



รายงานการวิจัยฉบับสมบูรณ์

การวิเคราะห์สมรรถนะเชิงความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีตัวสร้างการไหลหมุนวน

Thermal performance analysis in heat exchanger with vortex generators

นางสาววิฑิตา เจษฎารัตนชัย

RdH
๑569๓
2558



เลขหมู่.....
เลขทะเบียน **137790**
วันเดือนปี **16 ส.ค. 2558**

ได้รับทุนสนับสนุนงานวิจัยจากงบประมาณเงินรายได้ ประจำปี 2558

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ชื่อโครงการ การวิเคราะห์สมรรถนะเชิงความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีตัวสร้างการไหลหมุนวน

แหล่งเงิน คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ประจำปี 2558 จำนวนเงินที่ได้รับการสนับสนุน 50,000 บาท

ระยะเวลาทำการวิจัย 1 ปี ตั้งแต่ 1 ต.ค. 57 ถึง 30 ก.ย. 58

หัวหน้าโครงการ

นางสาววิฑิตดา เจษฎารัตนชัย หน่วยงานต้นสังกัด ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้นำเสนอการศึกษาเชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อน, พฤติกรรมการไหลและสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวน การใช้ตัวสร้างการไหลหมุนวนจะส่งผลให้เกิดการไหลหมุนควงและการกระแทกของกระแสการไหลส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น การใช้ตัวสร้างการไหลหมุนวนไม่เพียงแต่เพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนเท่านั้นยังเป็นการเพิ่มความดันตกคร่อมในระบบการถ่ายเทความร้อนอีกด้วย โดยเฉพาะอย่างยิ่งตัวสร้างการไหลหมุนวนที่มีอัตราส่วนการขวางการไหลสูง ๆ การศึกษาแบ่งออกเป็น 3 ส่วน

ส่วนแรกจะทำการศึกษาแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวที่มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° ติดตั้งโดยการสอดใส่บริเวณกึ่งกลางของท่อกลม มีการศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนการขวางการไหลต่อการถ่ายเทความร้อน, ความดันสูญเสียและสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 100 - 1200 โดยมีอัตราส่วนระยะพิทท์คังที่เท่ากับ 1

ส่วนที่สองเป็นการศึกษาแผ่นกั้นตัววีและแผ่นกั้นตัววีแบบคู่ที่มีการตัดแปลงติดตั้งในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส แบบสอดใส่ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ ทำการศึกษาที่ค่าเลขเรย์โนลด์ซึ่งคำนวณจากเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์เท่ากับ 100 - 1200 ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน, ค่าดันตกคร่อมและค่าสมรรถนะเชิงความร้อนถูกนำเสนอในรูปของค่าเลขนัสเซล, สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ตามลำดับ

ส่วนที่สามเป็นการศึกษาปีกสามเหลี่ยมที่ติดตั้งบนผิวครีบในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube โดยมีปลายปีกชี้ทวนกระแสการไหล ทำการศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะการไหล $\alpha = 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ และ 60° , และระยะห่างระหว่างยอดตัววีถึงกึ่งกลางของท่อวงรี (ระยะพิทท์คังตามขวาง), $a = 3.77, 4.77$ และ 5.77 mm สำหรับการถ่ายเทความร้อน, โครงสร้างการไหลและสมรรถนะเชิงความร้อน ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ในช่วง 500 - 2500

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ผลขอการศึกษาเชิงตัวเลขได้ถูกนำเสนอในรูปแบบของโครงสร้างการไหล, พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและการประเมินสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและได้ทำการเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพื้นฐานที่ไม่มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวน

คำสำคัญ : ตัวสร้างการไหลหมุนวน, เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบ fin-and-tube, การถ่ายเทความร้อน, พฤติกรรมการไหล, สมรรถนะเชิงความร้อน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

Research Title: Thermal performance analysis in heat exchanger with vortex generators

Researcher: Withada Jedsadaratanachai

Faculty: Engineering **Department:** Mechanical Engineering

ABSTRACT

The numerical investigations on heat transfer, flow configuration and thermal performance in the heat exchanger with various vortex generators or turbulators are presented. The use of the turbulators is to enhance heat transfer rate and thermal performance by creating the vortex flow, swirling flow and impinging flow in the tested tube. The presence of the turbulators not only increase in heat transfer rate, but also increase in the pressure loss, especially, the turbulators with high flow blockage ratio. The investigations are divided into three parts.

First, the 45° in-line V-discrete baffles are inserted in the middle of the circular tube heat exchanger. Effects of different blockage ratio (b/D , BR) with a single pitch ratio (P/D , PR) of 1 on heat transfer and pressure loss in the tube are studied for Reynolds number, $Re = 100 - 1200$.

Second, the reformed-V and reformed-double-V baffles are placed in the square channel for the Reynolds number based on the hydraulic diameter of the channel, $Re = 100 - 1200$. The heat transfer rate, pressure loss and thermal performance are reported in terms of the Nusselt number, friction factor and thermal enhancement factor, respectively.

Third, the delta winglet vortex generators like V-ribs are placed on fin surfaces of the fin-and-oval-tube heat exchanger with V-tip pointing upstream called "V-Upstream". The effects of the flow attack angles ($\alpha = 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ and 60°) and the distances between V-tip to the center of the oval tube in transverse line (Transverse pitch, $a = 3.77, 4.77$ and 5.77 mm) on heat transfer, flow structure and thermal performance are studied for Reynolds number based on the hydraulic diameter of the test channel, $Re = 500 - 2500$.

The numerical results are presented in forms of flow configuration, heat transfer behavior and thermal performance evaluation and also compared with the base case with no turbulators.

Keywords : turbulators, fin-and-tube heat exchanger, heat transfer, flow configuration, thermal performance.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

กิตติกรรมประกาศ

ข้าพเจ้าขอขอบคุณ รศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์ อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้คำแนะนำสำหรับงานวิจัย ทางด้านการวิเคราะห์เชิงตัวเลขเป็นอย่างดี ขอขอบคุณ ผศ.ดร.อำนาจ บุญลอย อาจารย์ประจำภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ สำหรับคำแนะนำทางการเทียบกับการทดลองและอุปกรณ์การทดลองจริง ขอขอบคุณ นักศึกษาปริญญาโทและปริญญาตรี ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง สำหรับการเก็บผลและวิเคราะห์ผลงานวิจัยนี้ ขอขอบคุณ คุณพิศกุล ทอง นักทำนา เจ้าหน้าที่บริหารงานวิจัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้คำแนะนำสำหรับงานวิจัยให้ลุล่วงไปได้ด้วยดี

การวิจัยครั้งนี้ได้รับทุนสนับสนุนการวิจัยจากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ประจำปี พ.ศ. 2558



น.ส.วิภาดา เจษฎารัตนชัย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

สารบัญ

เรื่อง	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	III
กิตติกรรมประกาศ	IV
สารบัญ	V
สารบัญภาพ	VII
สารบัญตาราง	X
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย	2
1.3 ขอบเขตของโครงการวิจัย	2
1.4 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย	2
1.5 ประโยชน์ที่ได้จากการวิจัย	2
บทที่ 2 แนวคิดทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
2.1 แนวคิด ทฤษฎี	4
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	5
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงาน	12
3.1 วิธีการดำเนินงาน	12
3.2 แผนการดำเนินงาน	12
3.3 ทฤษฎีที่ใช้ในการคำนวณ	13
3.3.1 กฎการอนุรักษ์สำหรับของไหลเคลื่อนที่	13
3.3.2 สมการควบคุมของการไหลและการถ่ายเทความร้อน	13
3.3.3 สมการนาเวียร์-สโตกส์ สำหรับของไหลแบบนิวโทเนียน	26
3.3.4 รูปแบบอนุรักษ์สำหรับสมการควบคุมของการไหล	29
3.3.5 รูปแบบเชิงอนุพันธ์และอินทิกรัล สำหรับสมการการเคลื่อนย้ายแบบปกติ	29
3.3.6 การไหลของของไหล	32
3.3.7 การถ่ายเทความร้อน	36
3.3.8 การสมดุลของพลังงาน	40
3.3.9 สหพันธ์การพาความร้อนสำหรับท่อกลม	43
3.3.10 สมรรถนะเชิงความร้อน	44
3.3.11 สมการควบคุมและสมมติฐาน	44

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

บทที่ 4 ผลการวิจัยแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวในท่อกลม	46
4.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขที่ใช้ในการศึกษา	46
4.2 การทดสอบเทียบกับท่อเปล่าและจำนวนกริดอิสระ	47
4.3 โครงสร้างการไหล	49
4.4 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน	54
4.5 ความดันตกคร่อม	55
4.6 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน	56
บทที่ 5 ผลการวิจัยแผ่นกั้นตัววีและดับเบิลวีในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส	59
5.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขที่ใช้ในการศึกษา	59
5.2 โครงสร้างการไหล	60
5.3 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน	61
5.4 การประเมินสมรรถนะเชิงความร้อน	64
บทที่ 6 ผลการวิจัยปีกสามเหลี่ยมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube	66
6.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขที่ใช้ในการศึกษา	66
6.2 การทดสอบเทียบกับผลการทดลอง	67
6.3 โครงสร้างการไหล	69
6.4 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน	72
6.5 การประเมินสมรรถนะเชิงความร้อน	78
บทที่ 7 สรุปผลการวิจัย	84
เอกสารอ้างอิง	86
ภาคผนวก ก. งานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์	
ภาคผนวก ข. ประวัติผู้วิจัย	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

สารบัญภาพ

รูปที่	หน้า
2.1 แผ่นกั้นตัววีมุมปะทะการไหล 20° ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส และโดเมนที่ใช้ในการศึกษา, Boonloi (2014)	6
2.2 เส้นกระแสการไหลตามแนวขวาง สำหรับแผ่นกั้นมุมปะทะการไหลเท่ากับ 20° a) PD และ b) PU ที่ $Re = 800$, $BR = 0.2$ และ $PR = 1$, Boonloi (2014)	7
2.3 เส้นกระแสการไหลตามแนวยาว สำหรับแผ่นกั้นมุมปะทะการไหลเท่ากับ 20° a) PD และ b) PU ที่ $Re = 800$, $BR = 0.2$ และ $PR = 1$, Boonloi (2014)	7
2.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง u/u_0 และ x/D ที่ a) ค่า y/D ต่าง ๆ และ b) ค่า z/D ต่าง ๆ สำหรับแผ่นกั้นในท่อกลม, Jedsadaratanachai et al. (2014)	8
2.5 เส้นกระแสการไหลตามระนาบขวางการไหลที่โมดูลที่ 1 – 8 สำหรับแผ่นกั้นในท่อกลม, Jedsadaratanachai et al. (2014)	8
2.6 เส้นการไหลตามแนวยาวของแผ่นกั้นตัววี PU ที่ค่า BR และ PR ต่าง ๆ, Jedsadaratanachai and Jayranaiwachira (2014)	9
3.1 ชั้นส่วนของของไหลสำหรับกฎการอนุรักษ์	14
3.2 การไหลของมวลเข้าและออกชั้นส่วนของไหล	16
3.3 องค์ประกอบของความเค้นบนผิวหน้าทั้งสามทิศทางของชั้นส่วนของไหล	19
3.4 องค์ประกอบของความเค้นในทิศทาง x	20
3.5 องค์ประกอบของเวกเตอร์ฟลักซ์ความร้อน	23
3.6 การก่อตัวของบาวนด์ลีเรียของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม	32
3.7 สมดุลแรงบนอีลิเมนต์ dx สำหรับการไหลราบเรียบที่ก่อตัวเต็มทีในท่อกลม	34
3.8 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มทีแล้วในท่อกลม	36
3.9 การก่อตัวของบาวนด์ลีเรียทางความร้อนในท่อกลม	36
3.10 การเปลี่ยนแปลง h ตามแนวแกน สำหรับการไหลภายในท่อ	39
3.11 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ	40
4.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวที่มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° ในท่อกลม แลกเปลี่ยนความร้อน	46
4.2 การทดสอบค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานของแบบจำลองเชิงตัวเลขเทียบกับสมการสหสัมพันธ์ของท่อเปล่าผิวเรียบ (a) ค่าเลขนัสเซลและ (b) ค่าตัวประกอบเสียดทาน	48
4.3 เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหลของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวในท่อกลม แบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหล ที่ค่า $Re = 800$ และ $BR = 0.15$	49

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

สารบัญญภาพ (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.4 เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหลของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวในท่อกลม แบบปลายวีชี้ ทวนกระแสการไหล ที่ค่า $Re = 800$ และ $BR = 0.15$	50
4.5 เส้นกระแสการไหลในสามมิติ สำหรับแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัว (a) ปลายวีชี้ตามกระแสการไหล และ (b) ปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล ที่ค่า $Re = 800$ และ $BR = 0.15$	51
4.6 เส้นกระแสการไหลในสามมิติของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวในท่อกลมที่ค่าเลขเรย์โนลด์ต์ต่าง ๆ	52
4.7 เส้นกระแสการไหลในสามมิติของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวในท่อกลมที่ค่าอัตราส่วนการขวางการ ไหลต่าง ๆ	52
4.8 การกระจายของเลขนัสเซลที่บริเวณผนังท่อ ของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวในท่อกลม (a) ปลายวีชี้ ตามกระแสการไหลและ (b) ปลายวีชี้ทวนกระแสการไหลที่ค่า $Re = 800$ และ $BR = 0.15$	53
4.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวที่มีการติดตั้งในท่อกลม	55
4.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวที่มีการติดตั้งในท่อกลม	57
4.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวที่มีการติดตั้งในท่อกลม	58
5.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขของแผ่นกั้นตัววีแบบและดับเบิลวีในท่อจตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อน	59
5.2 เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหล สำหรับ (a) แผ่นกั้นตัววีและ (b) แผ่นกั้นตัวดับเบิลวี ที่ ค่า $Re = 1200$ และ $BR = 0.20$	60
5.3 การกระจายตัวของอุณหภูมิตามระนาบขวางการไหล สำหรับ (a) แผ่นกั้นตัววีและ (b) แผ่นกั้นตัว ดับเบิลวี ที่ค่า $Re = 1200$ และ $BR = 0.20$	62
5.4 การกระจายตัวของเลขนัสเซลบนผิวท่อ สำหรับ (a) แผ่นกั้นตัววีและ (b) แผ่นกั้นตัวดับเบิลวี ที่ค่า $Re = 1200$ และ $BR = 0.20$	63
5.5 (a) ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re และ (b) ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ BR	64
5.6 (a) ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re และ (b) ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ BR	65
5.7 (a) ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re และ (b) ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ BR	65
6.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube	66
6.2 โครงสร้างของแบบจำลองปีกสามเหลี่ยมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube	67
6.3 ทิศทางการไหลผ่านช่องระหว่างครีบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube ที่มีการ ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบปีกสามเหลี่ยม	67
6.4 การเปรียบเทียบค่าตัวเลขนัสเซลกับผลที่ได้จากการทดลอง	68
6.5 การเปรียบเทียบค่าความดันตกคร่อมกับผลที่ได้จากการทดลอง	68

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

สารบัญภาพ (ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.6 เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหล สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ (a) 15° , (b) 30° , (c) 45° และ (d) 60°	69
6.7 เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหล สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีระยะพิทช์ตามแนวขวางเท่ากับ (a) 3.77 mm, (b) 4.77 mm และ (c) 5.77 mm	70
6.8 เส้นกระแสการไหลในสามมิติผ่านตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบปีกสามเหลี่ยม	70
6.9 การกระจายตัวของความเร็วตามแนวแกน x สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ (a) 15° , (b) 30° , (c) 45° และ (d) 60°	71
6.10 การกระจายตัวของความเร็วตามแนวแกน x สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีระยะพิทช์ตามแนวขวางเท่ากับ (a) 3.77 mm, (b) 4.77 mm และ (c) 5.77 mm	72
6.11 การกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบตามการไหล สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ (a) 15° , (b) 30° , (c) 45° และ (d) 60°	73
6.12 การกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหล สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ (a) 15° , (b) 30° , (c) 45° และ (d) 60°	74
6.13 การกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบตามการไหล สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีระยะพิทช์ตามแนวขวางเท่ากับ (a) 3.77 mm, (b) 4.77 mm และ (c) 5.77 mm	75
6.14 การกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหล สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีระยะพิทช์ตามแนวขวางเท่ากับ (a) 3.77 mm, (b) 4.77 mm และ (c) 5.77 mm	76
6.15 การกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลที่บริเวณผิวทอวงรี สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ (a) 15° , (b) 30° , (c) 45° และ (d) 60°	77
6.16 การกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลที่บริเวณผิวทอวงรี สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีระยะพิทช์ตามแนวขวางเท่ากับ (a) 3.77 mm, (b) 4.77 mm และ (c) 5.77 mm	78
6.17 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ที่มุมปะทะการไหลและระยะพิทช์ตามแนวขวางต่าง ๆ	79
6.18 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ที่มุมปะทะการไหลและระยะพิทช์ตามแนวขวางต่าง ๆ	80
6.19 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง f และ Re ที่มุมปะทะการไหลและระยะพิทช์ตามแนวขวางต่าง ๆ	81
6.20 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ที่มุมปะทะการไหลและระยะพิทช์ตามแนวขวางต่าง ๆ	82
6.21 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ที่มุมปะทะการไหลและระยะพิทช์ตามแนวขวางต่าง ๆ	83

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 การศึกษาตัวสร้างการไหลหมุนวนในช่วงการไหลราบเรียบ โดยวิธีเชิงตัวเลข	9
3.1 แผนงานวิจัย	12
3.2 ค่า Nu_D และ f สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อพื้นที่หน้าตัดต่าง ๆ กัน	43



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

กระบวนการถ่ายเทความร้อนหรือกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นกระบวนการที่มีความสำคัญเป็นอย่างยิ่ง สำหรับอุตสาหกรรมชนิดต่าง ๆ จะเห็นได้ว่าพลังงานความร้อน ถือเป็นปัจจัยหลักที่เป็นตัวขับเคลื่อนระบบ นอกจากโรงงานอุตสาหกรรมแล้วการแลกเปลี่ยนความร้อนยังสามารถพบเห็นได้ในอุปกรณ์ที่ใช้ในชีวิตประจำวันมากมาย เช่น เครื่องปรับอากาศ, ตู้เย็น, หม้อน้ำรถยนต์, อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ เป็นต้น ในปัจจุบันจึงได้มีการวิจัยและศึกษาเพื่อการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น โดยมีขนาดพื้นที่การถ่ายเทความร้อนเท่าเดิมหรือบางส่วนอาจต้องการขนาดพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนที่ลดลงแต่คงไว้ซึ่งสมรรถนะในการแลกเปลี่ยนความร้อน

แนวทางในการศึกษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแบ่งออกเป็น 2 แบบ คือ การศึกษาด้วยการสร้างชุดทดลองเสมือนกับอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการพัฒนาและการศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลขหรือแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยที่แบบที่ 2 เป็นการศึกษาด้วยการประมาณค่าหรือวิเคราะห์ผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยแบบจำลองจะสร้างด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่เหมาะสม การศึกษาทั้ง 2 แบบนี้ มีข้อดีและข้อเสียแตกต่างกันออกไป สำหรับการศึกษาด้วยชุดทดลองจริงผลที่ได้จากการศึกษาจะมีความน่าเชื่อถือมากกว่าการศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลข แต่อย่างไรก็ตาม การศึกษาด้วยชุดทดลองจริง จำเป็นต้องใช้กำลังคนและต้นทุนในการสร้างชุดทดลองที่ค่อนข้างมาก อีกทั้งยังต้องใช้ระยะเวลาในการศึกษาที่นานกว่า ส่วนการศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลขจะสามารถแสดงผลในรูปของพฤติกรรมที่เกิดขึ้นได้ ทั้งในส่วนของกลไกและการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งระยะเวลาในการศึกษาขึ้นอยู่กับความซับซ้อนของแบบจำลอง มีต้นทุนในการศึกษาน้อยกว่าการศึกษาด้วยชุดทดลองจริง ส่วนข้อเสียของการศึกษาด้วยวิธีนี้ คือ ความน่าเชื่อถือของผลที่ได้จากการศึกษา ทั้งนี้ การศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลข จำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องมีการทดสอบความถูกต้องเทียบกับสมการสหสัมพันธ์และผลที่ได้จากการทดลอง

จากที่ได้ศึกษาการพัฒนาการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในเบื้องต้น พบว่าแนวทางในการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีที่สุดควรจะต้องมีความเข้าใจเกี่ยวกับพฤติกรรมกลไกและลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้น ดังนั้น วิธีที่เหมาะสมที่สุดที่จะทำให้สามารถเข้าใจถึงพฤติกรรมที่เกิดขึ้นเหล่านี้ได้ คือ การศึกษาด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

เมื่อพิจารณาวิธีการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถแบ่งออกเป็น 2 ประเภท ประกอบด้วย Active technique และ Passive technique โดยในปัจจุบันนิยมใช้วิธี Passive technique เนื่องจากเป็นวิธีที่ไม่ใช้พลังงานภายนอกเข้ามาช่วยในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ตัวอย่างของการใช้วิธี Passive technique เช่น การติดตั้งแผ่นบิด (twisted tape) สำหรับท่อกลมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell-and-tube, การติดตั้งแผ่นกั้นตัววี (V-shaped baffle) สำหรับท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส เป็นต้น อุปกรณ์ที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ติดตั้งในท่อและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเหล่านี้ เรียกว่า ตัวสร้างการไหลปั่นป่วน (Turbulator) หรือตัวสร้างการไหลหมุนวน (Vortex generator)

พฤติกรรมกรไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากตัวสร้างการไหลหมุนวนแต่ละชนิดจะมีพฤติกรรมแตกต่างกันออกไป โดยพฤติกรรมกรไหลและการถ่ายเทความร้อนได้จากการศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลข จะเป็นแนวทางที่สำคัญที่ใช้ในการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน รวมทั้งยังเป็นแนวทางในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับโรงงานในอุตสาหกรรมอีกด้วย

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

- 1) เพื่อเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
- 2) เพื่อศึกษาพฤติกรรมกรไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการใช้ตัวสร้างการไหลหมุนวนชนิดต่าง ๆ
- 3) เพื่อพัฒนาสมการสหสัมพันธ์จากผลการศึกษา สำหรับการออกแบบเพื่อใช้ในงานประเภทต่าง ๆ

1.3 ขอบเขตของโครงการวิจัย

- 1) ศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้วิธีเชิงตัวเลข
- 2) ศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อน โดยวิธี Passive technique
- 3) ศึกษาตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับตัวสร้างการไหลหมุนวนประกอบด้วย ความสูง, มุมปะทะการไหล, ระยะการติดตั้ง, ชนิดของตัวสร้างการไหลหมุนวน เป็นต้น

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

- 1) รวบรวมงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ในหัวข้อเรื่องการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยตัวสร้างการไหลหมุนวน
- 2) เปรียบเทียบข้อดีและข้อเสียของตัวสร้างการไหลหมุนวนแต่ละชนิด จากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
- 3) ศึกษาพฤติกรรมกรไหลและการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากตัวสร้างการไหลหมุนวนแต่ละชนิด จากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
- 4) ตั้งสมมติฐานและแนวทางในการออกแบบตัวสร้างการไหลหมุนวนจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
- 5) สร้างแบบจำลองของตัวสร้างการไหลหมุนวนด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์
- 6) ทดสอบความถูกต้องของแบบจำลอง (ทดสอบจำนวนกริด, ทดสอบเทียบกับผลการทดลอง, ทดสอบเทียบกับสมการสหสัมพันธ์)
- 7) เก็บผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการทดลอง
- 8) สร้างสมการสหสัมพันธ์จากผลการทดลองที่ได้
- 9) ตีพิมพ์บทความที่ได้จากงานวิจัยและเขียนรายงาน

1.5 ประโยชน์ที่ได้จากการวิจัย

ผลที่ได้จากการศึกษาในงานวิจัยนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

- 1) องค์ความรู้ใหม่เกี่ยวกับการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนภายในท่อด้วยการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนรูปแบบต่าง ๆ กลไกการไหลภายในท่อของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
- 2) ทำให้เกิดเทคโนโลยีใหม่และหลักการเพิ่มศักยภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในท่อ
- 3) เป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรม
- 4) เป็นประโยชน์ต่อการศึกษาค้นคว้าวิจัยแก่ผู้ที่สนใจ นักศึกษาและบัณฑิตศึกษา เป็นต้น
- 5) นำไปสู่การประหยัดพลังงาน ลดขนาดและการใช้วัสดุในการสร้างอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

บทที่ 2

แนวคิดทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในบทนี้กล่าวถึงการแนวคิดทฤษฎีในการศึกษาตัวสร้างการไหลหมუნวนทั้งแบบแผ่นบิตและแบบปีกสร้างการไหลปั่นป่วน โดยเน้นการศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลขหรือแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ พร้อมทั้งนำเสนองานวิจัยที่เกี่ยวข้องที่ได้ตีพิมพ์เผยแพร่มาก่อนหน้านี้

2.1 แนวคิดทฤษฎี

การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วย passive technique ซึ่งเป็นวิธีการที่ไม่ต้องอาศัยแรงจากภายนอกเข้ามาช่วยในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เป็นวิธีที่นิยมใช้กันเป็นอย่างมาก สำหรับ การพัฒนาการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดต่าง ๆ การใช้ตัวสร้างการไหลหมუნวนชนิดต่าง ๆ เช่น ปีก, แผ่นกั้น, ครีบ, แผ่นบิต จะส่งผลให้พฤติกรรมการไหลเปลี่ยนแปลงจากเดิม โดยแต่ละชนิดของตัวสร้างการไหลหมუნวนจะให้พฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกัน เช่น แผ่นกั้นตัววีที่ปลายวีชี้ตามกระแสการไหล จะช่วยสร้างเส้นกระแสการไหลแบบกระแทกที่บริเวณผนังท่อ ส่งผลให้ชั้นขีดยาวที่บริเวณมีลักษณะบางลง ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น จากผลงานวิจัยที่ได้ศึกษาในเบื้องต้น พบว่า การเปลี่ยนแปลงของตัวแปรต่าง ๆ สำหรับ ตัวสร้างการไหลหมუნวนจะส่งผลต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและการไหลเป็นอย่างมาก แผ่นกั้นตัววีที่มีการวางตัวแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล ทำให้พฤติกรรมการไหลที่เกิดขึ้นมีลักษณะต่างกันอย่างชัดเจน จุดที่เกิดการกระแทกของกระแสการไหลก็เป็นตำแหน่งบริเวณผิวท่อที่ต่างกัน ดังนั้น การศึกษาตัวแปรต่าง ๆ ของตัวสร้างการไหลหมუნวน เช่น ความสูง, มุมปะทะการไหล, ลักษณะพื้นฐาน, ระยะห่าง, การจัดวาง, การติดตั้ง นั้นมีความสำคัญ เพื่อนำไปใช้ในการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จะเห็นได้ว่าตัวแปรของตัวสร้างการไหลหมუნวน รวมทั้งชนิดของการไหลหมუნวน มีความหลากหลายค่อนข้างมาก ดังนั้น การศึกษาด้วยวิธีการทดลองจากอุปกรณ์จริงหรือชุดทดลองจริงจำเป็นต้องใช้การลงทุนและระยะเวลาในการศึกษาวิจัยค่อนข้างมาก ดังนั้น จึงมีการศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลขที่สามารถช่วยลดระยะเวลาในการศึกษารวมทั้งการลงทุนในการศึกษา แต่อย่างไรก็ตามการศึกษาเชิงตัวเลขยังจำเป็นต้องคำนึงถึงความถูกต้องของแบบจำลอง เพื่อความแม่นยำในการทำนายอีกด้วย นอกจากนี้สามารถประหยัดเวลาและเงินในการลงทุนแล้ว การศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลขยังสามารถทำให้เข้าใจถึงพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นกับระบบได้อีกด้วย ซึ่งความรู้ในส่วนนี้เป็นส่วนที่สำคัญในการนำไปพัฒนารูปแบบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

จากบทความของ Ahamed et al. (2012) ได้สรุปลักษณะตัวสร้างการไหลหมุนวนหรือ vortex generators (VG) สามารถแบ่งออกเป็นตัวสร้างการไหลหมุนวนตามแนวขวาง (transverse vortex, TV) และตัวสร้างการไหลหมุนวนตามแนวยาว (longitudinal vortex, LV) โดย LV จะให้สมรรถนะด้านการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่า TV

Kenan et al. (2005) ทำการศึกษาเชิงทดลอง สำหรับแผ่นติดตั้งปีกสามเหลี่ยม (delta-winglet) ในท่อทดสอบ จากผลการศึกษาพบว่า ความสูงของปีกสามเหลี่ยมจะส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นของค่าตัวประกอบเสียดทานในท่อที่ใช้ทำการทดสอบ

Pauley and Eaton (1994) ศึกษาอิทธิพลของระยะห่างของ VG โดยทำการศึกษา VG ที่วางตามแนวขวางแบบแถวเดียว มีระยะห่างตั้งแต่ 2 – 14 cm และมีมุมปะทะการไหลตั้งแต่ 6° – 24° Pauley and Eaton (1994) พบว่า ค่าการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนมีค่าเท่ากับ 8 – 13%

Wroblewski and Eibeck (1991) พบว่า ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่มากที่สุดมีค่าเท่ากับ 25% สำหรับ ปีกสร้างการไหลหมุนวนแบบไหลตามกระแสการไหล (downstream winglet vortex generators, DWVG) ในช่วงการไหลปั่นป่วนที่มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ 12°

Kim and Yang (2002) นำเสนอโครงสร้างการไหลที่แตกต่างกันระหว่าง common-flow-down (CFD) และ common-flow-up (CFU) สำหรับ DWVG และได้สรุปว่า CFD ให้ค่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมากกว่า CFU

Depaiwa et al. (2010) ศึกษาการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ solar air heater ที่มีการติดตั้งปีกสี่เหลี่ยม (rectangular winglet vortex generators, RWVG) จำนวน 10 คู่ที่ทางเข้าของท่อขนาน โดยทำมุมปะทะการไหลเท่ากับ 30° – 60° แบบปลายปีกชี้ทวน (pointing upstream, PU) และปลายปีกชี้ตาม (pointing downstream, PD) ในช่วงเลขเรย์โนลด์ 5000 – 23,000 ผลจากการศึกษาชี้ให้เห็นว่า ค่ามุมปะทะการไหลที่เพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมีค่าเพิ่มมากขึ้นด้วย นอกจากนี้ Depaiwa et al. (2010) สรุปว่า PD-RWVG ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่า PU-RWVG

Quiwabg et al. (2007) ทดลองการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมในท่อขนานด้วย LVG ผลที่ได้จากการทดลองแสดงให้เห็นว่า LVG ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น 10 – 45% และพบว่า LVG ที่ติดตั้งสองด้านให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนดีกว่าเพียงด้านเดียว

Jian et al. (2010) ศึกษาการไหลของของไหลและการพาความร้อนในช่องขนาดที่ติดตั้ง LVG แบบคู่จำนวน 4 คู่ ทั้งในช่วงการไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน พบว่าในช่วงการไหลแบบราบเรียบ VG จะให้ค่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 100.9% และให้ค่าความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้น 11.4% ส่วนในช่วงการไหลปั่นป่วน VG ให้ค่า 87.1% สำหรับค่าการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นและค่าความดันตกคร่อมเท่ากับ 100.3%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

Min et al. (2010) ทดสอบอิทธิพลของปีกสี่เหลี่ยมคู่ (rectangular winglet pair vortex generators, RWPVG) ที่ติดตั้งบนผนังของท่อขนาน ศึกษาในช่วงเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 5000 ถึง 17,500 นอกจากนี้ Min et al. (2010) ยังได้ทำการศึกษาปีกแบบดัดแปลง โดยทำการดัดมุมทั้ง 4 มุมของปีกออก (modified rectangular winglet pair, MRWP) Min et al. (2010) สรุปว่า MRWP ให้ค่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่า RWP และยังให้ค่าตัวประกอบเสียดทานที่น้อยกว่าอีกด้วย

Boonloi (2014) ศึกษาแผ่นกั้นตัววิมมุมปะทะการไหลเท่ากับ 20° ดังรูปที่ 2.1 โดยทำการศึกษาในช่วงการไหลราบเรียบ ที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 100 ถึง 2000 ทั้งแบบ PU และ PD ผลที่ได้นำเสนอในรูปแบบของพฤติกรรมการไหล, ลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อน

รูปที่ 2.2 แสดงเส้นกระแสการไหลตามระนาบขวางการไหลของแผ่นกั้นตัววิ แบบ PD และ PU โดยทั่วไปการไหลเป็นแบบ counter-rotating flow พบว่า PD ให้การไหลแบบ CFU และ PU ให้การไหลแบบ CFD เมื่อพิจารณาที่คู่การไหลด้านล่างของระนาบ รูปที่ 2.3 แสดงการไหลหมุนวนตามแนวยาวที่เกิดจากแผ่นกั้นตัววิ พบว่า การจัดวางในลักษณะที่แตกต่างกันจะส่งผลให้พฤติกรรมการไหลที่ต่างกัน โดยเฉพาะอย่างยิ่งจุดที่เกิดการกระแทกของกระแสการไหลจะเป็นจุดที่ต่างกัน สำหรับกรณีทั้งสอง นอกจากนี้ Boonloi (2014) สรุปว่า ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีค่ามากที่สุดเท่ากับ 4.2 เมื่อคิดที่ค่ากำลังขับ (pumping power) เดียวกัน

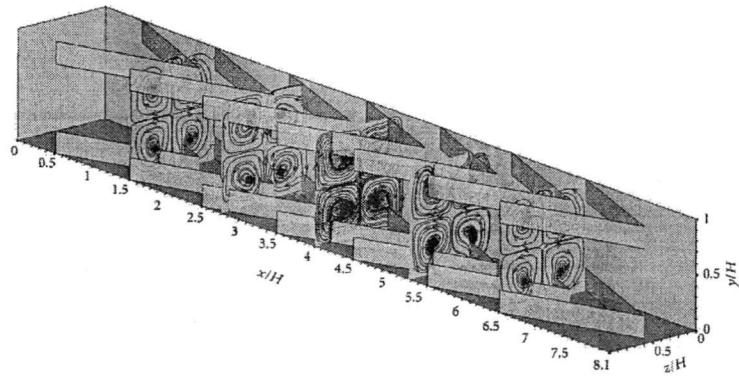


รูปที่ 2.1 แผ่นกั้นตัววิมุมปะทะการไหล 20° ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส และโดเมนที่ใช้ในการศึกษา, Boonloi (2014)

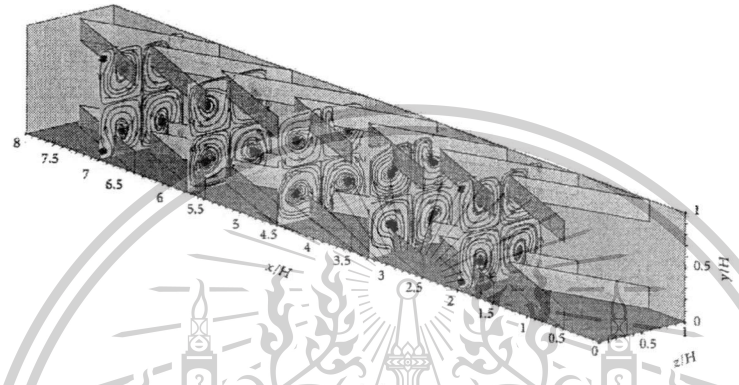
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



(a)



(b)

รูปที่ 2.2 เส้นกระแสการไหลในระบบขวางการไหล สำหรับแผ่นคั่นมุมปะทะการไหลเท่ากับ 20° a) PD และ b) PU ที่ $Re = 800$, $BR = 0.2$ และ $PR = 1$, Boonloi (2014)



(a)



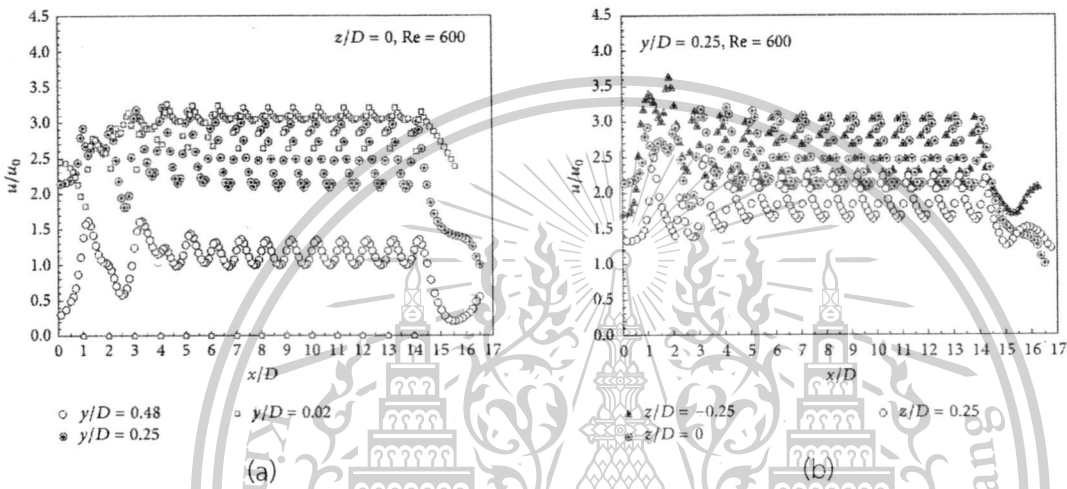
(b)

รูปที่ 2.3 เส้นกระแสการไหลตามแนวยาว สำหรับแผ่นคั่นมุมปะทะการไหลเท่ากับ 20° a) PD และ b) PU ที่ $Re = 800$, $BR = 0.2$ และ $PR = 1$, Boonloi (2014)

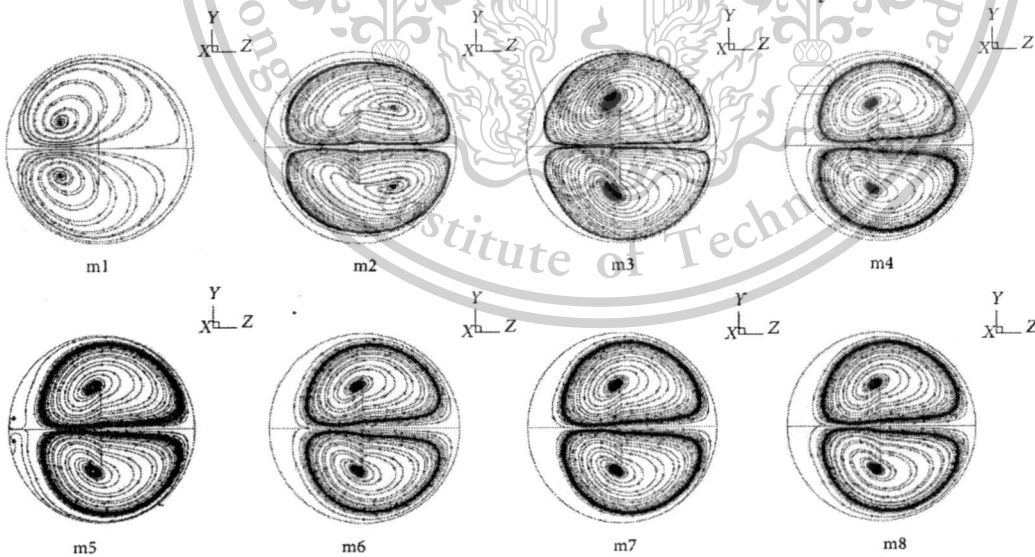
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.
 Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

Jedsadaratanachai et al. (2014) ศึกษาพฤติกรรมการไหลในท่อที่ติดตั้ง VG ชนิดแผ่นกั้นแบบบาง วางขวางการไหล ทำมุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° ติดตั้งแบบสอดใส่ที่กึ่งกลางของท่อ ในช่วงการไหลราบเรียบ พบว่า พฤติกรรมการไหลของของไหล เมื่อผ่านแผ่นกั้นวางขวางจะมีรูปร่างที่คล้ายกัน โดยสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ลักษณะ ประกอบด้วย periodic profile คือ ช่วงที่มีรูปร่างของความเร็วคล้ายกันแต่ค่าของความเร็วไม่เท่ากัน และ fully developed periodic profile คือช่วงที่ความเร็วมีรูปร่างและค่าของความเร็วที่เท่ากัน พฤติกรรมดังกล่าวแสดงดังรูปที่ 2.4 และเส้นกระแสการไหลตามระนาบขวางการไหลที่โมดูลต่าง ๆ แสดงดังรูปที่ 2.5 Jedsadaratanachai et al. (2014) สรุปว่า periodic profile เกิดที่โมดูลที่ 2 - 3 และ fully developed periodic profile เกิดที่โมดูลที่ 6 - 7



รูปที่ 2.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง u/u_0 และ x/D ที่ a) ค่า y/D ต่าง ๆ และ b) ค่า z/D ต่าง ๆ สำหรับแผ่นกั้นในท่อกลม, Jedsadaratanachai et al. (2014)



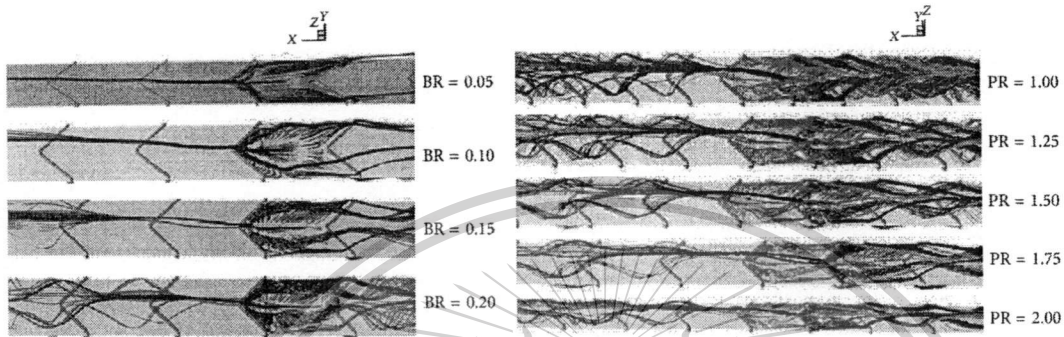
รูปที่ 2.5 เส้นกระแสการไหลตามระนาบขวางการไหลที่โมดูลที่ 1 - 8 สำหรับแผ่นกั้นในท่อกลม, Jedsadaratanachai et al. (2014)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

Jedsadaratanachai and Jayranaiwachira (2014) ศึกษาอิทธิพลของความสูงในรูปของอัตราส่วนการขวางการไหล (blockage ratio, BR) อัตราส่วนระยะพิทช์ (pitch ratio, PR) ของแผ่นกั้นตัววีแบบ PU ที่ติดบนแผ่นเรียบและสอดใส่ในท่อกลม พบว่า เมื่อค่า BR มีค่าเพิ่มมากขึ้น และค่า PR มีค่าลดลง เส้นกระแสการไหลตามแนวยาวจะมีระยะสั้นลง ทั้งก่อนการกระแทกพื้นผิวและหลังการกระแทกพื้นผิว ดังรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 เส้นการไหลตามแนวยาวของแผ่นกั้นตัววี PU ที่ค่า BR และ PR ต่าง ๆ, Jedsadaratanachai and Jayranaiwachira (2014)

การศึกษาพฤติกรรมการไหล, ลักษณะการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่วงการไหลราบเรียบ สำหรับ บั้วสร้างการไหลหมุนวนชนิดแผ่นกั้น (baffle) และแผ่นบิด (twisted tape) ได้สรุปไว้ดังตารางที่ 2.1 ในรูปของค่าการถ่ายเทความร้อน (Nu/Nu_0), ค่าความดันตกคร่อม (f/f_0) และค่าสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal enhancement factor, TEF)

ตารางที่ 2.1 การศึกษาตัวสร้างการไหลหมุนวนในช่วงการไหลราบเรียบ โดยวิธีเชิงตัวเลข

Authors	Studied cases	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF
Jedsadaratanachai et al. (2011)	30° inclined baffle Inline, two opposite walls, square channel BR = 0.2 PR = 0.5 – 2.5 Re = 100 – 2000	1.00 – 9.20	1.00 – 21.50	3.78
Kwankaomeng and Promvong (2010)	30° inclined baffle One side, square channel BR = 0.1 – 0.5 PR = 1.0 – 2.0	1.00 – 9.23	1.09 – 45.31	3.10

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

Authors	Studied cases	Nu/Nu ₀	f/f ₀	TEF
	Re = 100 – 1000			
Promvonge et al. (2010)	30° inclined baffle Inline, two opposite walls, square channel BR = 0.1 – 0.3 PR = 1.0 – 2.0 Re = 100 – 2000	1.20 – 11.00	2.00 – 54.00	4.00
Promvonge and Kwankaomeng, (2010)	45° V-baffle Staggered, two opposite walls, AR=2 channel BR = 0.05 – 0.3 PR = 1.0 Re = 100 – 1200	1.00 – 11.00	2.00 – 90.00	2.75
Promvonge et al. (2010)	45° inclined baffle Inline-staggered, two opposite walls, square channel BR = 0.05 – 0.3 PR = 1.0 Re = 100 – 1000	1.50 – 8.50	2.00 – 70.00	2.60
Promvonge et al. (2012)	45° V-baffle Inline Downstream, two opposite walls, square channel BR = 0.1 – 0.3 PR = 1.0 – 2.0 Re = 100 – 2000	1.00 – 21.00	1.10 – 225.00	3.80
Boonloi (2014)	20° V-baffle Inline Downstream-Upstream, two opposite walls, square channel BR = 0.1 – 0.3 PR = 1.0 Re = 100 – 2000	1.00 – 13.00	1.00 – 52.00	4.20
Boonloi and Jedsadaratanachai	30° V-baffle Downstream, One side, square channel	1.00 – 14.49	2.18 – 313.24	2.44

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

Authors	Studied cases	Nu/Nu ₀	f/f ₀	TEF
(2013)	BR = 0.1 – 0.5 PR = 1.0 – 2.0 Re = 100 – 1200			
Jedsadaratanachai and Boonloi (2013)	45° Discrete-V-baffle Downstream, diagonally, square channel BR = 0.05 – 0.20 PR = 1.0 – 1.5 Re = 100 – 1200	1.40 – 8.10	2.50 – 36.00	2.50
Jedsadaratanachai and Boonloi (2014)	Single twisted tape y/W = 1.0 – 6.0 Re = 100 – 2000	1.00– 10.00	3.00 – 44.00	3.51

จากงานวิจัยที่ได้นำเสนอนี้ จะเห็นได้ว่าตัวแปรต่าง ๆ ของตัวสร้างการไหลหมุนวน โดยเฉพาะอย่างยิ่ง รูปร่างหรือลักษณะของตัวสร้างการไหลหมุนวน เป็นปัจจัยสำคัญในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ดังนั้น งานวิจัยนี้ได้นำเสนอการศึกษาตัวแปรของตัวสร้างการไหลหมุนวนที่มีผลต่อพฤติกรรมเชิงความร้อนสำหรับ ตัวสร้างการไหลหมุนวน รวมทั้งนำเสนอสมการสหสัมพันธ์ที่ได้จากผลการศึกษาเพื่อเป็นประโยชน์สำหรับการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่จะใช้ในโรงงานอุตสาหกรรมและอุปกรณ์ชนิดต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

บทที่ 3 วิธีการดำเนินการ

3.1 วิธีการดำเนินการ

- 1) การค้นคว้ารวบรวมข้อมูลที่เป็นประโยชน์ต่องานวิจัยเพิ่มเติม ศึกษารายละเอียดจุดเด่นจุดด้อยของงานที่ได้ทำไว้ เพื่อเป็นแนวทางในการออกแบบที่ดีและเป็นแนวทางในการเพิ่มเติมให้มีความสมบูรณ์ของงานวิจัยมากขึ้น
- 2) แผนงานประกอบด้วย การทดสอบโปรแกรมที่ใช้ในการวิเคราะห์เชิงตัวเลขกับกรณีศึกษาจริง ว่ามีความสอดคล้องเหมาะสมหรือไม่ รวมทั้งความถูกต้องของโปรแกรมด้วยและเขียนรายงานความคืบหน้าของโครงการวิจัย
- 3) ทำการวิเคราะห์ทางทฤษฎีด้วยวิธีเชิงตัวเลข พร้อมทั้งตรวจสอบและเปรียบเทียบกับงานวิจัยอ้างอิง เพื่อเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสูงสุด และวิเคราะห์ว่ามีความสอดคล้องและเป็นไปตามจุดมุ่งหมายของงานวิจัย
- 4) สรุป เขียนเรียบเรียงข้อมูลที่เป็นประโยชน์จากการศึกษาวิจัย เพื่อให้ได้บทความวิจัยที่มีคุณภาพพร้อมตีพิมพ์ในระดับนานาชาติ และทำรายงานฉบับสมบูรณ์ของโครงการวิจัย

3.2 แผนการดำเนินงาน

แผนการดำเนินงานสำหรับงานวิจัย แสดงดังตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 แผนงานวิจัย

วัตถุประสงค์	แผนงานวิจัย	ระยะเวลา						ระยะเวลา						หมายเหตุ		
		เดือนที่ 1		เดือนที่ 2		เดือนที่ 3		เดือนที่ 4		เดือนที่ 5		เดือนที่ 6				
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12			
1. หาข้อมูลที่สำคัญต่องานวิจัย	ศึกษามผลงานตีพิมพ์ ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องอย่างละเอียด	↔														
2. ออกแบบและคำนวณ	ทำการการออกแบบตัวสร้างการไหลหมุนวนภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	↔														
3. ทำการวิเคราะห์ทางทฤษฎีด้วยวิธีเชิงตัวเลขและตรวจสอบ	ทำการวิเคราะห์ทางทฤษฎีด้วยวิธีเชิงตัวเลข พร้อมทั้งตรวจสอบและเปรียบเทียบกับงานวิจัยอ้างอิง	↔														
4. เขียนบทความวิจัย	เขียนบทความวิชาการเพื่อนำเสนอข้อมูลที่มีประโยชน์จากการวิเคราะห์ทางทฤษฎี			↔												

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

วัตถุประสงค์	แผนงานวิจัย	ระยะเวลา						ระยะเวลา						หมายเหตุ	
		เดือนที่		เดือนที่		เดือนที่		เดือนที่		เดือนที่		เดือนที่			
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
	และสถิติพิมพ์														
5. ทำการวิเคราะห์ผลเพิ่มเติมและพัฒนา	พัฒนาตัวสร้างการไหลหมุนวนโดยทำการเปรียบเทียบกับการวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์แล้ว														
6. รายงานความคืบหน้าของโครงการ	เขียนรายงานความคืบหน้าของโครงการวิจัย														
7. ประมวลข้อมูล	ประมวลข้อมูลที่จัดทำการศึกษาทั้งหมดและวิเคราะห์ความสัมพันธ์ของตัวแปรต่าง ๆ เพิ่มเติม														
8. สรุปผล	สรุปผลและองค์ความรู้ที่ได้จากการศึกษาทั้งทางทฤษฎีและผลจากการศึกษา														
9. เขียนบทความวิจัย	เขียนบทความวิชาการที่สมบูรณ์และส่งตีพิมพ์														
10. ทำรายงาน	ทำรายงานฉบับสมบูรณ์ของโครงการวิจัย														

3.3 ทฤษฎีที่ใช้ในการคำนวณ

3.3.1 กฎการอนุรักษ์สำหรับของไหลเคลื่อนที่

ในบทนี้กล่าวถึงสมการพื้นฐานทางคณิตศาสตร์สำหรับการไหลและการถ่ายเทความร้อน ที่ประกอบด้วย กฎการอนุรักษ์มวล โมเมนตัม และพลังงาน ซึ่งได้นำไปสู่สมการควบคุมของการไหล เนื้อหาหลักที่ครอบคลุมในบทนี้ประกอบด้วย

- ระบบสมการ PDEs (partial differential equations) ซึ่งควบคุมการไหลในพิกัดคาร์ทีเซียน (x, y, z)
- แนวคิดเกี่ยวกับความหนืดในรูปของ newtonian ซึ่งนำไปสู่สมการนาเวียร์-สโตกส์ (Navier – Stokes equations)
- รูปแบบเชิงอนุพันธ์และอินทิกรัลสำหรับสมการการเคลื่อนย้ายแบบปกติ

3.3.2 สมการควบคุมของการไหลและการถ่ายเทความร้อน

สมการควบคุมของการไหลแทนถึงสมการทางคณิตศาสตร์ที่อธิบายกฎการอนุรักษ์ทางฟิสิกส์ ดังนี้

- มวลของไหลไม่สูญหายไปไหน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

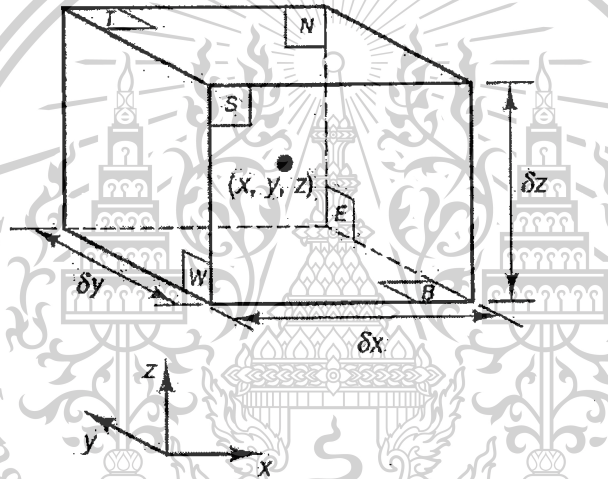
This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

- อัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมเท่ากับผลรวมของแรงที่กระทำต่ออนุภาคของไหล (กฎข้อที่สองของนิวตัน)
- อัตราการเปลี่ยนแปลงพลังงานเท่ากับผลรวมของอัตราการเพิ่มขึ้นของความร้อนกับอัตราของงานที่กระทำในอนุภาคของไหล (กฎข้อหนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์)

ของไหลจะถูกพิจารณาว่ามีความต่อเนื่องสำหรับการวิเคราะห์การไหลของของไหลที่ระดับมหภาค คือพิจารณาที่ขนาดระดับ $1 \mu\text{m}$ ขึ้นไป โครงสร้างและการเคลื่อนที่ระดับโมเลกุล สามารถไม่นำมาพิจารณาได้ โดยสนใจที่จะอธิบายพฤติกรรมของไหลในเทอมของคุณสมบัติในระดับมหภาค เช่น ความเร็ว ความดัน ความหนาแน่น อุณหภูมิ รวมทั้งอัตราการเปลี่ยนแปลงของคุณสมบัติเหล่านี้ เป็นต้น สิ่งนี้อาจจะคิดเป็นค่าเฉลี่ยของกลุ่มโมเลกุลจำนวนมาก ดังนั้นจุดใดๆ ในของไหลนั้นจะมีคุณสมบัติของของไหลในระดับมหภาค ไม่ขึ้นกับอิทธิพลจากอนุภาคในระดับโมเลกุล

เมื่อพิจารณาชิ้นส่วนของไหลขนาดเล็กที่มีความยาวด้านเท่ากับ δx , δy และ δz ดังรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 ชิ้นส่วนของของไหลสำหรับการอนุรักษ์

ผิวหน้าทั้งหกด้านจะถูกแทนด้วย N, S, E, W, T, B ซึ่งแทนถึงทิศทางในแนวเหนือ ใต้ ตะวันออก ตะวันตก บน และล่าง ตามลำดับ ศูนย์กลางของชิ้นส่วนอยู่ที่ตำแหน่ง (x, y, z) เมื่อพิจารณาการเปลี่ยนแปลงอย่างเป็นระบบของ มวล โมเมนตัม และพลังงานของชิ้นส่วนของไหล จะสามารถสร้างสมการการไหลของของไหลได้

คุณสมบัติของของไหลทั้งหมดจะเป็นฟังก์ชันของตำแหน่งและเวลา ดังนั้นจำเป็นต้องเขียน $\rho(x, y, z, t)$, $p(x, y, z, t)$, $T(x, y, z, t)$ และ $u(x, y, z, t)$ สำหรับความหนาแน่น, ความดัน, อุณหภูมิและเวกเตอร์ความเร็ว ตามลำดับ เพื่อหลีกเลี่ยงความซับซ้อนในการเขียนค่าสัญลักษณ์แสดงคุณสมบัติดังกล่าว โดยจะไม่ระบุตำแหน่งและเวลา เช่น ความดันที่ศูนย์กลาง (x, y, z) ของชิ้นส่วนของไหลที่เวลา t จะถูกแทนโดย p

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

หรือการเปลี่ยนแปลงในทิศทาง x ของความดันที่ศูนย์กลาง (x, y, z) ที่เวลา t หนึ่งๆ จะถูกแทนโดย $\frac{\partial p}{\partial x}$ หลักการนี้จะถูกนำไปใช้ในสำหรับคุณสมบัติของไหลทั้งหมด

ชั้นส่วนของไหลที่พิจารณานั้นมีขนาดเล็กมาก จนกระทั่งคุณสมบัติของไหลที่ผิวหน้าสามารถอธิบายได้อย่างแม่นยำด้วยสองพจน์แรกของสมการ Taylor ดังนั้น สำหรับตัวอย่างความดันที่ผิวหน้า W และ E ซึ่งทั้งคู่มีระยะห่างจากศูนย์กลางของชั้นส่วนของไหลเท่ากับ $\frac{1}{2} \cdot \Delta x$ สามารถเขียนได้ดังนี้

$$p - \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \cdot \Delta x \quad \text{และ} \quad p + \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \cdot \Delta x$$

การอนุรักษ์มวลในปัญหา 3 มิติ

ขั้นตอนแรกของการหาสมการอนุรักษ์มวลคือการพิจารณาถึงสมดุลมวลของชั้นส่วนของไหลดังนี้

อัตราการเพิ่มขึ้นของมวล อัตราการไหลสุทธิของมวล
ในชั้นส่วนของไหล = ที่เข้าไปในชั้นส่วนของไหล
อัตราการเพิ่มขึ้นของมวลในชั้นส่วนย่อยของของไหลคือ

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \Delta x \Delta y \Delta z) = \frac{\partial \rho}{\partial t} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.1)$$

อัตราการไหลเชิงมวลผ่านพื้นผิวและชั้นส่วนย่อย ซึ่งนิยามโดยผลคูณของความหนาแน่น พื้นที่ผิว และความเร็วในทิศทางตั้งฉากกับพื้นผิวนั้น จากรูปที่ 3.2 จะพบว่าอัตราการไหลสุทธิของมวลเข้าสู่ชั้นส่วนย่อยผ่านพื้นผิวสามารถเขียนได้ ดังนี้

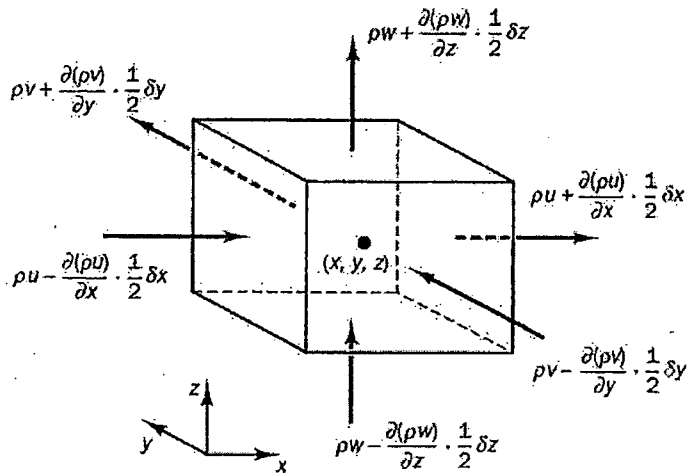
$$\begin{aligned} & \left(\rho u - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \Delta x \right) \Delta y \Delta z - \left(\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \Delta x \right) \Delta y \Delta z \\ & + \left(\rho v - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \Delta y \right) \Delta x \Delta z - \left(\rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \Delta y \right) \Delta x \Delta z \\ & + \left(\rho w - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \Delta z \right) \Delta x \Delta y - \left(\rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \Delta z \right) \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (3.2)$$

โดยการไหลเข้าสู่ชั้นส่วนที่ทำให้มวลของชั้นส่วนย่อยเพิ่มขึ้นถูกกำหนดให้เป็นบวก และมีค่าเป็นลบเมื่อมีการไหลออกจากชั้นส่วนย่อย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 3.2 การไหลของมวลเข้าและออกชิ้นส่วนของไหล

อัตราการเพิ่มขึ้นของมวลภายในชิ้นส่วนย่อยนั้น เท่ากับอัตราของมวลสุทธิจากการไหลออกผ่านพื้นผิวของชิ้นส่วนย่อย ซึ่งเมื่อย้ายข้างให้อยู่ในฝั่งเดียวกันเมื่อรวมกันแล้วจะหักล้างกันหมด เทอมทั้งหมดได้ถูกเรียบเรียงทางซ้ายของสมการและถูกหารด้วยปริมาตรของชิ้นส่วนย่อย $\Delta x \Delta y \Delta z$ ซึ่งจะได้

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.3)$$

หรือในรูปแบบของเวกเตอร์

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (3.4)$$

สมการ (3.4) นี้ คือสมการอนุรักษ์มวล หรือสมการความต่อเนื่อง 3 มิติ แบบการไหลไม่คงตัวและอัดตัวได้ เทอมแรกทางซ้ายมือคืออัตราการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่น (มวลต่อปริมาตร) ต่อเวลา เทอมที่สองอธิบายถึงการไหลสุทธิของมวลข้ามผ่านขอบเขตของปริมาตรเล็ก ๆ นั้น เรียกว่า เทอมของการพา

สำหรับของไหลที่อัดตัวไม่ได้ (เช่น ของเหลว) ความหนาแน่นมีค่าคงที่และสมการ (3.4) จะกลายเป็น

$$\text{div}(\mathbf{u}) = 0 \quad (3.5)$$

หรือในรูปแบบเต็ม

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.6)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

- อัตราการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติอนุภาคของไหล ในเทอมชิ้นส่วนย่อยของไหล

ในกฎของการอนุรักษ์โมเมนตัมและพลังงานนั้น จะมีการกล่าวถึงการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของอนุภาคของไหล คุณสมบัติแต่ละอย่างของอนุภาคจะเป็นฟังก์ชันของตำแหน่ง (x, y, z) ของอนุภาคและเวลา (t) ในการศึกษานี้กำหนดให้ค่าคุณสมบัติใดๆ ต่อหน่วยมวล ด้วยสัญลักษณ์ ϕ โดยการเปลี่ยนแปลงของ ϕ เทียบกับเวลาของอนุภาคของไหล $D\phi/Dt$ คือ

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial\phi}{\partial t} + \frac{\partial\phi}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial\phi}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial\phi}{\partial z} \frac{dz}{dt}$$

และโดยที่ $dx/dt = u$, $dy/dt = v$ และ $dz/dt = w$ หากแทนค่าดังกล่าวไปในสมการข้างบน จะได้ว่า

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial\phi}{\partial t} + u \frac{\partial\phi}{\partial x} + v \frac{\partial\phi}{\partial y} + w \frac{\partial\phi}{\partial z} = \frac{\partial\phi}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \text{grad}\phi \quad (3.7)$$

$D\phi/Dt$ เป็นนิยามของอัตราการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติ ϕ ต่อหน่วยมวล ในกรณีของสมการอนุรักษ์มวล ซึ่งสนใจที่จะพัฒนาสมการสำหรับอัตราการเปลี่ยนแปลงต่อหน่วยปริมาตร อัตราการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติ ϕ สามารถถูกแปลงให้เป็นคุณสมบัติเชิงปริมาตรได้โดยการคูณความหนาแน่น ρ เข้าไปกับเทอม $D\phi/Dt$ ดังนั้น

$$\rho \frac{D\phi}{Dt} = \rho \left(\frac{\partial\phi}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \text{grad}\phi \right) \quad (3.8)$$

รูปแบบนี้ สามารถนำไปใช้ประโยชน์ในการอธิบายความเปลี่ยนแปลงของคุณสมบัติของของไหล ในปริมาตรเล็กๆ ที่หยุดนิ่งหนึ่งๆ เป็นการนิยามความสัมพันธ์ระหว่าง: 1) อนุพันธ์ของคุณสมบัติ ϕ ของอนุภาคของไหล กับ 2) อัตราเปลี่ยนแปลงของ ϕ ในชิ้นส่วน หรือปริมาตรย่อยๆ ของของไหลนั้น

ต่อไปนี้จะพิจารณากฎการอนุรักษ์ของมวล ค่าของมวลต่อหน่วยปริมาตร (ในที่นี้คือ ความหนาแน่น ρ) คือพารามิเตอร์ที่กำลังศึกษา เมื่อพิจารณาผลรวมของ: 1) อัตราการเปลี่ยนแปลงของความหนาแน่นในปริมาตรเล็กๆ และ 2) ผลของการเปลี่ยนแปลงอันเนื่องมาจากการพาในสมการอนุรักษ์มวล (3.4) ก็คือ

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \text{div}(\rho\mathbf{u})$$

ดังนั้นรูปทั่วไปของ เทอมทั้งสองเทอมนี้ สำหรับคุณสมบัติใดๆ ของของไหล ϕ สามารถเขียนได้ดังนี้

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) \quad (3.9)$$

สมการที่ (3.9) เทอมแรก คืออัตราการเปลี่ยนแปลงของคุณสมบัติ ϕ ต่อหน่วยปริมาตรบวกกับเทอมที่สอง คือการไหลสุทธิของ ϕ ต่อปริมาตรที่ออกจากชิ้นส่วนย่อยของไหล ซึ่งสามารถนำมาเขียนใหม่เพื่อให้ได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ภาพความสัมพันธ์ ระหว่างผลรวมของทั้งสองเทอมนี้กับอัตราการเปลี่ยนแปลงของ ϕ ในอนุภาคของไหล ดังนี้

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) = \rho \left[\frac{\partial\phi}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \text{grad}\phi \right] + \phi \left[\frac{\partial\rho}{\partial t} + \text{div}(\rho\mathbf{u}) \right] = \rho \frac{D\phi}{Dt} \quad (3.10)$$

เทอม $\phi[\partial\rho/\partial t + \text{div}(\rho\mathbf{u})]$ เท่ากับศูนย์เนื่องจากสมการอนุรักษ์มวล (3.4) จากความสัมพันธ์ดังแสดง ใน (3.10) จะได้ว่า

อัตราการเพิ่มของ ϕ สำหรับ
ชิ้นส่วนย่อยของไหล + อัตราการไหลสุทธิของ ϕ ที่
ออกจากชิ้นส่วนย่อยของไหล = อัตราการเพิ่มของ ϕ
สำหรับอนุภาคของไหล

การเปลี่ยนแปลงของโมเมนตัมของอนุภาคของไหลทั้ง 3 ทิศทาง อ้างอิงแกนในพิกัดฉาก รวมถึงการเปลี่ยนแปลงของพลังงานซึ่งเป็นปริมาณสเกลาร์นั้น สามารถแทนพารามิเตอร์ ϕ และอัตราการเปลี่ยนแปลงของ ϕ ต่อหน่วยปริมาตร ตามที่นิยามไว้ใน (3.8) และ (3.10) สามารถแสดงได้ดังในตารางข้างล่างนี้

x-momentum	u	$\rho \frac{Du}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u\mathbf{u})$
y-momentum	v	$\rho \frac{Dv}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v\mathbf{u})$
z-momentum	w	$\rho \frac{Dw}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w\mathbf{u})$
Energy	E	$\rho \frac{DE}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \text{div}(\rho E\mathbf{u})$

รูปแบบที่ให้ไว้ในตารางข้างบนนี้จะถูกนำไปใช้ในการสร้างสมการอนุรักษ์โมเมนตัมและพลังงานดังที่จะแสดงรายละเอียดในหัวข้อถัดจากนี้

- สมการโมเมนตัมแบบ 3 มิติ

กฎข้อที่สองของนิวตันกล่าวว่า “อัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมของอนุภาคของไหลเท่ากับผลรวมของแรง ที่กระทำต่ออนุภาค”

อัตราการเพิ่มโมเมนตัม
ของอนุภาคของไหล = ผลรวมแรงที่กระทำ
ต่ออนุภาคของไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

อัตราการเพิ่มโมเมนตัมต่อหน่วยปริมาตรของอนุภาคของไหลในทิศ x , y และ z กำหนดได้โดย

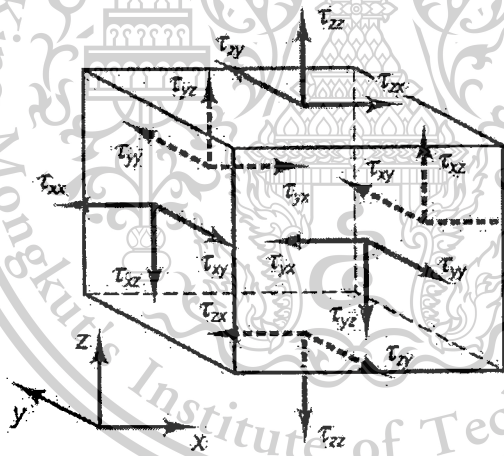
$$\rho \frac{Du}{Dt} \quad \rho \frac{Dv}{Dt} \quad \rho \frac{Dw}{Dt} \quad (3.11)$$

โดยที่สามารถแบ่งประเภทของแรงที่กระทำต่ออนุภาคของไหลเป็นสองแบบ คือ

- แรงกระทำที่ผิว (surface forces) ได้แก่ แรงเนื่องจากความดัน แรงเนื่องจากความหนืด แรงโน้มถ่วง
- แรงกระทำในปริมาตร (body forces) ของชิ้นส่วนย่อยของของไหล ได้แก่ แรงหมุนหนีศูนย์กลาง แรงแม่เหล็กไฟฟ้า coriolis force

โดยทั่วไปเทอมของแรงกระทำที่ผิวจะถูกจัดกลุ่มแยกออกต่างหาก และเทอมของแรงกระทำภายในปริมาตรจะถูกพิจารณาเป็นเทอมของการเพิ่มและลดโมเมนตัมแยกออกมาอีกเทอมหนึ่ง

ความเค้นที่กระทำต่อชิ้นส่วนย่อยของของไหล สามารถนิยามได้ด้วยเทอมของความดัน และเทอมความเค้นย่อยเนื่องจากความหนืด μ ดังแสดงในรูปที่ 3.3 ความดันซึ่งมองว่าเป็นความเค้นตั้งฉาก ถูกแทนด้วย p ส่วนความเค้นเฉือนเนื่องจากความหนืดแทนโดย τ สัญลักษณ์ τ_{ij} ถูกประยุกต์ใช้เพื่อชี้ให้เห็นถึงทิศทางของความเค้นเนื่องจากความหนืด ตัวห้อย i และ j ใน τ_{ij} ชี้ให้เห็นถึงความเค้นย่อย ที่กระทำในทิศทาง j บนพื้นที่ที่มีเวกเตอร์หนึ่งหน่วยในทิศทาง i นั้นเอง



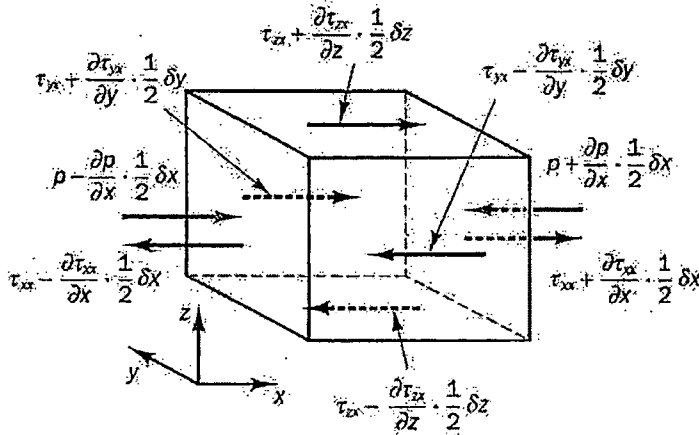
รูปที่ 3.3 องค์ประกอบของความเค้นบนผิวหน้าทั้งสามทิศทางของชิ้นส่วนของไหล

เริ่มแรกพิจารณาแรงกระทำในทิศทาง x เนื่องจากความดันและความเค้นย่อย τ_{xy} , τ_{yz} และ τ_{xx} ดังในรูปที่ 3.4 ขนาดของแรงที่กระทำบนพื้นผิวเกิดจากผลคูณของความเค้นและพื้นที่ และมีทิศทางเดียวกับแกนอ้างอิงโดยมีเครื่องหมายบวก และมีค่าเป็นเครื่องหมายลบเมื่อทิศทางตรงข้าม แรงสุทธิในทิศทาง x คือผลรวมของแรงย่อยที่กระทำบนชิ้นส่วนย่อยของไหล ในทิศทางดังกล่าว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 3.4 องค์ประกอบของความเค้นในทิศทาง x

เมื่อพิจารณาผิวหน้าที่ E, W ได้ว่า

$$\left[\left(p - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) - \left(\tau_{xx} - \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \right] \delta y \delta z + \left[- \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) + \left(\tau_{xx} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \right] \delta y \delta z = \left(- \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \right) \delta x \delta y \delta z \quad (3.12a)$$

แรงสุทธิในทิศทาง x บนผิวหน้า N, S ได้ว่า

$$- \left(\tau_{yx} - \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z + \left(\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z = \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \delta x \delta y \delta z \quad (3.12b)$$

แรงสุทธิในทิศทาง x บนผิวหน้า T, B ได้ว่า

$$- \left(\tau_{zx} - \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y + \left(\tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y = \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \delta x \delta y \delta z \quad (3.12c)$$

ผลรวมแรงต่อหน่วยปริมาตรทั้งหมดเนื่องจากความเค้นที่ผิวหน้าจะเท่ากับผลรวมของ (3.12a), (3.12b) และ (3.12c) ที่หารด้วยปริมาตรสุทธิ

$$\frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \quad (3.13)$$

เทอมที่ปรากฏ ใน (3.13) นี้ ยังไม่รวมการพิจารณาแรงกระทำภายในชิ้นส่วนของของไหล ซึ่งสามารถถูกรวมได้โดยการพิจารณาเป็นแหล่งสร้างหรือทำลายโมเมนตัม เป็นหน่วยของโมเมนตัมต่อปริมาตรต่อเวลาในทิศทาง x

ในขั้นตอนนี้สมการโมเมนตัมในทิศทาง x หาได้โดยการกำหนดให้อัตราการเปลี่ยนโมเมนตัมในทิศทาง x และ อนุภาคการไหล (3.11) เท่ากับผลรวมของแรงในทิศทาง x ที่กระทำต่อชิ้นส่วนของไหลโดยความเค้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ที่ผิว บวกกับอัตราการสร้างหรือสูญสลายของโมเมนตัมในทิศทาง x เนื่องจากแรงภายในชิ้นส่วนของของไหลนั้นตามแนวแกน x

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \quad (3.14a)$$

ในทำนองเดียวกันโมเมนตัมในทิศทาง y จะเขียนได้ว่า

$$\rho \frac{Dy}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \quad (3.14b)$$

และโมเมนตัมในทิศทาง z คือ

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} + S_{Mz} \quad (3.14c)$$

ความดันมีลักษณะเป็นความเค้นอัดตั้งฉาก (compressive normal stress) ซึ่งโดยทั่วไปมีเครื่องหมายเป็นลบ ในกรณีที่ความเค้นตั้งฉากเนื่องจากความหนืดมีลักษณะเป็นความเค้นดึง (tensile normal stress) จะมีเครื่องหมายบวก

เทอมของการสร้างหรือสูญสลายของโมเมนตัม $S_{Mx} = 0$, $S_{My} = 0$ และ S_{Mz} (3.14 a-c) คือแรงกระทำภายในของแต่ละทิศทาง ตัวอย่างเช่นแรงกระทำภายในเนื่องจากแรงโน้มถ่วงจะถูกกำหนดให้มีค่า

$$S_{Mx} = 0, S_{My} = 0 \text{ และ } S_{Mz} = -\rho g$$

- สมการพลังงานในระบบ 3 มิติ

สมการพลังงานถูกหาได้จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ ที่กล่าวไว้ว่าอัตราการเปลี่ยนแปลงของพลังงานของอนุภาคของไหล เท่ากับอัตราการเพิ่มความดันแก่อนุภาคบวกกับอัตราการทำงานของอนุภาคการไหล

อัตราการเพิ่มขึ้นของพลังงานของอนุภาคของไหลต่อหน่วยปริมาตร คือ

$$\rho \frac{DE}{Dt} \quad (3.15)$$

- งานที่กระทำโดยแรงบนพื้นผิว

อัตราการเกิดงานบนพื้นผิวของชิ้นส่วนของไหล จะเท่ากับผลคูณของแรงและความเร็วในทิศทางของแรง สำหรับแรงตามที่แสดงใน (3.12a – 3.12c) เฉพาะที่กระทำในทิศทาง x จะเกิดงานเท่ากับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\begin{aligned} & \left[\left(pu - \frac{\partial(pu)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) - \left(\tau_{xx}u - \frac{\partial(\tau_{xx}u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \right. \\ & \quad \left. - \left(pu + \frac{\partial(pu)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) + \left(\tau_{xx}u + \frac{\partial(\tau_{xx}u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \right] \delta y \delta z \\ & \quad + \left[- \left(\tau_{yx}u - \frac{\partial(\tau_{yx}u)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) + \left(\tau_{yx}u + \frac{\partial(\tau_{yx}u)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \right] \delta x \delta z \\ & \quad + \left[- \left(\tau_{zx}u - \frac{\partial(\tau_{zx}u)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) + \left(\tau_{zx}u + \frac{\partial(\tau_{zx}u)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \right] \delta x \delta y \end{aligned}$$

ดังนั้นเมื่อลดรูปแล้ว อัตราการเกิดงานสุทธิบนพื้นผิวเหล่านี้ ในทิศทาง x คือ

$$\left[\frac{\partial[u(-p + \tau_{xx})]}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} \right] \delta x \delta y \delta z \quad (3.16a)$$

ส่วนประกอบย่อยของแรงเนื่องจากความเค้นพื้นผิวในทิศทาง y และ z ก็จะทำงานบนอนุภาคดังกล่าวเช่นกัน ในกระบวนการคิดแบบข้างต้นอัตราการเกิดงานบนอนุภาคของไหลเนื่องจากการทำงานโดยแรงเหล่านี้สามารถเขียนได้ ดังนี้

$$\left[\frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial[v(-p + \tau_{yy})]}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} \right] \delta x \delta y \delta z \quad (3.16b)$$

และ

$$\left[\frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial[w(-p + \tau_{zz})]}{\partial z} \right] \delta x \delta y \delta z \quad (3.16c)$$

อัตราการเกิดงานทั้งหมดต่อหน่วยปริมาตรของของไหลโดยแรงบนพื้นผิวทั้งหมด คือผลรวมของ (3.16 a - c) ทหารด้วยปริมาตร $\delta x \delta y \delta z$ เทอมของ p สามารถถูกจัดรวบรวมและเขียนในรูปแบบของไดเวอร์เจนท์ ดังนี้

$$\frac{\partial(up)}{\partial x} + \frac{\partial(vp)}{\partial y} + \frac{\partial(wp)}{\partial z} = -\text{div}(pu)$$

ดังนั้นอัตราการเกิดงานรวมทั้งหมดบนชิ้นส่วนของของไหลโดยความเค้นบนพื้นผิว มีหน่วยเป็นปริมาณของพลังงานต่อหน่วยเวลาต่อหน่วยปริมาตร

$$\begin{aligned} & [-\text{div}(pu)] + \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} \right. \\ & \quad \left. + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] \end{aligned} \quad (3.17)$$

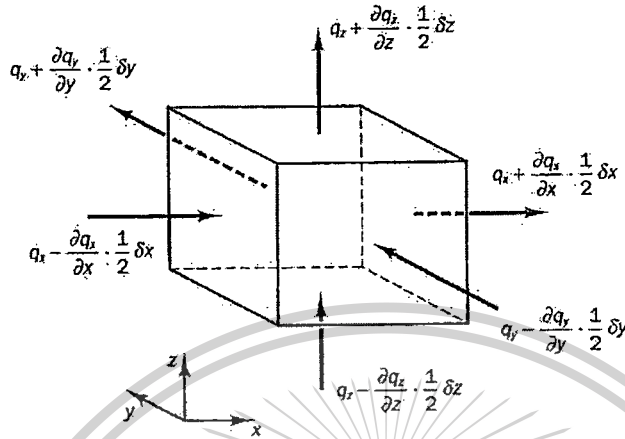
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

- ฟลักซ์เนื่องจากการนำความร้อน

เวกเตอร์ฟลักซ์ความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ q ประกอบด้วยองค์ประกอบย่อย 3 ส่วนคือ q_x, q_y, q_z (รูปที่ 3.5)



รูปที่ 3.5 องค์ประกอบของเวกเตอร์ฟลักซ์ความร้อน

อัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิที่ขึ้นส่วนของไหล เนื่องจากฟลักซ์ของความร้อนทิศทาง x ถูกกำหนด โดยผลต่างระหว่างอัตราความร้อนที่เข้าผ่านผิวหน้า W กับอัตราความร้อนที่ออกจากผิวหน้า E

$$\left[\left(q_x - \frac{\partial q_x}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x \right) - \left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x \right) \right] \delta y \delta z = - \frac{\partial q_x}{\partial x} \delta x \delta y \delta z \quad (3.18a)$$

ในทำนองเดียวกันอัตราการถ่ายเทความร้อนสุทธิของไหลเนื่องจากฟลักซ์ของความร้อนในทิศทาง y และ z คือ

$$- \frac{\partial q_y}{\partial y} \delta x \delta y \delta z \quad \text{and} \quad - \frac{\partial q_z}{\partial z} \delta x \delta y \delta z \quad (3.18b-c)$$

อัตราความร้อนสุทธิที่เพิ่มขึ้นของอนุภาคของไหลต่อหน่วยปริมาตรครอบคลุมขอบเขตของขึ้นส่วนของไหล จะเท่ากับผลรวมของ(3.18a - 3.18c) หารด้วยปริมาตร $\delta x \delta y \delta z$

$$- \frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} = -\text{div} \mathbf{q} \quad (3.19)$$

กฎของ Fourier ของการนำความร้อนอธิบายความสัมพันธ์ของอัตราการถ่ายเทปริมาณความร้อนต่อพื้นที่ (heat flux) กับ ความแตกต่างอุณหภูมิ ต่อหน่วยความยาว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$q_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad q_y = -k \frac{\partial T}{\partial y} \quad q_z = -k \frac{\partial T}{\partial z}$$

สิ่งนี้สามารถเขียนในรูปแบบของเวกเตอร์ได้ดังนี้

$$\mathbf{q} = -k \text{ grad } T \quad (3.20)$$

รวมสมการ (3.19) และ (3.20) ซึ่งจะได้ว่า อัตราการเพิ่มของความร้อนที่อนุภาคของไหลเนื่องจากการนำความร้อนผ่านพื้นผิวของชิ้นส่วนของไหล

$$-\text{div } \mathbf{q} = \text{div}(k \text{ grad } T) \quad (3.21)$$

- สมการพลังงาน

ในหัวข้อนี้จะมากล่าวถึงพลังงานจำเพาะของของไหล ซึ่งแทนด้วย E พลังงานของของไหลถูกนิยามเป็นผลรวมของพลังงานความร้อนภายใน i , พลังงานจลน์ $\frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2)$ และพลังงานศักย์โน้มถ่วง โดยมองว่าชิ้นส่วนของไหลมีการสะสมพลังงานศักย์โน้มถ่วง พลังงานภายในอาจไม่มีการรวมเอาพลังงานศักย์เข้าไว้ในนิยามก็ได้ หากมองว่าวัตถุกำลังทำงานในขณะที่เคลื่อนที่ในสนามความโน้มถ่วงของโลกโดยงานในส่วนนี้เรียกว่า งานเนื่องจากน้ำหนักของวัตถุซึ่งเป็นเทอมการก่อกำเนิด ในสมการพลังงาน มีหน่วยเป็นพลังงานต่อหน่วยปริมาตรต่อหน่วยเวลา

การอนุรักษ์พลังงานของชิ้นส่วนของไหล ทำได้โดยการกำหนดให้อัตราการเปลี่ยนแปลงของพลังงานของชิ้นส่วนของไหล (3.15) มีค่าเท่ากับ ผลรวมของการเกิดงานสุทธิบนชิ้นส่วนของไหล (3.17) และอัตราการร้อนสุทธิที่เพิ่มขึ้นของของไหลเนื่องจากฟลักซ์ความร้อน (3.21) และอัตราการเพิ่มของพลังงานเนื่องจากเทอมของการก่อกำเนิด ดังนั้นสมการพลังงาน คือ

$$\rho \frac{DE}{Dt} = -\text{div}(p\mathbf{u}) + \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] + \text{div}(k \text{ grad } T) + S_E \quad (3.22)$$

ในสมการ (3.22) มี $E = i + \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2)$

แม้ว่า (3.22) คือสมการพลังงานที่สมบูรณ์ประกอบด้วย 2 ส่วน คือ พลังงานภายในที่สัมพันธ์กับอุณหภูมิของของไหล และพลังงานจลน์ที่สัมพันธ์กับความเร็วของของไหล มักจะพิจารณาพลังงานในแต่ละส่วนแยกจากกัน พลังงานจลน์ที่สัมพันธ์กับความเร็วของของไหลนั้นสามารถเขียนได้โดยการแปลงรูปของสมการโมเมนตัม กล่าวคือ ทำการคูณสมการโมเมนตัมในทิศทาง x ด้วยความเร็ว u สมการโมเมนตัมใน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ทิศทาง y ด้วยความเร็ว v และสมการโมเมนตัมในทิศทาง z ด้วยความเร็ว w และรวมผลลัพธ์เข้าด้วยกัน ก่อนทำการหารด้วย 2 สิ่งนี้ทำให้ได้สมการอนุรักษ์สำหรับพลังงานจลน์ดังข้างล่างนี้

$$\rho \frac{D\left[\frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2)\right]}{Dt} = -\mathbf{u} \cdot \text{grad } p + u \left(\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) + v \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right) + w \left(\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right) + \mathbf{u} \cdot \mathbf{S}_M \quad (3.23)$$

ทำการลบ (3.23) จาก (3.22) และนิยาม source term ขึ้นใหม่เป็น $S_i = S_E - \mathbf{u} \cdot \mathbf{S}_M$ จึงทำให้ได้สมการพลังงานภายในดังนี้

$$\rho \frac{Di}{Dt} = -p \text{ div } \mathbf{u} + \text{div}(k \text{ grad } T) + \tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{yx} \frac{\partial u}{\partial y} + \tau_{zx} \frac{\partial u}{\partial z} + \tau_{xy} \frac{\partial v}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{zy} \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_{xz} \frac{\partial w}{\partial x} + \tau_{yz} \frac{\partial w}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z} + S_i \quad (3.24)$$

ในการไหลแบบอัดตัวไม่ได้ มี $i = cT$, ซึ่ง c คือค่าความร้อนจำเพาะและ $\text{div } \mathbf{u} = 0$ ซึ่งทำให้ จัดเรียงสมการ (3.24) ไปในรูปของอนุกรมได้คือ

$$\rho c \frac{DT}{Dt} = \text{div}(k \text{ grad } T) + \tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{yx} \frac{\partial u}{\partial y} + \tau_{zx} \frac{\partial u}{\partial z} + \tau_{xy} \frac{\partial v}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{zy} \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_{xz} \frac{\partial w}{\partial x} + \tau_{yz} \frac{\partial w}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z} + S_i \quad (3.25)$$

สำหรับสมการไหลที่อัดตัวได้ (3.22) ถูกจัดรูปเป็นสมการสำหรับค่าเอนทาลปีและเนื่องจากค่าเอนทาลปีจำเพาะ h และค่าเอนทาลปีจำเพาะสัมบูรณ์ h_0 ของของไหลกำหนดได้โดย

$$h = i + p/\rho \quad \text{and} \quad h_0 = h + \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2)$$

รวมสองนิยามนี้กับนิยามของพลังงานจำเพาะ E เข้าด้วยกัน จะได้

$$h_0 = i + p/\rho + \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2) = E + p/\rho \quad (3.26)$$

แทนค่า (3.26) ไปในสมการ (3.22) และจัดเรียงเรียงบางอย่างทำให้ได้สมการพลังงานรวม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\frac{\partial(\rho h_o)}{\partial t} + \text{div}(\rho h_o \mathbf{u}) = \text{div}(k \text{ grad } T) + \frac{\partial p}{\partial t} + \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] + S_h \quad (3.27)$$

สมการ (3.24), (3.25) และ (3.27) ไม่ใช่สมการการอนุรักษ์พลังงานที่เพิ่มเติมเข้ามาใหม่ หากแต่เป็นอีกรูปแบบหนึ่งของสมการพลังงาน (3.22)

3.3.3 สมการนาเวียร์-สโตกส์ สำหรับของไหลแบบนิวโทเนียน

สมการควบคุมประกอบด้วยตัวที่ไม่รู้ค่าคือ ความเค้นเนื่องจากความหนืดในแนวแกนย่อย τ_{ij} ในการไหลของของไหลนั้น ค่าความเค้นหนืดสามารถถูกอธิบายได้โดยอัตราการเสียรูปร่างที่ตำแหน่งใดๆ (หรืออัตราความเครียด) ในการไหล 3 มิติอัตราการเสียรูปร่างที่ตำแหน่งใดๆ ประกอบด้วยอัตราการเสียรูปร่างเชิงเส้นและอัตราเสียรูปร่างเชิงปริมาตร ก๊าซทุกชนิดโดยส่วนมากมีคุณสมบัติเป็นแบบ isotropic ในขณะที่ของเหลวบางชนิดที่ประกอบด้วยโมเลกุลของโพลีเมอร์ ในจำนวนที่มากพออย่างมีนัยสำคัญอาจจะประพฤติตัวเป็น anisotropic หรือคุณสมบัติของความเค้นหนืดแบบขึ้นอยู่กับทิศทาง ซึ่งเป็นผลของการจัดเรียงตัวของโซ่โมเลกุลของโพลีเมอร์ ของไหลดังกล่าวอยู่นอกเหนือจากขอบเขตของงานวิจัยนี้และจะทำการศึกษาต่อไปโดยสมมุติว่าการไหลเป็น isotropic

อัตราการเสียรูปร่างเชิงเส้นของชิ้นส่วนของไหลมี 9 องค์ประกอบใน 3 มิติ ในจำนวนนั้น มี 6 องค์ประกอบที่เป็นอิสระในของไหลแบบ isotropic ซึ่งถูกเขียนโดยสัญลักษณ์ s_{ij} ระบบการอ้างอิงในตัวห้อยต่อท้ายสัญลักษณ์ ชี้ให้เห็นองค์ประกอบซึ่งเป็นระบบเดียวกับระบบอ้างอิงของความเค้น (ดูในหัวข้อ 3.2.3) มีองค์ประกอบของการเสียรูปร่างเชิงเส้นแบบตั้งฉากอยู่ 3 ตัว

$$s_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x} \quad s_{yy} = \frac{\partial v}{\partial y} \quad s_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (3.28a)$$

มีองค์ประกอบของการเสียรูปร่างเชิงเส้นแบบเฉือนทั้ง 6 ด้านของชิ้นส่วนของไหลคือ

$$s_{xy} = s_{yx} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad \text{และ} \quad s_{xz} = s_{zx} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ s_{yz} = s_{zy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (3.28b)$$

การเสียรูปร่างเชิงปริมาตรถูกให้โดย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = \text{div } u \quad (3.28c)$$

ในของไหลแบบ newtonian ความเค้นเนื่องจากความหนืดเป็นส่วนโดยตรงกับอัตราของการเสียรูปร่างของของไหล ตามกฎที่ว่าด้วยความหนืดของนิวตันในปริภูมิ 3 มิติสำหรับของไหลที่อัดตัวได้นั้น การไหลจะมีความหนืดเชื่อมโยงอย่างแปรผันตามค่าพารามิเตอร์ 2 ตัว คือ 1) ค่าสัมประสิทธิ์ความหนืดที่หนึ่ง (dynamic viscosity), μ ซึ่งจะเชื่อมโยงกับการเสียรูปเชิงเส้นของของไหล และ 2) ค่าสัมประสิทธิ์ความหนืดที่สอง, λ ที่จะเชื่อมโยงกับการเสียรูปเชิงปริมาตร ดังนั้นจะมียอดประกอบย่อยของความเค้นอยู่ทั้งหมด 9 ตัว โดยมี 6 ตัวในนั้นไม่ขึ้นแก่กันหรือเรียกว่ามีระดับอิสระ (degree of freedom) เท่ากับ 6

$$\begin{aligned} \tau_{xx} &= 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \text{div } u, & \tau_{yy} &= 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \text{div } u, & \tau_{zz} &= 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \text{div } u, & \tau_{xy} &= \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right), \\ \tau_{xz} &= \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right), \\ \tau_{yz} &= \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (3.29)$$

ภาพของความหนืดในส่วนที่สองนั้นไม่ชัดเจนนัก เนื่องจากผลของมันในทางปฏิบัติมีไม่มากนักสำหรับก๊าซ การประมาณค่าที่ดีคือ $\lambda = -\frac{2}{3}\mu$ (Schlichting (1979)) และเนื่องจากสมมติว่าของเหลวเป็นแบบที่อัดตัวไม่ได้ ซึ่งจากสมการอนุรักษ์มวลคือ $\text{div } u = 0$ ดังนั้นความเค้นหนืดจะเป็น 2 เท่าของอัตราการเสียรูปเชิงเส้น

แทนค่าความเค้นเฉือนข้างบน (3.29) ไปใน (3.14a - c) ทำให้ได้สมการซึ่งเรียกตามชื่อ Navier-Stokes ซึ่งเป็นนักวิทยาศาสตร์ในศตวรรษที่ 19 ที่ได้ค้นยาค้นนี้

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_{Mx} \end{aligned} \quad (3.30a)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dv}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + S_{My} \end{aligned} \quad (3.30b)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right] + S_{Mz} \quad (3.30c)$$

สามารถจัดเรียงเทอมของความเค้นหนีตใหม่ ดังข้างล่างนี้

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\ &+ \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \right] \\ &= \text{div}(\mu \text{grad } u) + S_{Mx} \end{aligned}$$

ความเค้นหนีตในสมการที่เป็นองค์ประกอบในทิศทาง y และ z สามารถจัดใหม่ในลักษณะเดียวกัน จะสร้างสมการโมเมนตัมอย่างง่าย โดยการซ้อนเทอมของความเค้นหนีตในเทอมของการเพิ่มขึ้นของโมเมนตัม (source term) ดังนั้นจึงนิยามเทอมของการเพิ่มขึ้นของโมเมนตัมใหม่โดย

$$S_M = S_M + [S_M] \quad (3.31)$$

สมการนาเวียร์-สโตกส์ สามารถถูกเขียนในรูปแบบที่ใช้สำหรับการพัฒนาวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม ดังนี้

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } u) + S_{Mx} \quad (3.32a)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } v) + S_{My} \quad (3.32b)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad } w) + S_{Mz} \quad (3.32c)$$

ถ้าใช้แบบจำลอง newtonian สำหรับความเค้นหนีตในสมการพลังงานภายใน (3.24) จะได้

$$\rho \frac{Di}{Dt} = -p \text{div } u + \text{div}(k \text{grad } T) + \Phi + S_i \quad (3.33)$$

ผลกระทบทั้งหมดเนื่องจากความเค้นหนีตในสมการพลังงานภายในนี้ สามารถเขียนได้ในเทอมของ ฟังก์ชันการสลายตัว (dissipation function) Φ ซึ่งหลังจากการปรับรูปแบบสมการ สามารถแสดงได้ ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\Phi = \mu \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} + \lambda (\text{div} \mathbf{u})^2 \quad (3.34)$$

การสลายตัวนี้เป็นค่าบวกเสมอเนื่องจากประกอบด้วยเทอมยกกำลังสอง และแทนถึงการก่อกำเนิดของพลังงานภายในอันเป็นผลมาจากการเสียรูปทรงของชิ้นส่วนของไหล อีกนัยหนึ่งคือเป็นตัวลดทอนพลังงานจลน์จากการเคลื่อนที่ของอนุภาคของไหล และเปลี่ยนไปเป็นพลังงานภายในหรือความร้อน นั่นเอง

3.3.4 รูปแบบอนุกรมสำหรับสมการควบคุมของการไหล

สมการอนุกรมมวล โมเมนตัม และพลังงาน ในรูปแบบของไดเวอร์เจนต์ เป็นสมการแบบ 3 มิติ ที่ขึ้นกับเวลาของของไหล newtonian ที่อัดตัวได้ แสดงโดย

$$\text{มวล} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (3.4)$$

$$\text{โมเมนตัม } x \quad \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } u) + S_{Mx} \quad (3.35a)$$

$$\text{โมเมนตัม } y \quad \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } v) + S_{My} \quad (3.35b)$$

$$\text{โมเมนตัม } z \quad \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad } w) + S_{Mz} \quad (3.35c)$$

$$\text{พลังงาน} \quad \frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \text{div}(\rho i \mathbf{u}) = -p \text{div} \mathbf{u} + \text{div}(k \text{grad } T) + \Phi + S_i \quad (3.36)$$

$$\text{สมการสถานะ} \quad p = p(\rho, T) \text{ and } i = i(\rho, T) \quad (3.37)$$

$$p = \rho R T \text{ and } i = C_v T \quad (3.38)$$

เทอมการก่อกำเนิดของโมเมนตัม S_M และฟังก์ชันการสลายตัว Φ แสดงใน (3.31) และ (3.34) ตามลำดับ เป็นที่น่าสนใจที่สมมติฐานสมดุลทางเทอร์โมไดนามิกส์ ทำให้ได้สมการการไหล (PDEs) 5 สมการ และสมการพีชคณิต 2 สมการรวมเป็น 7 สมการ ต่อมาใช้แนวคิดของของไหล newtonian ซึ่งอธิบายความเค้นหนืดในเทอมของความแตกต่างขององค์ประกอบความเร็วต่อหน่วยความยาว เป็นผลให้เกิดตัวไม่รู้ค่า 7 ตัว จำนวนที่เท่ากันของสมการและตัวที่ไม่รู้ค่าของระบบนี้ สามารถถูกแก้ปัญหาได้ด้วยเงื่อนไขที่ขอบและค่าเริ่มต้น (boundary and initial condition)

3.3.5 รูปแบบเชิงอนุพันธ์และอินทิกรัลสำหรับสมการการเคลื่อนย้ายแบบปกติ

จากตารางที่ 3.1 จะพบว่า มีโครงสร้างสมการหลายสมการที่มีความคล้ายคลึงกัน ถ้าพิจารณา ϕ เป็นตัวแปรแสดงคุณสมบัติใดๆ ของของไหลแล้ว รูปแบบของสมการอนุกรมที่ถูกสร้างขึ้นนั้นก็จะมีโครงสร้าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

คล้ายกับสมการข้างต้นเช่นกัน ทั้งนี้รวมทั้งสมการสำหรับปริมาณ สเกลาร์ เช่น อุณหภูมิและความเข้มข้นของสาร สามารถเขียนในรูปแบบดังนี้

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) = \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) + S_\phi \quad (3.39)$$

หรืออธิบายได้ คือ

อัตราการเพิ่ม ϕ ของชิ้นส่วนของไหล	+ การไหลสุทธิของ ϕ ที่ออกจากชิ้นส่วนของไหล	=	อัตราการเพิ่มขึ้นของ ϕ เนื่องจากการแพร่	+	อัตราการเพิ่มขึ้นของ ϕ เนื่องจากการก่อกำเนิด
--	---	---	--	---	---

สมการ (3.39) ถูกเรียกว่าสมการการเคลื่อนย้ายของคุณสมบัติ ϕ ซึ่งพบว่ามันสามารถอธิบายการเคลื่อนย้ายของปริมาณทางฟิสิกส์ที่แตกต่างกันได้ คือเทอมที่แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงและเทอมของการพาอยู่ด้านซ้ายมือของสมการ ส่วนเทอมของการแพร่ (Γ คือ การแพร่ทางความร้อน) และเทอมของการก่อกำเนิด อยู่ขวามือตามลำดับ โดยได้ซ่อนเทอมซึ่งไม่เหมือนกันไว้ในเทอมของการก่อกำเนิด นั่นเอง

สมการ (3.39) ถูกใช้เป็นจุดเริ่มต้นสำหรับขั้นตอนการคำนวณในวิธีปริมาตรสืบเนื่องโดยกำหนด ϕ เท่ากับ 1, u , v , w และ i (หรือ T หรือ h_p) และเลือกค่าที่เหมาะสมสำหรับสัมประสิทธิ์การแพร่ Γ และเทอมการก่อกำเนิด ได้รูปแบบพิเศษของตารางที่ 3.1 ในสมการ partial differential equations ทั้ง 5 ชุด ซึ่งประกอบด้วยสมการอนุรักษ์มวล โมเมนตัมและพลังงาน ทั้งนี้ขั้นตอนหลักของวิธีปริมาตรสืบเนื่องคือการอินทิเกรตสมการ (3.39) เหนือปริมาตรควบคุม (CV) 3 มิติซึ่งทำได้

$$\int_{cv} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \int_{cv} \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) dV = \int_{cv} \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) dV + \int_{cv} S_\phi dV \quad (3.40)$$

การอินทิเกรตเชิงปริมาตรในเทอมที่สองด้านซ้ายมือ คือ เทอมการพา และในเทอมแรกทางขวามือคือเทอมของการแพร่ ถูกเขียนใหม่เป็นการอินทิเกรตเชิงพื้นผิวของปริมาตรควบคุมโดยใช้ทฤษฎี Gauss' divergence สำหรับเวกเตอร์ \mathbf{a} ใดๆ ทฤษฎีนี้กล่าวว่า

$$\int_{cv} \text{div}(\mathbf{a}) dV = \int_A \mathbf{n} \cdot \mathbf{a} dA \quad (3.41)$$

ความหมายทางคณิตศาสตร์ของ $\mathbf{n} \cdot \mathbf{a}$ คือ องค์ประกอบย่อยของเวกเตอร์ \mathbf{a} ในทิศทางของเวกเตอร์ \mathbf{n} ตั้งฉากต่อพื้นผิวของชิ้นส่วน dA ฉะนั้นการอินทิเกรตของ divergence ของเวกเตอร์ \mathbf{a} เหนือปริมาตร จะเท่ากับ องค์ประกอบย่อยของเวกเตอร์ \mathbf{a} ในทิศทางตั้งฉากกับพื้นผิวตลอดทั้งขอบเขตของปริมาตรรวม (integrated) ซึ่งก็คืออาณาบริเวณของพื้นผิว A ทั้งหมด การประยุกต์ทฤษฎี Gauss' divergence (สมการที่ 3.41) จะทำให้สามารถเขียนได้ ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{cv} \rho \phi dV \right) + \int_A n \cdot (\rho \phi u) dA = \int_A n \cdot (\Gamma \text{grad } \phi) dA + \int_{cv} S_\phi dV \quad (3.42)$$

ลำดับขั้นของการอินทิเกรตและการอนุพันธ์ ได้ถูกเปลี่ยนแปลงในเทอมแรกของทางซ้ายมือของสมการ (3.42) เพื่อแสดงให้เห็นความหมายทางคณิตศาสตร์ เทอมนี้นิยามถึงอัตราการเปลี่ยนแปลงทั้งหมดของคุณสมบัติ ϕ ในปริมาตรควบคุม ผลคูณ $n \cdot (\rho \phi u)$ หมายถึง ฟลักซ์ขององค์ประกอบของคุณสมบัติ ϕ เนื่องจากการไหลของของไหลในทิศทางของเวกเตอร์ตั้งฉาก n ซึ่งก็คือออกจากพื้นผิวของชิ้นส่วนของไหล ดังนั้น เทอมที่สองด้านซ้ายมือของสมการ (3.42) หรือเทอมการพา เป็นอัตราการลดลงสุทธิของคุณสมบัติของไหล ϕ ของชิ้นส่วนของไหลเนื่องจากการพา

ฟลักซ์การแพร่เป็นบวกในทิศทางของการเปลี่ยนแปลงต่อหน่วยความยาวของคุณสมบัติของไหล ϕ ที่มีค่าลบ เช่น ตลอดแนวทิศทาง $-\text{grad } \phi$ สำหรับตัวอย่างนี้ ความร้อนถูกนำหรือแพร่ไปในทิศทางของการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิต่อหน่วยความยาว(หรือเรียกว่า เกรเดียน) ที่เป็นลบ ดังนั้นผลคูณของ $n \cdot (-\Gamma \text{grad } \phi)$ คือองค์ประกอบของฟลักซ์การแพร่ในทิศทางของเวกเตอร์ตั้งฉากที่ทิศพุ่งออกไปจากพื้นผิวของชิ้นส่วนของไหล ในทำนองเดียวกันกับผลคูณ $n \cdot (\Gamma \text{grad } \phi)$ ซึ่งเท่ากับ $-n \cdot (-\Gamma \text{grad } \phi)$ ซึ่งก็คือ ฟลักซ์การแพร่ที่มีค่าบวก มีทิศตรงกันข้ามกับเวกเตอร์ตั้งฉากหรือเข้าไปในชิ้นส่วนย่อยนั้นเอง เทอมแรกทางขวามือของ (3.42) คือเทอมการแพร่ ดังนั้นจะสอดคล้องกับฟลักซ์ที่ไหลเข้าไปในชิ้นส่วนและแทนอัตราการเพิ่มสุทธิของคุณสมบัติ ϕ ของชิ้นส่วนของไหลเนื่องจากการแพร่เทอมสุดท้ายทางขวามือของสมการนี้ได้ให้อัตราการเพิ่มของคุณสมบัติ ϕ ที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากผลของการก่อกำเนิด ภายในชิ้นส่วนไหล

ในทำนองเดียวกัน ความสัมพันธ์ (3.42) ของของไหลในปริมาตรควบคุมสามารถอธิบายได้ดังนี้

อัตราการเพิ่ม ϕ	+	อัตราการลดลงสุทธิของ ϕ เนื่องจากการพาที่คร่อมผ่านขอบเขต	=	อัตราการเพิ่มขึ้นของ ϕ เนื่องจากการแพร่	+	อัตราการสร้างสุทธิของ ϕ
----------------------	---	--	---	--	---	------------------------------

การอธิบายนี้ยืนยันได้ว่าการอินทิเกรตของสมการ partial differential ยังคงสภาพของการอนุรักษ์ปริมาณทางฟิสิกส์ของของไหล ถึงแม้ว่าในระดับปริมาตรควบคุมที่มีขนาดจำกัด (macroscopic)

ในปัญหาสถานะคงตัว (steady state) อัตราของเทอมที่เปลี่ยนแปลงของ (3.42) เท่ากับศูนย์ สิ่งนี้นำไปสู่รูปแบบอินทิเกรตของสมการการเคลื่อนที่แบบสถานะคงตัว

$$\int_A n \cdot (\rho \phi u) dA = \int_A n \cdot (\Gamma \text{grad } \phi) dA + \int_{cv} S_\phi dV \quad (3.43)$$

ในปัญหาที่เกี่ยวข้องกับเวลา จำเป็นต้องอินทิเกรตเทียบเวลา t ในช่วงเวลาน้อยๆ Δt จาก t จนกระทั่งถึง $t + \Delta t$ ทำให้ได้รูปแบบอินทิเกรตทั่วไปของสมการการเคลื่อนที่ คือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

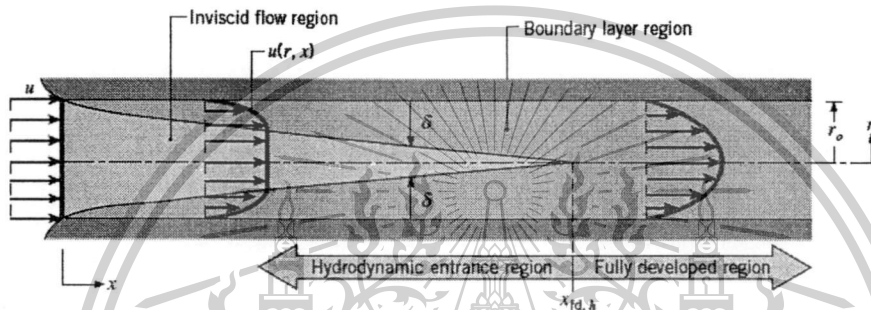
Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\int_{\Delta A} \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{cv} (\rho \phi) dV \right) dt + \iint_{\Delta A} n \cdot (\rho \phi u) dA dt = \iint_{\Delta A} n \cdot (\Gamma \text{grad } \phi) dA dt + \iint_{\Delta cv} S_\phi dV dt \quad (3.44)$$

3.3.6 การไหลของของไหล

- สถานะการไหล

พิจารณาการไหลแบบราบเรียบ ในท่อกลมที่มีรัศมี r_0 ตามรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 การก่อตัวของขบวนการไฮดรอดินามิกของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม

สำหรับการไหลภายในท่อนั้น ต้องคำนึงถึงการขยายตัวของช่วงบริเวณทางเข้า (entry region) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับว่าการไหลนั้นเป็นอย่างไร แบบราบเรียบหรือปั่นป่วน เลขเรย์โนลด์สำหรับการไหลภายในท่อกลม กำหนดเป็น

$$Re_D \equiv \frac{\rho u_m D}{\mu} \quad (3.45)$$

ซึ่ง u_m เป็นความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ

D เส้นผ่านศูนย์กลาง (diameter) ของท่อ

เลขเรย์โนลด์สวิกฤติ สำหรับการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากราบเรียบเป็นปั่นป่วนเริ่มต้นจาก

$$Re_{D,C} \approx 2300$$

และการไหลเป็นแบบปั่นป่วนเต็มที่ ที่ $Re_D \geq 4000$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ (คือ $Re_D \leq 2300$) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัวหาได้จากสมการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 Re_D \quad (3.46)$$

- ความเร็วเฉลี่ย (mean velocity)

ข้อแตกต่างของการไหลภายในและการไหลภายนอกก็คือ ไม่สามารถใช้ความเร็วของกระแสนิรระ u_∞ ของของไหลได้ เนื่องจากความเร็วภายในท่อจะแปรเปลี่ยนทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังนั้นจึงใช้ความเร็วเฉลี่ย u_m (mean velocity) แทน โดยนิยามว่าความเร็วเฉลี่ยนี้คือ ความเร็วที่เมื่อคูณด้วยพื้นที่หน้าตัดของท่อและความหนาแน่นของของไหลแล้วจะเท่ากับอัตราการไหลของมวล ซึ่งได้

$$\dot{m} = \rho u_m A_c \quad (3.47)$$

ถ้าเป็นการไหลสถานะคงที่ ที่อัดตัวไม่ได้แล้ว ภายในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ค่า \dot{m} และ u_m ย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อ

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

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (3.48)$$

เพราะว่า ค่า \dot{m} อาจหาได้จากการอินทิเกรตของฟลักซ์มวล (ρu) ทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัด

$$\dot{m} = \int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c \quad (3.49)$$

ดังนั้นสำหรับท่อกลม กรณีของไหลอัดตัวไม่ได้ แล้วจะได้

$$u_m = \frac{\int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c}{\rho A_c} = \frac{2\pi\rho}{\rho\pi r_o^2} \int_0^{r_o} u(r, x) r dr = \frac{2}{r_o^2} \int_0^{r_o} u(r, x) r dr \quad (3.50)$$

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

- รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

รูปทรงของความเร็วสามารถหาได้ สำหรับการไหลแบบราบเรียบของของไหลที่คุณสมบัติคงที่ อัดตัวไม่ได้ ในช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้วของท่อกลม (สำหรับปั่นป่วน ส่วนใหญ่ต้องอาศัยผลจากการทดลองเป็นหลัก) โดยทั่วไปจะเป็นฟังก์ชันของรัศมี

สิ่งสำคัญสำหรับเงื่อนไขข้างต้นก็คือ ค่าความเร็วในแนวรัศมีและการเปลี่ยนแปลงของความเร็วตามแนวแกนทุกๆแห่งมีค่าเป็นศูนย์

$$v = 0 \text{ และ } \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right) = 0$$

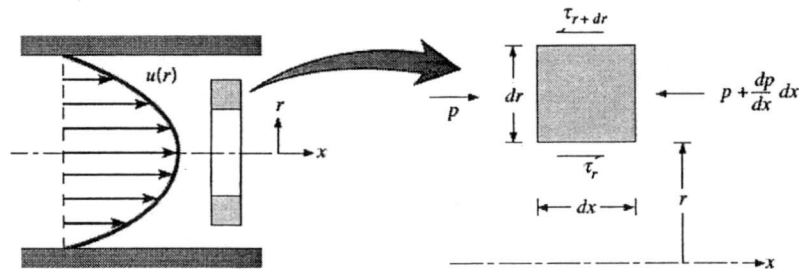
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ดังนั้น ความเร็วตามแนวแกนจะมีค่าขึ้นอยู่กับ r เท่านั้น $[u(x,r)=u(r)]$

ความเร็วตามแนวแกนหาได้ จากการแก้สมการที่เหมาะสมของสมการโมเมนต์ตามแนว x หรืออาจจะหาโดยคิดสมดุลของการอนุรักษ์โมเมนต์ก็ได้ตามรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์ dx สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ก่อตัวเต็มที่ในท่อกลม

สำหรับอิลิเมนต์ดิฟเฟอเรนเชียลรูปวงแหวนของรูปที่ 3.7 สามารถเขียนสมดุลของแรงได้ดังนี้

$$\tau_r (2\pi r dx) - \left\{ \tau_r (2\pi r dx) + \frac{d}{dr} [\tau_r (2\pi r dx)] dr \right\} + p(2\pi r dr) - \left\{ p(2\pi r dr) + \frac{d}{dx} [p(2\pi r dr)] dx \right\} = 0$$

ซึ่งลดรูปเป็น $-\frac{d}{dr}(r\tau_r) = r \frac{dp}{dx}$ (3.51)

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

ดังนั้น (3.51) จะเป็น $\frac{\mu}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{du}{dr} \right) = \frac{dp}{dx}$ (3.52)

เพราะว่า $\frac{dp}{dx}$ นั้นไม่ขึ้นกับ r ดังนั้น สามารถอินทิเกรต (3.52) ได้

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

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

จากเงื่อนไขที่ขอบได้ว่า $u(r_0) = 0$ และ $\frac{du}{dr}|_{r=0} = 0$ จะได้

$$u(r) = -\frac{1}{4\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right) r_0^2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (3.53)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ดังนั้น รูปทรงของความเร็วสำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้วจะเป็นพาราโบลาและจะสังเกตว่าการเปลี่ยนแปลงความดัน ($\frac{dp}{dx}$) ต้องเป็นลบเสมอ ผลลัพธ์ที่กล่าวมานี้อาจใช้หาความเร็วเฉลี่ยได้ (u_m) โดยแทนสมการ (3.53) ใน (3.50) แล้วทำการอินทิเกรตจะได้

$$u_m = -\frac{r_o^2}{8\mu} \frac{dp}{dx} \quad (3.54)$$

แทนสมการ (4.54) ใน (3.53) จะได้รูปร่างของความเร็วเป็น

$$\frac{u(r)}{u_m} = 2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_o} \right)^2 \right] \quad (3.55)$$

เพราะว่า u_m สามารถหาได้จากการรู้อัตราการไหลของมวล ดังนั้นสมการ (3.54) สามารถหาความชันของความดันได้ ($\frac{dp}{dx}$)

- การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้ว

วิศวกรส่วนใหญ่ให้ความสนใจเกี่ยวกับความดันตกคร่อมในการไหลของของไหลภายในท่อ เนื่องจากตัวพารามิเตอร์นี้เกี่ยวข้องกับการหาขนาดกำลังงานของปั๊มหรือพัดลมโดยตรง ในการหาความดันตกคร่อม จะใช้ ตัวประกอบเสียดทานของ Moody (หรือ Darcy) ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ โดยนิยามว่า

$$f = \frac{-(dp/dx)D}{\rho u_m^2 / 2} \quad (3.56)$$

ค่านี้ต่างกับสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน C_f ซึ่งบางครั้งเรียกว่า “ตัวประกอบเสียดทานเฟนนิ่ง” ซึ่งนิยามว่า

$$C_f = \frac{\tau_s}{\rho u_m^2 / 2} \quad (3.57)$$

เพราะว่าแรงเฉือนบนผิวของของไหลเท่ากับ(ทิศทางตรงกันข้าม) แรงบนผิวของของไหล ดังนั้นความเค้นเฉือนบนผิวกำหนดเป็น $\tau_s = -\mu(du/dr)_{r=r_o}$ จากสมการ (3.53) ได้

$$C_f = \frac{f}{4} \quad (3.58)$$

แทนสมการ (3.45) และ (3.54) ลงใน (3.56) สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ได้

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (3.59)$$

นอกจากนี้ รู้ว่า ความดันตกคร่อม (Δp) ระหว่างระยะ x_1 ถึง x_2 เป็น

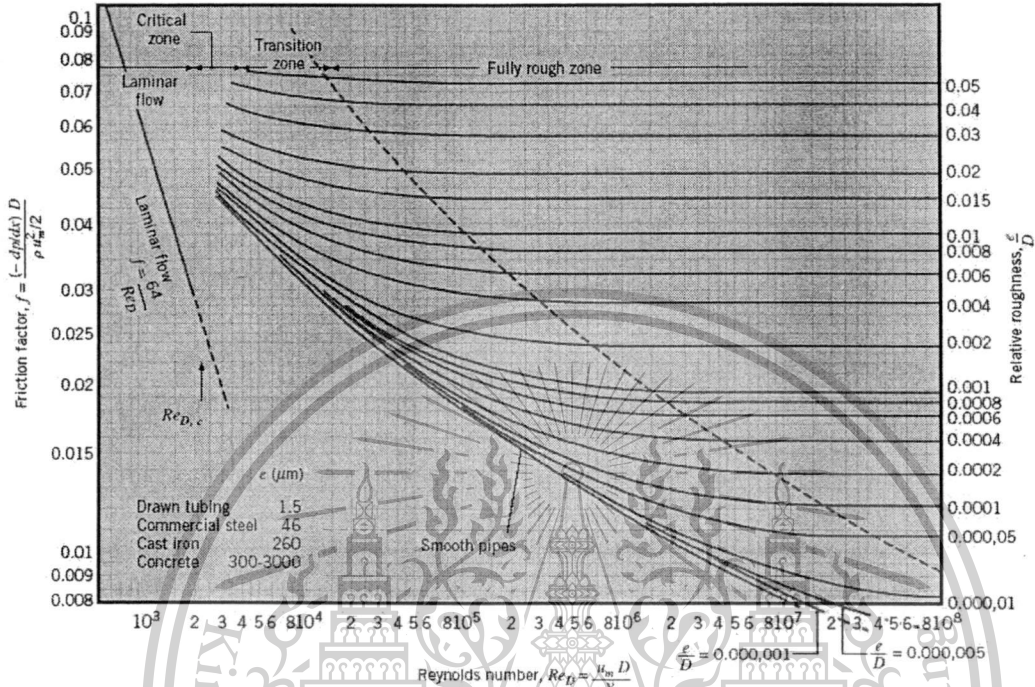
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

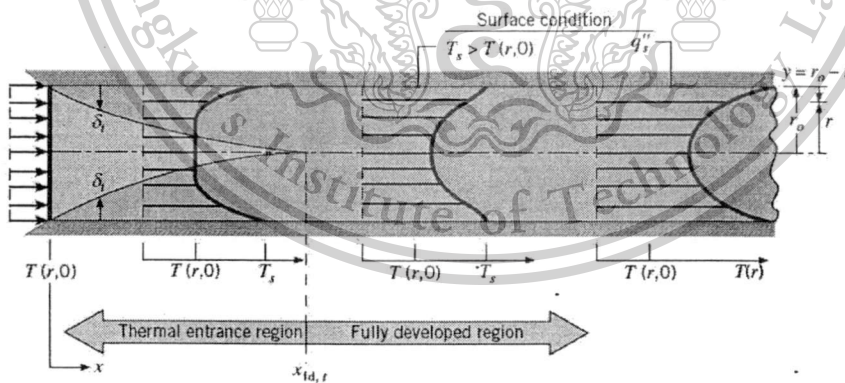
$$\Delta p = - \int_{p_1}^{p_2} dp = f \frac{\rho u_m^2}{2D} \int_{x_1}^{x_2} dx = f \frac{\rho u_m^2}{2D} (x_2 - x_1) \quad (3.60)$$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบซึ่งค่า f หาได้จากรูปที่ 3.8 หรือจากสมการ (3.59)



รูปที่ 3.8 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม

3.3.7 การถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 3.9 การก่อตัวของบาวนด์รีเลเยอร์ทางความร้อนในท่อกลม

มาพิจารณาอิทธิพลของความร้อนบ้างถ้าของไหลเข้าไปในท่อตามรูปที่ 3.9 ที่อุณหภูมิสม่ำเสมอ $T(r,0)$ ซึ่งมีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิที่ผิวแล้ว การพาความร้อนจะเกิดขึ้นและบาวนด์รีเลเยอร์ของความ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ร้อนจะเริ่มก่อตัวขึ้น อย่างไรก็ตามถ้าสภาวะที่ผิวของท่อคงที่โดยอาจเป็นอุณหภูมิผิวสม่ำเสมอ ($T_s =$ คงที่) หรือฟลักซ์ความร้อนที่ผิวสม่ำเสมอ ($q_s' =$ คงที่) สภาวะที่ปรับตัวคงที่แล้วของความร้อน (thermally fully developed condition) ก็จะเกิดขึ้น ในที่สุดรูปร่างของอุณหภูมิที่ปรับตัวเต็มที่แล้วจะแตกต่างกันตามเงื่อนไข ไม่ว่าจะกรณีอุณหภูมิผิวคงที่หรือฟลักซ์ความร้อนคงที่

สำหรับการไหลแบบราบเรียบระยะความยาวของทางเข้าสำหรับปรับตัว จะเป็น

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 Re_D Pr \quad (3.61)$$

โดยการเปรียบเทียบบริเวณทางเข้า (entrance region) ของอุณหภูมิตามสมการ (3.61) กับสมการของความเร็ว (3.46) จะพบว่าต่างกันที่ค่า Pr เท่านั้น จึงพอสรุปได้ว่า ถ้า $Pr > 1$ แล้ว ไฮโดรไดนามิคบาวน์ดารีเลเยอร์ ขยายเร็วกว่า บาวน์ดารีเลเยอร์ของความร้อนมาก ($x_{fd} > x_{fd,t}$) และจะกลับกันถ้า $Pr < 1$ สำหรับค่า Pr สูงๆเช่น น้ำมัน ($Pr \geq 100$) x_{fd} จะน้อยกว่า $x_{fd,t}$ มากมายและอาจสมมุติได้ว่ารูปทรงของความเร็วยังอยู่ในช่วงกำลังก่อตัวอยู่ ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วนเงื่อนไขทั้งสองเกือบจะเป็นอิสระไม่ขึ้นกับ Pr และโดยการประมาณครั้งก่อนได้ว่า $x_{fd,t}/D = 10$

อุณหภูมิเฉลี่ย

ในเรื่องอุณหภูมินี้ จำเป็นต้องใช้อุณหภูมิเฉลี่ย (T_m) ในลักษณะที่เหมือนกัน u_m โดยให้ความหมาย

$$T_m = \frac{\int_{A_c} \rho u_c T dA_c}{m c_v} \quad (3.62)$$

สำหรับท่อกลม และเป็นการไหลที่อัดตัวไม่ได้ จะได้ว่า

$$T_m = \frac{2}{u_m r_o} \int_0^{r_o} u T r dr \quad (3.63)$$

ค่าของ T_m จะเปลี่ยนแปลงตามแนว x ถ้ามีความร้อนเข้าหรือออกจากของไหล ซึ่งต่างจาก u_m ที่มีค่าคงที่สำหรับท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

ฟลักซ์ความร้อน (q_s') ระหว่างของไหลกับผิวท่อที่จุดใดๆ หาได้จากกฎเย็นตัวของนิวตัน

$$q_s' = h(T_s - T_m) \quad (3.64)$$

ซึ่ง h เป็นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ตำแหน่งใดๆ อย่างไรก็ตามมีความแตกต่างกันระหว่าง T_m และ T_∞ เนื่องจาก T_∞ คงที่ในทิศทางของการไหล ส่วน T_m ต้องเปลี่ยนแปลงตามทิศทางนั้นคือ dT_m/dx

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

จะไม่เป็นศูนย์ถ้ามีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น ค่าของ T_m เพิ่มตามระยะ x ถ้าการถ่ายเทความร้อนเป็นไปจากผิวสู่ของไหล ($T_s > T_m$) และ T_m จะลดลงกับระยะ x ถ้า $T_s < T_m$

- สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed conditions)

เนื่องจากการพาความร้อนเกิดขึ้นจริงระหว่างผิวและของไหลคืออุณหภูมิของไหลต้องยังคงเปลี่ยนแปลงตามระยะ x สิ่งที่ยากรู้คือเกิดภาวะ thermal fully developed หรือยัง สถานการณ์นี้จะแตกต่างไปจากกรณีการไหลของของไหลที่ซึ่ง $(\partial u/\partial x)=0$ ในช่วงบริเวณปรับตัวเต็มที่แล้ว ในทางกลับกันถ้ามีการพาความร้อนแล้ว (dT_m/dx) เช่นเดียวกับ $(\partial T/\partial x)$ ที่รัศมี r ใดๆจะไม่เป็นศูนย์ ผลที่ตามมารูปร่างของอุณหภูมิ $T(r)$ จะเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ x ซึ่งเปรียบเสมือนว่า สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้วของอุณหภูมิไม่เคยเกิดขึ้นเลย ปรากฏการณ์นี้จะต้องจัดใหม่ให้อยู่ในรูปไร้มิติของอุณหภูมิเพื่อให้ได้เงื่อนไขนี้

จากสำหรับการนำแบบทรานเซียนท์และสมการอนุรักษ์พลังงาน ได้รับความแตกต่างอุณหภูมิไร้มิติในรูป $(T_s - T)/(T_s - T_m)$ ซึ่งเป็นเงื่อนไขที่มีอยู่จริงซึ่งอัตราส่วนนี้จะเป็นอิสระกับ x นั่นคือถึงแม้ว่า $T(r)$ ยังคงเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ x แต่รูปร่างสัมพัทธ์ของ profile นี้จะไม่เปลี่ยนแปลงเลย และการไหลแบบนี้เรียกว่า “การไหลปรับตัวเต็มที่แล้วทางความร้อน” (thermally fully developed) และจะได้ว่า

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{T_s(x) - T(r, x)}{T_s(x) - T_m(x)} \right]_{fd,t} = 0 \quad (3.65)$$

โดยที่ T_s เป็นอุณหภูมิผิวท่อ T เป็นอุณหภูมิของไหลที่ตำแหน่งใดๆ

T_m เป็นอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ

เงื่อนไขที่กำหนดให้สำหรับสมการ (3.65) ซึ่งจะเกิดขึ้นในท่ออาจจะเป็นกรณี q_s' คงที่หรือ T_s คงที่ก็ได้ เงื่อนไขที่ผิวแบบนี้เกิดขึ้นมากในทางวิศวกรรม เช่น ผนังท่อที่ซึ่งได้รับความร้อนจากไฟฟ้าหรือ ผิวภายนอกที่ได้รับจากการแผ่รังสีอย่างสม่ำเสมอจะเป็นกรณีของ q_s' คงที่ ส่วนกรณี T_s คงที่ จะเกิดขึ้นถ้ามีการเปลี่ยนสภาวะ (เนื่องจากการเดือดหรือการควบแน่น) เกิดขึ้นที่ผิวภายนอก

สังเกตว่าเป็นไปไม่ได้ที่จะเกิดเงื่อนไขทั้งสองอย่างนี้พร้อมกัน (เกิดกรณี T_s และ q_s' คงที่พร้อมกัน) ถ้า q_s' คงที่ T_s ต้องแปรเปลี่ยนกับระยะ x

รูปแบบที่สำคัญจำนวนมากของการไหลที่ปรับตัวแล้วทางความร้อน (thermally developed flow) มักอ้างถึงสมการ (3.65) เพราะว่าอัตราส่วนอุณหภูมินี้เป็นอิสระกับ x ค่าอนุพันธ์ของอัตราส่วนนี้เทียบกับ r ต้องไม่ขึ้นกับ x การหาค่าอนุพันธ์ที่ผิวท่อ (สังเกตว่า T_s และ T_m คงที่) จะได้

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{T_s - T}{T_s - T_m} \right) \Big|_{r=r_o} = \frac{-\partial T/\partial r|_{r=r_o}}{T_s - T_m} \neq f(x)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

แทน $\partial T / \partial r$ จากกฎของฟูเรียร์ ซึ่ง จากรูป 4.3 อยู่ในรูป

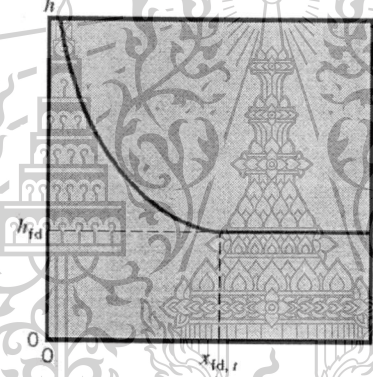
$$q_s'' = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = k \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_0}$$

และสำหรับ q_s'' จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน จะได้

$$\frac{h}{k} \neq f(x) \quad (3.66)$$

ดังนั้นการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้วของอุณหภูมิของของไหล โดยมีคุณสมบัติต่างๆที่ ค่า h ที่ตำแหน่งใดๆจะคงที่ไม่ขึ้นกับระยะ x

สมการ (3.66) ใช้ไม่ได้กับช่วงระยะทางเข้า (entrance region) ที่ซึ่ง h แปรตาม x ตามที่แสดงในรูปที่ 3.10 เพราะว่า $\delta_t = 0$ ที่ทางเข้าของท่อ ดังนั้น h จะมีค่าสูงมากที่ $x = 0$ อย่างไรก็ตามค่า h จะลดลงอย่างรวดเร็วเมื่อเกิดบาวนด์รีเลเยอร์ของอุณหภูมิขึ้น จนกระทั่งเข้าสู่ค่าคงที่ซึ่งก็คือเข้าสู่ช่วงปรับตัวเต็มที่แล้วนั่นเอง



รูปที่ 3.10 การเปลี่ยนแปลง h ตามแนวแกน สำหรับการไหลภายในท่อ

กรณีพิเศษ สำหรับฟลักซ์ความร้อน (q_s'') คงที่ เพราะว่าทั้งค่า h และ q_s'' คงที่ ในช่วงปรับตัวเต็มที่แล้ว จากสมการ (3.64) ได้ว่า

$$\frac{dT_s}{dx} \Big|_{fd,t} = \frac{dT_m}{dx} \Big|_{fd,t} \quad q_s'' = \text{constant} \quad (3.67)$$

ถ้ากระจาย (3.65) และหาคำตอบสำหรับ $\partial T / \partial x$ จะได้

$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{fd,t} = \frac{dT_s}{dx} \Big|_{fd,t} - \frac{(T_s - T)dT_s}{(T_s - T_m)dx} \Big|_{fd,t} + \frac{(T_s - T)dT_m}{(T_s - T_m)dx} \Big|_{fd,t} \quad (3.68)$$

แทนค่าจากสมการ (3.67) ได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{fd,t} = \left. \frac{dT_m}{dx} \right|_{fd,t} \quad q_s'' = \text{constant} \quad (3.69)$$

ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิตามแนวแกนจะเป็นอิสระกับตำแหน่งในแนวรัศมี

สำหรับกรณีของ T_s คงที่ ($dT_s/dx=0$) จากสมการ (3.68) ได้ว่า

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{fd,t} = \left. \frac{(T_s - T)dT_m}{(T_s - T_m)dx} \right|_{fd,t} \quad T_s = \text{constant} \quad (3.70)$$

โดยที่ค่า $\partial T/\partial x$ จะขึ้นอยู่กับแนวรัศมี

จากที่กล่าวมาพอเชื่อถือได้ว่าอุณหภูมิเฉลี่ยเป็นตัวแปรที่สำคัญมากสำหรับการไหลภายในท่อเพื่อที่จะอธิบายการไหลนั้นๆ จำเป็นต้องรู้การแปรเปลี่ยนของมันกับค่า x ซึ่งการแปรเปลี่ยนหาได้โดยการประยุกต์การสมดุลพลังงานทั้งหมดกับการไหล

3.3.8 การสมดุลของพลังงาน (energy balance)

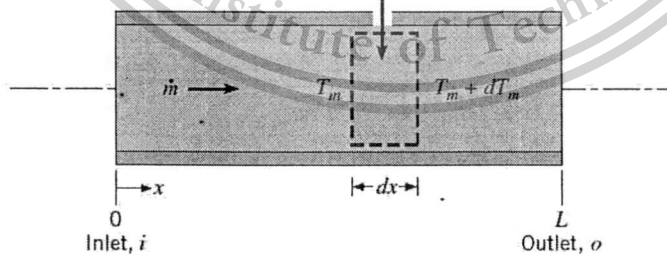
พิจารณารการไหลในท่อตามรูปที่ 4.6 ของไหลไหลด้วยอัตรามวลคงที่ \dot{m} และมีการพาความร้อนเกิดขึ้นที่ผิวภายใน โดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของของไหลรวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางแนวแกนจะไม่นำมาคิด ดังนั้นถ้าไม่มีงานเพลลาซึ่งกระทำโดยของไหลขณะไหลผ่านท่อแล้ว จะมีเพียงอิทธิพลที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อน และกับงานจากการไหลเท่านั้น

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

โดยการประยุกต์การอนุรักษ์พลังงานต่อปริมาตรควบคุมตามรูปที่ 3.11 และจากนิยามของ T_m จะได้

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

$$dq_{conv} = q_s'' P dx$$



รูปที่ 3.11 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ

หรือ
$$dq_{conv} = \dot{m}d(c_v T_m + pv) \quad (3.71)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

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

$$dq_{conv} = mdc_p T_m \quad (3.72)$$

สมการนี้ใช้ได้สำหรับของเหลวที่อัดตัวไม่ได้เช่นกัน ในกรณีนี้ $c_p = c_v$ และเพราะว่า v น้อยมากๆ $d(pv)$ โดยทั่วไปจะน้อยกว่า $d(c_v T_m)$ มากจนตัดทิ้งได้

รูปพิเศษของสมการ (3.64) เกี่ยวข้องกับเงื่อนไขสำหรับท่อทั้งหมด โดยการอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางออกของท่อ จะได้

$$dq_{conv} = mc_p(T_{m,o} + T_{m,i}) \quad (3.73)$$

โดยที่ q_{conv} เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด

สมการ (3.72) อาจเปลี่ยนไปอยู่ในรูปที่สะดวกได้โดยใช้สมการอัตราการพาความร้อนต่อปริมาตรควบคุมคือ $dq_{conv} = q_s'' P dx$ ซึ่ง P เป็นเส้นรอบรูป ($P = \pi D$) สำหรับท่อกลม โดยการแทนค่าจากสมการ (3.64) ได้ว่า

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s'' P}{mc_p} = \frac{P}{mc_p} h(T_s - T_m) \quad (3.74)$$

คำตอบของ (3.74) สำหรับค่า $T_m(x)$ ขึ้นอยู่กับเงื่อนไขความร้อนที่ผิว คืออาจจะเป็นกรณี ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ หรืออุณหภูมิที่ผิวคงที่ก็ได้

- กรณีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (constance surface heat flux)

กรณีนี้จะพบว่าง่ายที่จะหาค่า q_{conv} ทั้งหมด เพราะว่า q_s'' ไม่ขึ้นกับ x ดังนั้น

$$dq_{conv} = q_s''(PL) \quad (3.75)$$

สมการนี้อาจจะใช้กับสมการ (3.73) เพื่อหาการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ($T_{m,o} + T_{m,i}$) สำหรับ q_s'' คงที่ จากสมการ (3.74) จะได้

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s'' P}{mc_p} = f(x) \quad (3.76)$$

อินทิเกรตจาก $x=0$ ถึง x ใดๆได้

$$T_m(x) = T_{m,i} + \frac{q_s'' P}{mc_p} x \quad q_s'' = \text{Constant} \quad (3.77)$$

จาก (3.77) ได้ว่า T_m แปรเปลี่ยนเชิงเส้นกับระยะ x ตามท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

- กรณีอุณหภูมิผิวคงที่ (constant surface temperature)

ผลลัพธ์สำหรับค่า q_{conv} และการกระจายของ T_m แตกต่างกันโดยสิ้นเชิงจากกรณีก่อน สำหรับกรณีนี้โดยนิยาม โดย ΔT เป็น $T_s - T_m$ สมการ (3.74) เขียนใหม่เป็น

$$\frac{dT_m}{dx} = -\frac{d(\Delta T)}{dx} = \frac{P}{\dot{m}c_p} h \Delta T$$

แยกตัวแปรและอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางออกของท่อได้

$$\int_{\Delta T_i}^{\Delta T_o} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -\frac{P}{\dot{m}c_p} \int_0^L h dx$$

$$\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = \frac{PL}{\dot{m}c_p} \left(\frac{1}{L} \int_0^L h dx \right)$$

จากนิยามของ \bar{h} จะได้

$$\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = -\frac{PL}{\dot{m}c_p} \bar{h}_L \quad (T_s = \text{constant}) \quad (3.78a)$$

ซึ่ง \bar{h}_L หรือ \bar{h} เป็นค่าเฉลี่ยของ h สำหรับท่อทั่วทั้งหมด โดยจัดใหม่

$$\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = \frac{T_s - T_{m,o}}{T_s - T_{m,i}} = \exp\left(-\frac{PL}{\dot{m}c_p} \bar{h}_L\right) \quad (T_s = \text{constant}) \quad (3.78b)$$

ถ้าอินทิเกรตจากทางเข้าถึงตำแหน่ง x ใด จะได้

$$\frac{T_s - T_m(x)}{T_s - T_{m,i}} = \exp\left(-\frac{Px}{\dot{m}c_p} \bar{h}\right) \quad (3.79)$$

โดยที่ค่า \bar{h} ในสมการนี้เป็นค่าเฉลี่ยของ h จากทางเข้าของท่อถึง x สมการนี้ชี้ให้เห็นว่าความแตกต่างของอุณหภูมิ ($T_s - T_m$) ลดลงเป็นเอกซ์โพเนนเชียลกับระยะทางตามแนวแกนของท่อ

การหาสมการสำหรับ q_{conv} ทั้งหมดนั้นยุ่งยากมาก กับธรรมชาติของเอกซ์โพเนนเชียล โดยใช้สมการ (3.73)

$$q_{conv} = \dot{m}c_p [(T_s - T_{m,i}) - (T_s - T_{m,o})] = \dot{m}c_p (T_i + T_o)$$

และแทนค่า $\dot{m}c_p$ จากสมการ (3.78g) จะได้

$$q_{conv} = \bar{h} A_s \Delta T_{l,m} \quad (T_s = \text{constant}) \quad (3.80)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ซึ่งค่า A_s เป็นพื้นที่ผิวท่อทั้งหมด ($A_s = PL$) และ $\Delta T_{l,m}$ เป็นค่าความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยแบบ ลอการิธึม (LTDM)

$$\Delta T_{l,m} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)} \tag{3.81}$$

สมการ (3.80) เป็นรูปหนึ่งของกฎการเย็นตัวของนิวตันสำหรับท่อทั้งหมดและ $\Delta T_{l,m}$ เป็นค่าเฉลี่ยของความแตกต่างอุณหภูมิที่เหมาะสมที่ทั้งความยาวท่อ ธรรมชาติลอการิธึมของความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยนี้ เนื่องจากธรรมชาติของการลดลงแบบเอกซ์โพเนนเชียล [แตกต่างจากความแตกต่างเฉลี่ยเลขคณิต (arithmetic mean temperature difference, AMTD) ซึ่งมีรูป $\Delta T_{am} = (\Delta T_i + \Delta T_o) / 2$]

3.3.9 สหพันธ์การพาความร้อนสำหรับท่อกลม

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ สหพันธ์ที่ใช้ในท่อกลมเมื่อนำมาใช้กรณีนี้อาจให้ความแม่นยำน้อย โดยเฉพาะอย่างยิ่งกับพื้นที่หน้าตัดที่มีมุมกลมหลายมุม สำหรับการไหลเช่นนั้น ค่า Nu_D สอดคล้องกับเงื่อนไขปรับตัวเต็มที่แล้วหาได้จากตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 ค่า Nu_D และ f สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อพื้นที่หน้าตัดต่าง ๆ กัน Incropera et al. (1996)

Cross Section	$\frac{b}{a}$	$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$		$f Re_{D_h}$
		(Uniform q_w)	(Uniform T_w)	
	—	4.36	3.66	64
	1.0	3.61	2.98	57
	1.43	3.73	3.08	59
	2.0	4.12	3.39	62
	3.0	4.79	3.96	69
	4.0	5.33	4.44	73
	8.0	6.49	5.60	82
	∞	8.23	7.54	96
	∞	5.39	4.86	96
	—	3.11	2.49	53

Used with permission from W. M. Kays and M. E. Crawford, *Convection Heat and Mass Transfer*, 3rd ed. McGraw-Hill, New York, 1993.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

3.3.10 สมรรถนะเชิงความร้อน (thermal performance)

Sripattanapipat and Promvongse (2009) นำเสนอสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนซึ่งคำนวณได้จาก

$$\eta = \frac{(Nu / Nu_o)}{(f / f_o)^{1/3}} \quad (3.82)$$

- เมื่อ η คือ สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน
 Nu คือ เลขนัสเซิลของท่อทรงกระบอกที่ติดแผ่นกัน
 Nu_o คือ เลขนัสเซิลของท่อทรงกระบอกผิวเรียบ
 f คือ ตัวประกอบเสียดทานของท่อทรงกระบอกที่ติดแผ่นกัน
 f_o คือ ตัวประกอบเสียดทานของท่อทรงกระบอกผิวเรียบ

3.3.11 สมการควบคุมและสมมติฐาน

การพัฒนาแบบจำลองเชิงตัวเลขสำหรับการไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อทรงกระบอก โดยมีสมมติฐานดังต่อไปนี้

- การไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบคงตัว 3 มิติ
- การไหลเป็นแบบราบเรียบและอัดตัวไม่ได้
- คุณสมบัติของของไหลคงที่
- ไม่คำนึงแรงโน้มถ่วงและการสูญเสียเนื่องจากความหนืด
- ไม่คำนึงการแผ่รังสีความร้อน

จากสมมติฐานข้างต้น สำหรับการไหลในท่อทรงกระบอกสมการควบคุมประกอบไปด้วยสมการความต่อเนื่อง สมการนาวิเยร์-สโตก และสมการพลังงาน สามารถเขียนในรูปเทนเซอร์ในระบบพิกัดคาร์ทีเซียนดังนี้

สมการความต่อเนื่อง:

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3.83)$$

สมการโมเมนตัม:

$$\frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (3.84)$$

สมการพลังงาน:

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3.85)$$

เมื่อ Γ คือการแพร่ทางความร้อน กำหนดโดย

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \quad (3.86)$$

สมการควบคุมทั้งหมดจะถูก discretize โดยแบบแผนวิธีผลต่างครอตราติค (Quadratic upstream interpolation for convective kinetics differencing scheme, QUICK) แล้วทำการคำนวณหาผลเฉลยตามระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่อง [9] โดยแผนผังวิธีแบบ SIMPLE (Semi-implicit method for pressure-linked equations) ในการลู่อู่เข้าหาค่าตอบจะพิจารณาที่ความแตกต่างของค่าการแปรเปลี่ยนน้อยกว่า 10^{-5} ของทุกตัวแปร

ในงานวิจัยนี้มีตัวแปรที่ให้ความสนใจอยู่ 4 ตัวแปร คือ ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ค่าตัวประกอบเสียดทาน ค่านัสเซลนัมเบอร์และสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนความร้อน ซึ่งค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์นิยามโดย

$$Re = \rho \bar{u} D_h / \mu \quad (3.87)$$

ตัวประกอบเสียดทาน, f คำนวณได้จากความดันตกคร่อม, Δp ตลอดช่วงความยาว periodic ของท่อทรงกระบอก, L

$$f = \frac{(\Delta p / L) D_h}{(1/2) \rho \bar{u}^2} \quad (3.88)$$

การถ่ายเทความร้อนคำนวณหาค่านัสเซลนัมเบอร์เฉพาะที่ซึ่งสามารถเขียนได้เป็น

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{k} \quad (3.89)$$

ค่านัสเซลนัมเบอร์เฉลี่ยสามารถคำนวณได้จาก

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x dA \quad (3.90)$$

สมรรถนะการถ่ายเทความร้อน thermal enhancement factor, (TEF)

$$TEF = \frac{h}{h_0} \bigg|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \bigg|_{pp} = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3} \quad (3.91)$$

เมื่อ Nu_0 และ f_0 คือ นัสเซลนัมเบอร์และตัวประกอบเสียดทานของท่อผิวเรียบตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

บทที่ 4

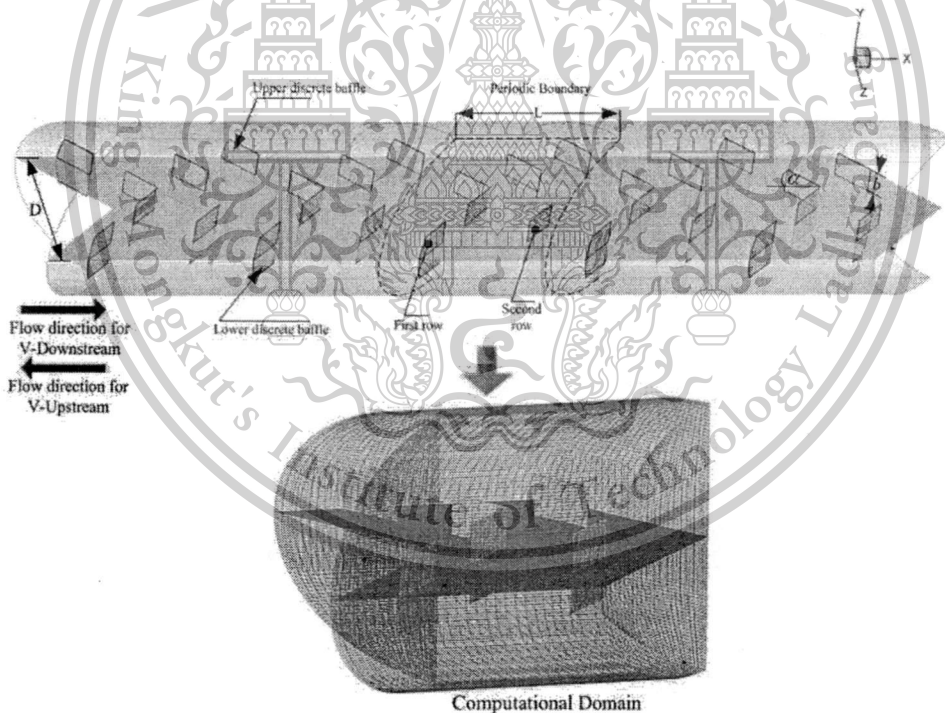
ผลการวิจัยแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวในท่อกลม

บทนี้ได้นำเสนอการศึกษาอิทธิพลของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวที่มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° ติดตั้งบริเวณกึ่งกลางของท่อกลมแบบสอดใส่ บทความที่ได้รับการตีพิมพ์ของงานวิจัยนี้ ได้นำเสนอดังเอกสารแนบหมายเลข 1

ในบทนี้จะแบ่งหัวข้อออกเป็น 6 หัวข้อ ประกอบด้วย แบบจำลองเชิงตัวเลขที่ใช้ในการศึกษา, การทดสอบเทียบกับท่อเปล่า, โครงสร้างการไหล, พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน, ความดันตกคร่อม, สมรรถนะเชิงความร้อน

4.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขที่ใช้ในการศึกษา

จากรูปที่ 4.1 ได้นำเสนอแบบจำลองของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวที่มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° ติดตั้งโดยการสอดใส่บริเวณกึ่งกลางของท่อกลมแลกเปลี่ยนความร้อน โดยแผ่นกั้นแบบแยกตัวมีการติดตั้งลงบนแผ่นเรียบทั้ง 2 ด้านแบบตรงกัน



รูปที่ 4.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวที่มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° ในท่อกลมแลกเปลี่ยนความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ในการศึกษาจะทำการทดสอบทั้งการไหลแบบปลายวีชี้นขึ้นทวนกระแสน้ำ (V-upstream) และแบบปลายวีชี้นลงตามกระแสน้ำ (V-downstream) ท่อกลมที่ใช้ในการศึกษามีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (D) เท่ากับ 0.05 m กำหนดให้ความสูงของแผ่นกั้น (b) ทำการศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนการวางการไหล (b/D, BR) เท่ากับ 0.05 – 0.20 และมีอัตราส่วนระยะพิทท์ในการติดตั้ง (L/D, PR) เท่ากับ 1

4.2 การทดสอบเทียบกับท่อเปล่าและจำนวนกริดอิสระ

ในการศึกษาเชิงตัวเลขและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลองที่ได้สร้างขึ้นเป็นสิ่งสำคัญเป็นอย่างยิ่ง เนื่องจากผลการศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลขจะต้องให้ความมั่นใจในเรื่องของความถูกต้องและความแม่นยำของผลที่ได้

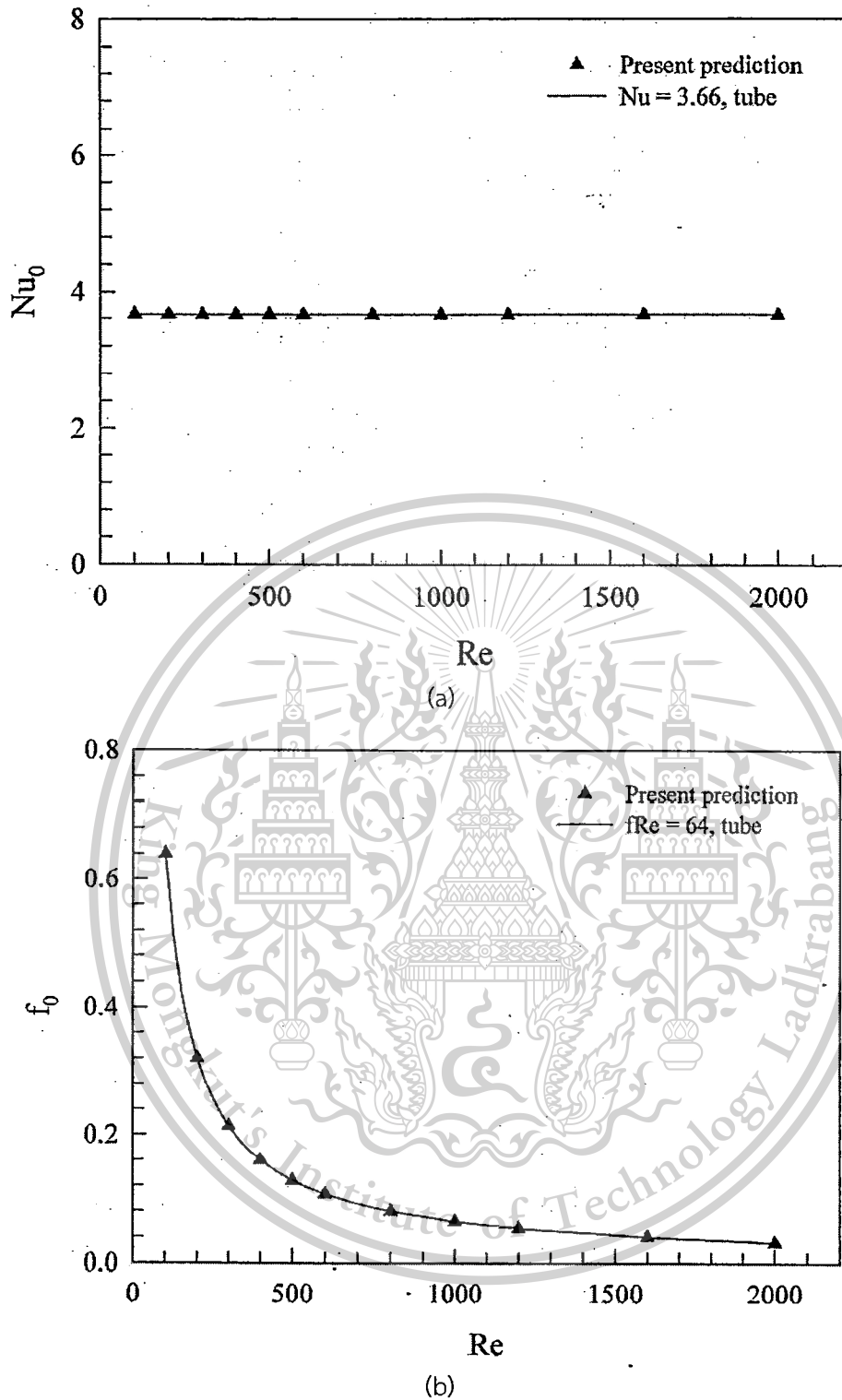
การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลองสามารถทำได้โดยการทดสอบค่าที่ได้จากท่อเปล่าเทียบกับสมการสหสัมพันธ์ทั้งค่าการถ่ายเทความร้อนในรูปของเลขนัสเซลและค่าความดันตกคร่อมในรูปของตัวประกอบเสียดทาน ผลที่ได้จากการทดสอบเทียบกับท่อเปล่าแสดงดังรูปที่ 4.2a และ b สำหรับการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อม ตามลำดับ จากรูปพบว่าค่าที่ได้มีค่าความแตกต่างกันอยู่ในช่วง $\pm 0.25\%$ ทั้งค่าเลขนัสเซลและค่าตัวประกอบเสียดทาน ดังนั้นจึงสามารถสรุปได้ว่าแบบจำลองที่ได้สร้างขึ้น สามารถใช้ในการทำนายและศึกษาพฤติกรรมการไหล, การถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนได้

การทดสอบจำนวนกริดอิสระของแบบจำลองเชิงตัวเลข เป็นอีกขั้นตอนหนึ่งที่มีความสำคัญเป็นอย่างมาก เพื่อให้แน่ใจว่าจำนวนกริดที่ใช้ในแบบจำลองมีความเหมาะสมและสามารถให้ผลที่ได้จากการศึกษาที่มีความถูกต้อง การทดสอบกริดอิสระสามารถทำได้โดย สร้างโดเมนที่ใช้กริดจำนวนต่างกัน 4 โดเมน ประกอบด้วย 53200, 122000, 180400, 321000 จากผลการศึกษา พบว่า เมื่อทำการเพิ่มกริดจากจำนวน 180400 เป็น 321000 ทั้งค่าเลขนัสเซลและค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าความแตกต่างไม่เกิน 0.25% ดังนั้น เมื่อพิจารณาถึงค่าความถูกต้องของผลการศึกษาและเวลาที่ใช้ในการศึกษา แบบจำลองเชิงตัวเลขได้มีการเลือกกริดจำนวน 180400 สำหรับการศึกษาในครั้งนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 4.2 การทดสอบค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานของแบบจำลองเชิงตัวเลข เทียบกับสมการสหสัมพันธ์ของท่อเปล่าผิวเรียบ (a) ค่าเลขนัสเซลและ (b) ค่าตัวประกอบเสียดทาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

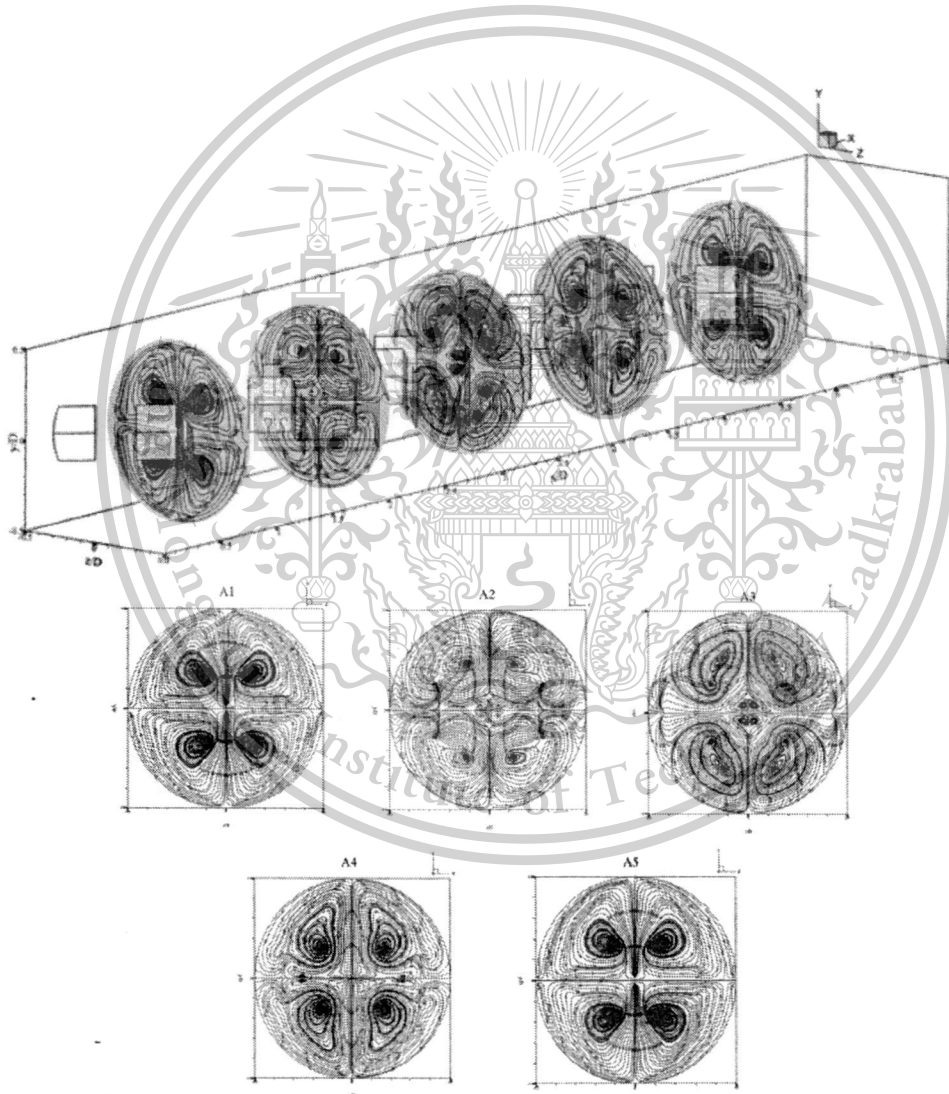
This material is reserved for educational use only, not-allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

4.3 โครงสร้างการไหล

โครงสร้างการไหลได้นำเสนอในรูปแบบของเส้นกระแสการไหลตามระนาบขวางการไหลและเส้นกระแสการไหลในสามมิติกระแทกที่บริเวณแผ่นเรียบที่ใช้ในการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัว

รูปที่ 4.3 และ 4.3 แสดงเส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหล สำหรับแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวในท่อกลมแลกละเปลี่ยนความร้อน แบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและชี้ทวนกระแสการไหล ตามลำดับ ที่ค่า $Re = 800$ และ $BR = 0.15$ จากรูปพบว่า แผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวที่ติดตั้งในท่อส่งผลให้เกิดการไหลหมุนวนหลัก 4 การหมุนวน ทั้งแบบปลายวีชี้ตามและทวนกระแสการไหล การไหลแบบหมุนวนนี้จะส่งผลให้การผสมผสานของของไหลบริเวณกึ่งกลางท่อและบริเวณใกล้กับผิวท่อมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น การผสมผสานที่ดีขึ้นทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมีค่าเพิ่มมากขึ้น

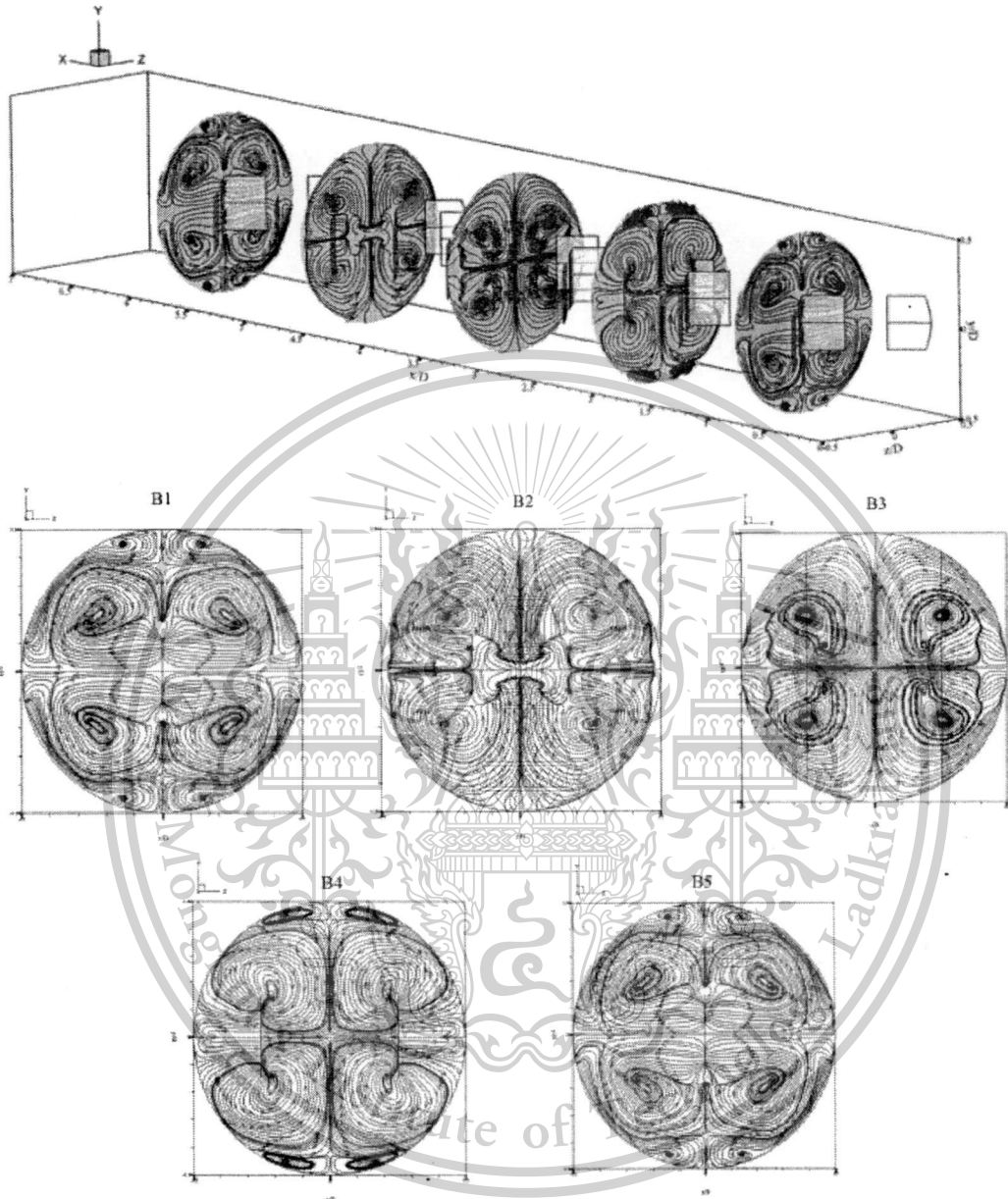


รูปที่ 4.3 เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหลของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวในท่อกลม แบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหล ที่ค่า $Re = 800$ และ $BR = 0.15$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

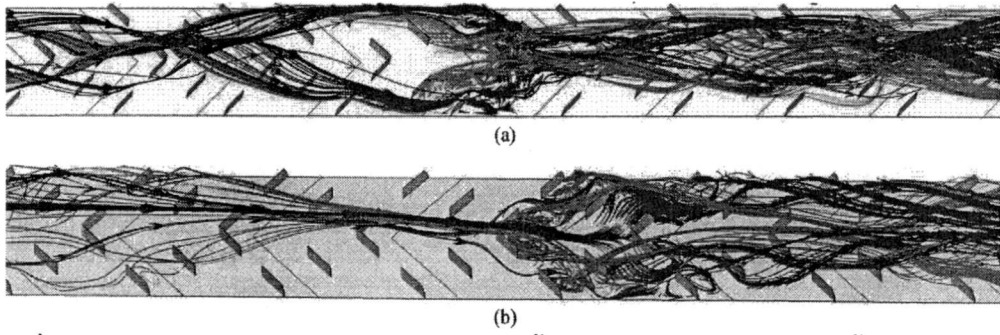


รูปที่ 4.4 เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหลของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวในท่อกลม แบบ
ปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล ที่ค่า $Re = 800$ และ $BR = 0.15$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 4.5 เส้นกระแสการไหลในสามมิติ สำหรับแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัว (a) ปลายวีชี้ตามกระแสการไหล และ (b) ปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล ที่ค่า $Re = 800$ และ $BR = 0.15$

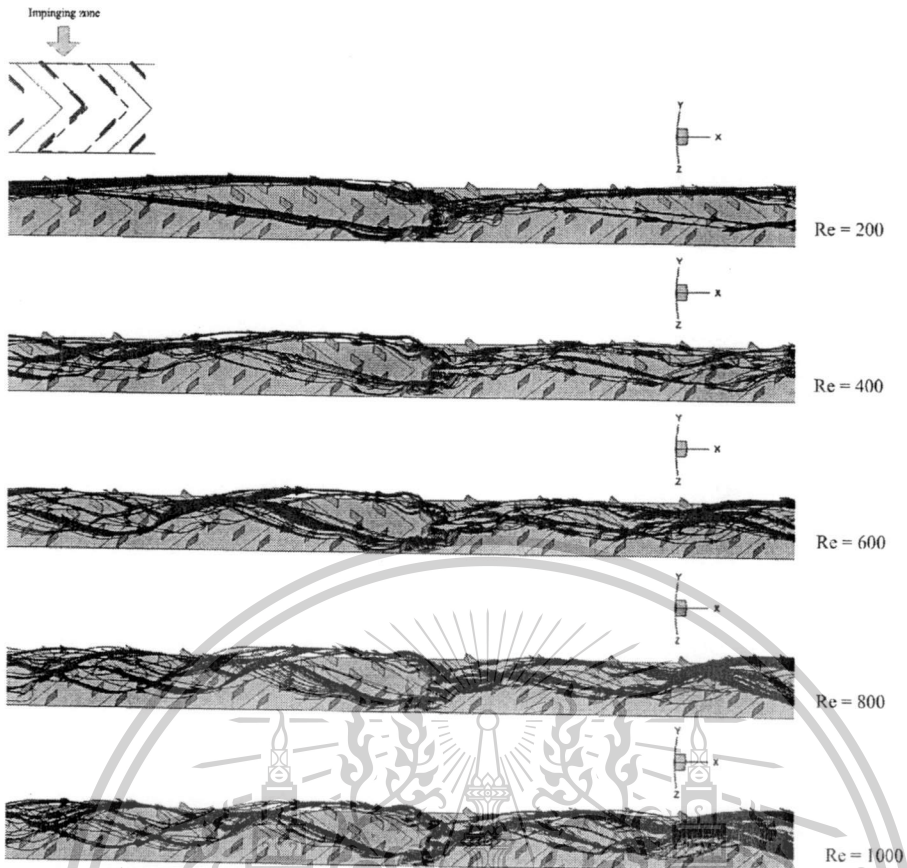
เส้นกระแสการไหลแบบสามมิติกระแสแรกที่แผ่นเรียบของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล แสดงดังรูปที่ 4.5a และ b ตามลำดับ สำหรับค่า $Re = 800$ และ $BR = 0.15$ จากรูป พบว่า การติดตั้งแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวทั้ง 2 แบบ ส่งผลให้เกิดการไหลกระแสแรก โดยแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลจะเกิดการกระแสแรกที่ขอบด้านข้างของท่อ ก่อนที่จะกระแทกที่บริเวณแผ่นเรียบ ส่วนแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหลจะเกิดการกระแสแรกที่บริเวณแผ่นเรียบใกล้กับมุมหัวตัววีก่อนที่จะสไลด์ไปบริเวณใกล้กับผิวท่อ การกระแทกของกระแสการไหลเป็นปัจจัยที่สำคัญเป็นอย่างมากสำหรับการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าสมรรถนะเชิงความร้อน การติดตั้งตัววีแบบแยกตัวในลักษณะที่ต่างกัน ส่งผลให้เกิดพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกัน เนื่องจากพฤติกรรมกระแสการไหลที่ต่างกัน พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนของแผ่นกั้นทั้งสองลักษณะจะแสดงในรูปของการกระจายตัวของตัวเลขนัสเซลในหัวข้อถัดไป

รูปที่ 4.6 แสดงเส้นกระแสการไหลในสามมิติ ของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวในท่อที่มีค่าเลขเรย์โนลด์ต่างกัน จากรูปจะเห็นได้ว่า เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มมากขึ้นระยะพิทช์ของเกลียวกระแสการไหลก่อนกระแทกแผ่นเรียบและหลังกระแทกแผ่นเรียบจะมีระยะสั้นลง เช่นเดียวกันกับการเพิ่มอัตราส่วนการขวางการไหลหรือค่า BR ดังรูปที่ 4.7 เมื่ออัตราส่วนการขวางการไหลมีค่าเพิ่มมากขึ้นระยะของการกระแทกทั้งก่อนและหลัง ก็จะมีระยะสั้นลงเช่นกัน โดยที่ค่า $BR = 0.20$ จะให้ระยะการกระแทกที่สั้นที่สุด ส่วนที่ค่า $BR = 0.05$ จะให้ระยะเกลียวก่อนการกระแทกและหลังการกระแทกที่ยาวที่สุด

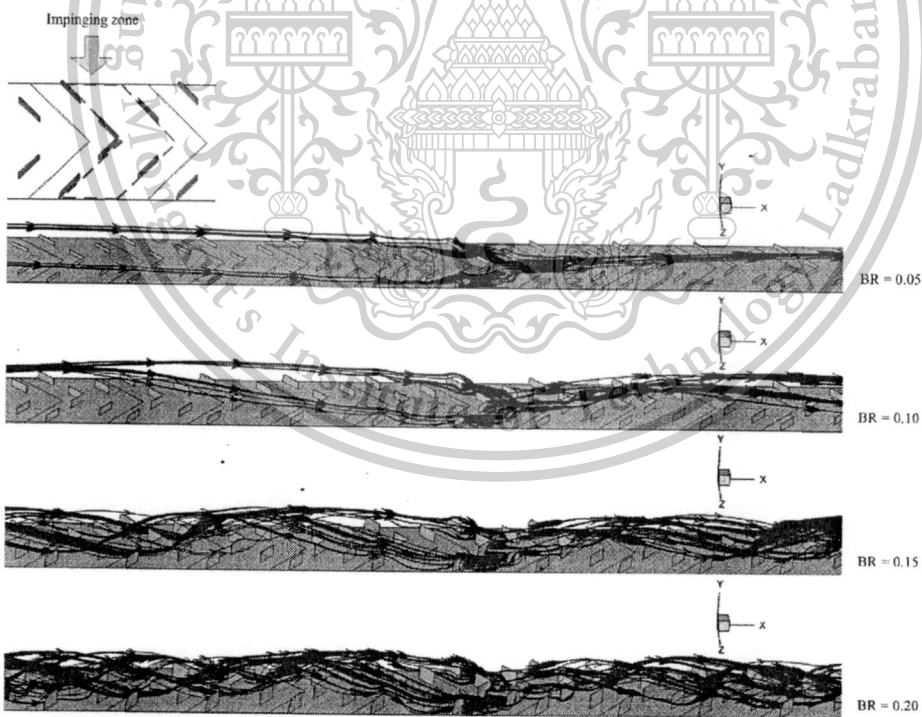
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 4.6 เส้นกระแสการไหลในสามมิติของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวในทอกลมที่ค่าเลขเรย์โนลด์ต่าง ๆ

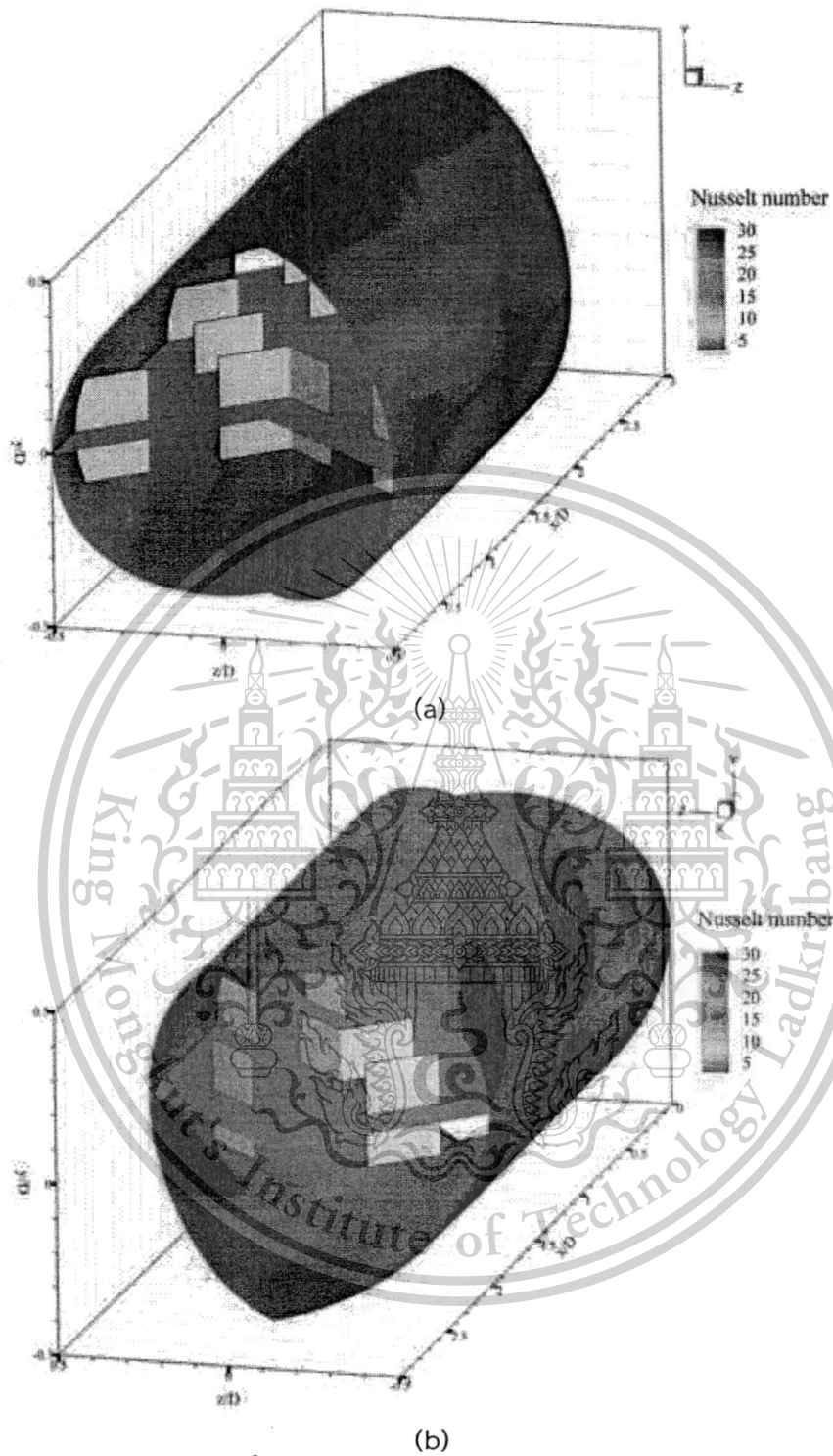


รูปที่ 4.7 เส้นกระแสการไหลในสามมิติของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวในทอกลมที่ค่าอัตราส่วนการขวางการไหลต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 4.8 การกระจายของเลขนัสเซลที่บริเวณผนังท่อ ของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวในท่อกลม (a) ปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและ (b) ปลายวีชี้ทวนกระแสการไหลที่ค่า $Re = 800$ และ $BR = 0.15$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

4.4 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน

พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน สำหรับแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวในท่อกลมแลกเปลี่ยนความร้อน แสดงในรูปของการกระจายตัวของตัวเลขนัสเซลที่บริเวณผนังของท่อ ดังรูปที่ 4.8a และ b ของปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล ตามลำดับ

จากผลการศึกษาพบว่า แผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวที่มีทิศทางการไหลที่แตกต่างกัน สามารถส่งผลให้จุดที่เกิดการกระแทกของกระแสการไหลซึ่งเป็นบริเวณที่มีการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดบนผิวท่อแตกต่างกันด้วยเช่นกัน จากรูปจะเป็นได้ว่า สำหรับแผ่นกั้นตัววีที่มีปลายวีชี้ตามกระแสการไหลจะเกิดการกระแทกของกระแสการไหลบริเวณด้านบนและล่างของท่อ ส่วนแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล จะเกิดการกระแทกของกระแสการไหลที่บริเวณด้านข้างของท่อใกล้กับส่วนที่มีการติดตั้งแผ่นเรียบสอดใส่แผ่นกั้นตัววี นอกจากนี้ยังสามารถเห็นได้ว่าแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลจะให้บริเวณที่มีสีแดงหรือมีการถ่ายเทความร้อนสูงมากกว่าแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหลอย่างเห็นได้ชัดเจน เมื่อพิจารณาที่กรณีศึกษาเดียวกัน

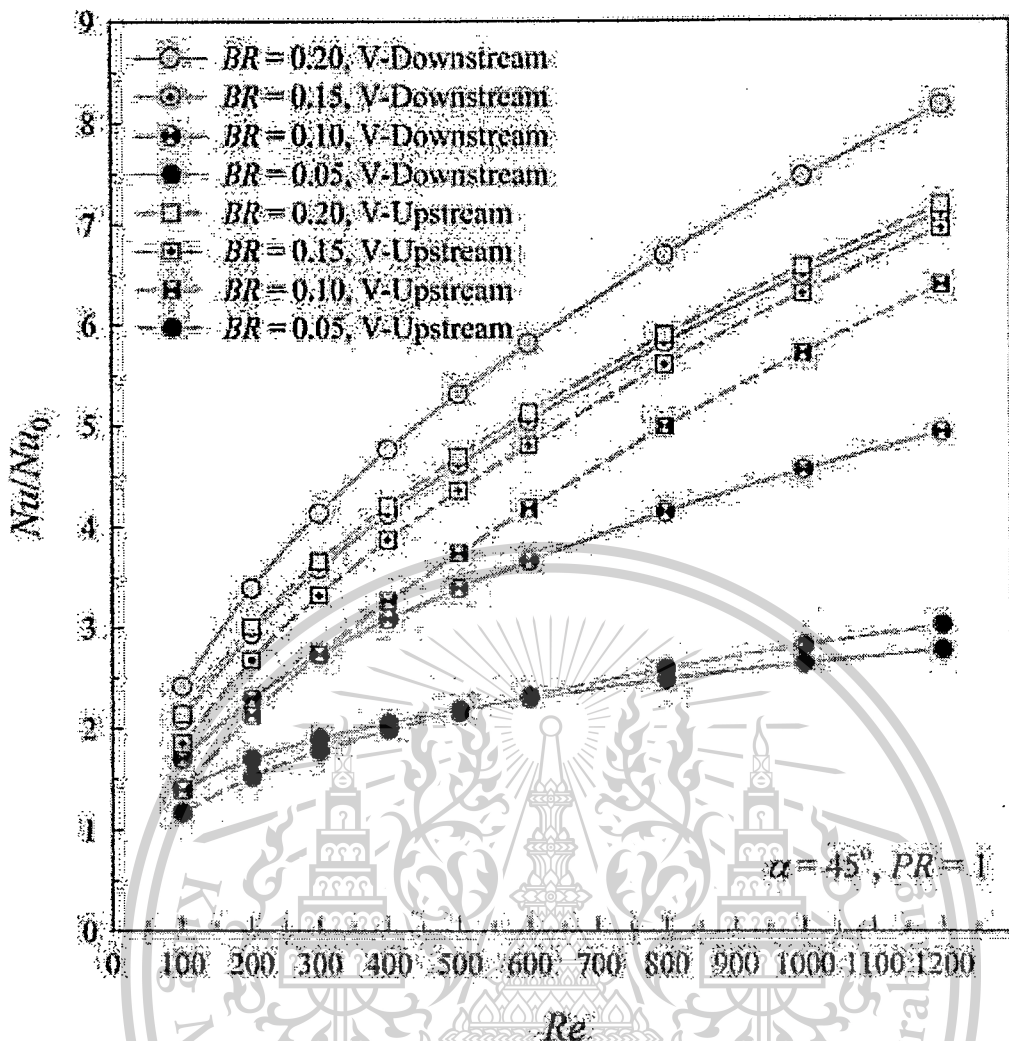
การถ่ายเทความร้อนที่แสดงในรูปของกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนเลขนัสเซล (Nu/Nu_0) และค่าเลขเรย์โนลด์ แสดงดังรูปที่ 4.9 จากกราฟ พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ค่า Nu/Nu_0 ก็จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นด้วย สำหรับทุกกรณีศึกษา เช่นเดียวกันกับค่า BR เมื่อค่า BR มีค่าเพิ่มมากขึ้น ค่า Nu/Nu_0 ก็จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นด้วย เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของค่า Re และ BR มีผลทำให้ความแข็งแรงของกระแสการไหลหมุนวนและกระแสการไหลกระแทกมีค่าเพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น ค่า $BR = 0.20$, $Re = 1200$ สำหรับการไหลแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด โดยมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 8.3 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบที่ไม่ได้มีการติดตั้งแผ่นกั้น จากกรณีศึกษาทั้งหมด การติดตั้งแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวจะให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนอยู่ในช่วง 1.2 – 8.3 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่า

แต่อย่างไรก็ตาม การติดตั้งแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวไม่เพียงแต่ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มมากขึ้น ยังส่งผลถึงค่าความดันตกคร่อมหรือค่าความดันสูญเสียที่เพิ่มมากขึ้นเช่นกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 4.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวที่มีการติดตั้งในท่อกลม

4.5 ความดันตกคร่อม

ค่าความดันตกคร่อมเมื่อติดตั้งแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัว แสดงในรูปของความสัมพันธ์ของอัตราส่วนค่าตัวประกอบเสียดทานเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ (f/f_0) และค่าเลขเรย์โนลด์ ซึ่งแสดงดังรูปที่ 4.10 จากกราฟ พบว่า เมื่อค่า Re และ BR มีค่าเพิ่มมากขึ้น ค่า f/f_0 ก็จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นด้วย โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ค่า $BR = 0.20$, $Re = 1200$ กรณีปลายวีชี้ตามกระแสการไหล จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่ามากที่สุดเท่ากับ 36 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบที่ไม่ได้ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวน อัตราการเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วของค่าตัวประกอบเสียดทานสำหรับการติดตั้งกล่าว (สามารถสังเกตได้จากความชันของกราฟ) อาจส่งผลให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าน้อยลงเมื่อเทียบกับกรณีอื่น ๆ ที่มีอัตราการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเท

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ความร้อนและความดันตกคร่อมในอัตราที่เหมาะสม สามารถพิจารณาได้ในหัวข้อถัดไป ในส่วนของการประเมินสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

4.6 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

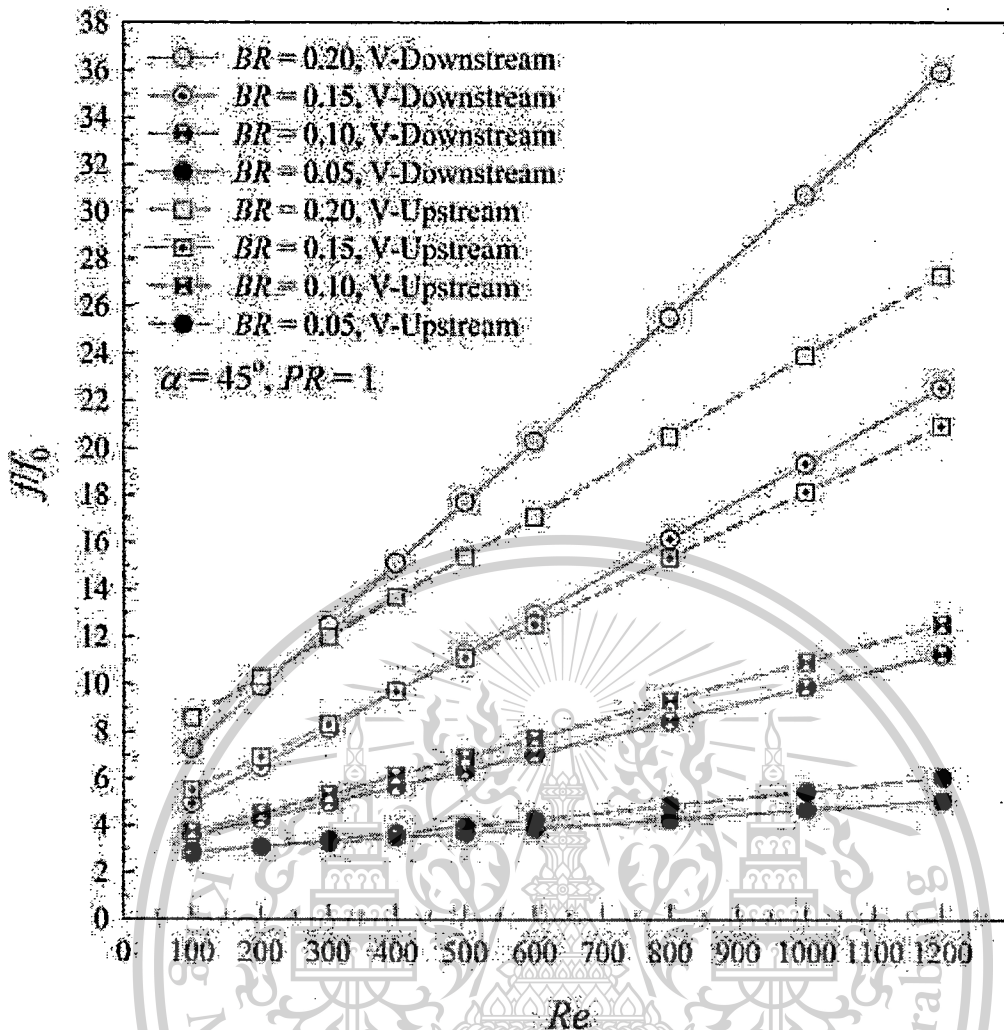
เนื่องจากการใช้แผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ส่งผลให้เกิดทั้งค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มมากขึ้น รวมทั้งค่าตัวประกอบเสียดทานที่เพิ่มมากขึ้นเช่นกัน ดังนั้นการประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อนจึงต้องคำนึงถึงอัตราการเพิ่มทั้งสองส่วนให้อยู่ในอัตราที่เหมาะสม ในงานวิจัยนี้ได้ใช้ค่า thermal enhancement factor หรือ TEF ในการประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อน สมการที่ใช้ในการคำนวณค่า TEF แสดงในบทที่ 3

รูปที่ 4.11 แสดงค่าความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และค่า Re สำหรับท่อกลมที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัว จากกราฟ พบว่า เมื่อค่า Re เพิ่มมากขึ้น ค่า TEF ก็มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเช่นกัน สำหรับทุกกรณีศึกษา ค่า TEF ที่มากที่สุดมีค่าเท่ากับ 2.75 ซึ่งได้จากกรณี BR = 0.10, Re = 1200 แบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล เนื่องจากเป็นกรณีที่ให้ค่าอัตราการเพิ่มขึ้นทั้งในส่วนของการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมเหมาะสมที่สุด ถึงแม้ว่าจะไม่ได้เป็นกรณีที่ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดก็ตาม ส่วนที่ค่า BR = 0.20 ซึ่งเป็นอัตราส่วนการขวางการไหลที่สูงที่สุดสำหรับการศึกษานี้ ทั้งในส่วนของปลายวีชี้ตามและทวนกระแสการไหล จะเป็นกรณีที่ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มากที่สุด แต่ก็ให้ค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานที่มากที่สุดเช่นกัน มีค่า TEF = 2.3 และ 2.4 สำหรับปลายวีชี้ทวนกระแสการไหลและปลายวีชี้ตามกระแสการไหล ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

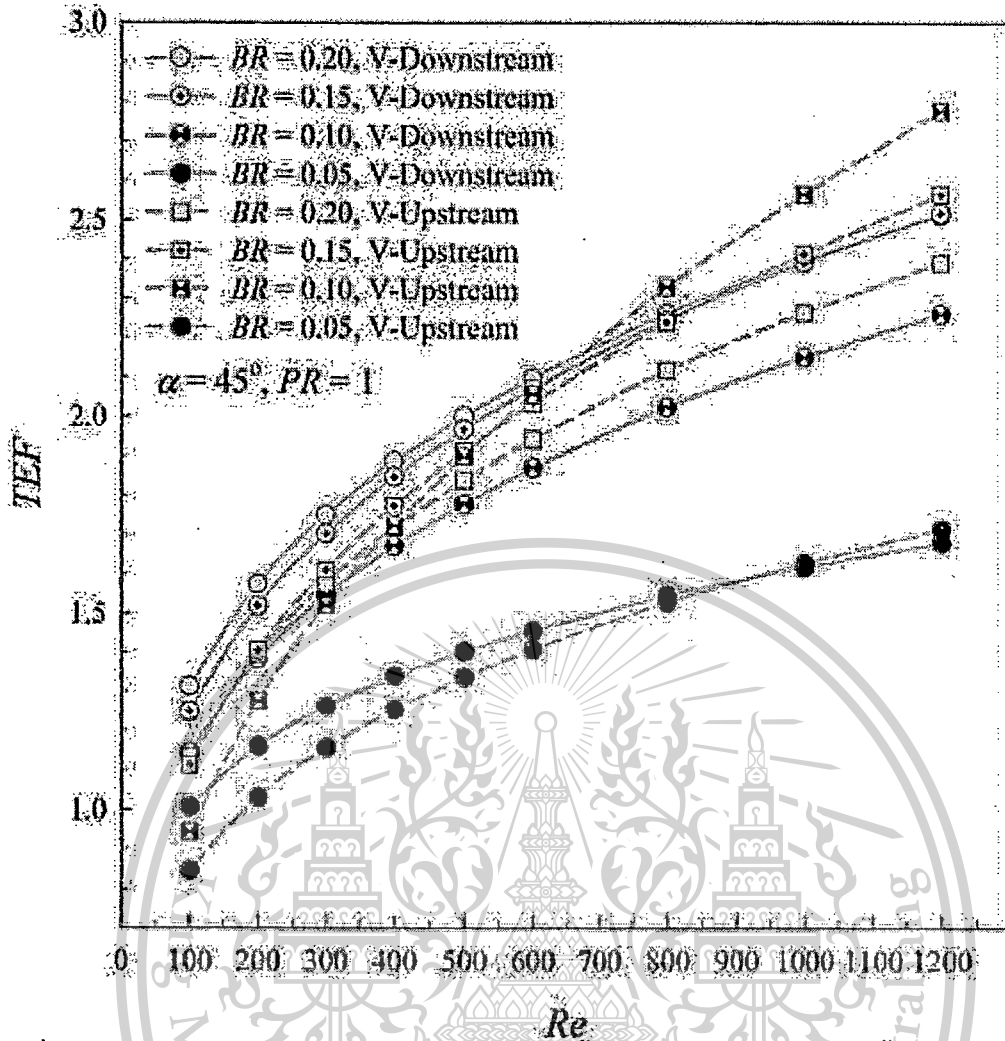


รูปที่ 4.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ของแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวที่มีการติดตั้งในท่อกลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 4.11 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ของแผ่นกั้นตัวแบบแยกตัวที่มีการติดตั้งในท่อกลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

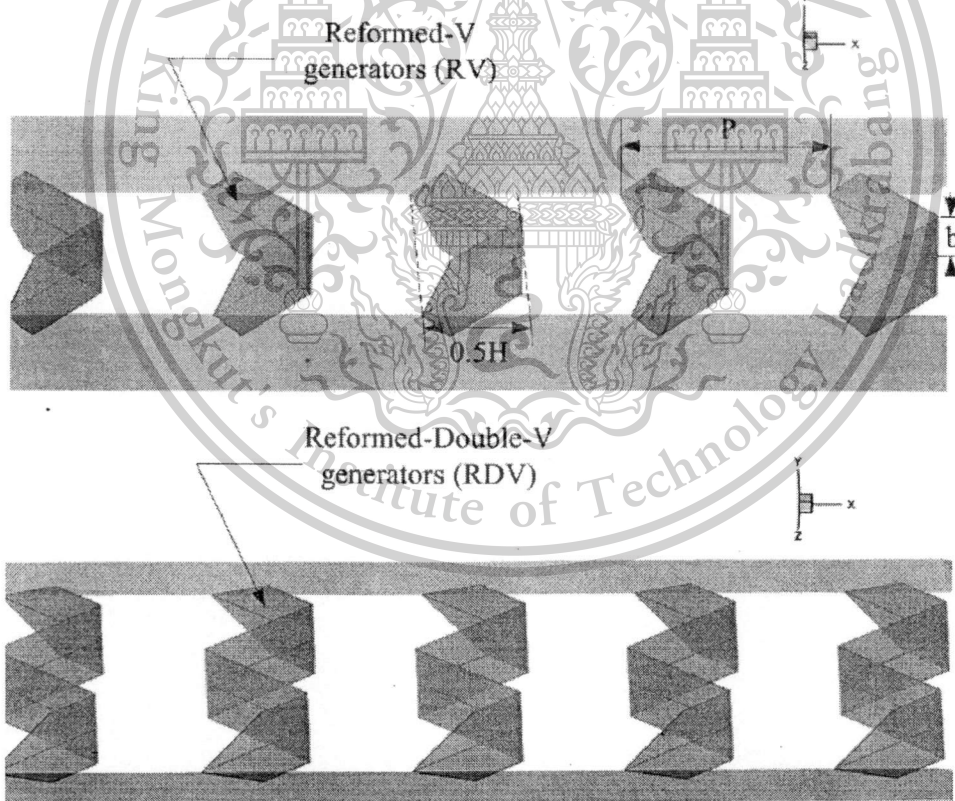
ผลการวิจัยแผ่นกั้นตัววีและดับเบิลวีในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส

การศึกษาวิจัยแผ่นกั้นตัววีและดับเบิลวีในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสได้มีการตีพิมพ์ตามเอกสารแนบหมายเลข 2

ในบทนี้จะได้นำเอาแนวคิดในการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนในท่อกลมที่ใช้การสอดใส่ที่บริเวณกึ่งกลางของท่อ มาประยุกต์ใช้กับท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยจะทำการติดตั้งโดยการสอดใส่ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อ ส่วนตัวสร้างการไหลหมุนวนที่ใช้ ได้ทำการเลือก แผ่นกั้นตัววีและแผ่นกั้นดับเบิลวีมาใช้ในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

5.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขที่ใช้ในการศึกษา

รูปที่ 5.1 แสดงแบบจำลองเชิงตัวเลขสำหรับแผ่นกั้นตัววีและแผ่นกั้นตัวดับเบิลวีในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งบนแผ่นเรียบและสอดใส่ตามแนวเส้นทแยงมุมของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส กำหนดให้เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อมีค่าเท่ากับ 0.05m ทำการศึกษาที่ค่า $BR = 0.05 - 0.30$ ที่ค่า $Re = 100 - 1200$ โดยมีค่า PR คงที่ เท่ากับ 1



รูปที่ 5.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขของแผ่นกั้นตัววีแบบและดับเบิลวีในท่อจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

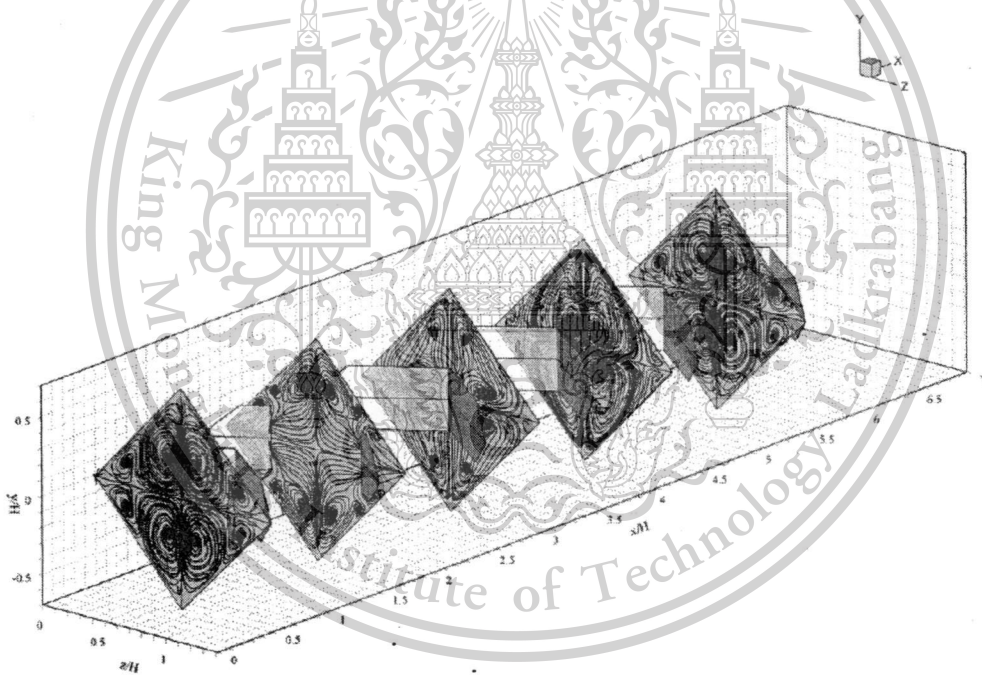
This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

การทดสอบเทียบกับท่อเปล่าและการหาจำนวนกริดอิสระ ได้ดำเนินการเช่นเดียวกันกับการศึกษาในบทที่ 4 ในการเปรียบเทียบค่าเลขนัสเซลและค่าตัวประกอบเสียดทาน พบว่า ผลที่ได้มีค่าแตกต่างกันน้อยมากอยู่ในช่วงที่ยอมรับได้ ส่วนจำนวนกริดอิสระที่ใช้กับโดเมนมีค่าเท่ากับ 120000 เซล

5.2 โครงสร้างการไหล

โครงสร้างการไหลแสดงในรูปของเส้นกระแสการไหลตามระนาบขวางการไหล สำหรับแผ่นกั้นตัววีและดับเบิลวี ที่ค่า $Re = 1200$ และ $BR = 0.20$ ดังรูปที่ 5.2a และ b ตามลำดับ จากรูปพบว่าแผ่นกั้นทั้งสองแบบสามารถสร้างการไหลหมุนวนในท่อที่ใช้ในการทดสอบได้ โดยให้แกนการไหลหมุนวนหลัก 4 แกน และการหมุนวนย่อย ๆ ที่บริเวณใกล้กับขอบที่ การหมุนวนของการไหลที่เกิดขึ้นจะส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น เนื่องจากทำให้เกิดการผสมผสานระหว่างอุณหภูมิของของไหลที่บริเวณกึ่งกลางของท่อและบริเวณใกล้กับผิวท่อได้ดีขึ้น ทั้งนี้ความรุนแรงหรือระดับของการไหลหมุนวนขึ้นอยู่กับค่า Re และ ค่า BR ซึ่งสามารถพิจารณาในรูปของการประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อนให้หัวข้อถัดไป

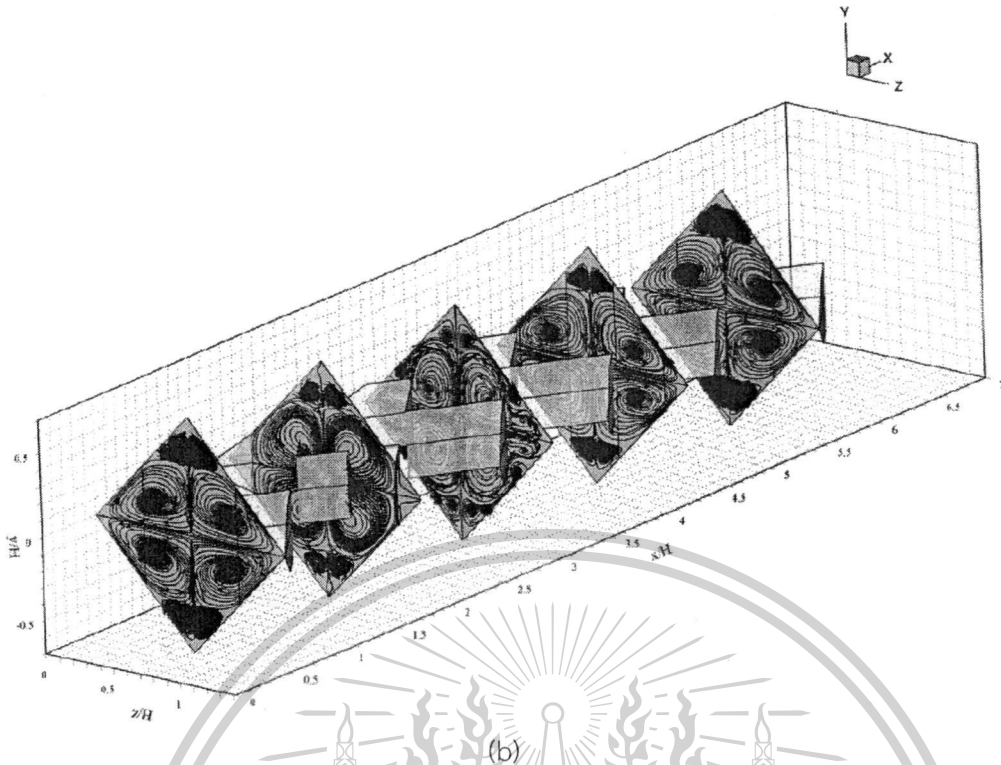


(a)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 5.2 เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหล สำหรับ (a) แผ่นกั้นตัววีและ (b) แผ่นกั้นตัวดับเบิลวี ที่ค่า $Re = 1200$ และ $BR = 0.20$

5.2 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน

พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนแสดงในรูปของการกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลและการกระจายของตัวเลขนัสเซลที่ผิวท่อ ดังรูปที่ 5.3 และ 5.4 ตามลำดับ

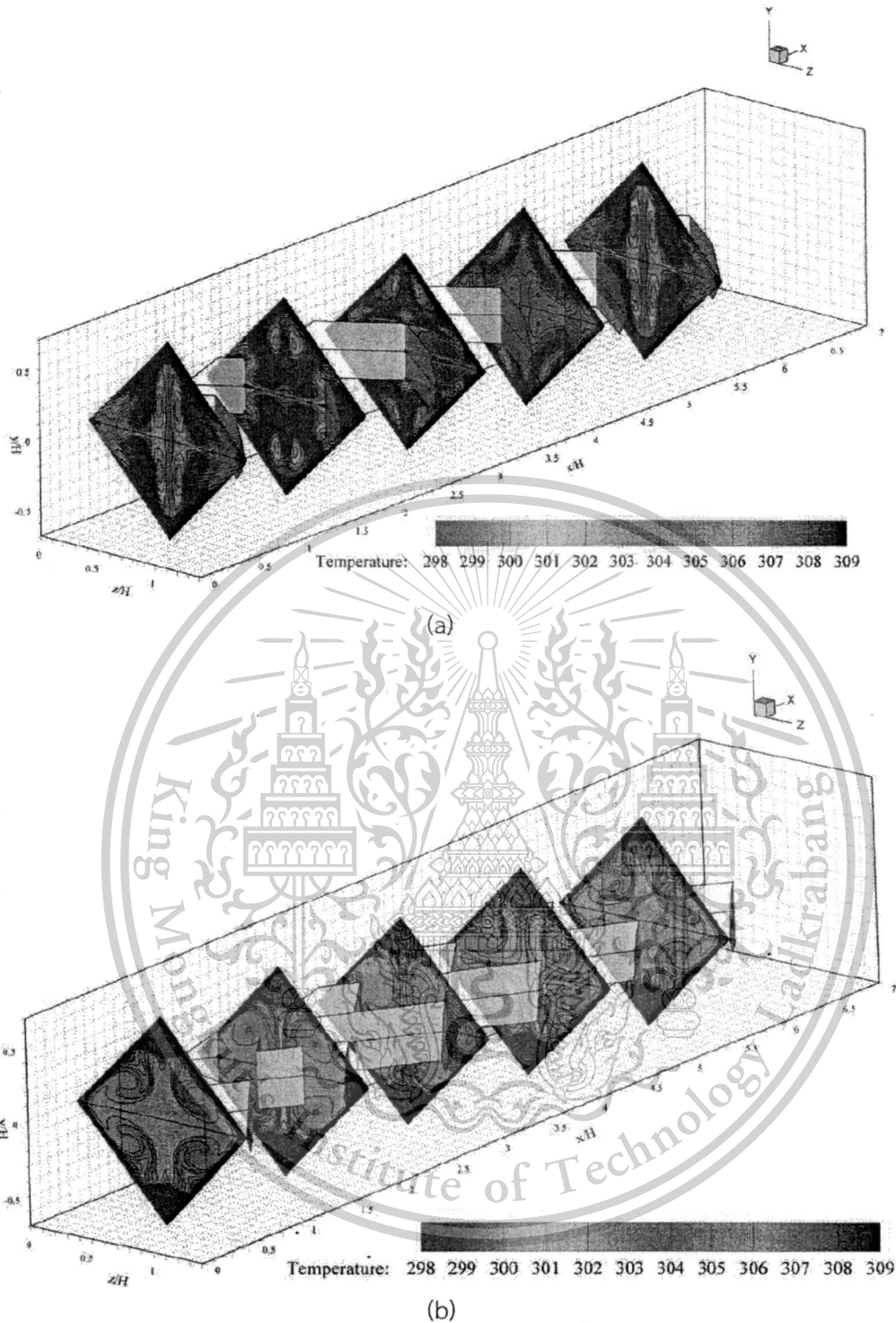
จากรูป พบว่า เมื่อมีการติดตั้งแผ่นกั้นทั้งสองลักษณะ ส่งผลให้เกิดการผสมผสานระหว่างอุณหภูมิตามระนาบขวางการไหลได้ดีกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ การผสมผสานเกิดขึ้นเนื่องมาจากการไหลหมุนวนและการกระแทกของกระแสการไหล แต่อย่างไรก็ตามแผ่นกั้นทั้งสองลักษณะถึงแม้ว่าจะให้เกณฑ์การหมุนวนหลักที่คล้ายกัน แต่ก็ให้พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกันออกไป เมื่อสังเกตจากการกระจายตัวของอุณหภูมิที่มีลักษณะต่างกัน

เมื่อพิจารณาการกระจายตัวของเลขนัสเซล พบว่า ที่บริเวณผิวท่อเกิดการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มมากขึ้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งบริเวณที่มีการกระแทกของกระแสการไหล (สังเกตจากคอนทัวร์สีแดง) พื้นที่ที่เกิดการถ่ายเทความร้อนสูงของแผ่นกั้นทั้งสองลักษณะอยู่ในบริเวณที่ใกล้เคียงกัน คือส่วนที่เป็นของบนและของล่างของท่อ จากคอนทัวร์ดังกล่าวยังไม่สามารถสรุปถึงค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มากขึ้นของแผ่นกั้นทั้งสองลักษณะได้ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะนำเสนอในรูปของอัตราส่วนนัสเซลในหัวข้อการประเมินสมรรถนะเชิงความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

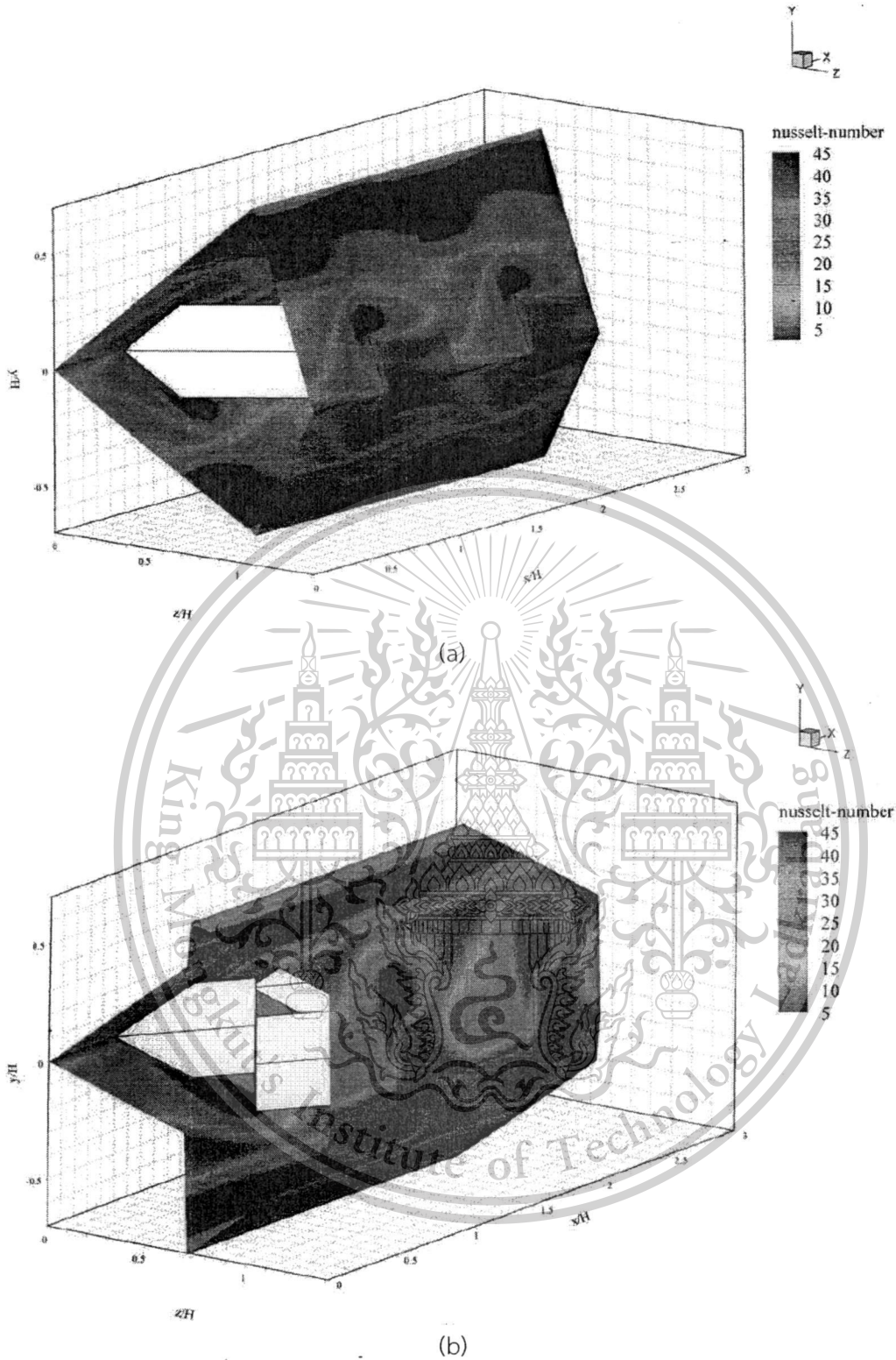


รูปที่ 5.3 การกระจายตัวของอุณหภูมิตามระนาบขวางการไหล สำหรับ (a) แผ่นกั้นตัววีและ (b) แผ่นกั้นตัวดับเบิลวี ที่ค่า $Re = 1200$ และ $BR = 0.20$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 5.4 การกระจายตัวของเลขนัสเซลบนผิวท่อ สำหรับ (a) แผ่นกั้นตัววีและ (b) แผ่นกั้นตัวดับเบิล
 วิ ที่ค่า $Re = 1200$ และ $BR = 0.20$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

5.3 การประเมินสมรรถนะเชิงความร้อน

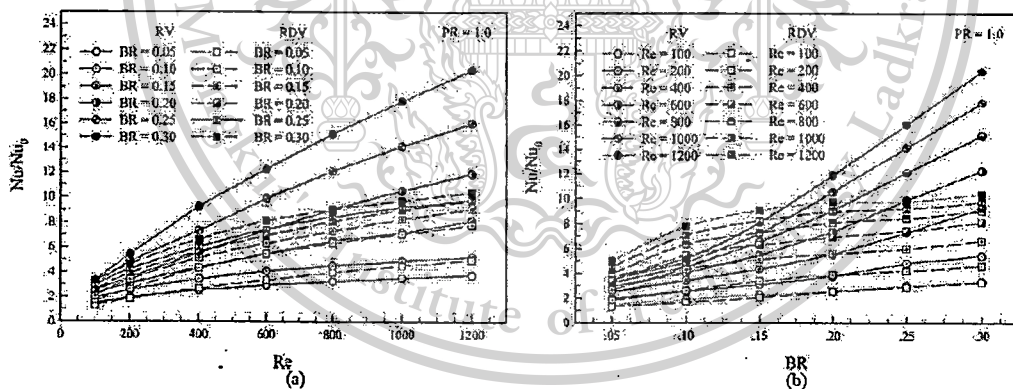
ในหัวข้อนี้สามารถสามารถแบ่งการประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อนออกเป็น 3 ส่วน ประกอบด้วย อัตราการถ่ายเทความร้อน, อัตราค่าความดันตกคร่อมและสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยได้ทำการพล็อตเทียบความสัมพันธ์กับค่าเลขเรย์โนลด์และค่าอัตราส่วนการขวางการไหล

รูปที่ 5.5, 5.6 และ 5.7 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนเลขนัสเซล, อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานและค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ตามลำดับ จากรูป พบว่า แผ่นกั้นตัววีให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมากกว่าแผ่นกั้นดัดเบิลวี โดยเฉพาะที่ค่า BR มากกว่า 0.20 ค่าการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนมีค่าเท่ากับ 1 – 20.5 และ 1 – 10.5 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ สำหรับแผ่นกั้นตัววีและแผ่นกั้นตัวดัดเบิลวี ตามลำดับ

ส่วนค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานก็มีแนวโน้มในลักษณะเดียวกันกับอัตราส่วนเลขนัสเซล โดยในช่วงกรณีศึกษา แผ่นกั้นตัววีและแผ่นกั้นตัวดัดเบิลวีให้ค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเท่ากับ 1 – 430 และ 1 – 120 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าที่ไม่ได้มีการติดตั้งแผ่นกั้น ตามลำดับ

เมื่อพิจารณาค่า TEF ซึ่งคำนวณจากค่าอัตราการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อม พบว่า มีค่าเท่ากับ 1 – 2.6 และ 1 – 2.95 สำหรับแผ่นกั้นตัววีและแผ่นกั้นตัวดัดเบิลวี

เป็นที่น่าสังเกตว่า ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มากที่สุดจะได้จากกรณีแผ่นกั้นตัววี แต่อย่างไรก็ตาม กรณีดังกล่าวก็ให้ค่าอัตราตัวประกอบเสียดทานที่มีค่ามากที่สุดเช่นกัน โดยเฉพาะที่ค่าอัตราส่วนการขวางการไหลสูง ๆ

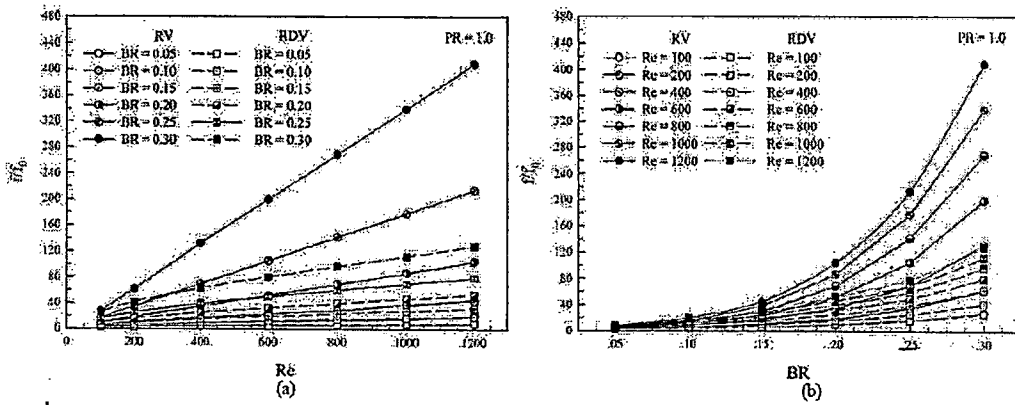


รูปที่ 5.5 (a) ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re และ (b) ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ BR

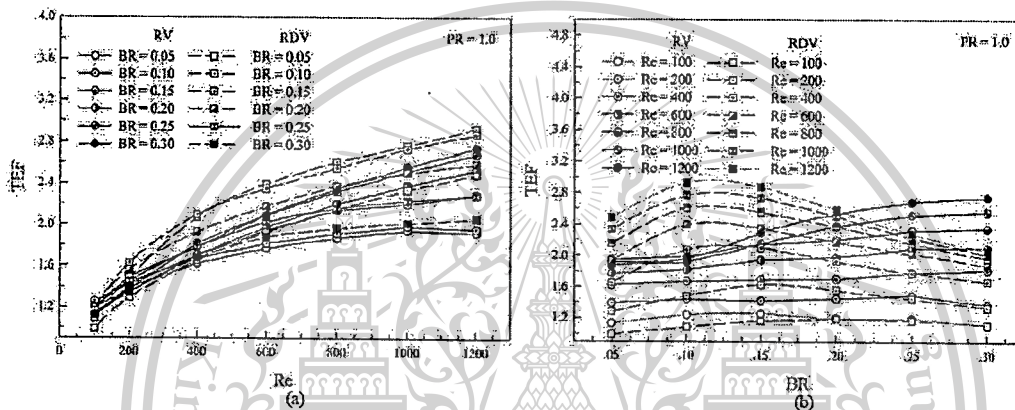
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 5.6 (a) ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re และ (b) ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ BR



รูปที่ 5.7 (a) ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re และ (b) ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ BR

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

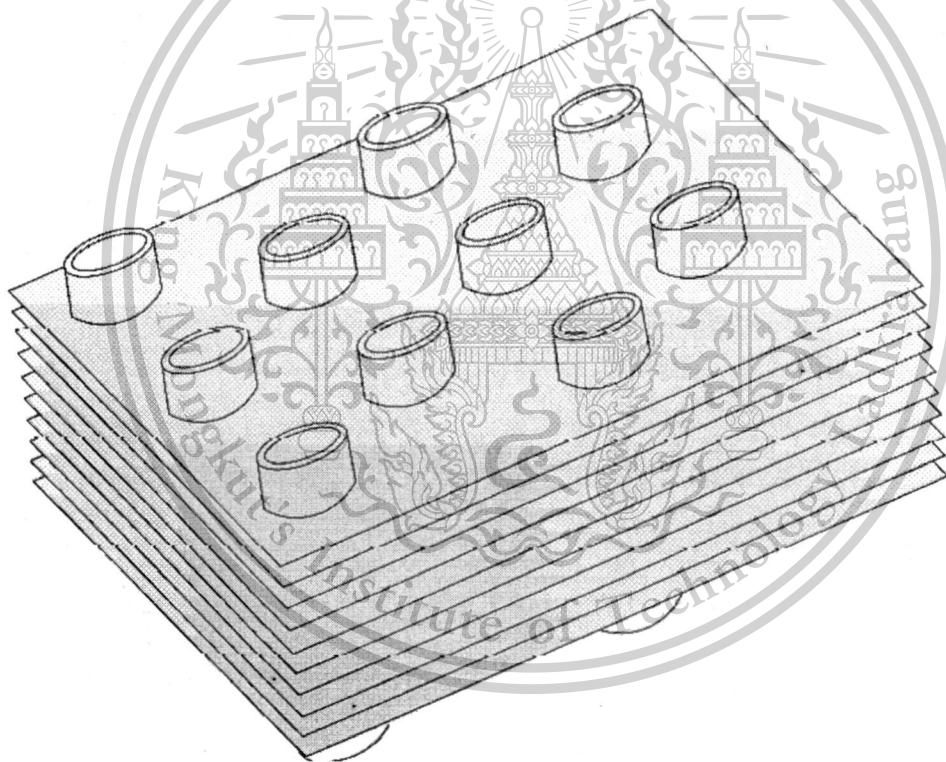
บทที่ 6

ผลการวิจัยปิกสามเหลี่ยมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube

การศึกษาวิจัยปิกสามเหลี่ยมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube ได้มีการตีพิมพ์ตามเอกสารแนบหมายเลข 3 ในบทนี้ได้นำเอาตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบปิกสามเหลี่ยมมาใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube ดังรูปที่ 6.1

6.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขที่ใช้ในการศึกษา

แบบจำลองเชิงตัวเลขที่ใช้ในการศึกษาแสดงดังรูปที่ 6.2 – 6.3 มีการติดตั้งปิกสามเหลี่ยมบนผิวของแผ่นครีปในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube เพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อน โดยในงานวิจัยนี้ได้เลือกท่อหน้าตัดวงรี เพื่อลดค่าความดันตกคร่อมที่จะเกิดขึ้นเมื่อเทียบกับท่อวงกลมและลักษณะอื่น ๆ ทิศทางการไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้แสดงดังรูปที่ 6.3

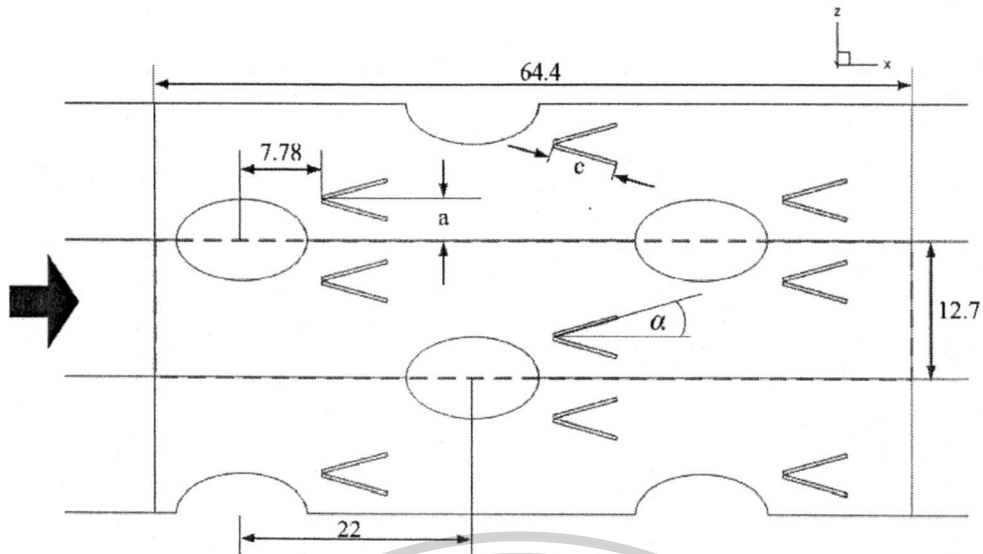


รูปที่ 6.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube

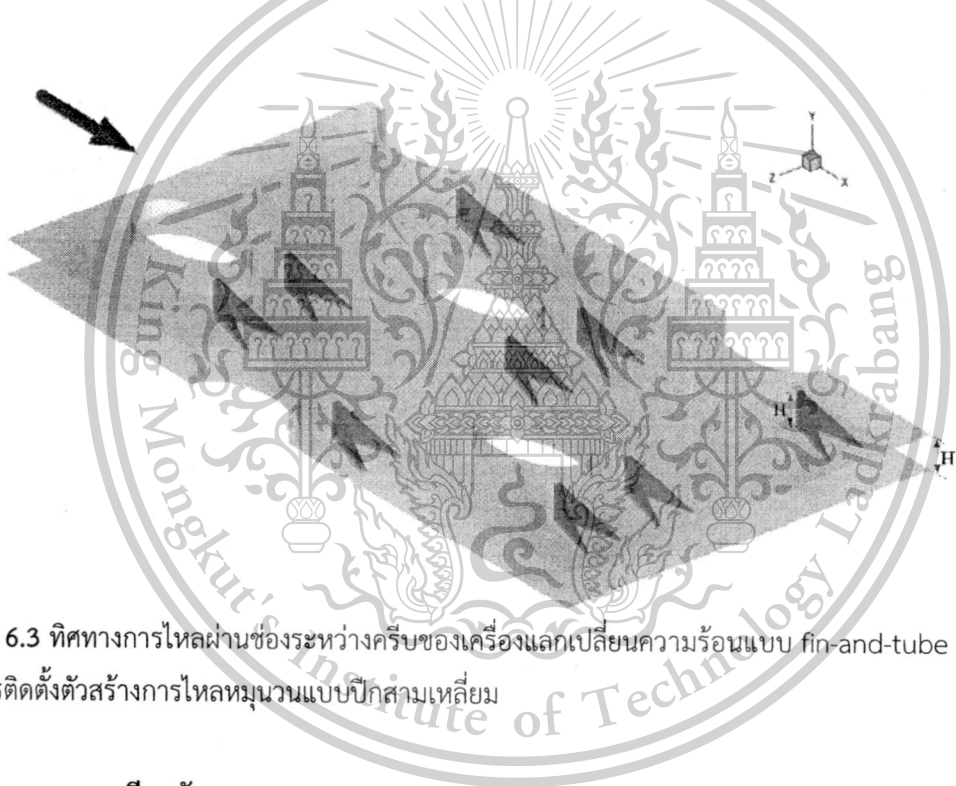
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 6.2 โครงสร้างของแบบจำลองปีกสามเหลี่ยมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube



รูปที่ 6.3 ทิศทางการไหลผ่านช่องระหว่างครีบบนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube ที่มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบปีกสามเหลี่ยม

6.2 การทดสอบเทียบกับผลการทดลอง

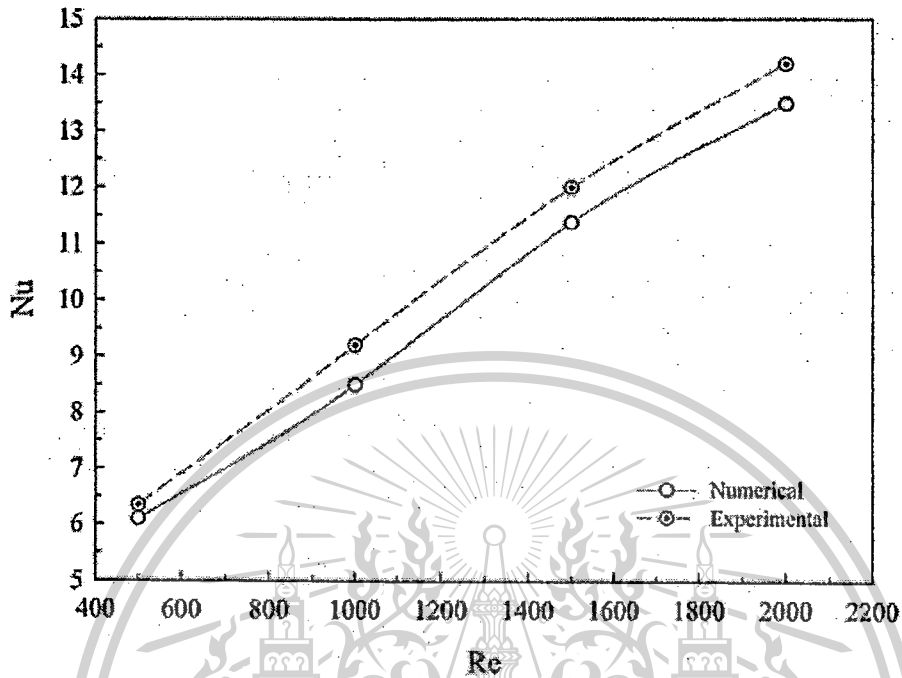
ในการศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลข จำเป็นต้องมีการทดสอบความถูกต้องของแบบจำลอง เทียบกับผลที่ได้จากการทดลองทั้งค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อม ผลที่ได้จากการทดสอบเบื้องต้น แสดงดังรูปที่ 6.4 และ 6.5 สำหรับการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมตามลำดับ พบว่าค่าความแตกต่างทั้งสองส่วนอยู่ในช่วงที่ยอมรับได้ รวมทั้งแนวโน้มเป็นไปในทิศทางเดียวกับ ดังนั้น จึงสามารถสรุปได้ว่าแบบจำลองเชิงตัวเลขที่ได้สร้างขึ้นเหมาะสมกับการศึกษาพฤติกรรม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

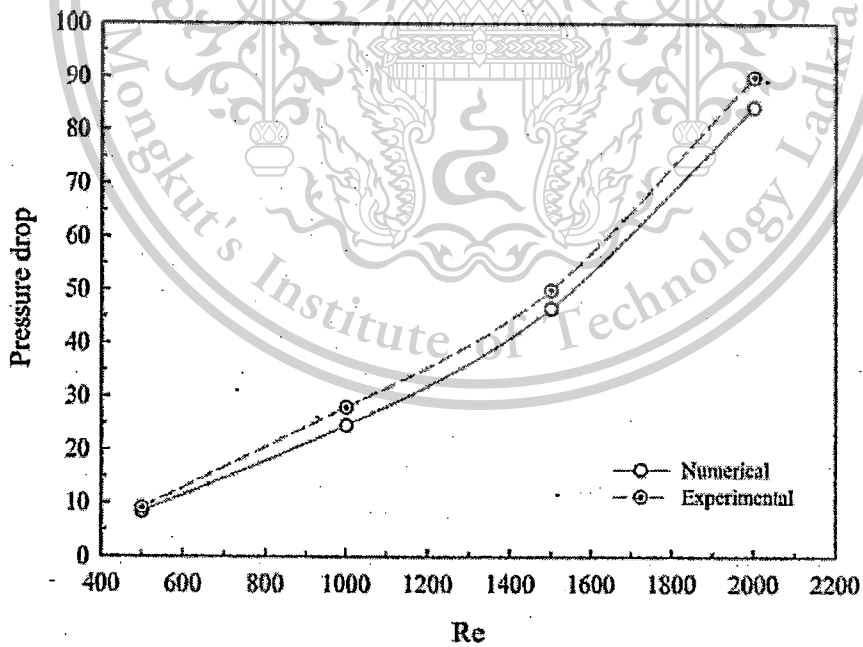
This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

การไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube ที่มี การติดตั้งปีกสามเหลี่ยม



รูปที่ 6.4 การเปรียบเทียบค่าตัวเลขนัสเซลกับผลที่ได้จากการทดลอง



รูปที่ 6.5 การเปรียบเทียบค่าความดันตกคร่อมกับผลที่ได้จากการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

6.3 โครงสร้างการไหล

โครงสร้างการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube ที่มีการติดตั้งปีกสามเหลี่ยม สร้างการไหลหมุนวน ที่มีมุมปะทะการไหลต่าง ๆ และระยะพิทช์ตามแนวขวางต่าง ๆ แสดงดังรูปที่ 6.6 และ 6.7 ตามลำดับ ในรูปของเส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหล จากรูปจะเห็นได้ว่าการติดตั้งปีกสามเหลี่ยมส่งผลให้เกิดการไหลหมุนวนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับทุกกรณีศึกษา การไหลหมุนวนเป็นปัจจัยสำคัญที่ทำให้เกิดการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและค่าสมรรถนะเชิงความร้อน ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แต่อย่างไรก็ตามการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนย่อมส่งผลให้เกิดค่าความดันตกคร่อมที่เพิ่มมากขึ้นเช่นกัน

รูปที่ 6.8 แสดงเส้นการไหลในสามมิติผ่านปีกสามเหลี่ยมสร้างการไหลหมุนวน พบว่าเมื่ออากาศไหลผ่านปีกสามเหลี่ยมจะเกิดการหมุนวนที่บริเวณด้านหลังของปีกสามเหลี่ยม และเมื่อสังเกตคอนทัวร์สีของความเร็ว จะเห็นได้ว่า ค่าความเร็วของอากาศมีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้นเมื่อไหลผ่านปีกสามเหลี่ยม

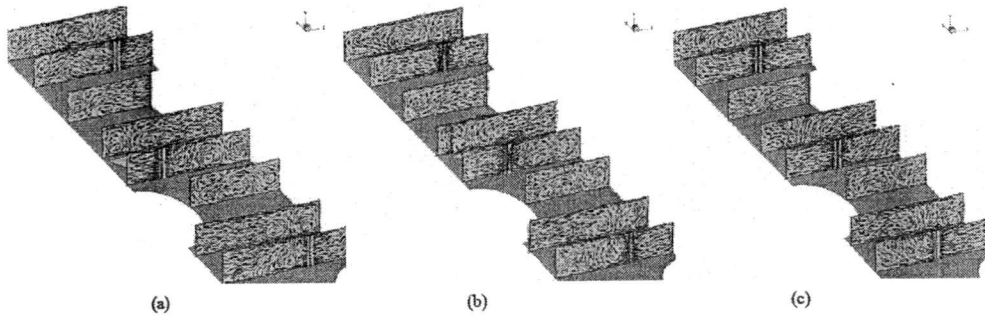


รูปที่ 6.6 เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหล สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ (a) 15° , (b) 30° , (c) 45° และ (d) 60°

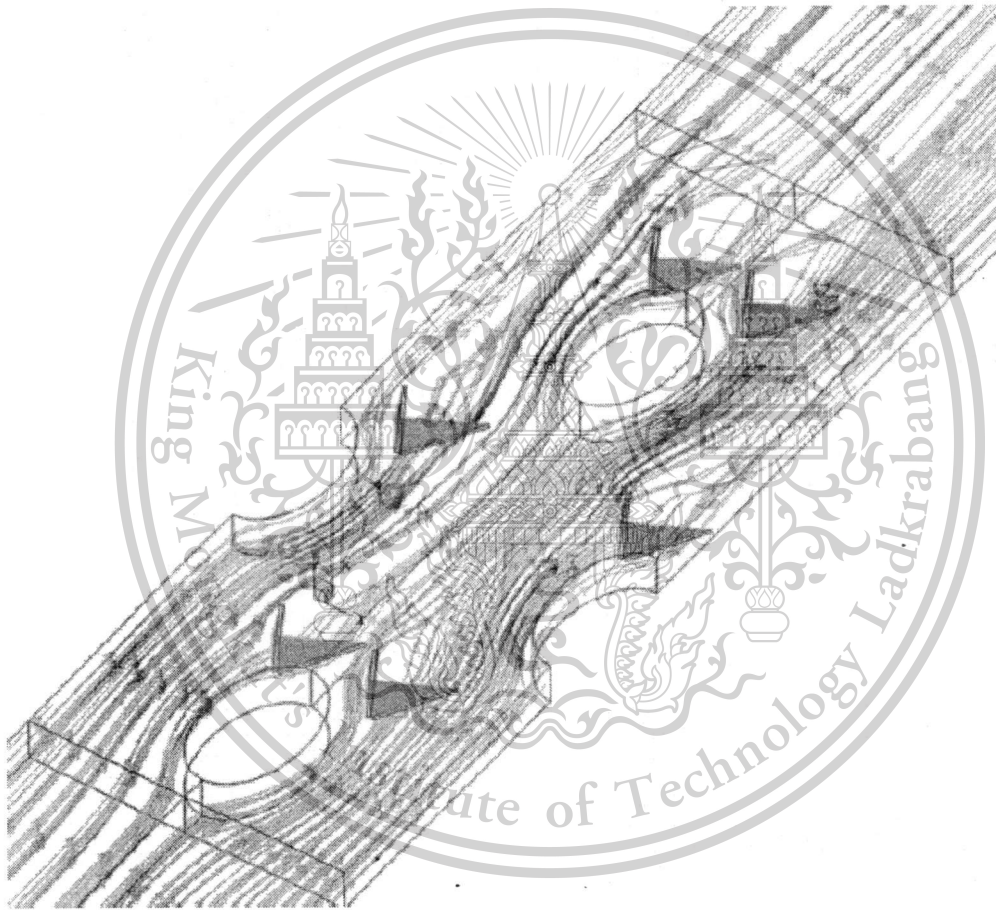
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 6.7 เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหล สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีระยะพิทต์ตามแนวขวาง เท่ากับ (a) 3.77 mm, (b) 4.77 mm และ (c) 5.77 mm



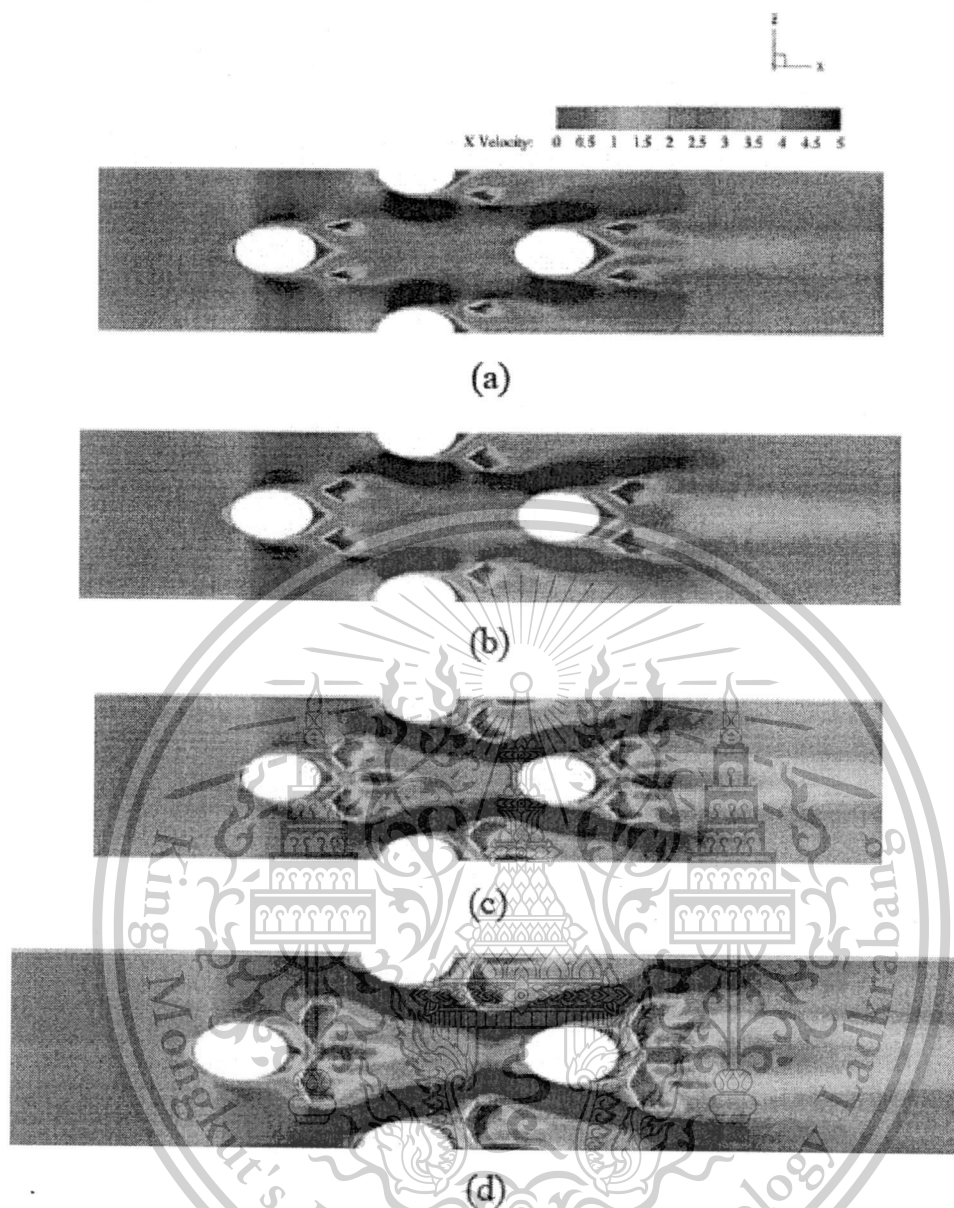
รูปที่ 6.8 เส้นกระแสการไหลในสามมิติผ่านตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบปีกสามเหลี่ยม

นอกจากนี้พฤติกรรมกรไหลยังแสดงในรูปของการกระจายตัวของความเร็วตามแนวแกน x ซึ่งแสดงดังรูปที่ 6.9 และ 6.10 สำหรับการเปลี่ยนแปลงของมุมปะทะการไหลและการเปลี่ยนแปลงของระยะพิทต์ตามแนวขวาง ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

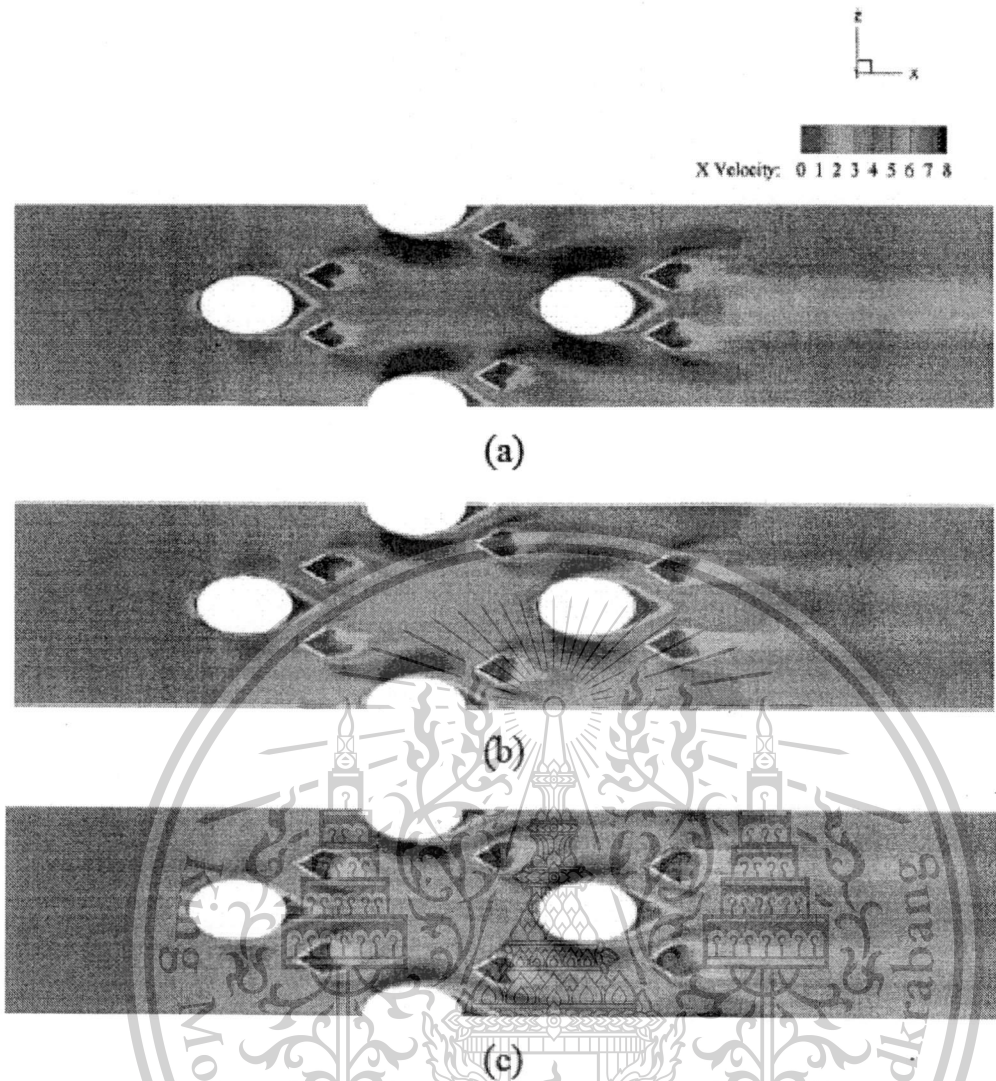


รูปที่ 6.9 การกระจายตัวของความเร็วตามแนวแกน x สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีมุมปะทะการไหล เท่ากับ (a) 15° , (b) 30° , (c) 45° และ (d) 60°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 6.10 การกระจายตัวของความเร็วตามแนวแกน x สำหรับปิกสามเหลี่ยมที่มีระยะพิทตามแนวขวาง เท่ากับ (a) 3.77 mm, (b) 4.77 mm และ (c) 5.77 mm

6.4 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน

พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube ที่มีการติดตั้งปีกสร้างการไหลหมุนวน แสดงในรูปของการกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบตามการไหลและขวางการไหล ดังรูปที่ 6.11 – 6.14 ที่ค่ามุมปะทะการไหลและระยะพิทตามแนวขวางต่าง ๆ

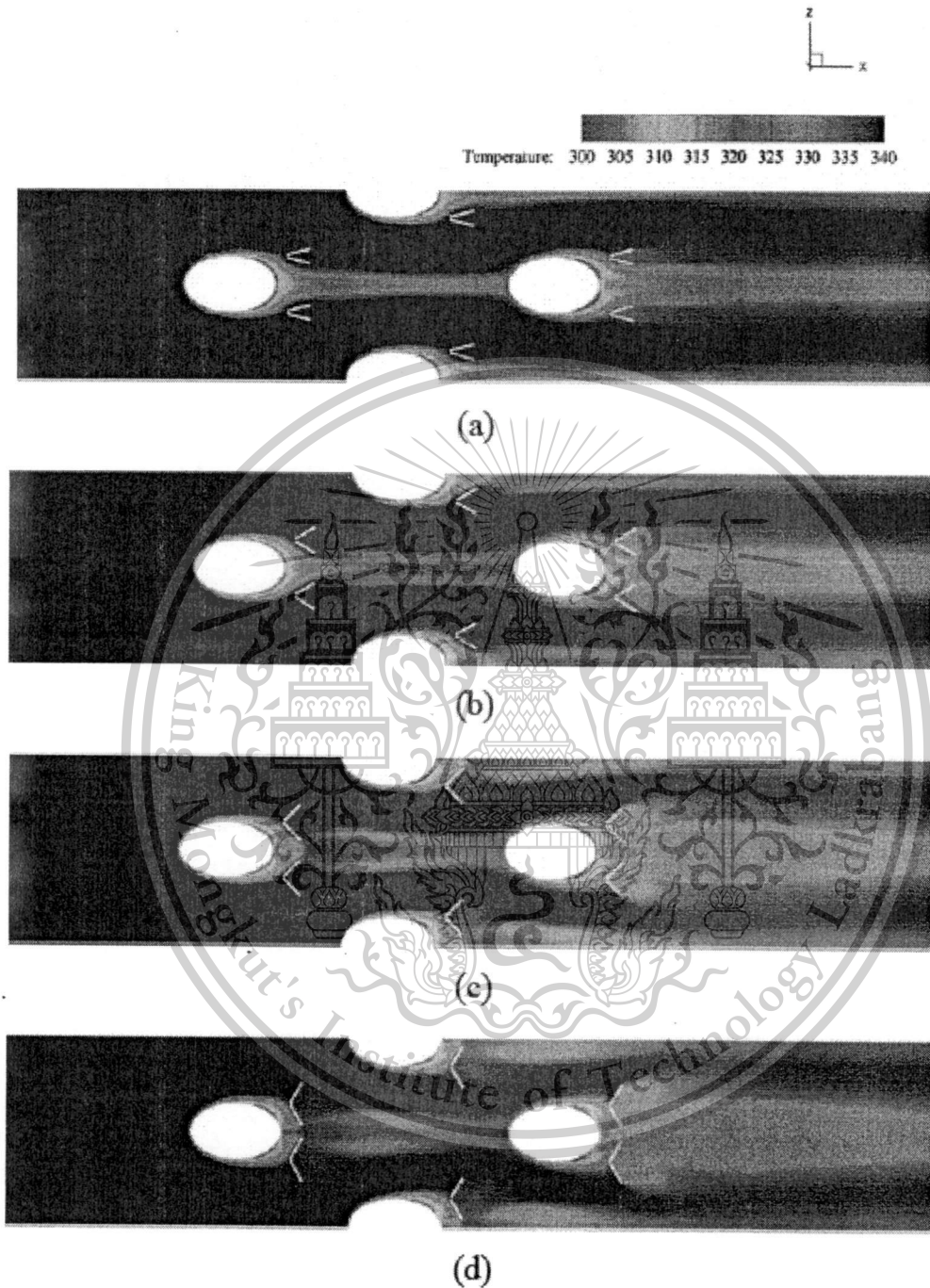
จากรูปพบว่า พฤติกรรมการกระจายตัวของอุณหภูมิตีขึ้น ที่บริเวณด้านหลังของท่อวงรี เมื่อเพิ่มค่ามุมปะทะการไหล ส่งผลให้พฤติกรรมการผสมผสานของอุณหภูมิของของไหลมีแนวโน้มดีขึ้น และเมื่อลดค่าระยะพิทตามแนวขวางก็ส่งผลให้พฤติกรรมการผสมผสานของของไหลมีแนวโน้มดีขึ้นเช่นกัน จะเห็นว่ามุมปะทะการไหลเท่ากับ 60° จะให้พฤติกรรมการผสมผสานของของไหลได้ดีที่สุด ส่วนมุม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ปะทะการไหลเท่ากับ 15° จะให้ผลในทิศทางตรงกันข้าม ส่วนระยะพิทช์ที่ดีที่สุดมีค่าเท่ากับ 3.77 mm

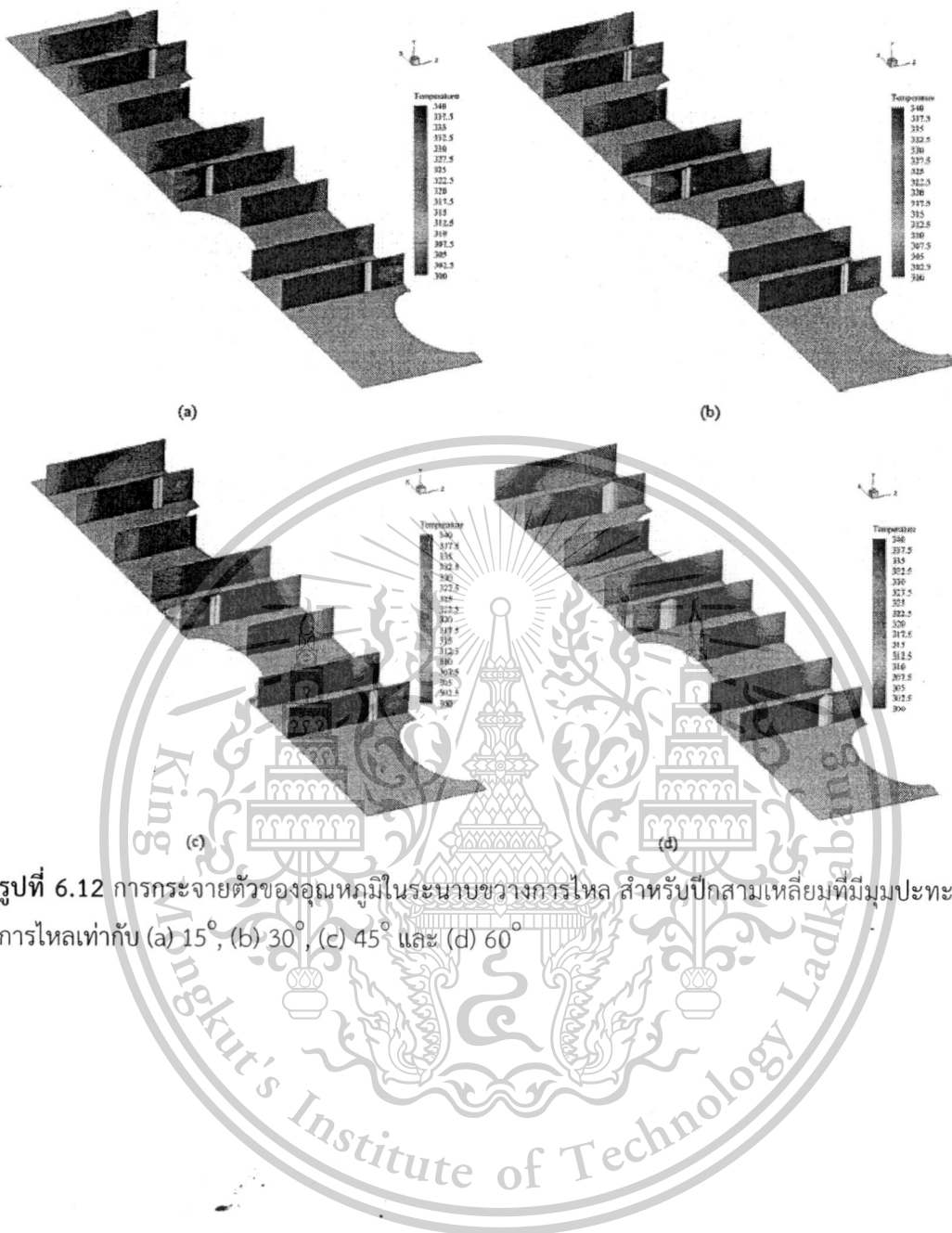


รูปที่ 6.11 การกระจายตัวของอนุกรมในระนาบตามการไหล สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ (a) 15° , (b) 30° , (c) 45° และ (d) 60°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

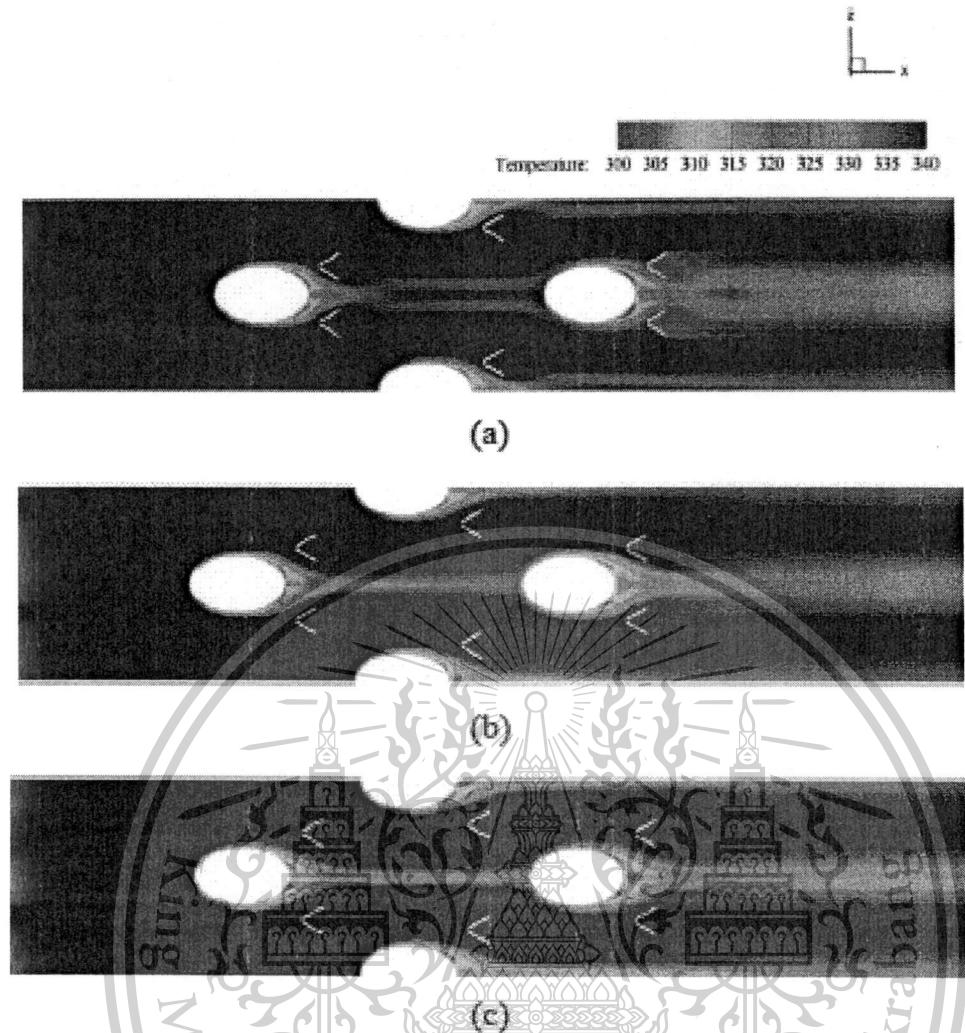


รูปที่ 6.12 การกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหล สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ (a) 15° , (b) 30° , (c) 45° และ (d) 60°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

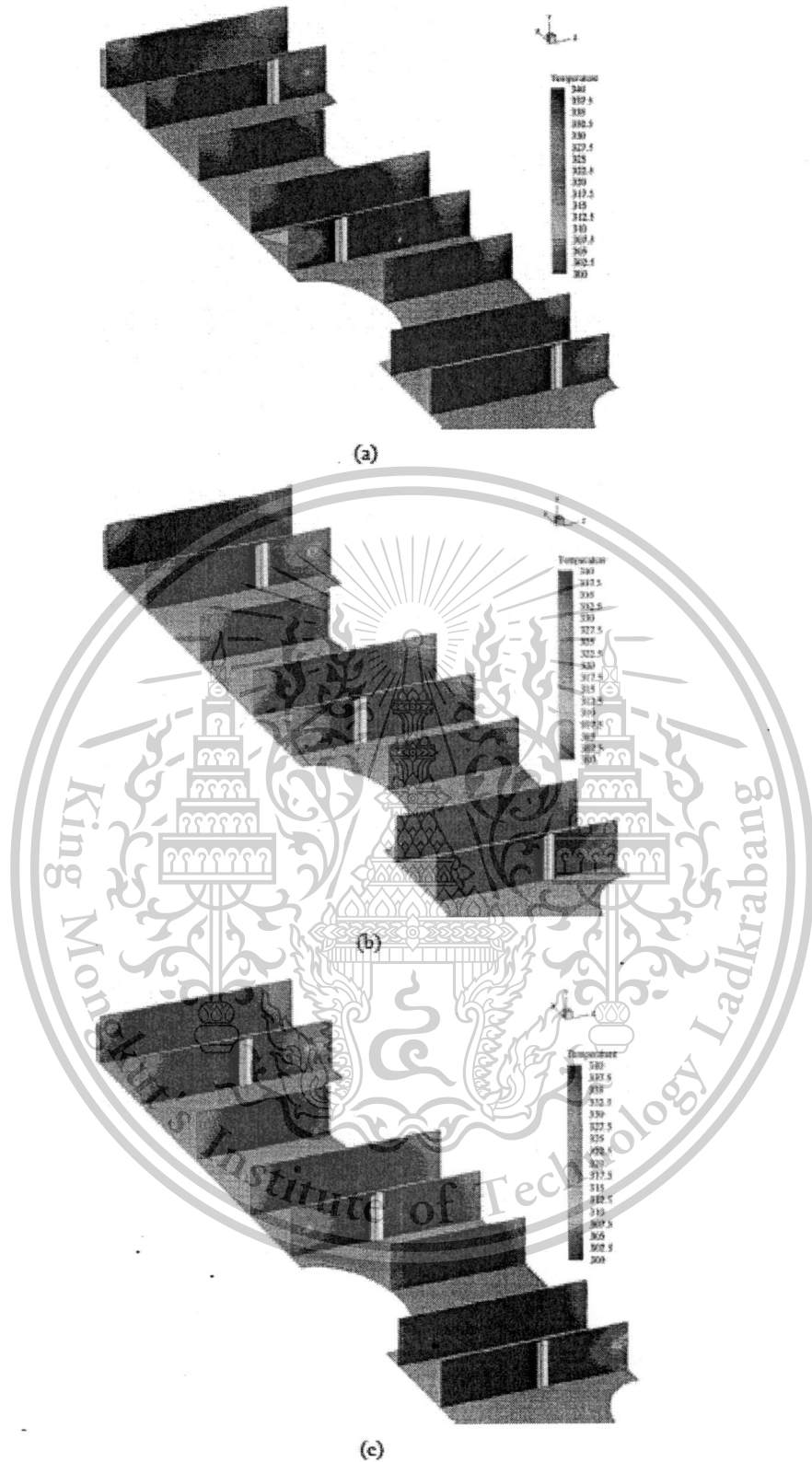


รูปที่ 6.13 การกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบตามการไหล สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีระยะพิคต์ตามแนวขวาง เท่ากับ (a) 3.77 mm, (b) 4.77 mm และ (c) 5.77 mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 6.14 การกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหล สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีระยะพิดท์ตามแนวขวาง เท่ากับ (a) 3.77 mm, (b) 4.77 mm และ (c) 5.77 mm

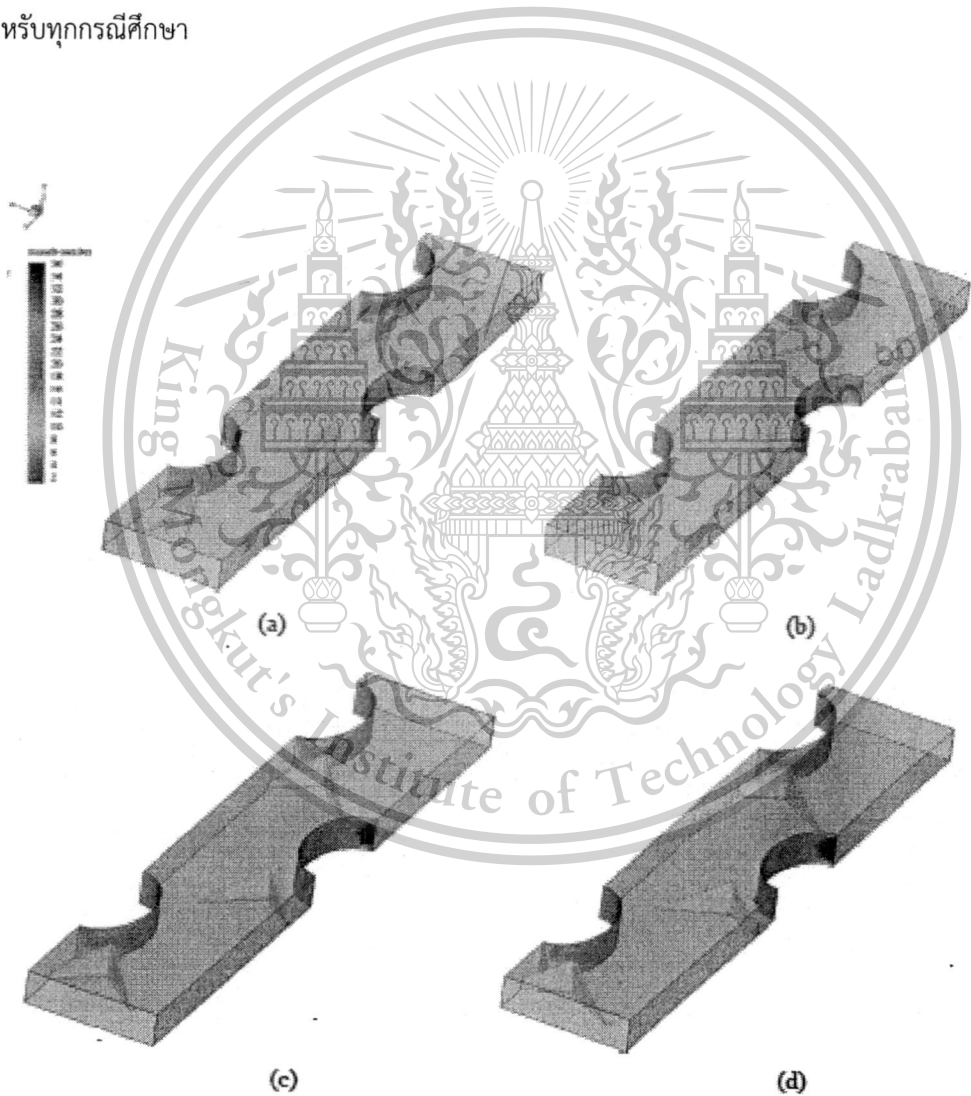
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

รูปที่ 6.15 และ 6.16 แสดงการกระจายตัวของเลขนัสเซลที่บริเวณผิวท่อวงรี ที่ค่ามุมปะทะและระยะพิทต์ต่าง ๆ จากรูปจะเห็นว่าจุดที่เกิดการกระแทกของกระแสการไหลเกิดขึ้นที่บริเวณขอบนำของท่อวงรี จะเป็นจุดที่ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดเมื่อเทียบกับบริเวณอื่น ๆ โดยมุมปะทะเท่ากับ 60° จะให้ค่าคอนทริวี่สแตงที่บริเวณขอบนำอย่างเห็นได้ชัดเจนมากที่สุด ส่วนมุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° และ 30° จะสามารถสังเกตเห็นคอนทริวี่สแตงเพียงเล็กน้อยเท่านั้น ทั้งนี้อาจเนื่องมาจากมุมปะทะการไหลที่มากจะส่งผลให้ความรุนแรงของการไหลหมุนวนและการกระแทกของกระแสการไหลที่บริเวณผิวท่อวงรีมีค่ามากขึ้น ซึ่งการกระแทกของกระแสการไหลเป็นปัจจัยสำคัญที่ก่อให้เกิดการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในระบบแลกเปลี่ยนความร้อน

เมื่อพิจารณาค่าระยะพิทต์ตามแนวขวางต่าง ๆ พบว่า การกระจายตัวของเลขนัสเซลมีค่าไม่แตกต่างกันมากนัก บริเวณที่เกิดการกระแทกของกระแสการไหลยังคงเป็นที่ขอบนำของท่อวงรี สำหรับทุกกรณีศึกษา

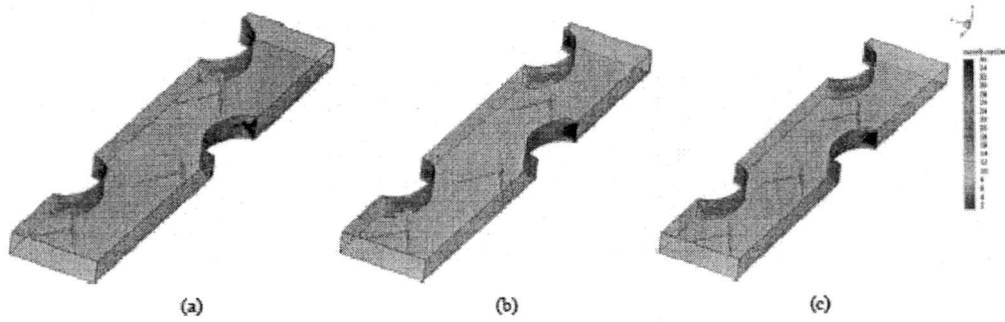


รูปที่ 6.15 การกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลที่บริเวณผิวท่อวงรี สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ (a) 15° , (b) 30° , (c) 45° และ (d) 60°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



รูปที่ 6.16 การกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลที่บริเวณผิวท่อวงรี สำหรับปีกสามเหลี่ยมที่มีระยะพิศท์ตามแนวขวาง เท่ากับ (a) 3.77 mm, (b) 4.77 mm และ (c) 5.77 mm

6.5 การประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อน

การประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อนแสดงในรูปของค่าเลขนัสเซล, ค่าอัตราส่วนเลขนัสเซล, ค่าตัวประกอบเสียดทาน, ค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานและค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ซึ่งแสดงดังรูปที่ 6.17, 6.18, 6.19, 6.20 และ 6.21 ตามลำดับ

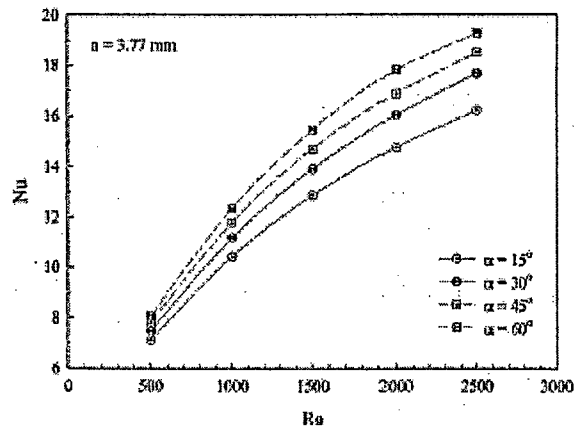
จากรูปพบว่า เมื่อมีการติดตั้งปีกสามเหลี่ยมสร้างการไหลหมุนวนส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube มีค่าเพิ่มมากขึ้นทุก ๆ กรณีศึกษา มุมปะทะการไหลเท่ากับ 60° ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมากที่สุด ส่วนที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° ให้ผลในทิศตรงกันข้าม ผลที่ได้นี้สอดคล้องกับพฤติกรรมกรไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่ได้แสดงในหัวข้อก่อนหน้านี้ คือ เมื่อมุมปะทะการไหลมีค่าเพิ่มมากขึ้น ค่าความรุนแรงของการไหลหมุนวนและการกระแทกของกระแสการไหลก็จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นด้วยเช่นกัน ปัจจัยนี้เป็นปัจจัยสำคัญต่อการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อม

เนื่องจากการติดตั้งปีกสามเหลี่ยมสร้างการไหลหมุนวนก่อให้เกิดการเพิ่มขึ้นทั้งการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อม ดังนั้น จึงได้มีการประเมินค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยพิจารณาทั้งในส่วนของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นและอัตราของความดันตกคร่อมที่เพิ่มมากขึ้นเช่นกัน ในรูปของ thermal enhancement factor หรือ TEF พบว่า ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่มากที่สุดจะได้จากมุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° เนื่องจากมีอัตราการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในสัดส่วนที่เหมาะสมมากที่สุด เมื่อเทียบกับมุมปะทะการไหลอื่น ๆ ถึงแม้ว่าจะให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุดก็ตาม แต่ก็สามารถช่วยลดความดันตกคร่อมที่เพิ่มมากขึ้นในระบบได้เช่นกัน

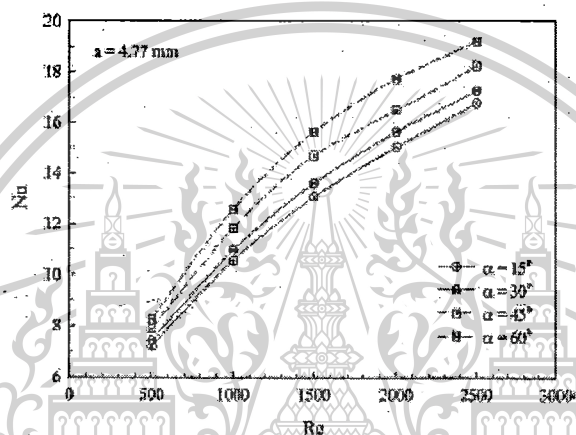
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

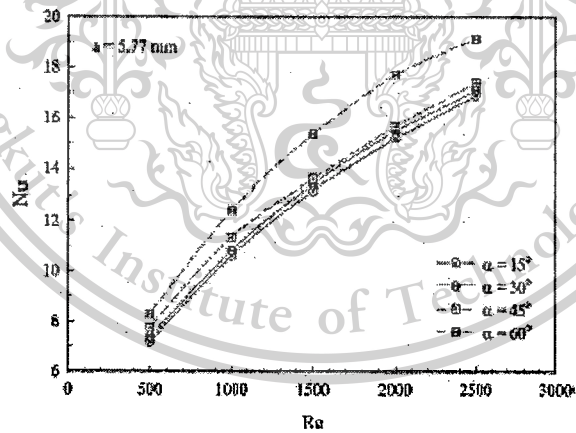
Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



(a)



(b)



(c)

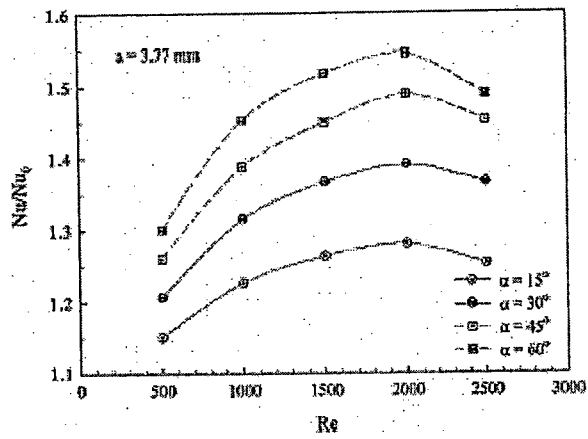
รูปที่ 6.17 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง Nu และ Re ที่มุมปะทะการไหลและระยะพิทต์ตามแนวขวางต่าง

ๆ

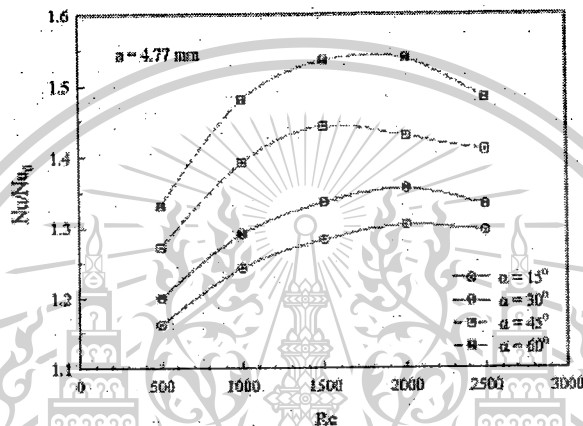
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

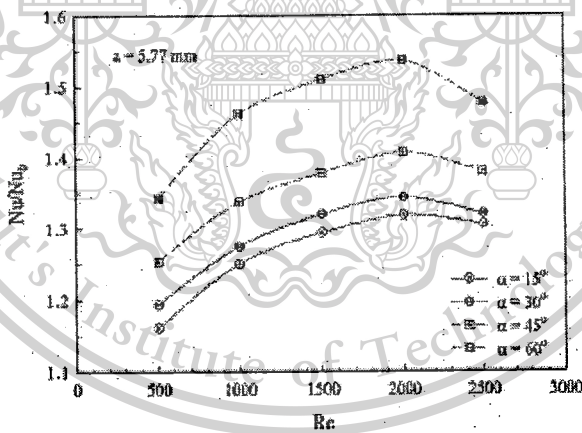
Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



(a)



(b)



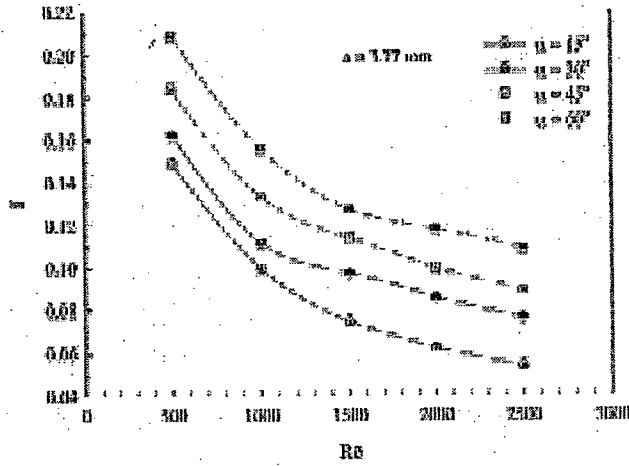
(c)

รูปที่ 6.18 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ Re ที่มุมปะทะการไหลและระยะพิทต์ตามแนวขวางต่าง ๆ

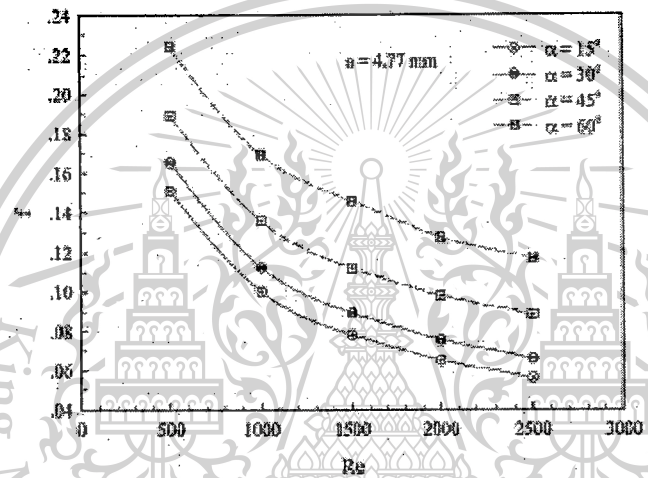
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

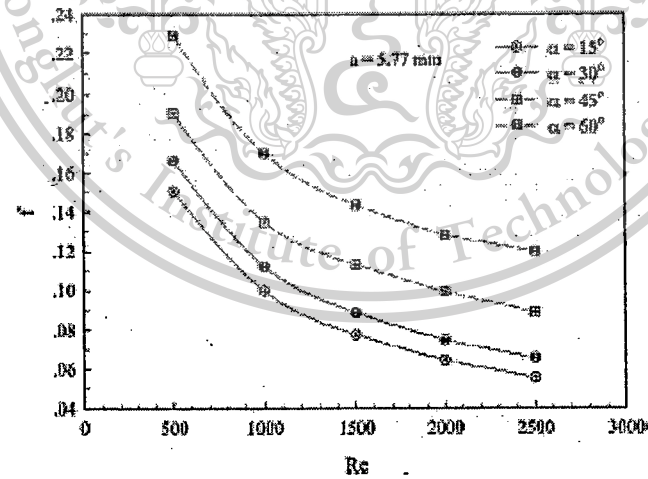
Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



(a)



(b)



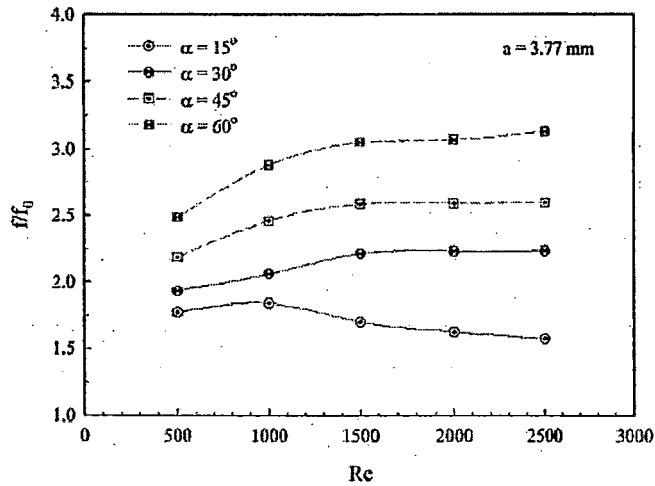
(c)

รูปที่ 6.19 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง f และ Re ที่มุมปะทะการไหลและระยะพิทต์ตามแนวขวางต่าง ๆ

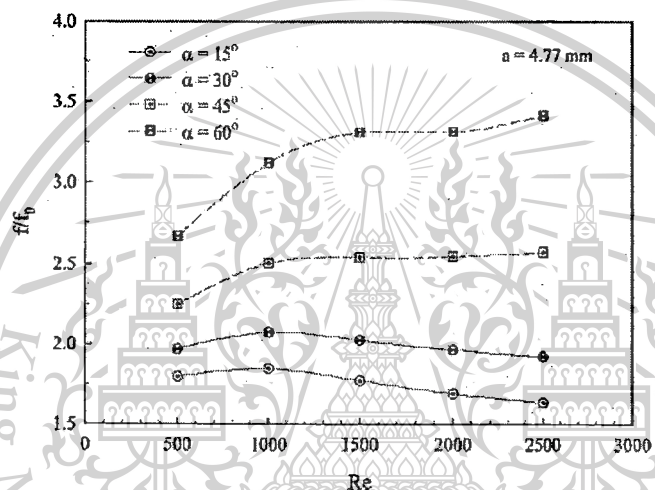
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

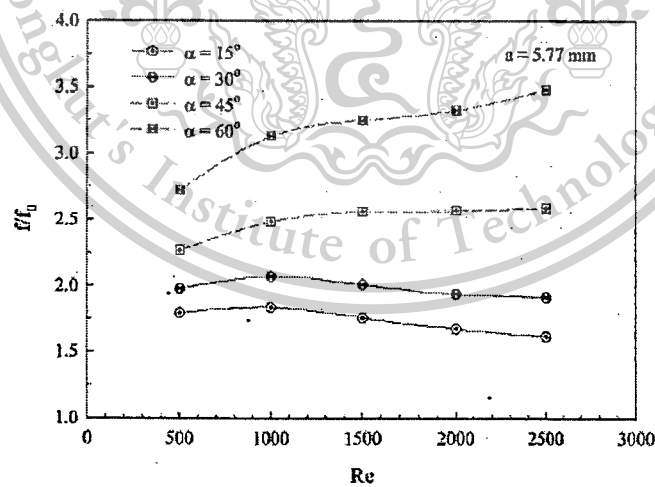
Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



(a)



(b)



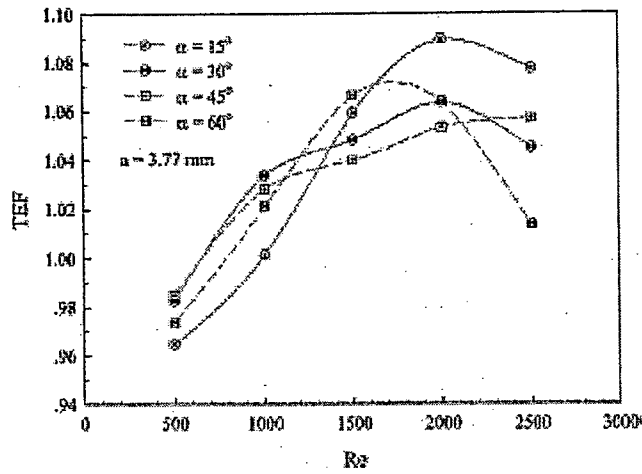
(c)

รูปที่ 6.20 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และ Re ที่มุมปะทะการไหลและระยะพิทตามแนวขวางต่าง ๆ

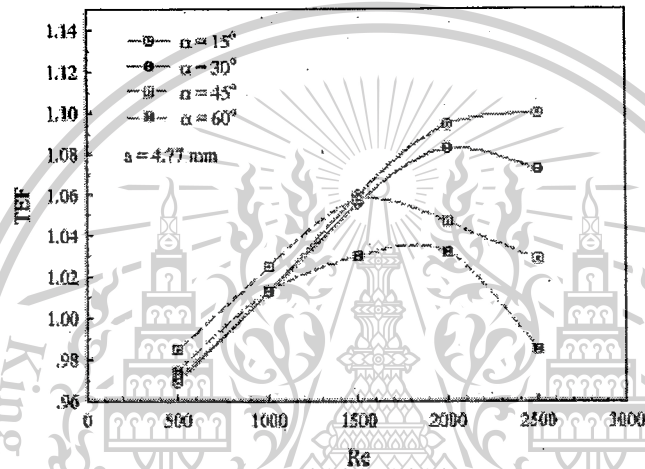
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

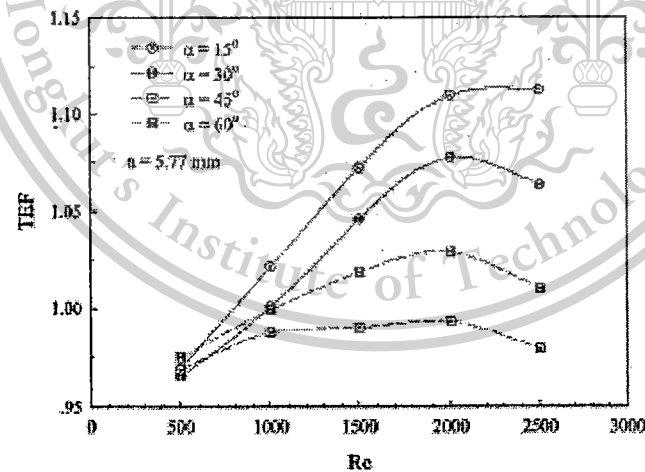
Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



(a)



(b)



(c)

รูปที่ 6.21 ค่าความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ที่มุมปะทะการไหลและระยะพิทต์ตามแนวขวางต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

บทที่ 7

สรุปผลการวิจัย

จากงานวิจัยทั้ง 3 ส่วนที่ได้มีการศึกษาพฤติกรรมการไหล, การถ่ายเทความร้อนและการประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งท่อกลมและท่อจตุรัส รวมทั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube ที่มี การติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนชนิดต่าง ๆ ประกอบด้วยแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัว, แผ่นกั้นตัววี, แผ่นกั้นดับเบิลวีและปีกสามเหลี่ยมสร้างการไหลหมุนวน สามารถสรุปผลที่ได้จากการศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลข ดังต่อไปนี้

ตัวสร้างการไหลหมุนวนทุกชนิดสามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ แต่อย่างไรก็ตามการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนทุกชนิดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ส่งผลให้ความดันตกคร่อมหรือค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มมากขึ้นเช่นกัน

การติดตั้งแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวด้วยการสอดใส่ที่บริเวณกึ่งกลางของท่อกลมแลกเปลี่ยนความร้อน จะให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้นเท่ากับ 1.2 – 8.3 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ ค่าความดันตกคร่อมมีค่าเพิ่มมากขึ้นเท่ากับ 3 – 36 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ และมีค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดเท่ากับ 2.75 สำหรับกรณีศึกษาที่ $BR = 0.1$, $Re = 1200$ แบบปลายวีซี่ทวนกระแสการไหล การติดตั้งแบบปลายวีซี่ตามกระแสการไหลและปลายวีซี่ทวนกระแสการไหลให้แกนนการหมุนวนหลักคล้ายกัน แต่มีความแตกต่างกันในส่วนของทิศทางการหมุนวน นอกจากนี้ เมื่อนำงานวิจัยนี้ไปเปรียบเทียบกับงานวิจัยที่ได้ตีพิมพ์มาก่อนหน้านี้ ยังพบว่า แผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวสามารถช่วยลดค่าความดันตกคร่อมที่เกิดขึ้นในระบบแลกเปลี่ยนความร้อนได้

การติดตั้งแผ่นกั้นตัววีและดับเบิลวีในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส สามารถให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบเท่ากับ 1 – 10.5 เท่า แต่อย่างไรก็ตาม ค่าอัตราการเพิ่มขึ้นของตัวประกอบเสียดทานก็มีค่ามากเช่นกัน โดยมีค่าเท่ากับ 1 – 430 เท่า และ 1 – 120 เท่า สำหรับแผ่นกั้นตัววีและแผ่นกั้นตัวดับเบิลวี ตามลำดับ ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีค่ามากที่สุดเท่ากับ 2.95 สำหรับกรณีแผ่นกั้นตัวดับเบิลวีที่ค่า $BR = 0.1$ และ $Re = 1200$ งานวิจัยนี้สามารถนำไปประยุกต์ใช้กับท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อน โดยจะช่วยในเรื่องของการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนในท่อ ให้ความสะดวกสบายในการติดตั้งมากยิ่งขึ้น นอกจากนี้ยังช่วยในเรื่องของการซ่อมบำรุงอีกด้วย

ส่วนที่สามได้มีการประยุกต์ใช้ปีกสามเหลี่ยมสร้างการไหลหมุนวนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube พบว่า การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเกิดจากการไหลหมุนวนและการไหลกระแทกที่บริเวณขอบนำของท่อวงรี ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นมากกว่ากรณีศึกษาพื้นฐานเท่ากับ 1.15 – 1.55 เท่า โดยที่ค่าความดันตกคร่อมก็มีค่าเพิ่มมากขึ้นเช่นกัน เท่ากับ 1.5 – 3.4 เท่า เป็นที่น่าสังเกตว่าการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ประยุกต์ใช้ตัวสร้างการไหลหมุนวนกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ จำเป็นจะต้องคำนึงถึงค่าความดันตกคร่อมที่เพิ่มมากขึ้นในระบบ เนื่องจากช่องขนานระหว่างครีบริบที่มีขนาดเล็ก จากงานวิจัยในส่วนนี้ให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีค่าเท่ากับ 1.12



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

บรรณานุกรม

- Ahmed HE, Mohammed HA, Yusoff MZ. An overview on heat transfer augmentation using vortex generators and nanofluids. *Renewable Sustainable Energy Reviews* 2012;16:5951–5993.
- Boonloi A, and Jedsadaratanachai W. 3D Numerical study on laminar forced convection in V-baffled square channel. *American Journal of Applied Sciences* 2013;10:1287–1297.
- Boonloi A. Effect of Flow Attack Angle of V-Ribs Vortex Generators in a Square Duct on Flow Structure, Heat Transfer, and Performance Improvement. *Modelling and Simulation in Engineering* 2014, Article ID 985612, 11 pages.
- Depaiwa N, Chompookham T, Promvongse P. Thermal enhancement in a solar air heater channel using rectangular winglet vortex generators. In: *International conference on energy and sustainable development*; 2010. p. 1–7.
- Jedsadaratanachai W, Jayranaiwachira N. Effect of Pitch to Height Ratio on Flow Visualization, Heat Transfer, and Thermal Performance in a Round Tube with Upstream RWVG. *Advances in Mechanical Engineering* 2014, Article ID 471720, 13 pages.
- Jedsadaratanachai W, Jayranaiwachira N, Promvongse P. Computational Investigation on Fully Developed Periodic Laminar Flow Structure in Baffled Circular Tube with Various BR. *Mathematical Problems in Engineering* 2014, Article ID 735905, 9 pages.
- Jedsadaratanachai W, Suwannapan S, Promvongse P. Numerical study of laminar heat transfer in baffled square channel with various pitches. *Energy Procedia* 2011;9:630–642.
- Jian M, Yan PH, Jun H, Yan LW, Qiu WW. Experimental investigations on single-phase heat transfer enhancement with longitudinal vortices in narrow rectangular channel. *Nuclear Engineering and Design* 2010;240:92–102.
- Kenan Y, Bayram S, Cafer C, Nihal A, Aslihan K. Effects of tapes with double-sided delta-winglets on heat and vortex characteristics. *Applied Energy* 2005;80:77–95.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

- Kim E, Yang JS. An experimental study of heat transfer characteristics of a pair of longitudinal vortices using color capturing technique. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2002;45:3349–3356.
- Kwankaomeng S, Promvong P. Numerical prediction on laminar heat transfer in square duct with 30° angled baffle on one wall. *International Communication in Heat and Mass Transfer* 2010;37:857–866.
- Min C, Qi C, Kong X, Dong J. Experimental study of rectangular channel with modified rectangular longitudinal vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2010;53:3023–3029.
- Pauley WR, Eaton JK. The effect of embedded longitudinal vortex array on turbulent boundary layer heat transfer. *Journal of Heat Transfer* 1994;116:871–885.
- Promvong P, Jedsadaratanachai W, Kwankaomeng S, Thianpong C. 3D simulation of laminar flow and heat transfer in V-baffled square channel. *International Communication in Heat and Mass Transfer* 2012; 39:85–93.
- Promvong P, Sripattanapipat S, Kwankaomeng S. Laminar periodic flow and heat transfer in square channel with 45° inline baffles on two opposite walls. *International Journal of Thermal Sciences* 2010;49:963–975.
- Promvong P, Kwankaomeng S. Periodic laminar flow and heat transfer in a channel with 45° staggered V-baffles. *International Communication in Heat and Mass Transfer* 2010;37:841–849.
- Promvong P, Jedsadaratanachai W, Kwankaomeng S. Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° inline angled baffle turbulators. *Applied Thermal Engineering* 2010;30:1292–1303.
- Qiuwang W, Qiuyang C, Ling W, Min Z, Yanping H, Zejun X. Experimental study of heat transfer enhancement in narrow rectangular channel with longitudinal vortex generators. *Nuclear Engineering and Design* 2007;237:686–693.
- Wroblewski DE, Eibeck PA. Measurements of turbulent heat transfer in a boundary layer with an embedded streamwise vortex. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1991;34:1617–1631.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

Influence of Flow Direction on Vortex Flow Structure, Heat Transfer and Performance Improvement in Tube with V-Discreted Baffles

¹Withada Jedsadaratanachai and ²Amnart Boonloi

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

²Department of Mechanical Engineering Technology, College of Industrial Technology, King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Bangkok 10800, Thailand

Article history

Received: 2013-11-13

Revised: 2013-11-20

Accepted: 2014-11-26

Corresponding Author:

Amnart Boonloi,
Department of Mechanical
Engineering Technology,
College of Industrial
Technology, King
Mongkut's University of
Technology North Bangkok,
Bangkok 10800, Thailand
Email: amnartb@kmutnb.ac.th

Abstract: Nowadays, the compact heat exchanger is used widely like a radiator, evaporator and condenser of air condition system, cooling device of electronic. Extensive studies have been done on the heat transfer characteristics and flow structure for the heat exchanger with longitudinal vortex generators by numerical method. Periodic laminar flow and heat transfer characteristics in a three-dimensional (3D) isothermal circular tube wall with 45° in-line V-discrete baffles were investigated numerically. The computations are based on the Finite Volume Method (FVM) and the SIMPLE algorithm has been implemented. The fluid flow and heat transfer characteristics are shown for Reynolds numbers based on the diameter of the tube, $Re = 100$ to 1200. To generate main longitudinal vortices flows through the tested section, V-discrete baffles with an attack angle of 45° are mounted in tandem with in-line arrangement, pointing downstream (V-Downstream) and pointing upstream (V-Upstream) inserted in the middle of the tested circular tube. Effects of Different Blockage Ratio (b/D, BR) with a single Pitch Ratio (P/D, PR) of 1 on heat transfer and pressure loss in the circular tube are studied. It is apparent that in each of the main vortex flows, longitudinal twisted vortex flows can induce impinging flows on a wall of the inter baffle cavity leading to a drastic increase in heat transfer rate over the circular tube. In addition, the rise in the V-baffle height results in the increase in the Nusselt number and friction factor values. The flow structures, common-flow-up and common-flow-down are appeared by using a baffle with V-Downstream and V-Upstream, respectively. The computational results show that the optimum thermal enhancement factor is around 2.75 at $BR = 0.10$, $Re = 1200$ for V-Upstream discrete baffle.

Keywords: Periodic Flow, Laminar Flow, Heat Transfer, V-Discrete Baffle, V-Downstream, V-Upstream

Introduction

The required for more efficient and performance improvement of heat exchanger had been done by increase heat transfer rate with turbulators or vortex generators. Many types of turbulators such as rib, n, groove, baffle, winglet, etc. were installed into a tube or channel of heat exchanger to increase higher level of turbulence vortex flow and increase degree of impinging jet flow over the walls of the channel. The impinging jet of flow in a heat exchange system can be augmented not only heat transfer rate but also decrease in pressure loss.

The designs of turbulators and their parameters; shape, attack angle, height and space have been

interested. Array of V-shaped baffle were used to insert into the channel or tube in heat exchanger to create impinging jet on the wall leads to the increase in heat transfer rate and efficiencies. The Higher of Blockage Ratio (b/H, BR) of V-baffle give the highest heat transfer rate but also provide very enlarge pressure loss. To reduce the pressure loss of the system, the investigation of Pitch spacing or Pitch Ratio (P/H, PR) was reported by (Promvong *et al.*, 2010; 2012). The results showed that the rise of PR leads to the decrease on both pressure loss and heat transfer. Han and Zhang (1992) experimentally investigated the effect of 45 and 60° parallel ribs and V-shaped ribs in the square channel. They reported that all of the turbulators increase in heat transfer rate with not as much of the

rise up flow resistance. Taslim *et al.* (1996) experimentally investigated oblique ribs and V-shaped ribs. They showed that the high heat transfer rate cause of the secondary flows that generated by oblique ribs and V-shaped ribs. The experimental examination of the heat transfer coefficient in rib-roughened channels with continuous ribs, interrupted ribs and V-shaped interrupted ribs were reported by (Giovanni, 2004). The experimental results indicated that the shape of turbulators have effect for flow structure and heat transfer behavior and also referred that the transverse interrupted ribs give the highest heat transfer. The experimental investigation of V-shaped and angled ribs in rotating rectangular channels by (Lee *et al.*, 2005). They also confirmed that the V-shaped rib gave better heat transfer enhancement than the angled rib configurations. Fu *et al.* (2006) showed the related results. They reported that the V-shaped ribs and the discrete V-shaped ribs provide better heat transfer enhancement. Peng *et al.* (2011) studied on both experimentally and numerically for convection heat transfer in channels with different types of ribs; 90° continuous rib, 90° interrupted rib, 45° V-shaped continuous rib, 45° V-shaped interrupted rib, 60° V-shaped continuous rib and 60° V-shaped interrupted rib. The results indicated that the 45° V-shaped continuous ribs have the highest thermal performance. They also reported the comparison of continuous and interrupted ribs; the V-shaped interrupted ribs give lower heat transfer rate than that from the V-shaped continuous ribs, while the 90° ribs had the opposite result. Effects of Staggered discrete V-apex up (V-Upstream) and down (V-Downstream) rib and transverse staggered discrete ribs on heat transfer were reported by (Muluwork, 2000). The results showed that the V-down discrete ribs performed better in comparison with V-up and transverse discrete ribs. Momin *et al.* (2002) displayed that the 60° V-ribs give higher heat transfer rate and pressure loss than inclined ribs. The heat transfer of rotating rectangular duct with compound scaled roughness and V-ribs at high rotation numbers was reported by Chang *et al.* (2009). Chang *et al.* (2008) also reported the heat transfer and pressure drop in a rectangular channel with the compound roughness of V-shaped ribs and deepened scales. Karwa and Chitoshiya (2013) experimentally studied of thermo-hydraulic performance of a solar air heater with 60° V-down discrete rib roughness on the air flow side of the absorber plate which, the enhancement in the thermal efficiency due to the roughness on the absorber plate is found to be 12.5-20% depending on the airflow rate; higher enhancement is at the lower flow rate. Singh *et al.* (2012) studied on thermo-hydraulic performance caused by flow-attack-angle in V-down rib with a gap in a rectangular duct of solar air heater. They concluded that the thermal enhancement factor was found to be highest at the attach angle of 60°.

Most of the previously measured data, relating to heat transfer enhancement and thermal performance in square duct and channel, were obtained based on V-rib, V-broken rib which placed only on the walls with various parameters. The V-discrete or V-broken baffle (rib with zero thickness) placed on an adiabatic plate that inserted in the middle of the circular tube has rarely been reported, especially, numerically investigated.

Therefore, the objectives of the present work are as follows:

- Numerical study the effect of 45° V-discrete baffle on heat transfer, pressure loss, thermal enhancement factor and flow structure in an isothermal wall circular tube
- The effect of Baffle height to Diameter Ratio (blockage ratio, b/D , BR) with single Pitch to Diameter Ratio (P/H , PR) of 1 is studied
- Flow structure and heat transfer behavior with two different flow directions; V-tip pointing downstream (V-Downstream) and V-tip pointing upstream (V-Upstream) are investigated

The use of the V-discrete baffle placed periodically is expected to generate longitudinal vortex flows over the tube to better mixing of fluid flows between the core and the wall regions resulting in a higher heat transfer rate and thermal performance in the tested tube.

Materials and Methods

Baffle Geometry and Arrangement

Figure 1 shows a circular tube with a 45° V-discrete baffle placed on a plate that inserted in the middle of the circular tube in tandem for in-line arrangement and pointing in two different directions; V-tip pointing downstream (V-Downstream) and V-tip pointing upstream (V-Upstream). The flow under consideration is expected to make a periodic flow condition in which the velocity field and thermal profile repeat itself from one cell to another. The periodically fully developed flow concepts and its solution procedure have been described in (Patankar *et al.*, 1977). The air enters the tube at an inlet temperature, T_{in} and flows over a 45° in-line V-discrete baffle where b is the baffle height, D set to 0.05 m, is the tube diameter and b/D is known as the blockage ratio, BR. The axial pitch, L or distance between the baffle cell is set to $L = D$ in which L/D is defined as the pitch spacing ratio, PR = 1. To investigate an effect of the flow blockage ratio, BR is varied in a range of BR = 0.05-0.20 with single pitch ratio for $\alpha = 45^\circ$ in the present investigation.

Boundary Conditions

From Promvong *et al.* (2010; 2012), inlet and outlet of the computational domain are periodic boundaries.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานทางการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

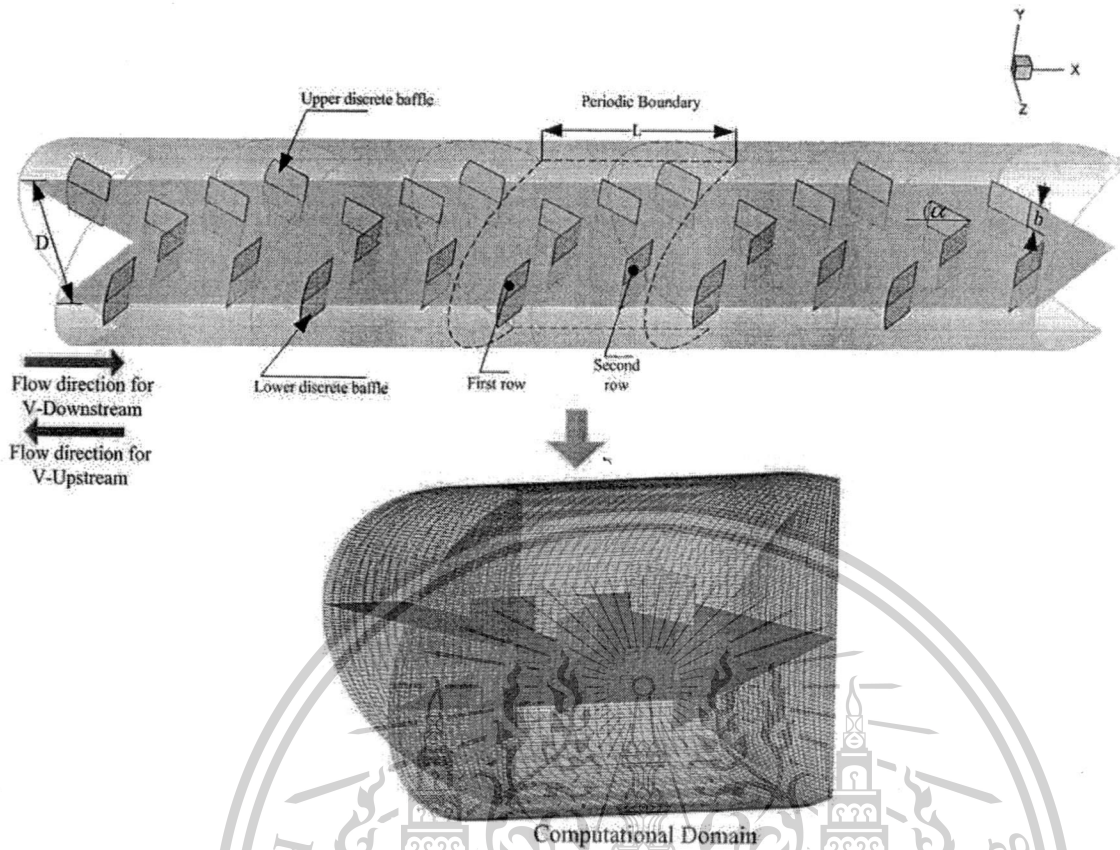


Fig. 1. Circular tube geometry and computational domain of periodic flow for V-discrete baffle (Jedsadaratanachai and Boonloi, 2013).

The constant mass flow rate of air with 300 K ($Pr = 0.7$) is assumed in the flow direction rather than constant pressure drop due to periodic flow conditions. The inlet and outlet profiles for the velocities must be identical. The physical properties of the air have been assumed to remain constant at average bulk temperature. Impermeable boundary and no-slip wall conditions have been implemented over the tube wall as well as the baffle. The constant temperature of all the tube walls is maintained at 310 K while the baffle and plate are assumed at adiabatic wall conditions.

Mathematical Foundation

From Promvong *et al.* (2010; 2012), the numerical model for fluid flow and heat transfer in a tube was developed under the following assumptions:

- Steady three-dimensional fluid flow and heat transfer
- The flow is laminar and incompressible
- Constant fluid properties
- Body forces and viscous dissipation are ignored
- Negligible radiation heat transfer

Based on the above assumptions, the tube flow is governed by the continuity, the Navier-Stokes

equations and the energy equation. In the Cartesian tensor system these equations can be written as follows: The present problem is three-dimensional, laminar and steady. The relevant equations are the Navier-Stokes equations and energy equation. The equations in the tensor notation form are as follows.

Continuity Equation 1:

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

Momentum Equation 2:

$$\frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

Energy Equation 3:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

where, Γ is the thermal diffusivity and is given by Equation 4:

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \quad (4)$$

Apart from the energy equation discretized by the QUICK scheme, the governing equations were discretized by the second order upwind scheme, decoupling with the SIMPLE algorithm and solved using a finite volume approach (Patankar, 1980). The solutions were considered to be converged when the normalized residual values were less than 10^{-5} for all variables but less than 10^{-9} only for the energy equation.

Four parameters of interest in the present work are the Reynolds number, friction factor, Nusselt number and thermal enhancement factor. The Reynolds number is defined as Equation 5:

$$Re = \rho \bar{u} D / \mu \quad (5)$$

The friction factor, f is computed by pressure drop, Δp across the length of the periodic tube, L as Equation 6:

$$f = \frac{(\Delta p / L) D}{\frac{1}{2} \rho \bar{u}^2} \quad (6)$$

The heat transfer is measured by the local Nusselt number which can be written as Equation 7:

$$Nu_x = \frac{h_x D}{k} \quad (7)$$

The average Nusselt number can be obtained by Equation 8:

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x \partial A \quad (8)$$

The Thermal Enhancement Factor (TEF) is defined as the ratio of the heat transfer coefficient of an augmented surface, h to that of a smooth surface, h_0 , at an equal pumping power and given by Equation 9:

$$TEF = \left. \frac{h}{h_0} \right|_{pp} = \left. \frac{Nu}{Nu_0} \right|_{pp} = (Nu/Nu_0) / (f/f_0)^{1/3} \quad (9)$$

where, Nu_0 and f_0 stand for Nusselt number and friction factor for the smooth tube, respectively.

The computational domain is resolved by regular Cartesian elements. For this tube flow, however, regular grid was applied throughout the domain. A grid independence procedure was implemented by using Richardson extrapolation technique over grids with different numbers of cells. The characteristics of four grids; 53,200, 122,000, 180,400 and 321,000 cells, are used in the simulations for using the Grid Convergence

Index (GCI) (Roache, 1998). The variation in Nu and f values for the 45° in-line V-discrete baffles at $BR = 0.15$ and $Re = 800$ is less than 0.25% when increasing the number of cells from 180,400 to 321,000, thus there is no such advantage in increasing the number of cells beyond this value. Considering both convergent time and solution precision, the grid system of 180,400 cells was adopted for the current computational model.

Results and Discussion

Verification of Smooth Tube

Figure 2a and b show, respectively, validation of the heat transfer and friction factor of the smooth tube without baffle by comparing with the previous values under a similar operating condition. The current numerical smooth tube result is found to be in excellent agreement with exact solution values obtained from the open literature (Roache, 1998) for both the Nusselt number and the friction factor, less than $\pm 0.25\%$ deviation. The exact solutions of the Nusselt number and the friction factor for laminar flows over smooth tube with constant wall temperature are as follows (Incropera and Dewitt, 2006) Equation 10 and 11:

$$Nu_0 = 3.66 \quad (10)$$

$$f_0 = 64 / Re \quad (11)$$

Flow Structure

The flow configurations in a circular tube with V-discrete baffles placed on a plate that inserted in the middle of the tested tube can be displayed by considering the streamline plots as depicted in Fig. 3 to 7.

Fig. 3 and 4 show the streamlines in transverse planes for V-Downstream and V-Upstream baffles, respectively, at $Re = 800$, $BR = 0.15$.

Figure 3a and 4a present the streamline in transverse planes while Fig. 3b and 4b also display the details for each plane. It is visible in Fig. 3 and 4 that there are four longitudinal main vortex flows in the tested tube. Similar two counter-rotating vortices visible on both the upper and the lower parts by reason of baffle symmetry in both cases as depicted in planes A1 to A5 and B1 to B5 for V-Downstream and V-Upstream, respectively. Considering at the lower part of a pair of vortex flow, it can be concluded that the V-Upstream case produces two counter-vortex flows having a rotating direction down to the tube wall, called "common-flow-down" while the V-Downstream gives opposite rotating flow direction, called "common-flow-up". The appearance of the vortex flows can help to increase higher heat transfer in the tested tube because of highly transporting the fluid from the vortex core to the wall regions.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

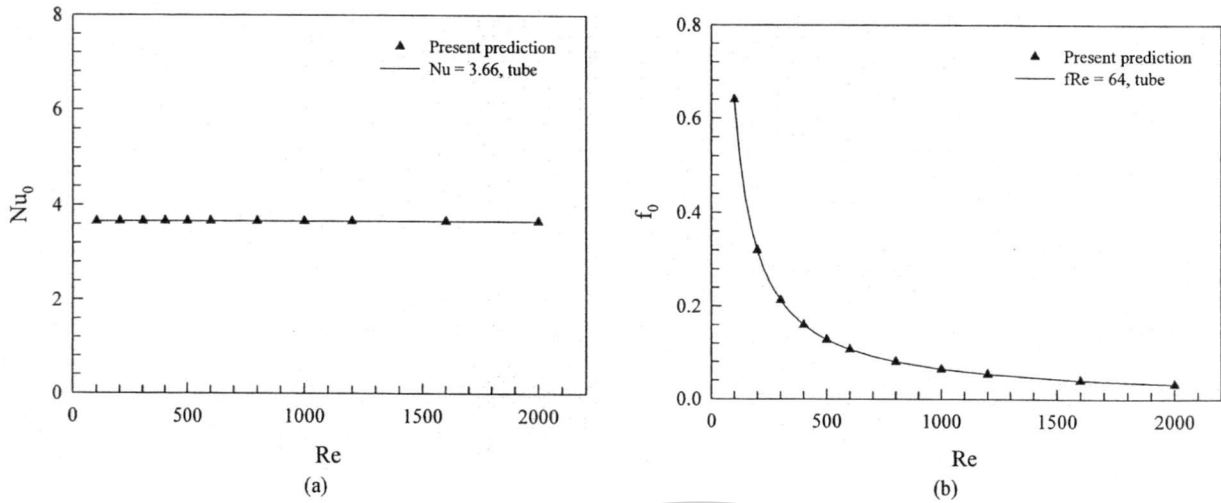


Fig. 2. Verification of (a) Nusselt number and (b) friction factor for smooth circular tube

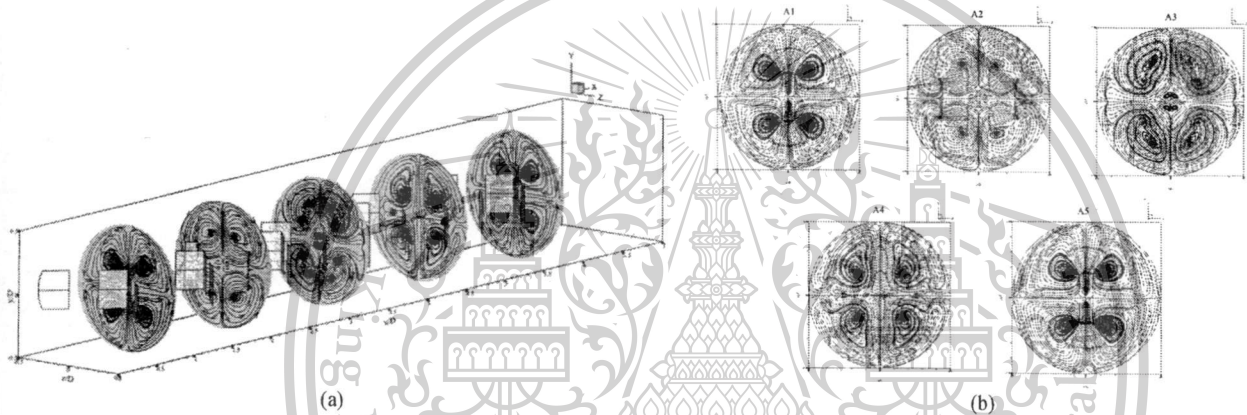


Fig. 3. (a) Streamlines in transverse planes and (b) detail of each plane for V+Downstream discrete baffles at $Re = 800$ and $BR = 0.15$ (Jedsadatanachai and Boonloi, 2013)

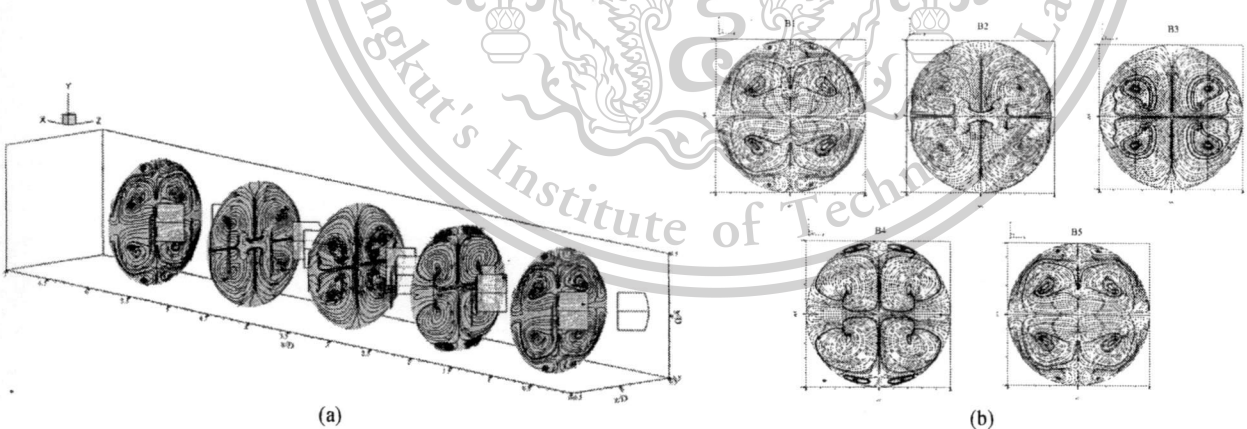


Fig. 4. (a) Streamlines in transverse planes and (b) detail of each plane for V-Upstream discrete baffles at $Re = 800$ and $BR = 0.15$

The schemes of streamlines impingement flows on the plate that installed V-discrete baffle of the V-Downstream and V-Upstream cases are shown in Fig. 5a and b, respectively. There are two zones of

streamlines impinging as shown in the Figures. It is visible that impinging jets happen periodically in the baffle spacing (also on the lower part due to symmetry) on both cases.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

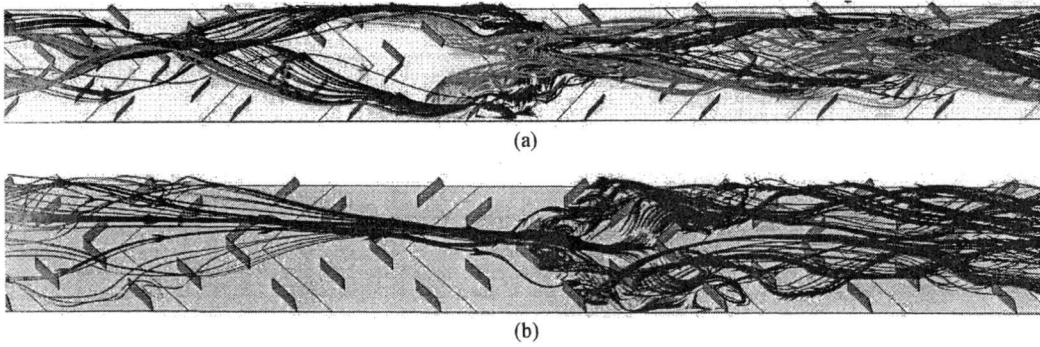


Fig. 5. Streamlines of impinging jet for (a) V-Downstream (Jedsadaratanachai and Boonloi, 2013) and (b) V-Upstream at $Re = 800$, $BR = 0.15$ and $PR = 1$

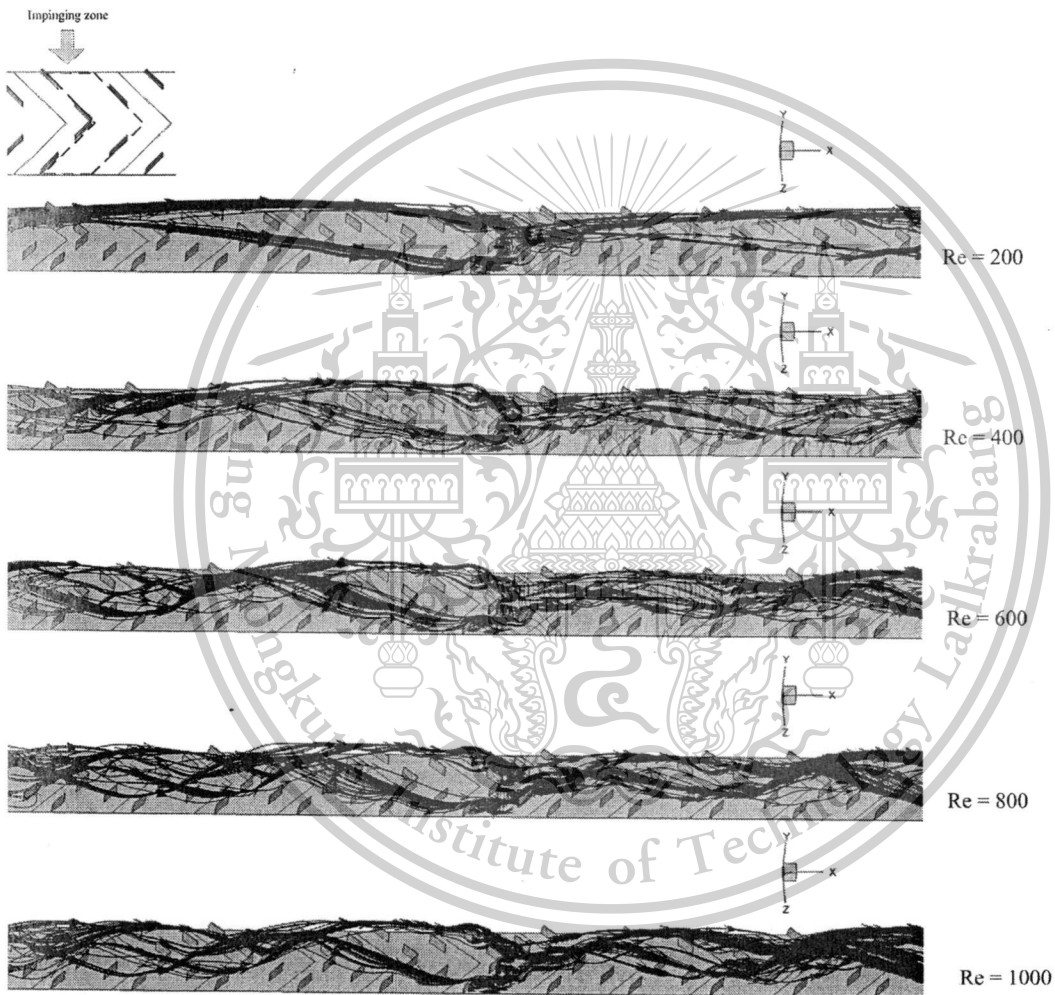


Fig. 6. Streamlines of impinging jet at various Re values for V-Downstream discrete baffles at $BR = 0.15$ and $PR = 1$ (Jedsadaratanachai and Boonloi, 2013)

In case of V-Downstream, before impingement, the streamline that from previous module become together and roll up to the wall of the tested tube and roll above two modules before impinging on the plate. After impingement, the jet splits over the plate and recombines into two helical streams at the nearby baffle end to create

vortex flows again. The helical pitch length of the main vortex flow is about $4D$ before impingement and becomes shorter (about $3D$) after impingement. This behavior is identical on both the upper and lower parts so two longitudinal vortices with non-uniform helical pitch are formed throughout the tube.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

In case of V-Upstream, the impingements at the middle of zones for helical pitch length around 3D are appeared. After impingement, jets slide to sidewall position, near the plate and then roll across around 3D of V-discrete module.

The helical pitch length at different on Re and BR are shown in Fig. 6 and 7, respectively. Figure 6 shows the plot of streamline impinging on the plate at various Re values for similar, $BR = 0.15$. As seen from the figure, the higher of Re result in the shorter of helical pitch length on both before and after impingement of the jets. It is found that the $Re = 200$ show helical pitch length $>5D$ before impingement and $5D$ after impingement. Case $Re = 400$, the helical pitch length presents at $4D$ and $3D$ before and after impingement, respectively. The helical pitch length shows the similarity pattern for cases of $Re = 600$ and 800 , around $3D$ and $2D$ for before and after impingement, respectively. The $Re = 1000$ gives the shortest helical pitch length around $2D$ before impingement and $1D$ after impingement.

Figure 7, the plots of streamline are presented at various BR s with single Re value, $Re = 500$. It is visible that the higher of BR lead to the decrease in helical pitch length on both before and after impingement. The $BR = 0.20$ case shows the shortest helical pitch length around $2D$ and $1D$ for before and after

impingement, respectively, while the $BR = 0.05$ provides very long helical pitch length $>6D$ on both before and after impingement. The unpredictability of the helical pitch length depend on Re , BR and flow direction of the V-discrete baffle.

Heat Transfer Behavior

Local Nu_x contours for the tube wall with the V-discrete baffles at $Re = 800$ and $BR = 0.15$ are presented in Fig. 8a and b for V-Downstream and V-Upstream, respectively. In these figures, it is found that the V-Downstream case shows higher Nu_x values over the smooth tube with no baffle, especially, on the side that does not close to the installed plate while the V-Upstream case provides opposite result about enhancement of heat transfer area.

The variation of the average Nu/Nu_0 ratio with Reynolds number at different BR s is depicted in Fig. 9. It appears that the Nu/Nu_0 value tends to increase with the rise of Reynolds number for all cases. The higher on BR value results in the augment in the Nu/Nu_0 value. At the lowest BR , $BR = 0.05$, the Nu/Nu_0 of V-Upstream and V-Downstream provides nearly values while a case of $BR = 0.10$, V-Upstream give higher heat transfer rate than the V-Downstream at $Re > 300$. Cases of $BR = 0.15$ and 0.20 , the Nu/Nu_0 of V-Downstream show higher than V-Upstream for all Re values.

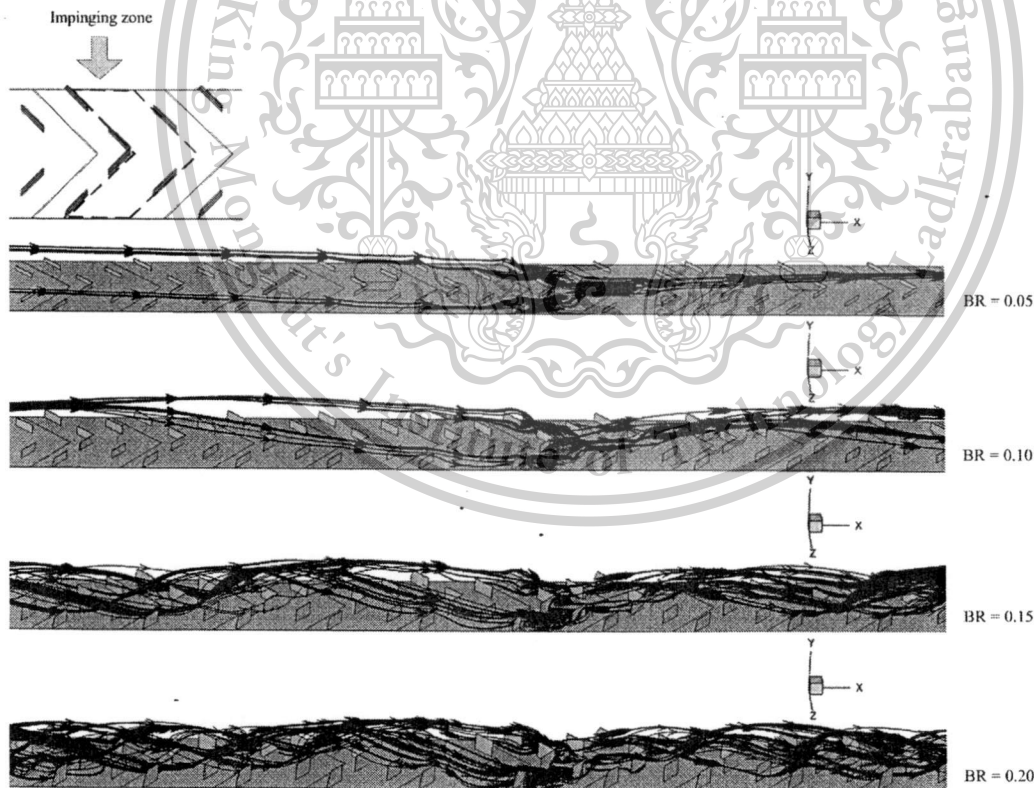


Fig. 7. Streamlines of impinging jet at various BR values for V-Downstream discrete baffles at $Re = 500$ and $PR = 1$ (Jedsadaratanachai and Boonloi, 2013)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

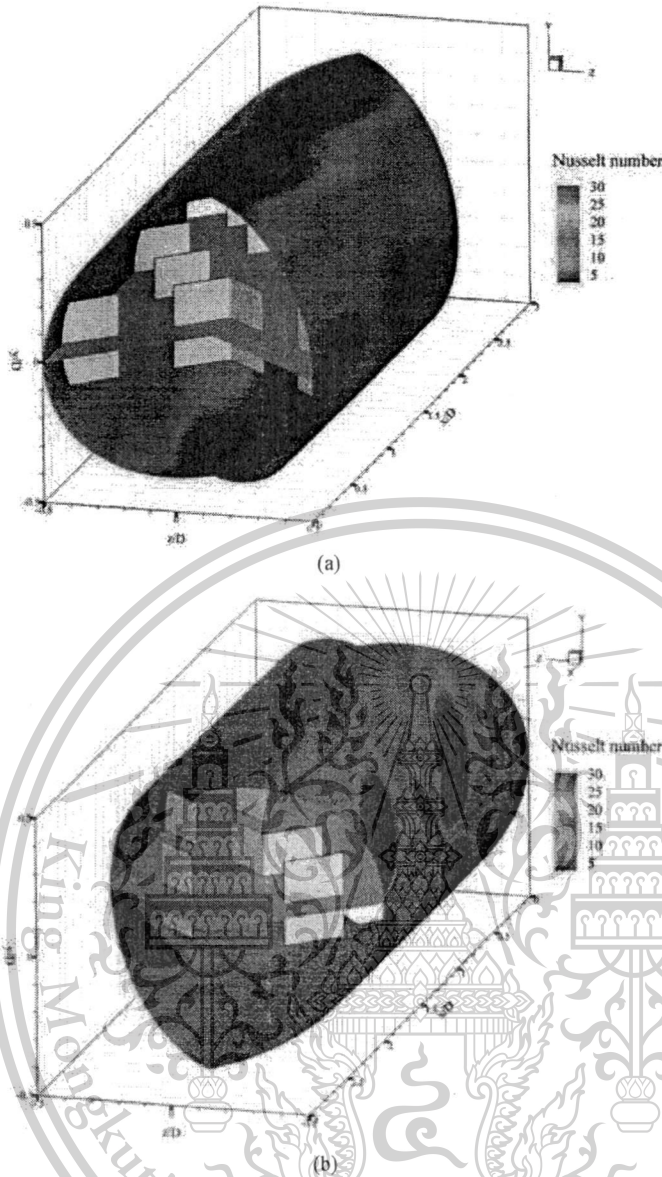


Fig. 8. Nu_x Contours for (a) V-Downstream (Jedsadaratanachai and Boonloi, 2013) and (b) V-Upstream at $Re = 800$ and $BR = 0.15$

Thus, the generation of longitudinal vortex flows from using the V-discrete baffles as well as the role of better fluid mixing and the impingement is the main cause for the augmentation in heat transfer of the tested tube. The use of the V-discrete baffle with range studied gives heat transfer rate of about 1.2-8.3 times higher than the plain circular tube with no baffle.

Pressure Loss

Figure 10 displays the variation of the friction factor, f_0 with Reynolds number values for various BR s of V-discrete baffle. In the figure, it is visible that the ff_0 tends to increase with the rise of Re and BR values. Cases of BR 0.05 and 0.10, the V-Upstream give a higher ff_0 than V-downstream for all Reynolds number while $BR = 0.15$

and 0.20 cases, the V-Downstream show higher values of friction factor ratios than the V-Upstream at $Re > 300$. The use of the V-discrete baffle leads to a considerable increase in friction factor in comparison with the plain tube with no baffle. The ff_0 values for all cases are found to be about 3-36 times over the smooth tube depending on the BR , flow direction and Reynolds number values.

Thermal Enhancement Factor

Figure 11 exhibits the variation of thermal Enhancement Factor (TEF) for air flowing in the baffled circular tube. The enhancement factor of both V-discrete baffles tends to increase with the rise of Re and BR values. All of the V-discrete baffles provide the highest enhancement factor at the highest Re , $Re = 1200$.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

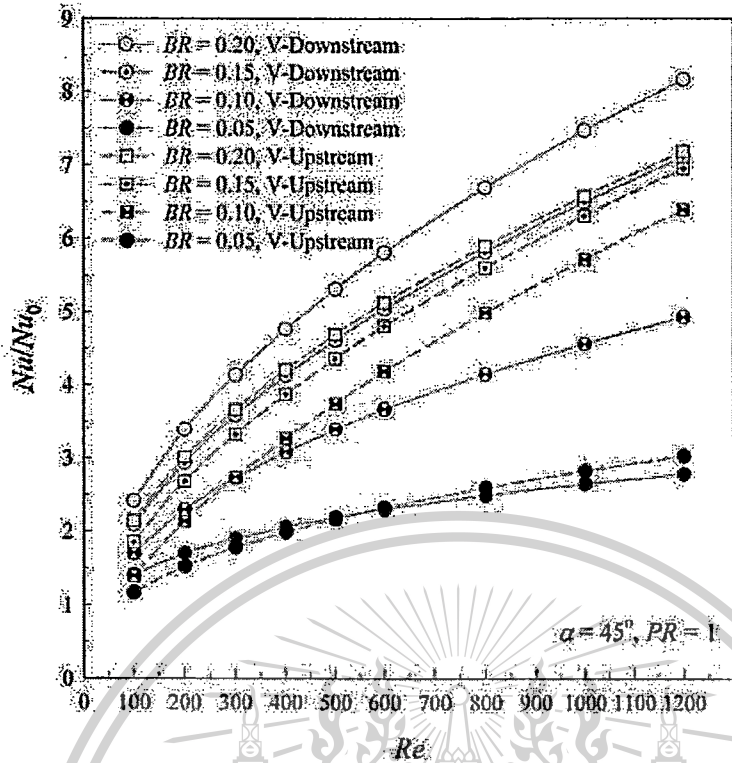


Fig. 9. Variation of Nu/Nu_0 with Reynolds number at various baffles BRs for V-Downstream (Jedsadaratanachai and Boonloi, 2013) and V-Upstream discrete baffles

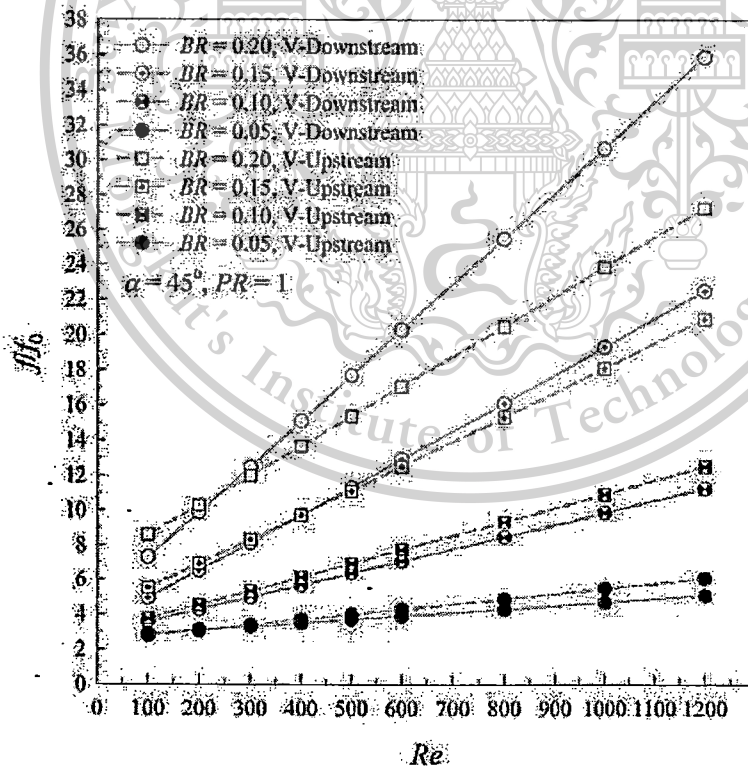


Fig. 10. Variation of f/f_0 with Reynolds number at various baffles BRs for V-Downstream (Jedsadaratanachai and Boonloi, 2013) and V-Upstream discrete baffles

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งาน¹⁹³⁵เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
 This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.
 Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

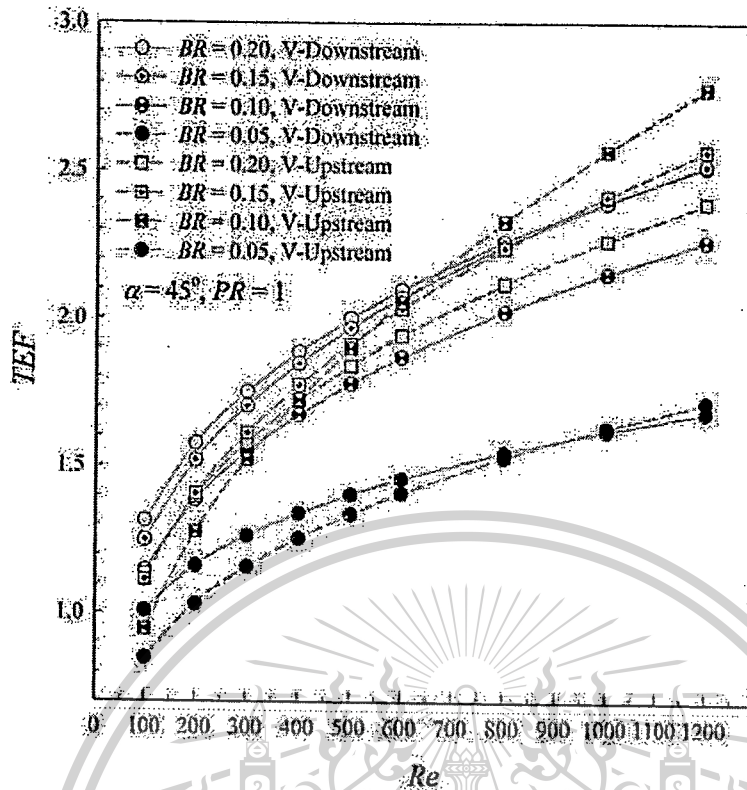


Fig. 11. Comparison of thermal enhancement factor at various baffles BRs for V-Downstream (Jedsadaratanachai and Boonloi, 2013) and V-Upstream discrete baffles

The enhancement factors of both the V-discrete baffles are seen to be above unity for cases and vary between 1.0 and 2.75, depending on the BR, flow direction and Re values.

Conclusion

Fully developed periodic laminar flow configurations and heat transfer characteristics in a circular tube fitted with 45° V-Downstream and V-Upstream discrete baffle elements in tandem, in-line arrangements placed on a plate that inserted in the middle of the tested tube have been investigated numerically:

The longitudinal vortex flows created by using the 45° V-discrete baffle cases help to induce impingement flows on the wall in the inter baffle cavity leading to a drastic increase in heat transfer in the circular tube on both V-Downstream and V-Upstream cases

The augmentation on heat transfer is about 1.2-8.3 time over than smooth circular tube for using the V-Downstream and V-Upstream discrete baffle cases in a range studied, BR = 0.05-0.20 with single pitch ratio, PR = 1

The pressure loss in the range studied is ranging from 3 to 36 times above the smooth plain tube

- Thermal enhancement factors for both the V-discrete baffles are found to be in a range of 1.00-2.75 and the maximum TEF found at BR = 0.10 for V-Upstream case at the highest Re
- It is found that the V-Upstream produces two counter-vortex flows having a rotating direction down to the wall, called “common-flow-down” while the V-downstream generates opposite rotating flow direction, called “common-flow-up”
- The flow directions; V-Downstream and V-Upstream, create the different of impingement area (higher heat transfer area) on the tube wall, near the plate that installed V-discrete baffle for V-Downstream case and far from the plate in case of V-Upstream
- The V-discrete baffle gives a lower pressure drop than solid V-baffle and also comfortable for installed than the baffle placed on tube wall (Jedsadaratanachai and Promvonge, 2012)

Acknowledgement

The funding of this study is supported by King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Thailand. The authors would like to thank Assoc. Prof. Dr. Pongjet Promvonge for suggestions.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

Author's Contributions

All authors equally contributed in this work.

Ethics

This article is original and contains unpublished material. The corresponding author confirms that all of the other authors have read and approved the manuscript and no ethical issues involved.

References

- Chang, S.W., T.L. Yang, T.M. Liou and G.F. Hong, 2009. Heat transfer of rotating rectangular duct with compound scaled roughness and V-ribs at high rotation numbers. *Int. J. Thermal Sci.*, 48: 174-187. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2008.03.001
- Chang, S.W., T.M. Liou, K.F. Chiang and G.F. Hong, 2008. Heat transfer and pressure drop in rectangular channel with compound roughness of V-shaped ribs and deepened scales. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 51: 457-468. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.05.010
- Fu, W.L., L.M. Wright and J.C. Han, 2006. Heat transfer in two-pass rotating rectangular channels (AR = 2:1) with discrete ribs. *J. Thermophysics Heat Transfer*, 20: 569-582. DOI: 10.2514/1.19468
- Giovanni, T., 2004. Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47: 229-243. DOI: 10.1016/S0017-9310(03)00414-9
- Han, J.C. and Y.M. Zhang, 1992. High performance heat transfer ducts with parallel broken and V-shaped broken ribs. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 35: 513-523. DOI: 10.1016/0017-9310(92)90286-2
- Incropera, F.P. and P.D. Dewitt, 2006. *Introduction to Heat Transfer*. 5th Edn., John Wiley and Sons Inc, ISBN-10: 0471457272, pp: 912.
- Jedsadaratanachai, W. and P. Promvonge, 2012. Laminar flow behavior and heat transfer in circular tube with various winglet turbulators. *Proceedings of the 27th Conference of the Mechanical Engineering Network of Thailand, (ENT' 12)*.
- Jedsadaratanachai, W. and A. Boonloi, 2013. Energy performance improvement, flow behavior and heat transfer investigation in a circular tube with v-downstream discrete baffles. *J. Math. Stat.*, 9: 339-348. DOI: 10.3844/jmssp.2013.339.348
- Karwa, R. and G. Chifoshiya, 2013. Performance study of solar air heater having v-down discrete ribs on absorber plate. *Energy*, 55: 939-955. DOI: 10.1016/j.energy.2013.03.068
- Lee, E., L.M. Wright and J.C. Han, 2005. Heat transfer in rotating rectangular channels with V-shaped and angled ribs. *J. Thermophysics Heat Transfer*, 19: 48-56. DOI: 10.2514/1.9065
- Momin, A.M.E., J.S. Saini and S.C. Solanki, 2002. Heat transfer and friction in solar air heater duct with V-shaped rib roughness on absorber plate. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 45: 3383-3396. DOI: 10.1016/S0017-9310(02)00046-7
- Muluwork, K.B., 2000. *Investigations on fluid flow and heat transfer in roughened absorber solar heaters*. Ph.D. Theses, IIT, Roorkee.
- Patankar, S.V., 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. 1st Edn., Hemisphere Publishing Corporation, Washington, ISBN-10: 0070487405, pp: 197.
- Patankar, S.V., C.H. Liu and E.M. Sparrow, 1997. Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area. *J. Heat Transfer*, 99: 180-186. DOI: 10.1115/1.3450666
- Peng, W., P.X. Jiang, Y. P. Wang and B.Y. Wei, 2011. Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in channels with different types of ribs. *Applied Thermal Eng.*, 31: 2702-2708. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.04.040
- Promvonge, P., W. Jedsadaratanachai and S. Kwankaomeng, 2010. Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° inline angled baffle turbulators. *Applied Thermal Eng.*, 30: 1292-1303. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.02.014
- Promvonge, P., W. Jedsadaratanachai, S. Kwankaomeng and C. Thianpong, 2012. 3D simulation of laminar flow and heat transfer in V-baffled square channel. *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 39: 85-93. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.09.004
- Roache, P.J., 1998. *Verification and Validation in Computational Science and Engineering*. Hermosa, Albuquerque, NM, ISBN-10: 0913478083, pp: 446.
- Singh, S., S. Chander and J.S. Saini, 2012. Investigations on thermo-hydraulic performance due to flow-attack-angle in V-down rib with gap in a rectangular duct of solar air heater. *Applied Energy*, 97: 907-912. DOI: 10.1016/j.apenergy.2011.11.090
- Taslim, M.E., D.M. Kercher and T. Li, 1996. Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped and discrete ribs on two opposite walls. *J. Turbomach*, 118: 20-28. DOI: 10.1115/1.2836602

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

Thermal Performance Assessment for Laminar Forced Convection with Downstream Reformed-V and Reformed-Double-V Generators

¹Withada Jedsadaratanachai and ²Amnart Boonloi

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

²Department of Mechanical Engineering Technology, College of Industrial Technology, King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Bangkok 10800, Thailand

Article history

Received: 2014-04-04

Revised: 2014-10-30

Accepted: 2014-11-12

Corresponding Author:

Amnart Boonloi,

Department of Mechanical

Engineering Technology,

College of Industrial

Technology,

King Mongkut's University of

Technology North Bangkok,

Bangkok 10800, Thailand

Email: amp_g7@hotmail.com

Abstract: Thermal assessments for laminar flow in an isothermal wall square channel over downstream Reformed-V (RV) and Reformed-Double-V (RDV) generators inserted diagonally are presented numerically in three dimensional. The RV and RDV are designed to comfort for forming and installing in the heat exchanger channel. The effect of RV and RDV height is investigated in terms of blockage ratio, b/H , $BR = 0.05-0.30$ for Reynolds number based on the hydraulic diameter of the square channel, $Re = 100-1200$. The SIMPLE algorithm, finite volume method and the periodic condition are used in the current computational domain. The mathematical results show that the uses of RV and RDV provide higher heat transfer rate than the smooth square channel with no generators. The RV gives higher on both heat transfer rate and friction factor values than the RDV case for all BR and Re values. The maximum heat transfer rate and friction factor are found around 20.5 and 420 times over the smooth square channel, respectively, at $BR = 0.30$ for RV case. The optimum thermal enhancement factor, TEF, is found at $BR = 0.1$, $Re = 2000$ around 2.95 for RDV case.

Keywords: Forced Convection, Generators, Laminar Flow, Periodic Condition, Thermal Enhancement Factor

Introduction

The installation of the vortex generators is widely use in heat exchanger channel to improve the thermal performance. The V-shaped vortex generators are usually applied in the heat system, because it can create the impinging jet over the channel lead to the augmenting heat transfer rate and also increasing the thermal performance. However, the uses of the generators are remained the problems, such as; the installation method, the forming and the optimized generators shape, etc.

The investigations on the generators had been reported on both experimental and numerical. The numerical results can explain the phenomena of the flow structure that the way to develop the generators or occurring the maximum point of thermal enhancement factor. Therefore, this work is focused on the investigation with the numerical method. The table 1 shows the numerical study of the vortex generators in heat transfer system.

Due to the forming and the installation of the generators in the heat exchanger channel are very important factors for industrial system, thus, the modified generators for comfortable to install had been investigated. The gaps which decreased the thermal performance and heat transfer rate were found when using the generators placed on the channel walls. The new designs of the generators which inserted diagonally in the square channel are interesting.

The major research objectives are as follows:

- To obtain numerical solutions for the heat exchanger channel with Reformed-V (RV) and Reformed-Double-V (RDV) vortex generators
- To explain the mechanism of heat transfer augmentation and flow visualization in square channel for the laminar forced convection regime
- To evaluate the thermal performance by using the RV and RDV generators

Table 1. The investigations of the vortex generators with numerical method

Authors	Studied cases	Nu/Nu ₀	f/f ₀	TEF
Jedsadaratanachai <i>et al.</i> (2011)	30° inclined baffle Inline, two opposite walls, square channel BR = 0.2 PR = 0.5-2.5 Re = 100-2000	1.00-9.20	1.00-21.50	3.78
Kwankaomeng and Promvonge (2010)	30° inclined baffle One side, square channel BR = 0.1-0.5 PR = 1.0-2.0 Re = 100-1000	1.00-9.23	1.09-45.31	3.10
Promvonge <i>et al.</i> (2010a)	30° inclined baffle Inline, two opposite walls, square channel BR = 0.1-0.3 PR = 1.0-2.0 Re = 100-2000	1.20-11.00	2.00-54.00	4.00
Promvonge and Kwankaomeng, (2010)	45° V-baffle Staggered, two opposite walls, AR = 2 channel BR = 0.05-0.3 PR = 1.0 Re = 100-1200	1.00-11.00	2.00-90.00	2.75
Promvonge <i>et al.</i> (2010b)	45° inclined baffle Inline-staggered, two opposite walls, square channel BR = 0.05-0.3 PR = 1.0 Re = 100-1000	1.50-8.50	2.00-70.00	2.60
Promvonge <i>et al.</i> (2012)	45° V-baffle Inline downstream, two opposite walls, square channel BR = 0.1-0.3 PR = 1.0-2.0 Re = 100-2000	1.00-21.00	1.10-225.00	3.80
Boonloi (2014)	20° V-baffle Inline downstream-upstream, two opposite walls, square channel BR = 0.1-0.3 PR = 1.0 Re = 100-2000	1.00-13.00	1.00-52.00	4.20
Boonloi and Jedsadaratanachai (2013)	30° V-baffle Downstream, one side, square channel BR = 0.1-0.5 PR = 1.0-2.0 Re = 100-1200	1.00-14.49	2.18-313.24	2.44
Jedsadaratanachai and Boonloi (2013)	45° Discrete-V-baffle Downstream, diagonally, square channel BR = 0.05-0.20 PR = 1.0-1.5 Re = 100-1200	1.40-8.10	2.50-36.00	2.50
Jedsadaratanachai and Boonloi (2014)	Single twisted tape y/W = 1.0-6.0 Re = 100-2000	1.00-10.00	3.00-44.00	3.51

Boundary Conditions and Assumptions

The boundary conditions and the assumptions of current mathematical models which referred from Promvonge *et al.* (2012) are as follows:

- The periodic boundaries are used for inlet and outlet of the domain
- The tested fluid is air with a temperature of 300 K (Pr = 0.7) and enter to the inlet with constant mass flow rate

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

- The inlet and outlet velocity profiles must be identical
- The physical properties of the air have been assumed to remain constant at average bulk temperature
- Impermeable boundary and no-slip wall conditions have been implemented over the square channel walls as well as the twisted tape
- The constant temperature of the channel walls is maintained at 310 K while the RV and RDV is assumed at adiabatic wall conditions
- Steady three-dimensional fluid flow and heat transfer
- The flow is laminar and incompressible
- Constant fluid properties
- Body forces and viscous dissipation are ignored.
- Negligible radiation heat transfer

square channel height, H is set equal to 0.05 m, b is defined as the generators height, b/H is known as the blockage ratio. The spacing of the generators, P and P/H is identified as the pitch ratio of the generators. The distance from generators edge to tip is fixed at $0.5H$ on both RV and RDV. The case studies are presented as Table 2.

The characteristics of three grids; such as 80000, 120000 and 180000 cells, are adopted in the simulations for using the Grid Convergence Index (GCI) (Roache, 1998). The numerical results show similar trends and values on both Nu and f when using 120000 and 180000 cells. Therefore, the computational domain is set 120000 cells of the grid system for this work.

Computational Domains, Grid Independent Test and Validation of the Smooth Channel

Figure 1 shows the square channel geometry with RV and RDV generators inserted diagonally. The

Table 2. Case studies

Case	BR	PR	Re
RV	0.05-0.30	1.00	100-1200
RDV	0.05-0.30	1.00	100-1200

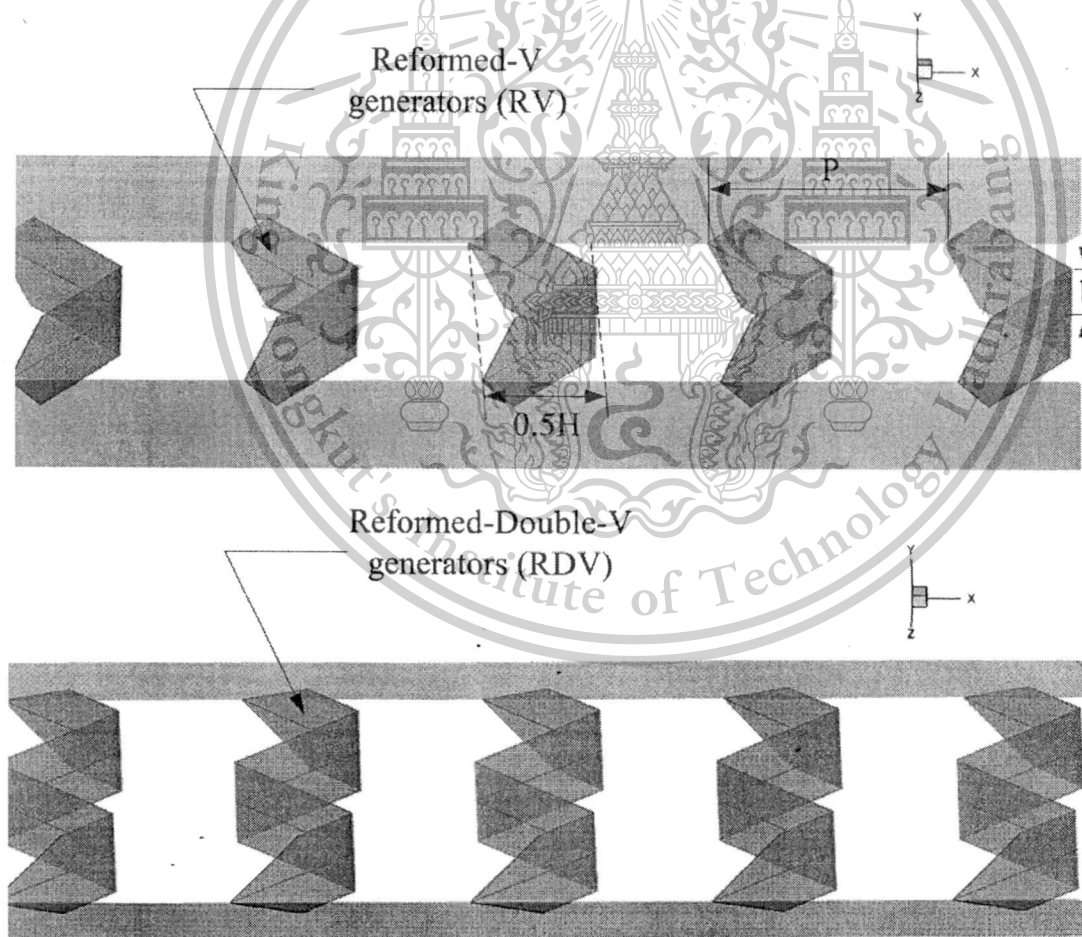


Fig. 1. Square channel geometry for RV and RDV generators

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งาน⁴²⁸เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

Table 3. Validation of smooth square channel

Re	Exact solution		Present prediction		Error (%)	
	Nu	f	Nu	f	Nu	f
100	2.98	0.57000	2.978	0.5710	0.0671	-0.1754
200	2.98	0.28500	2.975	0.2880	0.1678	-1.0526
300	2.98	0.19000	2.981	0.1910	-0.0336	-0.5263
400	2.98	0.14250	2.983	0.1430	-0.1007	0.0000
500	2.98	0.11400	2.983	0.1120	-0.1007	1.7544
600	2.98	0.09500	2.981	0.0950	-0.0336	0.0000
800	2.98	0.07125	2.988	0.0710	-0.2685	0.3509
1000	2.98	0.05700	2.988	0.0570	-0.2685	0.0000
1200	2.98	0.04750	2.988	0.0475	-0.2685	0.0000

The numerical results on both Nu and f are compared among the present prediction and the exact solution under similar operating conditions. The result is found to be in excellent agreement with exact solution values obtained from the open literature (Incropera and Dewitt, 2006) for both the Nu and f, less than ±1.75% deviation as shown in Table 3. The exact solutions of Nu and f for laminar flow over plain square channel are presented as Equation 1 and 2, respectively:

$$Nu_0 = 2.98 \tag{1}$$

$$f_0 = \frac{64}{Re} \tag{2}$$

Mathematical Foundation

The mathematical foundations for the current work are referred from Promvonge *et al.* (2012). The continuity equation, the momentum equation and the energy equation can be written as follows:

Continuity Equation 3:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \tag{3}$$

Momentum Equation 4:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \tag{4}$$

Energy Equation 5:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \tag{5}$$

where, Γ is the thermal diffusivity and is given by:

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \tag{6}$$

Except from the energy equation discretized by the QUICK scheme, the governing equations were discretized by the Second Order Upwind (SOU) scheme, decoupling with the SIMPLE algorithm and solved by using a finite volume approach (Patankar, 1980). The solutions are measured to be converged when the normalized residual values were less than 10^{-5} for all variables but less than 10^{-9} only for the energy equation.

The parameters; Reynolds number, friction factor, Nusselt number, average Nusselt number and thermal enhancement factor are presented as Equation 7 to 11, respectively:

$$Re = \rho \bar{u} D / \mu \tag{7}$$

$$f = \frac{(\Delta p / P) D}{\frac{1}{2} \rho \bar{u}^2} \tag{8}$$

$$Nu_x = \frac{h_x D}{k} \tag{9}$$

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x \partial A \tag{10}$$

The Thermal Enhancement Factor (TEF) is defined as the ratio of the heat transfer coefficient of an augmented surface, h to that of a smooth surface, h_0 , at an equal pumping power and given by:

$$TEF = \frac{h}{h_0} \Big|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \Big|_{pp} = (Nu/Nu_0) / (f/f_0)^{1/3} \tag{11}$$

where, Nu_0 and f_0 stand for Nusselt number and friction factor for the plain square channel, respectively.

Results and Discussion

Flow Configurations and Heat Transfer Characteristics

The flow configurations are reported in term of streamlines in transverse planes as Fig. 2, while the

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

heat transfer characteristics are presented in forms of contour temperature in transverse planes and

contours of local Nusselt number as Fig. 3 and 4, respectively.

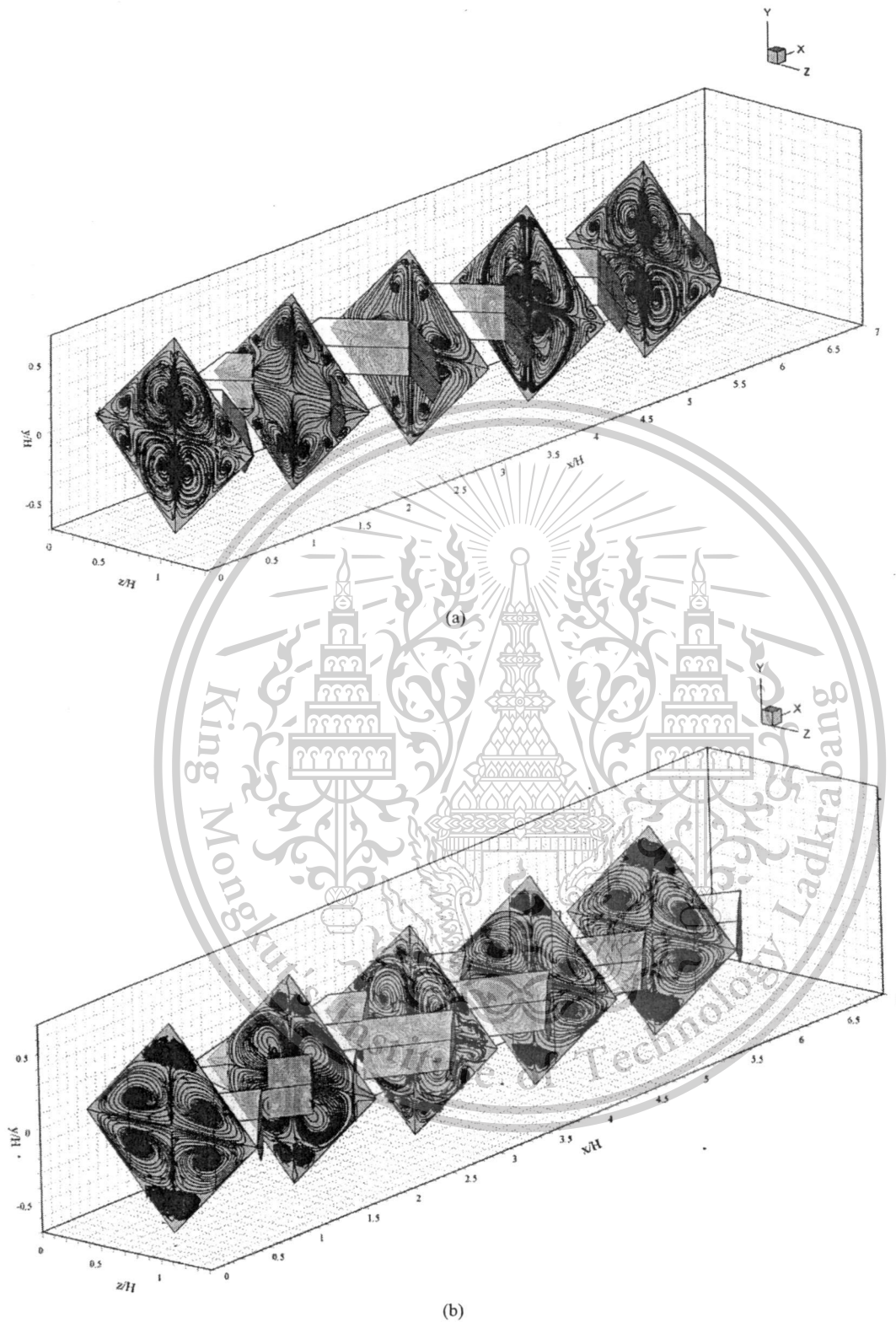


Fig. 2. Streamlines in transverse planes for (a) RV and (b) RDV at $Re = 1200$ and $BR = 0.20$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

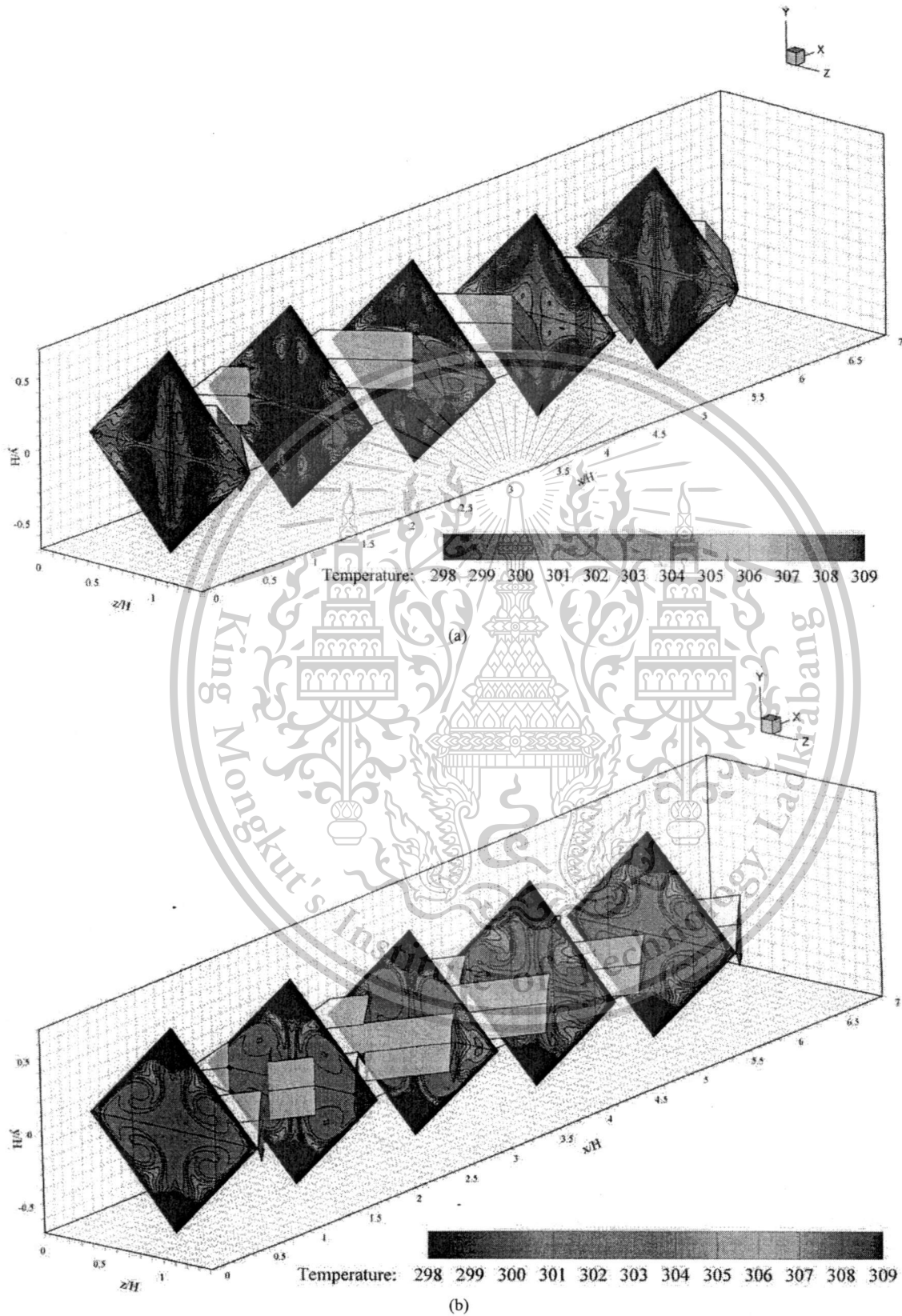


Fig. 3. Temperature contours in transverse planes for (a) RV and (b) RDV at $Re = 1200$ and $BR = 0.20$.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา⁴³¹และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

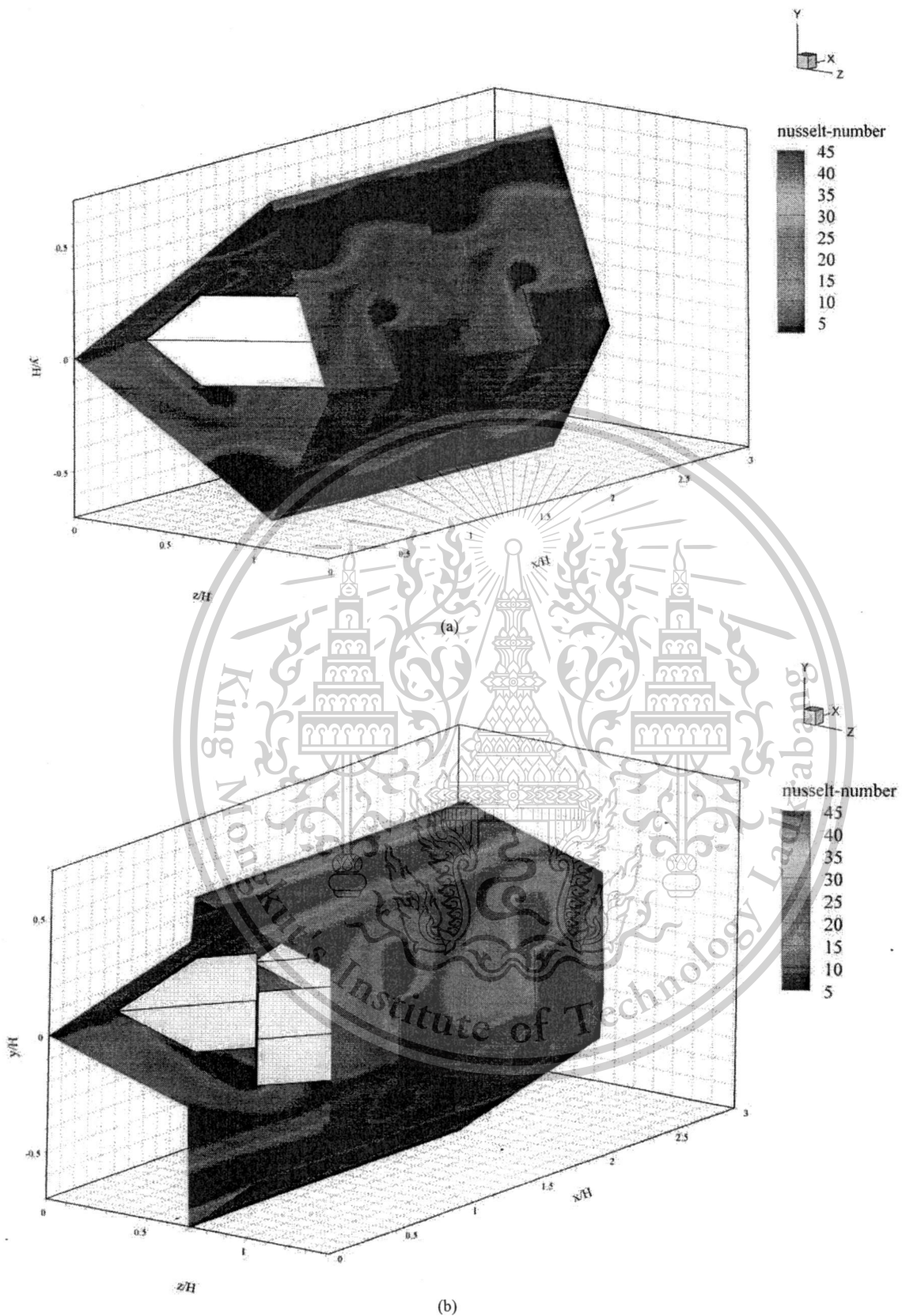


Fig. 4. Nu_x contours for (a) RV and (b) RDV at $Re = 1200$ and $BR = 0.20$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งาน⁴³²เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

Figure 2a and b present the streamlines in transverse planes for RV and RDV, respectively, at $Re = 800$ and $BR = 0.2$. There are found that the inserted RV and RDV can change the flow field in comparison with the smooth square channel. The counter-rotating flow with common-flow-down is appearing for RV case when considering at the lower part of the main vortex. The similar flow structure with different rotating direction is found in case RDV. The vortex flows for RV are seen to be full filled of the transverse planes while the RDV provide a smaller size, but give the small vortices on both the upper and lower corner of the tested channel.

Figure 3a and b show the heat transfer behavior in the form of temperature in transverse planes for RV and RDV, respectively. As seen, on both the RV and RDV help to mixing the fluid flow between core and near the wall regimes. The RV case performs better mixing of the fluid flow than the RDV case.

Figure 4a and b display the Nu_x contours on the square channel walls for RV and RDV, respectively, at $BR = 0.2$ and $Re = 800$. The uses of RV and RDV

perform higher heat transfer rate than the smooth square channel. The peak regimes are found similarly. It is noted that the regimes where produce the lower heat transfer rate are found in case RDV, considering the blue contours over the channel walls.

Performance Assessment

The performance evaluations are presented for heat transfer rate, pressure loss and thermal performance in forms of Nusselt number ratio, Nu/Nu_0 , friction factor ratio, f/f_0 and thermal enhancement factor, TEF, respectively. Figure 5a and b present the Nu/Nu_0 versus Reynolds number and Nu/Nu_0 versus BR, respectively, for RV and RDV. In general, the increasing Reynolds number and BR result in the increasing heat transfer rate for all cases. At $BR = 0.30$, the RV performs higher heat transfer rate than the RDV around 2 times. For $0.05 \leq BR \leq 0.15$, the RDV provides higher heat transfer rate than the RV case but the reverse trends present when $BR > 0.15$.

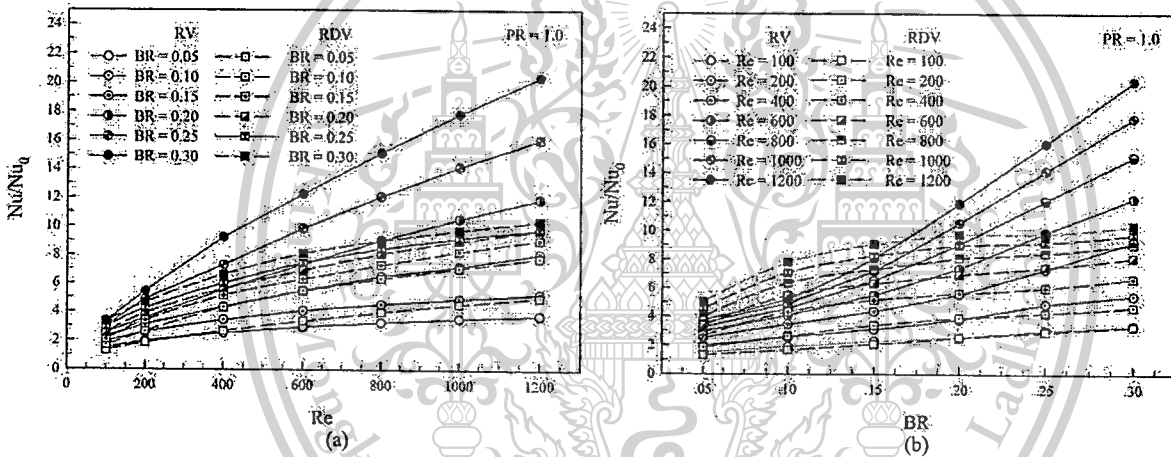


Fig. 5. (a) The variation of Nu/Nu_0 with Reynolds number and (b) The variation of Nu/Nu_0 with BRs

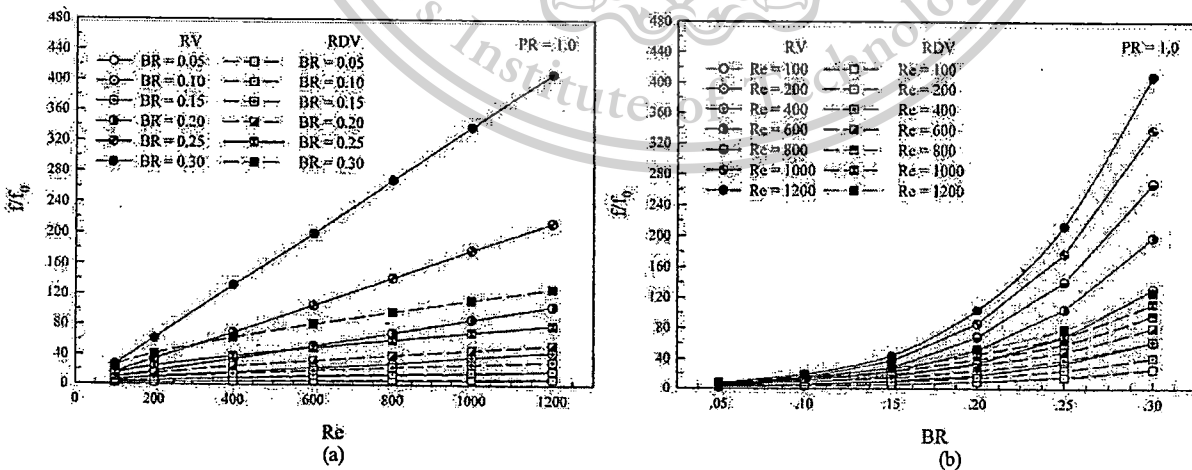


Fig. 6. (a) The variation of f/f_0 with Reynolds number and (b) The variation of f/f_0 with BRs

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานั่น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

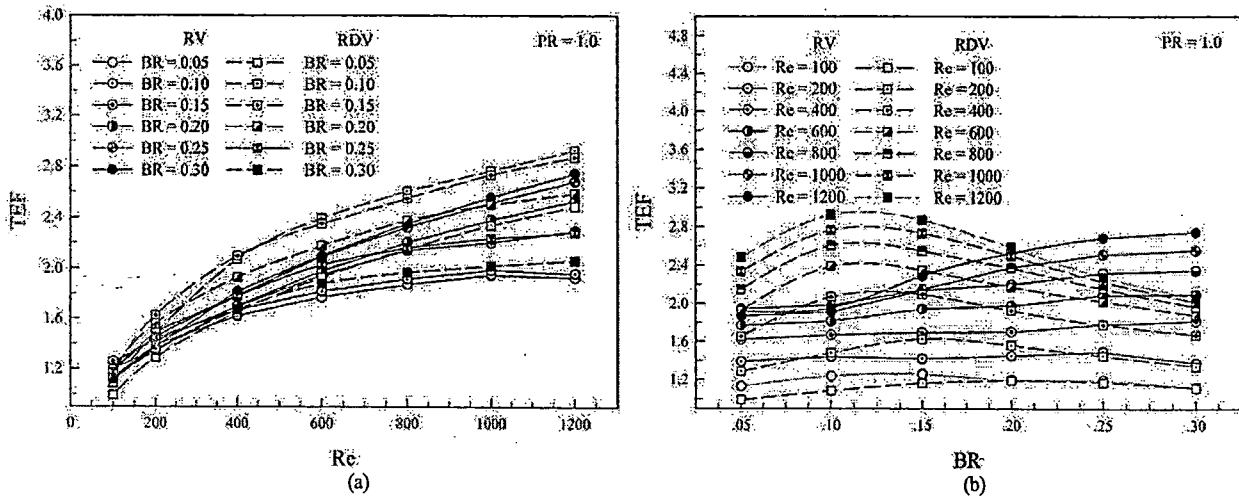


Fig. 7. (a) The variation of TEF with Reynolds number and (b) The variation of TEF with BRs

The uses of RV and RDV show the heat transfer rate around 1-20.5 and 1-10.5 times over the smooth square channel, respectively. Figure 6a and b show the f/f_0 with Re and the f/f_0 with BR, respectively, for RV and RDV cases. The rising Reynolds number and the blockage ratios effect for the increasing friction factor values, especially, at $BR > 0.2$ for RV case. The friction factors are around 1-120 and 1-430 for RV and RDV, respectively. The thermal enhancement factors are presented in Fig. 7a and b, respectively, for RV and RDV. The uses on both cases give the TEF around 1-2.6 and 1-2.95 for RV and RDV, respectively. The optimum points are found at $BR = 0.10$, $Re = 1200$ for RDV case.

Conclusion

The thermal performance assessments for laminar forced convection in a square channel with RV and RDV generators are presented numerically in a three dimensional. The effects of BRs on flow configurations and heat transfer characteristics of Reynolds number, $Re = 100-1200$ are investigated. The summarizations are as follows:

- The rising Reynolds number and BR provide increasing heat transfer rate and friction factors in all cases
- The augmenting heat transfer rate is around 1-20.5 and 1-10.5 for RV and RDV, respectively, while the friction factor has seemed to be around 1-430 and 1-120
- The thermal enhancement factor is around 1-2.6 and 1-2.95 for RV and RDV, respectively. The optimum TEF is found at $BR = 0.10$ for RDV case at the highest Reynolds number, $Re = 1200$

Acknowledgement

The authors would like to thank King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang (KMUTL) research fund for financial supports.

Author's Contributions

All authors equally contributed in this work.

Ethics

This article is original and contains unpublished material. The corresponding author confirms that all of the other authors have read and approved the manuscript and no ethical issues involved.

References

Boonloi, A. and W. Jedsadaratanachai, 2013. 3D Numerical study on laminar forced convection in V-baffled square channel. *Am. J. Appl. Sci.*, 10: 1287-1297. DOI: 10.3844/ajassp.2013.1287.1297

Boonloi, A., 2014. Effect of flow attack angle of V-ribs vortex generators in a square duct on flow structure, heat transfer and performance improvement. *Modell. Simulat. Eng.*, 2014: 985612-985622. DOI: 10.1155/2014/985612

Incropera, F.P. and P.D. Dewitt, 2006, *Introduction to Heat Transfer*. 5rd Edn., John Wiley and Sons, Hoboken, NJ., ISBN-10: 0471457272, pp: 912.

Jedsadaratanachai, W. and A. Boonloi, 2013. Energy performance improvement, flow behavior and heat transfer investigation in a circular tube with V-downstream discrete baffles. *J. Math. Stat.*, 9: 339-348. DOI: 10.3844/jmssp.2013.339.348

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานั่น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

- Jedsadaratanachai, W. and A. Boonloi, 2014. Effect of twisted ratio on flow structure, heat transfer and thermal improvement in a circular tube with single twisted tape. *J. Math. Stat.*, 10: 80-91.
DOI: 10.3844/jmssp.2014.80.91
- Jedsadaratanachai, W., S., Suwannapan and P. Promvong, 2011. Numerical study of laminar heat transfer in baffled square channel with various pitches. *Energy Procedia*, 9: 630-642.
DOI: 10.1016/j.egypro.2011.09.073
- Kwankaomeng, S. and P. Promvong, 2010. Numerical prediction on laminar heat transfer in square duct with 30° angled baffle on one wall. *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 37: 857-866.
DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.05.005
- Patankar, S.V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. 1st Edn., McGraw-Hill, New York, ISBN-10: 0070487405, pp: 197.
- Promvong, P. and S. Kwankaomeng, 2010. Periodic laminar flow and heat transfer in a channel with 45° staggered V-baffles. *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 37: 841-849.
DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.04.002
- Promvong, P., S. Sripattanapipat and S. Kwankaomeng, 2010b. Laminar periodic flow and heat transfer in square channel with 45° inline baffles on two opposite walls. *Int. J. Therm. Sciences*, 49: 963-975.
DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2010.01.005
- Promvong, P., W. Jedsadaratanachai and S. Kwankaomeng, 2010a. Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° inline angled baffle turbulators. *Appl. Therm. Eng.*, 30: 1292-1303.
DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.02.014
- Promvong, P., W. Jedsadaratanachai, S. Kwankaomeng and C. Thianpong, 2012. 3D simulation of laminar flow and heat transfer in V-baffled square channel. *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 39: 85-93.
DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.09.004
- Roache, P.J., 1998. *Verification and Validation in Computational Science and Engineering*. 1st Edn., Hermosa Publishers, Albuquerque, NM, ISBN-10: 0913478083, pp: 464.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งาน⁴³⁵เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

Thermal performance assessment in a fin-and-oval-tube heat exchanger with delta winglet vortex generators[†]

 Withada Jedsadaratanachai^{1,*} and Amnart Boonloi²
¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

²Department of Mechanical Engineering Technology, College of Industrial Technology, King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Bangkok 10800, Thailand

(Manuscript Received July 31, 2014; Revised December 10, 2014; Accepted December 21, 2014)

Abstract

Thermal performance assessments, flow configurations and heat transfer characteristics in a fin-and-oval-tube heat exchanger with the delta winglet vortex generators are examined numerically. Delta winglet vortex generators like V-ribs are placed on fin surfaces with V-tip pointing upstream called "V-Upstream". The effects of the flow attack angles ($\alpha = 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ and 60°) and the distances between V-tip to the center of the oval tube in transverse line (Transverse pitch, $a = 3.77, 4.77$ and 5.77 mm) on heat transfer, flow structure and thermal performance are studied for Reynolds number based on the hydraulic diameter of the test channel, $Re = 500 - 2500$. The numerical results are presented in four parts: validations of the base case, flow configurations, velocity field, heat transfer and thermal performance assessment. It is found that the use of the delta winglet vortex generators can help to improve heat transfer rate in the heating system by creating vortex flow and swirl flow over the test channel. The heat transfer and pressure loss appeared to be higher than the plain fin for all case studies. The augmentation of the flow attack angle results in the rise of heat transfer rate and friction loss, while differences in transverse pitch produced similar values in terms of the Nusselt number and friction loss. In addition, augmentations are found around 1.15 - 1.55 and 1.5 - 3.4 times over the base case for heat transfer and friction factor, respectively. At $Re = 2500$, $a = 5.77$ mm and $\alpha = 15^\circ$, the maximum thermal enhancement factor is found to be around 1.12.

Keywords: Fin-and-oval-tube; Flow configuration; Heat exchanger; Heat transfer characteristic; V-Upstream

1. Introduction

Vortex generators or turbulators, such as wing, winglet, rib, baffle, and groove, are used in various types of heat exchanger to improve heat transfer rate and thermal performance. The improvements of heat system are done by changing the fluid flow structure and inducing vortex flow or swirl flow over the heating system. The fin-and-tube heat exchanger is one type of heat exchanger used in many industries: chemical, automotive, air conditioning, refrigeration, electronic equipment, etc. Vortex generators are also applied to the fin-and-tube heat exchanger due to the compact size is needed, especially for electronic equipment.

Many investigators have presented the use of V-shaped turbulators to enhance the thermal performance in a square channel, rectangular channel and circular tube. Pauley and Eaton [1] investigated the effects of the spacing between the edges of vortex generators (2 - 14 cm) and flow attack angles ($6^\circ - 24^\circ$)

on flow structure and heat transfer behavior. They reported that the enhancement of the Stanton number varied in the range 8 - 30%, depending on the vortex strength created from the vortex generators. Wroblewski and Eibeck [2] studied delta winglet vortex generators on thermal performance and found that the optimum thermal performance was around 25% at the flow attack angle of 12° . The difference of the common-flow-up and common-flow-down for delta winglet vortex generators in a rectangular channel was presented by Kim and Yang [3]. They concluded that the common-flow-down performs better in terms of heat transfer than the common-flow-up at similar conditions. The thermal performance assessments on ten pairs of rectangular winglet vortex generators placed on the entrance regime in a solar air heater channel were reported by Depaiwa et al. [4]. The influences of flow attack angles ($\alpha = 30^\circ - 60^\circ$) and arrangements (V-tip pointing upstream called "V-Upstream" and V-tip pointing downstream called "V-Downstream") were studied for Reynolds number based on the hydraulic diameter of the rectangular channel, $Re = 5000 - 23000$. They summarized that the increasing the flow attack angle performs the highest on both heat transfer and friction factor. They also claimed that the

*Corresponding author. Tel.: +662 3298350, Fax.: +662 3298352

E-mail address: kjwithad@kmitl.ac.th

[†]Recommended by Associate Editor Ji Hwan Jeong

© KSME & Springer 2015

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

rectangular winglet vortex generators with V-Downstream case provide higher heat transfer rate than the V-Upstream case. The effects of longitudinal vortex generators placed in a horizontal narrow rectangular channel on heat transfer and friction loss were studied by Qiuwang et al. [5]. They reported that the augmentation of heat transfer is around 10 - 45% and also concluded that longitudinal vortex generators placed on both two sides of the channel give a higher thermal performance than only one side of the channel. The investigations of four pair longitudinal vortex generators on heat transfer and friction loss on both laminar and turbulent regimes were reported by Jian et al. [6]. They found that the heat transfer is increasing around 100.9% and 87.1%, respectively, for laminar and turbulent regimes, while the pressure loss is around 11.4% and 100.3% for laminar and turbulent, respectively. Min et al. [7] investigated heat transfer characteristics in a channel with rectangular winglet vortex generators for turbulent regime, $Re = 5000 - 17500$. They found that the heat transfer rate increased around 46 - 55%. The numerical investigations on various type vortex generators in a circular tube were reported by Charbel et al. [8]. They concluded that the augmentation on heat transfer is due to the better mixing of the fluid flow and also the presence of the vortex flow near the heated wall of the test channel. Sarac and Bali [9] studied swirling flow on heat transfer and pressure loss in a horizontal pipe at $Re = 5000 - 30000$. They found that the increase in the Nusselt number was around 18.1 - 163% depending on Reynolds number, position of the vortex generators and flow attack angle. They also summarized that the increase of the flow attack angle leads to the rise of the Nusselt number. The influences of rectangular winglet vortex generators placed on the lower wall of a channel on thermal performance for $Re = 800 - 3000$ were investigated by Wu and Tao [10, 11]. They claimed that the rise of the flow attack angle is a key to increase in heat transfer rates over the test channel. Biswas and Chattopadhyay [12] numerically investigated the thermal performance of delta wing vortex generators in a rectangular channel. They reported that the augmentation on heat transfer was around 45.4% higher than the smooth channel for the flow attack angle of 20° . Ahmed et al. [13] studied various types of vortex generators in a rectangular channel on both laminar and turbulent regimes. Their results showed that the delta wing can create counter-rotating flow over the test channel. Hiravennavar et al. [14] examined delta winglet vortex generators in the hydro-dynamically developed and thermally developing laminar rectangular channel flow. The results revealed that the enhancements were around 33% and 67% for single winglet and winglet pairs, respectively, when compared with the smooth channel. The thermal performance evaluations for the laminar region in a rectangular channel with delta-wings and delta-winglet pair vortex generators were examined by Biswas et al. [15]. They found that the delta-wing vortex generators are more effective than the winglet-pair, but the use of winglets appears to be a more attractive augmentation technique. Sohankar [16] studied the heat trans-

fer characteristics in a rectangular channel with different flow attack angles of rib ($10^\circ - 30^\circ$) for $Re = 200 - 2000$. They found that the heat transfer performs steadily at lower Reynolds number, while it becomes unsteady at high Reynolds number values.

The use of vortex generators in fin-and-tube compact heat exchanger had been studied. Leu et al. [17] studied both numerically and experimentally the heat transfer characteristics and flow configurations in a fin-and-tube heat exchanger with inclined vortex generators placed behind the tube. They claimed inclined vortex generators can help to create the longitudinal vortex flow that leads to the increase in heat transfer rate and thermal performance over the plain fin. Sommers and Jacobi [18] studied experimentally for a refrigerator evaporator on the air-side with vortex generators. Their results revealed that the vortex generators can decrease the thermal resistance around 35 - 42% for Reynolds number 500 - 1300. Pesteei et al. [19] studied the effects of winglet positions on heat transfer and pressure loss. They found that the location in the downstream side case is the most effective to enhance the heat transfer rate. The investigations on heat transfer increases in a finned-oval-tube with inline longitudinal vortex generators [20] and with staggered longitudinal vortex generators [21] have been reported. Tiwari et al. [22] numerically studied the effects of delta winglet vortex generators in a fin-and-oval-tube for laminar flow. The numerical results showed that the use of the delta winglet vortex generators helps to increase heat transfer rates over the base case. O'Brien et al. [23] investigated heat transfer and flow structure in a narrow rectangular channel elliptical tube with one or two delta-winglet pairs. They summarized that the use of the winglet leads to an increase in heat transfer rate around 38% over the base case. Chu et al. [24] studied heat transfer characteristics and fluid flow structure of a fin-and-oval-tube heat exchangers with longitudinal vortex generators. The enhancements were around 13.6-32.9% and 29.2-40.6% when compared with the baseline case for heat transfer and friction loss, respectively. ElSherbini and Jacobi [25] presented an experimental investigation on heat transfer and friction factor in a fin-and-tube heat exchanger with delta winglet vortex generators for $Re = 700 - 2300$. They concluded that the Colburn j factor is around 31% in comparison with the baseline case. Joardar and Jacobi [26] studied the use of winglet type vortex generators in a compact plain-fin-and-tube heat exchanger on heat transfer enhancement and pressure loss. They found that the air-side heat transfer augmentations were around 16.5 - 44% and 29.9 - 69.8% for the single row and three row winglet arrangements at $Re = 220 - 960$, respectively. Joardar and Jacobi [27] also reported the effect of the three types winglet array: single-VG pair, 3VG-inline array and 3VG-staggered, on heat transfer and flow configuration at $Re = 330 - 850$. They summarized that the impinging flow on the tube wall is a reason for heat transfer augmentation. Kwak et al. [28] reported that triangular winglets placed in a fin-tube heat exchanger with in-line arrangement give higher heat transfer rate and pressure

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

loss around 10 - 25% and 20 - 35%, respectively, for $Re = 300 - 2700$. Russell et al. [29] investigated the heat transfer and friction loss in a plate-fin-and-tube heat exchanger with vortex generators and found that the ratio between Colburn- j factor and friction factor is more than 0.5.

According to above literature reviews, the use of V-shaped generators is more effective than other shapes, especially V-Downstream arrangement. However, the application of V-shaped generators in a fin-and-oval tube compact heat exchanger may be given to very large pressure losses, due to the small space between the fins. Therefore, the V-Upstream vortex generators, which help to reduce the pressure loss over the heating system, remain the flow configuration of primary interest. In the current work, numerical investigations are performed on flow configurations, heat transfer behaviors and thermal performance assessments in the fin-and-oval-tube compact heat exchanger with V-Upstream delta winglet vortex generators. The system is set as a channel heat exchanger [30]; the delta winglet vortex generators are placed on the fin surface (Not punched out) and located at behind the oval tube to help to reduce the pressure loss. The purpose for the use of the delta winglet vortex generators is to generate swirling flow, vortex flow and to enhance the heat transfer coefficient, that leads to the increase in heat transfer rate and thermal performance in comparison with the plain fin or baseline case. The effects of flow attack angles and spacing from V-tip to the center of oval tube in transverse line are investigated numerically for $Re = 500 - 2500$.

2. Flow description

2.1 Computational model

From Ref. [24], the system of interest is a fin-and-oval-tube compact heat exchanger as depicted in Fig. 1. Fig. 2 shows the schematic diagram of the fin-and-oval-tube heat exchanger with V-Upstream delta winglet vortex generators. The generators are placed behind the oval tube with V-tip pointing upstream. The longitudinal distance between the V-tip to the center of the oval tube in a longitudinal line, equals to 7.78 mm, while transverse distances ($a = 3.77, 4.77$ and 5.77 mm) and flow attack angles ($\alpha = 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ and 60°) are varied. The channel height, H , is set to 3.2 mm, which equals to the winglet height as displayed in Fig. 3. The aspect ratio $A(4H/c)$ for delta winglet is set to 2. The details of the computational domain are as follows in Table 1.

The computational domain is set at $10H$ at the entry region to maintain the inlet velocity uniformity and also set at $30H$ at the exit regimes to ensure a recirculation-free flow.

2.2 Boundary conditions

The assumptions for the fin-and-oval-tube compact heat exchanger with the delta winglet vortex generators are as follows:

- The steady state is used in this computation domain.
- The flow is laminar due to the low inlet velocity flowing

Table 1. Parameters of the computational domains.

Parameter	Symbol/unit	Value
Computational domain width	B/mm	12.7
Computational domain length	L/mm	64.4
Semi-major diameter of oval tube	R_o/mm	6.28
Semi-minor diameter of oval tube	R_v/mm	3.77
Winglet placed downstream from inlet	Y/mm	17.92
Longitudinal tube pitch	P_l/mm	22
Spanwise tube pitch	P_s/mm	25.4
Fin thickness	F/mm	0.33
Fin pitch	F_p/mm	3.2
Number of tube row	n	3
Hydraulic diameter	D_h/mm	3.63
Wall temperature	T_w/K	300
Inlet temperatures of air	T_{in}/K	340
Frontal velocity	$u_{in}/\text{m s}^{-1}$	1.3 - 6.5
Transverse distance from V-tip to the center of the oval tube	a/mm	3.77, 4.77, 5.77
Delta winglet chord length	c/mm	6.4

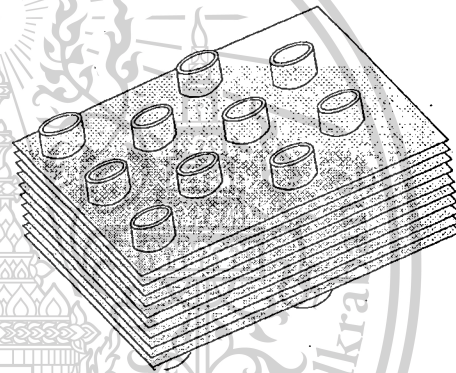


Fig. 1. Fin-and-oval-tube compact heat exchanger.

though the small fins pitch.

- The fin thickness is taken into account in heat conduction.
- The considered fluid is incompressible with constant properties.

According to the assumptions, the boundary conditions for the current computational model are as follows:

- Uniform velocity and temperature boundary conditions are set for the inlet of the domain, while the exit regime is set as the pressure outlet condition. The symmetry boundaries are used on both sides of the test channel.
- No slip condition and constant wall temperature are applied to the fin-and-oval-tube surfaces.
- The test fluid is air, which maintains constant at 340 K, while the oval tube walls are kept at 300 K.
- The fluid properties are assumed to be constant at the average bulk temperature.
- Due to the range studies are set for $Re = 500 - 2500$; therefore, the inlet air velocities vary in the range 1.3 to 6.5 m/s.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

3. Mathematical foundation and numerical method

From the above assumptions and the boundary conditions, the governing equations for continuity, momentum and energy can be expressed as follows :

Continuity equation:

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

Momentum equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_k) = -\frac{\partial P}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) \right]. \quad (2)$$

Energy equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right). \quad (3)$$

The Reynolds number (Re), friction factor (f), Nusselt number (Nu), and thermal enhancement factor (TEF) [30] are presented as follows:

$$Re = \frac{\rho U_c D_h}{\mu}, \quad (4)$$

$$f = \frac{(2\Delta P)}{\rho U_c^2} \left(\frac{D_h}{L} \right), \quad (5)$$

$$Nu = \frac{h D_h}{k}, \quad (6)$$

$$TEF = (Nu / Nu_0)(f / f_0)^{-1/3}, \quad (7)$$

where U_c , μ , k are the mean velocity in the minimum flow cross section of the flow channel, viscosity and the thermal conductivity, respectively. D_h is the hydraulic diameter, Δp the pressure drop across computation domain, L the fin length along the flow direction and H the height of the channel flow. The Nu and Nu_0 area-average Nusselt number and average Nusselt number of plain fin, respectively.

The convective terms in the governing equations for momentum and energy are discretized with Powerlaw scheme and QUICK scheme, respectively. The SIMPLE algorithm has been applied on the coupling among pressure and velocity. The convergence criteria for the velocities and temperature are ranged by the residual less than 10^{-5} and 10^{-9} , respectively.

Results and discussion

1 Validation of the computational domain

Although the numerical method can help to save time and cost for investigation when compared with the experimental investigation, the accuracies of the computational domain are very important. The verifications of the current computational

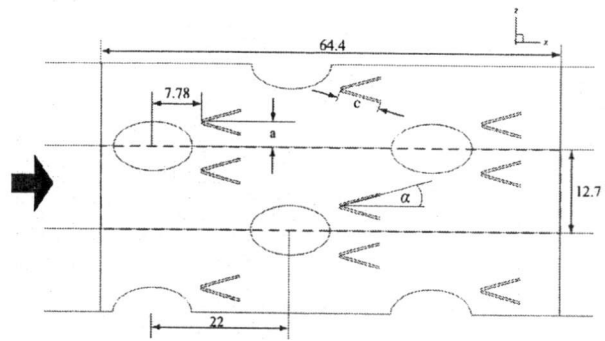


Fig. 2. Schematic diagram of computational domain.

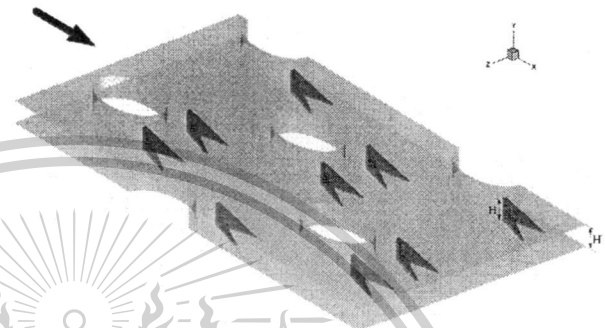


Fig. 3. Fin-and-oval-tube heat exchanger with delta winglet vortex generators.

domain are considered in two parts: grid independence and comparison with the experimental results on both Nusselt number and friction factor.

The grid systems test is done by comparing the results from various numbers of grid cells. The three sets of grid, 150000, 310000 and 450000 cells, are applied to the current computational model. The numerical results show that the relative errors of the Nusselt number and friction factor are less than 1.1% and 1.2%, respectively, when increasing the number of grid cells from 150000 to 310000. Hence, there is no advantage for increasing grid cells. The current computational domain uses about 150000 cells of the grid.

Comparisons between the numerical and the experimental results under similar conditions for baseline case are presented as Figs. 4(a) and (b) for Nusselt number and friction factor, respectively. The results are found to be in excellent agreement with experimental values obtained from the open literature [24] for both the Nusselt number and the friction factor, less than 10% deviations. This means that the computational domain is reliable to predict heat transfer behaviors, flow configurations and thermal performance in the fin-and-oval-tube compact heat exchangers.

4.2 Flow configuration

It is necessary to understand the flow configurations in the fin-and-tube heat exchanger with the V-Upstream delta winglet vortex generators. The flow configurations in the

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

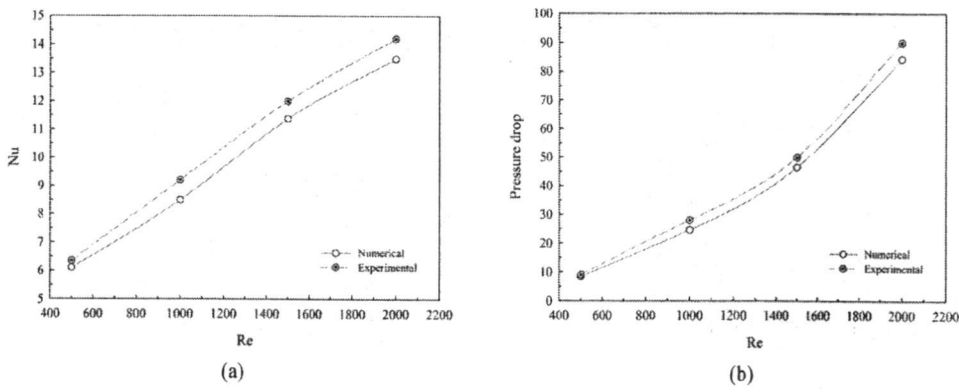


Fig. 4. Experimental-numerical comparison for model validations: (a) Nusselt number; (b) pressure drop.

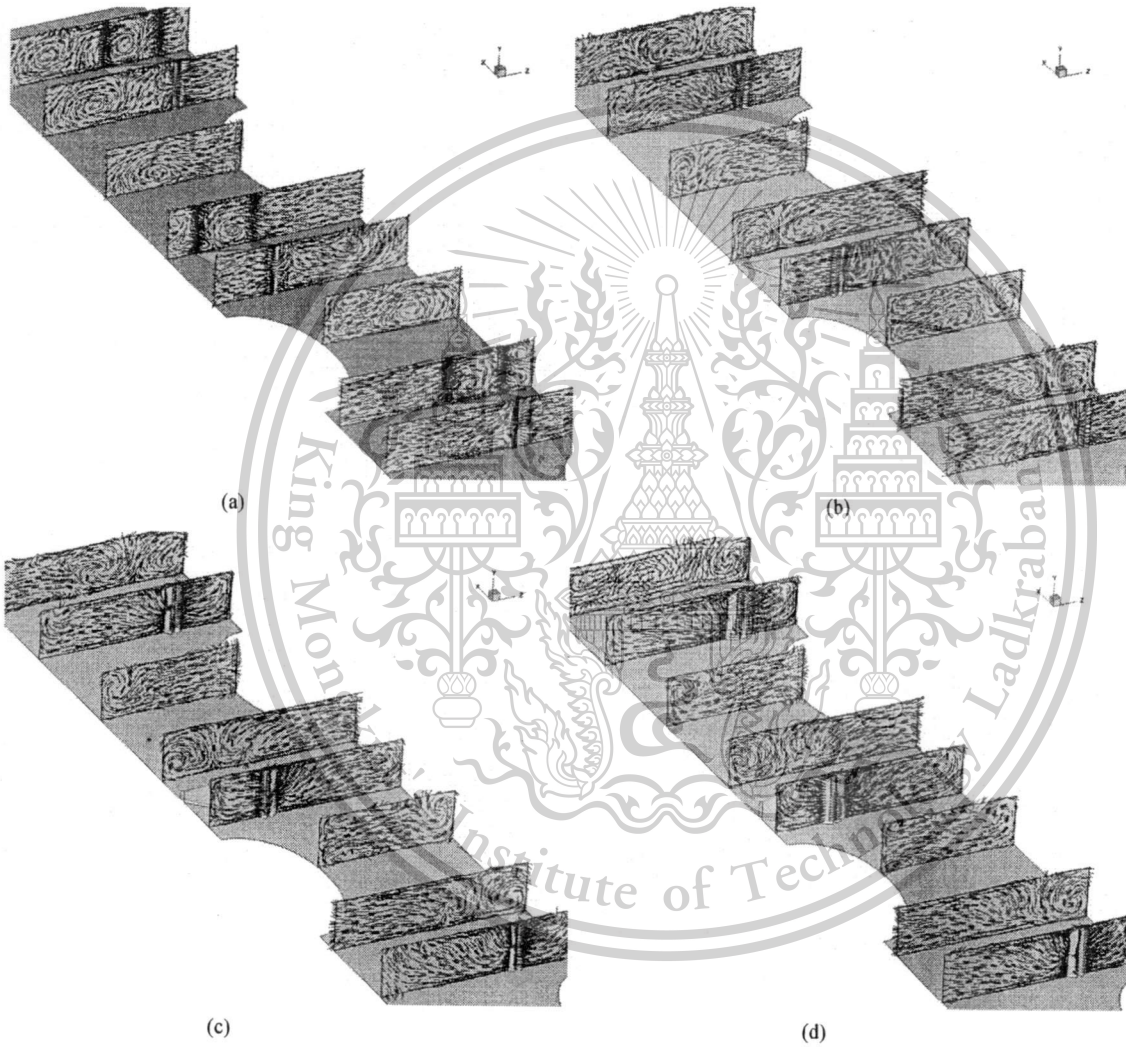


Fig. 5. Velocity vectors in transverse planes for (a) 15°; (b) 30°; (c) 45°; (d) 60° at $Re = 1000$ and $a = 3.77$ mm.

compact heat exchanger are presented in terms of velocity vectors in transverse planes at various positions and the longitudinal vortex flows over the fin-and-tube heat exchanger. In general, the use of the delta winglet vortex generators can help induce the vortex flows and swirling flows when compared with the smooth fin. The presence of the vortex flows leads to

a better mixing of temperature between near the oval-tube walls and at the center of the test channel result in a higher heat transfer rate and thermal performance.

Figs. 5(a)-(d) illustrate the velocity vector in transverse planes of the fin-and-oval-tube heat exchanger with the delta winglet vortex generators for $\alpha = 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ and 60° , respec-

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

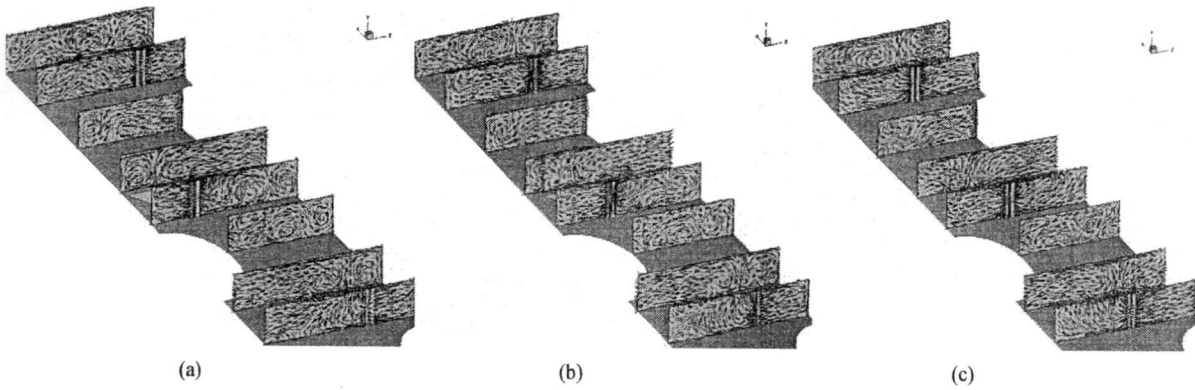


Fig. 6. Velocity vectors in transverse planes for (a) $a = 3.77$ mm; (b) $a = 4.77$ mm; (c) $a = 5.77$ mm at $Re = 1500$ and $\alpha = 30^\circ$.

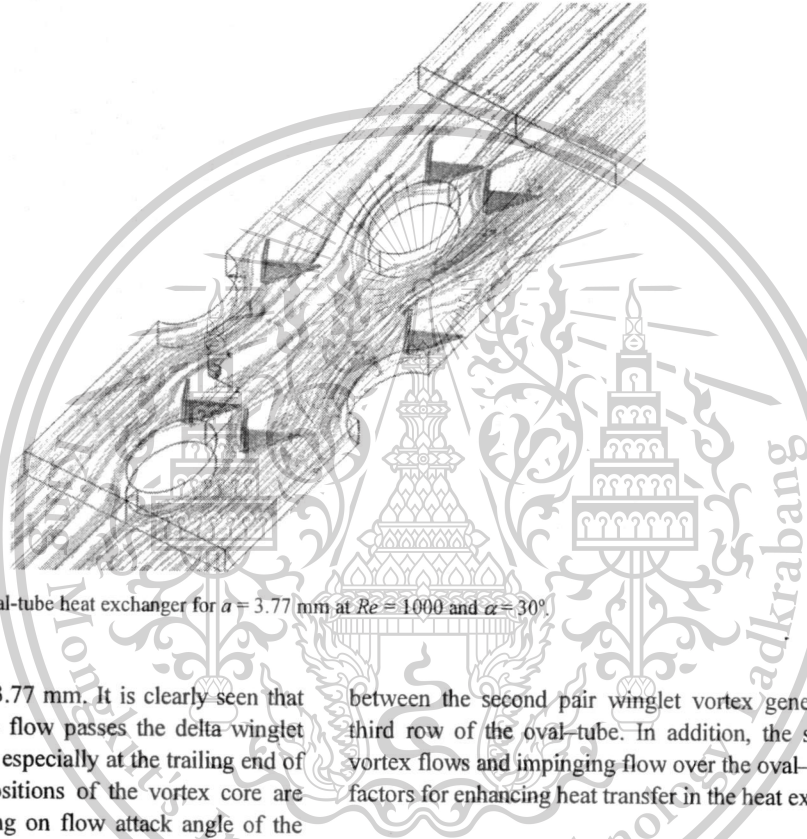


Fig. 7. Streamlines over fin-and-oval-tube heat exchanger for $a = 3.77$ mm at $Re = 1000$ and $\alpha = 30^\circ$.

ively, at $Re = 1000$ and $a = 3.77$ mm. It is clearly seen that vortex flows appear when the flow passes the delta winglet vortex generators for all cases, especially at the trailing end of the vortex generators. The positions of the vortex core are found to be changed depending on flow attack angle of the delta winglet vortex generators.

The effects of the distance between V-tip to the center of the oval-tube in transverse line, a , on the flow structure are displayed in Figs. 6(a)-(c) for $a = 3.77$, 4.77 , and 5.77 mm, at $\alpha = 30^\circ$ and $Re = 1500$, respectively. As seen, the flow configurations at different a values performed similarly; the vortex flows are performed when passing the delta winglet vortex generators, but slight differences in the vortex core positions.

The longitudinal vortex flows over the fin-and-oval-tube heat exchanger with the delta winglet vortex generators are shown in Fig. 7 for $a = 3.77$ mm, $Re = 1000$ and $\alpha = 30^\circ$. The fluid flows become swirling when passing the V-tip of the first pair winglet vortex generators due to the pressure differences, after that the fluid flows faster and impinges at the second row of the oval-tubes. This phenomenon appears again

between the second pair winglet vortex generators and the third row of the oval-tube. In addition, the swirling flows, vortex flows and impinging flow over the oval-tubes are main factors for enhancing heat transfer in the heat exchanger.

4.3 Velocity distribution

The variations of velocity in the compact heat exchanger with the delta winglet vortex generators are presented in term of the x -velocity distributions at the middle of the x - z plane. The numerical results are divided into the effect of the flow attack angle and the effect of the distance between V-tip and the center of the oval-tube in transverse line.

Figs. 8(a)-(d) show the velocity distributions at the middle of the x - z plane for $\alpha = 15^\circ$, 30° , 45° and 60° , respectively, for $Re = 1000$ and $a = 3.77$ mm. In general, the velocity distributions at the entrance region show uniformity. After the flow passes the first pair of the delta winglet vortex generators, the velocity of the flow increases at near the second row of the oval tubes regimes, but the velocity behind the delta winglet

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

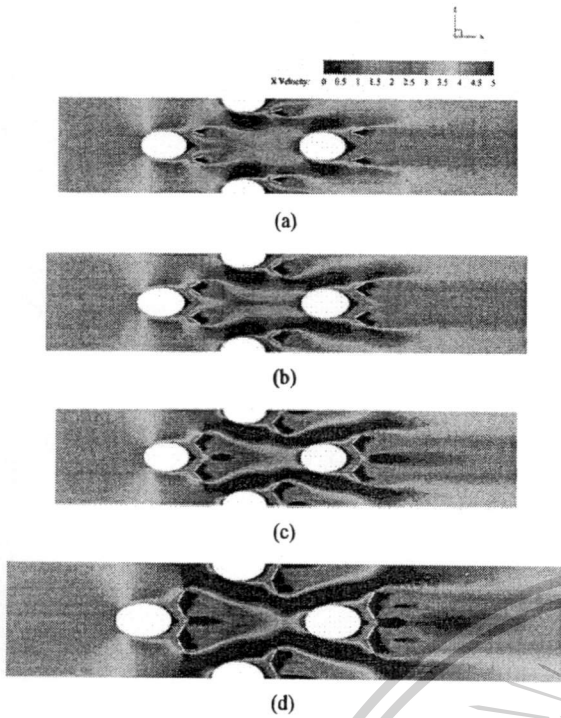


Fig. 8. X-velocity distributions for (a) 15°; (b) 30°; (c) 45°; (d) 60° at $Re = 1000$ and $a = 3.77$ mm.

vortex generators is seen to decrease. These behaviors are found again between the second row of the delta winglet vortex generators and the third row of the oval tubes. The variations of the flow attack angles show a similar profile of the velocity distributions.

The effect of the flow attack angles, $\alpha = 60^\circ$, provides the highest velocity values, while $\alpha = 15^\circ$ performs the lowest values at similar conditions, $Re = 1000$ and $a = 3.77$ mm. The reason for this may be that $\alpha = 60^\circ$ produces the highest vortex intensity or turbulence level in comparison to other cases. In addition, the rise of the flow attack angle results in the increase in the vortex intensity and also provides the highest values of the velocity distributions over the fin and oval tube compact heat exchanger.

Figs. 9(a)–(c) present the velocity distributions in the middle of the x – z plane for $a = 3.77, 4.77$ and 5.77 mm, respectively, at $Re = 1500$ and $\alpha = 30^\circ$. Generally, high values of the velocity are found at near the two side curve of the second and third rows of the oval tubes. The difference in the distance between V–tip of the delta winglet vortex generators and the center of the oval tube leads to slight difference of the velocity pattern.

4.4 Heat transfer behavior

The heat transfer characteristics are presented in forms of the temperature distributions at the middle of the x – z plane, the temperature distributions in transverse planes and the local Nusselt number distributions over the oval tube walls. The influences of the flow attack angles and a value are shown in

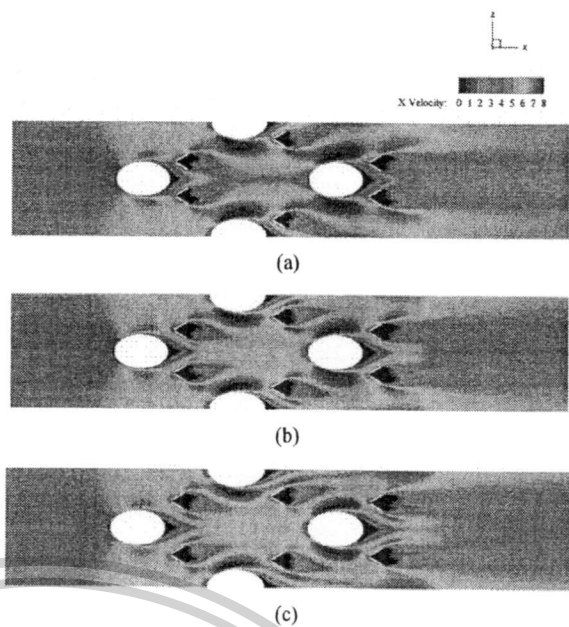


Fig. 9. X-velocity distributions for (a) $a = 3.77$ mm; (b) $a = 4.77$ mm; (c) $a = 5.77$ mm at $Re = 1500$ and $\alpha = 30^\circ$.

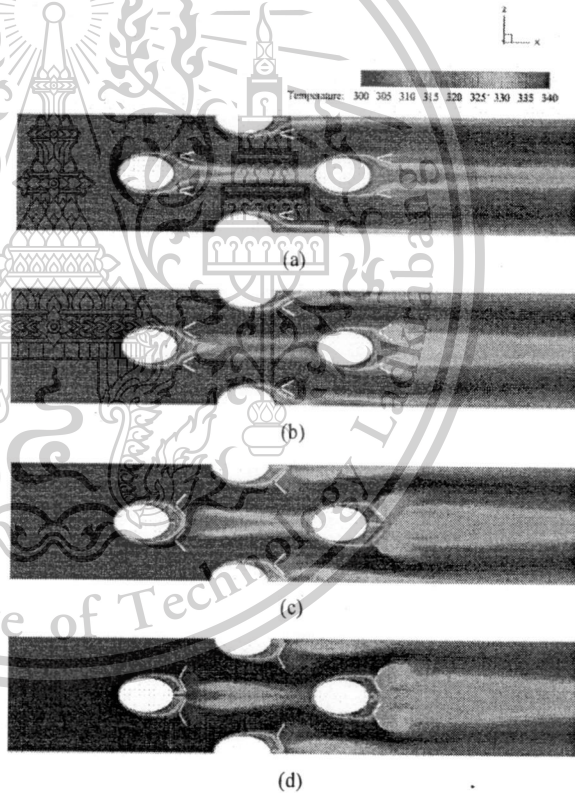


Fig. 10. Temperature distributions in x – z plane for (a) 15°; (b) 30°; (c) 45°; (d) 60° at $Re = 1000$ and $a = 3.77$ mm.

this section.

Figs. 10(a)–(d) illustrate the temperature distributions at the middle of the x – z plane for $\alpha = 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ and 60° , respectively, at $Re = 1000$ and $a = 3.77$ mm. As seen, $\alpha = 60^\circ$ per-

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

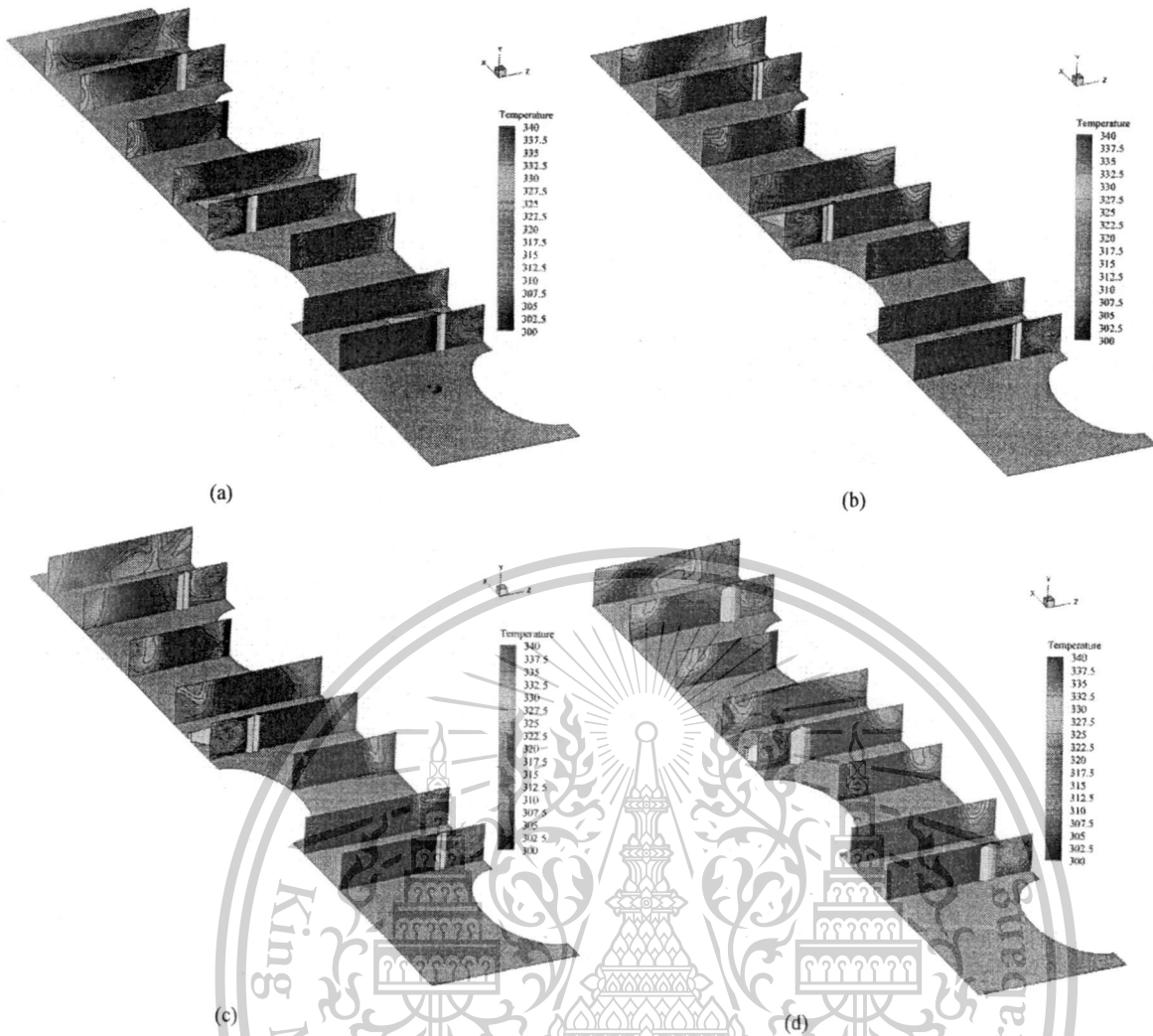


Fig. 11. Temperature distributions in transverse planes for (a) 15°; (b) 30°; (c) 45°; (d) 60° at $Re = 1000$ and $a = 3.77$ mm.

forms the best temperature distribution, while the case of $\alpha = 15^\circ$ provides the opposite result. This may be that $\alpha = 60^\circ$ produces the highest vortex intensity that leads to the best mixing of the fluid flow over the test channel. The case of $\alpha = 45^\circ$ gives better temperature distributions than $\alpha = 30^\circ$.

The temperature distributions in transverse planes at various positions are presented in Figs. 11(a)-(d) for $\alpha = 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ and 60° , respectively, at $Re = 1000$ and $a = 3.77$ mm. Good mixing of the fluid flow is found at seventh and eighth plane downstream from the inlet of the test channel in all cases. The better mixing is by the vortex flow or the swirling flow that is created from the delta winglet vortex generators. The numerical results agree well with the temperature distributions at the middle of the $x-z$ plane in the previous part; the case of $\alpha = 60^\circ$ gives the best mixing of the fluid flow in comparison with other cases, while $\alpha = 15^\circ$ provides the reverse result. Figs. 12(a)-(c) present the temperature distributions at the middle of the $x-z$ plane at $Re = 1500$ and $\alpha = 30^\circ$ for $a = 3.77, 4.77$ and 5.77 mm, respectively. At similar conditions, $a = 3.77$ mm shows the greatest mixing of the fluid flow, especially, at be-

hind the third row of the oval-tube, while $a = 4.77$ mm performs better mixing than $a = 5.77$ mm.

The temperature distributions in transverse plane are presented in Figs. 13(a)-(c) for $a = 3.77, 4.77$ and 5.77 mm at $Re = 1500$ and $\alpha = 30^\circ$. Considering at the last plane of each case, the case of $a = 3.77$ mm gives the best fluid mixing, while $a = 4.77$ and 5.77 mm show very close pattern of the temperature distributions.

The local Nusselt number distributions over the oval tube walls are displayed in the Figs. 14(a)-(d) for $\alpha = 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ and 60° , respectively, at $Re = 1000$ and $a = 3.77$ mm. In general, the delta winglet vortex generators give higher heat transfer rate than the baseline case, especially, at the leading curve of the second row for the oval-tubes. As seen from the figures, $\alpha = 60^\circ$ provides the highest Nusselt number, while $\alpha = 15^\circ$ gives the lowest values. Due to the high level of vortex strength generated from $\alpha = 60^\circ$ and also the best fluid mixing, therefore, $\alpha = 60^\circ$ case gives the highest heat transfer rate.

Figs. 15(a)-(c) present the local Nusselt number distributions over the oval tube walls for $\alpha = 30^\circ$ and $Re = 1500$ of $a =$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

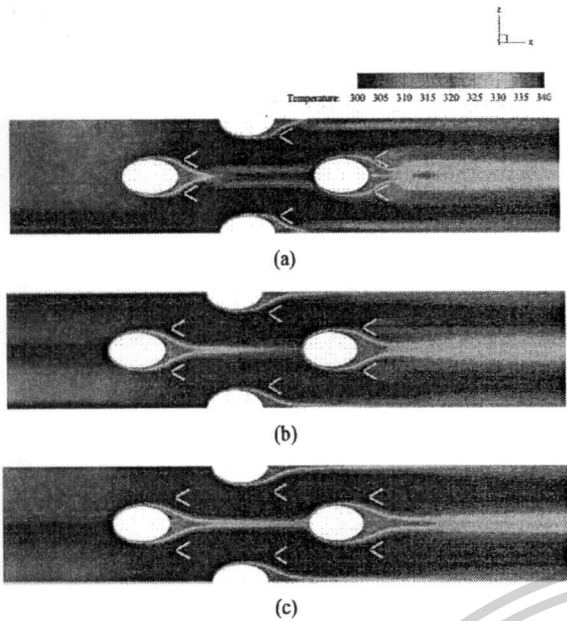


Fig. 12. Temperature distributions in x-z plane for (a) $a = 3.77$ mm; (b) $a = 4.77$ mm; (c) $a = 5.77$ mm at $Re = 1500$ and $\alpha = 30^\circ$.

3.77, 4.77 and 5.77 mm, respectively. The peak of heat transfer augmentation is found at the leading curve in the second row of the oval tubes.

4.5 Performance assessment

As the previous numerical results, it is found that the delta winglet vortex generators can help to enhance heat transfer rate due to the vortex flow induced from the vortex generators. The uses of the generators not only increase in heat transfer rate, but also increase in the pressure loss in the compact heat exchanger. Therefore, the thermal performance in the heat system should be considered on both the heat transfer augmentation and the increase in the friction factor.

The performance evaluations are divided into three parts: heat transfer, pressure loss and thermal performance. The heat transfer augmentation is shown in terms of the average Nusselt number, Nu , and the average Nusselt number ratio, Nu/Nu_0 , while the pressure loss is presented in forms of the average friction factor, f , and the average friction factor ratio, f/f_0 . The thermal performance is shown as the thermal enhancement factor, TEF , with the Reynolds number.

Figs. 16(a)–(c) illustrate the variations of the Nusselt number with the Reynolds number at various flow attack angles for $a = 3.77$, 4.77 and 5.77 mm, respectively. The increase of the Nusselt number is due to the augmentation on the heat transfer coefficient when increasing the Reynolds number value. In range studies, the increase in the Nusselt number is found with increasing Reynolds number for all cases. The case of $\alpha = 60^\circ$ performs the highest of the Nusselt number, while the lowest values are seen for $\alpha = 15^\circ$. The case of $\alpha = 45^\circ$ gives a higher heat transfer rate than $\alpha = 30^\circ$ for all Reynolds

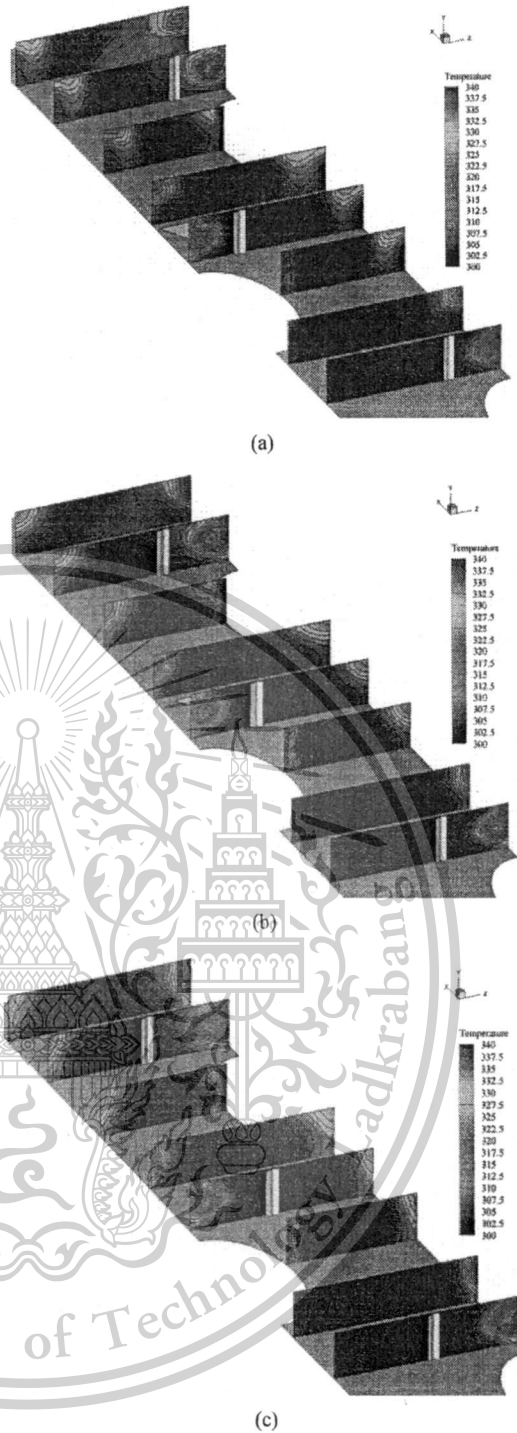


Fig. 13. Temperature distributions in transverse planes for (a) $a = 3.77$ mm; (b) $a = 4.77$ mm; (c) $a = 5.77$ mm at $Re = 1500$ and $\alpha = 30^\circ$.

number values. The reason of this may be that the high flow attack angle can generate a turbulence level, vortex strength and impinging flows higher than the low attack angle.

For $a = 3.77$ mm, the case of $\alpha = 60^\circ$ gives higher heat transfer rate than $\alpha = 45^\circ$, 30° and 15° around 4.71%, 8.38% and 16.23%, respectively, at $Re = 2500$. The maximum Nus-

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

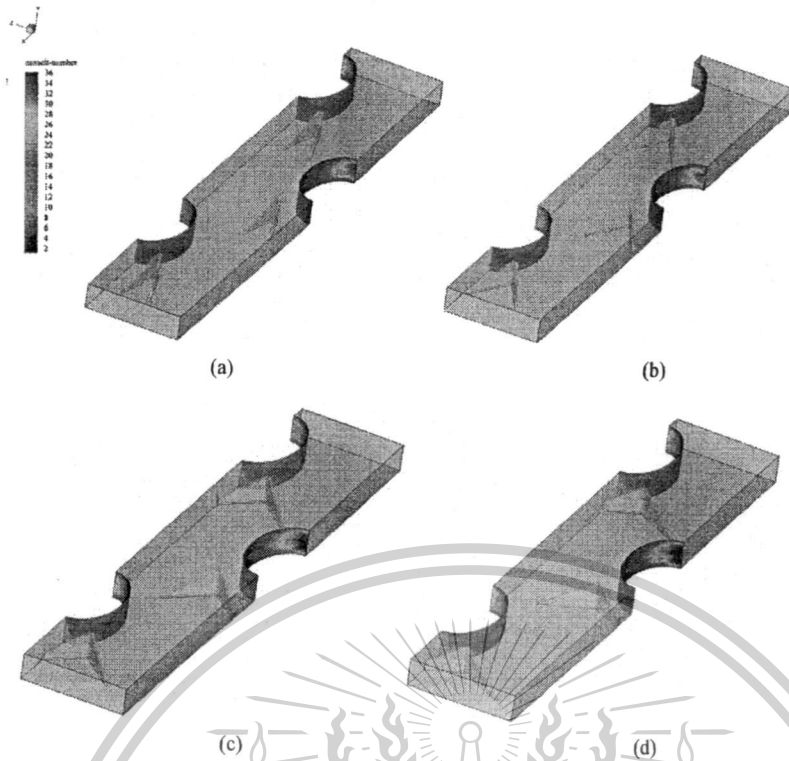


Fig. 14. Local Nusselt number distributions at oval tubes for (a) 15°; (b) 30°; (c) 45°; (d) 60° at $Re = 1000$ and $a = 3.77$ mm.



Fig. 15. Local Nusselt number distributions at oval tubes for (a) $a = 3.77$ mm; (b) $a = 4.77$ mm; (c) $a = 5.77$ mm at $Re = 1500$ and $\alpha = 30^\circ$.

Nusselt number values are found at the highest Reynolds number about 19.1, 18.2, 17.5 and 16, respectively, for $\alpha = 60^\circ, 45^\circ, 30^\circ$ and 15° .

For $a = 4.77$ mm, Nusselt number produces nearly values as case of $a = 3.77$ mm for all the flow attack angles. The peak of the Nusselt number is found to be around 19.1, 18, 17 and 16.5, respectively, for $\alpha = 60^\circ, 45^\circ, 30^\circ$ and 15° at $Re = 1500$. The $\alpha = 60^\circ$ case gives a higher Nusselt number than the $\alpha = 45^\circ, 30^\circ$ and 15° around 5.76%, 11% and 13.61%, respectively.

For $a = 5.77$ mm, the case of $\alpha = 60^\circ$ provides nearly values as $a = 3.77$ and 4.77 mm, which the peak of the Nusselt number is around 19 at the highest Reynolds number. The $\alpha = 45^\circ$ case provides slightly higher than the $\alpha = 30^\circ$ and 15° around 1.16% and 2.34%, respectively, considering at the highest Reynolds number. The maximum Nusselt numbers of the $\alpha =$

$45^\circ, 30^\circ$ and 15° cases are found to be about 17.2, 17 and 16.8, respectively.

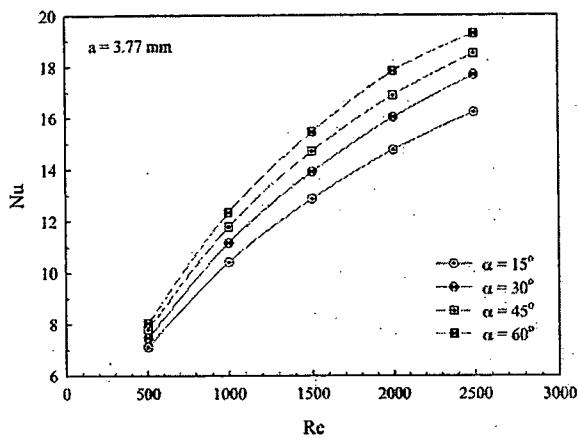
The variations of the Nu/Nu_0 with the Reynolds number for $a = 3.77, 4.77$ and 5.77 mm are shown in Figs. 17(a)-(c), respectively, at various flow attack angles. The delta winglet vortex generators give a higher heat transfer rate than the smooth fin with no generators for all cases. The rise of the flow attack angle leads to the increase in the Nu/Nu_0 for all a values. The vortex flows, impinging flow and small vortices, created by the delta winglet vortex generators, are the cause for the heat transfer augmentation over the smooth case, especially, at a high flow attack angle.

For $a = 3.77$ mm, the Nu/Nu_0 tends to increase when $Re \leq 2000$, but decreases when $Re > 2000$. The peak of the Nu/Nu_0 is found at the $Re = 2000$ around 1.55, 1.48, 1.38 and 1.28 for $\alpha = 60^\circ, 45^\circ, 30^\circ$ and 15° , respectively. For $a = 4.77$ mm, simi-

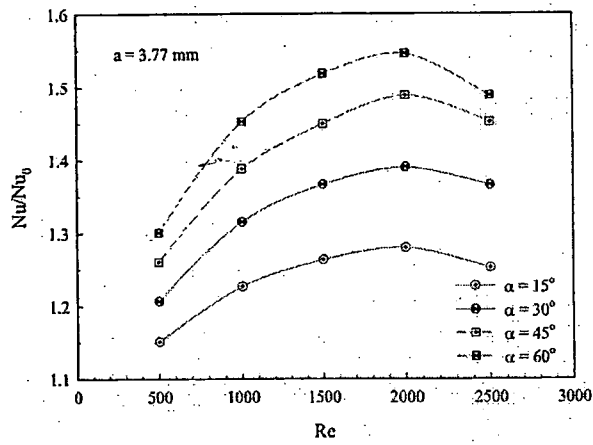
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

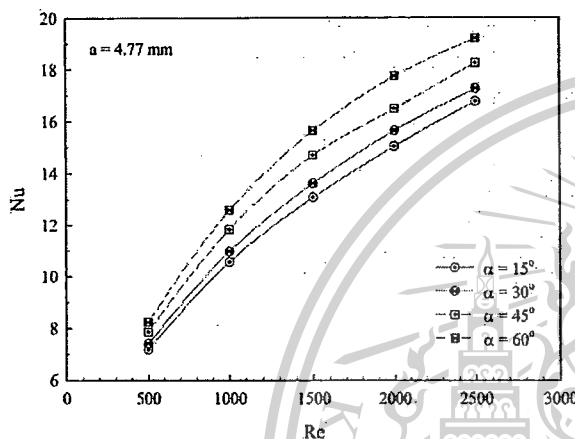
Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



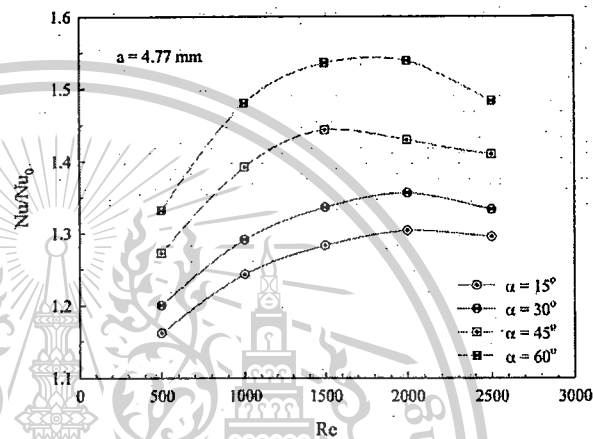
(a)



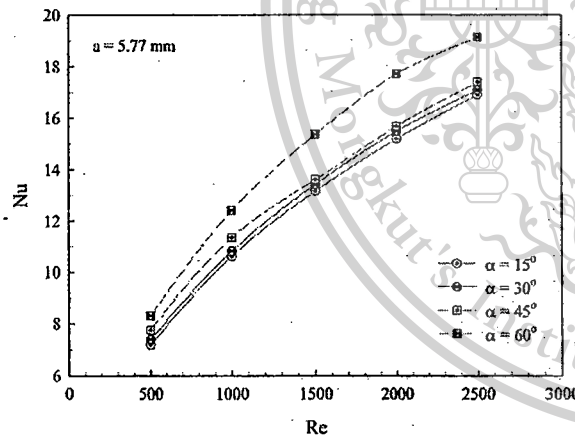
(a)



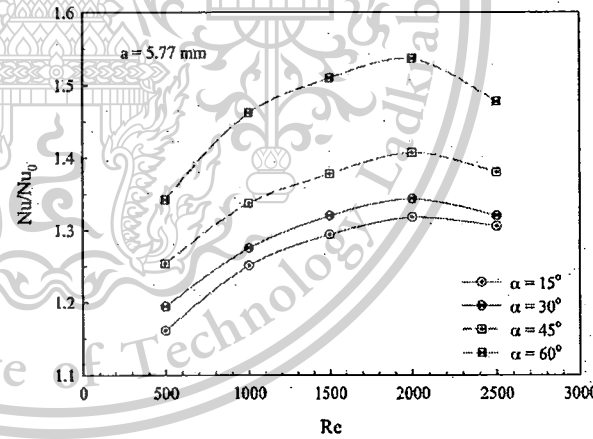
(b)



(b)



(c)



(c)

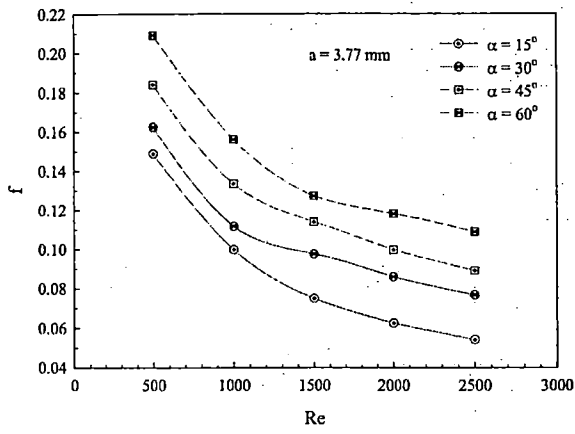
Fig. 16. The variations of Nusselt number with Reynolds number for (a) $a = 3.77$ mm; (b) $a = 4.77$ mm; (c) $a = 5.77$ mm.

Fig. 17. The variations of Nu/Nu_0 with Reynolds number for (a) $a = 3.77$ mm; (b) $a = 4.77$ mm; (c) $a = 5.77$ mm.

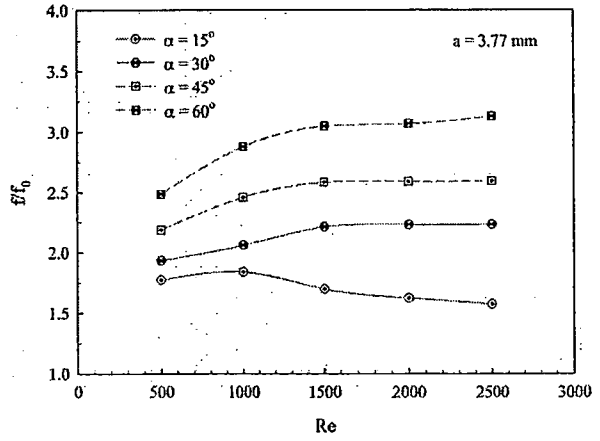
lar trends as $a = 3.77$ mm are found in this case, except for $\alpha = 45^\circ$, the decrease trend of the Nu/Nu_0 appears when the Reynolds number is higher than 1500. The maximum values of the Nu/Nu_0 are around 1.54, 1.44, 1.35 and 1.29 for $\alpha = 60^\circ$, 45° , 30° and 15° at $Re = 2000$, 1500, 2000 and 2000, respectively. The case of $a = 5.77$ mm gives a similar trend of the

Nu/Nu_0 as $a = 3.77$ mm. The optimum values of the Nu/Nu_0 are around 1.53, 1.4, 1.33 and 1.3 for $\alpha = 60^\circ$, 45° , 30° and 15° , respectively, at $Re = 2000$.

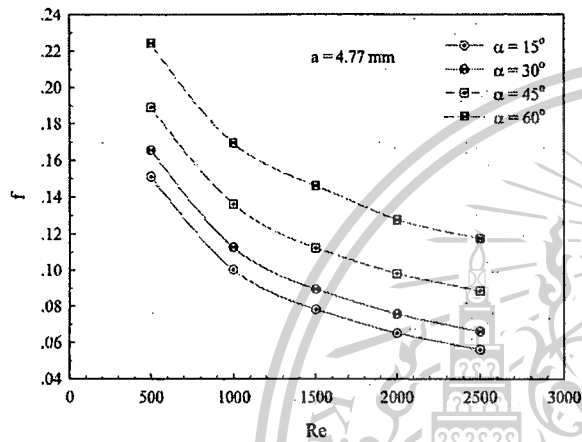
The variations of the friction factor with the Reynolds number at various the flow attack angles are displayed in Figs. 18(a)-(c) for $a = 3.77$, 4.77 and 5.77 mm, respectively. As



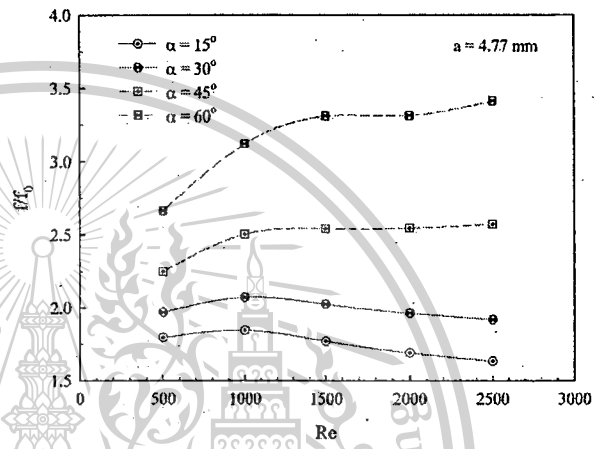
(a)



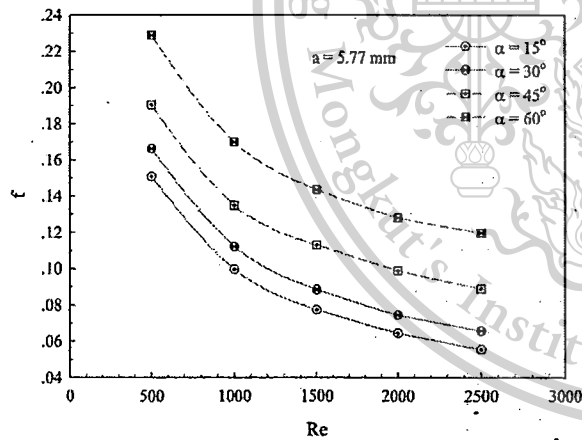
(a)



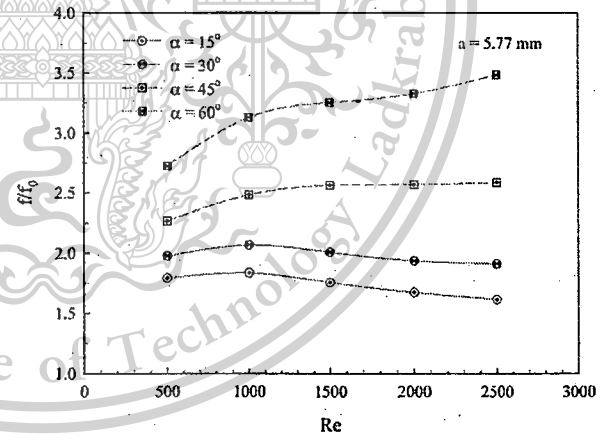
(b)



(b)



(c)



(c)

Fig. 18. The variations of friction factor with Reynolds number for (a) $a = 3.77$ mm; (b) $a = 4.77$ mm; (c) $a = 5.77$ mm.

Fig. 19. The variations of f/f_0 with Reynolds number for (a) $a = 3.77$ mm; (b) $a = 4.77$ mm; (c) $a = 5.77$ mm.

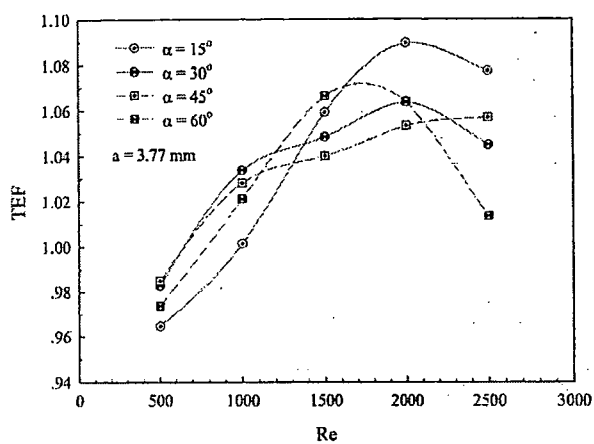
seen, the friction factor tends to decrease with the rise of Reynolds number for all cases. The case of $\alpha = 60^\circ$ gives the highest friction factor, while $\alpha = 15^\circ$ gives the lowest values of the friction factor for all Reynolds numbers. In addition, the rise of the flow attack angle results in an extreme increase in the friction factor. The case of $a = 3.77$ mm gives the maxi-

imum friction factor around 0.21, 0.18, 0.16 and 0.15 for $\alpha = 60^\circ, 45^\circ, 30^\circ$ and 15° , respectively, at the lowest Reynolds number, $Re = 500$. The case of $a = 4.77$ mm provides a higher friction factor than $a = 3.77$ mm around 6.67%, 3.16% and 2.38%, respectively, for $\alpha = 60^\circ, 45^\circ$ and 30° . The friction factor of $\alpha = 15^\circ$ shows nearly values at $a = 3.77$ and 4.77 mm

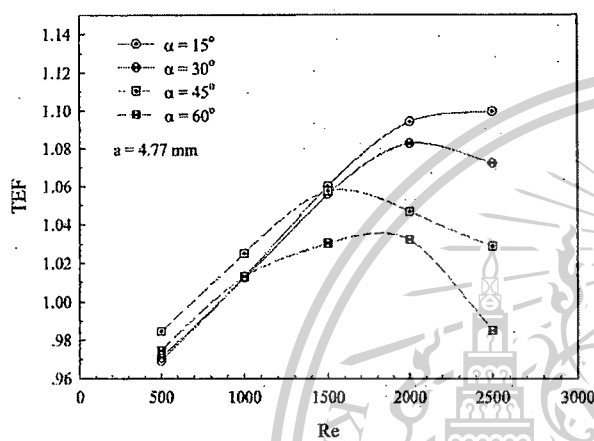
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

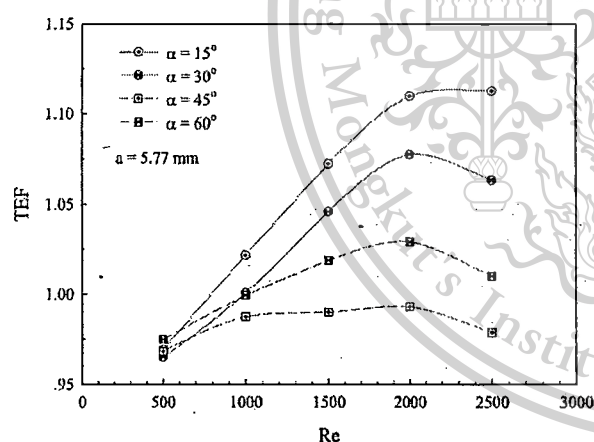
Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



(a)



(b)



(c)

Fig. 20. The variations of TEF with Reynolds number for (a) $a = 3.77$ mm; (b) $a = 4.77$ mm; (c) $a = 5.77$ mm.

for all Reynolds numbers. The peak values of the friction factor are around 0.23, 0.19, 0.17 and 0.15 for $\alpha = 60^\circ$, 45° , 30° and 15° , respectively, at $Re = 500$ and $a = 5.77$ mm.

Comparisons of the friction factor with the smooth fin are presented in Figs. 19(a)-(c) for $a = 3.77$, 4.77 and 5.77 mm, respectively. The delta winglet vortex generators produce

higher friction factor than the baseline case, especially at the large flow attack angles $\alpha = 60^\circ$ and 45° . The augmentations in the friction factor are around 1.5 - 3.1, 1.6 - 3.4 and 1.7 - 3.4 times over than the baseline case for $a = 3.77$, 4.77 and 5.77 mm, respectively.

The thermal performance, considered from the increase on both the heat transfer and friction factor in the test section, is presented in Figs. 20(a)-(c), respectively, for $a = 3.77$, 4.77 and 5.77 mm in terms of the thermal enhancement factor, TEF , with the Reynolds number. The use of TEF is referred from Ref. [30] by considering the test section as the channel heat exchanger. In range studies, the TEF is found around 0.965 - 1.090, 0.970 - 1.100 and 0.960 - 1.120 for $a = 3.77$, 4.77 and 5.77 mm, respectively. The optimum TEF is to be about 1.12 at $Re = 2500$, $\alpha = 15^\circ$ and $a = 5.77$ mm.

5. Conclusions

Three-dimensional numerical investigations for the flow configurations, heat transfer characteristics and thermal performance in the fin-and-oval-tube compact heat exchanger with the delta winglet vortex generators are presented. The delta winglet vortex generator pairs like V-ribs are placed on the fin surface at behind the three rows of the oval-tubes with pointing upstream called "V-Upstream." The effects of the flow attack angles, $\alpha = 15^\circ$, 30° , 45° and 60° , the distances between V-tip to the center of the oval-tube in transverse, $a = 3.77$, 4.77 and 5.77 mm are investigated for Reynolds number based on the hydraulic diameter of the test channel, $Re = 500 - 2500$. The main finding can be concluded as follows:

The use of the V-Upstream delta winglet vortex generators can create the vortex flows and swirling flow that leads to better mixing of the fluid flow over the test channel and also improve the heat transfer rate. The peaks of heat transfer regimes are found at the leading curve of the oval-tube, especially, at the second row tube. The delta winglet vortex generators not only increase the heat transfer rate, but also increase the pressure loss in the heat transfer system.

The rise of the flow attack angle results in the augmenting of heat transfer rate and friction factor. The case of $\alpha = 60^\circ$ performs the highest on both the Nusselt number and the friction factor while the case of $\alpha = 15^\circ$ gives the lowest values.

Differences in the distance between the V-tip to the center of the oval-tube lead to slight differences in the Nusselt number and the friction factor values.

In range studies, the augmentation of the heat transfer rate is found to be around 1.15 - 1.55 times over the smooth plain fin, while the enhancement of the friction factor is around 1.5 - 3.4 times higher than the base case with no delta winglet vortex generators.

The thermal enhancement factor is found to be optimum at $Re = 2500$, $a = 5.77$ mm and $\alpha = 15^\circ$ around 1.12. The use of the delta winglet vortex generators yields a TEF around 0.96 - 1.12 depending on the Reynolds number, the flow attack angle and the distance between V-tip to the center of the oval-tube.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

Acknowledgment

The authors would like to thank King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang research fund and Assoc. Prof. Dr. Pongjet Promvonge for research suggestions.

Nomenclature

a	: Distance between V-tip to the center of the oval tube in transverse line (mm)
B	: Channel width (m)
c	: Delta winglet chord length (m)
D_h	: Hydraulic diameter
f	: Friction factor
F_p	: Fin pitch (m)
F_t	: Fin thickness (m)
h	: Heat transfer coefficient ($W/m^2 K$)
H	: Channel height (m)
k	: Thermal conductivity ($W/m K$)
L	: Flow length (m)
n	: Tube row number
Nu	: Nusselt number, $(hD_h)/k$
P	: Pressure (Pa)
P_l	: Longitudinal tube pitch (m)
P_s	: Spanwise tube pitch (m)
Δp	: Air-side pressure drop (Pa)
R_a	: Semi-major diameter
R_b	: Semi-minor diameter
Re	: Reynolds number, $Re = \rho U_c D_h / \mu$
T	: Temperature (K)
TEF	: Thermal enhancement factor, $TEF = (Nu/Nu_0)(f/f_0)^{-0.25}$
u, v, w	: Velocity components (m/s)
u_{in}	: Frontal velocity (m/s)
U_c	: Velocity at the minimum cross sectional area, A_c (m/s)
x, y, z	: Cartesian coordinates

Greek symbols

α	: Angle of attack
μ	: Dynamic viscosity (Pa s)
ν	: Kinematic viscosity (m^2/s)
ρ	: Density (kg/m^3)
k	: Thermal conductivity ($W/m K$)
A	: Winglet aspect ratio

Subscripts

in	: Inlet parameter
w	: Wall
0	: Smooth fin

References

- [1] W. R. Pauley and J. K. Eaton, The effect of embedded longitudinal vortex array on turbulent boundary layer heat transfer,

- J. Heat Transfer*, 116 (1994) 871-85.
- [2] D. E. Wroblewski and P. A. Eibeck, Measurements of turbulent heat transfer in a boundary layer with an embedded streamwise vortex, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 34 (7) (1991) 1617-1631.
- [3] E. Kim and J. S. Yang, An experimental study of heat transfer characteristics of a pair of longitudinal vortices using color capturing technique, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 45 (2002) 3349-3356.
- [4] N. Depaiwa, T. Chompookham and P. Promvonge, Thermal enhancement in a solar air heater channel using rectangular winglet vortex generators, *International conference on energy and sustainable development* (2010) 1-7.
- [5] W. Qiuwang, C. Qiuyang, W. Ling, Z. Min, H. Yanping and X. Zejun, Experimental study of heat transfer enhancement in narrow rectangular channel with longitudinal vortex generators, *Nuclear Eng. Design*, 237 (2007) 686-693.
- [6] M. Jian, P. H. Yan, H. Jun, L. W. Yan and W. W. Qiu, Experimental investigations on single-phase heat transfer enhancement with longitudinal vortices in narrow rectangular channel, *Nuclear Eng. Design*, 240 (2010) 92-102.
- [7] C. Min, C. Qi, X. Kong and J. Dong, Experimental study of rectangular channel with modified rectangular longitudinal vortex generators, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 53 (2010) 3023-3029.
- [8] C. Habchi, S. Russeil, D. Bougeard, J. L. Harion, T. Lemend, D. D. Valle and H. Peerhossaini, Enhancing heat transfer in vortex generator-type multifunctional heat exchangers, *Appl. Therm. Eng.*, 38 (2012) 14-25.
- [9] B. A. Sarac and T. Bali, An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of decaying swirl flow through a circular pipe with a vortex generator, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 32 (2007) 158-165.
- [10] J. M. Wu and W. Q. Tao, Numerical study on laminar convection heat transfer in a rectangular channel with longitudinal vortex generator Part A: Verification of field synergy principle, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 51 (2008) 1179-1191.
- [11] J. M. Wu and W. Q. Tao, Numerical study on laminar convection heat transfer in a channel with longitudinal vortex generator. Part B: Parametric study of major influence factors, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 51 (2008) 3683-3692.
- [12] G. Biswas and H. Chattopadhyay, Heat transfer in channel with built-in wing-type vortex generators, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 35 (4) (1992) 803-814.
- [13] S. T. Ahmed, W. S. Mohammed and J. H. Laith, Numerical investigation into velocity and temperature fields over smooth and rough ducts for several types of turbulators, *J. Eng. Technology*, 25 (10) (2007) 1110-1128.
- [14] S. R. Hiravennavar, E. G. Tulapurkara and G. Biswas, A note on the flow and heat transfer enhancement in a channel with built-in winglet pair, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 28 (2007) 299-305.
- [15] G. Biswas, P. Deb and S. Biswas, Generation of longitudinal streamwise vortices-a device for improving heat exchanger design, *J. Heat Transfer*, 116 (1994) 588-597.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

- [16] A. Sohankar, Heat transfer augmentation in a rectangular channel with a vee-shaped vortex generator, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 28 (2007) 306-317.
- [17] J. S. Leu, Y. H. Wu and J. Y. Jang, Heat transfer and fluid flow analysis in plate-fin and tube heat exchangers with a pair of block shape vortex generators, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47 (2004) 4327-4338.
- [18] A. D. Sommers and A. M. Jacobi, Air-side heat transfer enhancement of a refrigerator evaporator using vortex generation, *Int. J. Refrig.*, 28 (2005) 1006-1017.
- [19] S. M. Pesteci, P. M. V. Subbarao and R. S. Agarwal, Experimental study of the effect of winglet location on heat transfer enhancement and pressure drop in fin-tube heat exchangers, *Appl. Therm. Eng.*, 25 (2005) 1684-1696.
- [20] Y. Chen, M. Fiebig and N. K. Mitra, Heat transfer enhancement of a finned oval tube with punched longitudinal vortex generators in-line, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 41 (1998) 4151-4166.
- [21] Y. Chen, M. Fiebig and N. K. Mitra, Heat transfer enhancement of finned oval tube with staggered punched longitudinal vortex generators, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 43 (2000) 417-435.
- [22] S. Tiwari, D. Maurya, G. Biswas and V. Eswaran, Heat transfer enhancement in cross-flow heat exchangers using oval tubes and multiple delta winglets, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46 (2003) 2841-2856.
- [23] J. E. O'Brien, M. S. Sohal and P. C. Wallstedt, Local heat transfer and pressure drop for finned-tube heat exchangers using oval tubes and vortex generators, *J. Heat Transfer*, 126 (2004) 826-835.
- [24] P. Chu, Y. L. He, Y. G. Lei, L. T. Tian and R. Li, Three-dimensional numerical study on fin-and-oval-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators, *Appl. Therm. Eng.*, 29 (2009) 859-876.
- [25] A. I. ElSherbini and A. M. Jacobi, The thermal-hydraulic impact of delta-wing vortex generators on the performance of a plain-fin-and-tube heat exchanger, *HVAC&R Research*, 8 (4) (2002) 357-370.
- [26] A. Joardar and A. M. Jacobi, Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. Refrig.*, 31 (2008) 87-97.
- [27] A. Joardar and A. M. Jacobi, A numerical study of flow and heat transfer enhancement using an array of delta-winglet vortex generators in a fin-and-tube heat exchanger, *J. Heat Transfer*, 129 (9) (2006) 1156-1167.
- [28] K. M. Kwak, K. Torii and K. Nishino, Heat transfer and flow characteristics of fin-tube bundles with and without winglet-type vortex generators, *Exp. in Fluids*, 33 (2002) 696-702.
- [29] C. M. B. Russell, T. V. Jones and G. H. Lee, Heat transfer enhancement using vortex generators, *Heat Transfer, Proc. Seventh Heat Transfer Conference*, 3 (1982) 283-288.
- [30] P. Sriromreun, C. Thianpong and P. Promvonge, Experimental and numerical study on heat transfer enhancement in a channel with Z-shaped baffles, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 39 (2012) 945-952.



and thermo-fluid.



include Thermal&Fluid engineering, heat transfer enhancement and computational fluid dynamics and drying technology.

Withada Jedsadaratanachai has a doctorate in Mechanical Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang (KMITL), Bangkok, Thailand. She is a lecturer in Mechanical Engineering, KMITL. Her research works are about computational fluid dynamic (CFD), mathematical model

Amnart Boonloi is an Assistant Professor of Mechanical Engineering Technology at King Mongkut's University of Technology North Bangkok (KMUTNB), Thailand. He obtained his D.Eng. in Mechanical Engineering from King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang in 2011. His research interests

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

ประวัติคณะผู้วิจัย

1. หัวหน้าโครงการ (ไทย) ดร. วิชาดา เจษฎารัตนชัย
(อังกฤษ) Dr. Withada Jedsadaratanachai

เลขหมายบัตรประจำตัวประชาชน 1 7099 00206 74 8

ตำแหน่ง อาจารย์ประจำ

คุณวุฒิ D.Eng (Mechanical Engineering, KMITL)

หน่วยงานต้นสังกัด สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

สถานที่ติดต่อ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

อีเมลล์ kjwithad@kmitl.ac.th

ผลงานวิจัยที่ออกเผยแพร่

1. ผลงานวิจัยที่ตีพิมพ์ในวารสารระดับนานาชาติ
 - 1) Promvong P, Jedsadaratanachai W, Kwankaomeng S. Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° inline angled baffle turbulators. Applied Thermal Engineering 2010;30:1292-1303.
 - 2) Jedsadaratanachai W, Suwannapan S, Promvong P. Numerical Study of Laminar Heat Transfer in Baffled Square Channel with Various Pitches. Energy Procedia 2011;9:630-642.
 - 3) Promvong P, Jedsadaratanachai W, Kwankaomeng S, Thianpong C. 3D simulation of laminar flow and heat transfer in V-baffled square channel. International Communications in Heat and Mass Transfer 2012; 39:85-93.
 - 4) Jedsadaratanachai W, Jayranaiwachira N. Effect of Pitch to Height Ratio on Flow Visualization, Heat Transfer, and Thermal Performance in a Round Tube with Upstream RWVG. Advances in Mechanical Engineering 2014, Article ID 471720, 13 pages.
 - 5) Jedsadaratanachai W, Jayranaiwachira N, Promvong P. Computational Investigation on Fully Developed Periodic Laminar Flow Structure in Baffled Circular Tube with Various BR. Mathematical Problems in Engineering 2014, Article ID 735905, 9 pages.
 - 6) Boonloi A, and Jedsadaratanachai W. 3D Numerical study on laminar forced convection in V-baffled square channel. American Journal of Applied Sciences 2013;10:1287-1297.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.

- 7) Jedsadaratanachai W, Boonloi A. Energy performance improvement, flow behavior and heat transfer investigation in a circular tube with v-downstream discrete baffles. *Journal of Mathematics and Statistic* 2013;9:339-348.
- 8) Jedsadaratanachai W, Boonloi A. Effect of twisted ratio on flow structure, heat transfer and thermal improvement in a circular tube with single twisted tape. *Journal of Mathematics and Statistic* 2014;10:80-91.
- 9) Boonloi A, Jedsadaratanachai W. Forced convection heat transfer, flow configuration and thermal performance in a square channel with modified v-shaped baffles. *Journal of Mathematics and Statistic* 2014;10:201-210.
- 10) Boonloi A, Jedsadaratanachai W, Promvongse P. 2012 3D Simulation on Flow Behavior and Heat Transfer in a Circular Tube with Inclined Different Arrangement of Thin Rib, *Advanced Materials Research* 2012;628:622-623.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This material is reserved for educational use only, not allowed for commercial use.

Forbidden to modify the content, and cite the document when use.