียดทานท่อผนังเรียบ
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย, W/m^2K
I	กระแสไฟฟ้า, amp
j	ตัวประกอบการถ่ายเทความร้อน Colburn
k	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน, W/m^2K
L	ความยาวของส่วนทดสอบ, m
\dot{m}	อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ, kg/s
Nu	เลขนัสเซลท์
\overline{Nu}	เลขนัสเซลท์เฉลี่ย
Nu_0	เลขนัสเซลท์ท่อผนังเรียบ
n	ค่าคงที่
P	ระยะพิตช์, m
Pr	เลขพรานส์
PR	อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อขนาดท่อ (P/D)
p	ความดันของไหล, N/m^2
Δp	ความดันตกคร่อม, N/m^2
Q	ค่าการถ่ายเทความร้อน, Watt
q_{conv}	อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด, Watt
q_s''	ฟลักซ์ความร้อนที่ผิว, W/m^2
R	ค่าคงที่ของก๊าซ, $J/kg.K$
Re	เลขเรย์โนลด์
r	รัศมีท่อกลม, m

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

St	เลขสแตนต์
T	อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใดๆ, °C
T_b	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล, °C
TEF	ตัวประกอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน
T_m	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ, °C
$T_{m,i}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อที่ทางเข้า, °C
$T_{m,o}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อที่ทางออก, °C
T_s	อุณหภูมิเฉลี่ยผิวท่อ, °C
t	ความหนาวงแหวน, m
U	ความเร็วเฉลี่ย, m/s
u	ความเร็วตามแนวแกน x , m/s
u_m	ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ, m/s
V	ความต่างศักย์, volt
\dot{V}	อัตราการไหลเชิงปริมาตร, m ³ /s
\bar{V}	ความเร็วเฉลี่ยของของไหล, m/s
v	ปริมาตรจำเพาะ, m ³ /kg
v_r	ความเร็วตามแนวแกน r , m/s
\dot{W}_{in}	การจ่ายกำลังให้พัดลม, Watt
x	ความยาวที่ตำแหน่งใด ๆ, m
x_{fd}	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที, m
$x_{fd,h}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัว, m
$x_{fd,t}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มทีของความร้อน, m

อักษรกรีก

ρ	ความหนาแน่นของอากาศ, kg/m ³
ν	ความหนืดเชิงจลน์, m ² /s
α	มุมปะทะของวงแหวน, (°, degree)
μ	ความหนืดสมบูรณ์ของของไหล, N.s/m ²
μ_s	ความหนืดสมบูรณ์ของของไหลที่ผิว, N.s/m ²
τ_r	ความเค้นเฉือนในแนวรัศมี, N/m ²
τ_s	ความเค้นเฉือนบนผิว, N/m ²

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

ตัวห้อย

0	ผนังเรียบ
i	เข้า
o	ออก
pp	กำลังขับ
s	พื้นผิวท่อ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เนื่องจากปัจจุบันในภาคอุตสาหกรรมได้มีการพัฒนาทั้งในด้านเทคโนโลยีการผลิต วัสดุ อุปกรณ์ต่าง ๆ ไปอย่างรวดเร็ว หลายหน่วยงานทั้งภาครัฐและเอกชนทั่วโลกตระหนักถึงความสำคัญในการประหยัดและใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ อย่างไรก็ตามความต้องการในการใช้พลังงานยังมีมากขึ้นตามกาลเวลา อันเนื่องจากการแข่งขันทางธุรกิจ และจำนวนประชากรโลกที่เพิ่มมากขึ้น ซึ่งส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม ภาวะโลกร้อน วิกฤตราคาเชื้อเพลิงและวิกฤตเศรษฐกิจ เป็นต้น หากขาดการใช้องค์ความรู้พื้นฐานอย่างเหมาะสมสู่การพัฒนาเทคโนโลยีใหม่ ๆ อย่างจริงจัง ปัญหาดังกล่าวก็ยิ่งทวีความรุนแรงมากขึ้นและยากที่จะเยียวยาได้

การพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นสิ่งจำเป็นในอุตสาหกรรม ตั้งแต่ขนาดเล็กจนกระทั่งจนถึงขนาดใหญ่ ด้านอุตสาหกรรมได้นำเอาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมาประยุกต์ใช้ในระบบมากมายทั้งมีการแข่งขันและพัฒนาสินค้าหรือผลิตภัณฑ์มากขึ้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงต้องมีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้นตามไปด้วย เทคโนโลยีในการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนจึงสำคัญอย่างยิ่งต่อการออกแบบและประยุกต์ใช้งานได้อย่างมากมาย ยกตัวอย่างเช่น เครื่องกลั่น เครื่องควบแน่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แผงระบายความร้อน อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ เครื่องทำความเย็น เครื่องอบแห้ง เตาเผา เครื่องยนต์ เครื่องจักรหรืออุปกรณ์ในกระบวนการผลิตต่าง ๆ ในอุตสาหกรรม เป็นต้น หลักการออกแบบอุปกรณ์หรือระบบที่มีการถ่ายเทหรือแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดี ต้องคำนึงถึงคุณสมบัติที่ต้องการ เช่น สามารถทำงานได้ตามความต้องการ ราคาถูก สมรรถนะในการถ่ายเทและแลกเปลี่ยนความร้อนสูง การเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูง โครงสร้างที่ไม่ซับซ้อน ขนาดกะทัดรัด อายุการใช้งานที่ยืนยาว ต้องการบำรุงรักษาซ่อมแซมน้อย รวมทั้งมีความน่าเชื่อถือและปลอดภัยสูง เพื่อให้บรรลุคุณลักษณะที่ต้องการเหล่านี้ พื้นฐานสำคัญ คือ การพัฒนาขีดความสามารถและศักยภาพของระบบถ่ายเทความร้อนให้มีประสิทธิภาพมากที่สุด เพื่อลดการใช้พลังงาน มีขนาดที่เหมาะสมกะทัดรัด ทำให้ลดการใช้วัสดุและพื้นที่ติดตั้งใช้งาน ซึ่งจะนำไปสู่การพัฒนาที่ยั่งยืน เพราะทำให้การจัดสรรและใช้ทรัพยากรเชื้อเพลิงและวัสดุอย่างคุ้มค่า รวมทั้งลดภาวะโลกร้อน

การเพิ่มสมรรถนะความร้อนได้แบ่งออกเป็น 2 กลุ่มคือ กลุ่มที่ 1 เป็นแบบ Active Techniques เป็นการนำเอาแหล่งพลังงานภายนอกเข้ามาช่วย เช่น อุปกรณ์ทางกล อุปกรณ์ทางไฟฟ้า ซึ่งจะมีผลทำให้เกิดการสั่นของผิวทำให้ของไหลเกิดการสั่นสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดียิ่งขึ้น และ กลุ่มที่ 2 เป็นแบบ Passive Techniques เป็นการออกแบบลักษณะพื้นผิวของท่อแบบพิเศษต่างไปจากผิวเรียบและปรับปรุงของไหลหรือสารทำงานเพื่อให้มีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีมากขึ้นโดยไม่มีพลังงานภายนอกเข้ามาเกี่ยวข้อง

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนวิธีที่นิยมกันส่วนมาก เรียกว่า Passive Method โดยการเพิ่มพื้นที่ผิวในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนในท่อผิวเรียบวิธีที่ได้ผลดีมากที่สุดอย่างหนึ่ง คือ การติดครีบบางขวางการไหลบนผนังภายในท่อ ทำให้ส่งผลต่อการเพิ่ม

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน แม้การเพิ่มพื้นที่ผิวภายในท่อสามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน แต่ทำให้ความเสียดทานภายในท่อเพิ่มขึ้นจึงทำให้เกิดการสูญเสียความดันภายในท่อด้วยเช่นกัน

แนวคิดในการนำเอาครีบและตัวสร้างการหมุนควงตามแนวยาวมาติดตั้งในท่อ จึงต้องพิจารณารูปร่าง, ขนาด, มุมและระยะพิชต์ของแผ่นครีบ ซึ่งส่งผลต่อลักษณะการไหลของของไหล การสูญเสียความดันและแรงเสียดทานเพื่อควบคุมกลไกการไหลในท่อ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อทำการศึกษารทดลองเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในช่องขนานที่มีครีบด้วยตัวสร้างการหมุนควงตามแนวยาว เนื่องจากท่อเป็นโครงสร้างสำคัญภายในของระบบหรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไปและหาพารามิเตอร์ที่มีอิทธิพลต่อการเพิ่มสมรรถนะความร้อน เพื่อเป็นองค์ความรู้ใหม่และแนวทางในการตัดสินใจเลือกใช้และออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมให้มีประสิทธิภาพการทำงานสูงสุด

1.2 วัตถุประสงค์งานวิจัย

1.2.1 ศึกษาตัวแปรที่มีอิทธิพลหลักต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อกลมที่มีครีบ โดยการวิเคราะห์ทางการทดลอง เช่น อัตราส่วนความสูงของครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (e/d), มุมปะทะการไหล (α), อัตราส่วนระยะพิชต์ต่อขนาดท่อ (P/d) เป็นต้น

1.2.2 ศึกษาการถ่ายเทความร้อน และการสูญเสียความดันผ่านท่อที่มีครีบในแบบต่างๆ

1.2.3 เปรียบเทียบผลการทดลองของท่อที่มีครีบ กับท่อผนังเรียบ

1.2.4 สร้างความสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์ของตัวแปรที่มีอิทธิพลหลักต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีครีบ

1.3 ขอบเขตงานวิจัย

1.3.1 ทำการทดลองเพื่อหาค่าพารามิเตอร์ค่าเลขนีสเซิลต์ ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะความร้อน

1.3.2 ของไหลในการทดสอบ คือ อากาศ

1.3.3 ความเร็วอากาศ อยู่ในช่วงเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 5,000 ถึง 23,000

1.3.4 การให้ความร้อนที่ผิวท่อเป็นแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ (constant heat flux)

1.3.5 ครีบที่ทดสอบทำจากแผ่นอลูมิเนียมหนา มีความสูง (e) มีลักษณะวางเอียงทำมุม (α), และมีระยะพิชต์ (P)

1.3.6 หาความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ที่สำคัญในการเพิ่มสมรรถนะความร้อนภายในท่อ อาทิเช่น มุมปะทะการไหล ความสูง ระยะพิชต์ ความดันตกคร่อมในและการถ่ายเทความร้อน

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 พัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น

1.4.2 เพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อ

1.4.3 เป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งใน

ภาคอุตสาหกรรมและการประยุกต์ใช้งานในภาคการเกษตรกรรม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.4.4 ประหยัดพลังงาน ลดขนาดและการใช้วัสดุในการสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน นำไปสู่การลดต้นทุนการผลิต เกิดประโยชน์ทั้งในแง่พื้นที่การติดตั้ง ประสิทธิภาพที่สูงขึ้นและราคาต่ำ

1.5 โครงร่างวิทยานิพนธ์

1.5.1 ศึกษาข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับพฤติกรรมการไหลของอากาศ และผลของรูปร่างของครีบ และตำแหน่งการติดตั้งครีบ

1.5.2 ศึกษาทฤษฎีกลศาสตร์ของไหลและทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน

1.5.3 ออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการสร้างครีบที่มีสัดส่วนความสูงของครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (e/D) อัตราส่วนระยะพิทช์ต่อขนาดท่อ (P/D)

1.5.4 ทำการทดลองเพื่อศึกษาค่าการถ่ายเทความร้อนโดยแสดงในเทอมของเลขนัสเซลท์ (Nusselt number) และค่าการสูญเสียความดันโดยแสดงในเทอมของตัวประกอบความเสียดทาน (Friction Factor)

1.5.5 เก็บผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

1.5.6 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ



บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์

2.1 บทนำ

บทนี้กล่าวถึงความเป็นมา งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการศึกษาเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อกลมที่มีครีปเป็นตัวสร้างกระแส ซึ่งจะทำให้ทราบถึงการศึกษาและเทคนิคที่ประยุกต์ใช้กับเพิ่มการถ่ายเทความร้อนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ผ่านมา เพื่อนำไปประยุกต์หาแนวทาง พัฒนาปรับปรุง เพื่อให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนที่สูงมากขึ้นในการศึกษาของงานวิจัยนี้ต่อไป

2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน มีความสำคัญต่ออุตสาหกรรมมาก ทั้งในกระบวนการผลิตสินค้าอุปโภคและบริโภค ดังนั้นจึงมีนักวิจัยจำนวนมากทั้งในประเทศไทยและต่างประเทศที่ให้ความสนใจเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามวิธีต่าง ๆ ด้วยเหตุผลเพื่อช่วยลดขนาดและต้นทุนการผลิตให้น้อยลงไปกว่าที่มีใช้อยู่ในปัจจุบันนี้

กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างทิศทางของไหลแตกต่างกัน 2 ชนิด เป็นสิ่งสำคัญมากและกระบวนการดังกล่าวพบได้บ่อย ๆ ในทางวิศวกรรม หม้อน้ำ คอนเดนเซอร์ อุปกรณ์ให้ความร้อนแก่น้ำ หม้อน้ำรถยนต์ คอยล์ร้อน หรือคอยล์เย็น ฯลฯ ต่างเป็นตัวอย่างของกระบวนการที่ซึ่งความร้อนเกิดการแลกเปลี่ยนกันระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น อุตสาหกรรมปิโตรเคมีสมัยใหม่ โรงงานผลิตพลังงาน ฯลฯ ต่างมีกระบวนการมากมายจนไม่สามารถนับได้ที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างทิศทางของไหล 2 ชนิดโดยไม่มีการผสมกันทางกายภาพเลย โดยทั่วไปอุปกรณ์นั้น เรียกว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนธรรมดา อาจแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิด โดยขึ้นอยู่กับการจัดวางทิศทางสัมผัสของทิศทางการไหลของทิศทางของไหลทั้ง 2 ชนิดแรก ทิศทางทั้งสองไหลตัดซึ่งกันและกันในช่องว่างที่โดยปกติเป็นมุมฉาก เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ เรียกว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือตั้งฉากกัน (Cross-flow heat exchanger) ตัวอย่างของเครื่องแบบนี้ เช่น หม้อน้ำรถยนต์ หรือหน่วยหล่อเย็นในท่อระบบปรับอากาศ ชนิดที่สองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วยเครื่องที่ซึ่งทิศทางของไหล 2 ชนิดเคลื่อนที่ในทิศทางขนานกันในช่องว่าง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell-and-tube เป็นรูปแบบที่พบมากที่สุดและเครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อซ้อนกัน (เครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อสองชั้น) ก็เป็นตัวอย่างหนึ่งของเครื่องชนิดนี้

ปัจจุบันเป็นที่ทราบกันดีว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญกับกระบวนการผลิตในภาคอุตสาหกรรมมาก เช่น หม้อไอน้ำ เครื่องทำความเย็น และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ ในกระบวนการผลิต เป็นต้น และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ เหล่านี้เป็นอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานค่อนข้างมากอีกด้วย ดังนั้นการหาแนวทางในการปรับปรุงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะเป็นการช่วยเพิ่มประสิทธิผลในกระบวนการผลิตและยังเป็นการลดการใช้พลังงานในกระบวนการผลิตได้อีกด้วย โดยงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง มีดังนี้

Han et al. [1] ทำการศึกษาผลของรูปทรงครีป, มุมครีป และอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูง มีผลต่อตัวประกอบเสียดทาน และการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีครีปถูกติดบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 3,000-30,000$ พบว่า การจัดครีปแบบสมมาตรมีผลเหมือนกับการจัดครีปแนวเอียงกันและรูปร่างของครีปมีผลอย่างมากต่อตัวประกอบเสียดทาน และมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนไม่มากนัก จากผลการทดลองพบว่า การถ่ายเทความร้อนมากที่สุดเมื่อครีปมีมุม 45°

Metzger et al. [2] ทำการศึกษาผลของมุมครีปและตำแหน่งครีป มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่จุดใด ๆ ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส รูปแบบการไหลขึ้นอยู่กับตำแหน่งของครีป แบบที่ 1 ครีปถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม และแบบที่ 2 ครีปถูกติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม พบว่าครีปมุม 60° ให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนดีที่สุด

Han et al. [3] ทำการศึกษาอิทธิพลของรูปทรงครีปรูปตัววีมุม 45° และครีปรูปตัววีมุม 60° แบบแรก แนวครีปรูปตัววีมุม 45° และแนวครีปรูปตัววีมุม 60° มีทิศทางเดียวกับการไหล และแบบที่สอง แนวครีปรูปตัววีมุม 45° และแนวครีปรูปตัววีมุม 60° มีทิศทางตรงข้ามกับการไหล ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 15,000-90,000$ พบว่า แนวครีปรูปตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหล ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมากกว่าแนวครีปรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหล โดยครีปรูปตัววีมุม 60° ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมากกว่าครีปรูปตัววีมุม 45° ส่วนในด้านการเพิ่มสมรรถนะความร้อนครีปรูปตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลให้ค่ามากกว่าครีปรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหล โดยครีปรูปตัววีมุม 45° มีค่าการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมากกว่าครีปรูปตัววีมุม 60°

Liou et al. [4, 5] ทำการทดลองครีปสี่เหลี่ยมจัตุรัส ครีปสามเหลี่ยม และครีปครึ่งวงกลม พบว่า ครีปสี่เหลี่ยมจัตุรัสให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนดีที่สุดในครีปทั้งหมดที่ทดลอง ดังนั้นเพื่อการศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อด้วยครีปบาง มีความสมบูรณ์มากยิ่งขึ้นงานวิจัยนี้จึงจะนำเสนอทั้งการคำนวณเชิงตัวเลขและผลการทดลอง สำหรับการไหลแบบราบเรียบ 3 มิติ โดยพิจารณาลักษณะการไหลเป็นคาบ ในท่อที่ติดครีปบางลักษณะต่าง ๆ โดยศึกษาถึงผลของอัตราส่วนการปิดกั้นของครีปและมุมปะทะ ที่มีอิทธิพลต่อการเพิ่มสมรรถนะความร้อน

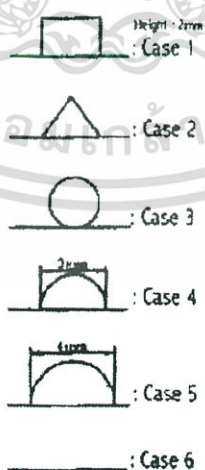
Mafizul and Huq [6] ทดลองเพื่อหาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อกลมซึ่งมีครีปด้านใน โดยได้หล่อท่อซึ่งมีครีปภายในเป็นรูปสี่เหลี่ยม ทำจากอลูมิเนียม จากการทดลองพบว่า ท่อซึ่งมีครีปภายในสามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ถึง 112% เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ

Yilmaz et al. [7] ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ในการไหลแบบหมุนวนเฉพาะช่วง โดยใช้ใบพัดนำทาง (guide vane) เพื่อทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวนขึ้น โดยพิจารณาตัวแปรที่มุมเอียงของใบพัด $15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ และ 75° พบว่าการไหลแบบหมุนวนจะมีค่ามากเมื่อมุมเอียงของใบพัดมีค่าเพิ่มขึ้น และพบว่าสามารถเพิ่มค่าตัวเลขนัสเซลส์ถึง 98% เมื่อเทียบกับท่อเรียบ

Gentry and Jacobi [8] การออกแบบปีกเพื่อให้เกิดการหมุนวนของของไหล ซึ่งเป็นการเพิ่มระดับการปั่นป่วน และการพาความร้อนดีขึ้นก่อให้เกิดการเพิ่มสมรรถนะความร้อนที่ดีขึ้น ได้นำเสนอการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยการเพิ่มการหมุนวนที่หัวมุมของแผ่นเรียบ โดยค่าเฉลี่ยของการถ่ายเทความร้อนดีขึ้น 50-60% โดยที่ผิวของแผ่นเรียบจะใช้ปีกแบบ เดลต้า ซึ่งถือว่าดีกว่าปีกแบบสามเหลี่ยมหน้าจั่วเพราะเพิ่มอัตราส่วนการไหลและมุมปะทะ

Zimparov [9] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อม สำหรับท่อผิวลูกฟูก (spirally corrugated tubes) โดยได้ใส่ไบบิตที่มีระยะพิตซ์ต่างๆ คือ $H/D_i = 15.3, 12.2, 7.7, 5.8$ และ 4.7 ในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ 3,000 – 60,000 จากการทดลองพบว่าในทุกกรณีจะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่ากรณีท่อผิวเรียบ ความดันตกคร่อมมากขึ้นเมื่อระยะพิตซ์ลดลง และจากการวิเคราะห์ประสิทธิภาพพบว่าสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนหรือลดพื้นที่การถ่ายเทความร้อน ถึง 30%

Ahn [10] ทำการศึกษามูลกระทบของครีบริบบแบบต่าง ๆ ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยม โดยทำการศึกษารูปทรงครีบริบ 5 ชนิด ได้แก่ ครีบริบรูปสี่เหลี่ยม ครีบริบสามเหลี่ยม ครีบริบวงกลม ครีบริบครึ่งวงกลมทรงต่ำ และครีบริบครึ่งวงกลมทรงสูง โดยทำการศึกษาที่ความสูงครีบริบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิค (e/D_h) เท่ากับ 0.0476 อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงครีบริบ (P/e) เท่ากับ 8 และอัตราส่วนความกว้างต่อความสูงเท่ากับ 2.33 และรูปแบบครีบริบดังแสดงในรูปที่ 2.2 จากการทดลองพบว่า แผ่นครีบริบสามเหลี่ยมมีค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด ตามด้วยครีบริบสี่เหลี่ยม ส่วนครีบริบวงกลมและครึ่งวงกลมมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน โดยที่ช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 10,000$ แผ่นครีบริบสามเหลี่ยมมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่นเรียบ 3 เท่า ในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 20,000$ จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ มีค่าเพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาประสิทธิภาพโดยรวมพบว่าแผ่นครีบริบสามเหลี่ยมมี

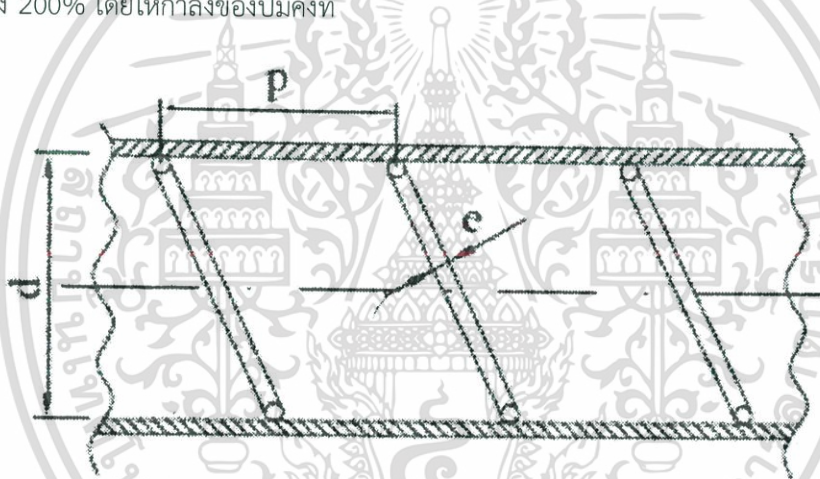


รูปที่ 2.1 รูปแบบครีบริบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Ahn [10]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Choi et al. [13] ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสและความร้อนที่ให้กับท่อสี่เหลี่ยมเป็นฟังก์ชันความร้อนคงที่ โดยติดครีบริบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลและครีบริบรูปตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลที่ผิว ทำมุม 45° จากผลการทดลองพบว่า ครีบริบรูปตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลให้ค่าการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบเสียดทานมากกว่าครีบริบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหล

Alberto Garci'a et al. [14] ศึกษาการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมโดยใช้ขดลวด โดยใช้ช่วงเลขเรย์โนลด์อยู่ระหว่าง 80 ถึง 90,000 อัตราส่วนระยะพิทช์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 1.17 ถึง 2.68 และอัตราส่วนความสูงต่อเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 0.10 ผลแสดงให้เห็นว่าในการไหลแบบปั่นป่วนขดลวดลดความดันในท่อลง 9 เท่า และการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น 4 เท่าเทียบกับท่อเปล่า และในการไหลแบบราบเรียบขดลวดสามารถ เพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้มากถึง 200% โดยให้กำลังของปั๊มคงที่



รูปที่ 2.2 ขดลวดของ Alberto Garci'a

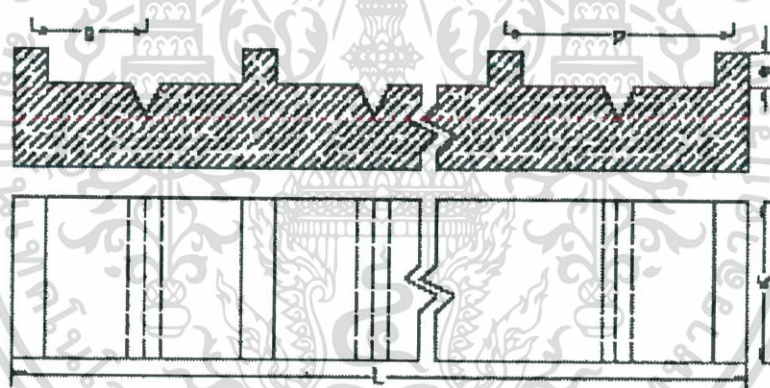
Gao and Sunden [12, 15] ได้ทำการวัดลักษณะการไหลในช่องขนานที่ติดครีบริบรูปตัววีมีทิศทางเดียวกับการไหลและครีบริบรูปตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหล โดยใช้เครื่องมือ laser doppler velocimetry และ smoke visualization เพื่อหาค่าการถ่ายเทความร้อน และความดันตกคร่อม จากผลการทดลองพบว่า ครีบริบรูปตัววีมีทิศทางตรงข้ามกับการไหลให้ค่าการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบเสียดทาน และการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมากกว่าครีบริบรูปตัววี เมื่อติดตั้งทิศทางเดียวกับการไหล

Jaurker et al. [16] ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานของแผ่นโซลาร์ฮีตเตอร์สี่เหลี่ยมชนิดผิวครีบริบ-ร่อง โดยมีขอบเขตการศึกษาในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ $Re = 3,000-21,000$ ความสูงครีบริบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (e/D_h) เท่ากับ 0.0181-

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

0.0363 อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบ (P/e) เท่ากับ 4.5-10.0 และระยะร่องต่อระยะพิตช์ (g/P) เท่ากับ 0.3-0.7 โดยครีบต่าง ๆ แสดงในรูปที่ 2.5

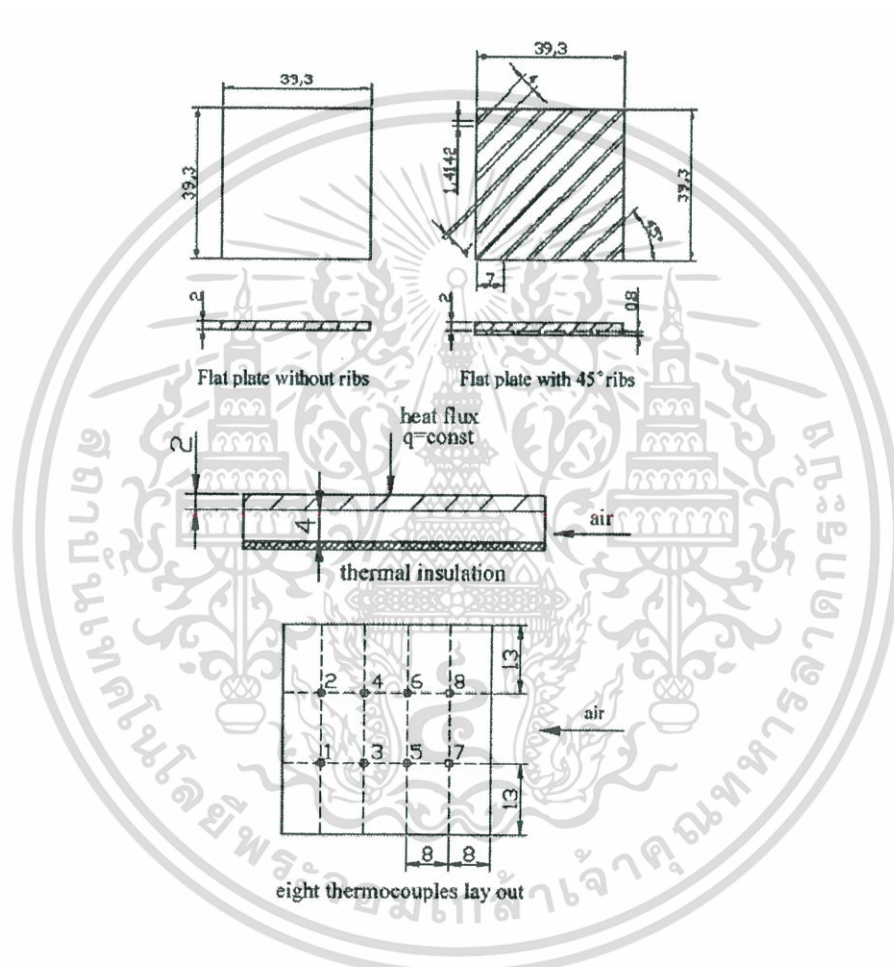
จากการทดลองพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีบ-ร่อง จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ เพิ่มขึ้น การเพิ่มขึ้นมีลักษณะเป็นเส้นตรง ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีบ-ร่อง จะมีค่ามากกว่าแผ่นครีบอย่างเดียว และมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบ (P/e) มีค่าลดลง และมีค่าสูงสุดที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบ เท่ากับ 6 เมื่อระยะร่องต่อระยะพิตช์ (g/P) มีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าเลขนัสเซลที่มีค่าสูงสุดเมื่อระยะร่องต่อระยะพิตช์เท่ากับ 0.4 และมีแนวโน้มลดลงเรื่อย ๆ เมื่อระยะร่องต่อระยะพิตช์มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (e/D_h) มีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ส่วนค่าตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบมีค่าเพิ่มขึ้นจนกระทั่งอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบเท่ากับ 6 และจะมีแนวโน้มลดลงเมื่อค่าอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อความสูงครีบมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อระยะร่องต่อระยะพิตช์มีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าสูงสุดเมื่อระยะร่องต่อระยะพิตช์เท่ากับ 0.4 และมีแนวโน้มลดลงเรื่อย ๆ เมื่อระยะร่องต่อระยะพิตช์มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกมีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน



รูปที่ 2.3 รูปแบบครีบที่มีร่อง (Rib-grooved) ของ Jaurker et al. [16]

Benlu and Jiang [17] ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานของแผ่นโซลาร์ฮีตเตอร์สี่เหลี่ยม ครีบเอียงทำมุม 0° , 20° , 30° , 45° , 60° และ 90° กับทิศทางการไหล โดยมีขอบเขตการศึกษาช่วงอัตราการไหลของอากาศมีค่า 0.0010-0.0018 kg/s ครีบมีความสูง 0.8 มิลลิเมตร มีความกว้าง 1 มิลลิเมตร และมีระยะพิตช์ 4 มิลลิเมตร แสดงในรูปที่ 2.6

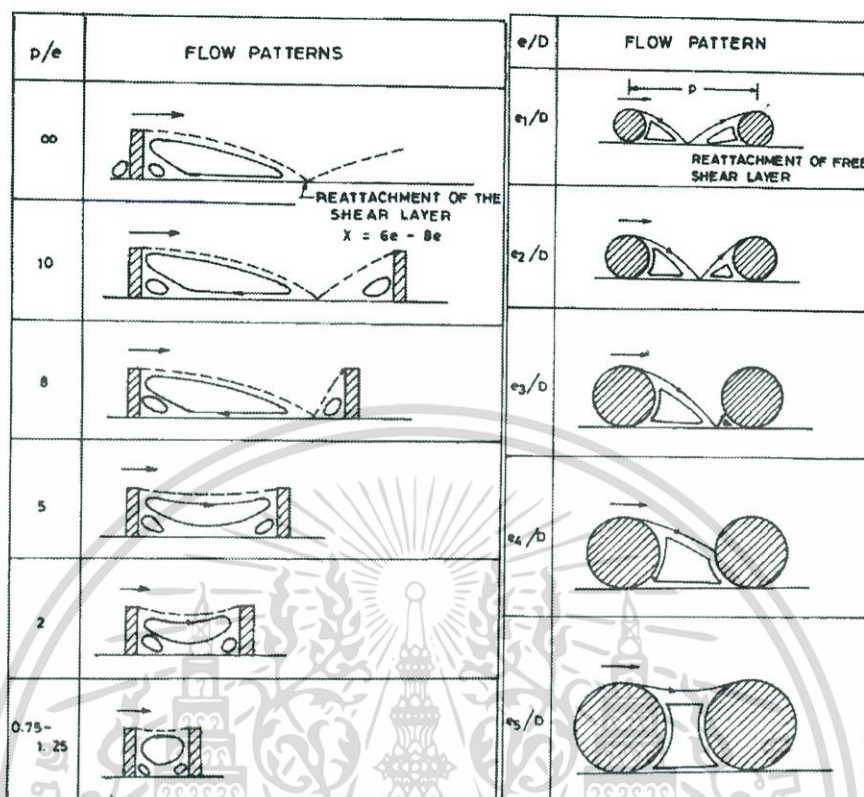
จากการทดลองพบว่า ครีบบวม 60° ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมมากที่สุด ครีบบวม 0° ให้ค่าความดันตกคร่อมน้อยที่สุด และครีบบวม 20° ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนดีที่สุด เมื่อครีบบวม 20° มีระยะพิตช์น้อยลงจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้น และที่ค่าระยะพิตช์เท่ากับ 1 และ 2 มิลลิเมตรพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากที่สุดและมีค่าความดันตกคร่อมใกล้เคียงกัน ในขณะที่ระยะพิตช์ 6 มิลลิเมตรให้ความดันตกคร่อมน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับครีบบวมเดียวกัน



รูปที่ 2.4 รูปแบบครีบบวมของ Benlu and Jiang [17]

Varun et al. [19] ได้สรุปและเรียบเรียงเทคนิคการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของของไหลภายในท่อด้วยการจำลองความขรุขระบนผิวท่อ ประกอบด้วยรูปทรงต่าง ๆ ของส่วนที่ขรุขระ แสดงในรูปที่ 2.9 พร้อมทั้งเสนอการวิจัยเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อน และความเสียดทานภายในท่ออากาศร้อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



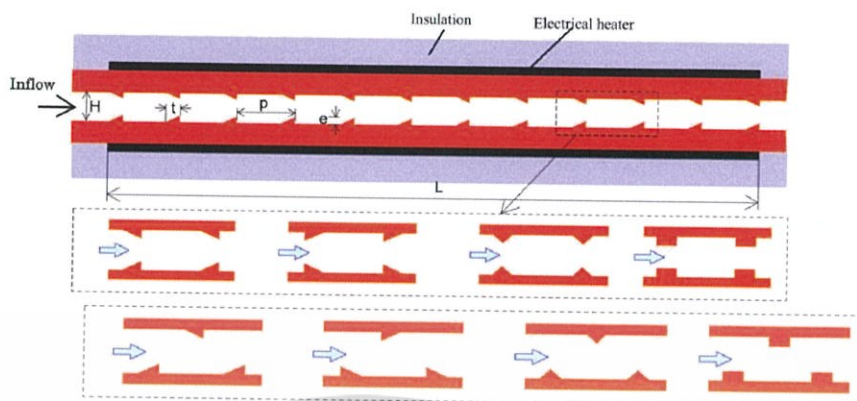
(ก)

(ข)

รูปที่ 2.5 (ก) ลักษณะการไหลแบบต่าง ๆ บนพื้นผิวที่มีความสัมพันธ์เป็นฟังก์ชันกับระยะห่างระหว่างยอดผิวขรุขระ และ (ข) ลักษณะการไหลแบบต่าง ๆ บนพื้นผิวที่มีความสัมพันธ์เป็นฟังก์ชันกับความสูงของผิวขรุขระของ Varun et al. [20]

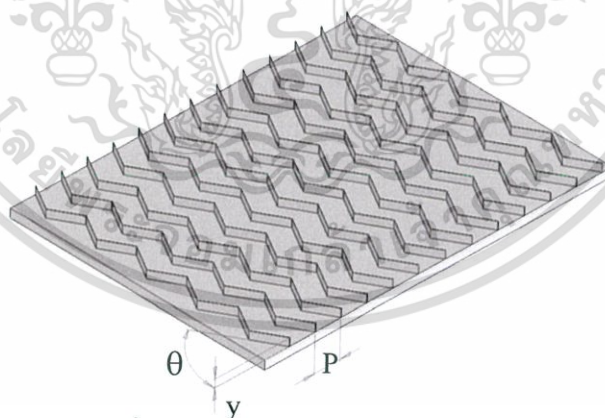
Promvong and Thianpong [18] นอกเหนือจากบทความนี้ ในการศึกษาส่วนใหญ่จะให้ความสนใจของขนานแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส หรืออัตราส่วนของรูปทรงของช่องขนานต่ำ ๆ โดยรูปร่างของครีบเป็นแบบ ครีวงกลม วงกลม สี่เหลี่ยมจัตุรัส หรือแชมเฟอร์ และมุมของครีบเป็น 30° , 45° และ 60° สำหรับอัตราส่วน e/H ระหว่าง 0.05 และ 0.15 และอัตราส่วน P/e อยู่ในช่วงระหว่าง 5 ถึง 20 การหาความเหมาะสมรูปร่างของครีบของความแตกต่างหน้าตัดสามเหลี่ยมพบไม่บ่อยในรายงาน ด้วยเหตุนี้จุดมุ่งหมายสำคัญของการนำเสนอผลงานเพื่อเพิ่มเติมของข้อมูลการทดลองครีบบรูปสามเหลี่ยมต่าง ๆ (สามเหลี่ยมหน้าจั่วและสามเหลี่ยมมุมฉาก) โดยในทำนองเดียวกัน อัตราส่วน e/H เพิ่มขึ้นเป็น 0.3 ผลลัพธ์เหล่านี้ช่วยการออกแบบที่ดีขึ้นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในการทดสอบจะใช้อากาศในการทดสอบ โดยการไหลเป็นแบบปั่นป่วนที่ช่วงเลขเรย์โนลด์อยู่ในตั้งแต่ 5,000 ถึง 16,000 ส่วนทดสอบ แสดงในรูปที่ 2.10

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.6 ส่วนทดสอบ การจัดวางครีบบางแบบตรงกันและเอียงกันของ Promvong and Thianpong [18]

สกุลหลง [19] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยช่องขนานที่มีครีบบางเหลี่ยมและครีบบางที่สภาวะการถ่ายเทความร้อนที่ผิวแบบคงที่ ทำการทดลองในช่วงเลขเรย์โนลด์ $Re = 5,000-25,000$ และทำการเปรียบเทียบผลของช่องขนานที่มีผนังเรียบ ช่องขนานที่มีครีบบางเหลี่ยมแบบต่าง ๆ ช่องขนานที่มีครีบบาง ทำมุม 60° , 45° , 30° และครีบบางตรง (90°) อัตราส่วนระยะพิทซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3 อัตราส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน $y/H = 0.1, 0.2$ และ 0.3 แผ่นทดสอบ แสดงในรูปที่ 2.11



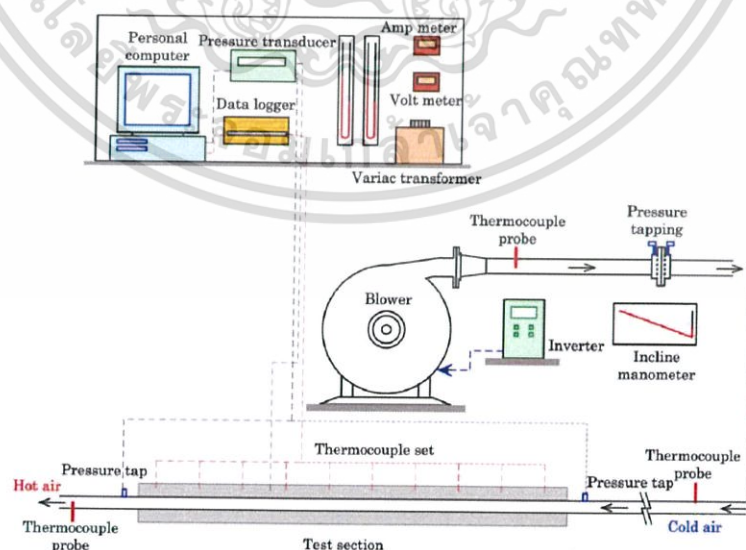
รูปที่ 2.7 แผ่นทดสอบของ สกุลหลง [19]

จากการทดลองพบว่าชุดทดลองที่มีครีบบางทำมุม 60° ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากขึ้น เมื่อเปรียบเทียบกับช่องขนานที่มีมุม 45° , 30° และครีบบางตรง (90°) โดยที่ค่า $PR = 1$ และ $y/H = 0.3$ ให้ผลการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด โดยที่ครีบบาง 60° มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 5.45 เท่า ตามด้วยครีบบาง 45° มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 5.09 เท่า ครีบบาง 30° มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 4.66 เท่า และครีบบางตรง (90°) มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 2.04 เท่า แต่ค่าตัวประกอบเสียดทาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก็มีมากด้วยเช่นกันโดยที่ครีบบวม 60° มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 24.53 เท่า ครีบบวม 45° มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 21.35 เท่า ครีบบวม 30° มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 13.21 เท่า และครีบบวมตรง (90°) มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 10.94 เท่า ซึ่งส่งผลให้การเพิ่มสมรรถนะความร้อนมีค่าดังนี้ โดยครีบบวม 30° มีค่าตัวประกอบเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.97 ครีบบวม 60° มีค่าตัวประกอบเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.90 บวม 45° มีค่าตัวประกอบเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.87 และครีบบวมตรง (90°) มีค่าตัวประกอบเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.02 อย่างไรก็ตามการเพิ่มสมรรถนะความร้อนที่สูงสุด คือ บวม 30° ที่อัตราส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1$ และอัตราส่วนความสูงครีบบวมต่อความสูงช่องขนาน $y/H = 0.2$ โดยมีค่าตัวประกอบเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 2.05

Promvong and Eiamsa-ard [20] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่มีการใส่ตัวสร้างความปั่นป่วนแบบวงแหวนกรวย(conical-ring) และใบบิด(twisted tape) ในการทดลองได้แบ่งเป็น 2 แบบคือ ใช้ตัวสร้างความปั่นป่วนแบบวงแหวนกรวยใส่ในท่อทดสอบและใช้ตัวกำเนิดการหมุนแบบใบบิดใส่ ณ ตำแหน่งเดียวกันกับวงแหวนกรวยที่แกนอ้างอิงจากท่อทดสอบ ดังแสดงในรูปที่ 2.8 และ 2.9 ซึ่งใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบในการศึกษานี้ ซึ่งการทดสอบจะอยู่ในช่วงเลขเรย์โนลด์, $Re = 6,000 - 26,000$ โดยใช้วงแหวนกรวยที่มีอัตราส่วนระยะพิทช์ (PR) แตกต่างกัน 3 ช่วงคือ 2.0, 4.0 และ 7.0 ใบบิดสองชั้นที่อัตราส่วนใบบิด(twisted ratio), $y/w = 3.75$ และ 7.5 ในการทดลอง ผลลัพธ์จากการทดลองที่ใส่ วงแหวนกรวยและใบบิด ที่ค่าตัวเลขนัสเซลส์จะสูงกว่าประมาณ 4 ถึง 10 เปอร์เซ็นต์ และประสิทธิภาพการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนประมาณ 4 ถึง 8 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเปรียบเทียบกับท่อว่างวงแหวนกรวยเพียงอย่างเดียว โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนจะสูงสุดเท่ากับ 367% กรณีที่ใช้วงแหวนกรวยร่วมกับใบบิดที่ค่า $y/w = 3.75$

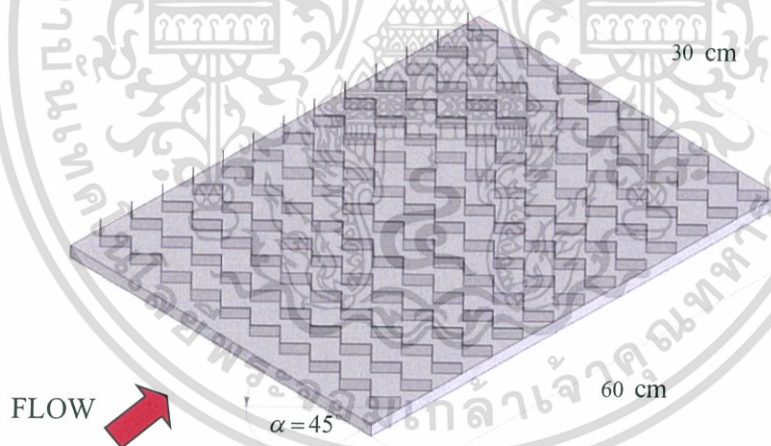


รูปที่ 2.8 ชุดทดลองของ Promvong and Eiamsa-ard [20]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Sripattanapipat and Promvong [21] แสดงการวิเคราะห์เชิงตัวเลขการถ่ายเทความร้อนราบเรียบ 2 มิติ ในช่องขนานที่ติดแผ่นกันรูปเพชรที่ผนังบนและล่างแนวเอียง โดยคิดลักษณะการไหลเป็นคาบ โดยใช้เงื่อนไขอุณหภูมิที่ผนังคงที่ เลขเรย์โนลด์ในช่วง 100-600 พบว่าเมื่อลดมุมที่ยอดรูปเพชรจะทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น และยังพบว่าทุกค่าเลขเรย์โนลด์ที่ใช้มุมยอดเพชรที่ 5° และ 10° ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงกว่ามุมยอดเพชรที่ 0° (แผ่นกันแบน)

อำไพจิตร [22] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในท่อแผ่นขนานที่มีครีบริบหัวกรุปตัววีทำมุมปะทะกับของไหล 45° อัตราส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $y/H = 0.05, 0.1, 0.15, 0.2$ และ 0.25 อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2$ และ 3 โดยติดตั้งครีบริบที่ผิวบนเพียงด้านเดียว และติดตั้งครีบริบที่ผิวบนและผิวล่าง จัดวางครีบริบแบบเอียงกันและตรงกัน โดยทำการทดลองที่สภาวะผิวเป็นแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ ที่ท่อแผ่นขนานด้านบน และใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ตั้งแต่ 5,000 ถึง 23,000 แผ่นทดสอบ แสดงในรูปที่ 2.13



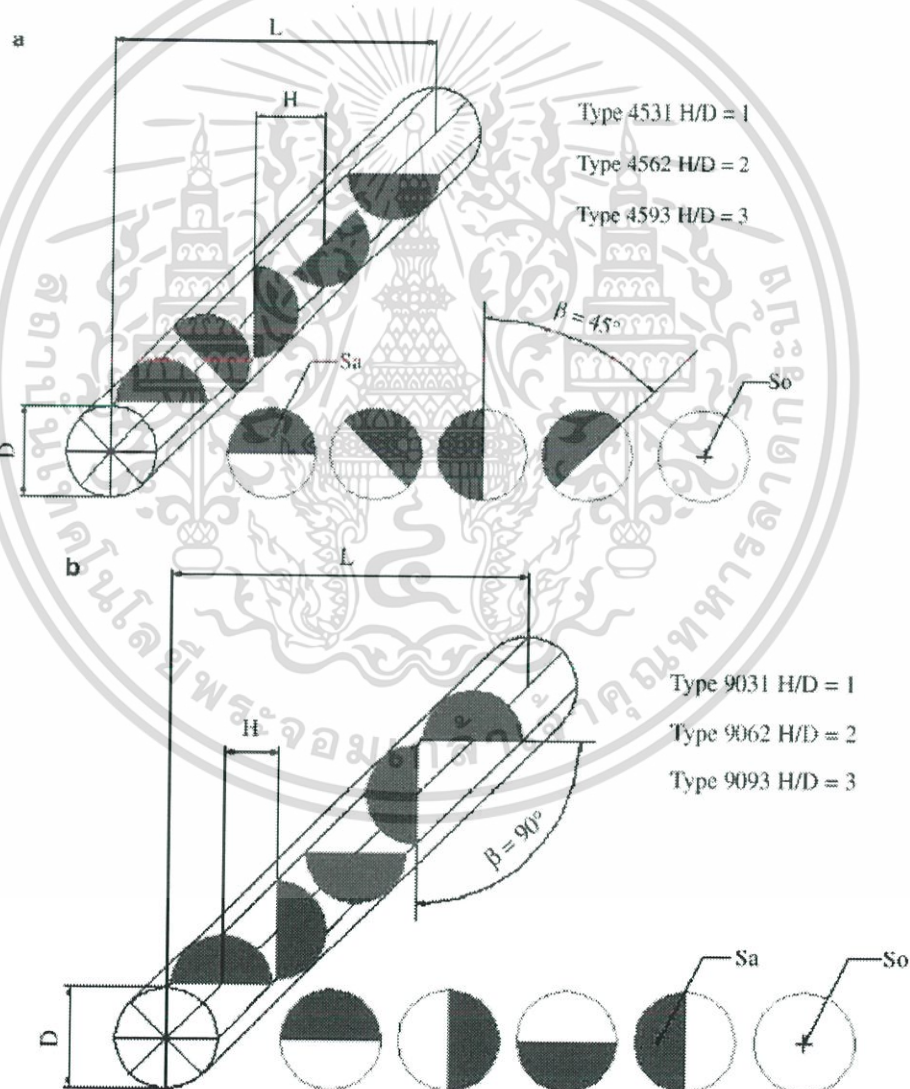
รูปที่ 2.9 ครีบริบหัวกรุปตัววีมุม 45° ของ อำไพจิตร [22]

ผลการทดลองพบว่า การติดตั้งหัวกรุปตัววีที่ผิวบนและผิวล่างจัดวางครีบริบแบบตรงกัน ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับชุดท่อแผ่นขนานที่มีการติดตั้งครีบริบที่ผิวบนและผิวล่างจัดวางครีบริบแบบเอียงกัน และติดตั้งครีบริบที่ผิวบนเพียงอย่างเดียว โดยที่ค่า $y/H = 0.25$ และ $PR = 1$ มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 10.63 เท่า และค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 68.67 เท่า ตามด้วย การติดตั้งครีบริบที่ผิวบนและผิวล่างจัดวางครีบริบแบบเอียงกัน มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 9.76 เท่า และค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 60.97 เท่า และการ

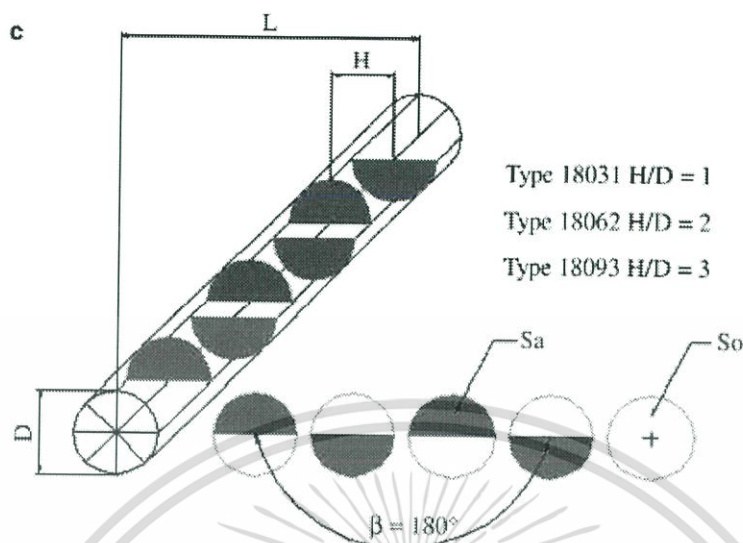
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ติดตั้งครีบบทึบเพียงอย่างเดียว มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 7.59 เท่า และค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 46.47 เท่า ซึ่งส่งผลให้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบตามลำดับดังนี้ 2.61, 2.49 และ 2.12 เท่า อย่างไรก็ตามการเพิ่มสมรรถนะความร้อนที่สูงสุด คือ ชุดท่อแผ่นขนานที่ติดตั้งครีบบทึบรูปตัววีโดยติดที่ผิวบนและผิวล่างแบบวางครีบบทึบตรงกัน ที่ $y/H = 0.10$, $PR = 1$ มีการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อแผ่นขนานผนังเรียบ 2.91 เท่าที่กำลังขับเคลื่อนของไหลเท่ากัน

Tandiroglu and Ayhan [23] วิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในท่อกลมในกรณีที่มีการใส่แผ่นกั้น (baffle) โดยใช้หลักการวิเคราะห์การสลายพลังงาน (energy dissipation analysis) ทำการทดลองโดยใช้อากาศ ในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ 3000 – 20000 มีอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อขนาดท่อ, $H/D = 1, 2$ และ 3 จัดวางแผ่นกั้นทำมุมต่างๆ กันคือ $\alpha = 45^\circ, 90^\circ$ และ 180° ดังรูปที่ 2.10



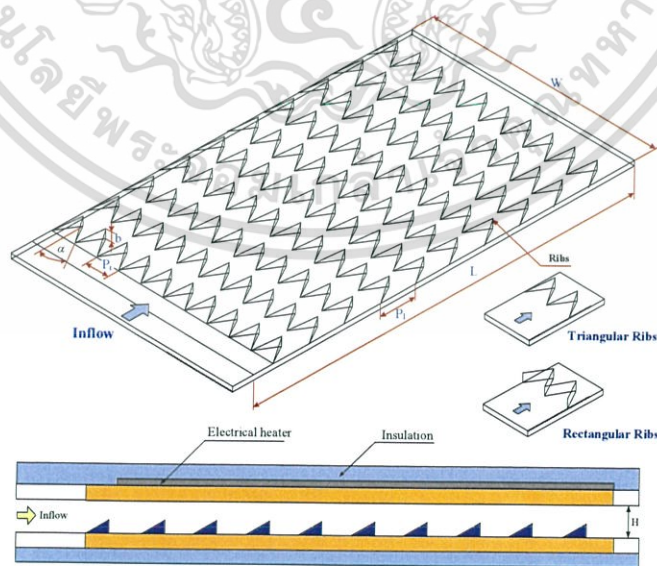
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.10 แผ่นกั้นเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของ Tandiroglu and Ayhan [23]

ทำนา [24] นำเสนอการวิเคราะห์เชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลแบบราบเรียบในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีอุณหภูมิผนังคงที่ โดยมีการติดตั้งแผ่นกั้นวางขวาง แผ่นกั้นวางเอียง และแผ่นกั้นวางเอียงรูปตัววีที่ผนังทั้งสองด้านของท่อ ซึ่งมีการวางแผ่นกั้นแบบตรงกัน โดยแผ่นกั้นวางเอียงที่ติดตั้งนั้นมีลักษณะการจัดวางเอียงทำมุมปะทะที่ $\alpha = 20^\circ, 30^\circ$ และ 45° ตามลำดับ และมีค่าอัตราส่วนการปิดกั้นการไหล (Blockage ratio, BR) เท่ากับ 0.10, 0.15, 0.20, 0.25 และ 0.30 ตามลำดับ ส่วนแผ่นกั้นวางเอียงรูปตัววีมีลักษณะการจัดวางเอียงทำมุมปะทะที่ $\alpha = 30^\circ$ และมีค่าอัตราส่วนการปิดกั้นเดียวกันกับแผ่นกั้นวางเอียง การไหลผ่านแผ่นกั้นรูปตัววีพิจารณา 2 กรณี คือ กรณีปลายวีชี้ตามทิศทางการไหล และกรณีปลายวีชี้ทวนทิศทางการไหล ในการคำนวณใช้วิธีปริมาตรสี่เหลี่ยมและเลือกลำดับวิธีหาผลเฉลยแบบ SIMPLE ซึ่งการจำลองนี้ได้นำเสนอคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลของของไหลสำหรับเลขเรย์โนลด์บนพื้นฐานเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ช่วงจาก $Re = 100$ ถึง 1,000 และได้ศึกษาผลของแผ่นกั้นต่อการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ผลลัพธ์ที่ได้จากท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดแผ่นกั้นถูกนำไปเปรียบเทียบกับท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ พบว่า ท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดแผ่นกั้นจะเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ การเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนการปิดกั้นทำให้ค่าเลขนัสเซลท์และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น จากลักษณะการจัดวางแผ่นกั้นพบว่า แผ่นกั้นวางเอียงรูปตัววีเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าแผ่นกั้นวางเอียงและแผ่นกั้นวางขวาง โดยแผ่นกั้นวางเอียงรูปตัววีที่ $\alpha = 30^\circ$ แบบปลายวีชี้ทวนทิศทางการไหลให้การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแบบปลายวีชี้ตามทิศทางการไหล และผลลัพธ์จากการคำนวณยังพบว่า แผ่นกั้นรูปตัววีแบบปลายวีชี้ทวนทิศทางการไหลที่ $BR = 0.125$ มีค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงที่สุดเท่ากับ 3.33

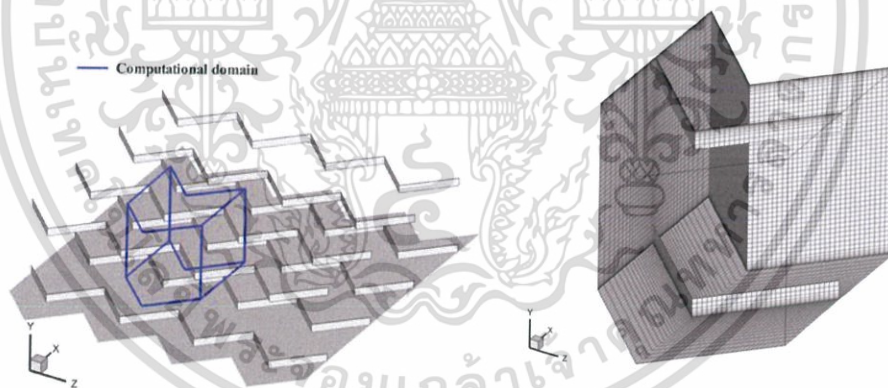
กนกนัยการ [25] ได้ศึกษาคุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในช่องแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูบสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้า แสดงในรูปที่ 2.15 ที่สภาวะพลักซ์ความร้อนแบบคงที่ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ $Re = 5,000-25,000$ และทำการเปรียบเทียบผลของช่องขนานที่มีผนังเรียบกับช่องขนานที่มีครีบบางตัววีรูบสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้าทำมุม 30° ซึ่งตามทิศทางการไหล ที่อัตราส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ และ 4 อัตราส่วนความสูงครีบบางตัววีรูบต่อความสูงช่องขนาน $y/H = 0.2, 0.3$ และ 0.4 จากผลการทดลองพบว่า กรณีครีบบางตัววีรูบสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่ค่า $y/H = 0.4, PR = 1$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานสูงที่สุด ให้ค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 6.15 เท่า ตามด้วยครีบบางตัววีรูบสามเหลี่ยม ที่ค่า $y/H = 0.4, PR = 1$ มีค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 5.13 เท่า และลดลงตามลำดับ ในทำนองเดียวกันค่าตัวประกอบเสียดทานที่เกิดขึ้นกับครีบบางตัววีรูบสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่ค่า $y/H = 0.4, PR = 1$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 67.68 เท่าและลดลงตามลำดับ ในขณะที่ครีบบางตัววีรูบสามเหลี่ยม ที่ค่า $y/H = 0.4, PR = 1$ มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 21.89 เท่าและลดลงตามลำดับ เมื่อพิจารณาถึงค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนพบว่า ครีบบางตัววีรูบสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่ค่า $y/H = 0.2, PR = 1$ ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.61 เท่า ซึ่งเป็นค่าสูงสุดของชุดครีบบางตัววีรูบแบบเดียวกัน รองลงมาคือ ครีบบางตัววีรูบสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่ค่า $y/H = 0.3, PR = 1$ ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.55 เท่า ในขณะที่ครีบบางตัววีรูบสามเหลี่ยม ที่ค่า $y/H = 0.4, PR = 1$ ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.839 เท่าซึ่งเป็นค่าสูงสุด รองลงมาคือ ครีบบางตัววีรูบสามเหลี่ยม ที่ค่า $y/H = 0.3, PR = 1$ ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยมากกว่าท่อผนังเรียบ 1.772 เท่า เมื่อพิจารณาตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนเฉลี่ยพบว่า ครีบบางตัววีรูบสามเหลี่ยมเหมาะสมที่จะนำไปพิจารณาประยุกต์ใช้กับงานมากที่สุด



รูปที่ 2.11 ครีบบางตัววีรูบของ กนกนัยการ [25]

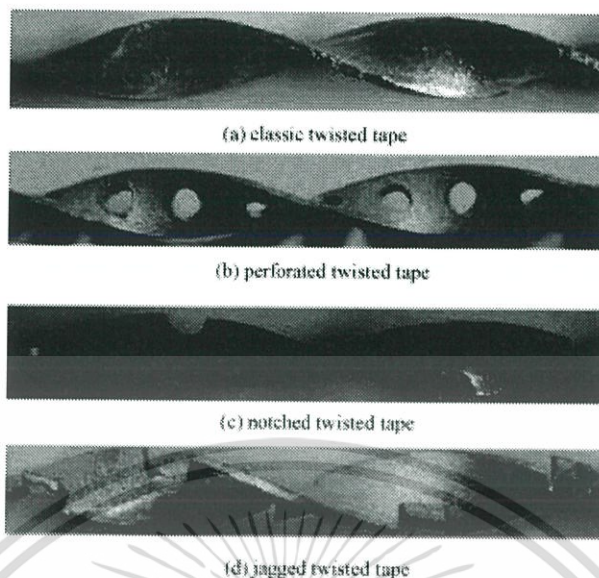
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Sripattanapipat [26] นำเสนอการศึกษาเชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลแบบราบเรียบในช่องการไหลที่มีอนุกรมมีผิวคกงที่ โดยมีการติดตั้งแผ่นกั้นรูปคลื่นแบบสามเหลี่ยมที่ผนังผิวบนและผิวล่างตรงกัน ซึ่งมีมุมปะทะ (α) เท่ากับ 30° , 45° , 60° และ 90° ตามลำดับ และมีอัตราส่วนการปิดกั้นการไหล (Blockage ratio, BR) ตั้งแต่ 0.05 ถึง 0.30 สำหรับอัตราส่วนระยะห่างระหว่างแผ่นกั้น (Pitch ratio, PR) จะให้เป็น 1.0 สำหรับกรณี มุมปะทะ 45° , 60° และ 90° ส่วนมุมปะทะ 30° จะมีการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นตั้งแต่ 0.5 ถึง 2.0 ในการศึกษาใช้อัตราการไหลที่ใช้จะเปลี่ยนแปลงไปตามค่าเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number, Re) ซึ่งมีค่าตั้งแต่ 100 จนถึง 1,000 ในการจำลองจะใช้โปรแกรม FLUENT ในการคำนวณผลที่ได้จะนำเสนออยู่ในรูปร่างของสนามการไหลและการถ่ายเทความร้อน จากผลลัพธ์ที่ได้จากช่องการไหลที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นถูกนำไปเปรียบเทียบกับช่องการไหลผิวเรียบพบว่า ช่องการไหลที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นจะเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าช่องการไหลผิวเรียบ การเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนการปิดกั้นการไหล ทำให้ค่าเลขนัสเซลท์และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น นอกจากนี้จากการวิเคราะห์สนามการไหลพบว่า เมื่อมุมปะทะของแผ่นกั้นมีขนาดเล็กลง จะทำให้เกิดการหมุนวนตามทิศทางของการไหลซึ่งจะช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ในขณะที่เดียวกัน การสูญเสียความดันก็จะลดลงอีกด้วย ทำให้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน (TEF) ของแผ่นกั้นรูปคลื่นสูงกว่าแผ่นกั้นขวางที่ใช้กันอยู่ทั่วไป โดยมีค่า TEF สูงสุดเท่ากับ 2.33 ที่ BR = 0.075, PR = 1.00 ที่ Re = 1,000 ของแผ่นกั้นรูปคลื่นมุมปะทะ 30°



รูปที่ 2.12 โครงสร้างช่องขนานและโดเมนการคำนวณเชิงตัวเลขของ Sripattanapipat [26]

Rahimia et al. [27] ทำการศึกษาโดยการทดลองและการจำลองการถ่ายเทความร้อนและการไหลผ่านท่อซึ่งมีการใส่ใบพัดที่มีการปรับปรุงในรูปแบบต่างๆ กัน 4 รูปแบบ คือ แบบใบพัดธรรมดา แบบใบพัดที่มีการเจาะรูกลางแผ่น ใบพัดที่มีการเจาะที่ขอบใบพัด และใบพัดที่มีการฉีกที่ขอบแผ่น ดังแสดงในรูปที่ 2.16 พบว่า ใบพัดที่มีการฉีกที่ขอบแผ่นให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ 0.96 โดยทดลองที่ช่วง $Re = 2,950 - 11,800$



รูปที่ 2.13 ใบบิดแบบต่างๆ ในการทดลองของ Rahimia et al. [27]

2.3 แนวทางการศึกษาวิจัย

จากงานวิจัยข้างต้น ส่วนใหญ่มุ่งสนใจที่จะศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันภายในช่องขนานแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัสหรือที่อัตราส่วนรูปทรงค่าน้อย ๆ, ระยะพิตต์และความสูงครีป, โครงสร้างครีปแบบต่าง ๆ ในการศึกษาครั้งนี้จึงนำแนวคิดในการประยุกต์ครีปและตัวสร้างการหมุนควงตามแนวยาวมาติดตั้งในท่อ โดยพิจารณาชนิด, รูปทรง, ขนาด, มุมและระยะพิตต์ของแผ่นครีป ซึ่งส่งผลต่อลักษณะการไหลของของไหล การสูญเสียความดันและแรงเสียดทานเพื่อควบคุมกลไกการไหลในท่อ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์เพื่อทำการศึกษารายละเอียดเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในช่องขนานที่มีครีปด้วยตัวสร้างการหมุนควงตามแนวยาว เนื่องจากท่อเป็นโครงสร้างสำคัญภายในของระบบหรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไปและหาพารามิเตอร์ที่มีอิทธิพลต่อการเพิ่มสมรรถนะความร้อน เพื่อเป็นองค์ความรู้ใหม่และแนวทางในการตัดสินใจเลือกใช้และออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมให้มีประสิทธิภาพการทำงานสูงสุด และเพื่อการขยายข้อมูลการศึกษาครีปและปีกรูปแบบต่าง ๆ ตลอดจนจลนศาสตร์การติดตั้ง การจัดวาง และทิศทาง เป็นทางเลือกให้กับผู้ใช้งานตัดสินใจเลือกใช้ตามความเหมาะสมของระบบของผู้ใช้งานต่อไป ทำให้เกิดองค์ความรู้ใหม่ที่เป็นประโยชน์และแนวทางการพัฒนาเทคโนโลยีของผู้ที่สนใจ นักออกแบบนักศึกษาและนักวิจัย อาทิเช่น ตัวแปรหรือพารามิเตอร์ที่มีอิทธิพลต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีครีปหรือปีก เพื่อการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผนังท่อภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และยังเป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีประสิทธิภาพดียิ่งขึ้น นำไปสู่การใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้นและลดการสูญเสียพลังงาน ทำให้การลดการใช้เชื้อเพลิง ซึ่งสามารถลดการเกิดปริมาณก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ และมลพิษต่อสิ่งแวดล้อม นอกจากนี้ยังสามารถลดขนาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน มีขนาดกะทัดรัดเหมาะสมนำไปสู่การลดการใช้วัสดุและพื้นที่ทำงาน การพัฒนาการเพิ่มสมรรถนะถ่ายเทหรือแลกเปลี่ยนความ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ร้อนให้ดียิ่งขึ้น ทำให้มีประโยชน์ต่อระบบและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหลาย โดยเฉพาะระบบทำความเย็น ที่จะมีขนาดที่เล็กลง นำไปสู่การใช้ปริมาณสารทำความเย็นที่น้อยลง ทำให้ลดปรากฏการณ์เรือนกระจก ดังนั้นจะเห็นได้ว่า งานวิจัยนี้จึงมีผลทำให้มีการใช้พลังงานและทรัพยากรอย่างคุ้มค่าและมีประสิทธิภาพ สามารถลดต้นทุนการผลิตในอุตสาหกรรม ซึ่งเป็นประโยชน์โดยตรงต่อการพัฒนาในเชิงเศรษฐกิจ องค์ความรู้ที่ได้ก็เป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาเทคโนโลยีที่ยั่งยืนเพื่อความ เป็นอยู่ที่ดีของสังคม ลดภาวะโลกร้อน ลดมลพิษและลดผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3 ทฤษฎี

3.1 บทนำ

บทนี้กล่าวถึงการไหลภายในท่อกลม ตามทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยนี้ โดยพิจารณาการถ่ายเทความร้อน เป็นการพาความร้อนแบบบังคับสำหรับการไหลภายในท่อ (Forced convection for flow inside ducts) อธิบายถึงกลศาสตร์การไหล สมดุลพลังงาน การถ่ายเทความร้อน สหสัมพันธ์การพาความร้อนในรูปแบบต่าง ๆ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เพื่อวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน การสูญเสียความดัน และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน (Thermal performance enhancement factor, TEF) ซึ่งเป็นข้อมูลที่คำนวณที่กำลังซับซ้อน

3.2 กลศาสตร์ของไหล

การไหลภายในท่อมืดมีขอบเขตจำกัด โดยที่ความหนาของชั้นขอบเขตการไหลไม่สามารถเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ ได้ เพราะว่าเมื่อไหลไปได้ระยะหนึ่งชั้นขอบเขตการไหลก็ก่อตัวเต็มพื้นที่หน้าตัดของท่อจึงไม่สามารถขยายออกไปได้อีก รูปร่างของความเร็วจะมีลักษณะชัดเจนแน่นอนไม่เปลี่ยนแปลงต่อไปอีก ซึ่งการไหลลักษณะเช่นนี้ เรียกว่า การไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed flow) ส่วนการไหลก่อนหน้านั้น เรียกว่า การไหลที่กำลังปรับตัว (developing flow) และเรียกช่วงระยะของการไหลแบบนี้ว่า hydrodynamic entrance region

ตัวพารามิเตอร์ความดันตกคร่อมเกี่ยวข้องกับกำลังงานของพัดลมโดยตรง ยิ่งความดันตกคร่อมมากจำเป็นต้องใช้กำลังขับเคลื่อนของไหลมาก

การจ่ายกำลังให้พัดลม, \dot{W}_m

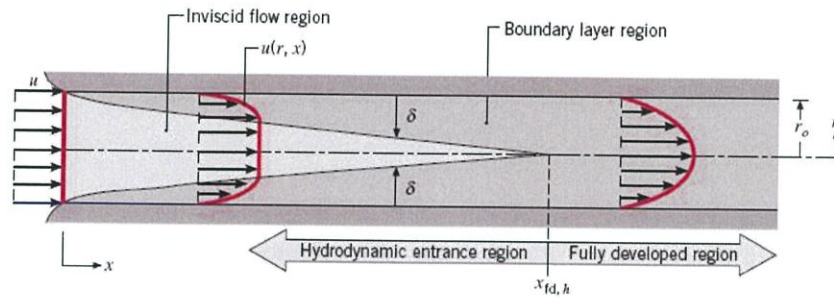
$$\dot{W}_m = Q\Delta p \quad (3.1)$$

ความดันตกคร่อมของของไหล, Δp

$$\Delta p = f \frac{\rho L \bar{V}^2}{2D} \quad (3.2)$$

3.2.1 สถานะการไหล

พิจารณาการไหลแบบราบเรียบในท่อกลมที่มีรัศมี r_0 ตามรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 การก่อตัวของชั้นขอบเขตการไหลของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม

สำหรับการไหลภายในท่อนั้นต้องคำนึงถึงการขยายตัวของช่วงบริเวณทางเข้า (entry region) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับว่าการไหลนั้นเป็นอย่างไร แบบราบเรียบหรือแบบปั่นป่วน เลขเรย์โนลด์สำหรับการไหลภายในท่อกลมกำหนดเป็น

$$Re_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} \quad (3.3)$$

เมื่อ u_m คือ ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ
 D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

เลขเรย์โนลด์วิกฤติ สำหรับการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากราบเรียบเป็นปั่นป่วน เริ่มต้นจาก $Re_{D,c} \approx 2,300$ และการไหลเป็นแบบปั่นป่วนเต็มที่ ที่ $Re_D \geq 4,000$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ($Re_D < 2300$) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 Re_D \quad (3.4)$$

ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วน ($Re_D \geq 4000$) ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหาระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเลขเรย์โนลด์ และมีค่าประมาณดังนี้

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{turb} \leq 60 \quad (3.5)$$

สำหรับค่าที่ใช้ในที่นี้ เราจะสมมุติว่า $x_{fd} > 30D$ สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน

3.2.2 ความเร็วเฉลี่ย

ความเร็วภายในท่อจะแปรเปลี่ยนทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังนั้นจึงใช้ความเร็วเฉลี่ย u_m (mean velocity) แทน โดยนิยามว่า ความเร็วเฉลี่ย คือ ความเร็วคูณด้วยพื้นที่หน้าตัดของท่อและความหนาแน่นของของไหล จะเท่ากับอัตราการไหลของมวล

$$\dot{m} = \rho u_m A_c \quad (3.6)$$

ถ้าเป็นการไหลสภาวะคงที่ ที่อัดตัวไม่ได้ภายในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ค่า \dot{m} และ u_m ย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อ

สำหรับท่อกลม ($A_c = \pi D^2/4$) ค่าของเลขเรย์โนลด์สคือรูปเป็น

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (3.7)$$

เพราะว่าค่า \dot{m} อาจหาได้จากการอินทิเกรตของฟลักซ์มวล (ρu) ทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัด

$$\dot{m} = \int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c \quad (3.8)$$

ดังนั้นสำหรับท่อกลม กรณีของไหลอัดตัวไม่ได้ จะได้

$$u_m = \frac{\int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c}{\rho A_c} = \frac{2\pi\rho}{\rho\pi r_o^2} \int_0^{r_o} u(r, x) r dr = \frac{2}{r_o^2} \int_0^{r_o} u(r, x) r dr \quad (3.9)$$

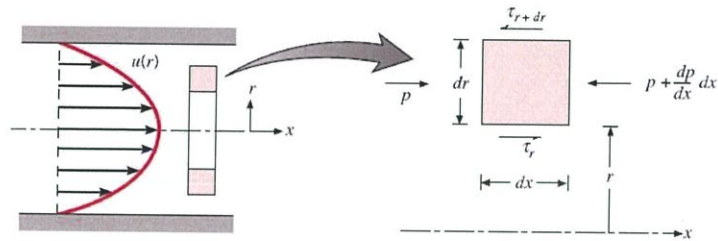
ซึ่งจะหาค่า u_m ได้ทันที เมื่อรู้ velocity profile, $u(r)$ ที่ตำแหน่งนั้น

3.2.3 รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

รูปร่างของความเร็วสามารถหาได้ สำหรับการไหลแบบราบเรียบของของไหลที่คุณสมบัติคงที่อัดตัวไม่ได้ ในช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้วของท่อกลม (สำหรับปั่นป่วน ส่วนใหญ่ต้องอาศัยผลจากการทดลองเป็นหลัก) โดยทั่วไปจะเป็นฟังก์ชันของรัศมี

สิ่งสำคัญสำหรับเงื่อนไขข้างต้น คือ ค่าความเร็วในแนวรัศมีและการเปลี่ยนแปลงของความเร็วตามแนวแกนทุก ๆ แห่งมีค่าเป็นศูนย์ $v=0$ และ $(\partial u/\partial x)=0$ ดังนั้นความเร็วตามแนวแกนจะมีค่าขึ้นอยู่กั r เท่านั้น [$u(x, r) = u(r)$]

ความเร็วตามแนวแกนหาได้จากการแก้สมการที่เหมาะสมของสมการโมเมนตัมตามแนว x หรือหาโดยคิดสมดุลของการอนุรักษ์โมเมนตัมก็ได้ตามรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์ดิฟเฟอเรนเชียล สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ก่อตัวเต็มที่ในท่อกลม

สำหรับอิลิเมนต์ดิฟเฟอเรนเชียลรูปวงแหวนของรูปที่ 3.2 สามารถเขียนสมดุลของแรงได้

ดังนี้

$$\begin{aligned}
 & -\tau_r(2\pi r dx) + \left\{ \tau_r(2\pi r dx) + \frac{d}{dr}[\tau_r(2\pi r dx)]dr \right\} \\
 & + p(2\pi r dr) - \left\{ p(2\pi r dr) + \frac{d}{dx}[p(2\pi r dr)]dx \right\} = 0
 \end{aligned}
 \tag{3.10}$$

ซึ่งลดรูปเป็น

$$-\frac{d}{dr}(r\tau_r) = r \frac{dp}{dx}
 \tag{3.11}$$

จากกฎความหนืดของนิวตัน เราทราบว่า $\tau_r = \mu \frac{du}{dr}$

ดังนั้น (3.11) จะเป็นดังนี้

$$\frac{\mu}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{du}{dr} \right) = \frac{dp}{dx}
 \tag{3.12}$$

เพราะว่า dp/dx นั้นไม่ขึ้นกับ r ดังนั้นเราสามารถอินทิเกรต (3.12) ได้

$$r \frac{du}{dr} = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) \frac{r^2}{2} + C_1
 \tag{3.13}$$

และ

$$u(r) = \frac{1}{\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) \frac{r^2}{4} + C_1 \ln r + C_2
 \tag{3.14}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากเงื่อนไขที่ขอบ ได้ว่า $u(r_0)=0$ และ $\partial u/\partial r|_{r=0}=0$ จะได้

$$u(r) = -\frac{1}{4\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) r_0^2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (3.15)$$

ดังนั้นรูปทรงของความเร็วสำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว จะเป็นพาราโบลา และจะสังเกตว่าการเปลี่ยนแปลงความดัน (dp/dx) ต้องเป็นลบเสมอ

ผลลัพธ์ที่กล่าวมานี้อาจใช้หาค่าความเร็วเฉลี่ยได้ (u_m) โดยแทนสมการ (3.15) ใน (3.9) แล้วอินทิเกรต จะได้

$$u_m = -\frac{r_0^2}{8\mu} \frac{dp}{dx} \quad (3.16)$$

แทนสมการ (3.16) ใน (3.15) จะได้รูปร่างของความเร็วเป็น

$$\frac{u(r)}{u_m} = 2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (3.17)$$

เพราะว่า u_m สามารถหาได้จากการรู้อัตราการไหลของมวล ดังนั้นสมการ (3.16) สามารถใช้หากระแสวนของความดันได้ (dp/dx)

3.2.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้ว

ปกติวิศวกรมักสนใจเกี่ยวกับความดันตกคร่อมในการไหลภายในท่อ เนื่องจากตัวพารามิเตอร์นี้เกี่ยวข้องกับการหาขนาดกำลังงานของปั๊มหรือพัดลมโดยตรง ในการหาความดันตกคร่อมเราจะใช้ตัวประกอบเสียดทานของ Moody (Darcy) ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ โดยนิยามว่า

$$f = \frac{-(dp/dx)D}{\rho u_m^2/2} \quad (3.18)$$

ค่านี้ต่างกับสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน C_f ซึ่งบางครั้ง เรียกว่า ตัวประกอบเสียดทานเฟอนิ่ง ซึ่งนิยามว่า

$$C_f = \frac{\tau_s}{\rho u_m^2/2} \quad (3.19)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพราะว่าแรงเฉือนบนผิวของของไหลเท่ากับทิศทางตรงกันข้ามแรงบนผิวของของไหล ดังนั้นความเค้นเฉือนบนผิวกำหนดเป็น $\tau_s = -\mu(du/dr)|_{r=r_0}$ ได้

$$C_f = \frac{f}{4} \quad (3.20)$$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (3.21)$$

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว การวิเคราะห์ยุ่งยากมากกว่าต้องใช้ผลจากการทดลองตัวประกอบเสียดทานสำหรับค่าเลขเรย์โนลด์ต่าง ๆ ได้แสดงในไดอะแกรมของ Moody ในรูปที่ 3.3 ตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าขึ้นอยู่กับเลขเรย์โนลด์และสภาวะผิวของท่อ ซึ่งจะมีค่าน้อยสำหรับผิวเรียบและเพิ่มมากขึ้นเมื่อความหยาบของผิว (e) เพิ่มขึ้นโดยประมาณดังนี้

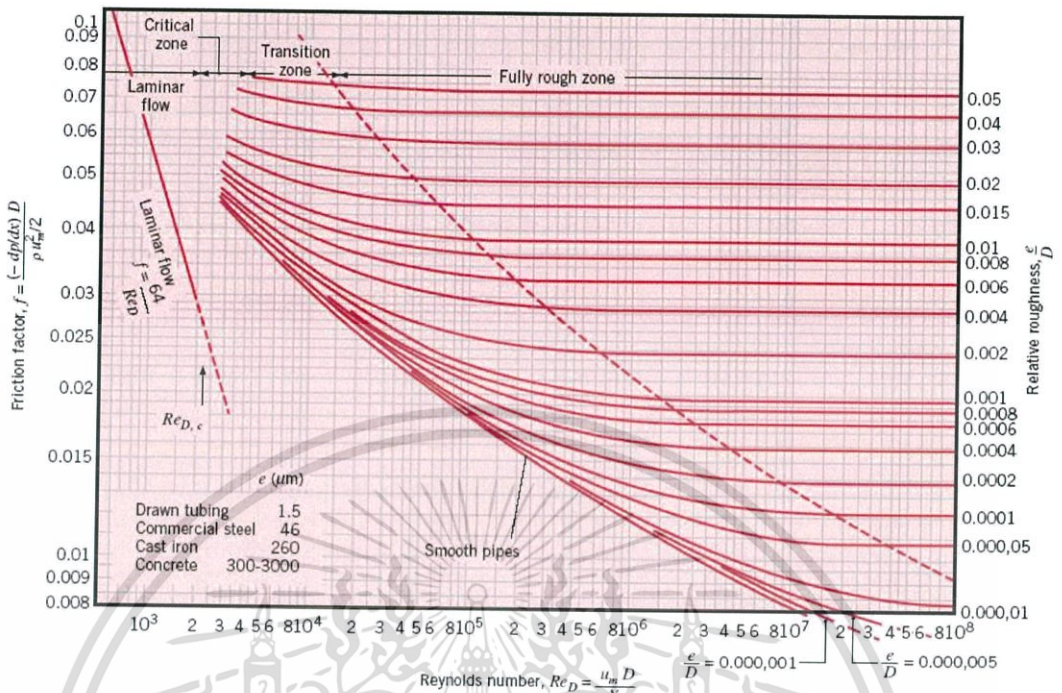
$$f = 0.316 Re_D^{-1/4} \quad Re_D < 2 \times 10^4 \quad (3.22)$$

$$f = 0.184 Re_D^{-1/5} \quad Re_D > 2 \times 10^4 \quad (3.23)$$

นอกจากนี้เรารู้ว่าความดันตกคร่อม (Δp) ระหว่างระยะ x_1 ถึง x_2 เป็น

$$\Delta p = -\int_{x_1}^{x_2} dp = f \frac{\rho u_m^2}{2D} \int_{x_1}^{x_2} dx = f \frac{\rho u_m^2}{2D} (x_2 - x_1) \quad (3.24)$$

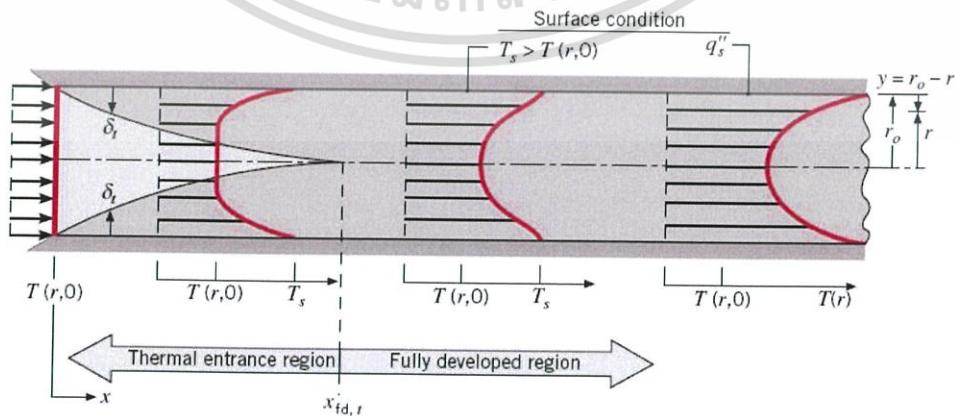
ซึ่งค่า f หาจากรูปที่ 3.3 หรือจากสมการ (3.21) สำหรับการไหลแบบราบเรียบ และจากสมการ (3.22) และ (3.23) สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในทอกลมผิวเรียบ แผนภูมิดังรูปที่ 3.3 แบ่งออกเป็นสี่ช่วงคือ ช่วงการไหลแบบราบเรียบ ช่วงวิกฤต ซึ่งไม่แน่ว่าการไหลเป็นแบบราบเรียบหรือแบบปั่นป่วน ช่วงเปลี่ยนแปลง ซึ่ง f เป็นฟังก์ชันกับเลขเรย์โนลด์และขึ้นอยู่กับชนิดของวัสดุที่นำมาทำท่อ จะมีผลต่อความขรุขระของผิวท่อได้ โดยพิจารณาในรูปของความขรุขระสัมพัทธ์ (relative roughness, ϵ/D)



รูปที่ 3.3 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม

3.3 การถ่ายเทความร้อน

ถ้าของไหลไหลเข้าไปในท่อตามรูปที่ 3.4 ที่อุณหภูมิสม่ำเสมอ $T(r, 0)$ ซึ่งมีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิที่ผิวแล้ว การพาความร้อนจะเกิดขึ้นและชั้นขอบเขตการไหลของความร้อนจะเริ่มต้นก่อดำเนินขึ้น อย่างไรก็ตามถ้าสถานะที่ผิวของท่อคงที่ โดยอาจเป็นอุณหภูมิผิวสม่ำเสมอคงที่ ($T_s = \text{คงที่}$) หรือฟลักซ์ความร้อนที่ผิวสม่ำเสมอ ($q_s'' = \text{คงที่}$) สถานะที่ปรับตัวคงที่แล้วของความร้อน (thermally fully developed condition) ก็จะเกิดขึ้น ในที่สุดรูปร่างของอุณหภูมิที่ปรับตัวเต็มที่แล้วจะแตกต่างกันตามเงื่อนไขไม่ว่าอุณหภูมิผิวคงที่หรือฟลักซ์ความร้อนคงที่



รูปที่ 3.4 การก่อตัวของชั้นของเขตทางความร้อนในท่อกลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ระยะความยาวของทางเข้าสำหรับปรับตัว

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 Re_D Pr \quad (3.25)$$

โดยการเปรียบเทียบบริเวณทางเข้า (entrance region) ของอุณหภูมิตามสมการ (3.25) กับสมการของความเร็ว (3.4) จะพบว่าต่างกันที่ค่า Pr เท่านั้น จึงพอสรุปได้ว่า ถ้า $Pr > 1$ แล้ว ชั้นขอบเขตไฮโดรไดนามิกการไหลขยายเร็วกว่าชั้นขอบเขตการไหลของความร้อนมาก ($x_{fd} > x_{fd,t}$) และกลับกันถ้า $Pr < 1$ สำหรับค่า Pr สูง ๆ เช่น น้ำมัน ($Pr \geq 100$) x_{fd} จะน้อยกว่า $x_{fd,t}$ มาก และอาจสมมุติได้ว่ารูปทรงของความเร็วยุติที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว มีตลอดช่วงบริเวณทางเข้าของความร้อน ในทางกลับกันของไหลที่มีค่า Pr ต่ำมาก ๆ เช่น โลหะเหลว ($Pr \leq 0.05$) รูปร่างอุณหภูมิจากเป็นแบบปรับตัวเต็มที่แล้วได้เร็วมาก ในขณะที่รูปร่างของความเร็วยังอยู่ในช่วงกำลังก่อตัวอยู่ ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วนเงื่อนไขทั้งสองเกือบจะเป็นอิสระไม่ขึ้นกับ Pr และโดยการประมาณได้ว่า $x_{fd,t}/D = 10$

3.3.1 อุณหภูมิเฉลี่ย

ในการพิจารณาอุณหภูมิของของไหลที่ไหลในท่อนั้น จำเป็นต้องใช้อุณหภูมิเฉลี่ย (T_m) ของหน้าตัด เนื่องจากการกระจายอุณหภูมิในช่วงหน้าตัดใดๆ จะไม่คงที่ ดังนั้นจึงพิจารณาอุณหภูมิเป็นอุณหภูมิเฉลี่ย โดยให้ความหมายดังนี้

$$T_m = \frac{\int_A \rho u c_v T dA_c}{\dot{m} c_v} \quad (3.26)$$

สำหรับท่อกลม และเป็นการไหลที่อัดตัวไม่ได้

$$T_m = \frac{2}{u_m r_o^2} \int_0^{r_o} u T r dr \quad (3.27)$$

ค่าของ T_m จะเปลี่ยนแปลงตามแนวยาวของท่อ, x ถ้ามีความร้อนเข้าหรือออกจากของไหล ซึ่งต่างจาก u_m มีค่าคงที่ สำหรับท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

ฟลักซ์ความร้อน (q_s'') ระหว่างของไหลกับผิวท่อที่จุดใดๆ หาได้จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน ดังนี้

$$q_s'' = h(T_s - T_m) \quad (3.28)$$

ซึ่ง h เป็นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ตำแหน่งใด ๆ T_m เปลี่ยนแปลงตามทิศทาง นั่นคือ dT_m/dx จะไม่เป็นศูนย์ ถ้ามีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น

3.3.2 สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed conditions)

เนื่องจากการพาความร้อนเกิดขึ้นจริงระหว่างผิวและของไหล นั่นคืออุณหภูมิของไหลยังคงเปลี่ยนแปลงตามระยะ x สิ่งหนึ่งที่ยากรู้คือเกิดสภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้วทางความร้อน (thermal fully developed) หรือยัง สถานการณ์นี้จะแตกต่างไปจากกรณีการไหลของของไหลที่ $(\partial u/\partial x)=0$ ในช่วงบริเวณปรับตัวเต็มที่แล้ว ในทางกลับกัน ถ้ามีการพาความร้อนแล้ว (dT_m/dx) เช่นเดียวกับ $(\partial T/\partial x)$ ที่รัศมี r ใด ๆ จะไม่เป็นศูนย์ ผลที่ตามมาคือรูปร่างของอุณหภูมิ $T(r)$ จะเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ x ซึ่งเปรียบเสมือนว่า สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้วของอุณหภูมิไม่เคยเกิดขึ้นเลย ปรากฏการณ์นี้จะต้องจัดใหม่ให้อยู่ในรูปไร้มิติของอุณหภูมิเพื่อให้ได้เงื่อนไขนี้

ความแตกต่างอุณหภูมิไร้มิติในรูป $(T_s - T)/(T_s - T_m)$ ซึ่งเป็นเงื่อนไขที่มีอยู่จริง ซึ่งอัตราส่วนนี้จะเป็นอิสระกับ x นั่นคือถึงแม้ว่า $T(r)$ ยังคงเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ x แต่รูปร่างสัมพัทธ์นี้จะไม่เปลี่ยนแปลงเลย และการไหลแบบนี้เรียกว่า การไหลปรับตัวเต็มที่แล้วทางความร้อนและจะได้ว่า

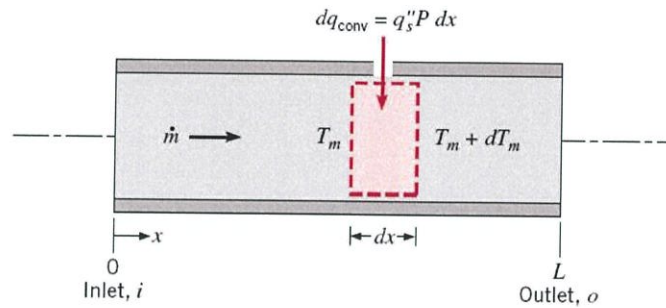
$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{T_s(x) - T(r, x)}{T_s(x) - T_m(x)} \right]_{\text{fd,1}} = 0 \quad (3.29)$$

เมื่อ T_s คือ อุณหภูมิผิวท่อ
 T คือ อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใดๆ
 T_m คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ

เงื่อนไขที่กำหนดให้สำหรับสมการ (3.29) ซึ่งจะเกิดขึ้นในท่อ อาจจะเป็นกรณี q_s'' คงที่หรือ T_s คงที่ก็ได้ เงื่อนไขที่ผิวแบบนี้เกิดขึ้นมากในทางวิศวกรรม เช่นในผนังท่อที่ได้รับความร้อนจากไฟฟ้าหรือผิวภายนอกที่ได้รับความร้อนจากการแผ่รังสีอย่างสม่ำเสมอ จะเป็นกรณีของ q_s'' คงที่ ส่วนกรณี T_s คงที่ จะเกิดขึ้นถ้ามีการเปลี่ยนสภาวะ (เนื่องจากการเดือดหรือการควบแน่น) เกิดขึ้นที่ผิวภายนอก

3.4 การสมดุลของพลังงาน

การสมดุลของพลังงาน (energy balance) พิจารณาการไหลในท่อตามรูปที่ 3.5 ของไหลไหลด้วยอัตรามวลคงที่ \dot{m} และมีการพาความร้อนเกิดขึ้นที่ผิวภายใน โดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของของไหล รวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางตามแนวแกนจะไม่นำมาคิด ดังนั้นถ้าไม่มีงานเพลลาซึ่งกระทำโดยของไหลขณะไหลผ่านท่อแล้ว จะมีเพียงอิทธิพลที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนและงานจากการไหลเท่านั้น



รูปที่ 3.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ

งานของการไหลเป็นงานที่ใช้เคลื่อนของไหลผ่านปริมาตรควบคุม คิดต่อหน่วยมวลของไหล และจะอยู่ในรูปของผลคูณของความดัน p และปริมาตรจำเพาะ v (ซึ่ง $v = 1/\rho$)

โดยการประยุกต์การอนุรักษ์พลังงานต่อปริมาตรควบคุมตามรูปที่ 3.5 และจากนิยามของ T_m จะได้

$$dq_{\text{conv}} + \dot{m}(c_v T_m + pv) - \left[\dot{m}(c_v T_m + pv) + \dot{m} \frac{d(c_v T_m + pv)}{dx} dx \right] = 0 \quad (3.30)$$

หรือ
$$dq_{\text{conv}} = \dot{m} d(c_v T_m + pv) \quad (3.31)$$

ถ้าของไหลเป็นแก๊สสมบูรณ์ ($pv = RT_m$ และ $c_p = c_v + R$) จะได้

$$dq_{\text{conv}} = \dot{m} c_p dT_m \quad (3.32)$$

สมการนี้สามารถใช้ได้ดีสำหรับของเหลวที่อัดตัวไม่ได้เช่นกัน ในกรณีนี้ $c_v = c_p$ เพราะ v น้อยมากๆ $d(pv)$ โดยทั่วไปจะน้อยกว่า $d(c_v T_m)$ มากจนตัดทิ้งได้

รูปของสมการ (3.32) เกี่ยวข้องกับเงื่อนไขสำหรับท่อทั้งหมด โดยการอินทิเกรตจากทางเข้าจนถึงทางออกของท่อ จะได้

$$q_{\text{conv}} = \dot{m} c_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \quad (3.33)$$

โดยที่ q_{conv} เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, h

$$h = \frac{\dot{m} c_p (T_{m,o} - T_{m,i})}{A_s (T_s - T_b)} \quad (3.34)$$

อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล, T_b

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$T_b = \frac{T_{m,i} + T_{m,o}}{2} \quad (3.35)$$

เลขนัสเซิลท์, Nu_D

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (3.36)$$

เงื่อนไขความร้อนที่ผิว คือ ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (constant surface heat flux) โดยติดแผ่นฮีตเตอร์ที่ผิวท่ออย่างสม่ำเสมอ

3.5 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบราบเรียบในท่อกลม

ในช่วงบริเวณที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed region) ที่จุดใด ๆ ในท่อ สมการของพลังงานจะเป็นดังนี้

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (3.37)$$

เทอมทางซ้ายมือของสมการ (3.37) เป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการพา และเทอมทางขวามือเป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการนำ ในทิศทางตามแนวรัศมี

คำตอบของสมการ (3.37) ได้หาไว้แล้วสำหรับช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ในช่วงนี้การประมาณชั้นขอบเขตการไหลของความเร็วเป็นที่พอใจ นั่นคือ $v=0$ และ $(\partial u/\partial x)=0$ สำหรับกรณีของรูปร่างความเร็วตามแนวแกนเป็นแบบพาราโบลา นอกจากนี้สำหรับกรณีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ การประมาณชั้นขอบเขตการไหลของอุณหภูมิให้ผลเป็นที่พอใจเช่นกัน นั่นคือ $\partial^2 T/\partial x^2 = 0$ แทนการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิตามแนวแกนและความเร็วตามแนวแกน สมการพลังงาน (3.37) ลดรูปเป็น

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = \frac{2u_m}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[1 - \left(r/r_o \right)^2 \right] \quad q_s'' = \text{คงที่} \quad (3.38)$$

ซึ่งเทอม $(2u_m/\alpha)(dT_m/dx)$ คงที่ โดยการแยกตัวแปรและอินทิเกรต 2 ครั้ง จะได้

$$T(r) = \frac{2u_m}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[\frac{r^2}{4} - \frac{r^4}{16r_o^2} \right] + C_1 \ln r + C_2 \quad (3.39)$$

ค่าคงที่ของการอินทิเกรต C_1 และ C_2 หาจากเงื่อนไขที่ขอบดังนี้

T ที่ $r=0$ หรือ $(\partial T/\partial r=0$ ที่ $r=0)$ จะได้ $C_1=0$ และ $T(r_o)=T_s$ ที่ซึ่ง T_s แปรตามระยะทาง, x จะได้ $C_2 = T_s - (2u_m/\alpha)(dT_m/dx)(3r_o^2/16)$ ดังนั้นสำหรับช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้วและฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ที่จะได้การกระจายของอุณหภูมิในรูป

$$T(r) = T_s - \frac{2u_m r_o^2}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[\frac{3}{16} + \frac{1}{16} \left(\frac{r}{r_o} \right)^4 - \frac{1}{4} \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 \right] \quad (3.40)$$

เมื่อรู้การกระจายของอุณหภูมิ ค่าพารามิเตอร์อื่น ๆ ก็สามารถหาได้ เช่น ถ้าทราบรูปร่างของความเร็วและอุณหภูมิตามสมการ (3.15) และ (3.40) โดยแทนในสมการ (3.27) และอินทิเกรตทั่วทั้ง r จะได้

$$T_m = T_s - \frac{11}{48} \left(\frac{u_m r_o^2}{\alpha} \right) \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \quad (3.41)$$

จากสมการ $\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s'' P}{\dot{m} c_p}$

ซึ่ง $P = \pi D$ และ $\dot{m} = \rho u_m (\pi D^2 / 4)$ จะได้

$$T_m - T_s = - \frac{11 q_s'' D}{48 k} \quad (3.42)$$

จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน สมการ (3.28) และ (3.42) ได้ว่า

$$h = \frac{48}{11} \left(\frac{k}{D} \right)$$

หรือ $Nu_D = \frac{hD}{k} = 4.36$ สำหรับ q_s'' คงที่ (3.43)

ดังนั้นในท่อกลมที่มีคุณลักษณะพลั๊กซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ การไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ค่าเลขนัสเซิลท์จะคงที่ ไม่ขึ้นกับ Re_D , Pr และตำแหน่งตามแนวแกน x

3.6 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม

สมการหา Nu_x สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมเรียบ เสนอโดย Colburn ซึ่งได้มาจาก Chilton-Colburn analogy

$$\frac{C_f}{2} = \frac{f}{8} = St Pr^{2/3} = \frac{Nu_D}{Re_D Pr} \quad (3.44)$$

แทน f จากสมการ (3.23) สมการของ Colburn เป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3.45)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Dittus-Boelter ได้เสนอสมการเป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (3.46)$$

โดยที่ $n = 0.4$ สำหรับการทำให้ร้อน ($T_w > T_m$)

และ $n = 0.3$ สำหรับการทำให้เย็น ($T_w < T_m$)

สมการนี้ได้รับการยืนยันจากผลการทดลองสำหรับช่วงของเงื่อนไขดังนี้

$$\left[\begin{array}{l} 6000 \leq Re_D \leq 10^7 \\ 0.5 \leq Pr \leq 120 \\ L/D \geq 60 \end{array} \right]$$

สมการต่าง ๆ นี้จะใช้เพียงเฉพาะกรณีย่อย ๆ ที่ความแตกต่างอุณหภูมิ ($T_s - T_m$) ไม่มากนัก โดยคุณสมบัติต่าง ๆ คัดที่ T_m สำหรับการไหลที่แสดงลักษณะการแปรเปลี่ยนคุณสมบัติมาก Seider และ Tate ได้แนะนำให้ใช้สมการต่อไปนี้

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (3.47)$$

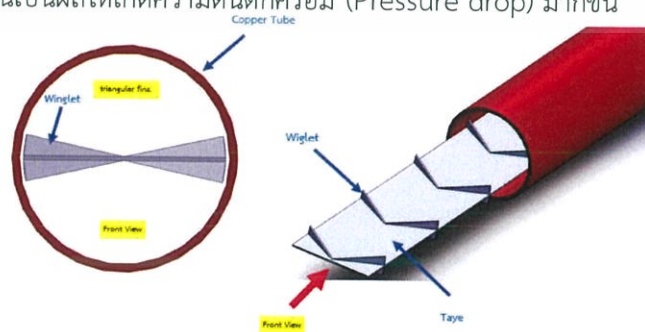
สำหรับ

$$\left[\begin{array}{l} 6000 \leq Re_D \leq 10^7 \\ 0.7 \leq Pr \leq 10,000 \\ L/D \geq 60 \end{array} \right]$$

โดยที่คุณสมบัติต่าง ๆ ยกเว้นค่า μ_s หาที่ T_m โดยที่ μ_s หาที่ T_w

3.7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (heat transfer enhancement) โดยการทำให้เกิดกระแสวนด้วยการสอดใส่ครีบบสามเหลี่ยมปีกคู่ตามรูปที่ 3.6 การสอดใส่นี้ประกอบด้วยครีบบสามเหลี่ยมปีกคู่ เป็นผลให้ความเร็วการไหลเพิ่มขึ้น เนื่องจากความเร็วสัมผัสบริเวณผนังท่อเพิ่มขึ้น การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนเป็นผลให้เกิดความดันตกคร่อม (Pressure drop) มากขึ้น



รูปที่ 3.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการสอดใส่ครีบบ

สามเหลี่ยมปีกคู่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

การออกแบบอุปกรณ์และวิธีการทดลอง

4.1 บทนำ

ในบทนี้กล่าวถึง การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลองเพื่อหาการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายในท่อกลมโดยการติดตั้งแผ่นครีบบีบคู้ตลอดจนวิธีการทดลองในแต่ละขั้นตอนและการเก็บข้อมูลนำค่าที่ได้มาวิเคราะห์เปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากท่อเปล่า โดยพิจารณาจากการติดตั้งแผ่นครีบบีบคู้ที่ทำมุมปะทะการไหล 30° อัตราส่วนการบล็อกการไหล 0.10, 0.15 และ 0.20 อัตราส่วนระยะพิทซ์ 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 และ 3.0

จากนั้นจะกล่าวถึง สมการในการวิเคราะห์ข้อมูลการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนภายในท่อกลม โดยตัวเลขนัสเซิลท์ (Nu) จะเป็นพจน์ค่าการถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบความเสียดทาน (f) จะเป็นพจน์ของค่าความดันตกคร่อม จากนั้นนำค่ามาเปรียบเทียบกับท่อเปล่าเรียบ ซึ่งเป็นข้อมูลที่กำลังจับคู่เดียวกัน

4.2 การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลอง

4.2.1 ท่อทางเข้าชุดทดลอง

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ($Re_D \leq 2,300$) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 Re_D$$

เลขเรย์โนลด์วิกฤติ สำหรับช่วงการเปลี่ยนแปลงของการไหลจากแบบราบเรียบเป็นแบบปั่นป่วน เริ่มต้นจาก $Re_{D,c} \approx 2,300$ และการไหลเป็นแบบปั่นป่วนเต็มที่ เมื่อ $Re_D \geq 4,000$

ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วน ($Re_D \geq 4,000$) ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหาระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเลขเรย์โนลด์และมีค่าประมาณดังนี้

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{turb} \leq 60$$

สำหรับค่าที่ใช้ในที่นี้ เราจะสมมุติว่า $x_{fd} = 30D_h$ สำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่ (Fully developed flow)

$$\begin{aligned} \text{จากสมการ} \quad x_{fd} &= 30D_h \\ &= 30 \times 0.05455 \\ &= 1.64 \text{ m} \end{aligned}$$

ดังนั้น ในการทดลองจึงกำหนดท่อทางเข้าชุดทดลองให้มีความยาว 1.8 เมตร

ในการทดลองชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถแบ่งขั้นตอนการทดลอง ออกเป็น 3 ขั้นตอน ดังนี้

ขั้นตอนที่หนึ่ง	การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง
ขั้นตอนที่สอง	การติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลอง
ขั้นตอนที่สาม	ขั้นตอนการทดลองและเก็บผลการทดลอง

4.2.2 เครื่องปั๊มลม

การกำหนดขนาดพัดลม โดยพิจารณาที่เลขเรย์โนลด์ $Re = 23,000$ ซึ่งการทำงานของพัดลม ในช่วงรับภาระสูงสุด

จากสมการเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter)

$$D_h = \frac{4A_c}{P}$$

$$= \frac{4(3 \times 30 \times 10^{-4})}{(2(3 + 30)) \times 10^{-2}}$$

$$= 0.05455 \text{ m}$$

จากตารางคุณสมบัติอากาศที่อุณหภูมิเฉลี่ยเท่ากับ 318 K จะได้ $\rho = 1.099712 \text{ kg/m}^3$ และ $\mu = 191.3993 \times 10^{-7} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$

จากสมการเลขเรย์โนลด์

$$Re_D = \frac{\rho \bar{V} D_h}{\mu}$$

หาความเร็วเฉลี่ย

$$\bar{V} = \frac{Re_D \mu}{\rho D_h}$$

$$= \frac{23,000 \times 191.3993 \times 10^{-7}}{1.099712 \times 0.0546}$$

$$= 8.35 \text{ m/s}$$

จากสมการ

$$Q = \bar{V} A_c$$

$$= 8.35 \times \frac{\pi D^2}{4}$$

$$= 0.0164 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 0.984 \text{ m}^3/\text{min}$$

ดังนั้น ในการทดลองกำหนดให้ใช้พัดลม ที่สามารถให้ค่าอัตราการไหลมากกว่า 0.984 ลูกบาศก์เมตรต่อนาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง

ในการศึกษาผลของความสูงครีป ระยะพิทช์ และการจัดวางครีป ซึ่งเป็นงานวิจัยเชิงการทดลอง การจัดเตรียมและสร้างอุปกรณ์ในการทดลอง โดยมีรายละเอียดต่าง ๆ ของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง ดังนี้

4.3.1 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม

ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อกลมที่มีการติดตั้งแผ่นครีป แสดงในรูปที่ 4.1 โดยการติดตั้งครีปที่ผิวด้านตามการออกแบบการทดลองติดตั้งที่ทางเข้าช่วงทดสอบและเปรียบเทียบผลการทดลองกับท่อผนังเรียบ



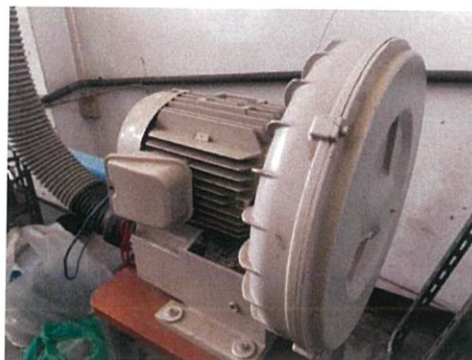
รูปที่ 4.1 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม

ชิ้นงานทดลองมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 50 มิลลิเมตร ท่อยาวทั้งหมด 3 เมตร ซึ่งผนังของชุดทดลองจะประกอบไปด้วยฉนวน 3 ชั้น ฉนวนชั้นแรกใช้วัสดุเป็นฉนวนใยแก้ว ฉนวนชั้นที่สองเป็นฉนวนใยแก้ว และชั้นที่สามหุ้มด้วย Aeroflex

4.3.2 แหล่งจ่ายอากาศ

แหล่งจ่ายอากาศ ใช้พัดลม (high-pressure blower) MODEL TB-150 เป็นแบบพัดลมหอยโข่งแรงดันสูง 12 ใบพัด ขนาด 1.5 kW หรือ 2 HP ใช้แรงเคลื่อนไฟฟ้า 380 V แสดงในรูปที่ 4.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.2 พัดลมแรงดันสูง (High-pressure blower)

อินเวอร์เตอร์ (Inverter) Omron Inverter, 3G3JX-A4037, 380-480V 3PHASE 3.7kw 5HP เป็นอินเวอร์เตอร์แบบปรับความถี่ (Frequency Inverter) ถูกนำมาใช้ในการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ใช้ขับพัดลม ในการควบคุมอัตราการไหลของอากาศให้ได้ตามที่กำหนด แสดงในรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 Inverter

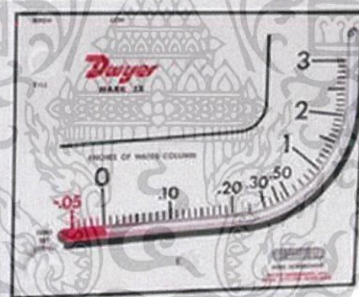
4.3.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ

Orifice meter เป็นอุปกรณ์ในการวัดอัตราการไหลของอากาศ ติดตั้งที่ทางเข้าชุดทดลองระหว่างพัดลมและถังพักลม ดังแสดงในรูปที่ 4.14 ในการสร้างอุปกรณ์ Orifice meter ได้สร้างตามมาตรฐานของ JIS (JAPANESE INDUSTRIAL STANDARD) Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes JIS Z 8762 ทำจากแผ่นเหล็ก ความหนา 5 มิลลิเมตร โดยออริฟิสออกแบบให้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางด้านหน้า 47 มิลลิเมตร และเส้นผ่านศูนย์กลางด้านหลัง 51 มิลลิเมตร แสดงในรูปที่ 4.4 และรายละเอียดเพิ่มเติมของออริฟิสแสดงในภาคผนวก ข.



รูปที่ 4.4 Orifice meter

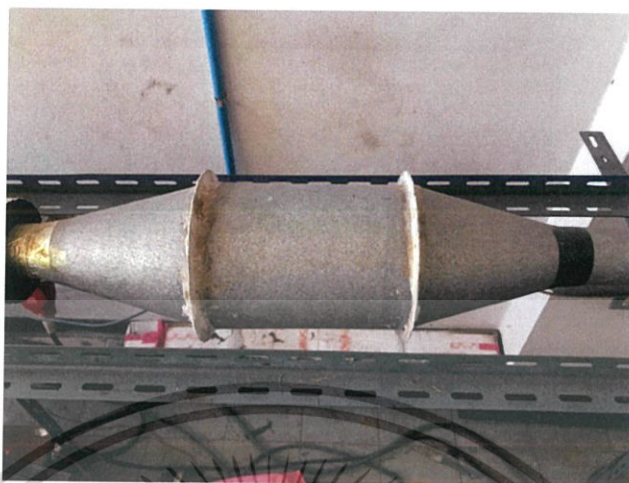
เครื่องวัดความดันแบบระนาบเอียง (Inclined manometer) รุ่น Mark II Model No.25 ใช้วัดความแตกต่างของความดันระหว่างด้านหน้าและด้านหลัง Orifice meter เพื่อใช้หาอัตราการไหลของอากาศ ความแตกต่างของความดัน ซึ่งสามารถอ่านค่าได้จากความแตกต่างของระดับ red gage oil (specific gravity = 0.826) แสดงในรูปที่ 4.5



รูปที่ 4.5 เครื่องวัดความดันแบบระนาบเอียง (Inclined manometer)

4.3.4 ถังพักลม (Settling tank)

ถังพักลม เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการปรับสภาพการไหลของอากาศ เพื่อให้จัดเรียงและปรับสภาพการไหลของอากาศ ให้เกิดการปั่นป่วนน้อยที่สุดก่อนเข้าสู่ท่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 50 มิลลิเมตร ท่อยาวทั้งหมดเท่ากับ 3 เมตร แสดงในรูปที่ 4.6



รูปที่ 4.6 ถังพักตะกอน (Settling tank)

4.3.5 อุปกรณ์ควบคุมฟลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์

แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ (AC power supply) ใช้เครื่องปรับความต่างศักย์ไฟฟ้า รุ่น TDGC 2-3 KVA CAPACITY: 3,000 VA MAX. 12 Amp เป็นอุปกรณ์ในการควบคุมความต่างศักย์ที่จ่ายให้กับแผ่นฮีตเตอร์ ในการควบคุมฟลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์ให้ได้ตามที่กำหนด แสดงในรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7 แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ (AC power supply)

4.3.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

Graphtec GL820 GL Series Midi Logger เป็นอุปกรณ์เก็บข้อมูล (Recorder) และแสดงผลอุณหภูมิ สามารถแสดงค่าอุณหภูมิได้ทั้งหมด 20 ค่า การใช้งานโดยเชื่อมต่อเครื่องเข้ากับเทอร์โมคัปเปิล ทั้งหมด 20 ตัว เพื่อแสดงผลและเก็บข้อมูลอุณหภูมิผิว 16 ตำแหน่ง อุณหภูมิทางเข้าและทางออกส่วนทดสอบ 3 ตำแหน่ง แสดงในรูปที่ 4.8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.8 เครื่องเก็บข้อมูล

เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิผิวครีบริบ อุณหภูมิที่ทางเข้าครีบริบ และอุณหภูมิที่ทางออกครีบริบ แสดงในรูปที่ 4.9 โดยเทอร์โมคัปเปิลแบบชนิด K จำนวน 10 ตัว เพื่อวัดอุณหภูมิผิวทั้งหมด 10 ตำแหน่งและเทอร์โมคัปเปิลแบบ RTD Pt100 จำนวน 2 ตัว เพื่อวัดอุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบ



แบบ RTD Pt100

แบบชนิด K

รูปที่ 4.9 เทอร์โมคัปเปิล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.7 เครื่องวัดความดันตกคร่อม

เครื่องวัดความดันตกคร่อม (Differential pressure gages) รุ่น Dwyer 475 Mark III ช่วงการใช้งาน 0-10.00 IN W.C. (0-2.49 kPa) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันตกคร่อมระหว่างส่วนทดสอบ แสดงในรูปที่ 4.10



รูปที่ 4.10 เครื่องวัดความดันตกคร่อม, Dwyer 475 Mark III Digital Manometer

4.3.8 อุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ

เครื่องวัดความเร็วของอากาศ (Vane-type Anemometer) รุ่น 445 ยี่ห้อ TESTO เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความเร็วลมที่ตำแหน่งทางออกของชุดออร์ฟิส ใช้ในการสอบเทียบ (Calibration) ความเร็วลมในการทดลอง แสดงในรูปที่ 4.11

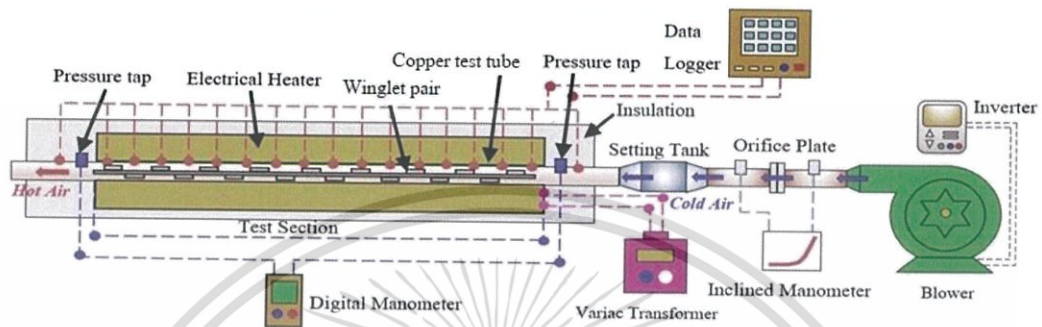


รูปที่ 4.11 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ (Vane-type Anemometer), TESTO 445

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4 การติดตั้งอุปกรณ์การทดลอง

4.4.1 อุปกรณ์ชุดทดลอง



รูปที่ 4.12 แผนผังของชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม

ชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลมมีการติดตั้งครีบบและตัวสร้างการหมุนควงตามแนวยาวและอุปกรณ์การทดลองต่าง ๆ แสดงในรูปที่ 4.13 อากาศ เป็นของไหลทดสอบในส่วนของ การถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดัน ถูกส่งตรงเข้าสู่ระบบโดยพัดลมความดันสูง (High-pressure blower) ขนาด 1.5 kW โดยท่อกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 7 มิลลิเมตร ใช้ เชื่อมต่อระหว่างพัดลมกับถังพักลม (Settling tank) โดยมีอินเวอร์เตอร์เพื่อปรับความเร็วรอบ การทำงานของพัดลมเพื่อให้ได้อัตราการไหลของอากาศตามที่ออกแบบไว้ อัตราการไหลของอากาศ ในระบบถูกวัดโดยใช้แผ่นออริฟิสถูกสอบเทียบค่ามาก่อนโดยใช้ Hot wire และ Vane-type Anemometers (Testo 445) ความดันตกคร่อมออริฟิส วัดโดยใช้ Inclined manometer

โครงสร้างของท่อกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 5 เซนติเมตร ซึ่งปีกบางส่วนถูกสร้าง จากแผ่นอะลูมิเนียม การวัดอุณหภูมิด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิด K จำนวน 16 ตัวถูกติดตั้งที่ผนังท่อ ด้านบนและด้านข้างของช่วงท่อทดสอบอย่างละ 8 ตัว และเทอร์โมคัปเปิลแบบ RTD Pt100 อีก จำนวน 3 ตัว ใช้สำหรับวัดอุณหภูมิของอากาศขาเข้าและขาออกจากช่วงท่อทดสอบ โดยค่าอุณหภูมิ ทั้งหมดจะแสดงผ่านเครื่อง Data Logger ผนังด้านนอกของช่วงท่อทดสอบมีการติดตั้งเครื่องทำความ ร้อนสำหรับให้ความร้อนภายใต้สภาวะเงื่อนไขพลั๊กความร้อนคงที่ เครื่อง Digital differential pressure ถูกใช้สำหรับอ่านค่าความดันตกคร่อมที่วัดได้จากจุดวัดค่าความดันที่อยู่คร่อมช่วงท่อ ทดสอบ

จุดวัดความดันสถิตย์ 2 จุด อยู่ที่ด้านบนของท่อเพื่อวัดความดันตกคร่อมตามแนวกันของส่วน ทดสอบ เพื่อให้หาค่าตัวประกอบเสียดทาน ซึ่งจุดที่วัดอยู่ที่ตำแหน่ง จุดแรกตำแหน่ง 40 มิลลิเมตร จากขอบทางเข้าส่วนทดสอบและจุดสอง 40 มิลลิเมตรจากขอบทางออกส่วนทดสอบ ความดันตก คร่อม วัดโดยใช้เครื่องวัดผลต่างความดันแบบดิจิตอลเชื่อมต่อกับจุดวัดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 2 มิลลิเมตร

4.4.2 อุปกรณ์ติดตั้งในชุดทดลอง

อุปกรณ์ที่ใช้ทดลองมีลักษณะเป็นแผ่นอลูมิเนียมตรง โดยมีแผ่นครีบอกติดตั้งตามแนวยาวทำมุม 30° ใช้สอดใส่ในท่อกลม เพื่อเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อกลม โดยมีพารามิเตอร์ต่างๆของแผ่นครีบอก แบ่งเป็น 2 ส่วนหลักๆ คือ อัตราส่วนการบล็อกการไหลเท่ากับ 0.10, 0.15 และ 0.20 อัตราส่วนระยะพิทช์เท่ากับ 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 และ 3.0



รูปที่ 4.13 อุปกรณ์ติดตั้งแผ่นครีบอกที่ใช้ทดลอง

4.5 วิธีการทดลอง

1. ติดตั้งครีบอกทดสอบในส่วนทดสอบของชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม
2. เปิดสวิตช์พัดลมให้อากาศไหลผ่านชุดทดลอง และปรับอินเวอร์เตอร์เพื่อปรับความเร็วรอบการทำงานของพัดลมเพื่อให้ได้อัตราการไหลของอากาศตามที่ออกแบบไว้ โดยดูอัตราการไหลของอากาศในระบบจากค่าความดันตกคร่อมแผ่นออริฟิส
3. วัดค่าความดันตกคร่อมส่วนทดสอบ ที่ความเร็วลมทั้ง 10 ระดับตามที่ออกแบบไว้ แล้วปรับความเร็วลมที่ค่าความเร็วลมค่าแรกของการทดสอบ
4. เปิดสะพานไฟจ่ายไฟให้กับแหล่งจ่ายไฟกระแสสลับ ปรับค่าความต่างศักย์แหล่งจ่ายไฟกระแสสลับจ่ายไฟให้กับแผ่นฮีตเตอร์ เพื่อให้ความร้อนกับผิวท่อด้วยเงื่อนไขพิกัดความร้อนคงที่
5. สังเกตอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ ทั้ง 19 ตำแหน่ง คือ อุณหภูมิผิวทดสอบ 16 ตำแหน่ง และอุณหภูมิทางเข้าและทางออก 3 ตำแหน่ง ให้อุณหภูมิคงที่ แล้วทำการบันทึกผล อุณหภูมิผิวทดสอบ อุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบ
6. ปรับอินเวอร์เตอร์เพื่อเพิ่มความเร็วลมตามค่าที่ออกแบบไว้ค่าต่อไปจนครบทั้ง 10 ระดับ ซึ่งค่าเลขเรย์โนลด์อยู่ตั้งแต่ $Re = 5,000$ ถึง $23,000$ แล้วดำเนินการทดลองซ้ำตามขั้นตอน 4 – 5
7. เปลี่ยนครีบอกทดสอบในส่วนทดสอบของชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลม แล้วดำเนินการทดลองตามขั้นตอน 2 ถึง 6 ตามลำดับ เพื่อเก็บค่าความดันตกคร่อมส่วนทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุณหภูมิผิวทดสอบ อุณหภูมิทางเข้าและอุณหภูมิทางออกส่วนทดสอบ ตามค่าความเร็วลมที่ ออกแบบไว้ทั้ง 10 ระดับ

8. ทำการวิเคราะห์ข้อมูลของค่าการถ่ายเทความร้อนซึ่งอยู่ในรูปของเลขนัสเซลท์ ค่าการสูญเสียความดันซึ่งอยู่ในรูปของตัวประกอบเสียดทาน และค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน ซึ่งจะกล่าวถึงสมการการคำนวณในหัวข้อ 4.6 ต่อไป

4.6 การวิเคราะห์ข้อมูล

เป้าหมายของงานวิจัยนี้เพื่อหาการถ่ายเทความร้อนในช่องขนานในพจน์ของเลขนัสเซลท์ โดยเลขเรย์โนลด์ในพจน์ของเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (D_h) สามารถเขียนได้เป็น

$$Re = UD_h/\nu, \quad (4.1)$$

เมื่อ U และ ν เป็นความเร็วเฉลี่ยและความหนืดเชิงจลน์ของอากาศ ตามลำดับ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย (h) หาค่าได้จากการวัดอุณหภูมิและความร้อนที่ป้อนเข้าระบบ ความร้อนที่ให้กับอากาศ (Q_{air}) และความแตกต่างของอุณหภูมิผนังท่อกับอุณหภูมิอากาศ ($T_w - T_b$), สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยหาได้จากข้อมูลทดลอง ดังสมการ

$$Q_{air} = Q_{conv} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \leq VI \quad (4.2)$$

$$h = \frac{Q_{conv}}{A(\bar{T}_s - T_b)} \quad (4.3)$$

โดยที่

$$T_b = (T_o + T_i)/2 \quad (4.4)$$

และ

$$\bar{T}_s = \sum T_s/10 \quad (4.5)$$

พจน์ A คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อนแบบการพาของผนังด้านบนของช่องขนานที่ถูกให้ความร้อน เมื่อ \bar{T}_s คือ อุณหภูมิผิวเฉลี่ยที่ได้จากอุณหภูมิผิวท่อในแต่ละจุด (T_s) ตามแนวยาวของช่องขนาน, T_i , T_o คือ อุณหภูมิทางเข้าและทางออกตามลำดับ โดยพจน์ \dot{m} , C_p , V และ I คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ, ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ, ความต่างศักย์และกระแสไฟฟ้าตามลำดับ

เลขนัสเซลท์เฉลี่ย (Nu) เขียนได้เป็น

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (4.6)$$

ตัวประกอบเสียดทาน (f) หาได้จาก

$$f = \frac{2}{(L/D_h)} \frac{\Delta P}{\rho U^2} \quad (4.7)$$

เมื่อ ΔP คือ ค่าความดันตกคร่อม, ρ คือ ความหนาแน่นของของไหลและ k คือ ค่าการนำความร้อนของอากาศ คุณสมบัติทางกายภาพของอากาศถูกกำหนดที่อุณหภูมิของไหลเฉลี่ย (T_b) จากสมการ (4)

ที่สภาวะกำลังขับ (Pumping power) เดียวกัน

$$(\dot{V}\Delta P)_0 = (\dot{V}\Delta P) \quad (4.8)$$

เมื่อ \dot{V} อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศและเขียนในพจน์ตัวประกอบเสียดทานและเลขเรย์โนลด์ ได้เป็น

$$\begin{aligned} (fRe^3)_0 &= (fRe^3) \\ Re_0 &= Re(f/f_0)^{1/3} \end{aligned} \quad (4.9)$$

ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อน (Thermal performance enhancement factor, TEF) คือ อัตราส่วนของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของพื้นผิวทดสอบ (h) เทียบกับสัมประสิทธิ์การพาความร้อนท่อผนังเรียบ (h_0) ที่กำลังขับเดียวกัน

$$TEF = \frac{h}{h_0} \bigg|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \bigg|_{pp} = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (4.10)$$

ซึ่งจะเป็นตัวชี้วัดที่แสดงให้เห็นถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อน โดยเมื่อให้ค่ามากกว่า 1 แสดงว่าให้มีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อผนังเรียบ เมื่อใช้กำลังขับพัดลมของระบบค่าเดียวกัน โดยการพัฒนาและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีจุดมุ่งหมายเพื่อให้ได้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะความร้อนสูงที่สุด ซึ่งจะเป็นผลให้สามารถลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและประหยัดพลังงานที่ต้องป้อนให้กับระบบ นำไปสู่การลดต้นทุนการผลิต เกิดประโยชน์ทั้งในแง่การลดพื้นที่การติดตั้ง ได้ประสิทธิภาพที่สูงขึ้น ด้วยราคาขายที่ต่ำลง ลดการใช้ทรัพยากรที่มีอยู่อย่างจำกัด เพื่อเป็นอีกแนวทางหนึ่งในการช่วยเยียวยาและแก้ปัญหาวิกฤตทรัพยากรพลังงาน

บทที่ 5

ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

5.1 บทนำ

ในบทนี้ กล่าวถึงผลการทดลองการเพิ่มสมรรถนะความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกลมด้วยแผ่นครีบบีบคู้ สอดใส่ตามแนวแกนท่อกลม เพื่อศึกษาถึงอิทธิพลของรูปทรง, ความสูง, มุมปะทะ และระยะพิตซ์ต่างๆ โดยแบ่งการศึกษาในส่วนนี้ออกเป็น ดังนี้

- (1.1) การทดลองทวนสอบท่อผนังเรียบ เพื่อเปรียบเทียบผลการทดลองการถ่ายเทความร้อน และการสูญเสียความดันที่ได้กับสหสัมพันธ์ที่เชื่อถือได้
- (1.2) การทดลองโดยศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะที่แตกต่างกัน เพื่อเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันที่ได้ในกรณีของมุมปะทะต่างกัน
- (1.3) การทดลองโดยศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนความสูงของครีบบีบคู้ที่แตกต่างกัน 4 น เพื่อเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันที่ได้ในกรณีของอัตราส่วนความสูงต่างกัน
- (1.4) การทดลองโดยศึกษาอิทธิพลของระยะพิตซ์ที่แตกต่างกัน เพื่อเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันที่ได้ในกรณีของระยะพิตซ์ต่างกัน
- (1.5) ครีบบีบคู้รูปทรงต่าง ๆ คือ สี่เหลี่ยม สี่เหลี่ยมคางหมู เพื่อศึกษาถึงอิทธิพลของรูปทรงครีบบีบคู้
- (1.6) แผ่นเพลทแบบเจาะและไม่เจาะรู เพื่อศึกษาถึงอิทธิพลการสูญเสียความดันในกรณีที่มีรูปแบบแผ่นเพลทแตกต่างกัน

ทำการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนในพจน์ของเลขนัสเซลท์ (Nusselt number) และการสูญเสียความดันในพจน์ของตัวประกอบเสียดทาน (friction factor) จากนั้นก็เปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันกับท่อกลมที่มีผนังเรียบ และสมรรถนะความร้อน (thermal enhancement factor) ซึ่งเป็นข้อมูลที่คำนวณที่กำลังซับซ้อนด้วยกัน ดังต่อไปนี้

5.2 ผลการทวนสอบท่อผนังเรียบ

การนำเสนอผลการศึกษาค่าการทดลองของการถ่ายเทความร้อนและการเสียดทานภายในท่อเปล่าจะแสดงในเทอมตัวเลขนัสเซลท์และตัวประกอบความเสียดทาน ตามลำดับ เพื่อหาความน่าเชื่อถือของชุดทดสอบดังนั้นจึงทำการทดสอบท่อเปล่าและนำผลที่ได้เปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์โดยผลตัวเลขนัสเซลท์จากการทดลองได้นำไปเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter ในขณะที่ค่าตัวประกอบเสียดทานจะทำการเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ของ Blasius

สหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter,

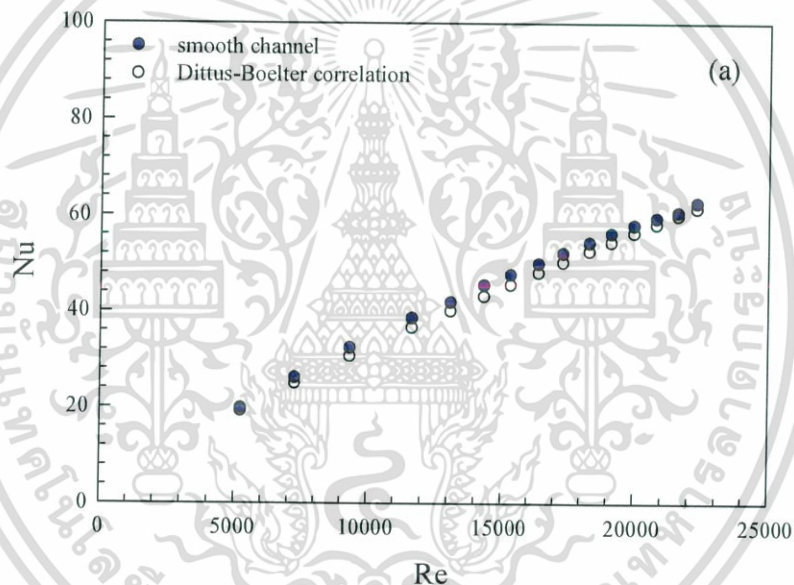
$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \text{ สำหรับการให้ความร้อน} \quad (5.1)$$

สหสัมพันธ์ของ Blasius,

$$f = 0.316Re^{-0.25} \quad 3000 \leq Re \leq 20,000 \quad (5.2)$$

5.2.1 เลขนัสเซิลท์ (Nusselt number)

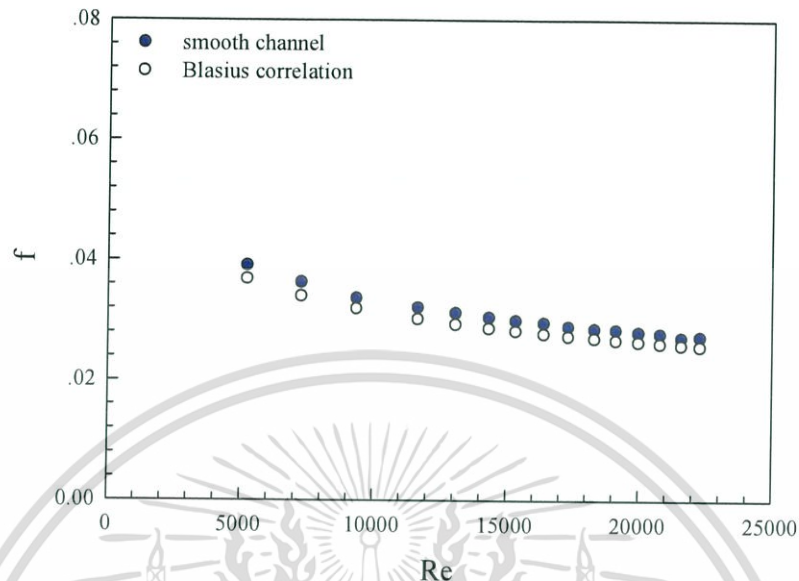
ในรูปที่ 5.1 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์กรณีท่อผนังเรียบ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้น เช่นเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบค่าเลขนัสเซิลท์จากการทดลองกับค่าเลขนัสเซิลท์จากผลของ (Dittus-Boelter correlation) พบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าเลขนัสเซิลท์จากผลการทดลอง มีค่ามากกว่าค่าเลขนัสเซิลท์จากผลของ (Dittus-Boelter correlation) โดยค่าเลขนัสเซิลท์จากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยมากกว่าคิดเป็น 6.65% เมื่อเทียบกับ Dittus-Boelter correlation โดยค่าเลขนัสเซิลท์จากผลของ (Dittus-Boelter correlation) ใช้หาค่าเลขนัสเซิลท์สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมผิวเรียบ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ $Re_D \geq 10,000$



รูปที่ 5.1 แสดงความสัมพันธ์ของเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อแผ่นขนานผนังเรียบ

5.2.2 ตัวประกอบเสียดทาน (friction factor)

รูปที่ 5.2 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์กรณีท่อมีผนังเรียบ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองและค่าตัวประกอบเสียดทานจากผลของ (Blasius correlation) พบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่ามากกว่าค่าตัวประกอบเสียดทานจากผลของ (Blasius correlation) โดยค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 3.38% เมื่อเทียบกับ Blasius correlation โดยค่าตัวประกอบเสียดทานจากผลของ (Blasius correlation) ใช้หาค่าตัวประกอบเสียดทาน (friction factor) สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมผิวเรียบ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ $Re_D \leq 20,000$



รูปที่ 5.2 แสดงความสัมพันธ์ของตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ กรณีท่อขนานผนังเรียบ

ผลการทดลองท่อผนังเรียบ ทำการเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์ที่น่าเชื่อถือและได้รับความนิยม โดยเลขนัสเซลท์จะเปรียบเทียบกับ Dittus-Boelter correlation ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยอยู่ที่ 6.65% และตัวประกอบเสียดทานจะเปรียบเทียบกับ Blasius correlation ซึ่งมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยอยู่ที่ 3.38% ซึ่งถือว่าผลการทดลองมีความเชื่อถือได้ โดยทั่วไปผลการทดลองสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยไม่ควรเกิน 10% ซึ่งถือว่าผลการทดลองในครั้งนี้มี ความเชื่อถือได้

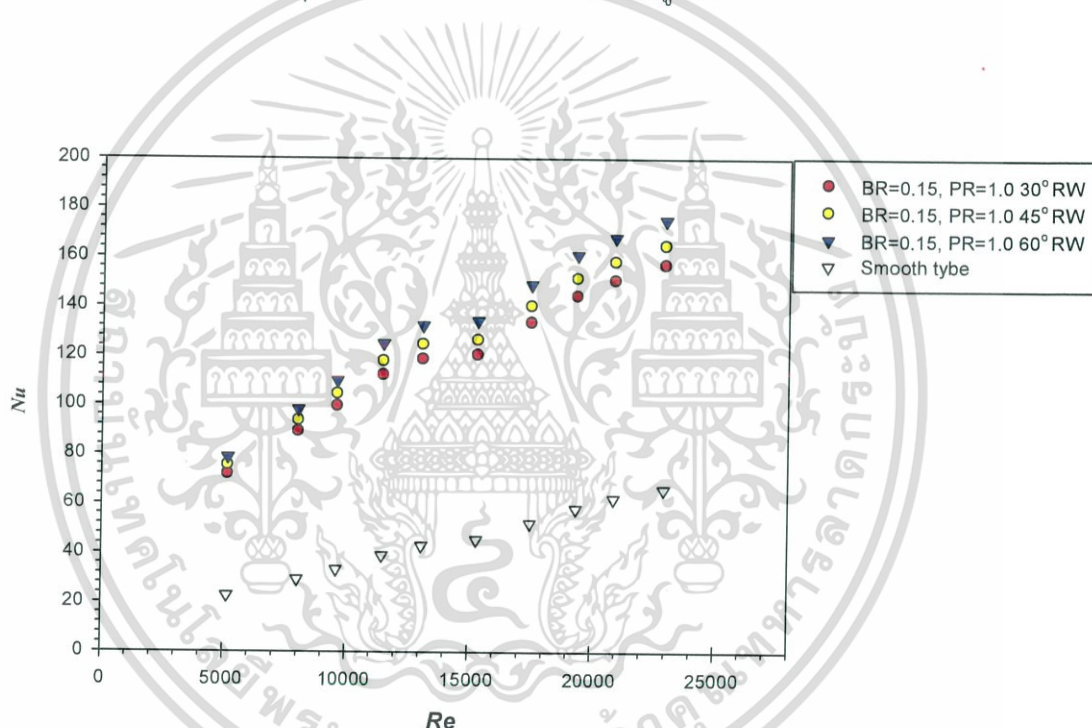
5.3 การทดลองโดยศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะที่แตกต่างกัน

การเปรียบเทียบตัวเลขนัสเซลท์ของกรณีการสอดใส่ครีบบางเอียงมุมปะทะต่างๆที่อัตราส่วน ระยะพิตช์เท่ากับ 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 และ 3.0 และอัตราส่วนความสูงของครีบบางเท่ากับ 0.10, 0.15 และ 0.20 ตามลำดับ พบว่ากรณีการสอดใส่ครีบบางที่ 60° จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด รองลงมาคือมุมปะทะ 45° และ 30° ตามลำดับ เนื่องจากมุมปะทะจะส่งผลต่อพฤติกรรม การไหลของของไหลทำงานถึงความรุนแรงของความปั่นป่วน โดยมุมปะทะที่มีค่ามากจะขัดขวางการ ไหลได้ดีกว่าซึ่งส่งผลต่อความรุนแรงของความปั่นป่วนได้มากกว่า

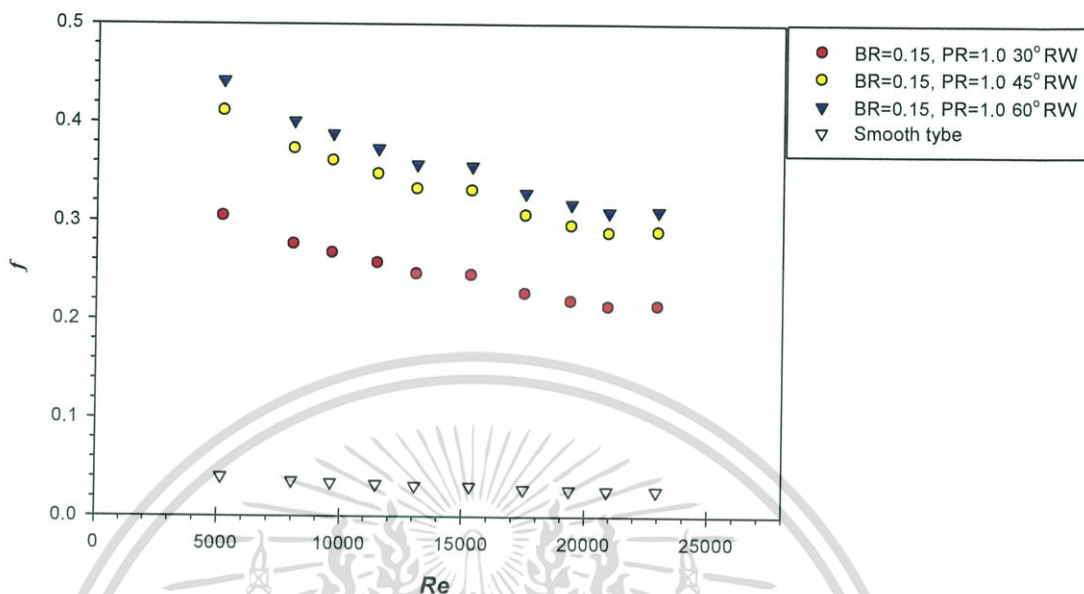
การเปรียบเทียบตัวประกอบเสียดทานของกรณีการสอดใส่ครีบบางเอียงมุมปะทะต่างๆที่ อัตราส่วนระยะพิตช์เท่ากับ 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 และ 3.0 และอัตราส่วนความสูงของครีบบางเท่ากับ 0.10, 0.15 และ 0.20 ตามลำดับ พบว่าค่าตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามขนาดของค่ามุม ปะทะของครีบบางเอียงที่อัตราส่วนระยะพิตช์และตัวเลขเรย์โนลด์เดียวกัน เนื่องจากลักษณะการสอด ใส่ครีบบางเอียงที่มีมุมปะทะการไหลมีค่ามากกว่าขัดขวางกระแสน้ำของไหลทำงานมากกว่า ทำให้เกิดความดันตกคร่อมที่สูงกว่าจึงส่งผลถึงตัวประกอบความเสียดทานที่สูงกว่าการสอดใส่ครีบบาง เอียงที่ทำมุมปะทะการไหลน้อยกว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

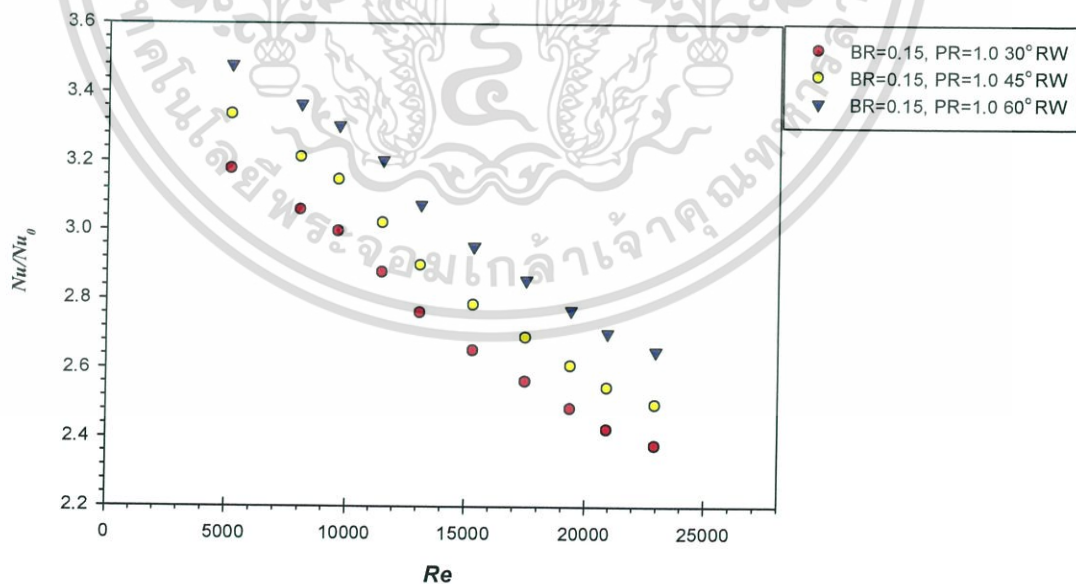
และในการเปรียบเทียบค่าสมรรถนะความร้อนของกรณีการสอดใส่ครีบบางเอียงมุมปะทะต่างๆที่อัตราส่วนระยะพิตช์เท่ากับ 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 และ 3.0 และอัตราส่วนความสูงของครีบบางเท่ากับ 0.10, 0.15 และ 0.20 ตามลำดับ พบว่าการสอดใส่ครีบบางที่ 30° จะให้ค่าสมรรถนะความร้อนมากที่สุด รองลงมาคือมุมปะทะ 45° และ 60° ตามลำดับ เนื่องจากมุมปะทะจะส่งผลต่อพฤติกรรมการไหลของของไหลทำงานถึงความรุนแรงของความปั่นป่วน โดยมุมปะทะที่มีค่ามากจะขัดขวางการไหลได้ดีกว่าซึ่งส่งผลต่อความรุนแรงของความปั่นป่วนได้มากกว่า แต่ในทางตรงกันข้าม การสอดใส่ครีบบางเอียงที่มีมุมปะทะการไหลมีค่ามากกว่าขัดขวางกระแสการไหลของไหลทำงานมากกว่า ทำให้เกิดความดันตกคร่อมที่สูงกว่าจึงส่งผลถึงตัวประกอบความเสียหายที่สูงกว่าการสอดใส่ครีบบางเอียงที่ทำมุมปะทะการไหลน้อยกว่าอย่างมาก ส่งผลให้ค่าสมรรถนะมุมปะทะที่มากกว่ามีค่าน้อยกว่ามุมปะทะที่มีค่าน้อยกว่า ดังแสดงในรูป 5.7



รูปที่ 5.3 แสดงเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนที่มุมปะทะต่างกันที่ระยะพิตช์ 1.0

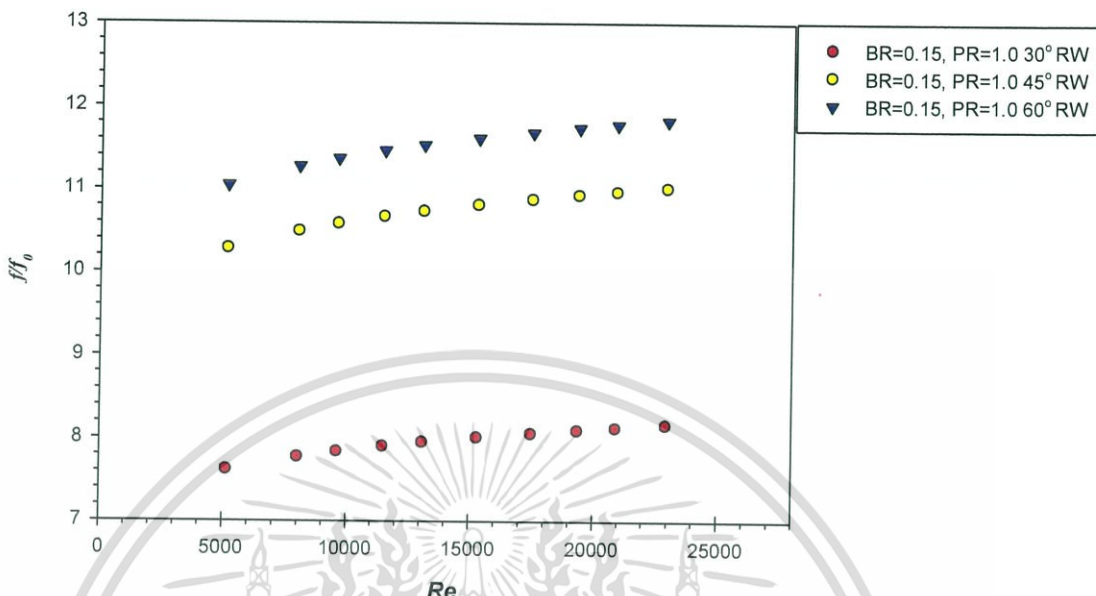


รูปที่ 5.4 แสดงเปรียบเทียบค่าความเสียดทานที่มุมปะทะต่างกันที่ระยะพิทซ์ 1.0

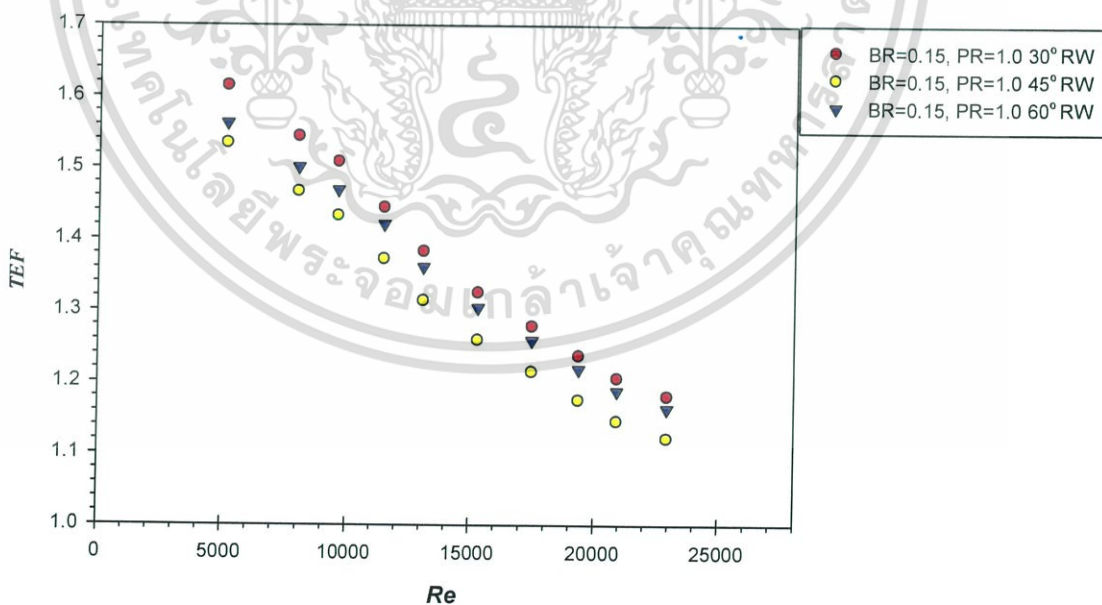


รูปที่ 5.5 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่มุมปะทะต่างกันที่ระยะพิทซ์ 1.0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.6 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนค่าความเสียดทานที่มุมปะทะต่างกันที่ระยะพิตช์ 1.0



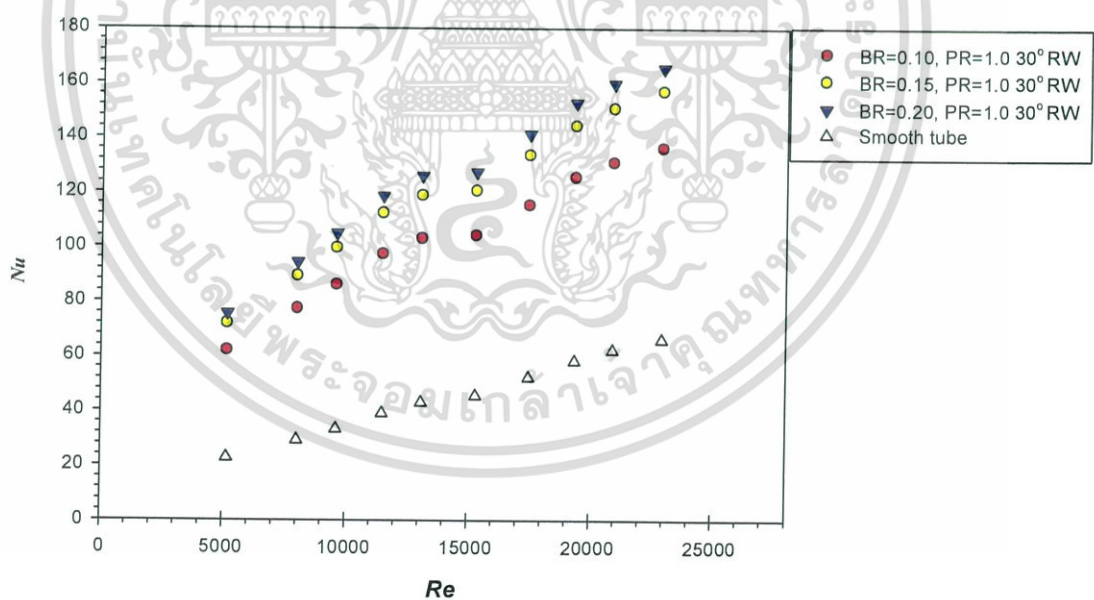
รูปที่ 5.7 แสดงเปรียบเทียบสมรรถนะความร้อนที่มุมปะทะต่างกันที่ระยะพิตช์ 1.0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

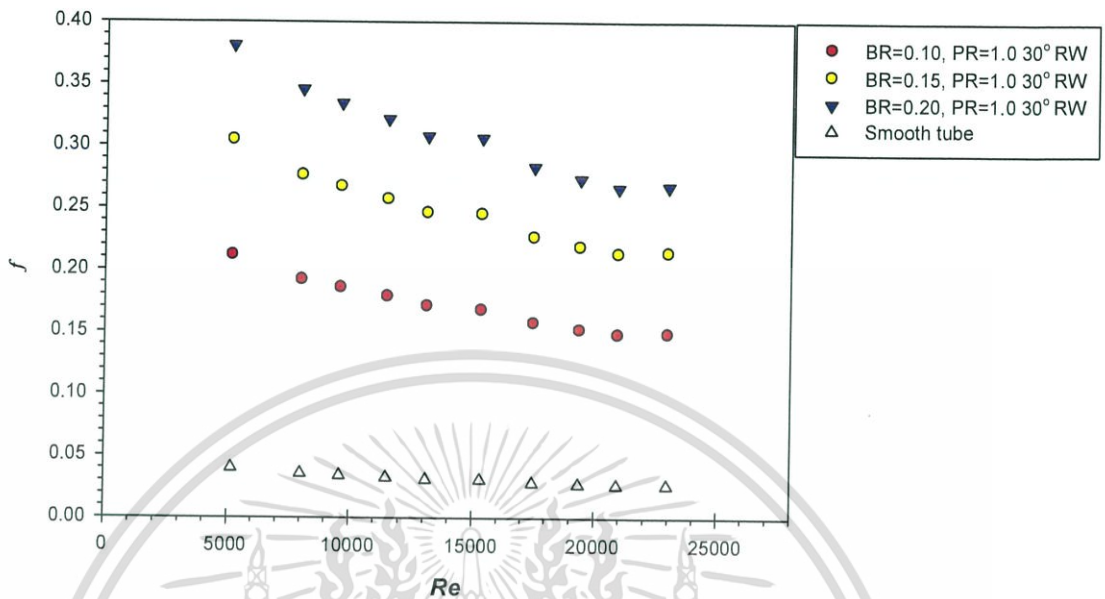
5.4 การทดลองโดยศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนความสูงของครีบที่แตกต่างกัน

การเปรียบเทียบตัวเลขสเกลล์ของกรณีการสอดใส่ครีบที่มีอัตราส่วนความสูงที่แตกต่างกันที่อัตราส่วนระยะพิตช์เท่ากับ 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 และ 3.0 ตามลำดับ พบว่ากรณีการสอดใส่ครีบที่มีอัตราส่วนความสูงเท่ากับ 0.2 จะมีการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่า 0.15 และ 0.10 เนื่องจากอัตราส่วนความสูงของครีบจะส่งผลต่อพฤติกรรมการไหลของของไหลทำงานถึงความรุนแรงของความปั่นป่วน โดยอัตราความสูงของครีบที่มีค่ามากจะขวางการไหลได้ดีกว่า ซึ่งส่งผลต่อความรุนแรงของความปั่นป่วนได้มากกว่า

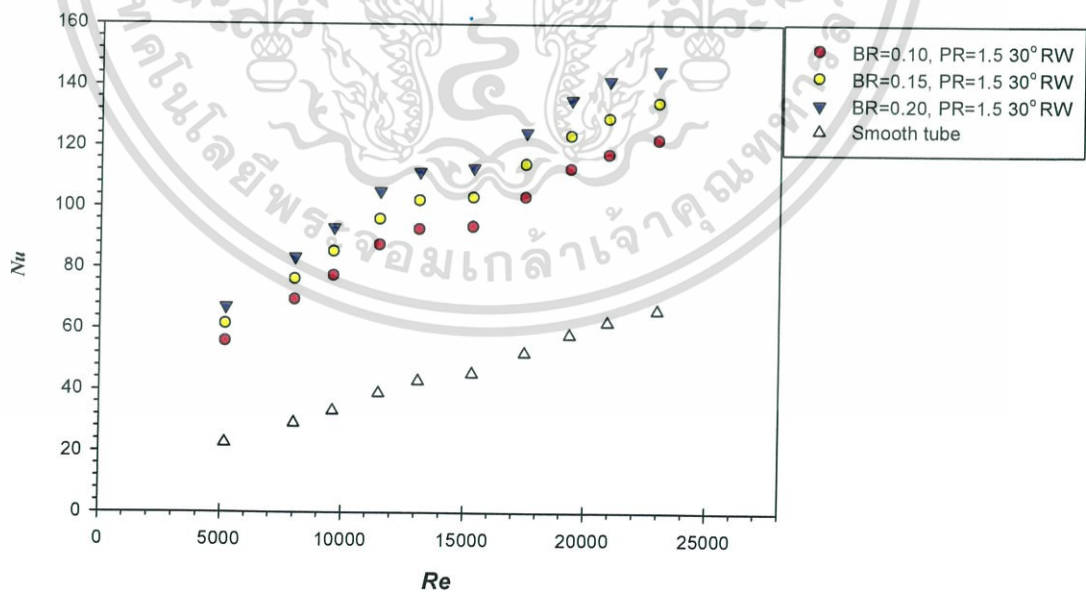
และในการเปรียบเทียบตัวประกอบความเสียดทานของกรณีสอดใส่ครีบที่มีอัตราส่วนความสูงที่แตกต่างกันที่อัตราส่วนระยะพิตช์เท่ากับ 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 และ 3.0 ตามลำดับ พบว่าค่าตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามขนาดของอัตราส่วนสูงของครีบที่อัตราส่วนระยะพิตช์และตัวเลขเรย์โนลด์เดียวกัน เนื่องจากลักษณะการสอดใส่ครีบที่มีอัตราส่วนความสูงของครีบที่มีค่ามากกว่าจะขัดขวางการไหลของของไหลทำงานมากกว่า ทำให้เกิดความดันตกคร่อมที่สูงกว่าจึงส่งผลถึงตัวประกอบเสียดทานที่สูงกว่าการสอดใส่ครีบที่มีอัตราความสูงของครีบน้อยกว่า



รูปที่ 5.8 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตช์ 1.0

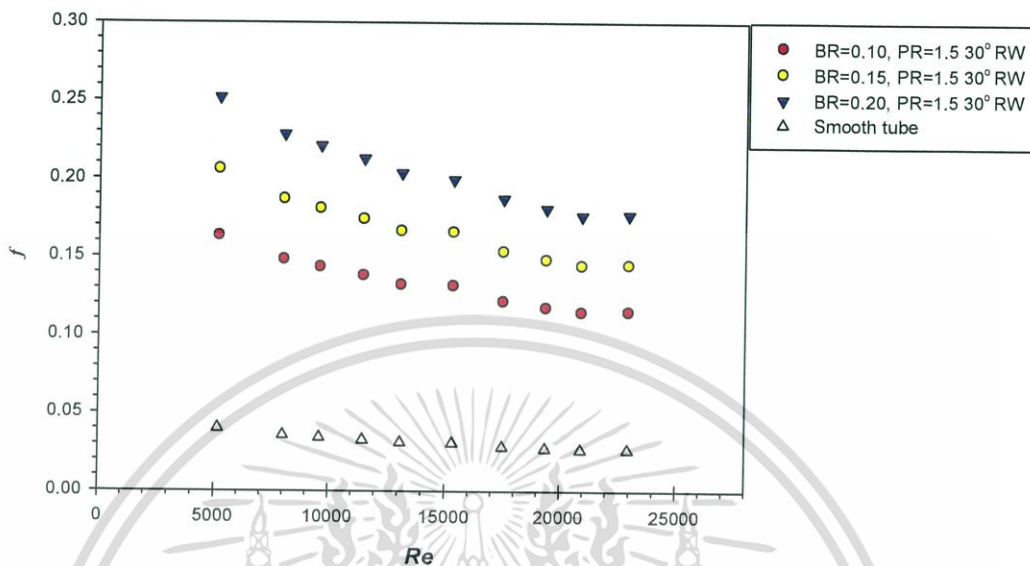


รูปที่ 5.9 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนค่าความเสียดทานที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตซ์ 1.0

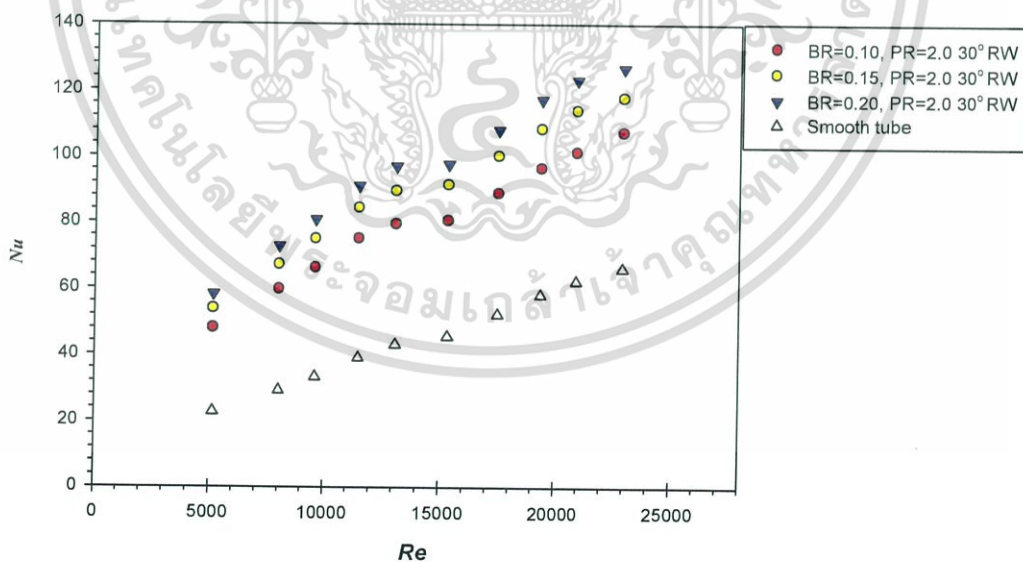


รูปที่ 5.10 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตซ์ 1.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

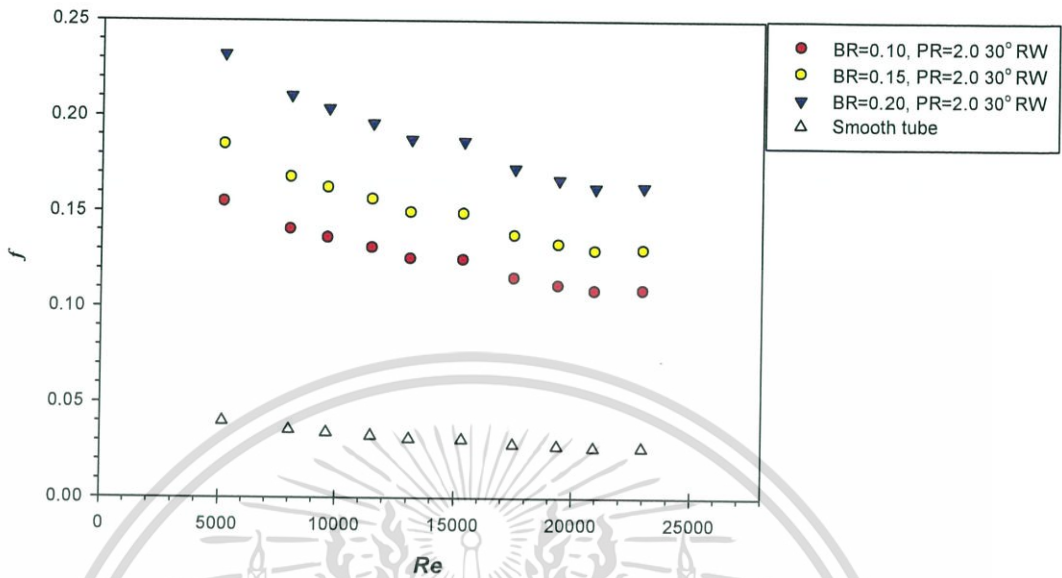


รูปที่ 5.11 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนค่าความเสียดทานที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตซ์ 1.5

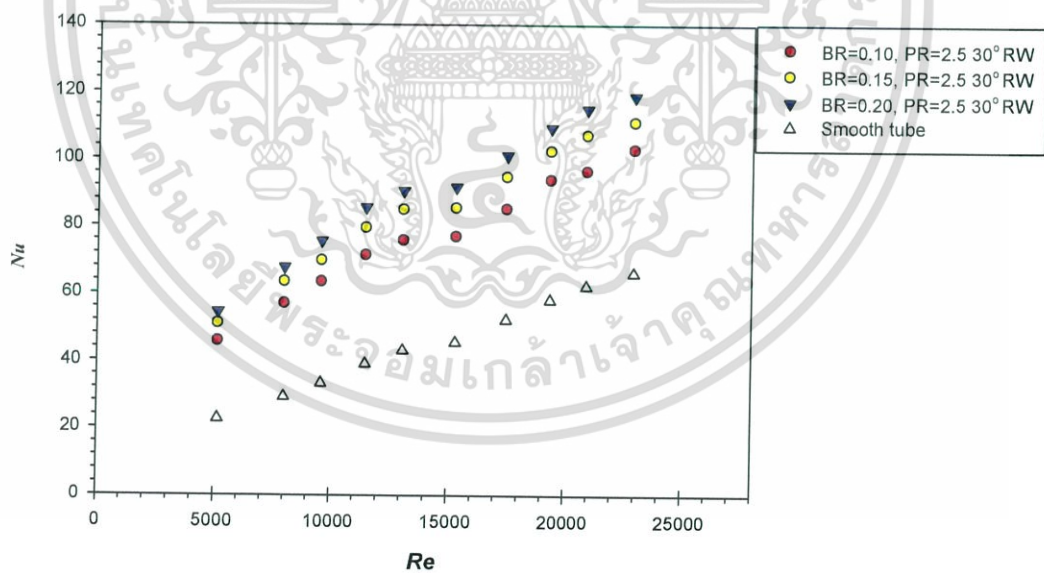


รูปที่ 5.12 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตซ์ 2.0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

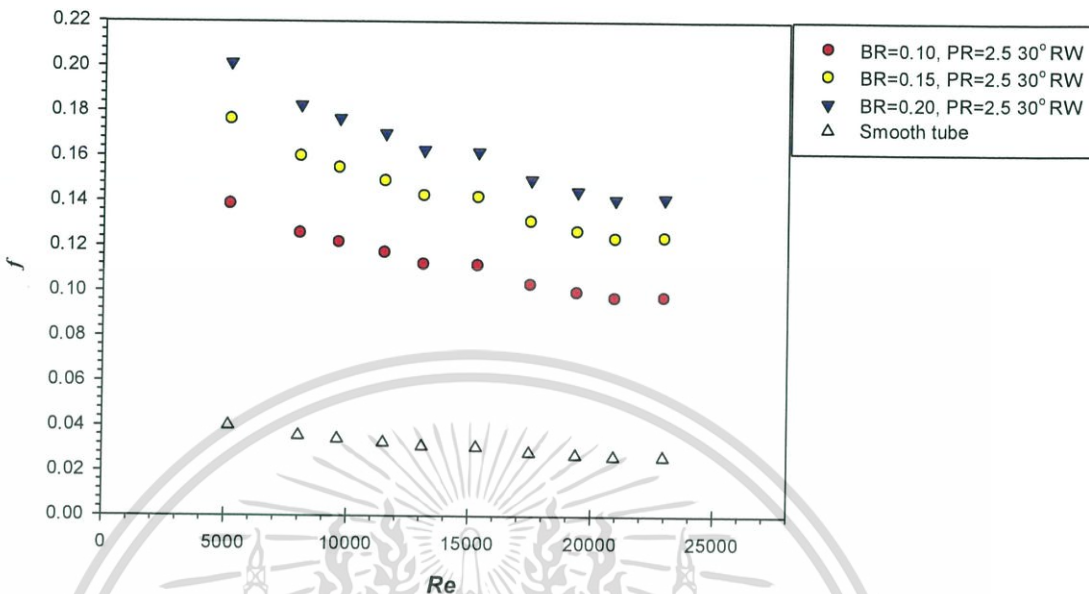


รูปที่ 5.13 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนค่าความเสียดทานที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตซ์ 2.0

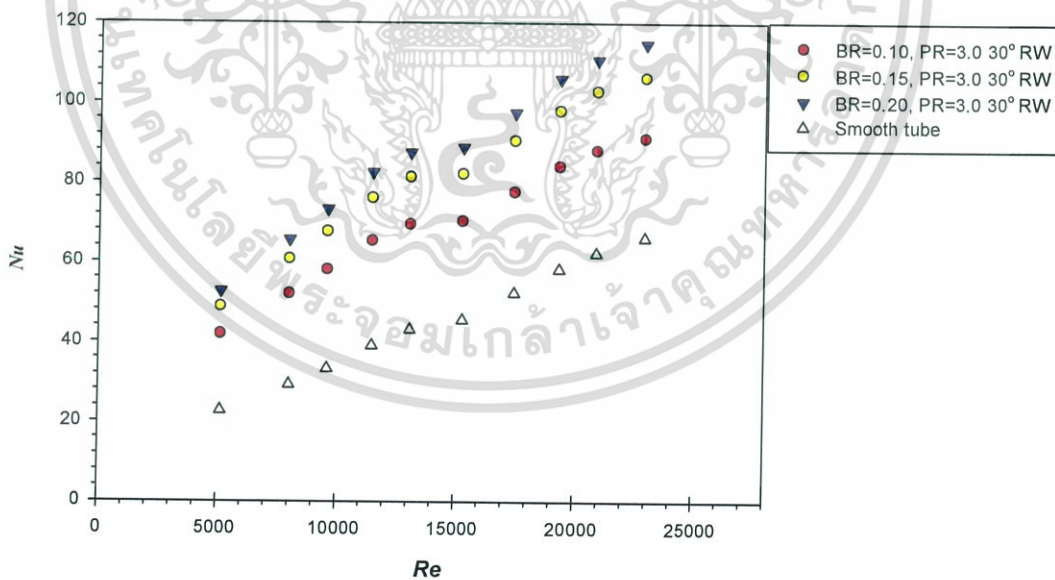


รูปที่ 5.14 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตซ์ 2.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

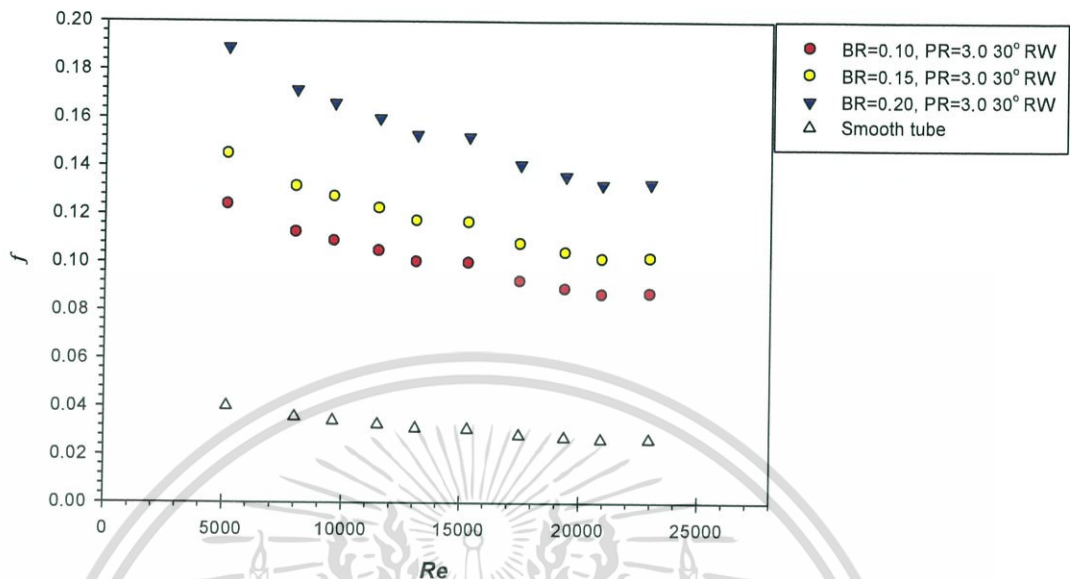


รูปที่ 5.15 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนค่าความเสียดทานที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตซ์ 2.5



รูปที่ 5.16 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตซ์ 3.0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

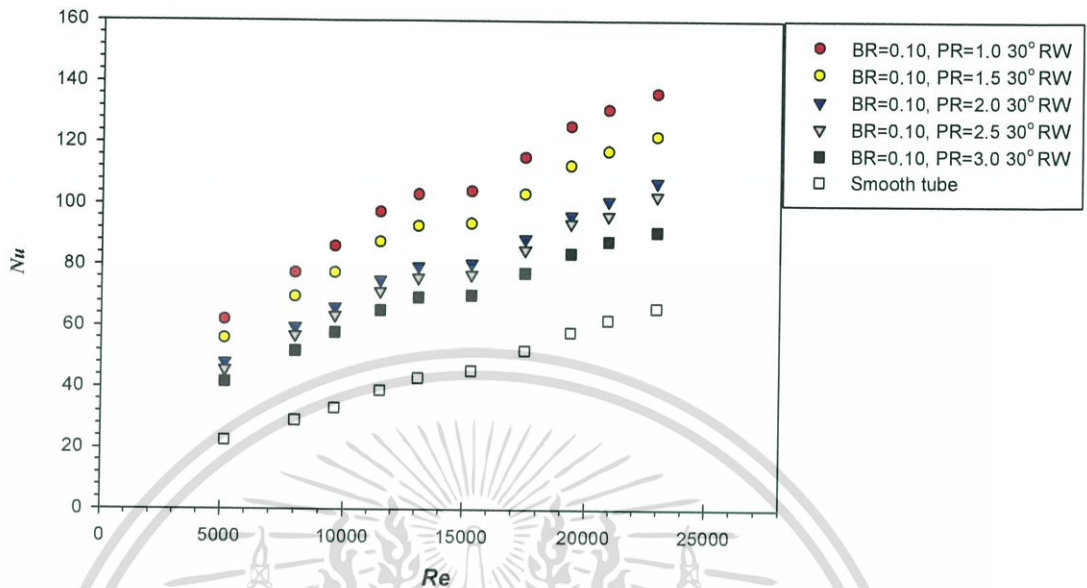


รูปที่ 5.17 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนค่าความเสียดทานที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่ระยะพิตซ์ 3.0

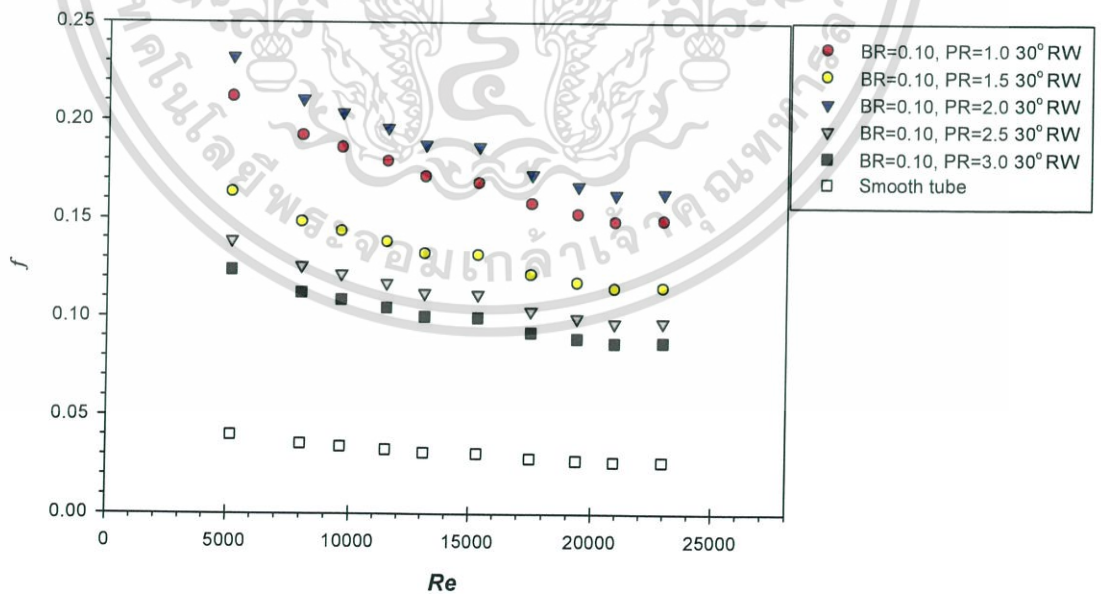
5.5 การทดลองโดยศึกษาอิทธิพลของระยะพิตซ์ที่แตกต่างกัน

การเปรียบเทียบตัวเลขสัมประสิทธิ์ของกรณีการสอได้ครีบที่มีระยะพิตซ์ที่แตกต่างกันที่อัตราส่วนความสูงของครีบเท่ากับ 0.10, 0.15 และ 0.20 ตามลำดับ พบว่าการสอได้ครีบที่มีระยะพิตซ์เท่ากับ 1.0 จะมีการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่า 1.5, 2.0, 2.5 และ 3.0 ตามลำดับ เนื่องจากระยะพิตซ์จะส่งผลต่อพฤติกรรมการไหลของของไหลทำงานถึงความรุนแรงของความปั่นป่วน โดยระยะพิตซ์ที่มีค่าน้อยจะขวางการไหลได้ดีกว่า ซึ่งส่งผลต่อความรุนแรงของความปั่นป่วนได้มากกว่า

และในการเปรียบเทียบตัวประกอบความเสียดทานของกรณีสอได้ครีบที่มีอัตราส่วนระยะพิตซ์ที่แตกต่างกันที่อัตราส่วนความสูงของครีบเท่ากับ 0.10, 0.15 และ 0.20 ตามลำดับ พบว่าค่าตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามขนาดของอัตราส่วนระยะพิตซ์ของครีบที่อัตราส่วนความสูงและตัวเลขเรย์โนลด์เดียวกัน เนื่องจากลักษณะการสอได้ครีบที่มีอัตราส่วนระยะพิตซ์ของครีบที่มีค่าน้อยกว่าจะขัดขวางการไหลของของไหลทำงานมากกว่า ทำให้เกิดความดันตกคร่อมที่สูงกว่าจึงส่งผลถึงตัวประกอบเสียดทานที่สูงกว่าการสอได้ครีบที่มีอัตราส่วนระยะพิตซ์ของครีบมากกว่า

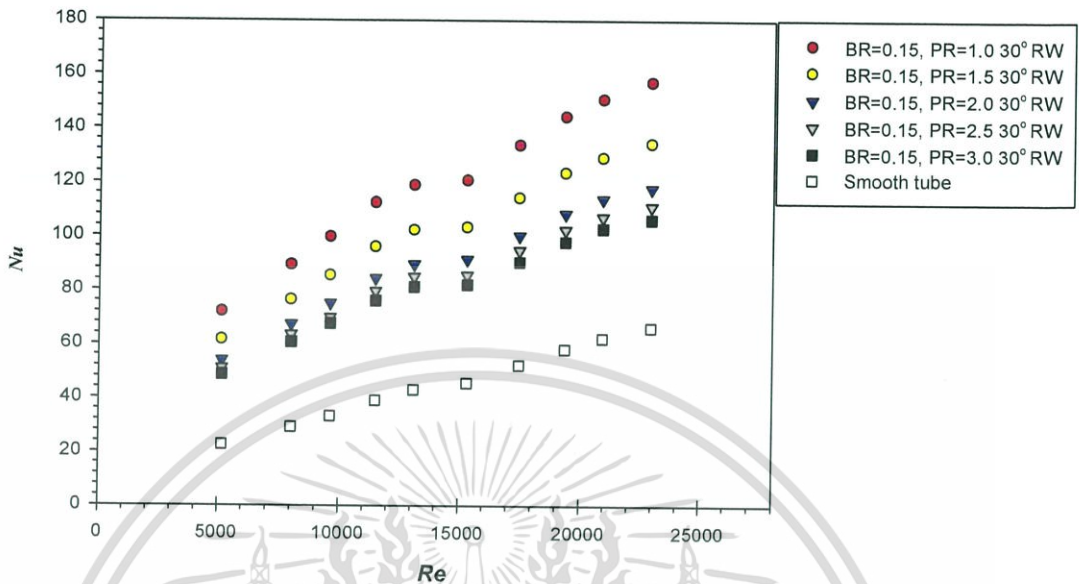


รูปที่ 5.18 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่างกันที่อัตราส่วนความสูง 1.0

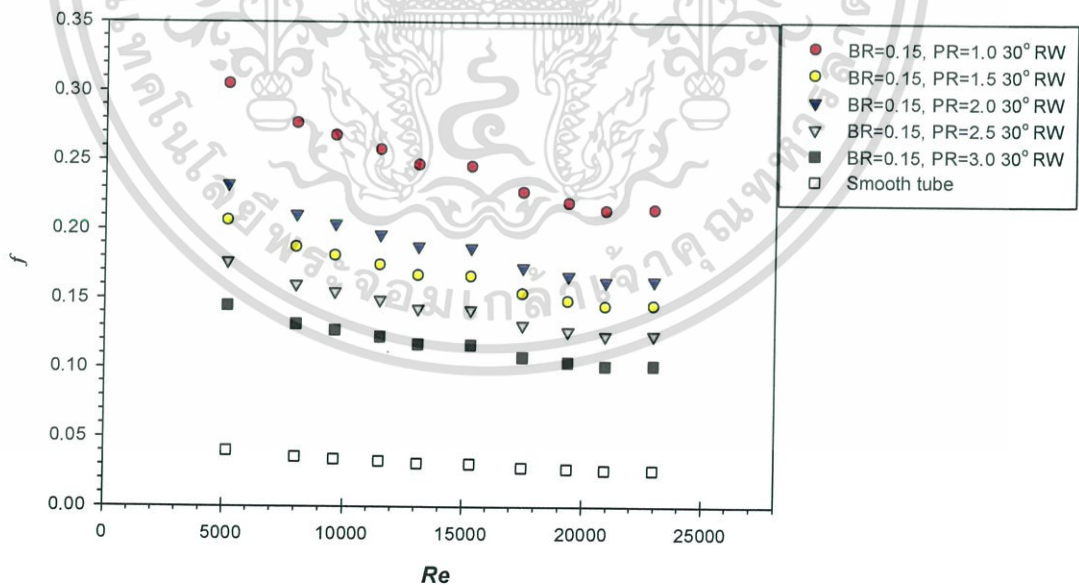


รูปที่ 5.19 แสดงเปรียบเทียบค่าความเสียดทานที่อัตราส่วนระยะพิตช์ต่างกันที่อัตราส่วนความสูง 1.0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

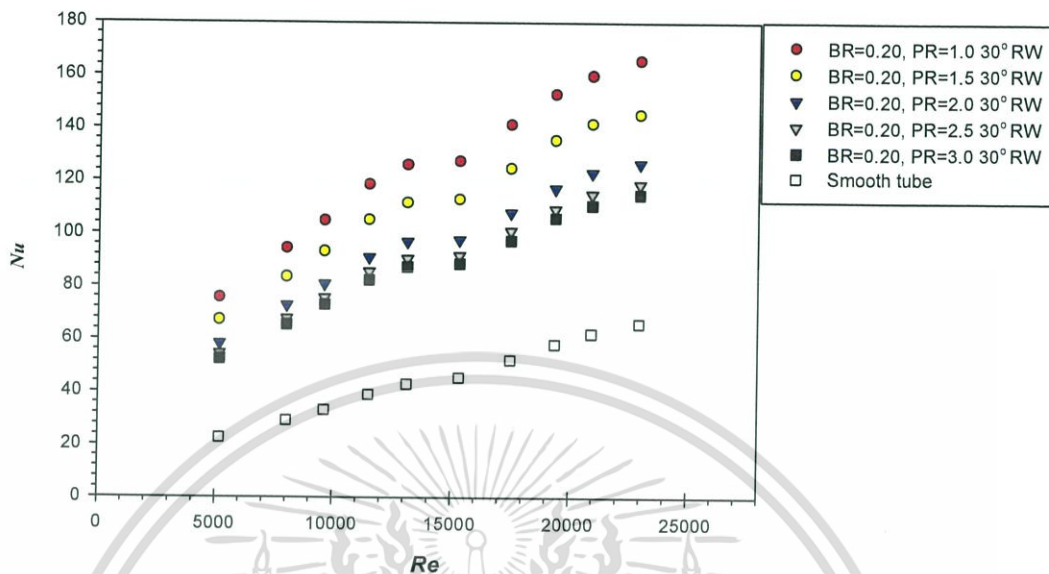


รูปที่ 5.20 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนระยะพิทช์ต่างกันที่อัตราส่วนความสูง 1.5

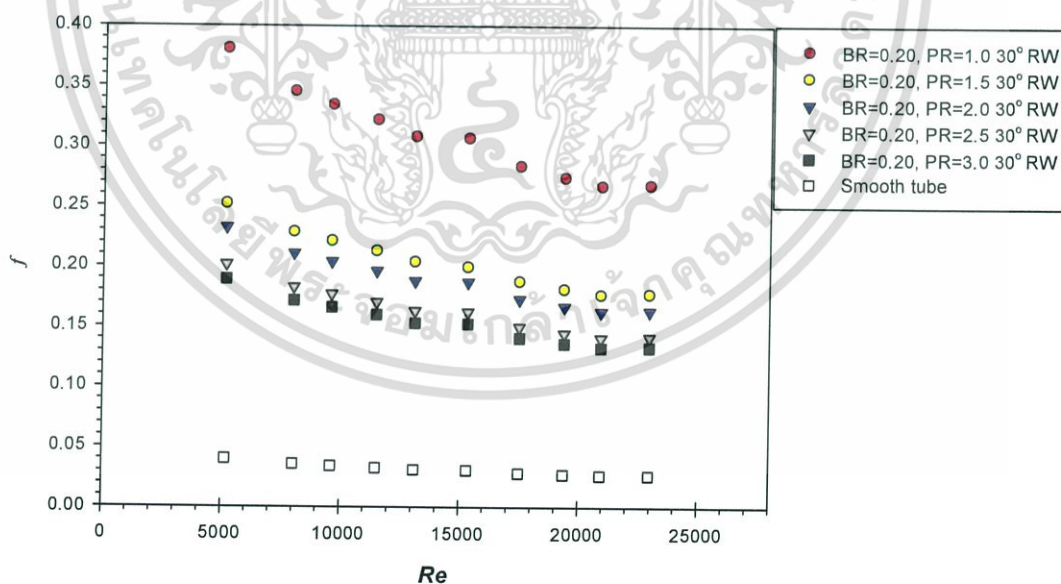


รูปที่ 5.21 แสดงเปรียบเทียบค่าความเสียดทานที่อัตราส่วนระยะพิทช์ต่างกันที่อัตราส่วนความสูง 1.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.22 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนระยะพิทช์ต่างกันที่อัตราส่วนความสูง 2.0



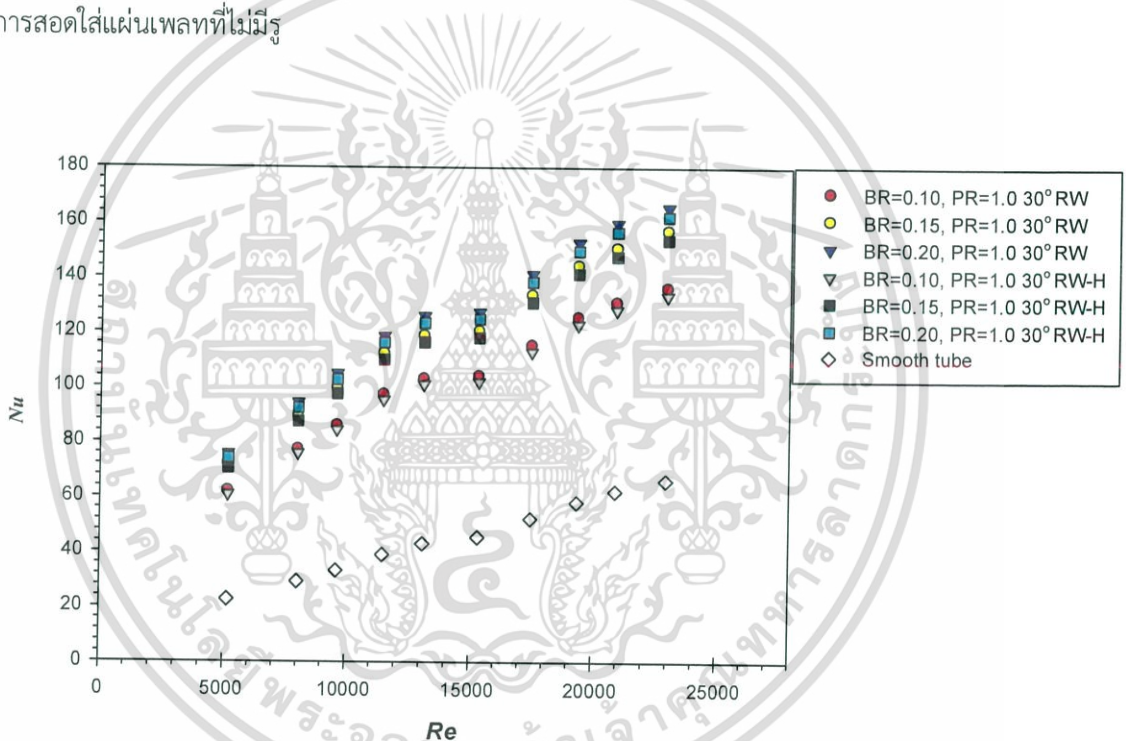
รูปที่ 5.23 แสดงเปรียบเทียบค่าความเสียดทานที่อัตราส่วนระยะพิทช์ต่างกันที่อัตราส่วนความสูง 2.0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

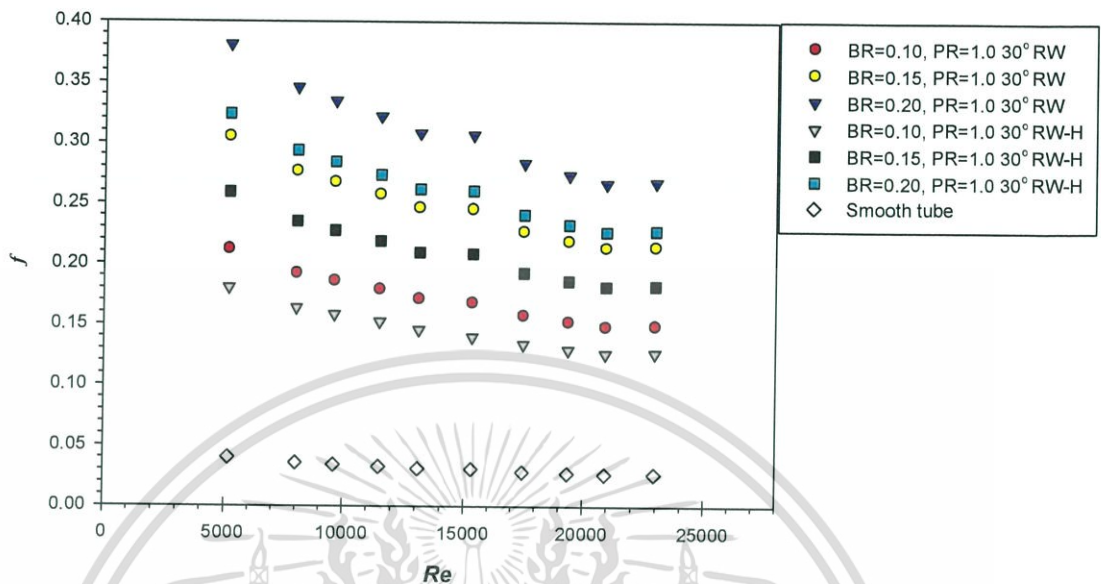
5.6 การทดลองโดยศึกษาอิทธิพลของรูปแบบของแผ่นเพลท

การเปรียบเทียบตัวเลขนัสเซิลท์ของกรณีการสอดใส่แผ่นเพลทที่เจาะรูที่มีอัตราส่วนระยะพิทช์ที่เท่ากับ 0.10 พบว่ากรณีการสอดใส่แผ่นเพลทจะมีการถ่ายเทความร้อนที่น้อยกว่าแบบไม่เจาะรู เนื่องจากรูบนแผ่นเพลทจะส่งผลต่อพฤติกรรมการไหลของของไหลทำงานถึงความรุนแรงของความปั่นป่วน โดยรูบนแผ่นเพลทจะลดการขวางการไหล ซึ่งส่งผลต่อความรุนแรงของความปั่นป่วนได้น้อยกว่า

และในการเปรียบเทียบตัวประกอบความเสียดทานของกรณีสอดใส่แผ่นเพลทที่เจาะรูที่มีอัตราส่วนระยะพิทช์ที่เท่ากับ 0.10 พบว่าค่าตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าลดลง ที่อัตราส่วนความสูงและตัวเลขเรย์โนลด์เดียวกัน เนื่องจากลักษณะการสอดใส่แผ่นเพลทที่มีรูจะขัดขวางการไหลของของไหลทำงานน้อยกว่า ทำให้เกิดความดันตกคร่อมที่ต่ำกว่า จึงส่งผลถึงตัวประกอบเสียดทานที่ต่ำกว่า การสอดใส่แผ่นเพลทที่ไม่มีรู



รูปที่ 5.24 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่อัตราส่วนระยะพิทช์ 1.0 (เจาะและมาเจาะรู)

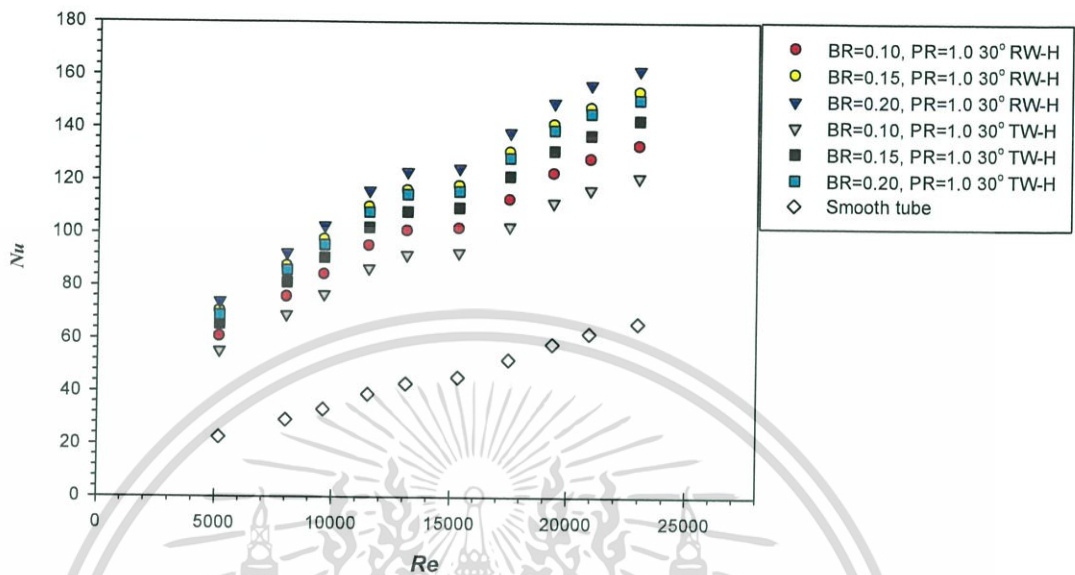


รูปที่ 5.25 แสดงเปรียบเทียบค่าความเสียดทานที่อัตราส่วนความสูงต่างกันที่อัตราส่วนระยะพิตซ์ 1.0 (เจาะและมาเจาะรู)

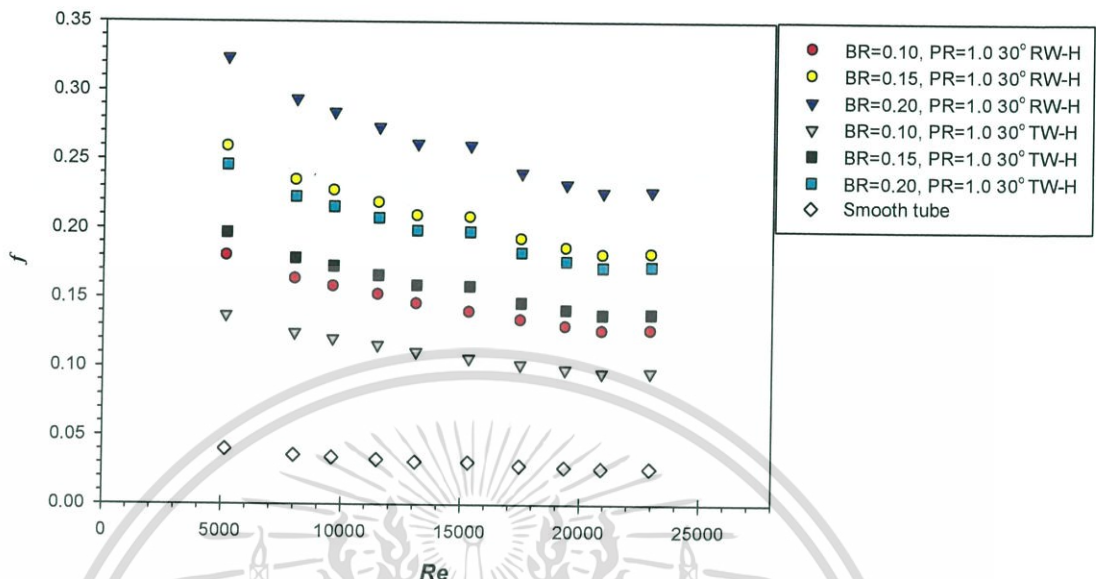
5.7 การทดลองโดยศึกษาอิทธิพลของรูปแบบของครีบบ

การเปรียบเทียบตัวเลขนัสเซิลท์ของกรณีการสอดใส่รูปแบบของครีบบที่แตกต่างกัน ที่มีอัตราส่วนระยะพิตซ์ที่เท่ากับ 0.10 และอัตราส่วนความสูงของครีบบเท่ากับ 0.10, 0.15 และ 0.20 ตามลำดับ พบว่ากรณีการสอดใส่แผ่นครีบบแบบสี่เหลี่ยมคางหมูจะมีการถ่ายเทความร้อนที่น้อยกว่าแบบสี่เหลี่ยมธรรมดา เนื่องจากพื้นที่ จะส่งผลต่อพฤติกรรมการไหลของของไหลทำงานถึงความรุนแรงของความปั่นป่วน โดยลักษณะของครีบบแบบสี่เหลี่ยมคางหมูจะลดการขวางการไหล ซึ่งส่งผลต่อความรุนแรงของความปั่นป่วนได้น้อยกว่า

และในการเปรียบเทียบตัวประกอบความเสียดทานของกรณีสอดใส่รูปแบบของครีบบที่แตกต่างกัน ที่มีอัตราส่วนระยะพิตซ์ที่เท่ากับ 0.10 และอัตราส่วนความสูงของครีบบเท่ากับ 0.10, 0.15 และ 0.20 ตามลำดับ พบว่าค่าตัวประกอบเสียดทานของสี่เหลี่ยมคางหมูจะมีค่าลดลง ที่อัตราส่วนความสูงและตัวเลขเรย์โนลด์เดียวกัน เนื่องจากลักษณะการสอดใส่แผ่นครีบบแบบสี่เหลี่ยมคางหมูจะขัดขวางการไหลของของไหลทำงานน้อยกว่า ทำให้เกิดความดันตกคร่อมที่ต่ำกว่า จึงส่งผลถึงตัวประกอบเสียดทานที่ต่ำกว่าการสอดใส่แผ่นครีบบแบบสี่เหลี่ยมธรรมดา



รูปที่ 5.26 แสดงเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนที่รูปแบบของแผ่นครีบต่างกันที่อัตราส่วนระยะพิตซ์ 1.0 (เจาะรู)



รูปที่ 5.27 เปรียบเทียบค่าความเสียดทานที่รูปแบบครีบต่างกันที่อัตราส่วนระยะพิตซ์ 1.0 (เจาะรู)

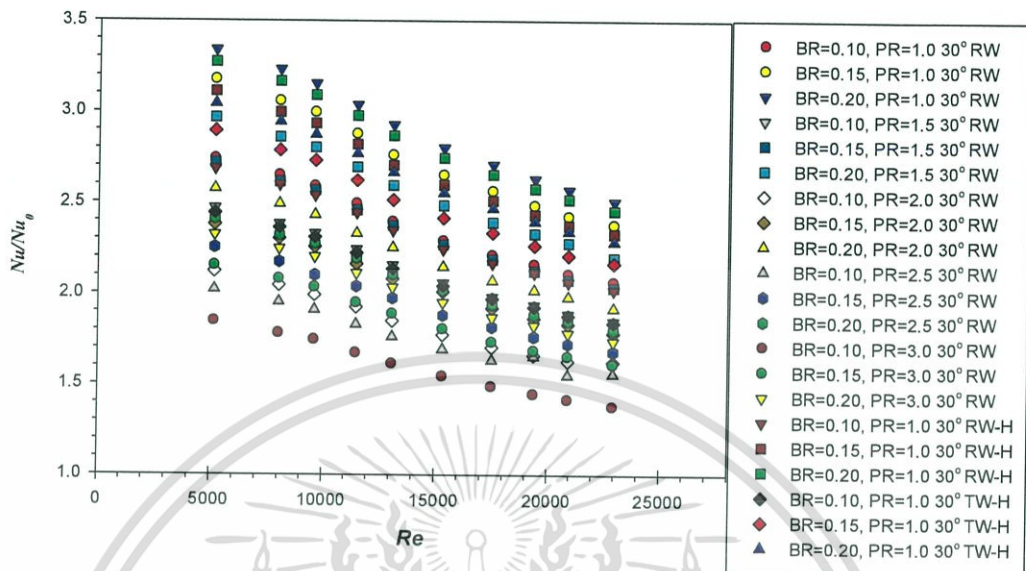
5.8 ความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์

ในรูปที่ 5.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ จากการทดลองพบว่า ครีบบุมปะทะ 30° สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 1.0 สัดส่วนความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 0.2 มีค่านัสเซิลท์เฉลี่ยมากที่สุดมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบ 3.34 เท่า

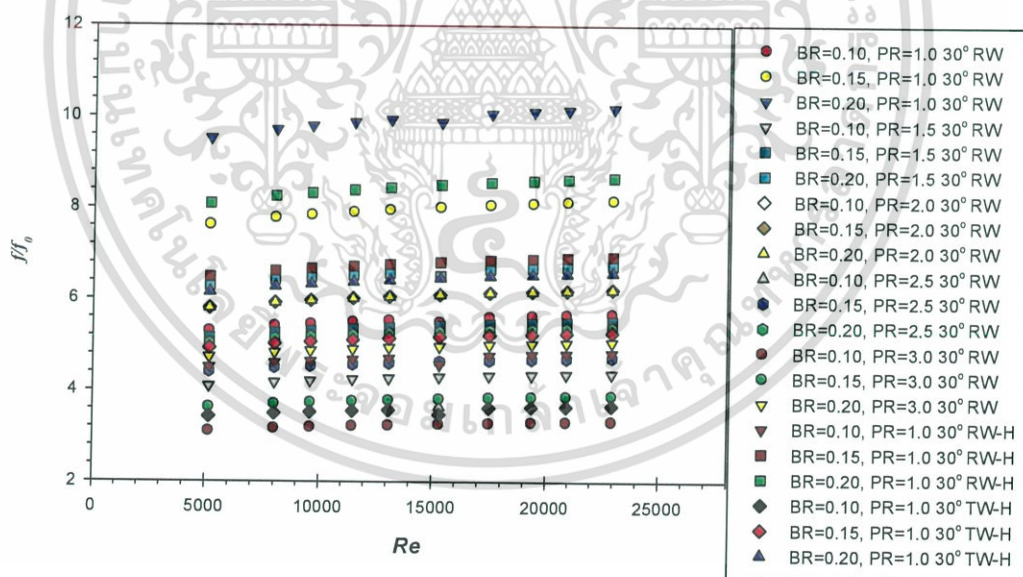
ในรูปที่ 5.29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียดทานของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ จากการทดลองพบว่า ครีบบุมปะทะ 30° สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 1.0 สัดส่วนความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 0.2 มีค่านัสเซิลท์เฉลี่ยมากที่สุดมากกว่าท่อเปล่าผนังเรียบเฉลี่ย 10.18 เท่า

จากผลการทดลองในรูป 5.30 พบว่าการสอดใส่ครีบสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่าท่อเปล่าประมาณ 1.85–3.34 เท่า และเห็นได้ว่าทุกกรณีการสอดใส่ครีบจะให้ผลดีในแง่ของค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้ผลดีตลอดช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ที่ทำการทดสอบโดยมีค่าเฉลี่ยอยู่ระหว่าง 1.18-1.70

จากการทดลองค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงสุดภายใต้เงื่อนไขการศึกษาที่มีค่าประมาณ 1.70 สำหรับกรณีติดตั้ง แผ่นเพลทเจาะรูติดครีบบูมปะทะเหลี่ยมคางหมูมุมเท่ากับ 30° สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 1.0 และสัดส่วนความสูงของครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 0.15 ที่ตัวเลขเรย์โนลด์ 5157.0

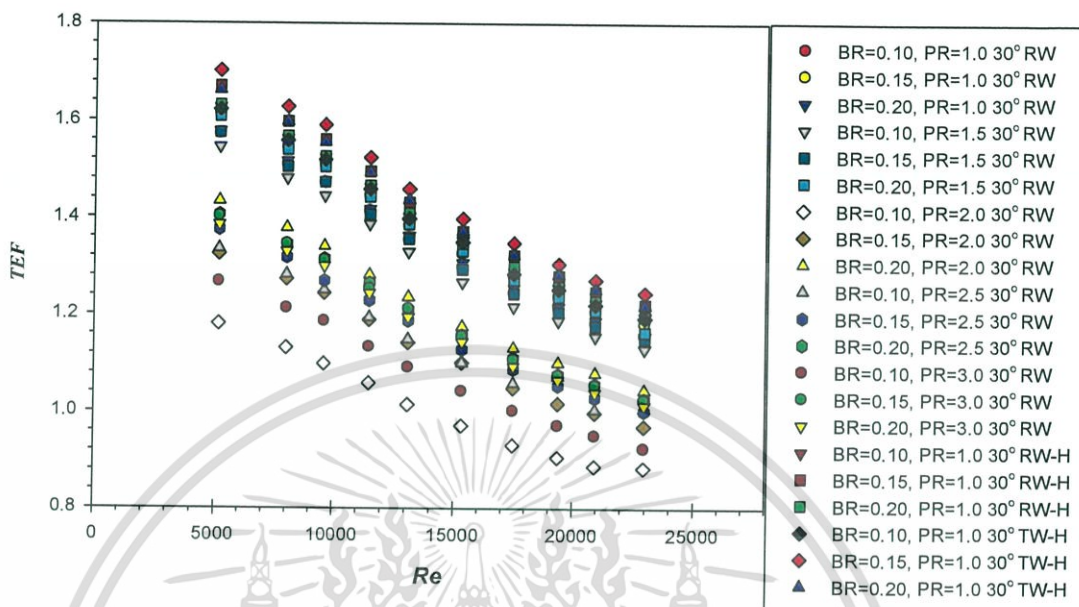


รูปที่ 5.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลต์ต่อเลขนัสเซลต์ของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์



รูปที่ 5.29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานต่อตัวประกอบความเสียดทานของท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผลการทดลอง

ในงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเชิงทดลองเพื่อหาวิธีเพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งครีบบีคูล์และตัวสร้างการหมุนควงตามแนวยาว สามารถสรุปได้ ดังต่อไปนี้

6.1.1 จากการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีลักษณะเป็นท่อกลมที่มีการสอดใส่ครีบบีคูล์ทำมุม 30° , 45° และ 60° อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 และ 3.0 โดยมีอัตราส่วนความสูงของครีบบีคูล์ต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเป็น 0.10, 0.15, 0.20 ภายใต้สภาวะเงื่อนไขค่าพารามิเตอร์ที่ผิวคองที่ ในช่วงของตัวเลขเรย์โนลด์มีค่าระหว่าง 5,000 ถึง 23,000 พบว่าการสอดใส่ครีบบีคูล์ทุกกรณีจะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานที่สูงกว่ากรณีท่อเปล่า

6.1.2 การสอดใส่ครีบบีคูล์สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่ากรณีท่อเปล่าประมาณ 1.85–3.34 เท่า และเห็นว่าทุกกรณีการสอดใส่ครีบบีคูล์จะให้ผลดีในแง่ของค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในตลอดช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ที่กำหนดโดยมีค่าเฉลี่ยอยู่ระหว่าง 1.18-1.70

6.1.3 ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงสุดภายใต้เงื่อนไขการศึกษานี้มีค่าประมาณ 1.70 สำหรับกรณีติดตั้ง แผ่นเพลทเจาะรูติดครีบบีคูล์ที่เหลี่ยมคางหมูมุมเท่ากับ 30° สัดส่วนระยะพิตช์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 1.0 และสัดส่วนความสูงของครีบบีคูล์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเท่ากับ 0.15 ที่ตัวเลขเรย์โนลด์ 5157.0

6.1.4 ผลจากการศึกษาวิจัยนี้บ่งชี้ให้เห็นว่าการใช้ครีบบีคูล์สำหรับเป็นอุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนสามารถช่วยการพัฒนาประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในแง่การประหยัดพลังงานสำหรับอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เพิ่มสูงขึ้น หรือในแง่ของการประหยัดต้นทุนสำหรับการจัดสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดเล็กลงเนื่องจากความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มากขึ้น

6.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดตั้งครีบบีคูล์ เป็นงานวิจัยซึ่งได้ทำการศึกษาอิทธิพลของครีบบีคูล์ รูปแบบแผ่นเพลท อัตราส่วนความสูงครีบบีคูล์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ อัตราส่วนระยะพิตช์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ การติดตั้งและการจัดวาง และอิทธิพลของครีบบีคูล์ในส่วนของรูปทรง จำนวน โดยการศึกษาและพัฒนาต่อไปควรศึกษาตัวแปรอื่นๆเพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการเพิ่มสมรรถนะความร้อนมากขึ้น เช่น

1. ศึกษาอิทธิพลของระยะพิตช์ค่าต่างๆและครีบบีคูล์ในรูปแบบอื่นๆ
2. ศึกษาอิทธิพลของรูปร่างและโครงสร้างของครีบบีคูล์เหลี่ยมอื่นๆ เมื่อปรับเปลี่ยนระยะตัดมุมของครีบบีคูล์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. ศึกษาอิทธิพลของครีบบั้มุมปะทะค่าอื่นๆ
4. ศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนรูปทรง (Aspect ratio, AR) ค่าอื่นๆ ของท่อทดสอบ
5. ศึกษาอิทธิพลของการใช้ครีบบรูปทรงอื่นๆ เช่น รูปคลื่นไซน์ รูปครึ่งวงรี รูปครึ่งวงกลม และรูปครึ่งพระจันทร์เสี้ยว เป็นต้น



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- [1] Han, J.C., L.R. Glicksman, and W.M. Rohsenow. 1978. **An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces.** *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol. 21, pp. 1143-1156.
- [2] Metzger, D.E., C.S. Fan, and Y. Yu. 1990. **Effects of Rib Angle and Orientation on Local Heat Transfer in Square Channels with Angled Roughness Ribs.** in: R.K. Shah, A.D. Kraus, D.E. Metzger, *Compact Heat Exchangers*, Hemisphere, Washington.
- [3] Han, J.C., Y.M. Zhang, and C.P. Lee. 1991. **Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs.** *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 590-596.
- [4] Liou, T.M. , and Hwang, J.J. 1992. **Turbulent heat transfers augmentation and friction in periodic fully developed channel flows.** *ASME, Journal of Heat Transfer* , Vol. 114, pp. 56-64.
- [5] Liou, T.M. , and Hwang, J.J. 1993. **Effect of ridge shapes on turbulent heat transfer and friction in a rectangular channel.** *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 931-940.
- [6] Mafizul Huq and A.M. Aiz-ul Huq. 1998. **Experimental Measurements of Heat Transfer in an internally finned tube.** *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 25, pp. 619-630.
- [7] M. Yilmaz, O. Comakli and S. Yapici. 1999. **Enhancement of heat transfer by turbulent decaying swirl flow.** *Energy Conversion and Management*. Vol.40, pp. 1365-1376.
- [8] Gentry, M.C. and Jacobi, A.M. 1997. **Heat transfer enhancement by delta-wing vortex generators on a flat plate: vortex interactions with the boundary layer.** *Exp. Thermal Fluid Science*, Vol.14, pp. 231-242.
- [9] Ventsislav Zimparov. 2001. **Enhancement of heat transfer by a combination of three-start spirally corrugated tubes with a twisted tape.** *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol.44, pp.551-574.
- [10] Ahn, S.W. 2001. **The effects of roughness types on friction factors and heat transfer in roughened rectangular duct.** *Int. Comm. Heat Mass Transfer* Vol. 28, pp. 933-942.
- [11] Gao X, Sunden B. 2001. **Heat transfer and pressure drop measurements in rib-roughened rectangular ducts.** *Int. J. Heat Thermal Fluid* Vol. 24, pp. 25-34.
- [12] Choi C, Rhee DH and Cho HH. 2002. **Heat/mass transfer and pressure drop in a square duct with V-shaped ribs.** *KSME. J. Heat Transfer* Vol. 26, pp. 1542-1551.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [13] Alberto Garcí'a. 2007. "Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar-transition-turbulent regimes at different Prandtl numbers." Universidad Politécnica de Cartagena, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Campus de la Muralla del Mar, 30202 Cartagena, Spain
- [14] Gao X, Sunden B. 2004. PIV measurement of the flow field in rectangular ducts with 60° parallel, cross and V-shaped ribs. *Int. J. Heat Thermal Fluid* Vol. 28, pp. 639-653.
- [15] Jaurker, A.R., Saini, J.S. and Gandhi, B.K. 2005. Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness. *Solar Energy*.
- [16] Benlu and Pei-Xue Jiang. 2005. Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in a rectangular channel with angled ribs. *Int. J. Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.30, pp. 513-521.
- [17] Varun , R.P. Saini and Singal, S.K. 2007. A review on roughness geometry used in solar air heaters. *Solar Energy*, Vol. 81, pp. 1340–1350.
- [18] Promvong P. and Thianpong C. 2008. Thermal performance of turbulent channel flows over different shaped ribs. *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, Vol.35, pp.1327-1334.
- [19] สมพล สกุลหลง. 2551. การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องแผ่นขนานโดยใช้ครีบริบรูปตัววี. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [20] Promvong P. and Eiamsa-ard S. 2006. Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert. *Int. Comm. Heat Mass Transfer* Vol. 34, pp. 849-859.
- [21] Sripattanapipat, S. and Promvong, P. 2009. Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 32–38.
- [22] วิษณุ อ่ำไพจิตร. 2552. การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแผ่นขนานโดยใช้ครีบริบหยัก. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [23] Ahmet Tandiroglu and Teoman Ayhan. 2006. Energy dissipation analysis of transient heat transfer for turbulent flow in a circular tube with baffle inserts. *Applied Thermal Engineering* Vol. 26, pp. 178-185.
- [24] สมบัติ ทำนา. 2552. การวิเคราะห์เชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนแบบลามินาร์ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสโดยใช้แผ่นกั้นวางเอียง. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [25] จิตรกร กนกนัยการ. 2553. การศึกษาเชิงทดลองของการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนแบบช่องแผ่นขนานที่มีการติดตั้งครีบสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้ารูปตัววี. วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [26] Sripattanapipat, S. 2010. "Laminar flow and heat transfer characteristics in a channel with triangular wavy baffle" Doctor of Engineering thesis in Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang.
- [27] Rahimia, M., Shabanian S.R. and Alsairafi A.A, 2009. Experimental and CFD studies on heat transfer and friction factor characteristics of a tube equipped with modified twisted tape inserts. Chem. Eng. Process. Vol. 48, pp.762-770.





เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก-1 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ

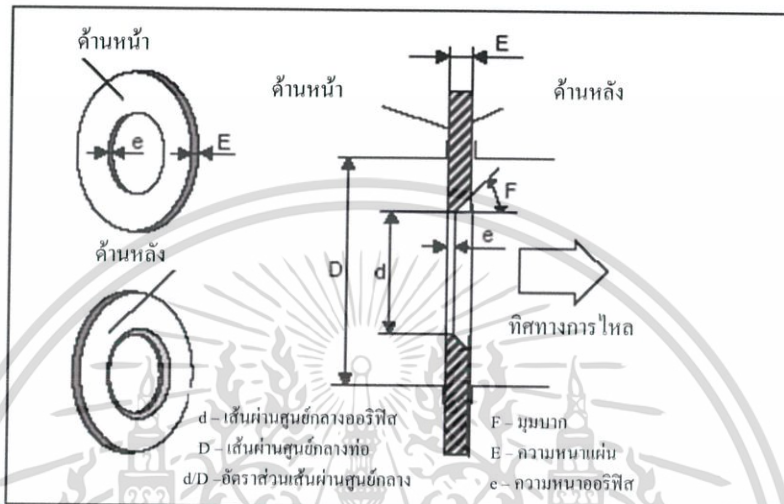
T (K)	ρ (kg/m ³)	C_p (kJ/kg K)	$\mu \times 10^7$ (Ns/m ²)	ν (m ² /s)	$k \times 10^6$ (W/m K)	$\alpha \times 10^6$ (m ² /s)	Pr
100	3.25562	1.032	71.1	2.0	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.59	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	22.5	0.707
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.990	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	67.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



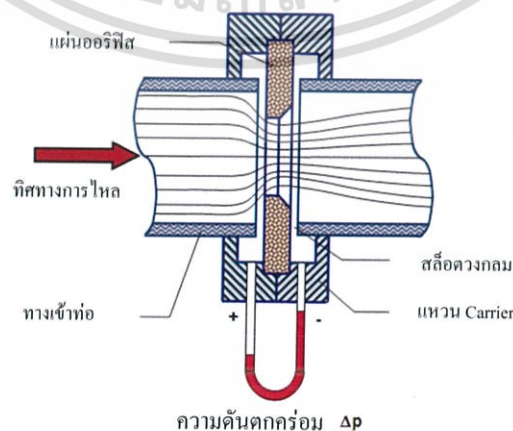
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ออริฟิซชนิดต่าง ๆ คล้ายคลึงกัน สามารถอธิบายด้วยกันได้ แต่ละชนิดแตกต่างกันที่ pressure tapping ซึ่ง orifice มาตรฐานกำหนดดังนี้ รูปร่างลักษณะ (description) ออริฟิซ (orifice) ได้ แสดงหน้าตัดต่าง ๆ ดังรูปที่ ข-1



รูปที่ ข-1 Standard orifice plate

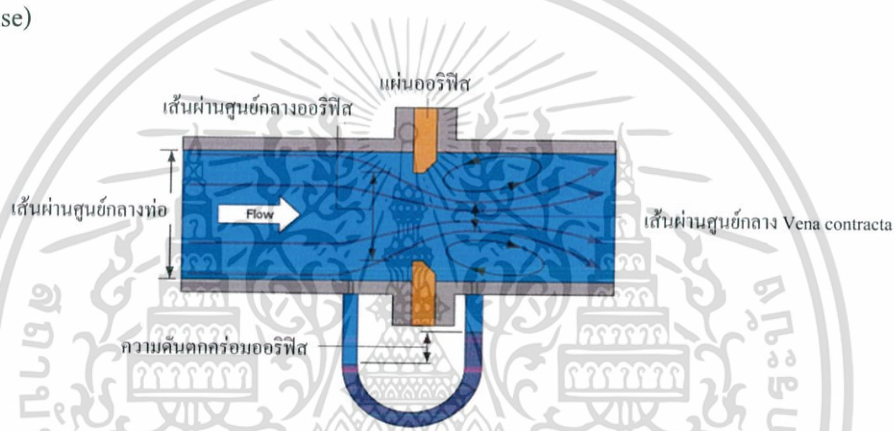
แผ่นออริฟิซเป็นแผ่นบางๆ ที่ถูกจับยึดระหว่างขอบของท่อ เนื่องจากมีรูปทรงเรขาคณิตอย่างง่าย ๆ ดังนั้นจึงมีราคาถูก และง่ายในการติดตั้ง หรือการย้ายตำแหน่ง แต่อย่างไรก็ตามขอบของแผ่นอาจจะมีอาการสึกกร่อนได้ อันเนื่องจากการชนของอนุภาคเล็ก ๆ ที่กระจายอยู่ในของไหล ข้อเสียอีกประการ คือ เนื่องจากไม่สามารถควบคุมการขยายของด้านล่างของกระแส ทำให้มี head loss ถาวรที่สูงมาก จุดวัดความดันสำหรับออริฟิสนั้น สามารถกำหนดตำแหน่งได้หลายตำแหน่ง ดังแสดงในรูปที่ ข-2 เนื่องจากตำแหน่งของจุดวัดความดันมีอิทธิพลต่อการหาสัมประสิทธิ์การไหล



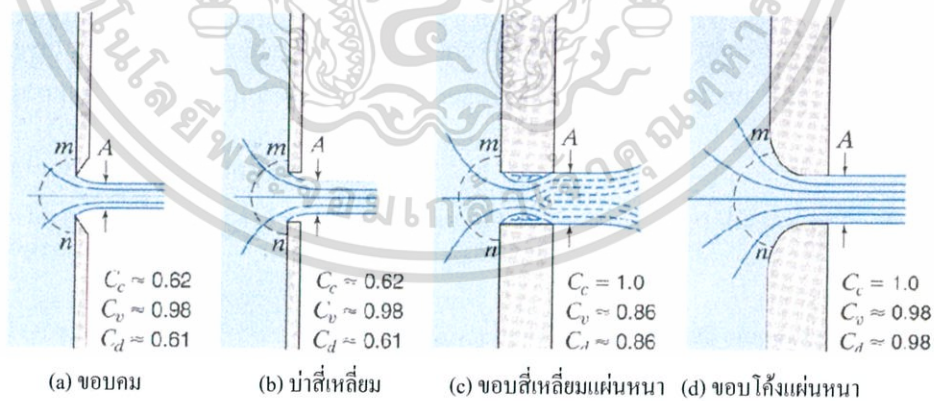
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ ข-2 โครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิส

สำหรับการทำงานของอัตราการไหลของของไหลภายในท่อ และจัดได้ว่าออริฟิสเป็นเครื่องมือวัดที่ กีดขวางการไหลของพื้นที่หน้าตัด ให้ของไหลไหลผ่านออริฟิสมีขนาดน้อยกว่าพื้นที่หน้าตัดของ ท่อ ดังแสดงในรูปที่ ข-3 ดังนั้นเมื่อนำออริฟิสไปติดตั้งกับท่อ ซึ่งมีของไหลไหลผ่านจะทำให้เกิด ความดันตกคร่อมออริฟิส ซึ่งความดันตกคร่อมนี้จะแปรเปลี่ยนไปตามอัตราการไหล กล่าวคือ ถ้า อัตราการไหลมีค่าสูง ความดันตกคร่อมออริฟิสก็จะมีค่าสูง และถ้าอัตราการไหลมีค่าต่ำ ความดัน ตกคร่อมออริฟิสก็จะมีค่าต่ำ โดยทั่วไปออริฟิสจะถูกนำไปใช้ในการหาอัตราการไหลที่สภาวะ Steady state เท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้วัดอัตราการไหลที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา (Dynamic Response)



รูปที่ ข-3 การไหลผ่านแผ่นออริฟิส (Orifice)



รูปที่ ข-4 ออริฟิสแบบต่าง ๆ [35]

ในบรรดาเครื่องมือวัดอัตราการไหลทั้งหลาย ออริฟิสถือว่าเป็นเครื่องมือที่มีผู้นำไปใช้อย่าง กว้างขวางมากที่สุด ดังนั้นการทดลองชุดนี้จึงได้มีการนำเอาการวัดอัตราการไหลแบบออริฟิสมาใช้ ออริฟิสมาตรฐานที่มีขอบคม ดังแสดงในรูปที่ ข-4 (a) หรือเป็นรูปสี่เหลี่ยมดังรูปที่ ข-4 (b) นั้นจะ สัมผัสลำน้ำที่ไหลผ่านในลักษณะที่เป็นการสัมผัสแบบเส้น ส่วนออริฟิสดังรูปที่ ข-4 (c) และ ข-4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(d) นั้นไม่ใช่เป็นออริฟิสมมาตรฐาน ทั้งนี้เพราะลำน้ำที่ไหลผ่านรูออริฟิสนั้น ถูกกระทบจากความหนาของแผ่นวัตถุ กับความหยาบของผิว และรัศมีของความโค้ง ดังนั้นจึงต้องมีการสอบเทียบเพื่อความถูกต้อง

ข้อดีของออริฟิส คือ มีราคาต่ำกว่าเครื่องมือวัดชนิดอื่น ๆ ที่อาศัยหลักการวัดเดียวกัน และสะดวกในการสร้างเพราะมีรูปร่างที่ไม่ซับซ้อน รวมทั้งมีข้อมูลของการทำวิจัยเกี่ยวกับพฤติกรรมในการวัดของไหล ที่มีเงื่อนไขแตกต่างกันอย่างมากมาย ของไหลเมื่อไหลผ่าน square-edged orifice ซึ่งเป็นออริฟิสที่นำมาใช้ในการศึกษาในครั้งนี้ จะมีทิศทางการไหลเป็นไปดังรูป สมมติว่าของไหลก่อนเข้าปะทะกับออริฟิส มีความเร็วคงที่ตลอดหน้าตัดของท่อ (หน้าตัดวงกลม) เท่ากับ V_1 เมตรต่อวินาที ของไหลที่บริเวณด้านหลังของออริฟิส จะมีลักษณะเป็นลำของไหล ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางของลำของไหลลดลงเรื่อย ๆ จนกระทั่งมีค่าเท่ากับ $D/2$ เมตร ณ บริเวณจุดวัดความดันที่ 2 ซึ่งถือได้ว่าเป็นจุดที่มีพื้นที่หน้าตัดของการไหลน้อยที่สุด (Vena Contracta) ของ Jet ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Jet จะมีขนาดเพิ่มขึ้นเมื่อของไหลเคลื่อนที่ผ่านจุดที่ 2 ไปแล้ว จุดที่ 2 หรือเรียกว่าจุด Vena Contracta ถือได้ว่าเป็นจุดที่ของไหลที่มีความเร็วเฉลี่ยสูงสุด หรือมีความดันสถิตย์ต่ำสุด (จากสมการของ Bernulli)

สมมติฐานเบื้องต้นสำหรับการวัดอัตราการไหลด้วยออริฟิสในการทดลองนี้ คือ ของไหลที่อยู่ภายในท่อไม่สามารถอัดตัวได้ ความเร็วของของไหลมีค่าคงที่ตลอดหน้าตัด (โดยไม่คิดบริเวณที่เรียกว่า บริเวณกระแสไหลวน) ของไหลไม่มีความหนืด และการไหลเกิดขึ้นแบบ Steady flow (อัตราการไหลมีค่าคงที่เมื่อเทียบกับเวลา)

สมการ Bernoulli สามารถนำมาใช้อธิบายคุณสมบัติในการไหลที่จุดใด ๆ ภายในท่อได้ โดยสมการ Bernoulli สำหรับจุดที่ 1 และจุดที่ 2 ของการไหล แสดงในรูปที่ ข-3 สามารถคำนวณหาอัตราการไหลเมื่อติดตั้งเครื่องมือวัดอัตราการไหลแบบออริฟิส แสดงในสมการ (ข.1)

$$Q_{ac} = C_d A_o \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{\rho g \left[1 - \left(\frac{d_o}{D} \right)^4 \right]}} \quad (\text{ข.1})$$

เมื่อ C_d คือ ค่าสัมประสิทธิ์การจ่าย (Discharge coefficient)

A_o คือ พื้นที่หน้าตัดรูออริฟิส (m^2)

P คือ ความดันสถิตย์ของของไหล (N/m^2)

ρ คือ น้ำหนักจำเพาะ (Specific weight, N/m^3)

d_o คือ เส้นผ่านศูนย์กลางรูออริฟิส

D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ