



รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน
ของครีบลูกเปลี่ยนความร้อนในกระแสน้ำไหลที่มี
ลักษณะการไหลเป็นจังหวะ โดยใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลข

โดย พันโท ดร. อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง และคณะ

กรกฎาคม 2549

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน
ของครีบลูกเปลี่ยนความร้อนในกระแสน้ำไหลที่มี
ลักษณะการไหลเป็นจังหวะ โดยใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลข

คณะผู้วิจัย

สังกัด

1. พันโท ผศ. ดร. อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง

2. รศ.ดร. ศุภชาติ จงไพฑูริย์พัฒนา

กองวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ส่วนการศึกษา
โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า
สถาบันเทคโนโลยีนานาชาติสิรินธร
มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์

สนับสนุนโดยสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย

(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย สกว. ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้สำเร็จลงไปได้ด้วยดี เป็นเพราะผู้วิจัยได้รับความกรุณาอย่างสูงจาก รศ.ดร. ศุภชาติ จงไขบุญพัฒนะ จากสถาบันเทคโนโลยีนานาชาติสิรินธร มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ที่ได้เสียสละเวลาถ่ายทอดความรู้ประสบการณ์ และให้คำปรึกษาอันเป็นประโยชน์ตลอดการทำงานวิจัย ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง รวมทั้งขอขอบคุณ รศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่เสียสละเวลาอ่านบทความสำหรับการตีพิมพ์

ขอขอบคุณ กองวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ส่วนการศึกษา โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า และโรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า ที่ได้เอื้อเฟื้อสถานที่และโอกาสในการทำงานวิจัยในครั้งนี้ ขอกราบขอบพระคุณพ่อ แม่ ดร. มาลินี สุขแสงพนมรุ่ง ที่คอยให้กำลังใจและสนับสนุนการทำงานวิจัยด้วยดีตลอดมา

สุดท้ายนี้ผู้วิจัยขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนงานวิจัย (สกว.) ที่ได้เอื้อเฟื้อและสนับสนุนทุนวิจัยสำหรับงานวิจัยในครั้งนี้ และเจ้าหน้าที่ฝ่ายวิชาการทุกท่านที่คอยดูแลและติดตามเพื่อให้งานวิจัยนี้สำเร็จลงไปได้ด้วยดี

พันโท ดร. อโณทัย สุขแสงพนมรุ่ง

บทคัดย่อ

รหัสโครงการ: TRG4580073

ชื่อโครงการ: การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีบลูกเหล็กเปลี่ยนความร้อนใน
กระแสน้ำไหลที่มีลักษณะการไหลเป็นจังหวะโดยใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลข

นักวิจัย: พ.ท.ดร. อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง

E-mail: asuksang@crma.ac.th

ระยะเวลาโครงการ: 1 กรกฎาคม 2545 – 31 ธันวาคม 2547

งานวิจัยนี้ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของครีบลูกเหล็กเปลี่ยนความร้อน โดยใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขทางพลศาสตร์ของไหลและการถ่ายเทความร้อน โดยมีจุดประสงค์หลักในการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของพื้นผิวครีบลูกเหล็กให้สูงขึ้น โดยวิธีการปรับแต่งกระแสน้ำไหลเข้าตักกระทบบนกระแสน้ำไหลสม่ำเสมอ ให้เป็นการไหลแบบเป็นจังหวะในรูปแบบลูกคลื่นไซน์ที่มีขนาดและความถี่ต่างกัน

จากงานวิจัยพบว่า ค่าความถี่และขนาดความแรงของคลื่นมีผลต่อการลดขนาดของกระแสการไหลวนบนพื้นผิวครีบลูกเหล็กและมีผลอย่างมากต่อการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ในการจำลองการไหลแบบสภาวะคงตัว พบว่ากระแสน้ำไหลเข้าแบบลูกคลื่นไซน์จะเป็นตัวสร้างความไม่เสถียรให้เกิดขึ้นในการไหล ส่งผลให้การไหลปรับเปลี่ยนเป็นการไหลแบบสภาวะไม่คงตัว ในการจำลองการไหลแบบสภาวะไม่คงตัวที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 1000 พบว่า ขนาดความแรงของคลื่นส่งผลโดยตรงต่อการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน แต่การเพิ่มความถี่ในกระแสน้ำไหลแบบเป็นจังหวะสูงเกินไปกลับส่งผลให้ค่าเฉลี่ยของการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าลดลง ทั้งนี้เนื่องมาจากเกิดการผสมผสานกันระหว่างวอร์เทกซ์ขนาดเล็กที่เคลื่อนที่ด้วยความเร็วและพลังงานต่ำ ส่งผลให้เกิด secondary shear layer ขึ้น ซึ่ง secondary shear layer นี้เปรียบเสมือนเป็นกำแพงกั้นการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลร้อนบริเวณติดผนังกับของไหลเย็นด้านบน สำหรับผลกระทบของกระแสน้ำไหลเข้าตักกระทบบนที่มีต่อแท่งความร้อนรูปทรงสี่เหลี่ยม หรือซีฟความร้อนที่มีการจัดเรียงตัวกัน 5 ตัว พบว่าระยะห่างระหว่างแท่งความร้อนและความสูงของแท่งความร้อนมีผลอย่างมากต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของแท่งความร้อน สำหรับกรณีที่มีการปรับแต่งกระแสน้ำไหลเข้าตักกระทบบนเป็นการไหลแบบเป็นจังหวะในรูปแบบลูกคลื่นไซน์ ให้ผลสรุปคล้ายกับกรณีครีบลูกเหล็กแบนยาว

คำหลัก : การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน การไหลแตกแยก กระแสน้ำไหลหมุนวน
กระแสน้ำไหลเข้าตักกระทบบนแบบเป็นจังหวะ

ABSTRACT

Project code: TRG4580073

Project Title: The numerical study of the enhancement of the heat transfer rate of the flat rectangular fin in pulsating flow

Investigator: Lt.Col.Dr. Anotai Suksangpanomrung

E-mail: asuksang@crma.ac.th

Project Period: 1 July 2545 – 31 December 2547

This research was to study the heat transfer enhancement of rectangular fin using the computational fluid dynamics and heat transfer in two and three-dimensional domain. The main purpose was to reduce the length of recirculation zone on the surface of the rectangular fin and increase the heat transfer rate. A pulsating flow with sinusoidal pattern is introduced at the inlet with varying frequency and amplitude.

The results from the simulation showed that both frequency and amplitude affect the length of recirculation flow and the heat transfer enhancement. For the long rectangular fin, in two-dimensional steady flow regime, varying the frequency and amplitude of the pulsating flow would introduce an instability to the flow and force the flow to become unsteady with the formation of shedding vortex. The two-dimensional simulation of unsteady flow over long rectangular fin at Reynolds number of 1000 showed that the shedding vortices characteristic was controlled by the pulsating frequency. Increasing the pulsating frequency created the high temperature concentration downstream and close to the wall. This was due to the interaction between small vortices in the shear layer created from the pulsating frequency. The interaction of small vortices resulted in to the secondary shear layer which acted as a barrier between hot surface and cool fluids. The two and three-dimensional simulation of flow and heat transfer over the multiple heated block indicated that the spacing between each block and the blockage ratio play an important role in heat transfer. When the incoming flow is perturbed by the sinusoidal wave, the result was at the same trend as the single long rectangular fin. The optimal frequency is found to be about 2-3 time of the characteristics frequency of the flow.

Key words: Heat transfer enhancement, Separated flow, Recirculation flow, Pulsating flow

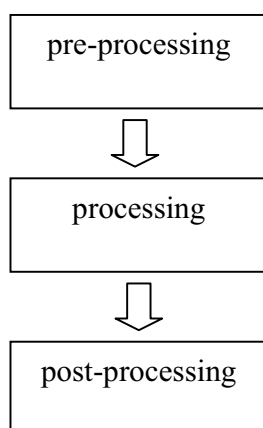
สารบัญ

		หน้า
กิตติกรรมประกาศ		i
Abstract		ii
บทคัดย่อ		iii
บทนำ		1
กิจกรรม 1	การพัฒนาศึกษาและปรับปรุงโปรแกรมคำนวณ (code development) สำหรับการคำนวณเชิงตัวเลขทางพลศาสตร์ของไหลและการถ่ายเทความร้อนเพื่อนำมาวิเคราะห์ปัญหาของแบบจำลอง	8
กิจกรรม 2	การคำนวณเชิงตัวเลขในสองมิติสำหรับครีบริปูทรงสี่เหลี่ยมแบนยาว กรณีที่มีกระแสการไหลเข้าเป็นแบบเป็นจังหวะ	18
กิจกรรม 3	การคำนวณเชิงตัวเลขในสองและสามมิติสำหรับแท่งความร้อนรูปทรงสี่เหลี่ยมที่จัดเรียงตัวกันสำหรับกรณีที่มีกระแสการไหลเข้าเป็นแบบสม่ำเสมอและเป็นจังหวะ	37
Output จากโครงการ		88
ภาคผนวก		89
ผนวก ก.	ผลกระทบของการไหลแบบเป็นจังหวะที่มีต่อการไหลหมุนวนและการถ่ายเทความร้อน	
ผนวก ข.	Numerical analysis on two-dimensional flow and heat transfer of fin: Effect of incoming pulsating flow	
ผนวก ค.	Numerical investigation of heat transfer in pulsating flows through a bluff plate	
ผนวก ง.	เอกสารตอบรับจาก editor International Communications of Heat and Mass Transfer (Prof. W.J. Minkowycs)	

กิจกรรม 1 การพัฒนาศึกษาและปรับปรุงโปรแกรมคำนวณ (code development) สำหรับ การคำนวณเชิงตัวเลขทางพลศาสตร์ของไหลและการถ่ายเทความร้อนเพื่อ นำมาวิเคราะห์ปัญหาของแบบจำลอง

1.1 บทนำ

การแก้ปัญหาทางพลศาสตร์ของไหลและกลศาสตร์ของไหลรวมทั้งการถ่ายเทความร้อนในปัจจุบันสามารถแบ่งแยกออกได้เป็น 3 วิธีการหลักใหญ่ด้วยกันคือ การแก้ปัญหาด้วยวิธีการ analytic การแก้ปัญหาด้วยวิธีการทดลอง และการแก้ปัญหาด้วยวิธีการคำนวณเชิงตัวเลข ซึ่งทั้งสามวิธีนี้มีข้อดีและข้อด้อยแตกต่างกันไป สำหรับวิธีการ analytic ปัญหาที่สำคัญก็คือวิธีการนี้สามารถแก้ปัญหาได้เฉพาะกรณีการไหลอย่างง่ายที่ไม่ซับซ้อน เป็นการไหลที่ถูกควบคุมด้วยสมการอย่างง่าย ดังนั้นวิธีการนี้จึงไม่เหมาะสำหรับการไหลจริงที่เกิดขึ้น การแก้ปัญหาด้วยวิธีการทดลองเป็นการแก้ปัญหาที่เหมาะสม เพราะเป็นการแก้ปัญหาที่จำลองการไหลเหมือนจริง อาจใช้ความรู้ด้านการวิเคราะห์มิติเข้ามาช่วยในการแก้ปัญหา อย่างไรก็ตามข้อด้อยของวิธีการนี้ก็คือปัญหาเรื่องการสร้างแบบจำลอง เวลาการทดลอง ค่าใช้จ่าย และปัญหาการควบคุมสภาวะในการทดลอง แนวทางหนึ่งที่ถูกนิยมใช้ในการแก้ปัญหาพลศาสตร์ของไหลและการถ่ายเทความร้อนก็คือการคำนวณเชิงตัวเลขทางพลศาสตร์ของไหล (Computational Fluids Dynamics: CFD) ซึ่งวิธีการนี้เป็นการแก้ปัญหาคำนวณการไหล การถ่ายเทความร้อน ฯลฯ โดยใช้โปรแกรมการคำนวณ CFD ที่ถูกสร้างขึ้นจากสมการการควบคุม (governing equations) ระเบียบวิธีการคำนวณเชิงตัวเลข (numerical methods) และภาษาคอมพิวเตอร์ (computer language) โดยนำโปรแกรม CFD นี้มาทำการประมวลผลในเครื่องคอมพิวเตอร์ โดยทั่วไปแล้วการคำนวณด้วยวิธีการ CFD แบ่งออกได้เป็น 3 ส่วนหลัก ๆ คือ pre-processing, processing และ post-processing ดังรูปที่ 1.1



รูปที่ 1.1 องค์ประกอบหลักของวิธีการ CFD

ทั้ง 3 ส่วนหลักนี้มีความสำคัญไม่แพ้ซึ่งกันและกัน ส่วน pre-processing เป็นส่วนการเตรียมการ ประกอบไปด้วยการกำหนดปัญหา แบบจำลอง สภาวะเงื่อนไข สมการควบคุม การ discretize สมการควบคุมให้อยู่ในรูปสมการ algebraics การแก้ปัญหามatrix (matrix solver) และการกำหนด รูปแบบของ grid ที่จะทำการจำลอง ในส่วนของ processing จะเป็นการคำนวณ โดยใช้ความสามารถของเครื่องคอมพิวเตอร์เป็นตัวประมวลผล ประสิทธิภาพของเครื่องจึงเป็นสิ่งที่สำคัญในส่วนนี้ เมื่อการประมวลผลสำเร็จก็จะเข้าสู่ส่วนขั้นตอน post-processing ซึ่งเป็นส่วนการแสดงผลข้อมูลที่ได้จากการประมวล ซึ่งสามารถแสดงผลได้ในรูปของ กราฟ contour line, vector plot รวมถึง animation ซึ่งข้อมูลที่ได้เป็นข้อมูลที่ปรากฏในทุกตำแหน่งและเวลาของค่าตัวแปรความเร็วและความดันในสนามการไหล

โปรแกรม CFD นี้มีการพัฒนาไปอย่างมาก ในปัจจุบันนี้ไม่ได้จำกัดเฉพาะการคำนวณการไหลและการถ่ายเทความร้อนเท่านั้น ยังมีการพัฒนาไปยังสาขาวิชาต่างๆ มากมายเช่น งานด้านยานยนต์ ด้านการเผาไหม้ ด้านปฏิกิริยาเคมี ด้านสิ่งแวดล้อม ด้าน nuclear power ด้าน fuel cell เป็นต้น เนื่องจากโปรแกรม CFD ถูกนิยมเป็นที่แพร่หลายในแวดวงต่างๆ ทำให้เกิดโปรแกรม CFD ทางการค้า (commercial CFD packages) ขึ้นอย่างมากมาย อาทิ Fluent [1], Star CD [2], CFX [3] เป็นต้น รายละเอียดใน [4] ซึ่งโปรแกรม CFD เหล่านี้มีราคาแพง เป็นลิขสิทธิ์ต่อปีหรือซื้อขาด จำกัดจำนวนผู้ใช้และโปรแกรมเฉพาะด้านที่ต้องการคำนวณ ทำให้ไม่เหมาะสมกับสภาพการใช้สำหรับงานวิจัยและศึกษาในประเทศไทย เนื่องจากมีราคาแพง และจำกัดขอบเขตการใช้ ดังนั้นการพัฒนาโปรแกรม CFD ขึ้นมาใช้เองภายในประเทศด้วยวิธีการที่ถูกต้องจึงเป็นแนวทางที่น่าส่งเสริมและค้นคว้าวิจัยต่อไป

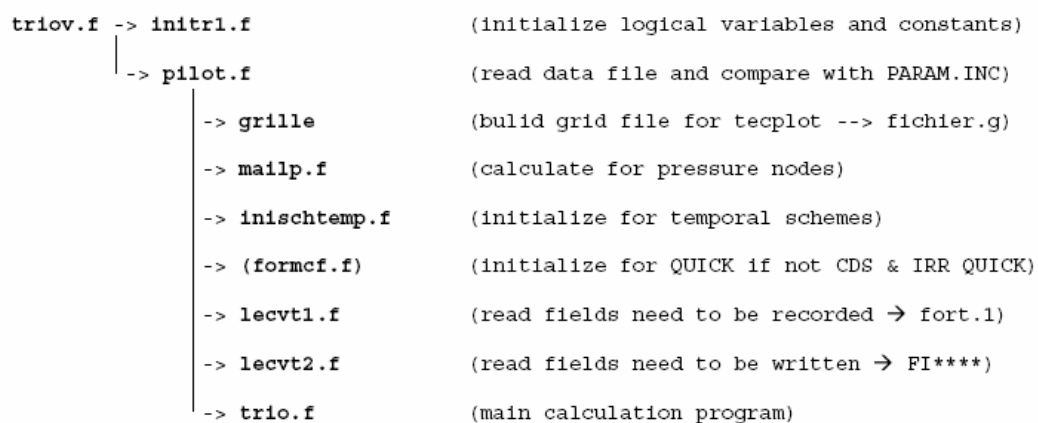
1.2 โปรแกรมการคำนวณเชิงตัวเลขทางพลศาสตร์ของไหล UTF

โปรแกรมการคำนวณเชิงตัวเลขทางพลศาสตร์ของไหลที่นำมาพัฒนาคือโปรแกรม UTF ซึ่งย่อมาจาก Unsteady Turbulent Flow ซึ่งหมายถึงการจำลองการไหลแบบปั่นป่วนในสภาวะไม่คงตัว ซึ่งเป็นประสิทธิภาพสูงสุดที่โปรแกรม UTF นี้สามารถทำการจำลองได้ โปรแกรมนี้สามารถจำลองได้ทั้งสองและสามมิติ ตั้งแต่เดิมแล้วโปรแกรมนี้ได้จากงานวิจัยในระดับปริญญาเอก ซึ่งได้มีการพัฒนาปรับปรุงและเพิ่มเติมจนมีความสามารถในการคำนวณในทางพลศาสตร์ของไหลและการพาความร้อนได้ระดับหนึ่ง โปรแกรมคำนวณ CFD นี้ถูกเขียนด้วยภาษา fortran ด้วยระเบียบวิธีปริมาตรสลับเนื่อง (finite volume method) ทำการประมวลผลบนระบบปฏิบัติการยูนิกซ์ โดยขีดความสามารถของโปรแกรมการคำนวณเชิงตัวเลข UTF ที่มีอยู่เดิมนี้อย่างนี้

- การไหลแบบอัดตัวไม่ได้ในสองและสามมิติ
- การไหลแบบสภาวะคงตัวและไม่คงตัว
- Direct และ large eddy simulation สำหรับการไหลปั่นป่วน

- การพาความร้อนแบบบังคับ
- Convective discretization scheme ประกอบด้วย UDS, CDS และ QUICK scheme
- Matrix solver ประกอบด้วย direct method, Iteration method และ conjugate gradient
- Time stepping ประกอบด้วย Euler time stepping, 2nd - 3rd order Runge Kutta scheme และ low storage Runge Kutta scheme

โปรแกรมคำนวณ UTF นี้ประกอบไปด้วย 131 subroutines โดยมีการจัดวางโปรแกรมคร่าว ๆ ดังรูปที่ 1.2 โปรแกรมหลักในการคำนวณคือ trio.f รายละเอียดใน [5]



รูปที่ 1.2 Flow chart แสดง subroutines หลัก ๆ ของ โปรแกรม UTF

1.3. การพัฒนาโปรแกรม UTF สำหรับการประมวลผลในระบบปฏิบัติการลินุกซ์ และวินโดวส์

เนื่องจากโปรแกรม UTF ถูกพัฒนามาบนระบบปฏิบัติการยูนิกซ์ โดยถูกเขียนด้วยภาษา fortran การประมวลผลโปรแกรม UTF บนระบบปฏิบัติการอื่น ๆ จึงมีความเป็นไปได้หาก compiler language นั้นเหมือนกันหรือเทียบเคียงกันได้

1.3.1 ระบบปฏิบัติการลินุกซ์

ระบบปฏิบัติการลินุกซ์เป็นระบบปฏิบัติการที่มีการพัฒนามาจากระบบปฏิบัติการยูนิกซ์ โดยที่จัดว่าเป็นระบบปฏิบัติการที่มีประสิทธิภาพ และกำลังได้รับความนิยมเป็นอย่างมาก ใน

ปัจจุบัน อันเนื่องมาจากเป็นระบบที่สามารถใช้ได้เป็นอย่างดีกับ ระบบเครือข่ายและมีโปรแกรมพื้นฐานคล้ายกับระบบปฏิบัติการยูนิกซ์รวมทั้งมี computer language complier อยู่ภายใน ระบบปฏิบัติการนี้มีข้อดีคือไม่มีลิขสิทธิ์ส่วนบุคคล แต่เป็นลิขสิทธิ์แบบ GNU Public License (GPL) คือเราสามารถใช้งาน แจกจ่าย หรือดัดแปลงได้ โดยไม่เสียค่าใช้จ่ายใด ๆ

การประมวลผลโปรแกรม UTF บนระบบปฏิบัติการลินุกซ์พบว่าต้องมีการปรับปรุงในรายการต่อไปนี้

- ❖ ตัวเลือกพิเศษสำหรับการประมวล เช่น double precision, optimization etc.
- ❖ การตั้ง path ในการ link และ executable

จากการปรับปรุงโปรแกรม UTF ให้ใช้งานได้ในระบบปฏิบัติการลินุกซ์ พบว่าเป็นเรื่องง่ายที่สามารถกระทำได้ไม่ยากนัก ความยากของการพัฒนาจะเป็นที่ตัวระบบปฏิบัติการลินุกซ์เองที่ยากต่อการติดตั้ง การเชื่อมต่อระบบ และ setup ส่วนต่าง ๆ

1.3.2 ระบบปฏิบัติการวินโดวส์

ในการประมวลผลโปรแกรม UTF ในระบบปฏิบัติการลินุกซ์นั้น จะต้องมีการโอนข้อมูลที่ได้จากการประมวล (processing) ทุกครั้งเพื่อมาทำการวิเคราะห์และตีความ (post-processing) ในโปรแกรมที่อยู่ในระบบปฏิบัติการวินโดวส์ การถ่ายโอนจะต้องทำการถ่ายโอนใน ascii format เนื่องจาก binary format ของระบบทั้งสองแตกต่างกัน ดังนั้นการคำนวณที่มีการเก็บข้อมูลมาก และมีขนาดใหญ่ ทำให้เกิดความไม่สะดวกในขั้น processing และ post-processing และใช้เวลานานเนื่องจากโปรแกรมการวิเคราะห์ข้อมูลนั้นถูกจำกัดในระบบปฏิบัติการยูนิกซ์และวินโดวส์เท่านั้น ดังนั้นเพื่อความสะดวกในการวิจัย จึงได้คิดหาวิธีการอย่างง่ายในการประมวลผลโปรแกรม UTF ในระบบปฏิบัติการวินโดวส์โดยไม่เสียค่าใช้จ่ายใดๆ

จากการค้นคว้าพบว่าการประมวลผลโปรแกรม UTF บนระบบปฏิบัติการวินโดวส์ โดยการทำสภาพแวดล้อมของระบบปฏิบัติการวินโดวส์ให้คล้ายคลึงกับระบบปฏิบัติการลินุกซ์ให้มากที่สุด โดยใช้โปรแกรม cygwin [6] ซึ่งโปรแกรม cygwin นี้สามารถเพิ่ม compiler source code ที่ต้องการได้อีกด้วย สำหรับ fortran compiler หรือถูกรู้จักในนาม g77 ซึ่งเป็น open source อยู่ใน GNU Compiler Collection (GCC) [7]

การประมวลผลโปรแกรม UTF บนระบบปฏิบัติการวินโดวส์ที่ใช้โปรแกรม cygwin เป็นโปรแกรมสร้างสภาพแวดล้อมให้คล้ายกับระบบปฏิบัติการลินุกซ์ พบว่าต้องทำการปรับปรุงคำสั่งการประมวลผล และวิธีการประมวลผล เนื่องจากคำสั่งที่ใช้ option ต่างๆ ที่ใช้สำหรับการประมวลผลแตกต่างกันไปจากระบบปฏิบัติการลินุกซ์ สำหรับตัว subroutine เองไม่ต้องการแก้ไขมาก จะแก้ไขก็เฉพาะบาง subroutine ที่มีชื่อ parameter เป็นตัวห้ามใน GNU g77 ตัวอย่างการเปรียบเทียบคำสั่งการประมวล (compiling) ดังรูปที่ 1.3 และคำสั่งการ link ดังรูปที่ 1.4

```
f77 -c -O2 -malign-double \
accumul.f \
anuvol.f \
bilma.f \
.
.
.
.
.
mv *.o ../OBJECT
```

(a) ระบบปฏิบัติการลินุกซ์

```
g77 -c \
accumul.f \
anuvol.f \
bilma.f \
.
.
.
.
.
mv *.o ../OBJECT
```

(b) ระบบปฏิบัติการวินโดวส์

รูปที่ 1.3 เปรียบเทียบตัวอย่างคำสั่งการประมวล (compiling)

```
EXE=TEST
f77 -p -fast -o $EXE \
ecrivit.o \
ecritens.o \
.
.
.
.
.
mv $EXE ../EXECU
```

(a) ระบบปฏิบัติการลินุกซ์

```
EXE=TEST.EXE
g77 -p -fast -o $EXE \
ecrivit.o \
ecritens.o \
.
.
.
.
.
mv $EXE ../EXECU
```

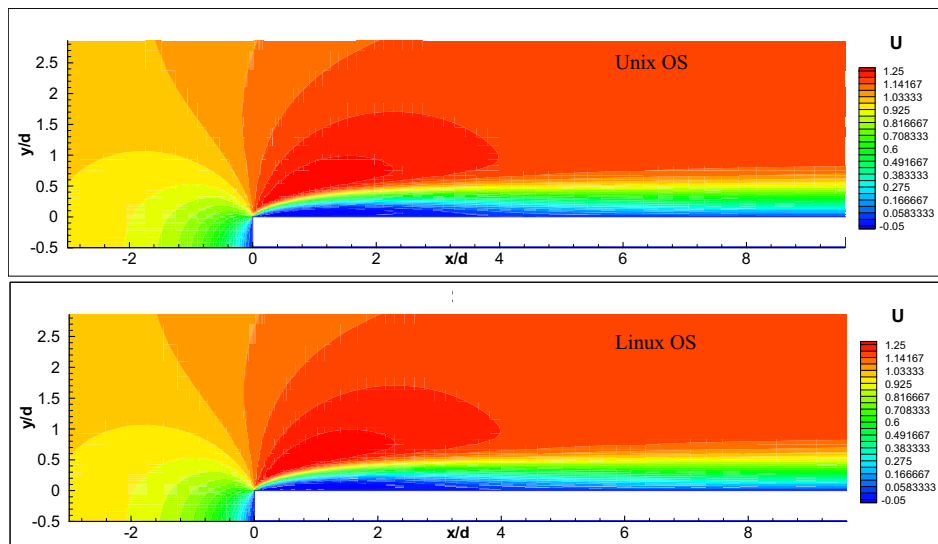
(b) ระบบปฏิบัติการวินโดวส์

รูปที่ 1.4 เปรียบเทียบตัวอย่างคำสั่งการ link

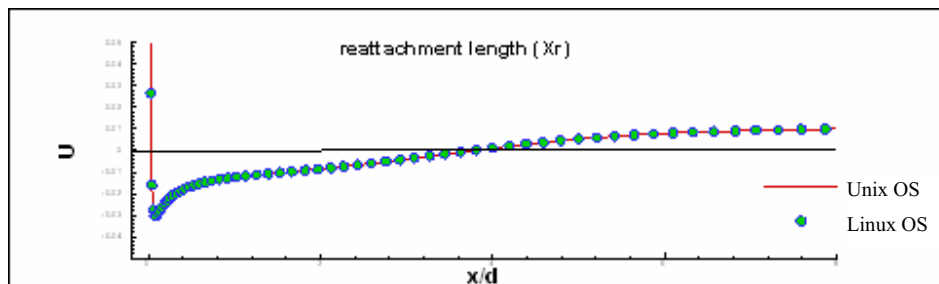
1.3.3 การทดสอบกรณีศึกษาบนระบบปฏิบัติการลินุกซ์

เพื่อสร้างความเชื่อมั่นในระบบปฏิบัติการทั้งสอง โปรแกรม UTF ในระบบปฏิบัติการลินุกซ์ ที่ได้รับการแก้ไขและปรับปรุง ถูกนำมาทดสอบและเปรียบเทียบกับโปรแกรม UTF ที่ประมวลบนระบบปฏิบัติการยูนิกซ์โดยใช้กรณีศึกษาของการไหลผ่านรูปทรงสี่เหลี่ยม ในสถานะคงตัว ใน 2 มิติ ที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 250 ด้วยสภาพเงื่อนไข (boundary conditions) ขนาด grid และเวลาในการประมวลผลที่เหมือนกัน โดยการไหลในรูปแบบนี้เคยถูกตรวจสอบมาก่อนแล้วบนระบบปฏิบัติการยูนิกซ์โดย Suksangpanomrung *et.al.* [8]

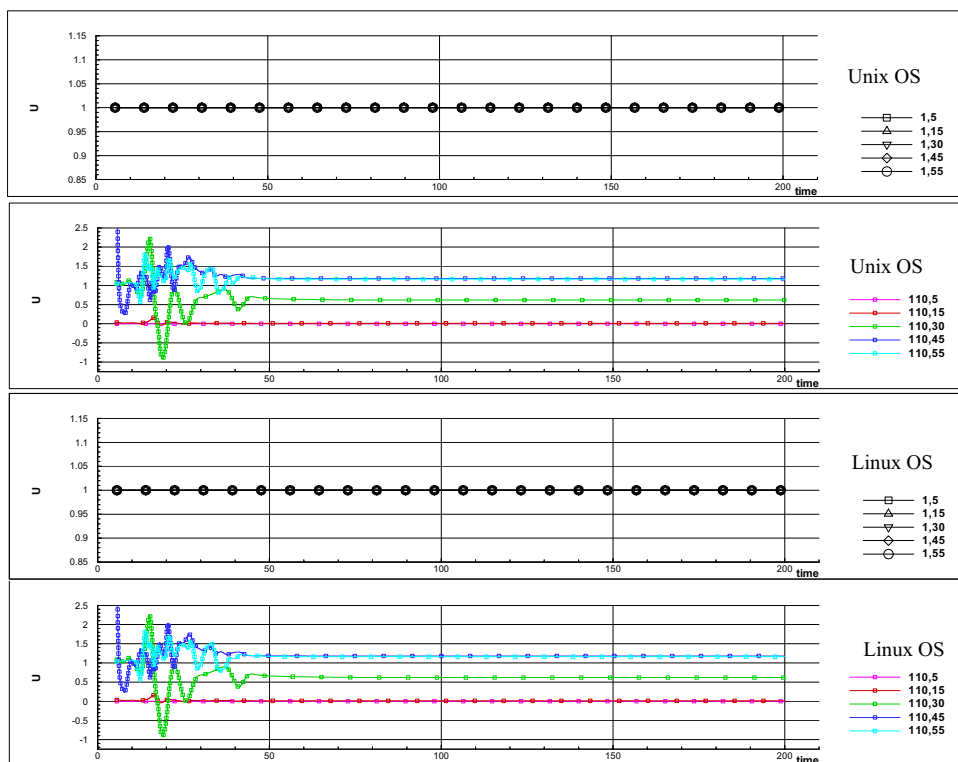
รูปที่ 1.5 เป็นการเปรียบเทียบ contour line ของความเร็ว ณ เวลา $t = 200$ หน่วย พบว่าการคำนวณบนระบบทั้งสองให้ผลที่เหมือนกัน รูปที่ 1.6 เป็นการแสดงค่า reattachment length (X_r) ซึ่งเป็นระยะที่วัดจากจุดตกกระทบบครั้งแรกที่มุมบนด้านซ้ายของแท่งสี่เหลี่ยม มายังตำแหน่งที่ของไหลตกกระทบบกับผนังด้านบนอีกครั้ง หรือกำหนดว่าเป็นจุดที่ค่าความเค้นเฉือนบนผนังมีค่าเป็นศูนย์พบว่าระยะที่ได้ไม่แตกต่างกัน รูปที่ 1.7 เป็นการแสดงค่าสัญญาณความเร็วที่บันทึก ณ ตำแหน่งต่าง ๆ ในแบบจำลอง จากค่าสัญญาณที่ได้นี้เราสามารถสรุปได้ว่า การไหลอยู่ในสถานะคงตัวตั้งแต่วเวลา $t = 50$ หน่วย จะเห็นได้ว่าผลที่ได้จากการคำนวณในระบบปฏิบัติการทั้งสองให้ผลที่เหมือนกัน



รูปที่ 1.5 contour line ของความเร็ว ณ เวลา $t = 200$ หน่วย



รูปที่ 1.6 ค่า reattachment length ณ เวลา $t = 200$ หน่วย



รูปที่ 1.7 สัญญาณความเร็วของกระแสการไหล ณ ตำแหน่งต่าง ๆ

1.4 กระแสการไหลเข้าสู่ระบบแบบเป็นจังหวะ

การปรับแต่งกระแสการไหลเข้าแบบสม่ำเสมอ (uniform flow) ที่เข้าสู่ระบบเป็นการไหลที่เข้าสู่ระบบแบบเป็นจังหวะ (pulsating flow) ในรูปแบบลูกคลื่นไซน์ (sinusoidal pattern) โดยมีตัวแปรที่สำคัญที่ต้องพิจารณาคือขนาดของความแรง (amplitude) และความถี่ (frequency) ของกระแสการไหลเข้า สมการการไหลแบบเป็นจังหวะในรูปแบบลูกคลื่นไซน์เขียนได้ในรูปฟังก์ชันดังนี้

$$u = U(1 + A \sin(2\pi ft)) \quad (1.1)$$

โดยที่ U = ค่าความเร็วสม่ำเสมอ หรือความเร็วกระแสอิสระ (free stream velocity)
 A = ขนาดความแรง (amplitude)
 f = ความถี่ (frequency)
 t = เวลา

ในการเพิ่มรูปฟังก์ชันของสมการ (1.1) เข้าสู่โปรแกรม UTF นั้นสมการ (1.1) ต้องถูกทำการ discretize ให้อยู่ในรูป algebraic equation เสียก่อน สำหรับการ discretize ในครั้งนี้ ค่า U และ t ถูกกำหนดให้เป็นตัวแปรในการคำนวณ ส่วนค่า A และ f เป็นค่าพารามิเตอร์ การปรับแต่ง subroutines ในโปรแกรม UTF สรุปได้ดังนี้

1. เขียนข้อมูลใส่เข้า (input data) ใน file `***.data`

ทำการเพิ่มตัวเลือกสำหรับเลือกใช้ของ ค่าความแรง และความถี่

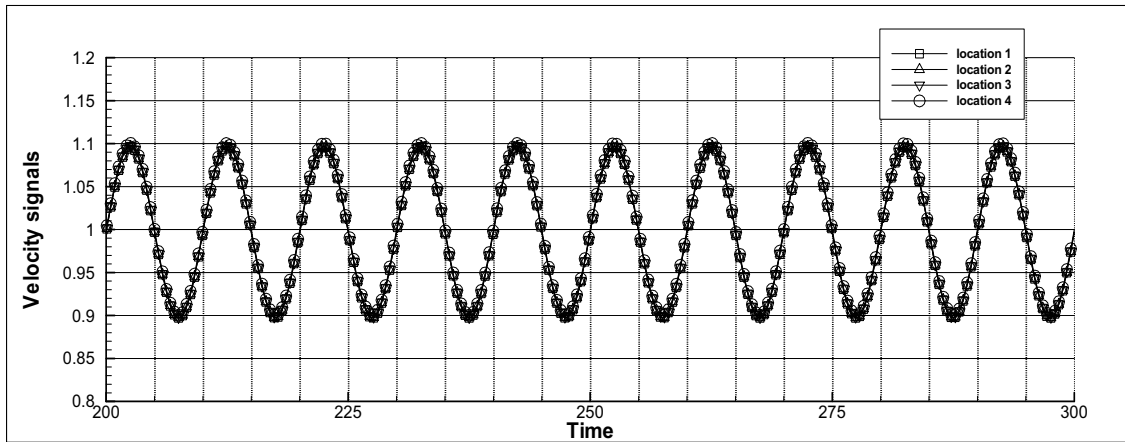
2. เขียนข้อมูลการอ่านและตรวจสอบความถูกต้องใน file `Genparam.f`

3. เขียนข้อมูลการอ่านและการ initialization และ การส่งผ่านไปยัง `Trio.f` ใน file `Pilot.f`

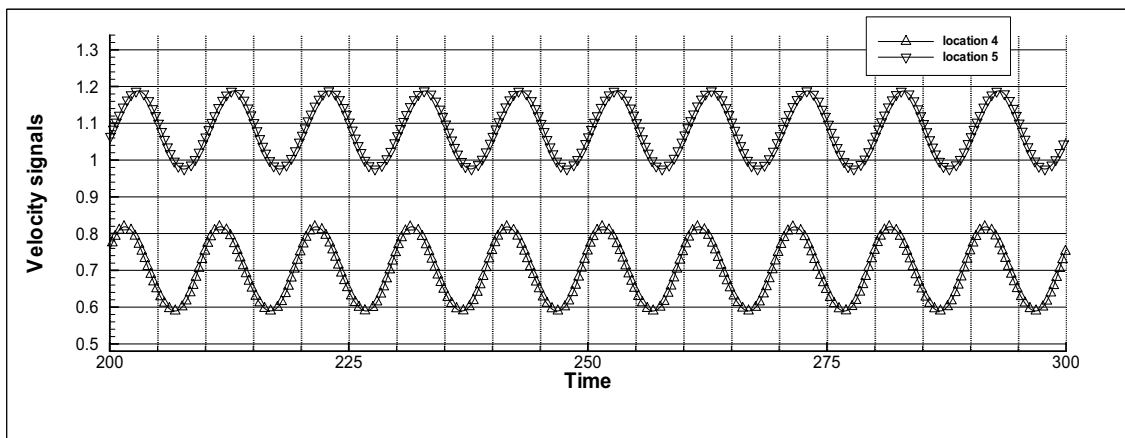
4. เขียนการรับข้อมูลจาก `Pilot.f`

เขียน / กำหนด ข้อมูลใหม่สำหรับการอนุรักษ์ของมวลของของไหลที่ไหลเข้า
เขียนฟังก์ชันการไหลแบบเป็นจังหวะในรูปแบบลูกคลื่นไซน์
กำหนดฟังก์ชันการไหลแบบเป็นจังหวะในรูปแบบลูกคลื่นไซน์ ให้เป็นเงื่อนไข
ความเร็วที่สภาวะทางเข้า หรือตำแหน่ง $(1, j, k)$

} ใน file `Trio.f`



รูปที่ 1.8 สัญญาณความเร็ว ณ ตำแหน่งที่บริเวณทางเข้า ($f = 0.1$, $A = 0.1$)



รูปที่ 1.9 สัญญาณความเร็ว ณ ตำแหน่งที่บริเวณทางออก ($f = 0.1$, $A = 0.1$)

เพื่อเป็นการยืนยันลักษณะของกระแสการไหลเข้าว่ามีรูปแบบเป็นจังหวะในรูปแบบลูกคลื่นไซน์ จึงได้มีการทดสอบกับแบบจำลองเดียวกับหัวข้อ 1.3.3 คือการไหลผ่านวัตถุรูปทรงสี่เหลี่ยมแบนยาวในสภาวะคงตัว ใน 2 มิติ ที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 250 รูปที่ 1.8 แสดงตัวอย่างของค่าความเร็ว 4 ตำแหน่งในแนวตั้ง ณ เวลาต่าง ๆ ในการไหลบริเวณทางเข้า จะพบว่ากระแสการไหลเข้ามีการเปลี่ยนแปลงในรูปแบบลูกคลื่นไซน์ โดยมีค่า $U = 1$ หน่วย, $A = 0.1$ หน่วย และ $f = 0.1$ หน่วย เช่นเดียวกันในบริเวณใกล้ทางออกสัญญาณความเร็วก็ผันแปรตามกระแสการไหลเข้าหลัก โดยยังคงรูปแบบลูกคลื่นไซน์ที่มีค่าความเร็วเปลี่ยนไปดังแสดงในรูปที่ 1.9

1.5 บทสรุป

โปรแกรมคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลที่จะใช้ในงานวิจัยนี้ ได้ถูกพัฒนาให้สามารถใช้ได้กับระบบปฏิบัติการลินุกซ์ ซึ่งระบบปฏิบัติการนี้สามารถทำงานได้บนเครื่องคอมพิวเตอร์ส่วนบุคคล ซึ่งในปัจจุบันมีราคาถูกมาก อีกทั้งโปรแกรมคำนวณ ฯ นี้ยังได้ถูกประยุกต์ใช้กับระบบปฏิบัติการวินโดวส์ได้อีกด้วย โดยใช้โปรแกรม Cygwin ซึ่งเป็นโปรแกรมที่จำลองระบบการทำงานแบบยูนิกซ์ มาประยุกต์ใช้บนระบบปฏิบัติการวินโดวส์ อย่างไรก็ตามพบว่าการคำนวณบนระบบปฏิบัติการลินุกซ์มีความเสถียรและการแบ่งใช้หน่วยความจำที่ดีกว่า จากการทดสอบการจำลองการไหลบนระบบปฏิบัติการทั้งสอง เมื่อเปรียบเทียบกับผลที่เคยได้จากการคำนวณบนระบบยูนิกซ์ ด้วยสภาวะต่างๆ ที่เหมือนกัน พบว่าให้ค่าที่เหมือนกัน

โปรแกรมคำนวณ ฯ ได้ถูกปรับปรุงจากการไหลเข้าระบบแบบสม่ำเสมอในทิศทางเดียวให้เป็นแบบการไหลเข้าแบบเป็นจังหวะ สำหรับงานวิจัยนี้ได้เลือกลักษณะของกระแสการไหลเข้าเป็นจังหวะเป็นแบบลูกคลื่นไซน์โดยค่าพารามิเตอร์หลักคือค่าความถี่ (frequency; f) และค่าความแรง (amplitude; A) ของกระแสที่ไหลเข้า ดังสมการ $u = U(1 + A \sin(2\pi ft))$

1.6 เอกสารอ้างอิง (Reference)

1. <http://www.fluent.com>
2. <http://www.cd-adapco.com/products/STAR-CD/index.html>
3. <http://www-waterloo.ansys.com>
4. http://www-berkeley.ansys.com/cfd/CFD_codes_c.html
5. A. Suksangpanomrung, "Investigation of unsteady separated flow and heat transfer using direct and large eddy", Ph.D. Thesis, University of Victoria, Canada, 1999.
6. <http://www.cygwin.com>
7. <http://www.gnu.org/software/fortran/fortran.html>
8. Suksangpanomrung A., Moinat P. and Djilali N., "Unsteady Separated and Reattaching Flow Over a Blunt Plate", *Proceedings of the CASI 6th Aerodynamics Symposium*, Toronto, p. 55-63, 1997.

กิจกรรม 2 การคำนวณเชิงตัวเลขในสองมิติสำหรับครีปรูปทรงสี่เหลี่ยมแบนยาว กรณีที่มีกระแสการไหลเข้าเป็นแบบเป็นจังหวะ

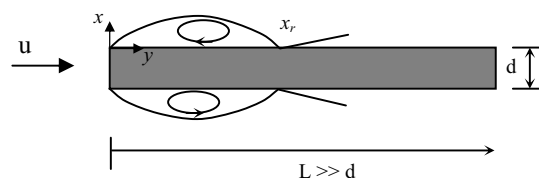
บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการคำนวณเชิงตัวเลขผ่านครีปรแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีรูปทรงสี่เหลี่ยมแบนยาว โดยศึกษาถึงผลกระทบของการไหลแบบเป็นจังหวะที่มีรูปแบบเป็นลูกคลื่นไซน์ (sinusoidal wave) ที่มีต่อเขตกระแสการไหลหมุนวนและการถ่ายเทความร้อนของครีปรแลกเปลี่ยนความร้อนจากการคำนวณพบว่าค่าความถี่และขนาดความแรงของคลื่นมีผลต่อการลดขนาดของเขตการไหลหมุนวน (recirculation flow zone) บนพื้นผิวครีปรและมีผลอย่างมากต่อการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ในการจำลองการไหลแบบสภาวะคงตัวกระทำที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ $Re_d = 250$ และ 400 พบว่ากระแสการไหลเข้าแบบลูกคลื่นไซน์จะเป็นตัวสร้างความไม่เสถียรให้เกิดขึ้นในการไหล ส่งผลให้การไหลปรับเปลี่ยนเป็นการไหลแบบสภาวะไม่คงตัวที่มีการแตกตัวและสัดของวอร์เท็กซ์ขึ้น ค่าความยาวของเขตการไหลหมุนวนนี้ถูกทำให้ลดลงสูงสุดถึง 76% และประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 66.3% ที่ $Re_d = 400$, $A = 0.1$ และ $f = 0.3$ โดยค่าความถี่ที่ 0.3 นี้คือค่าความถี่เหมาะสม ในการจำลองการไหลแบบสภาวะไม่คงตัวที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 1000 พบว่าขนาดความแรง (amplitude) ของคลื่นส่งผลโดยตรงต่อการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน แต่การเพิ่มค่าความถี่ (frequency) ในกระแสการไหลแบบเป็นจังหวะสูงเกินไปกลับส่งผลให้ค่าเฉลี่ยของการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าลดลง ทั้งนี้เนื่องมาจากเกิดการผสมผสานกันระหว่างวอร์เท็กซ์ขนาดเล็กที่เคลื่อนที่ด้วยความเร็วและพลังงานที่ต่ำ ส่งผลให้เกิด secondary shear layer ขึ้น ซึ่ง secondary shear layer นี้เปรียบเสมือนเป็นกำแพงกันการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลร้อนบริเวณติดผนังกับของไหลเย็นด้านบน

2.1 บทนำ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นเครื่องมือสำคัญที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างตัวกลางสองตัวกลางที่มีความแตกต่างของอุณหภูมิ ในปัจจุบันนี้ได้มีการนำเอาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมาใช้ประโยชน์กันอย่างแพร่หลาย ไม่ว่าจะเป็นโรงงานอุตสาหกรรม อาคาร บ้านเรือนที่มีระบบทำความเย็น ตู้เย็นที่ใช้ในครัวเรือน หม้อน้ำรถยนต์ เครื่องมืออิเล็กทรอนิกส์ต่างๆ เป็นต้น ดังนั้นการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้เหมาะสมกับประเภทของงานจึงมีความสำคัญเป็นอย่างมาก ปัจจัยสำคัญประการหนึ่งคือการศึกษาลักษณะของการไหลของของไหลทำงานผ่านครีปรแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อที่จะเพิ่มประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลกับครีปรแลกเปลี่ยนความร้อน

การพัฒนาและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนถูกทำการศึกษาเป็นอย่างมากในห้วงเวลาที่ผ่านมา เหตุผลหลักเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์เอง การศึกษาหนึ่งที่ได้รับการสนใจมากคือครีบบระบายความร้อนภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จากการค้นคว้าพบว่างานวิจัยมุ่งเน้นไปยังครีบบระบายความร้อนที่มีรูปทรงสี่เหลี่ยมแบน ครีบบรรยากาศนี้มีการจัดเรียงตัวด้วยกันหลายแบบ [1, 2] จากการศึกษาพบว่า การไหลของของไหลทำงานผ่านครีบบแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีรูปทรงสี่เหลี่ยมแบนนี้เป็นการไหลแบบแตกแยก (separated flow) เมื่อของไหลทำงานไหลมากระทบกับครีบบที่ด้านบนและด้านล่างของครีบบจะเกิดการไหลย้อนกลับ (backflow) ขึ้น โดยปกติแล้วการไหลย้อนกลับนี้เมื่อรวมกับการไหลในทิศทางหลักแล้ว ก็จะก่อให้เกิดเขตการไหลหมุนวน (recirculation flow) ขึ้นดังรูปที่ 2.1 ซึ่งกระแสการไหลหมุนวนนี้เองจะเป็นตัวลดประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลทำงานกับพื้นผิวของครีบบแลกเปลี่ยนความร้อน [3]



รูปที่ 2.1 การไหลผ่านครีบบแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีรูปทรงสี่เหลี่ยมแบนยาว

จากการศึกษาด้วยวิธีการ flow visualization ของ Ota *et al.* [4] พบว่าการไหลผ่านครีบบรูปทรงสี่เหลี่ยมแบนสามารถแบ่งคุณลักษณะการไหลได้ตามค่าตัวเลขของเรย์โนลด์ ($Re_d = Ud/\nu$) โดยสามารถแบ่งการไหลได้เป็น 3 คุณลักษณะคือ (i) laminar separation with laminar reattachment ที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำ; (ii) laminar separation with turbulent reattachment ที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ปานกลาง; และ (iii) turbulent separation with turbulent reattachment ที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์สูง

จากงานวิจัยด้านการทดลองที่ผ่านมาได้มีการศึกษาถึงแนวทางในการลดขนาดของเขตการไหลหมุนวนที่เกิดขึ้นที่ด้านบนและด้านล่างของพื้นผิวของครีบบให้มีขนาดสั้น โดยการเพิ่มค่าระดับความเข้มปั่นป่วน (turbulent intensity) ของกระแสการไหลที่ไหลมาสู่ครีบบ จากการทดลองของ Hiller และ Cheery [5] พบว่าค่าระดับความเข้มปั่นป่วนมีผลต่อขนาดความยาวของการไหลหมุนวนบนครีบบแลกเปลี่ยนความร้อน Houligan *et al.* [6] และ Hwang *et al.* [7] ได้ทดลองใส่คลื่นเสียงในการเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของครีบบ ซึ่งจากการทดลองพบว่าสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีบบได้เป็นอย่างดี

สำหรับงานวิจัยด้านการจำลองเชิงตัวเลข Djilali [8] ได้ทำการคำนวณการไหลใน 2 มิติผ่านชั้นของครีประบายความร้อนที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำ ผลที่ได้เหมือนกับการคำนวณของ Kazeminejad [9], Suksangpanomrung [3] ได้ทำการคำนวณที่ห้วงค่าตัวเลขปานกลางและทำการคำนวณในสามมิติเบื้องต้น จากการคำนวณสรุปได้ว่า unsteadiness มีส่วนสำคัญสำหรับการถ่ายเทความร้อนรวมทั้งผลกระทบใน 3 มิติด้วย

ในงานวิจัยครั้งนี้จะศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของครีปแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีรูปทรงสี่เหลี่ยมแบนที่กำหนดให้มีความยาวอนันต์ โดยใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขทางพลศาสตร์ของไหลและการถ่ายเทความร้อน โดยจุดประสงค์หลักที่สำคัญก็คือการหาแนวทางในการลดขนาดของเขตการไหลหมุนวนที่เกิดขึ้นที่ด้านบนของพื้นผิวของครีปให้มีขนาดสั้นที่สุด โดยวิธีหนึ่งก็คือการปรับแต่งกระแสการไหลเข้าของของไหลให้เป็นการไหลแบบเป็นจังหวะที่มีรูปแบบเป็นลูกคลื่นไซน์ที่มีขนาดความแรงและความถี่ต่างกัน ก่อนที่ของไหลนั้นจะมากระทบครีปแลกเปลี่ยนความร้อน

2.2 สมการควบคุมการไหล

สมการควบคุมการไหลและการถ่ายเทความร้อน สำหรับใช้ในการคำนวณได้สมมติให้อากาศเป็นของไหลอัดตัวไม่ได้ชนิดนิวโทเนียน (Newtonian fluids) สมการการไหลอยู่ในสภาวะไม่คงตัว พิจารณาการคำนวณเฉพาะการพาความร้อนแบบบังคับ ($Gr/Re_d^2 < 1.0$) และไม่พิจารณาผลกระทบของการแผ่รังสีความร้อน ซึ่งสมการควบคุมการไหลและการถ่ายเทความร้อนเป็นดังนี้

สมการความต่อเนื่อง:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

สมการโมเมนตัม:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \quad (2.2)$$

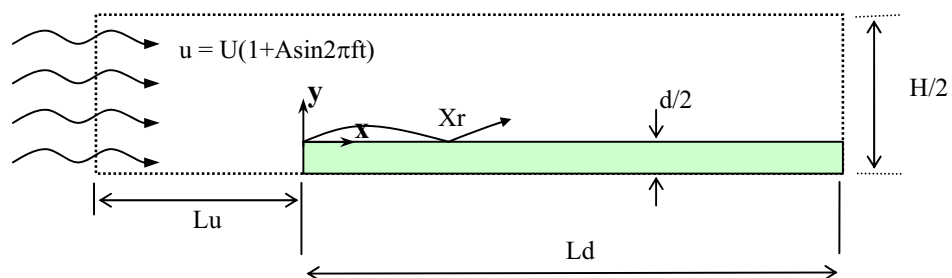
สมการพลังงาน:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial u_j T}{\partial x_j} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \quad (2.3)$$

2.3 วิธีการวิเคราะห์เชิงตัวเลขและเงื่อนไขขอบเขต

การคำนวณการไหลผ่านครีบบระบายความร้อนจะถูกคำนวณบนกริดซ้อนทับ (staggered grid) ด้วยวิธีการปริมาตรสืบเนื่อง (finite volume method) ทุกเทอมของสมการควบคุมการไหล จะถูก discretize ด้วย central differencing scheme สำหรับเทอมของเวลาใช้วิธีการ low storage 3rd order Runge-Kutta สมการความต่อเนื่องและเทอม pressure gradient ในสมการโมเมนตัมจะใช้แนวทางหาคำตอบแบบอิมพลีซิท(implicit method) แต่เทอมการพา (convective terms) เทอมการแพร่ (diffusive terms) และสมการพลังงานใช้แนวทางหาคำตอบแบบเอ็กซพลีซิท (explicit method) สมการที่ (2.1) (2.2) และ (2.3) จะถูกคำนวณในขอบเขตแบบจำลองดังแสดงในรูปที่ 2.2 โดยค่าสภาวะขอบเขตที่ใช้ในการคำนวณถูกกำหนดเป็นดังนี้

- ทางเข้า: การไหลของกระแสการไหลเข้าเป็นแบบลูกคลื่นไซน์ โดยมีสมการเป็น $u = U(1+A\sin 2\pi ft)$ โดยที่ U คือค่าความเร็วกระแสมีค่าคงที่ f คือค่าความถี่ และ A คือขนาดความแรงของคลื่น สำหรับอุณหภูมิที่ทางเข้าถูกกำหนดให้มีค่าเป็น 297 K
- ทางออก: สภาวะการไหลแบบพาออก (advective boundary condition)
- บนและล่าง: สภาวะสมมาตร (symmetry condition)
- ครีบบระบายความร้อน: สภาพไม่มีการลื่นไถล(no slip condition) และค่าฟลักซ์ความร้อนคงที่ (constant heat flux) สำหรับสมการพลังงาน



รูปที่ 2.2 แบบจำลองการไหลผ่านครีบบแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีรูปทรงสี่เหลี่ยมแบนยาว

ในการคำนวณเชิงตัวเลขสำหรับปัญหาการถ่ายเทความร้อนนี้ สำหรับการไหลในสภาวะคงตัว จะทำการตรวจสอบที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่ $Re_d = 250$ และ 400 ซึ่งจากการทดลองโดย Ota *et al.* [4] พบว่าการไหลที่เกิดขึ้นที่ค่า Re_d นี้เป็นการไหลในสภาวะคงตัว ความแตกต่างของอุณหภูมิในแต่ละตำแหน่งของการไหลถูกสมมุติว่ามีค่าน้อยมาก ดังนั้นค่าคุณสมบัติต่างๆ ของของไหลจึงถูกพิจารณาว่ามีค่าคงที่ อีกทั้งการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นที่ครีบอกกำหนดว่าเป็นการพาความร้อนแบบบังคับเพียงอย่างเดียว สำหรับการไหลในสภาวะไม่คงตัว การคำนวณกระทำที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่ 900 และ 1000 รายละเอียดของตัวแปรต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณแสดงในตารางที่ 2.1 จำนวนกริดที่ใช้ในการคำนวณคือ 118×68 ซึ่งจากการคำนวณเชิงตัวเลขที่ผ่านมา [3] พบว่าจำนวนกริดที่ใช้ในที่นี้มีความละเอียดพอสำหรับการคำนวณในสภาวะคงตัวและไม่คงตัว

ตารางที่ 2.1 แสดงค่าตัวแปรต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณ

Re_d	d	H/2	Pr	Br = d/H	Lu	Ld	f	A
250	1	8.75	0.7	5.7%	5.5	18	0.1-1.2	0.1
250	1	8.75	0.7	5.7%	5.5	18	0.1-0.9	0.2-0.6
400	1	8.75	0.7	5.7%	5.5	18	0.1-1.2	0.1
900	1	8.75	0.7	5.7%	5.5	18	0.1-0.4	0.1
1000	1	8.75	0.7	5.7%	5.5	18	0.1-0.6	0.1

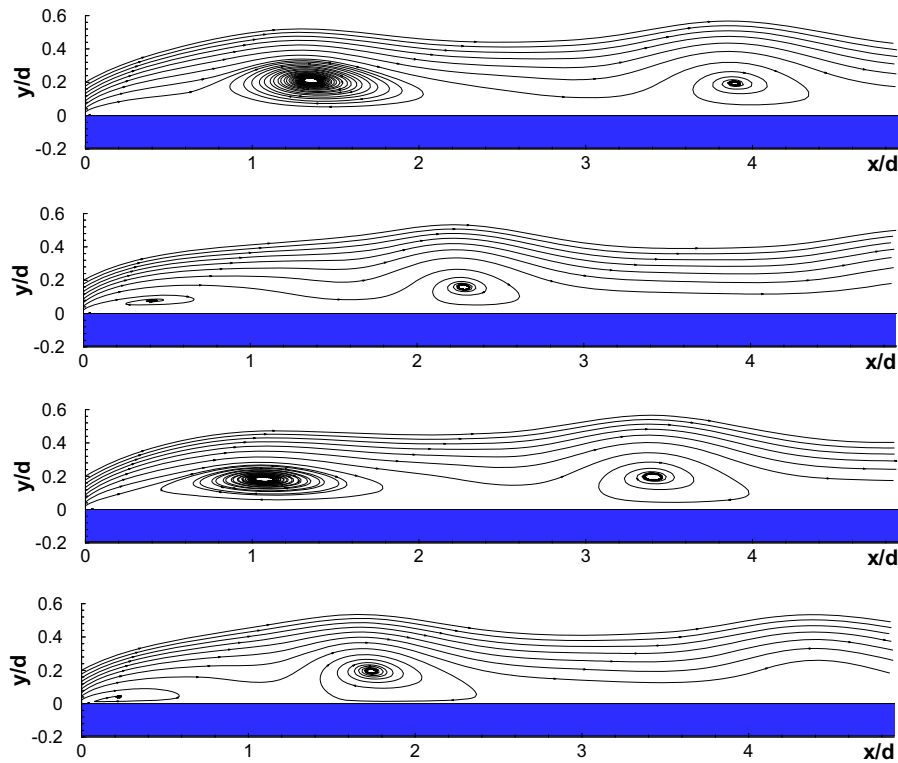
2.4 การไหลในสภาวะคงตัว

2.4.1 สนามการไหล

การศึกษาผลกระทบของกระแสการไหลเข้าที่เป็นจังหวะที่มีต่อขนาดของเขตกระแสการไหลหมุนวน ได้ถูกคำนวณที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 250 และ 400 ซึ่งเขตการไหลหมุนวนนี้ถูกวัดจากตำแหน่งการแตกแยกของการไหล (separation point) หรือจุดกำเนิดของแกน x-y ไปยังตำแหน่งที่กระแสการไหลตกกระทบพื้นผิวของครีบอก หรือตำแหน่งที่ค่าความเค้นเฉือน (shear stress) มีค่าเป็นศูนย์ ซึ่งระยะนี้ถูกเรียกว่า reattachment length ซึ่งใช้สัญลักษณ์เป็น X_r ดังในรูปที่ 2.2

จากการคำนวณเชิงตัวเลขด้วยกระแสการไหลเข้าที่เป็นจังหวะ พบว่าการไหลที่เกิดขึ้นเป็นการไหลที่อยู่ในสภาวะไม่คงตัว เนื่องมาจากการแตกตัวของค่าออร์เทกซ์ขึ้น ซึ่งผลการคำนวณนี้คล้ายกับผลการคำนวณของ Dijlali *et al.* [10] ที่ค่า $Br = 20\%$ ซึ่งกล่าวได้ว่ากระแสการไหลเข้าแบบเป็นจังหวะจะเป็นตัวสร้างความไม่เสถียรให้เกิดแก่กระแสการไหลหลักและจะเป็นตัวบังคับให้การไหลเปลี่ยนเข้าสู่สภาวะไม่คงตัว รูปที่ 2.3 เป็นการแสดงเส้นสายธารการไหล (streamline) ของไหลเมื่อมีกระแสการไหลเข้าเป็นจังหวะ จากการสังเกตพบว่าออร์เทกซ์ที่ก่อตัวจะเคลื่อนที่ด้วย

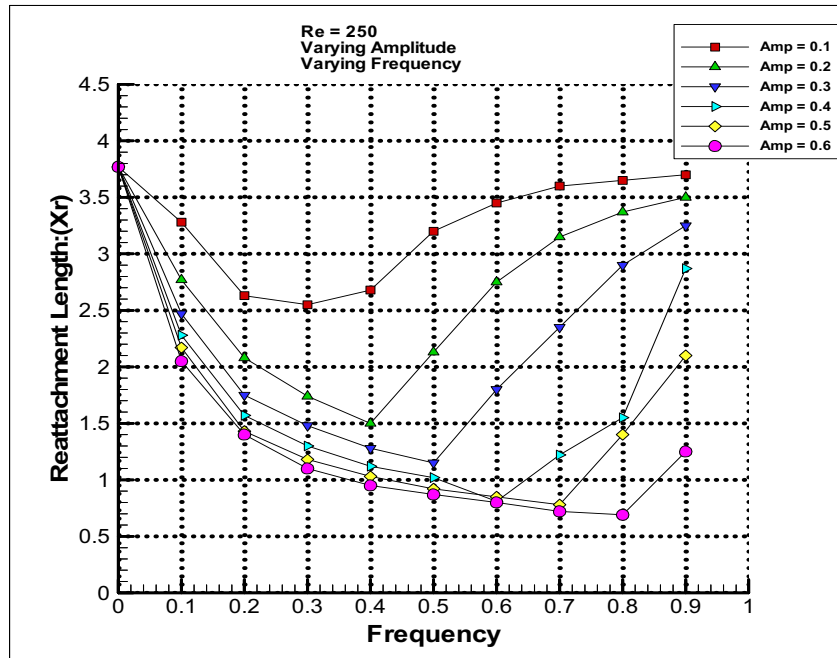
ความถี่ค่อนข้างคงที่และแตกตัวแบบซ้ำ (periodic) เนื่องจากการไหลที่เกิดขึ้นเป็นแบบสภาวะไม่คงตัว ดังนั้นในการคำนวณครั้งนี้ค่า X_r จึงต้องทำการเฉลี่ยเทียบกับเวลา หรือ time-averaged reattachment length ซึ่งจะใช้สัญลักษณ์ $\bar{X}_r$



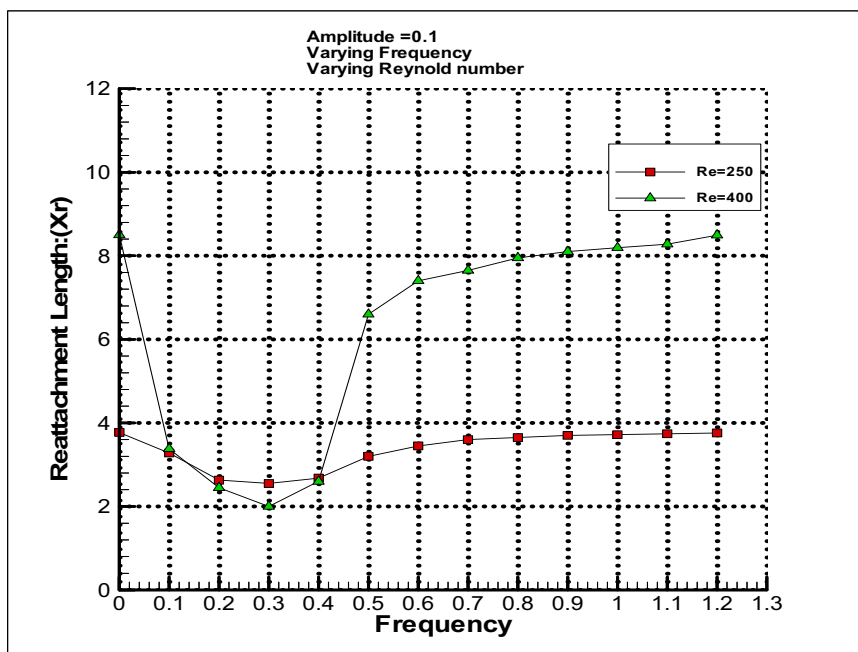
รูปที่ 2.3 เส้นสายธารการไหลในทุกห้วง 2 หน่วยเวลา: $Re_d = 250$, $f = 0.2$ และ $A = 0.1$

จากการคำนวณพบว่าค่าความถี่และค่าขนาดความแรงของกระแสไหลเข้ามีผลอย่างมากต่อค่า $\bar{X}_r$ จากรูปที่ 2.4 ค่า X_r สำหรับกรณีที่ไม่มีผลกระทบของการไหลเข้าแบบเป็นจังหวะมีค่าเป็น $3.78d$ ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับผลการทดลองที่ผ่านมา [11] และจากผลการคำนวณเชิงตัวเลข [8] โดยมีเปอร์เซ็นต์ความผิดพลาด 3% และ 5.5% ตามลำดับ ในกรณีที่เรากำหนดให้กระแสการไหลเข้าเป็นกระแสการไหลเข้าแบบเป็นจังหวะ พบว่าที่ค่าขนาดความแรงของกระแสเดียวกัน ค่า $\bar{X}_r$ มีค่าลดลงเมื่อค่าความถี่เพิ่มขึ้น ขนาดของ $\bar{X}_r$ จะลดลงจนมีขนาดเล็กที่สุดที่ค่าความถี่หนึ่ง เมื่อความถี่ถูกเพิ่มขึ้นจากค่านี้ เราพบว่าค่า $\bar{X}_r$ จะมีค่าเพิ่มขึ้น ค่าความถี่ที่ให้ขนาดของ $\bar{X}_r$ มีค่าน้อยสุดถูกกำหนดว่าเป็น ค่าความถี่เหมาะสม (optimal frequency) ในทำนองเดียวกันเราพบว่าค่าความถี่เหมาะสมนี้ยังแปรผันกับค่าขนาดความแรงอีกด้วย เมื่อค่า Re_d ถูกเพิ่มเป็น 400 จากการเปรียบเทียบที่ค่าขนาดความแรงเท่ากับ 0.1 พบว่าลักษณะการลดลงและเพิ่มขึ้นของค่า $\bar{X}_r$ คล้าย

กับกรณีที่ว่า $Re_d = 250$ สำหรับค่าขนาดความแรงที่ 0.1 นี้ ค่าความถี่ที่เหมาะสมของทั้งสองค่าของ Re_d อยู่ที่ประมาณ 0.3 ดังแสดงในรูปที่ 2.5



รูปที่ 2.4 ผลกระทบของความถี่และความแรงที่มีผลต่อค่า $\bar{X}_r$: $Re_d = 250$



รูปที่ 2.5 ผลกระทบของความถี่ที่มีผลต่อค่า $\bar{X}_r$: $A = 0.1$

จากการวิเคราะห์ขนาดหรือความยาวของเขตการไหลหมุนวนกรณี $Re_d = 250$ พบว่าความยาวของเขตการไหลหมุนวนถูกทำให้ลดลงประมาณ 33% สำหรับค่าขนาดความแรง 0.1 และถูกทำให้ลดลงมากที่สุดถึง 82% สำหรับค่าขนาดความแรงเท่ากับ 0.6 เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่ค่า $Re_d = 400$ สำหรับค่าขนาดความแรงเท่ากับ 0.1 ความยาวของเขตการไหลหมุนวนถูกทำให้ลดลงถึง 76% อย่างไรก็ตามจากผลการคำนวณของทั้งสองกรณีของ Re_d พบว่าอัตราการหดตัวของเขตการไหลหมุนวนมีค่าสูงในห้วงความถี่ต่ำจนกระทั่งค่า $\bar{x}_r$ อยู่ในตำแหน่งต่ำสุด จากนั้นแล้วค่า $\bar{x}_r$ ก็จะค่อย ๆ เพิ่มขึ้นด้วยอัตราใหม่ที่ต่ำกว่าจนในที่สุด ค่า $\bar{x}_r$ นี้มีแนวโน้มที่จะกลับไปสู่ค่า $\bar{x}_r$ เดิมที่ $f = 0$ และ $A = 0$

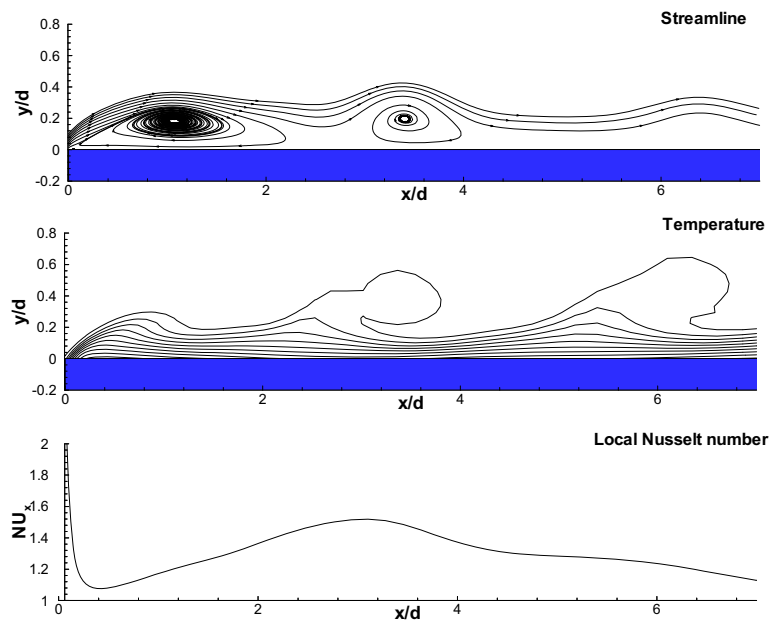
2.4.2 การถ่ายเทความร้อน

สำหรับการถ่ายเทความร้อนของครีบบระบายความร้อนที่มีรูปทรงสี่เหลี่ยมแบนยาว อัตราการถ่ายเทความร้อนของครีบบจะถูกระบุจากค่าตัวเลขของนัทเซลเฉพาะตำแหน่ง (local Nusselt number; NU_x) ซึ่งค่า NU_x นี้จะแปรผันตามตำแหน่งในทิศทางการไหล การวัดประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยรวมของครีบบจะวัดได้จากค่าเฉลี่ยตัวเลขเฉลี่ยของนัทเซล (mean Nusselt number: NU_{mean}) ดังสมการ

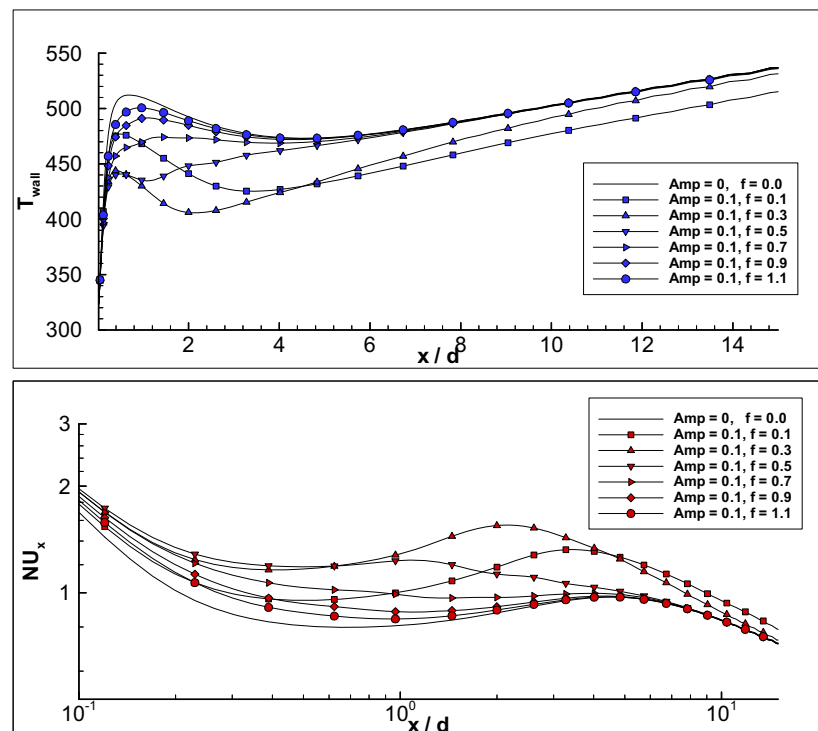
$$NU_{mean} = \frac{1}{\Delta x} \int_{x_1}^{x_2} NU(x) dx \quad (2.4)$$

จากการวิเคราะห์พบว่าขนาดของเขตการไหลหมุนวนมีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีบบ รูปที่ 2.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเขตการไหลหมุนวนในรูปเส้นสายธารการไหล (stream line) เส้นลวดลายของอุณหภูมิ (temperature contour) และการกระจายของค่าตัวเลขของนัทเซลในขณะเวลานั้น ๆ (Instantaneous local Nusselt number) พบว่าในบริเวณเขตการไหลหมุนวน ($x/d = 0-2$) ค่า NU_x มีค่าต่ำ ต่อจากนั้นเมื่อมีการแตกตัวและการเคลื่อนที่ของวอร์เท็กซ์ขึ้น ($x/d \sim 3.5$) ค่า NU_x ก็จะมีค่าสูงขึ้น ทั้งนี้เป็นผลมาจากการผสมผสาน (mixing) เป็นอย่างดีระหว่างของไหลที่เย็นกว่าด้านบนกับของไหลที่ร้อนกว่าด้านล่างอันเนื่องมาจากการหมุนของตัววอร์เท็กซ์เองทำให้ความร้อนที่ผนังของครีบบระบายความร้อนถูกถ่ายเทออกมาได้มากกว่าบริเวณอื่น

รูปที่ 2.7 แสดงการกระจายของอุณหภูมิที่ผิวของครีบบและค่าตัวเลขของนัทเซลเฉพาะตำแหน่งกรณี $Re_d = 250$ ที่ค่าขนาดความแรงเท่ากับ 0.1 โดยการแปรผันค่าความถี่จาก 0.0, 0.1, 0.3, ..., 1.1 พบว่าทุกค่าความถี่ ค่าตัวเลขของนัทเซลเฉพาะตำแหน่ง (NU_x) มีค่าสูงสุดที่ประมาณตำแหน่ง $x/d = \bar{x}_r$ ซึ่งคล้ายกับการคำนวณของ Djilali [8]



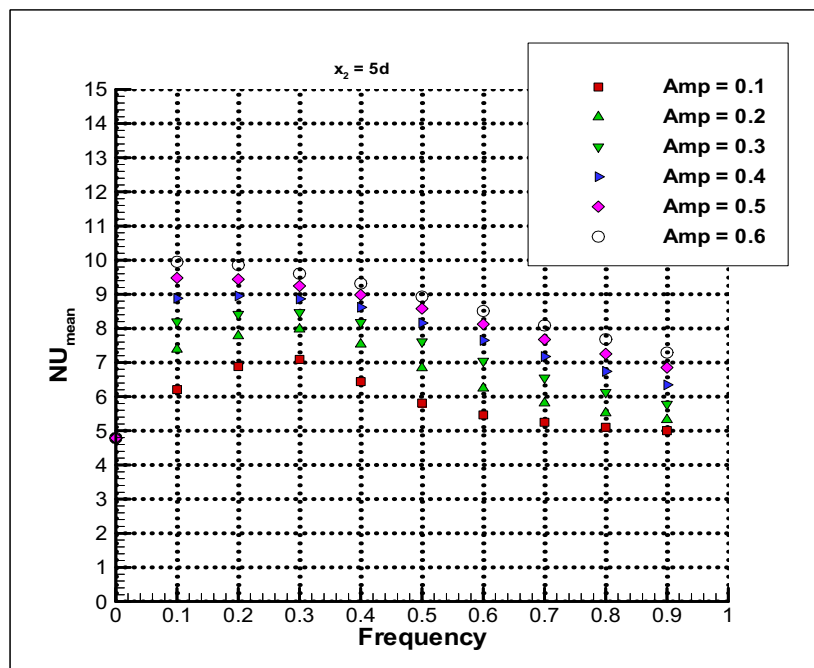
รูปที่ 2.6 ความสัมพันธ์ระหว่างเขตการไหลหมุนวน เส้นลวดลายอุณหภูมิ และการกระจายของค่าตัวเลขของนัทเซล: $Re_d = 250$, $A = 0.1$, $f = 0.2$



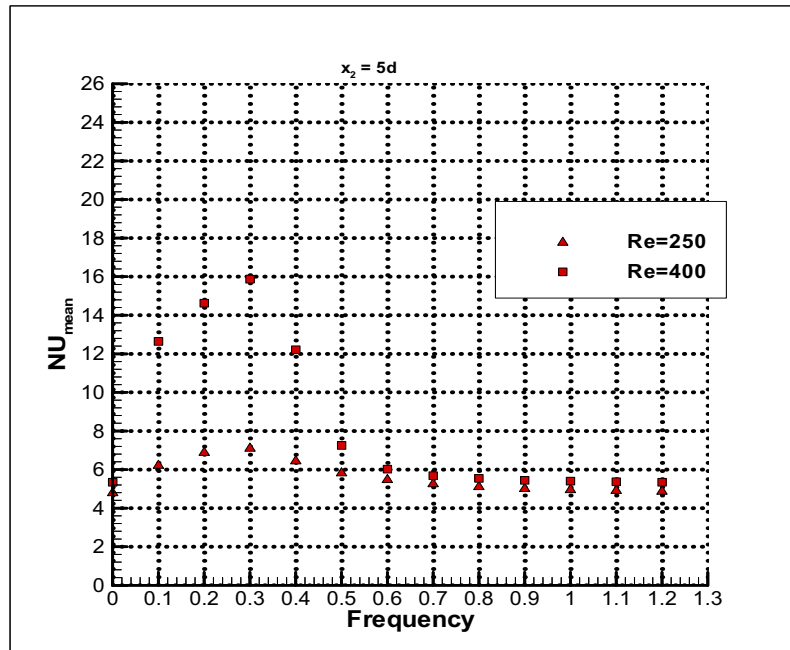
รูปที่ 2.7 การกระจายของค่าอุณหภูมิที่ผิวและค่าตัวเลขของนัทเซล
เฉพาะตำแหน่งที่ความถี่ต่าง ๆ กัน $Re_d = 250$, $A = 0.1$

จากการคำนวณพบว่าที่ $Re_d = 250$ ที่ค่าความถี่เดียวกันค่า NU_{mean} แปรผันโดยตรงตามค่าความแรง แต่ในการกลับกันเราพบว่าที่ค่าความแรงเดียวกันค่า NU_{mean} ไม่ได้แปรผันโดยตรงตามค่าความถี่ ค่า NU_{mean} จะเพิ่มตามค่าความถี่จนถึงจุดจุดหนึ่งจากนั้นก็ค่อย ๆ ลดลงเมื่อค่าความถี่ถูกเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องดังแสดงในรูปที่ 2.8 นอกจากนี้แล้วเรายังพบว่าที่ค่าขนาดความแรงต่ำประมาณ 0.1-0.3 ค่าความถี่ที่ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยรวมสูงสุด (NU_{mean} มีค่าสูงสุด) นี้ก็คือค่าความถี่ที่เหมาะสมที่ทำให้ขนาดของ $\bar{x}_r$ มีขนาดเล็กที่สุดนั่นเอง จากการคำนวณที่ $Re_d = 250$, $A = 0.1$ และ $f = 0.1, 0.2$ และ 0.3 พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 23%, 30% และ 32.5% ตามลำดับ

เมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์มีค่าสูงขึ้น แรงเนื่องจากความเฉื่อย (inertia force) มีค่าสูง การไหลที่เกิดขึ้นมีแนวโน้มที่จะเกิดความไม่เสถียรง่ายขึ้น ถ้าเกิดการกระตุ้นหรือการรบกวนที่กระแสการไหลหลัก จากการคำนวณที่ $Re_d = 400$, $A = 0.1$ และ $f = 0.1-0.3$ พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 57.4%, 63.2% และ 66.3% ตามลำดับ ซึ่งเมื่อเทียบกับกรณีที่ $Re_d = 250$ แล้วพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเท่าตัวที่ค่าความถี่และค่าขนาดความแรงเท่ากัน ลักษณะการกระจายของค่าตัวเลขเฉลี่ยของนัทเชล ค่าความถี่ที่เหมาะสมของกรณี $Re_d = 400$ มีความคล้ายคลึงกับกรณี $Re_d = 250$ ดังแสดงในรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.8 ค่าตัวเลขเฉลี่ยของนัทเชลจากตำแหน่ง $x_1 = 0$ ถึง $x_2 = 5d$ ที่ความถี่และค่าขนาดความแรงต่างกัน: $Re_d = 250$



รูปที่ 2.9 ค่าตัวเลขเฉลี่ยของนัทเซลจากตำแหน่ง $x_1 = 0$ ถึง $x_2 = 5d$ ที่ค่าความถี่ต่างกัน, $A = 0.1$

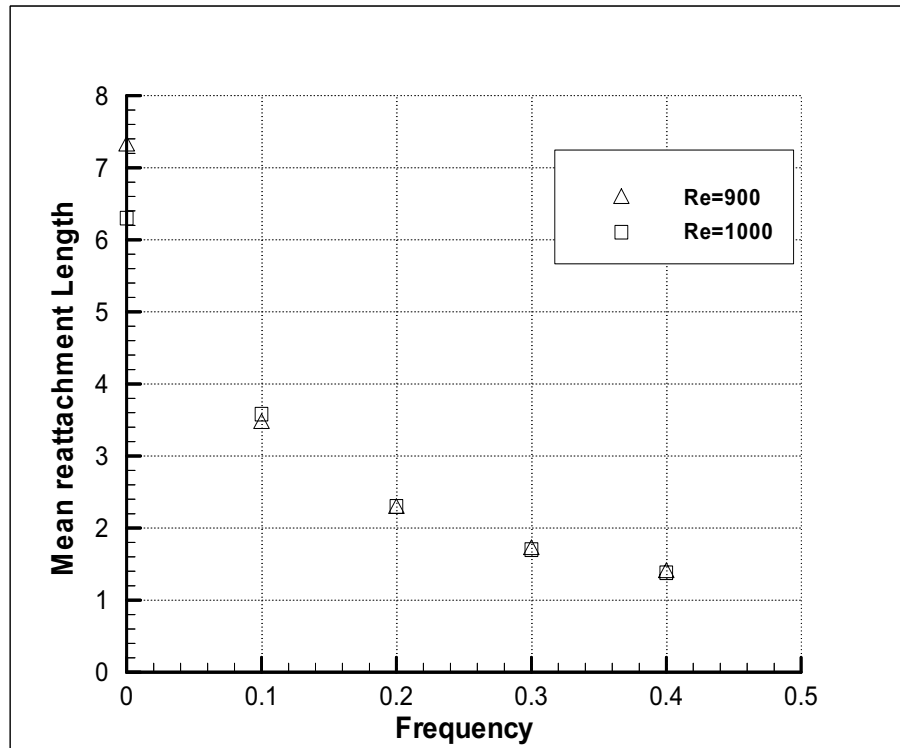
จากผลที่ได้นี้เองสามารถวิเคราะห์ได้ว่าการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีปค่าขนาดของความถี่มีผลเป็นอย่างมาก ทั้งนี้เนื่องมาจากค่าความเร็วที่ไหลเข้ามีค่าสูงกว่าค่าความเร็วกระแสอิสระปกติซึ่งเปรียบเสมือนกับการเพิ่มค่า Re_d ให้กับกระไหลนั้นเอง ในทางตรงกันข้ามค่าความถี่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในแง่ของความถี่ต่ำเท่านั้น

2.5 การไหลในสภาวะไม่คงตัว

2.5.1 สนามการไหล

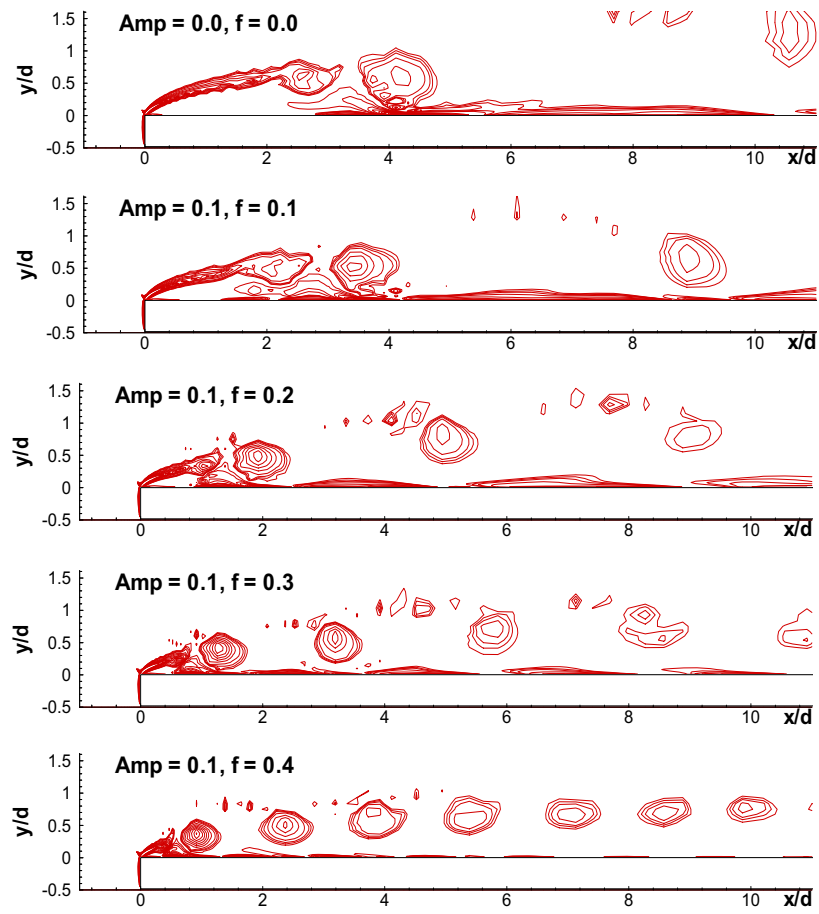
สำหรับการศึกษาผลกระทบของกระแสการไหลเข้าที่เป็นจังหวะที่มีต่อขนาดของเขตการไหลหมุนวนสำหรับการไหลในสภาวะไม่คงตัวนั้นถูกคำนวณที่ค่า $Re_d = 900$ และ 1000 ที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ทั้งสองนี้ ถ้ากระแสการไหลเข้าเป็นเป็นกระแสการไหลอิสระที่สม่ำเสมอ การไหลที่เกิดขึ้นจะเป็นแบบการไหลในสภาวะไม่คงตัวที่มีการสลับของวอร์เทกซ์บนผนังของครีประบายความร้อน หรือ laminar separation with turbulent reattachment ดังนั้นค่า X_r จึงต้องทำการเฉลี่ยเทียบกับเวลา หรือ time-averaged reattachment length ซึ่งจะใช้สัญลักษณ์ $\bar{X}_r$ สำหรับกรณีที่เกิดกระแสการไหลเข้าเป็นการไหลแบบสม่ำเสมอแล้วค่า $\bar{X}_r$ มีค่าเท่ากับ $7.3d$ และ $6.3d$ สำหรับค่าตัวเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 900 และ 1000 ตามลำดับ ค่า $\bar{X}_r$ ที่ได้นี้คล้ายกับค่าที่ได้จากการทดลองที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์สูง [12] เมื่อทำการเพิ่มค่าความถี่ของกระแสการไหลแบบเป็นจังหวะ โดยให้ค่าขนาดความถี่มีค่าคงที่ที่

0.1 พบว่าขนาดของเขตกระแสการไหลหมุนวนมีค่าลดลงคล้ายกับการคำนวณที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำ ผลที่ได้แสดงในรูปที่ 2.10

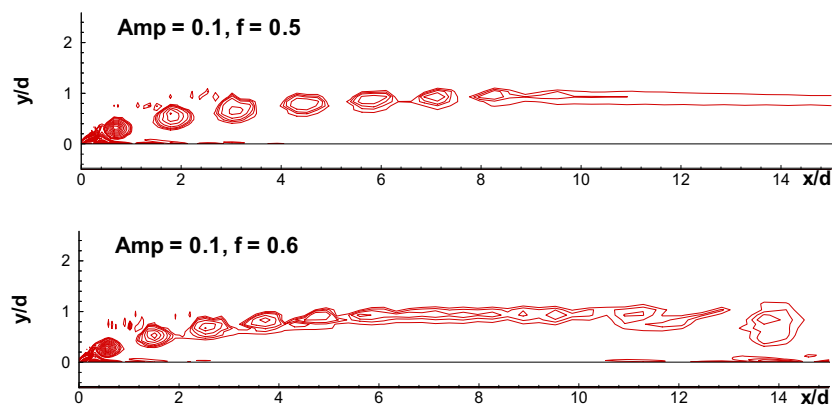


รูปที่ 2.10 ผลกระทบของความถี่ที่มีผลต่อค่า $\bar{X}_r$: $A = 0.1$

รูปแบบการเคลื่อนที่ การรวมกัน (coalescence) และการสลัด (shedding) ของวอร์เท็กซ์ที่ค่าความถี่ต่างๆ ถูกแสดงในรูปที่ 2.11 ซึ่งรายละเอียดทางพฤติกรรมของวอร์เท็กซ์นี้เคยถูกแสดงโดย Suksangpanomrung [13] จากการคำนวณเมื่อทำการเพิ่มค่าความถี่ของกระแสการไหลแบบเป็นจังหวะ ค่าความถี่ของการสลัดของวอร์เท็กซ์ในชั้นความเฉือน (shear layer) ก็จะเพิ่มตามด้วยส่งผลให้ระยะห่าง (คาบ) ระหว่างวอร์เท็กซ์มีค่าลดลง จากการคำนวณยังพบว่าที่ค่าความถี่ค่าหนึ่งระยะห่างระหว่างวอร์เท็กซ์มีค่าใกล้เคียงมากจนทำให้วอร์เท็กซ์ที่อยู่ติดกันเริ่มกลับมารวมกันอีกครั้งหนึ่ง กระบวนการรวมกันใหม่ของวอร์เท็กซ์ภายในชั้นความเฉือนปรากฏเริ่มแรกที่ด้านท้ายของชั้นความเฉือนที่ค่าความถี่ประมาณ $f = 0.5$ การรวมกันของวอร์เท็กซ์ขนาดเล็ก ๆ หลาย ๆ วอร์เท็กซ์ ส่งผลให้ค่าชั้นความเฉือนมีความต่อเนื่องและไม่คงตัวมากยิ่งขึ้น (secondary shear layer) เมื่อทำการเพิ่มค่าความถี่เป็น $f = 0.6$ ชั้นความเฉือนนี้ก็จะมีการสลัดที่ด้านท้ายอีกครั้ง ดังแสดงในรูปที่ 2.12



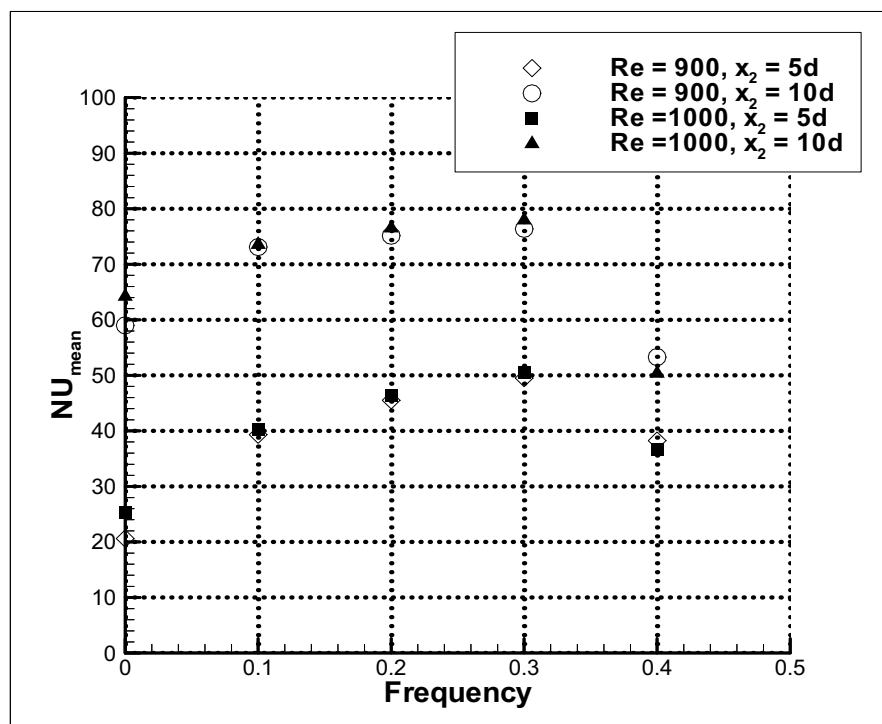
รูป 2.11 ค่า contour plot ของ spanwise vorticity ที่ $A = 0.1$, $f = 0-0.4$, $Re_d = 1000$



รูป 2.12 ค่า contour plot ของ spanwise vorticity ที่ $A = 0.1$, $f = 0.5-0.6$, $Re_d = 1000$

2.5.2 การถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อนของครีบบระบายความร้อนที่มีรูปทรงสี่เหลี่ยมแบนยาว สำหรับกรณีการไหลในสภาวะไม่คงตัวนั้น พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นจากเดิมอย่างมาก จากรูปที่ 2.9 ถ้ากระแสการไหลเข้าเป็นแบบกระแสการไหลเข้าแบบสม่ำเสมอ ($f = 0$, $A = 0$) การเพิ่มค่าตัวเลขเรย์โนลจาก 250 ไปยัง 1000 ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนในรูปค่าตัวเลขเฉลี่ยของนัทเชล (NU_{mean}) เพิ่มขึ้นจาก 4.79 ไปยัง 25.29 ทั้งนี้เนื่องมาจากคุณลักษณะของการไหลเปลี่ยนจากสภาวะการไหลแบบคงตัวเป็นการไหลแบบไม่คงตัว หรือ unsteadiness มีส่วนสำคัญสำหรับการถ่ายเทความร้อน



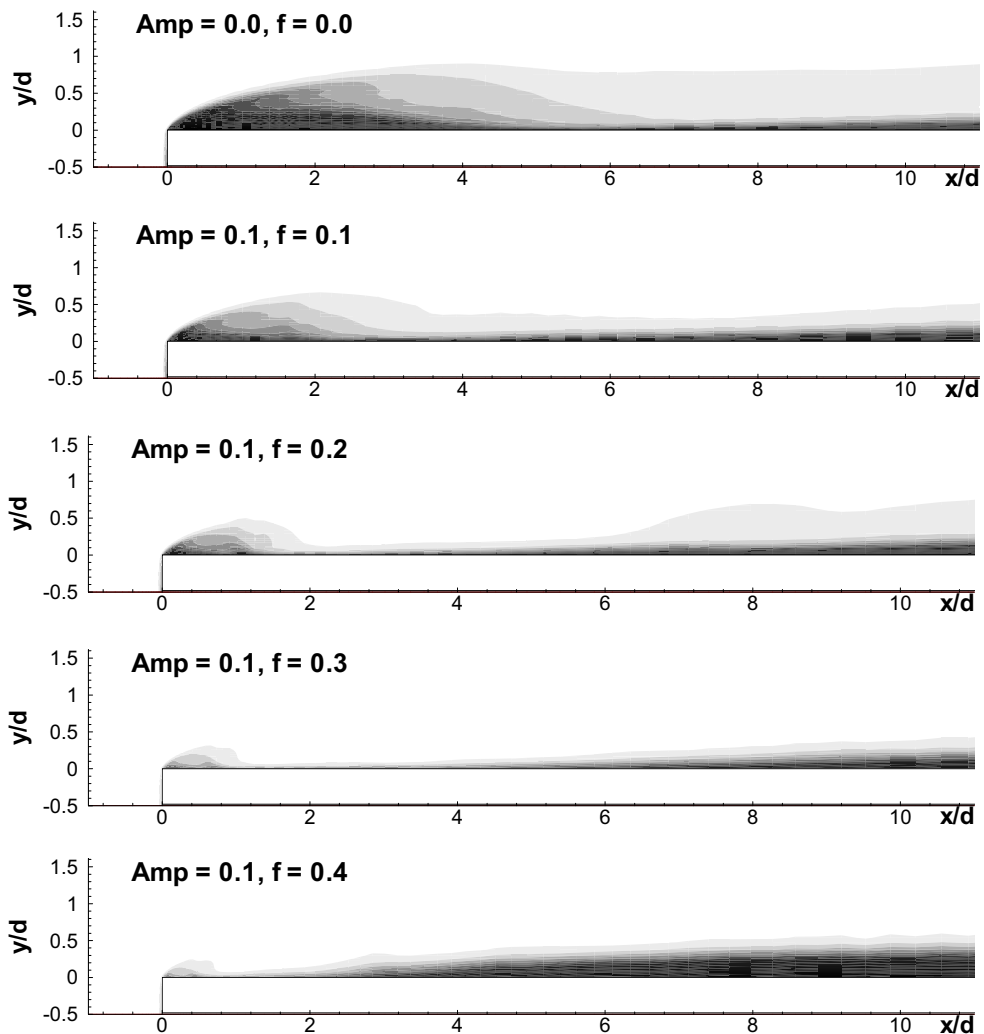
รูปที่ 2.13 ค่า NU_{mean} จากตำแหน่ง $x_1 = 0$ ไปยังตำแหน่ง x_2 ที่ค่าความถี่ต่าง ๆ กันที่ $A = 0.1$

ในกรณีการไหลที่มีกระแสการไหลเข้าแบบเป็นจังหวะ การไหลแบบเป็นจังหวะโดยการเพิ่มค่าความถี่และขนาดความแรงของกระแสจะเป็นตัวเพิ่มความไม่เสถียรให้กับการไหลนอกเหนือจากการไหลที่เป็นสภาวะไม่คงตัวเดิมอยู่แล้วที่ $Re_d = 1000$ ความไม่เสถียรของกระแสการไหลนี้เองส่งผลให้เกิดการผสมผสานกันของของไหลมากขึ้นทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้นเหมือนกับกรณี $Re_d = 250-400$ ผลการคำนวณที่ได้แสดงในรูปที่ 2.13 จากรูปที่ค่าขนาดความแรง

เท่ากับ 0.1 ค่าความถี่ที่ 0.3 จัดว่าเป็นค่าความถี่ที่เหมาะสมที่ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ซึ่งใกล้เคียงกับข้อสรุปสำหรับการไหลแบบสภาวะคงตัว จากการคำนวณที่ $Re_d = 1000$, $A = 0.1$ และ $f = 0.1-0.3$ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของครีปในเขต $x_1 = 0$ ถึง $x_2 = 5d$ เพิ่มขึ้น 37.2%, 45.68% และ 50.1% ตามลำดับ สำหรับกรณีที่ $f = 0.4$ และที่สูงกว่านั้นพบว่าค่า NU_{mean} มีค่าลดลง เนื่องจากการสะสมของอุณหภูมิร้อนที่ปลายกระแสน์ (downstream) ของการไหลดังจะอธิบายต่อไป ในรูปที่ 2.14

รูปที่ 2.14 เป็นการแสดงเส้นลดลดยของอุณหภูมิที่ค่าความถี่ต่างกันจาก 0.1-0.4 ที่ค่าขนาดความแรง 0.1 สังเกตได้ชัดเจนว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงในเขตการไหลหมุนวนหรือในเขตภายหลังจากการไหลแตกแยกที่ขอบด้านบนซ้ายของครีป จากรูปเขตแรงจุ่มดำเข้มหมายถึงเขตที่มีค่าอุณหภูมิสูง ที่กรณี $f = 0$ และ $A = 0$ อุณหภูมิร้อนมีการสะสมค่อนข้างมาก หลังจากการไหลแตกแยก หรือในเขตการไหลหมุนวนนั่นเอง ($x = 0-Xr$) เมื่อค่าความถี่มีค่าสูงขึ้น การไหลก็มีความไม่เสถียรมากขึ้นการผสมผสานก็ดีขึ้น การสะสมของอุณหภูมิบริเวณใกล้เคียง หลังจากการไหลแตกแยกก็มีค่าลดลง อย่างไรก็ตามการเพิ่มค่าความถี่ให้มีค่าสูงขึ้นกลับไม่ส่งผลดีให้กับครีปเสมอไป พบว่าที่ $f = 0.4$ ถึงแม้ว่าการสะสมของอุณหภูมิร้อนภายหลังจากการไหลแตกแยก ($x \approx 0-1d$) จะมีค่าน้อยมากแต่อุณหภูมิร้อนมีการสะสมอย่างมากที่ปลายกระแสน์ของการไหล ($x > 3d$) การสะสมของอุณหภูมิร้อนที่ปลายกระแสน์นี้เองส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าลดลงจากเดิม เหตุผลนี้เองอธิบายการลดลงของค่า NU_{mean} ในกราฟของรูปที่ 2.13 ซึ่งการสะสมของอุณหภูมิร้อนจะมีมากขึ้นและเคลื่อนที่มายังด้านต้นกระแสน์ (upstream) เมื่อมีการเพิ่มค่าความถี่ให้มากกว่า 0.4

การสะสมของอุณหภูมิบริเวณปลายกระแสน์สามารถอธิบายได้จากรูปที่ 2.11 และ 2.12 ในขณะที่ค่าความถี่เพิ่มขึ้น จำนวนวอร์เท็กซ์ในชั้นความเฉือนก็จะมีค่ามากขึ้นตามเนื่องจากการเหนี่ยวนำอันเนื่องมาจากความไม่เสถียรของกระแสน์การไหลแบบเป็นจังหวะอย่างไรก็ตามค่าพลังงานของวอร์เท็กซ์มีค่าลดลงเนื่องจากมีจำนวนมากขึ้นเมื่อวอร์เท็กซ์เหล่านี้เคลื่อนที่ไปยังปลายกระแสน์ จากธรรมชาติของกระแสน์การไหลหมุนวนกับผนังเอง วอร์เท็กซ์จะมีการยกตัวเองออกจากผนัง ทำให้ประสิทธิภาพการพาความร้อนออกจากผนังมีค่าลดลง ประกอบกับเมื่อจำนวนวอร์เท็กซ์มีขนาดเล็กและใกล้ชิดกัน ทำให้อวอร์เท็กซ์เริ่มที่จะมีการรวมกันอีกครั้งหนึ่ง กระบวนการรวมกันใหม่ของวอร์เท็กซ์ภายในชั้นความเฉือน ก่อให้เกิด secondary shear layer เมื่อมีการเพิ่มค่าความถี่ให้สูงขึ้น ชั้นความเฉือนนี้ก็จะมีการสลับของวอร์เท็กซ์ที่ด้านท้ายอีกครั้ง



รูปที่ 2.14 เส้นลวดลายของอุณหภูมิ ณ เวลาใด ๆ ที่ $Re_d = 1000$

2.6. สรุปผลและข้อเสนอแนะ

การคำนวณเชิงตัวเลขแบบสองมิติในสภาวะคงตัวผ่านครีบลูกเปลี่ยนความร้อนที่มีรูปทรงสี่เหลี่ยมแบนยาวถูกคำนวณที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 250 และ 400 ที่มีกระแสการไหลเข้าเป็นแบบจิ้งหะที่มีรูปแบบเป็นลูกคลื่นไซน์ โดยมีตัวแปรสำคัญของกระแสการไหลเข้าที่เป็นจิ้งหะคือค่าความถี่และค่าขนาดความแรง จากการคำนวณพบว่ากระแสการไหลเข้าแบบเป็นจิ้งหะจะเป็นตัวก่อให้เกิดความไม่เสถียรขึ้น ส่งผลให้การไหลที่เกิดเปลี่ยนจากสภาวะคงตัวเป็นสภาวะไม่คงตัว จากการคำนวณพบว่าค่าความถี่และค่าขนาดความแรงมีผลอย่างมากต่อขนาดของเขตการไหลหมุนวนที่ค่าขนาดความแรงเท่ากับ 0.1 และค่าความถี่เหมาะสม ($f = 0.3$) ค่าความยาวของเขตการไหล

หมนวนถูกทำให้ลดลงสูงสุดถึง 33% สำหรับ $Re_d = 250$ และ 76% สำหรับ $Re_d = 400$ นอกจากนี้ยังพบว่าค่าความถี่และค่าขนาดความแรงมีผลอย่างมากต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยรวม สำหรับค่าขนาดความแรงต่ำ ($A = 0.1-0.3$) อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าสูงสุดที่ค่าความถี่เหมาะสม ที่ $Re_d = 250$, $A = 0.1$ และ $f = 0.1-0.3$ พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 23% 30% 32.5% ตามลำดับ และที่ $Re_d = 400$, $A = 0.1$ และ $f = 0.1-0.3$ พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 57.4%, 63.2%, 66.3% ตามลำดับ ซึ่งมีค่าเพิ่มขึ้นเท่าตัวเมื่อเทียบกับกรณีที่มี $Re_d = 250$ ที่ความถี่และขนาดความแรงเท่ากัน

สำหรับการไหลที่ค่า $Re_d = 900-1000$ นั้นความถี่ของการสลับตัวของวอร์เท็กซ์ในชั้นความเฉือนถูกควบคุมโดยความถี่ของกระแสการไหลแบบเป็นจังหวะการเพิ่มความถี่ของกระแสการไหลแบบเป็นจังหวะส่งผลเช่นเดียวกันกับการไหลที่ $Re_d = 250-400$ จากการคำนวณที่ค่าขนาดความแรงเท่ากับ 0.1 ค่าความถี่ที่ 0.3 จัดว่าเป็นค่าความถี่ที่เหมาะสมที่ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ซึ่งใกล้เคียงกับข้อสรุปสำหรับการไหลแบบสภาวะคงตัว จากผลการคำนวณที่ $Re_d = 1000$, $A = 0.1$ และ $f = 0.1-0.3$ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของครีปในเขต $x_1 = 0$ ถึง $x_2 = 5d$ เพิ่มขึ้น 37.2%, 45.68% และ 50.1% ตามลำดับ อย่างไรก็ตามการเพิ่มความถี่มากเกินไปกลับส่งผลให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าลดลงทั้งนี้เนื่องมาจากการสะสมของอุณหภูมิร้อนที่ปลายกระแส ทั้งนี้เนื่องมาจากการยกตัวของวอร์เท็กซ์ห่างออกจากผนังและการรวมกันอีกครั้งของวอร์เท็กซ์ ที่ปลายกระแส

จากการคำนวณในครั้งนี้ทำให้เราเข้าใจและเห็นภาพเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนผ่านครีประบายความร้อนที่มีรูปทรงสี่เหลี่ยมแบนยาว ทั้งนี้เพื่อประโยชน์ต่อไปในการออกแบบครีประบายความร้อนที่ใช้งานจริงต่อไป หรือออกแบบลักษณะของกระแสการไหลเข้า ทั้งนี้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นงานวิจัยต่อไปที่ควรศึกษาก็คือการนำเอาเทคนิคของกระแสการไหลเข้าแบบเป็นจังหวะมาประยุกต์ใช้กับครีปแลกเปลี่ยนความร้อนจริงที่มีใช้อยู่ โดยครีปเหล่านี้มีรูปทรงเป็นแท่งสี่เหลี่ยมร้อนหรือซิฟความร้อนที่มีการจัดเรียงตัวในแนวยาวตามแนวทางการไหล

2.7 เอกสารอ้างอิง

1. C.H. Amon, D. Majumdar, C.V. Herman, F. Mayinger, B.B. Mikic and D.P. Sekulic, 1992. "Numerical and experimental studies of self-sustained oscillatory flows in communicating channels", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 35, pp. 3115-3129.
2. M. Hiramatsu, T. Ishimasu and T. Ohkouchi, 1992. "Numerical analysis of innerfins for intercoolers", JSME International Journal, Series B, Vol. 35(3), pp. 406-412.
3. A. Suksangpanomrung, 2000 "Unsteady convective heat transfer over a bluff plat", Proceeding of the ME-NETT 14th Conference, Chiang Mai, Thailand, p. 1-7.
4. T. Ota, Y. Asano and J. Okawa, 1981. "Reattachment length and transition of the separated flow over blunt plates", Bulletin of the JSME, Vol. 24, pp. 941-947.
5. R. Hiller and N.J. Cheery, 1981 "The effect of free stream turbulence on separation bubbles", Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 8:49-58.
6. K. Houligan , L.W. Welch, M.C. Thompson, P.I. Cooper. and M.C. Welsh, 1991 "Augmented forced convection heat transfer in separated flow around a blunt flat plate", Experimental Thermal and Fluid Sciences, 4:182-191.
7. K.S. Hwang, H.J. Sung and J.M. Hyun, 1996. "Mass transfer measurements from a blunt-faces flat plate in a uniform flow", International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 17(2), pp. 179-182.
8. N. Djilali, 1994. "Forced laminar convection in an array of stacked plates", Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 25, pp. 393-408.
9. H. Kazeminejad, M. Ghamari, and M.A. Yaghoubi, 1996. " A numerical study of convective heat transfer from a blunt plate at low Reynolds number", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 39, No. 1, pp.125-133.
10. N. Djilali , J. Neumann, A. Bouhadji, H. Boisson and F. Peneau, 2000 "Effect of periodic upstream oscillations on separated flow", Proc. 8th Conference of the CFD Society of Canada, Montreal, p.421-428.
11. J.C.Lane and R.I. Loehrke, 1980 "Leading edge separation from a blunt plate at low Reynolds number", Transaction of ASME, Journal of Fluid Engineering, 102:494-496.
12. N. Djilali, and I.S. Gartshore, 1991. "Turbulent flow around a bluff rectangular plate. Part I: Experimental investigation", Transaction ASME, Journal of Fluid Engineering, Vol. 113, pp. 51-59.

13. A. Suksangpanomrung, P. Moinat and N. Djilali, 1997. "Unsteady separated and reattaching flow over a blunt plate", Proceedings of the CASI 6th Aerodynamics Symposium, Toronto, pp. 55-63.

กิจกรรม 3 การคำนวณเชิงตัวเลขในสองและสามมิติสำหรับแท่งความร้อนรูปทรงสี่เหลี่ยมหรือซีพความร้อนที่จัดเรียงตัวกันสำหรับกรณีที่มีกระแสการไหลเข้าเป็นแบบสม่ำเสมอและเป็นจังหวะ

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาผลกระทบของค่าพารามิเตอร์ที่มีต่อพฤติกรรมการไหลและอัตราการถ่ายเทความร้อนของแท่งความร้อนรูปทรงสี่เหลี่ยมหรือซีพความร้อน ซึ่งเป็นอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ชนิดหนึ่ง โดยมีวัตถุประสงค์ที่ต้องการทราบกลไกการไหลและการระบายความร้อน เพื่อที่จะทำการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของซีพความร้อนนี้ให้ดีขึ้นโดยค่าพารามิเตอร์ที่นำมาใช้ในการศึกษา ได้แก่ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ (Re_B) ค่าอัตราส่วนความสูงของซีพความร้อนต่อความสูงของแบบจำลองการไหล (Blockage ratio; Br) และค่าอัตราส่วนระยะห่างของซีพต่อความยาวของซีพ (S/W) การศึกษาใช้ระเบียบวิธีคำนวณเชิงตัวเลขทางพลศาสตร์ของไหล กระทำการคำนวณในสภาวะการไหลคงตัวที่ $Re_B < 500$ และสภาวะไม่คงตัวที่ $500 < Re_B < 1000$ การคำนวณยังได้มีการปรับแต่งสภาวะการไหลเข้าจากการไหลเข้าแบบสม่ำเสมอเป็นการไหลเข้าแบบเป็นจังหวะที่มีรูปแบบเป็นลูกคลื่นไซน์โดยมีตัวแปรที่สำคัญที่พิจารณาคือขนาดของความแรงและความถี่

ผลการคำนวณพบว่า การไหลในสภาวะไม่คงตัวให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าการไหลในสภาวะคงตัวทั้งนี้เนื่องมาจากความไร้เสถียรภาพในการไหล ก่อให้เกิดการเคลื่อนที่ของวอร์เท็กซ์ซึ่งเป็นตัวแปรสำคัญในการพาความร้อนออกจากผนังร้อนของซีพความร้อน นอกจากนี้แล้วยังพบว่า three-dimensionality ของการไหลก็มีส่วนอย่างมากในการระบายความร้อน สำหรับค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ พบว่าการปรับค่าพารามิเตอร์ Br และ S/W ให้อยู่ที่ค่าเหมาะสมสามารถช่วยให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของซีพความร้อนดีขึ้น

เมื่อกระแสมีการปรับแต่งเป็นการไหลแบบเป็นจังหวะในรูปแบบลูกคลื่นไซน์พบว่า การไหลเข้าแบบเป็นจังหวะในรูปแบบลูกคลื่นไซน์ เป็นตัวเพิ่มความไม่เสถียรให้กับการไหล ส่งผลให้การไหลมีการก่อตัวและแตกตัวของวอร์เท็กซ์เพิ่มมากขึ้น และพบว่าค่าขนาดความแรงและค่าความถี่มีผลต่อขนาดของเขตการไหลหมุนวนที่เกิดบนผนังของซีพความร้อนตัวที่ 1 งานวิจัยนี้พบว่าที่ค่า $A = 0.5$, $f_p = 4f_u$ เขตการไหลหมุนวนมีค่าต่ำสุด สำหรับผลด้านการถ่ายเทความร้อน พบว่าการควบคุมค่าขนาดความแรงและค่าความถี่มีความสำคัญเช่นกัน เพราะการเพิ่มค่าความถี่ที่มากเกินไป ไม่ได้ส่งผลดีต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนไปมากกว่าการไหลปกติ

3.1 บทนำ

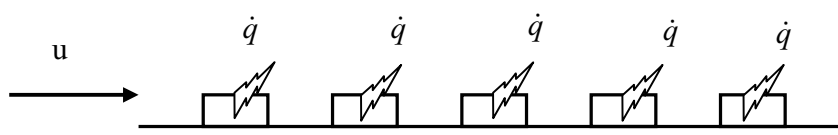
แท่งความร้อนรูปทรงสี่เหลี่ยมหรือซีพความร้อนเป็นอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ ซึ่งจัดอยู่ในกลุ่มอุปกรณ์ที่มีการปลดปล่อยความร้อนสูง ความร้อนที่เกิดขึ้นกับซีพความร้อนนี้มีค่ามากหรือน้อยนั้นนอกจากจะขึ้นอยู่กับกำลังไฟฟ้าที่ซีพต้องการแล้วยังขึ้นอยู่กับระยะเวลาการทำงาน การรับความร้อนจากแผงวงจรอื่นที่ติดกัน และจากอุณหภูมิของสภาพแวดล้อมรอบๆ ซีพความร้อน ถ้าการจัดการในเรื่องของความร้อนที่เกิดขึ้นไม่มีประสิทธิภาพที่ดีเพียงพอ อาจส่งผลให้อายุการใช้งานของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์นั้นสั้นลง หรือก่อให้เกิดความเสียหายต่ออุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ได้ ดังนั้นการระบายความร้อนออกจากซีพความร้อนจึงเป็นงานวิจัยที่น่าสนใจศึกษาและวิจัย ปัจจุบันนี้ถึงแม้ว่าวิธีการระบายความร้อนของอุปกรณ์บนแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์ด้วยอากาศยังคงเป็นที่นิยมใช้ เหตุเพราะว่ามีราคาถูกและใช้งานง่าย แต่อากาศเองยังมีความสามารถในการระบายความร้อนที่จำกัดเนื่องจากคุณสมบัติเฉพาะตัวของมันเอง ซึ่งงานวิจัยที่ผ่านมาได้พยายามศึกษาเกี่ยวกับการลดอุณหภูมิของซีพความร้อนด้วยอากาศในหลากหลายวิธี

J. Davalath *et al.* [1] ศึกษาการพาความร้อนแบบบังคับโดยทำการแปรผันค่าระยะห่างระหว่างซีพความร้อนจำนวน 3 ตัว โดยใช้วิธีคำนวณเชิงตัวเลขด้วยระเบียบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยมซึ่งพบว่าขนาดของการไหลหมุนวนหรือวอร์เท็กซ์ด้านหลังซีพ และประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนเป็นฟังก์ชันกับค่าตัวเลขเรย์โนล C. W. Leung *et al.* [2] ได้ใช้อุโมงค์ลมทำการทดลองการถ่ายเทความร้อนของซีพจำนวน 12 ตัว โดยเปลี่ยนค่าความสูงของช่องอากาศเหนือซีพ ความยาวของตัวซีพและให้ระยะห่างระหว่างซีพมีค่าสม่ำเสมอ ซึ่งผลการทดลองทำให้ทราบว่า ค่าพารามิเตอร์เหล่านี้มีผลกระทบโดยตรงต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของซีพ H. W. Wu *et al.* [3] ศึกษาถึงผลของการติดตั้งแผ่นบังคับทิศทางการไหลของอากาศเหนือผนังซีพตัวแรกจากซีพความร้อนจำนวน 5 ตัว การศึกษาได้ใช้วิธีคำนวณเชิงตัวเลขโดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ซึ่งพบว่าการติดตั้งแผ่นบังคับทิศทางการไหลที่มุม 60 องศา สามารถช่วยเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของซีพได้ นัมนต์ โชติวิศรุต และ คณะ [4] ศึกษาการเปรียบเทียบการจัดวางซีพแบบแถวตรง 90 องศา และแบบเอียงทำมุม 45 องศา กับทิศทางการเคลื่อนที่ของอากาศโดยทำการทดลองภายในอุโมงค์ลมซึ่งพบว่าการปรับมุมปะทะที่ 45 องศาให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่สูงกว่าแบบ 90 องศา

จากงานวิจัยที่ผ่านมาส่วนมากพบว่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของซีพความร้อนมักขึ้นอยู่กับค่าตัวเลขเรย์โนล ค่าระยะห่างของซีพความร้อนแต่ละตัว และอัตราส่วนความสูงของซีพกับความสูงของช่องอากาศ ซึ่งงานวิจัยเหล่านั้นได้เสนอให้ทำการเพิ่มค่าพารามิเตอร์ทั้งสาม อย่างไรก็ตามการเพิ่มหรือลดค่าพารามิเตอร์เหล่านี้ โดยเฉพาะในด้านของการผลิตอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์และลักษณะการใช้งานนั้นมีขีดจำกัด อาทิการเพิ่มความเร็วสูงๆ เพื่อเพิ่มค่าตัวเลขเรย์โนล ก็มักมีปัญหาในเรื่องเสียงดังรบกวน หรือการเพิ่มระยะห่างก็ต้องใช้พื้นที่ของแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์ให้

ขนาดใหญ่มากขึ้น ดังนั้นการศึกษาในช่วงเวลาต่อมาจึงมุ่งมาศึกษาในช่วงความเร็วในระดับปานกลาง แต่ทำการปรับแต่งกระแสการไหลเข้าให้มีรูปแบบ (pattern) ที่แตกต่างกัน แทนกระแสการไหลเข้าแบบสม่ำเสมอ โดยให้กระแสการไหลประเภทใหม่นี้เป็นตัวสร้างความไม่เสถียรให้เกิดขึ้นกับการไหล ความไม่เสถียรนี้จะเปลี่ยนรูปแบบการไหลจากของเดิมให้เป็นการไหลในสภาวะไม่คงตัวที่มีการสลับของวอร์เท็กซ์ [5] โดยเกิดการแกว่งตัวด้วยค่าความถี่ธรรมชาติของการไหล ซึ่งพบว่าสามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ และด้วยคุณสมบัติของรูปแบบการไหลแบบนี้ ทำให้การไหลแบบเป็นจังหวะซึ่งสามารถปรับแต่งและบังคับค่าความถี่และขนาดความแรงของกระแสการไหลอิสระได้นั้นได้รับความสนใจมากยิ่งขึ้น [6-9] เนื่องจากสามารถปรับแต่งกระแสการไหลเข้าทำให้เกิดการรบกวนการไหล เพื่อเหนี่ยวนำให้คุณลักษณะการไหลเสียเสถียรภาพได้ง่ายยิ่งขึ้น และนำไปสู่ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ดีตามมา

สำหรับงานวิจัยในครั้งนี้จะทำการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของชีพความร้อนที่มีการจัดเรียงตัวกันในทิศทางการไหล (in line arrangement) โดยกำหนดให้ชีพความร้อนนั้นแทนด้วยแท่งความร้อนรูปทรงสี่เหลี่ยม จำนวน 5 ตัว ดังแสดงในรูปที่ 3.1 ซึ่งรูปแบบการจัดเรียงตัวของชีพความร้อน 5 ตัวนี้ได้เคยถูกทดลองและบันทึกค่าไว้ก่อนหน้านี้ ด้วยกระแสการไหลเข้าแบบอิสระและสม่ำเสมอ [4] การคำนวณการไหลในครั้งนี้จะจำลองการไหลทั้งในสองมิติและสามมิติ โดยการคำนวณในปัญหานี้จะถูกกำหนดให้กระแสการไหลเข้าเป็นแบบเป็นจังหวะ (pulsating flow) ในรูปแบบลูกคลื่นไซน์ (sinusoidal pattern) โดยมีตัวแปรที่สำคัญที่ต้องพิจารณา คือขนาดของความแรง (amplitude) และความถี่ (frequency) ของกระแสการไหลเข้า นอกจากนี้จะทำการศึกษาปัจจัยด้านรูปทรงของแท่งความร้อนรูปทรงสี่เหลี่ยมหรือชีพความร้อนคือระยะห่างระหว่างแท่งความร้อนรูปทรงสี่เหลี่ยมของตัวหน้าและตัวถัดมา และค่าอัตราส่วนความสูงของแท่งความร้อนรูปทรงสี่เหลี่ยมกับช่องทางการไหล โดยวัตถุประสงค์หลักเพื่อต้องการศึกษาผลกระทบของกระแสการไหลเข้าที่เป็นจังหวะและปัจจัยด้านรูปทรงที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยรวมของแท่งความร้อนรูปทรงสี่เหลี่ยมทั้งหมด และผลจากการคำนวณที่ได้นี้จะทำการเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่ใกล้เคียง



รูปที่ 3.1 ลักษณะการจัดวางชีพความร้อนจำนวน 5 ตัว

3.2 สมการควบคุมการไหล

สมการควบคุมการไหลและการถ่ายเทความร้อน สำหรับใช้ในการคำนวณได้สมมติให้อากาศเป็นของไหลอัดตัวไม่ได้ชนิดนิวโทเนียน (Newtonian fluids) สมการการไหลอยู่ในสภาวะไม่คงตัว พิจารณาการคำนวณโดยการพาความร้อนแบบบังคับ ($Gr/Re_B^2 < 1.0$) และไม่พิจารณาผลกระทบของการแผ่รังสีความร้อน ซึ่งได้สมการควบคุมการไหลและการถ่ายเทความร้อนดังนี้

สมการความต่อเนื่อง:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

สมการโมเมนตัม:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \quad (3.2)$$

สมการพลังงาน:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial u_j T}{\partial x_j} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \quad (3.3)$$

3.3 วิธีการวิเคราะห์เชิงตัวเลขและเงื่อนไขขอบเขต

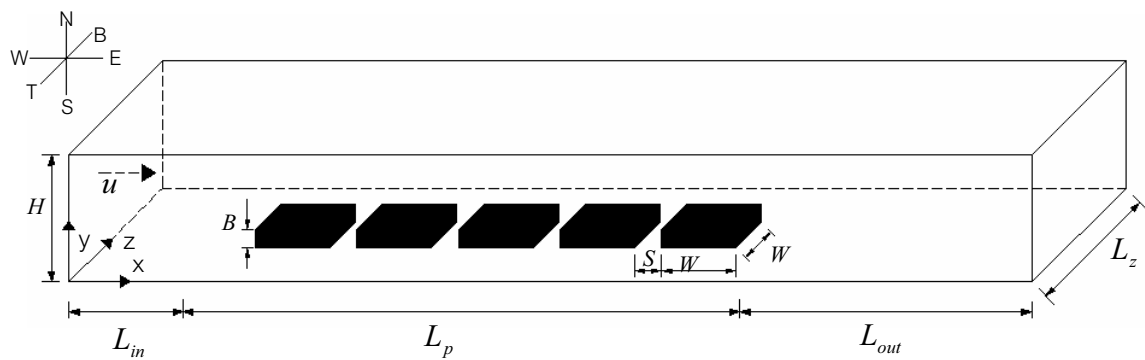
การคำนวณการไหลผ่านครีบบระบายความร้อนจะถูกคำนวณบนกริดซ้อนทับ (staggered grid) ด้วยวิธีการปริมาตรสืบเนื่อง (finite volume method) ทุกเทอมของสมการควบคุมการไหล จะถูก discretize ด้วยวิธีการ Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinematics หรือ QUICK scheme สำหรับเทอมของเวลาใช้วิธีการ low storage 3rd order Runge-Kutta สมการความต่อเนื่องและเทอม pressure gradient ในสมการโมเมนตัมจะใช้แนวทางหาคำตอบแบบอิมพลิซิต (implicit method) แต่เทอมการพา (convective terms) เทอมการแพร่ (diffusive terms) และสมการพลังงานใช้แนวทางหาคำตอบแบบเอ็กซพลีซิต (explicit method) สมการที่ (3.1) (3.2) และ (3.3) จะถูกคำนวณในขอบเขตแบบจำลองดังแสดงในรูปที่ 3.2 และ 3.3 โดยค่าสภาวะขอบเขต (boundary conditions) ที่ใช้ในการคำนวณถูกกำหนดเป็นดังนี้

กรณีที่ 1 เงื่อนไขทางเข้า: กระแสการไหลเข้าเป็นแบบคงที่สม่ำเสมอ

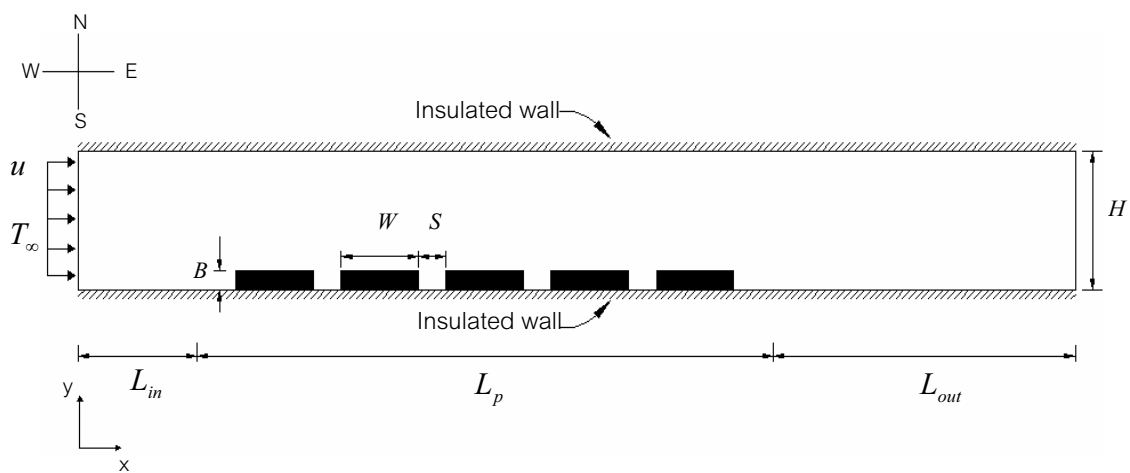
- ทางเข้า: การไหลของกระแสการไหลเข้าเป็นแบบสม่ำเสมอและคงที่
$$u = U \text{ และ } T = T_\infty$$
- ทางออก: สภาวะการไหลแบบพาออก (advective boundary condition) และ $T = T_\infty$
- บนและล่าง: สภาวะสมมาตร (symmetry condition) และ adiabatic condition ($\dot{q} = 0$)
- แ่งความร้อน: สภาพไม่มีการลื่นไถล (no slip condition) และค่าฟลักความร้อนคงที่ (constant heat flux)
- ด้านข้าง (กรณีการไหลใน 3 มิติ): สภาวะการไม่ลื่นไถล (no-slip condition) และ adiabatic condition ($\dot{q} = 0$)

กรณีที่ 2 เงื่อนไขทางเข้า: กระแสการไหลเข้าเป็นแบบจิ้งหะ

- ทางเข้า: การไหลของกระแสการไหลเข้าเป็นแบบลูกคลื่นไซน์
$$u = U(1 + A \sin 2\pi f t)$$
โดยที่ U คือค่าความเร็วกระแสน้ำมีค่าคงที่
 f คือค่าความถี่
และ A คือขนาดความแรงของคลื่น
สำหรับอุณหภูมิที่ทางเข้าถูกกำหนดให้มีค่าเป็น $T_\infty = 297\text{K}$
- ทางออก: สภาวะการไหลแบบพาออก (advective boundary condition) และ $T = T_\infty$
- บนและล่าง: สภาวะสมมาตร (symmetry condition) และ adiabatic condition ($\dot{q} = 0$)
- แ่งความร้อน: สภาพไม่มีการลื่นไถล (no slip condition) และค่าฟลักความร้อนคงที่ (constant heat flux)
- ด้านข้าง (กรณีการไหลใน 3 มิติ): สภาวะการไม่ลื่นไถล (no-slip condition) และ adiabatic condition ($\dot{q} = 0$)



รูปที่ 3.2 แบบจำลองการไหลในสามมิติ



รูปที่ 3.3 แบบจำลองการไหลในสองมิติ

3.4 การศึกษาหาผลกระทบของกริด

การคำนวณหาผลกระทบของกริดที่มีผลต่อคำตอบ หรือความเป็นอิสระของกริดที่มีต่อคำตอบนั้นได้กำหนดข้อมูลและค่าพารามิเตอร์ในการคำนวณดังแสดงในตารางที่ 3.1 ซึ่งเป็นกรณีศึกษา สำหรับการกำหนดขนาดของค่า dx_{min} และ dy_{min} ถูกกำหนดให้มีขนาดเท่ากันเฉพาะที่บริเวณมุมและบนผนังโดยรอบของชิปตาม [5] สำหรับในกรณีที่ 1 ได้กำหนดขนาดให้ $dx_{min}/B = 0.250$ กรณีที่ 2 กำหนดขนาดให้ $dx_{min}/B = 0.083$ กรณีที่ 3 กำหนดขนาดให้ $dx_{min}/B = 0.033$ และกรณีที่ 4 กำหนดขนาดให้ $dx_{min}/B = 0.025$ ซึ่งรายละเอียดต่างๆ ถูกแสดงไว้ในตารางที่ 3.2 การคำนวณได้ทำการเปรียบเทียบผลที่ได้จากกรณีต่างๆ ในรูปการกระจายตัวของค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่ง ($Nu_x = h_x B/k$) และใช้เกณฑ์พิจารณาความเป็นอิสระของกริด จากค่าเปอร์เซ็นต์ความผิดพลาดสัมพัทธ์ที่เกิดขึ้นสูงสุด (maximum percentage relative error) จากค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลของชิปแต่ละตัว $\overline{Nu}_B = \bar{h}B/k$

ตารางที่ 3.1 ข้อมูลสำหรับการคำนวณหาความเป็นอิสระของกริดที่มีผลต่อคำตอบ

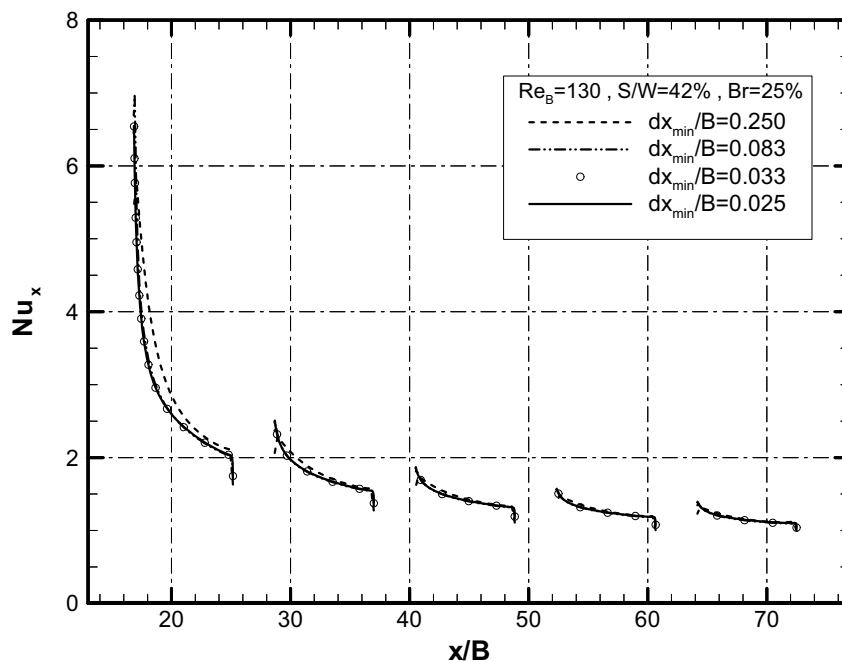
Re_B	Br(%)	S/W(%)	L_{in}	L_p	L_{out}	Pr	$\dot{q}$ (W/m ²)
130	25	42	3 B	83.3 B	30 B	0.712	64

ตารางที่ 3.2 กรณีศึกษาของการคำนวณหาความเป็นอิสระของกริดที่มีผลต่อคำตอบ

กรณี	ขนาด กริด	dx_{min}/B	$\overline{Nu}_B$					$\overline{Nu}_B$ maximum relative error (%)
			Chip 1	Chip 2	Chip 3	Chip 4	Chip 5	
1	339×14	0.250	2.99370	1.81770	1.47416	1.29038	1.17614	-
2	813×35	0.083	2.73130	1.76560	1.44635	1.27105	1.15831	8.76
3	1716×75	0.033	2.68322	1.76758	1.44726	1.27152	1.15838	1.76
4	2182×95	0.025	2.68361	1.76944	1.44973	1.27523	1.16441	0.52

ผลจากการคำนวณพบว่ากรณีที่ 1 มีค่าความผิดพลาดสัมพัทธ์ที่เกิดขึ้นสูงสุดของค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซล เมื่อเทียบกับกรณีที่ 2 อยู่ประมาณ 8.76% และเมื่อนำผลการคำนวณของกรณีที่ 2 เทียบกับกรณีที่ 3 มีค่าความผิดพลาดสัมพัทธ์ที่เกิดขึ้นสูงสุดของค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลอยู่ 1.76% และเมื่อนำผลการคำนวณของกรณีที่ 3 เทียบกับกรณีที่ 4 มีค่าความผิดพลาดสัมพัทธ์ที่เกิดขึ้นสูงสุดของค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลอยู่ 0.52% ดังแสดงในตารางที่ 3.2 ซึ่งค่าความผิดพลาดสัมพัทธ์ที่ 0.52% นี้อยู่ในขอบเขตที่สามารถยอมรับได้และเมื่อพิจารณาจากรูปที่ 3.4 พบว่าการลดขนาดของกริดจากกรณีที่ 3 เป็นกรณีที่ 4 มีการเปลี่ยนแปลงของค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่งของชิพแต่ละตัวใกล้เคียงกัน ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะทำการสร้างแบบจำลองของการคำนวณโดยเลือกใช้ขนาดกริดที่ 1716×75 ซึ่งมีค่า $dx_{min}/B = 0.033$ ซึ่งขนาดกริดที่ใช้มีค่าน้อยกว่ากรณีที่ 4 ทำให้สามารถประหยัดเวลาในการคำนวณได้

อย่างไรก็ตามการจัดวางกริด (grid arrangement) ในแบบจำลองการไหลได้ใช้วิธีการแบ่งกริดแบบไม่สม่ำเสมอ (non-uniform grid) หมายถึง การจัดวางกริดที่มีขนาดเล็กในบริเวณที่ค่าคำตอบมีการเปลี่ยนแปลงค่อนข้างง่ายหรือบริเวณที่ค่าความชันของความเร็วและอุณหภูมิมีผลต่อคำตอบ และปรับขนาดกริดให้มีขนาดใหญ่ขึ้นในบริเวณที่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงของคำตอบน้อย ซึ่งกริดแบบนี้ยังมีความสามารถในการแสดงพฤติกรรมกริดการไหล เหมือนกับกริดแบบสม่ำเสมอ แต่สามารถลดการใช้ทรัพยากรของคอมพิวเตอร์ในการคำนวณลงได้ ขนาดกริดนี้จะถูกใช้ตลอดทั้งการคำนวณทุกรูปแบบของการไหลผ่านแท่งความร้อนรูปทรงสี่เหลี่ยมหรือชิพความร้อนที่จัดเรียงตัวกัน



รูปที่ 3.4 ค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่ง ณ ตำแหน่งผนังด้านบนของชิพความร้อนทั้ง 5 ตัว

3.5 การตรวจสอบโปรแกรมการคำนวณที่ใช้เทียบกับงานวิจัยที่ผ่านมา

เนื่องจากเครื่องมือที่ใช้ในการทำวิจัยครั้งนี้คือ โปรแกรมการคำนวณเชิงตัวเลข UTF ซึ่งผลที่ได้จากโปรแกรม CFD นั้นเป็นคำตอบโดยประมาณ (approximate solution) ไม่ใช่คำตอบแม่นยำ (exact solution) ดังนั้นเพื่อสร้างความเชื่อมั่นให้กับโปรแกรมการคำนวณ จึงต้องมีการตรวจสอบผลที่ได้จากการคำนวณกับผลการทดลองที่ผ่านมา โดยจะทำการตรวจสอบผลการคำนวณโดยโปรแกรมที่ใช้กับผลการทดลองของ น้ามนต์ โชติวิศรุต และคณะ [4] ซึ่งทำการศึกษาการพาความร้อนของชิพที่ทำมุม 45 องศาและทำมุม 90 องศากับทิศทางการไหล และผลการคำนวณโดยโปรแกรมที่ใช้กับผลงานวิจัยของ Wu, H.W. *et al.* [3]

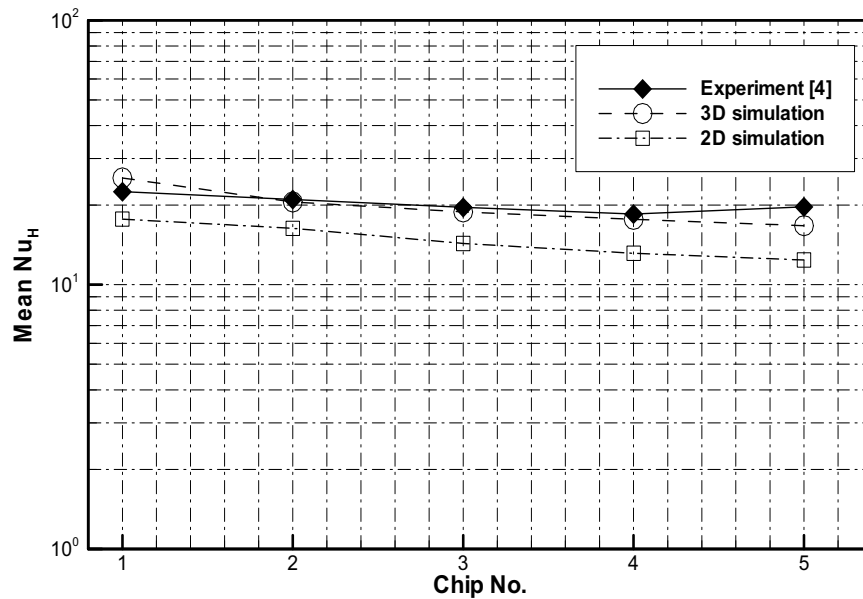
3.5.1 การเปรียบเทียบผลการคำนวณด้วยโปรแกรมกับผลการทดลองของ [4]

น้ามนต์ โชติวิศรุต และคณะ [4] ทำการศึกษาการพาความร้อนของชิพที่ทำมุม 45 องศาและทำมุม 90 องศากับทิศทางการไหล โดยการตรวจสอบจะเลือกทำเฉพาะข้อมูลการคำนวณการถ่ายเทความร้อนของชิพที่ทำมุม 90 องศาเท่านั้น การตรวจสอบผลการคำนวณจากโปรแกรมที่ใช้กับการทดลองนั้น ได้กระทำสำหรับการคำนวณในสภาวะการไหลคงตัวที่ $Re_H = 518$ (ใช้ค่าความสูงของช่องการไหลเป็นตัวคำนวณหาค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ซึ่งเปรียบได้เท่ากับ $Re_B = 130$)

ตาราง 3.3 ข้อมูลของการคำนวณเพื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลอง [4]

Re_H	Br(%)	S/W(%)	Pr
518	25	42	0.712

จากผลของการคำนวณเชิงตัวเลขในการไหล 3 มิติ ที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ (Re_H) เท่ากับ 518 ดังแสดงในรูปที่ 3.5 พบว่าค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลของชิพแต่ละตัว ($Nu_H = hH/k$) (ใช้ความยาวคุณลักษณะเป็นค่าความสูงของแบบจำลองการไหล) มีค่าสูงสุดในชิพตัวที่ 1 และลดลงตามตำแหน่งของชิพโดยชิพตัวที่ 5 มีค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลต่ำที่สุด ซึ่งจะใกล้เคียงมากกับการทดลอง ยกเว้นที่ชิพตัวสุดท้ายที่ผลของการทดลองระบุว่าจะมีค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลเพิ่มขึ้นจากชิพตัวที่ 4 ซึ่งตรงข้ามกับผลการคำนวณ ความแตกต่างของค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลของชิพตัวที่ 5 นี้ น่าจะมาจากลักษณะ/รูปแบบการไหลที่ด้านท้ายของชิพตัวที่ 5 นั้นต่างกัน สังเกตได้จากผลจากการคำนวณจะเกิดการไหลหมุนวนหรือวอร์เท็กซ์บริเวณด้านหลังของชิพตัวที่ 5 ซึ่งการไหลหมุนวนนี้เองทำให้เกิดชั้นของความเฉือน (shear layer) ที่บนชิพความร้อนตัวที่ 5 ทำให้การระบายความร้อนไม่ดี แต่ในการทดลองพบว่าน่าจะมาจากการใช้พัลลมดุดอากาศที่ด้านท้ายของช่องการไหล ทำให้ผลของการไหลหมุนวนหรือวอร์เท็กซ์บริเวณด้านหลังชิพความร้อนตัวที่ 5 ลดลง



รูปที่ 3.5 ค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลของชิพความร้อนแต่ละตัวเทียบกับผลการทดลองของ [4]

ผลจากการคำนวณในกรณี 3 มิติ พบว่าค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลของชิพความร้อนตัวที่ 1 ถึง ตัวที่ 5 แตกต่างจากการทดลองประมาณ 12.5%, 2.1%, 3.7%, 4.5% และ 15.1% ตามลำดับที่ค่า ตัวเลขเรย์โนลด์ (Re_H) เท่ากับ 518 ความผิดพลาดที่เกิดขึ้นน่าจะเกิดจากการวัดค่าอุณหภูมิบนผนัง ของชิพความร้อน ซึ่งจากการทดลองได้กระทำการวัดเพียงตำแหน่งเดียว ทั้งนี้เนื่องมาจากข้อจำกัด ของเครื่องมือวัดและขนาดของชิพความร้อนเอง แต่วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขสามารถคำนวณ อุณหภูมิบนผนังชิพได้ทั่วทุกตำแหน่งเท่ากับจำนวนกริดที่มีบนผนังชิพความร้อน ทำให้เกิดความ แตกต่างของค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่งขึ้น ซึ่งตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่งนี้จะถูกนำมาทำ การอินทิเกรตเพื่อหาค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซล (Mean NU) ดังสมการ

$$\text{Mean Nu} = NU_{\text{mean}} = \frac{1}{\Delta x} \int_{x_1}^{x_2} Nu(x) dx \quad (3.1)$$

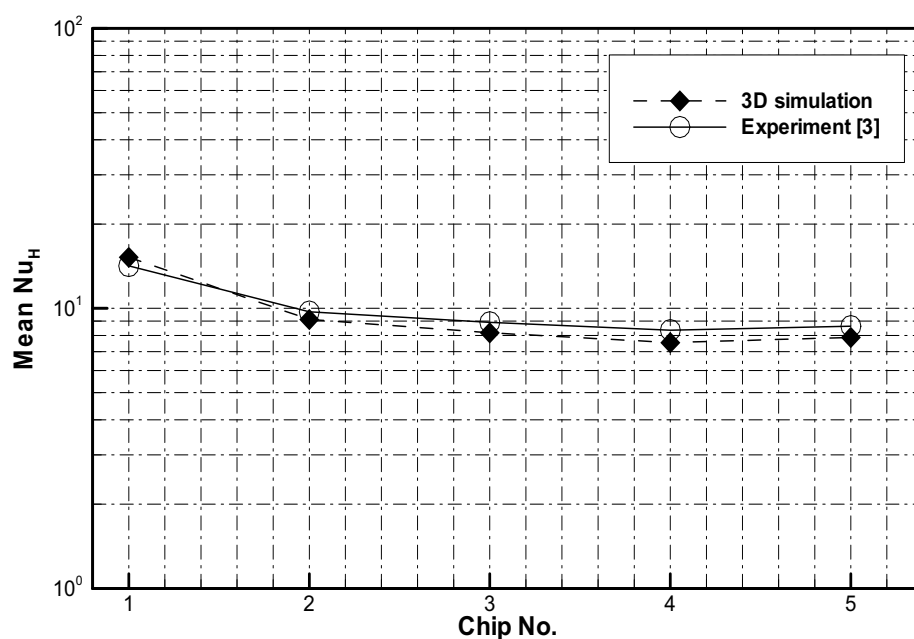
อย่างไรก็ตามผลการเปรียบเทียบยังอยู่ในช่วงที่สามารถยอมรับได้ ส่วนผลการคำนวณใน 2 มิติ ซึ่งพบว่าชิพความร้อนมีค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลน้อยกว่าการคำนวณใน 3 มิติ ทั้งนี้เป็นเพราะ ธรรมชาติของปัญหาการไหลใน 2 มิติ นั้นไม่คำนึงถึงผลกระทบของการถ่ายเทความร้อนจากพื้นที่ ด้านข้าง (แกน z) แต่อย่างไรก็ตามการคำนวณใน 2 มิติ ก็ยังมีแนวโน้มของค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลที่ สอดคล้องกับผลการคำนวณใน 3 มิติและผลการทดลอง [4]

3.5.2 การเปรียบเทียบผลการคำนวณด้วยโปรแกรมกับผลงานวิจัยของ Wu, H.W. *et al.* [3]

เพื่อเป็นการยืนยันผลการคำนวณที่ชิพความร้อนตัวทำย จึงได้มีการตรวจสอบผลจากการคำนวณจากโปรแกรมเพิ่มเติมกับผลงานวิจัยของ Wu, H.W. *et al.* [3] ซึ่งได้ทำการศึกษาเชิงตัวเลขด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ในการเปรียบเทียบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของชิพความร้อนในกรณีติดตั้งแผ่นบังคับทิศทางการไหลภายในแบบจำลองการไหลกับกรณีไม่ได้ติดตั้งแผ่นบังคับทิศทางการไหล สำหรับการเปรียบเทียบผลการคำนวณจากโปรแกรม ได้เลือกกรณีที่ไม่ติดตั้งแผ่นบังคับทิศทางการไหล โดยกำหนดข้อมูลและค่าพารามิเตอร์ในการคำนวณดังแสดงในตาราง 3.4

ตาราง 3.4 ข้อมูลการคำนวณเพื่อเปรียบเทียบกับงานวิจัยของ [3]

Re_H	S/W(%)	Br(%)	Pr
990	50	20	0.70



รูปที่ 3.6 ตัวเลขนัสเซลของชิพความร้อนแต่ละตัวเทียบกับผลการคำนวณของ [3]

จากรูปที่ 3.6 พบว่าผลการคำนวณที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ (Re_H) เท่ากับ 990 มีความสอดคล้องกับผลงานวิจัยของ Wu, H.W. *et al.* [3] นั่นคือมีค่าเฉลี่ยตัวเลขเรย์โนลด์ของชิพแต่ละตัวสูงสุดในชิพตัวที่ 1 และลดลงตามตำแหน่งของชิพจนถึงชิพตัวที่ 4 ซึ่งเป็นชิพที่มีค่าเฉลี่ยตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำที่สุด โดยชิพตัวที่ 5 กลับมีค่าเฉลี่ยตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มสูงขึ้นกว่าชิพตัวที่ 4 คล้ายกับผลการทดลอง [4] ซึ่งทั้งนี้เป็นผลมาจากอิทธิพลของค่าอัตราส่วนความยาวของชิพต่อความสูงของชิพ (W/B) ทำให้เกิดการไหลหมุนวนหรือวอร์เทกซ์บริเวณด้านท้ายของชิพตัวที่ 5 ที่มีขนาดใหญ่ ด้วยขนาดของการไหลหมุนวนที่มีขนาดใหญ่นี้เองส่งผลให้ชั้นความเฉือน (shear layer) บนผนังของชิพความร้อนถูกก่อกวนและมีความไม่เสถียรซึ่งส่งผลให้การระบายความร้อนบนผนังของชิพตัวที่ 5 มีประสิทธิภาพที่ดีกว่าชิพตัวที่ 4 และดีกว่ากรณีศึกษาในหัวข้อ 3.5.1 ที่เปรียบเทียบกับ [4]

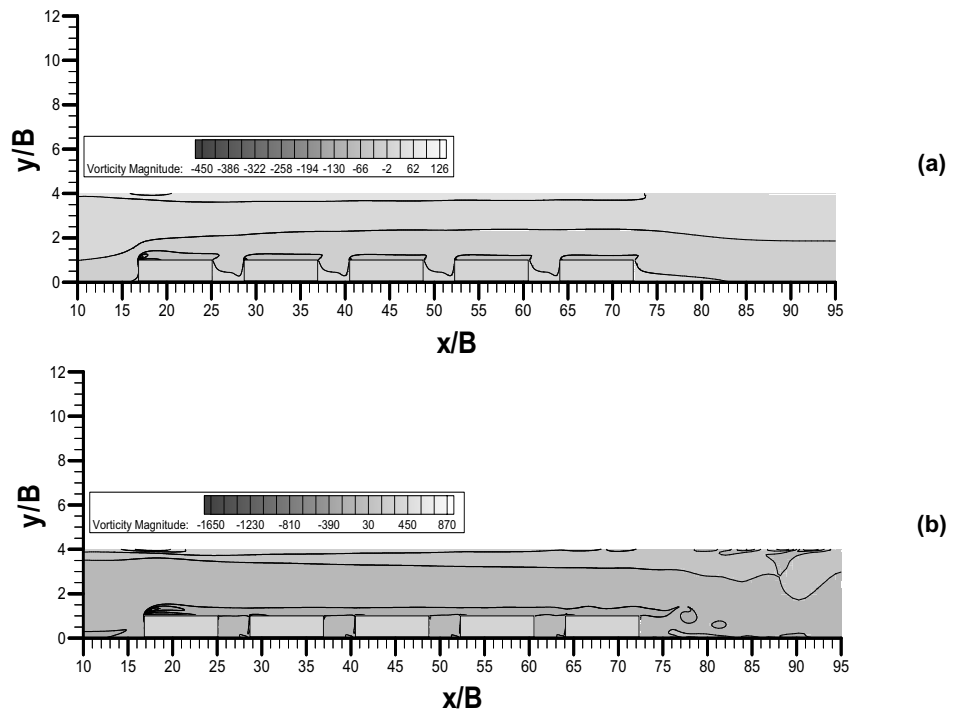
3.6 คุณลักษณะการไหลในสภาวะการไหลคงตัวและไม่คงตัว

ในปัญหาการพาความร้อนโดยบังคับ คุณลักษณะการไหลทั่วไปมักเกิดทั้งการไหลแบบสภาวะคงตัวคือพฤติกรรมของการไหลไม่ขึ้นอยู่กับเวลา และการไหลแบบสภาวะไม่คงตัวคือพฤติกรรมของการไหลเปลี่ยนแปลงตามเวลา โดยการเปลี่ยนแปลงคุณลักษณะการไหลนี้เกิดได้ค่อนข้างง่ายเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์มีการเปลี่ยนแปลง เนื่องจากการเพิ่มค่าตัวเลขของเรย์โนลด์เปรียบเสมือนการเพิ่มแรงเนื่องจากความเฉื่อย (inertia force) ให้กับกระแสการไหล ซึ่งเริ่มต้นจากการไหลที่มีเสถียรภาพและมีความเป็นระเบียบจะถูกพัฒนาไปสู่การไหลที่ไร้เสถียรภาพหรือการไหลในสภาวะไม่คงตัวเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์มีค่าสูงขึ้น การวิเคราะห์การไหลผ่านชิพความร้อนในแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์จึงจำเป็นต้องทราบกลไกการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นนี้ เพื่อให้การกำหนดสมการต่างๆ และเงื่อนไขการคำนวณมีความสอดคล้องกับปัญหาที่แท้จริง อีกทั้งเป็นการกำหนดรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นเพื่อความสะดวกต่อการวิเคราะห์ปัญหาการไหลประเภทนี้ สำหรับการศึกษาในหัวข้อนี้การเปลี่ยนแปลงค่าตัวเลขเรย์โนลด์ภายใต้ข้อมูลและเงื่อนไขต่างๆ ดังแสดงในตาราง 3.5

จากการคำนวณที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 130 พบว่าความหนืดที่ผนังของชิพความร้อนได้หน่วงให้ของไหลที่ติดกับผนังอยู่หนึ่งกับที่ทำให้ไม่เกิดการแตกแยกจากผนัง หรือไม่เกิดการไหลวนหรือวอร์เทกซ์ขึ้น การไหลที่เกิดขึ้นจึงมีลักษณะที่ราบเรียบและคงตัว ซึ่งเป็นผลเนื่องมาจากค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่ไหลผ่านชิพความร้อนมีแรงเฉื่อยน้อยดังแสดงในรูปที่ 3.7(a) เมื่อทำการปรับเพิ่มค่าตัวเลขเรย์โนลด์ให้มีค่ามากกว่า 130 จนกระทั่งค่าตัวเลขเรย์โนลด์มีค่าเข้าใกล้ประมาณ 500 คุณลักษณะการไหลก็เริ่มเกิดการเปลี่ยนแปลง จากการไหลแบบราบเรียบที่มีเสถียรภาพไปสู่การไหลที่ไร้เสถียรภาพ ดังแสดงในรูปที่ 3.7(b)

ตาราง 3.5 ข้อมูลการคำนวณสำหรับการศึกษาคูณลักษณะการไหล

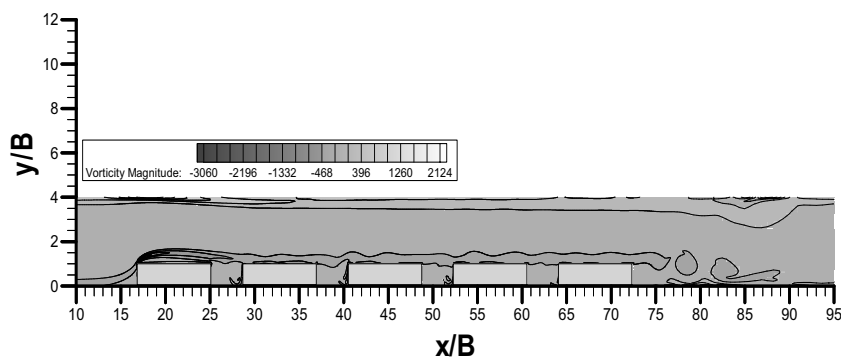
Re_B	S/W(%)	Br(%)	Pr
100-1000	42	25	0.712



รูปที่ 3.7 รูปแบบการไหลที่ (a) $Re_B = 130$, (b) $Re_B = 500$; Br = 25%, S/W = 42%

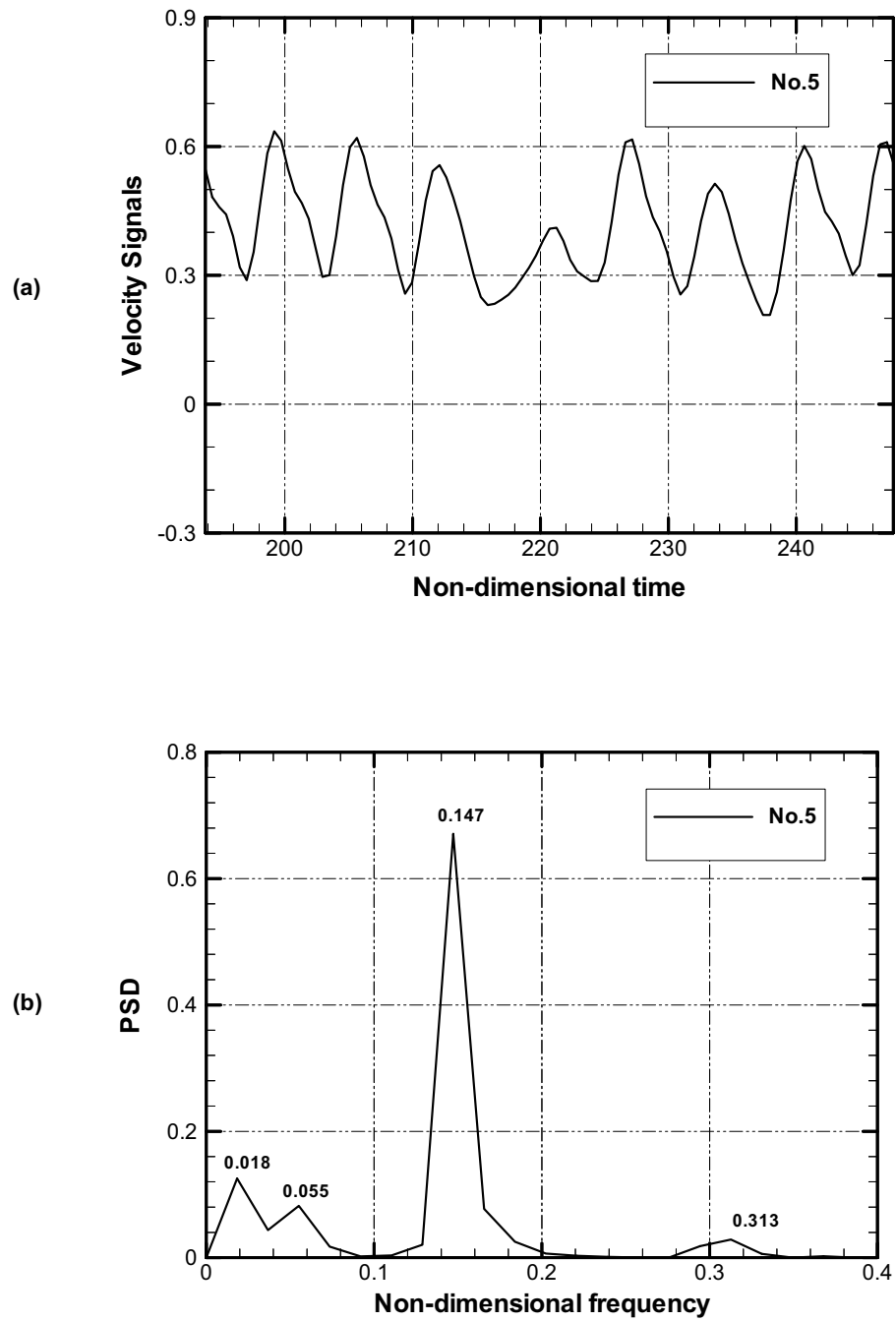
จากการสังเกตที่ด้านท้ายของชีพความร้อนตัวที่ 5 ในรูปที่ 3.7(b) พบว่าการไหลวนที่เกิดขึ้นได้ม้วนตัวทอดยาวออกไปตามกระแสการไหลหลักซึ่งอยู่ในรูปแบบคาร์มันน์วอร์เทค (Karman vortex street) เมื่อเวลาผ่านไปกระแสการไหลเริ่มแสดงความไม่ราบเรียบและการไร้เสถียรภาพมากขึ้น และส่งผลให้เกิดการก่อตัวของวอร์เท็กซ์ขึ้น เมื่อการไหลวนหรือวอร์เท็กซ์มีขนาดและพลังงานมากเพียงพอที่จะถูกสลัดหลุด (vortex shedding) ออกไป ดังแสดงในรูปที่ 3.7(b) บริเวณตำแหน่ง $t = 77-80$ time unit ซึ่งเป็นคุณลักษณะเฉพาะในการไหลแบบไม่คงตัวที่มีการสลัดของวอร์เท็กซ์ และเมื่อทำการปรับเพิ่มค่าตัวเลขเรย์โนลจนกระทั่งมีค่าประมาณ 700 พบว่าเสถียรภาพของการไหลที่บริเวณด้านท้ายของชีพความร้อนตัวที่ 5 ก็จะทำให้การรบกวนขึ้นความเฉือนบริเวณต้นกระแสนั้นขึ้น โดยความไร้เสถียรภาพนี้จะเคลื่อนที่ไปยังทิศทางด้านกระแสนั้น ส่งผลกระทบบายังชีพความร้อนที่ถูกจัดวางในตำแหน่งด้านหน้าของแบบจำลองการไหล

เมื่อทำการเพิ่มค่าตัวเลขเรย์โนลเป็น 1000 พบว่ารูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นมีความเป็นสภาวะไม่คงตัวมากขึ้น ความไร้เสถียรภาพจะเคลื่อนตัวมายังด้านบนผนังของชิพความร้อนโดยที่ชั้นขีดผิวของชิพตัวที่ 1 ถึงตัวที่ 5 ได้เกิดเป็นชั้นขีดผิวแบบไม่ราบเรียบ และสังเกตพบว่าที่ผนังของชิพตัวที่ 1 เกิดการไหลแตกแยก (separated flow) และการไหลบรรจบ (reattaching flow) ขึ้นซึ่งพฤติกรรมของการไหลเช่นนี้เป็นการลดประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของชิพความร้อนคล้ายกับการไหลผ่านครีปรูปทรงสี่เหลี่ยมแบนยาวในกิจกรรมที่ 2 เนื่องจากการเกิดเขตการไหลหมุนวนขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 3.8 เมื่อพิจารณาถึงการก่อตัวและการสลายหลุดของวอร์เท็กซ์ที่ด้านท้ายของชิพตัวที่ 5 บริเวณตำแหน่ง $x/B = 75 - 85$ พบว่าคาบ (period) ของการสลายหลุดของวอร์เท็กซ์มีค่าประมาณ 6.5 time unit ซึ่งค่าที่ได้นี้ได้จากการเฝ้าสังเกตค่าเฉลี่ยของความถี่ของการสลายหลุดของวอร์เท็กซ์ในช่วงเวลาหนึ่ง โดยกระบวนการเกิด การรวมตัวกัน และการสลายตัวของวอร์เท็กซ์จะถูกดำเนินเป็นรอบวัฏจักรแบบกึ่งซ้ำซ้อน (pseudo-periodic vortex shedding) คล้ายกับงานวิจัยของ A. Suksangpanomrung *et al.*[10]

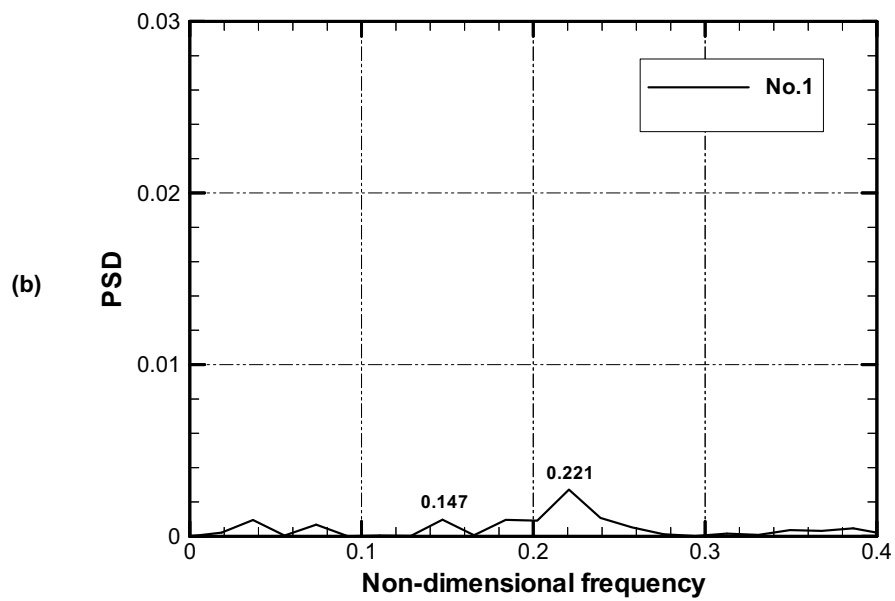
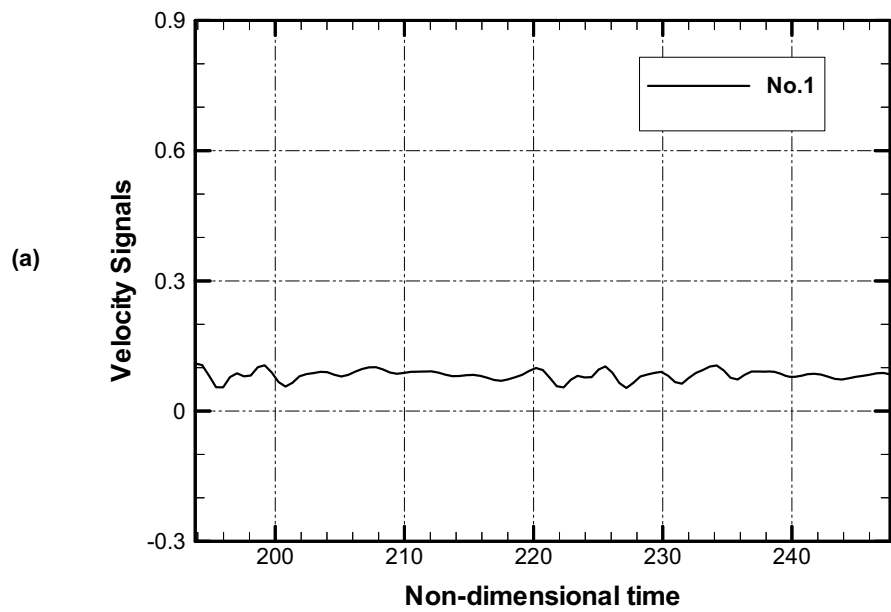


รูปที่ 3.8 รูปแบบการไหลที่ $Re_B = 1000$; $Br = 25\%$, $S/W = 42\%$

นอกจากการเฝ้าสังเกตความถี่ของการเคลื่อนที่ของวอร์เท็กซ์ เพื่อทำการหาคาบและความถี่ของการสลายหลุดของวอร์เท็กซ์แล้ว การวิเคราะห์สัญญาณของความถี่ ณ ตำแหน่งใด ๆ ในช่องทางการไหลก็สามารถคำนวณสำหรับเป็นข้อมูลด้านคาบและความถี่ของการสลายหลุดของวอร์เท็กซ์ได้ โดยค่าความถี่ที่บริเวณด้านท้ายของชิพความร้อนแต่ละตัวจะถูกทำการบันทึกค่าในช่วงเวลาหนึ่ง จากนั้นสัญญาณความถี่นี้ก็จะถูกนำมาวิเคราะห์ด้วยวิธีการแปลงฟูเรียร์แบบเร็ว (Fast Fourier Transform; FFT) โดยผลการแปลงฟูเรียร์แบบเร็วที่ได้จะอยู่ในรูปของค่าสเปกตรัมพลังงาน (Power Spectrum Density ; PSD) และความถี่ไร้หน่วย (non-dimensional frequency; $f' = fB/U$) ดังแสดงในรูปที่ 3.9



รูปที่ 3.9 (a) สัญญาณความเร็วที่ท้ายชีพความร้อนตัวที่ 5 (b) สเปกตรัมพลังงานจาก FFT



รูปที่ 3.10 (a) สัญญาณความเร็วที่ท้ายขีพความร้อนตัวที่ 1 (b) สเปกตรัมพลังงานจาก FFT

รูปที่ 3.9 (a) แสดงสัญญาณของความเร็วที่ด้านท้ายของชีพความร้อนตัวที่ 5 โดยทำการบันทึกทุก time step ตั้งแต่เวลา $t' = 193.8$ time unit ถึงเวลา $t' = 247.6$ time unit โดยวิเคราะห์ได้นำสัญญาณความเร็วนี้ไปทำการแปลง FFT พบว่าความถี่ไ้หน่วยที่ 0.147 มีค่าสเปกตรัมพลังงานสูงสุดดังแสดงในรูปที่ 3.9(b) ค่าความถี่ที่ค่านี้ถูกกำหนดให้เป็นความถี่คุณลักษณะ (characteristic frequency) ซึ่งใกล้เคียงค่าที่ได้จากการเฝ้าสังเกต ($f = 1/6.5$) และสอดคล้องกับงานวิจัยในอดีตที่ผ่านมา [11-13] จากการวิเคราะห์ที่ตำแหน่งด้านท้ายของชีพความร้อนตัวที่ 1 – 4 พบว่าให้ค่าความถี่คุณลักษณะเดียวกัน จากงานวิจัยที่ผ่านมา [11-13] ระบุว่าค่าความถี่คุณลักษณะเป็นค่าความถี่ที่วอร์เท็กซ์ถูกสลัดออกจากด้านท้ายของชีพความร้อน หรือความถี่ของการสลัด (shedding frequency) ของวอร์เท็กซ์

นอกจากค่าความถี่คุณลักษณะแล้ว ยังพบค่าความถี่สูงอีกด้วย จากการตรวจสอบที่สัญญาณของความเร็วที่ด้านท้ายของชีพความร้อนตัวที่ 1 ในรูป 3.10(a) พบว่าค่าความถี่สูงที่ค่าความถี่ไ้หน่วยเท่ากับ 0.221 นั้นมีค่าพลังงานสูงกว่าค่าความถี่คุณลักษณะ ซึ่งค่าความถี่สูงนี้ปรากฏอยู่ที่ชีพความร้อนตัวที่ 1 ถึง 4 เท่านั้น แต่ไม่ปรากฏที่ชีพความร้อนตัวท้าย จากการวิจัยของ Djilai *et al.* [14] ระบุว่าค่าความถี่สูงนี้เป็นค่าความถี่ไ้หน่วยที่เกิดจากการสลัดของกระแสการไหลวนในชั้นความเฉือนอันเนื่องมาจากการไหลแตกแยกบนผนังชีพความร้อนตัวที่ 1 โดยค่าความถี่ทั้งสองที่พบนี้มีความใกล้เคียงกับการคำนวณของ Bouhadji *et al.*[12]

ผลจากการศึกษาคุณลักษณะการไหลทำให้ทราบว่าคุณลักษณะการไหลสำหรับการไหลผ่านแท่งความร้อนรูปทรงสี่เหลี่ยมหรือชีพความร้อนนั้น สามารถพิจารณาการคำนวณเป็นการไหลในสภาวะคงตัวและไม่คงตัวได้ โดยอาศัยค่าตัวเลขของเรย์โนลเป็นตัวกำหนดกล่าวคือ ถ้าค่าตัวเลขเรย์โนลมีค่าน้อยกว่าประมาณ 500 กระแสการไหลจะค่อนข้างราบเรียบ ซึ่งเป็นคุณลักษณะการไหลในสภาวะการไหลคงตัวที่ไม่ขึ้นอยู่กัเวลา แต่ถ้าเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลมีค่าเพิ่มสูงขึ้นจนเข้าใกล้ประมาณ 500 คุณลักษณะการไหลได้เริ่มเปลี่ยนแปลงไปสู่การไหลที่ไร้เสถียรภาพ และเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลมีค่าประมาณ 700 เสถียรภาพของการไหลถูกรบกวนมากขึ้น โดยส่งผลมายังชีพความร้อนที่อยู่ในเขตต้นกระแหรือในตำแหน่งด้านหน้า โดยมีค่าความถี่คุณลักษณะเป็น 0.147 ที่ค่า $Br = 25\%$ และ $S/W = 42\%$ ดังนั้นการคำนวณในโอกาสต่อไป สำหรับกรณีการไหลที่มีค่าตัวเลขเรย์โนลที่น้อยกว่า 500 ถูกเลือกใช้ในการศึกษาการไหลในสภาวะคงตัวและค่าตัวเลขเรย์โนลในช่วง 500 ถึง 1000 ถูกเลือกใช้ในการศึกษาการไหลในสภาวะไม่คงตัว

3.7 กรณีที่ 1 เงื่อนไขทางเข้า: กระแสการไหลเข้าเป็นแบบคงที่สม่ำเสมอ

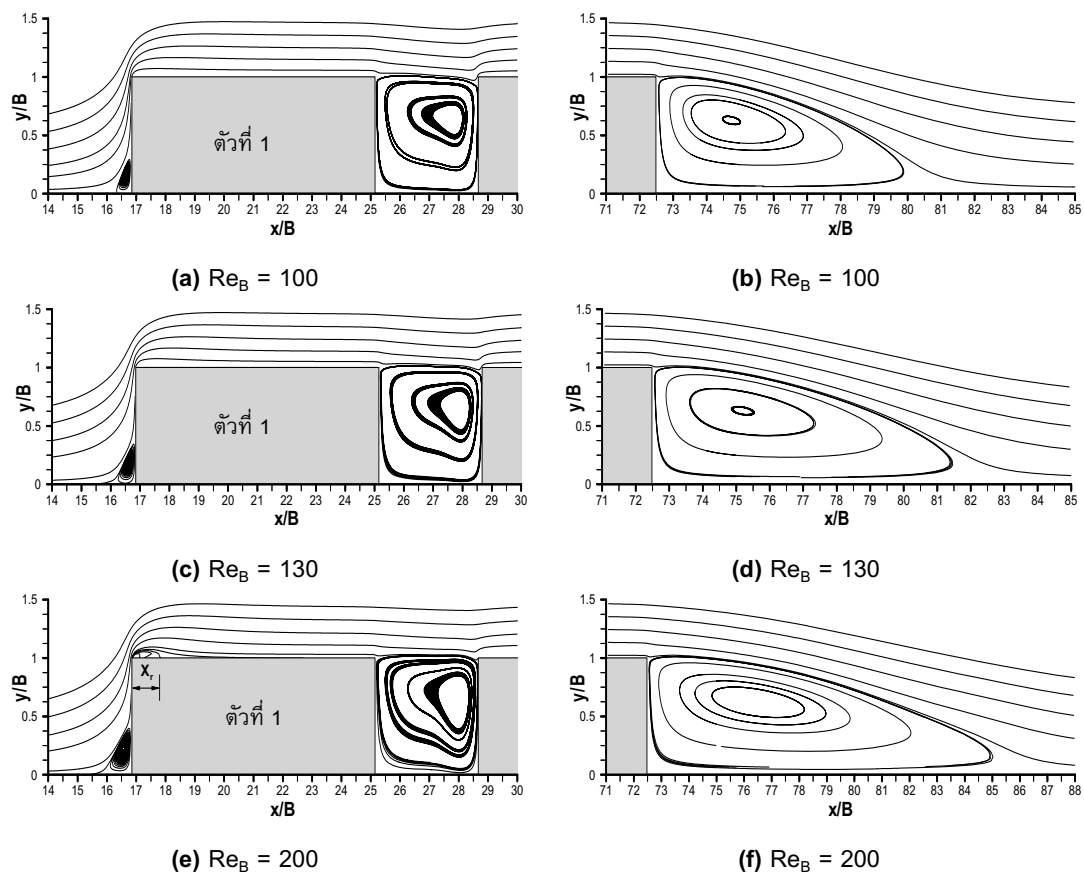
การศึกษาการไหลผ่านชิพความร้อนที่มีการจัดเรียงตัวกันในทิศทางการไหลจำนวน 5 ตัว โดยจะทำการศึกษาถึงอิทธิพลของค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ได้แก่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ($Re_B = \rho u B / \mu$) ซึ่งเป็นค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่ใช้ค่าความยาวคุณลักษณะเป็นค่าความสูงของชิพความร้อน ค่าอัตราส่วนความสูงของชิพต่อความสูงของแบบจำลองการไหล ($Br = B/H$) และค่าอัตราส่วนระยะห่างของชิพต่อความยาวของชิพ (S/W) ที่มีผลต่อพฤติกรรมของการไหลและการถ่ายเทความร้อนของชิพความร้อนในสภาวะการไหลคงตัวและไม่คงตัว โดยการจำลองจะทำการจำลองในแบบจำลองการไหล 2 มิติ และแบบจำลองการ 3 มิติ ซึ่งขนาดของแบบจำลองการไหลได้แสดงไว้ในรูป 3.2 และ 3.3

3.7.1 ผลกระทบของค่าตัวเลขเรย์โนลด์

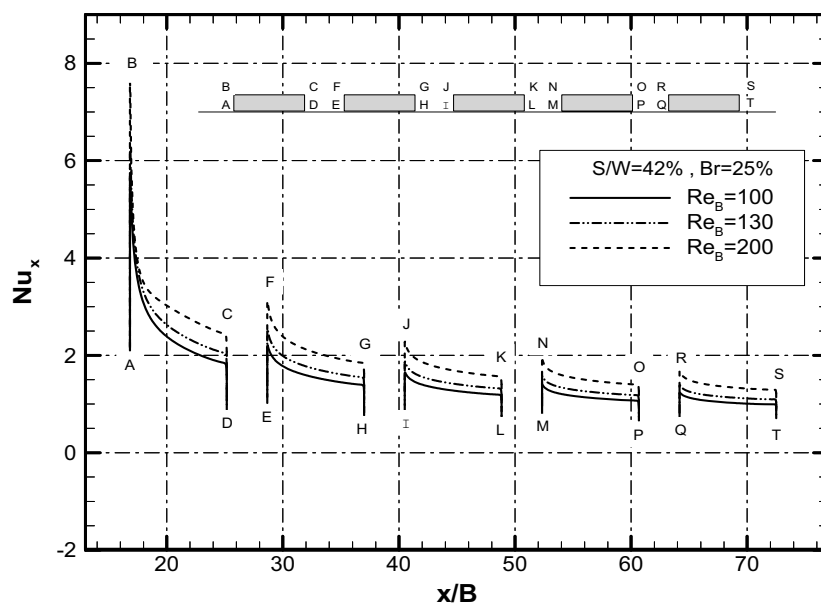
3.7.1.1 การไหลในสภาวะคงตัว

การคำนวณผลกระทบของการแปรผันค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ที่มีต่อพฤติกรรมของการไหลและการถ่ายเทความร้อน กำหนดให้การคำนวณอยู่ในสภาวะการไหลคงตัวที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง $100 \leq Re_B \leq 400$ สำหรับผลกระทบของค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่มีต่อพฤติกรรมของการไหล พิจารณาจากรูปที่ 3.11 พบว่าเมื่อกระแสการไหลได้ไหลเข้าปะทะผนังด้านหน้าของชิพความร้อนตัวที่ 1 ทำให้เกิดการไหลหมุนวนขนาดเล็กที่มุมด้านล่างของผนังโดยค่าตัวเลขเรย์โนลด์ทั้งสามกรณีของค่าตัวเลขเรย์โนลด์เกิดขึ้นคล้ายกัน ส่วนที่ผนังด้านบนของชิพตัวที่ 1 ที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ 100 และ 130 พบว่าไม่เกิดการไหลหมุนวนของกระแสการไหลหรือการไหลบรรจบ (reattaching flow) แต่สำหรับกรณีค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่ 200 พบว่าเกิดการไหลบรรจบกันโดยมีขนาดค่อนข้างเล็กซึ่งมีความยาวโดยประมาณ $X_r/B = 1.1$ (X_r คือ ขนาดความยาวของเขตกระแสการไหลหมุนวน) ซึ่งเขตการไหลหมุนวนที่ยาวบนผนังส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อน เมื่อพิจารณาที่ชิพความร้อนตัวที่ 5 ซึ่งเป็นชิพตัวสุดท้ายการไหลที่เกิดขึ้นเป็นแบบ backward facing step flow เกิดการไหลบรรจบของกระแสการไหลหลักลงบนพื้นที่ค่อนข้างยาว ในบริเวณด้านท้าย โดยขนาดความยาวของการไหลบรรจบมีค่าประมาณ $X_r/B = 7.5, 9.0$ และ 12.5 สำหรับค่าตัวเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 100, 130 และ 200 ตามลำดับ

สำหรับผลกระทบของค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ที่มีต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนแสดงในรูปที่ 3.12 พบว่าเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์เพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่ง (Nu_x) มีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งการไหลบรรจบที่เกิดในกรณีการไหลที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่ 200 ยังมีอิทธิพลไม่มากเพียงพอต่อการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนของชิพตัวที่ 1 ในช่วงแรก ผลจากการคำนวณสามารถสรุปได้ว่าการเพิ่มค่าตัวเลขเรย์โนลด์ส่งผลดีต่อการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยรวมของชิพ



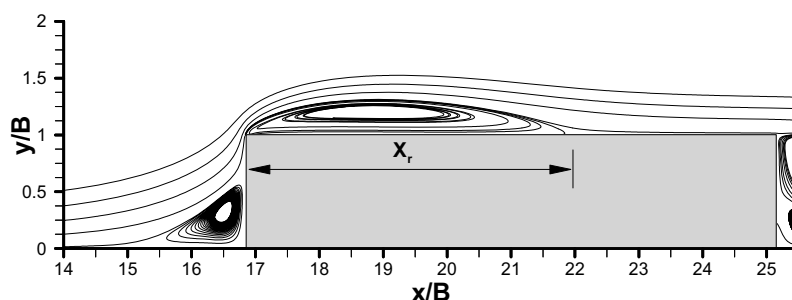
รูปที่ 3.11 เส้น streamline ของการไหลผ่านขีฟตัวแรกและตัวสุดท้าย : $Br = 25\%$ และ $S/W = 42\%$



รูปที่ 3.12 ค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่งของขีฟทั้งห้าตัว: $Br = 25\%$ และ $S/W = 42\%$

3.7.1.2 การไหลในสภาวะไม่คงตัว

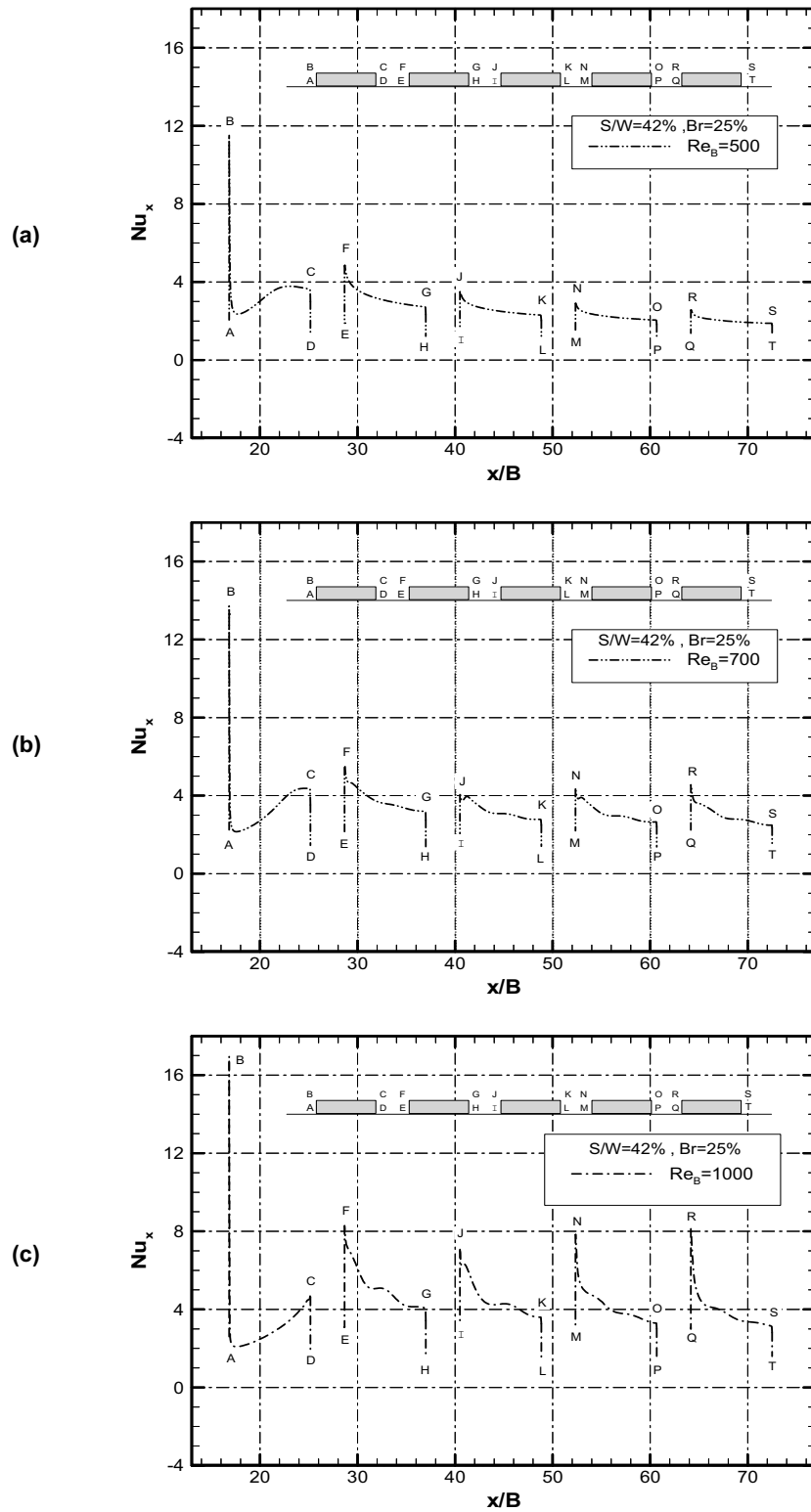
การคำนวณในสภาวะไม่คงตัวกระทำที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ในช่วง 500 – 1000 ซึ่งเป็นช่วงการไหลที่มีการเปลี่ยนแปลง พบว่าเมื่อกระแสการไหลเคลื่อนมากระทบชิพความร้อนตัวที่ 1 จะเกิดเป็นการไหลผ่านชั้นขีดผิวบริเวณหน้าชิพความร้อน ด้านล่างของขอบจะเกิดเป็นเขตการไหลหมุนวน บริเวณด้านหน้าของชิพความร้อน ส่วนด้านบนของขอบจะเกิดเป็นการไหลแตกแยก (separated flow) ส่งผลให้เกิดชั้นความเฉือน (shear layer) ที่โค้งขึ้น อย่างไรก็ตามกระแสการไหลเข้าหลักบริเวณด้านบนของชั้นความเฉือนมีพลังงานมากกว่าเมื่อมากระทบกับชั้นความเฉือนก็จะผลักให้การไหลภายในชั้นความเฉือนไปตกกระทบที่ผนังของชิพความร้อนกลายเป็นการไหลตกกระทบหรือการไหลบรรจุ (reattaching flow) ขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 3.13 จากการคำนวณที่ค่า $Br = 25\%$ และ $S/W = 42\%$ พบว่าขนาดความยาวของเขตกระแสการไหลหมุนวนนั้นแปรผันค่อนข้างโดยตรงกับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ โดยมีค่า $X_r/B = 5.1, 7.1$ และ 8.7 สำหรับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ที่ 500, 700 และ 1000 ตามลำดับ



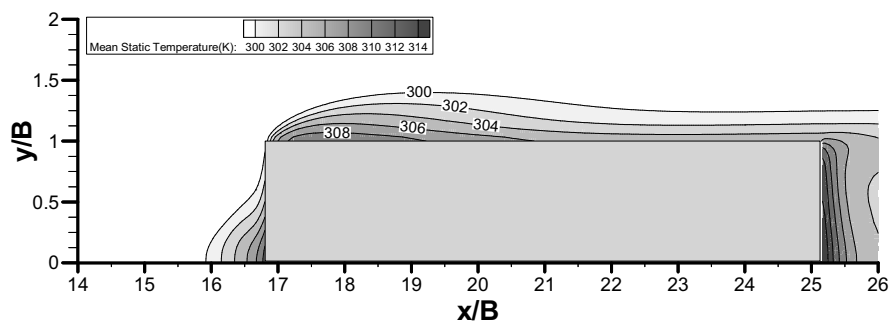
รูปที่ 3.13 เส้น streamline แสดงลักษณะการไหลผ่านชิพความร้อนตัวแรกที่

$Re_b = 500, Br = 25\%$ และ $S/W = 42\%$

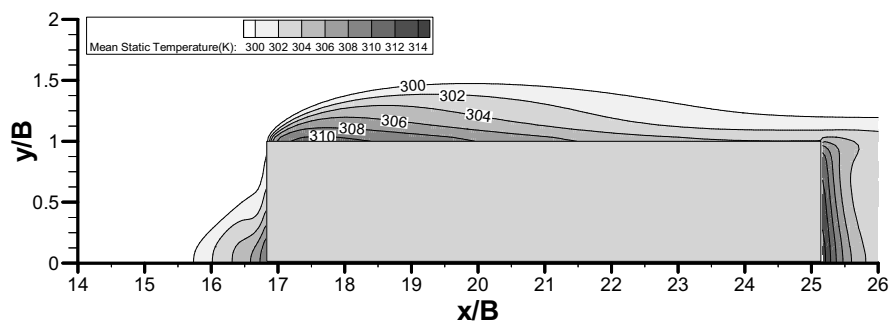
รูปที่ 3.14 แสดงการกระจายตัวของค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่ง ณ เวลาใดเวลาหนึ่งที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 500, 700 และ 1000 สังเกตที่จุด B และ C ซึ่งเป็นตำแหน่งผนังด้านบนของชิพความร้อนตัวที่ 1 ของทั้ง 3 กรณี พบว่ามีลักษณะการกระจายตัวของค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่งลดน้อยลงตามการเพิ่มค่าตัวเลขเรย์โนลด์ ทั้งนี้เนื่องจากผลของการไหลบรรจุที่มีขนาดใหญ่ทำให้มีการสะสมของอุณหภูมิร้อนบนผนังของชิพ ดังแสดงในรูปที่ 3.15 ซึ่งการไหลที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ 500 มีชั้นขีดผิวความร้อนของชิพตัวที่ 1 ค่อนข้างหนาที่ตำแหน่ง $x/B = 19$ ซึ่งเป็นตำแหน่งที่เกิดการไหลบรรจุขึ้นและชั้นขีดผิวความร้อนนี้เริ่มที่จะลดชั้นความหนาหลังจากผ่านตำแหน่ง $x/B = 19$ สำหรับการไหลที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 700 นั้นชั้นขีดผิวความร้อนมีความหนาเกือบตลอดความยาวของชิพ ส่วนที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 1000 ชั้นขีดผิวความร้อนมีความหนาตลอดความยาวของชิพ ซึ่งทำให้การถ่ายเทความร้อนของชิพความร้อนตัวที่ 1 ต่ำลง



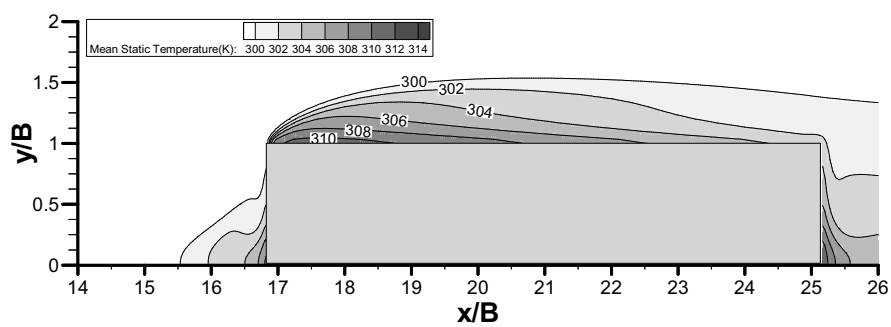
รูปที่ 3.14 กระจายตัวของค่าตัวเลขสเซลท์เฉพาะตำแหน่ง ณ เวลาใดเวลาหนึ่ง
(a) $Re_B = 500$, (b) $Re_B = 700$ และ (c) $Re_B = 1000$



(a) $Re_B = 500$



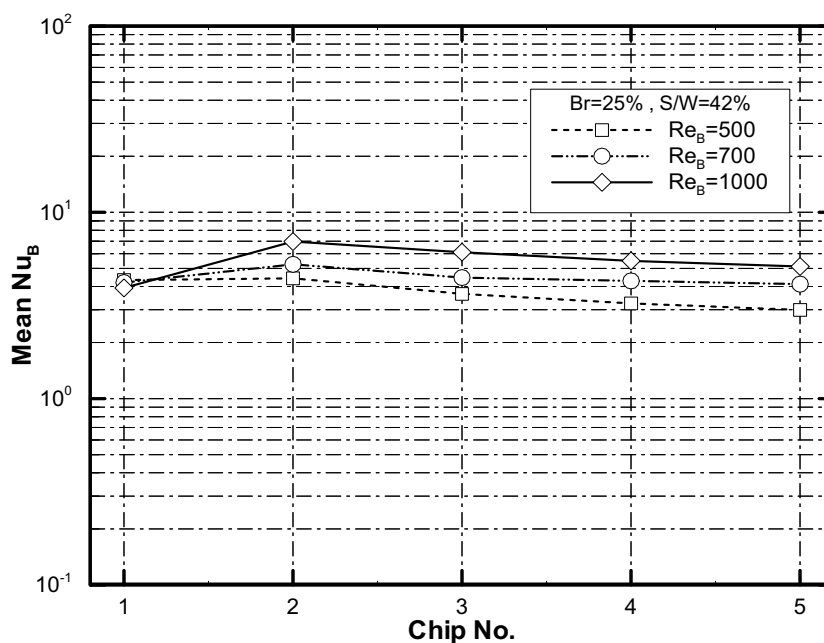
(b) $Re_B = 700$



(c) $Re_B = 1000$

รูปที่ 3.15 contour ของค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ (a) $Re_B = 500$, (b) $Re_B = 700$ และ (c) $Re_B = 1000$

ส่วนการกระจายตัวของค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่งในชิพความร้อนตัวที่ 2, 3, 4 และ 5 ที่ค่าตัวเลขเรย์โนลเท่ากับ 500 จะมีค่าต่ำกว่าที่กรณีค่าตัวเลขเรย์โนลเท่ากับ 700 และ 1000 ตามลำดับ เหตุผลเพราะว่าที่ค่าตัวเลขเรย์โนลเท่ากับ 500 นั้นการไหลในชิพตัวที่ 2 – 5 นั้นจะลู่เข้าสู่การไหลแบบสภาวะคงตัวเนื่องจากมีค่าแรงเนื่องจากความเฉื่อยไม่เพียงพอที่จะกระตุ้นให้การไหลยังคงต่อเนื่องเป็นการไหลในสภาวะไม่คงตัว รูปที่ 3.16 แสดงค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลในชิพความร้อนแต่ละตัว ($\text{Mean Nu}_B = \overline{\text{Nu}}_B = \bar{h}B/k$) จากการคำนวณพบว่าชิพความร้อนตัวที่ 2 ของทั้งสามกรณีของค่าตัวเลขเรย์โนล พบว่ามีแนวโน้มที่แตกต่างกันโดยค่าตัวเลขเรย์โนลเท่ากับ 500 มีแนวโน้มของค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลคล้ายกับการไหลในสภาวะคงตัว กล่าวคือมีค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลสูงสุดที่ชิพตัวที่ 1 และต่ำสุดที่ชิพตัวที่ 5 ซึ่งแสดงว่าการไหลบรรจบบนผนังชิพตัวที่ 1 ยังมีอิทธิพลน้อยอยู่ แต่ในกรณีค่าตัวเลขเรย์โนลที่ 700 และ 1000 กลับมีค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลสูงสุดที่ชิพตัว 2 ซึ่งผลการคำนวณนี้มีความสอดคล้องกับงานวิจัยของ Meinders *et al.*[15] ที่ทำการทดลองการไหลและการถ่ายเทความร้อนของชิพจำนวน 6 ตัว พบว่าที่ค่าตัวเลขเรย์โนลสูงนั้นชิพความร้อนตัวที่ 2 มีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงกว่าชิพตัวที่ 1 เนื่องจากผนังด้านบนของชิพความร้อนตัวแรกมีการสะสมอุณหภูมิอันเกิดจากการไหลบรรจบบนผนังชิพ

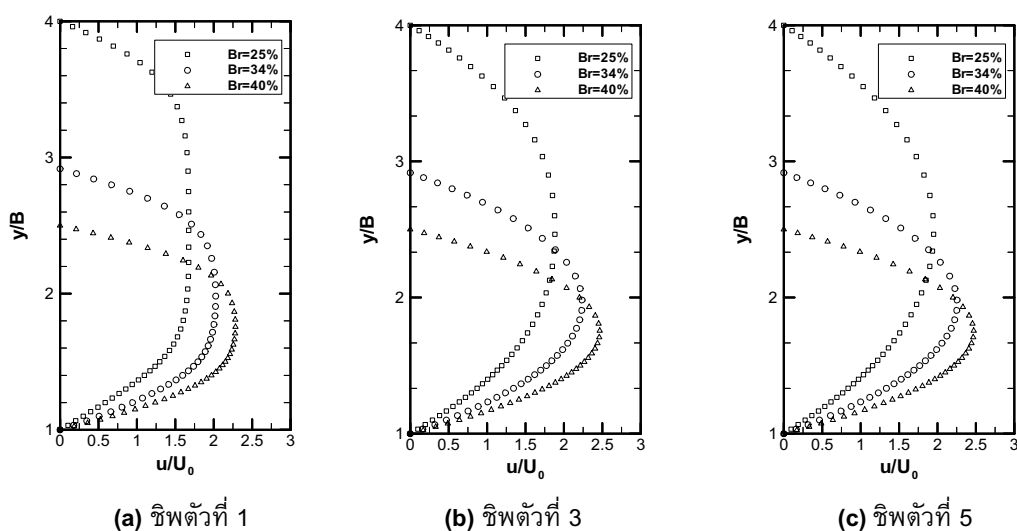


รูปที่ 3.16 ค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลของชิพแต่ละตัวที่ Re_B ต่างกัน

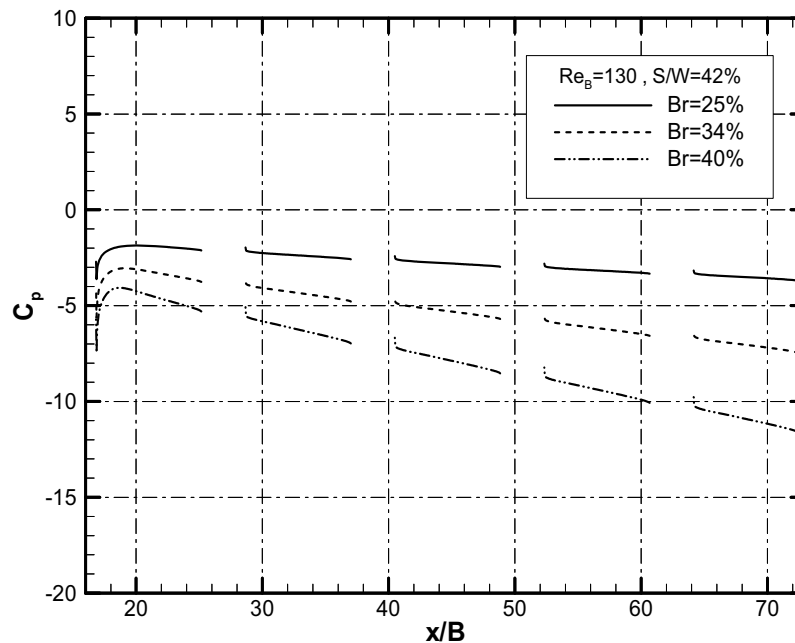
3.7.2 ผลกระทบของค่าอัตราส่วนความสูงของชิฟต่อความสูงของแบบจำลองการไหล

3.7.2.1 การไหลในสภาวะคงตัว

การคำนวณหาผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราส่วนความสูงของชิฟ ต่อความสูงของแบบจำลองการไหล (blockage ratio: $Br = B/H$) ในสภาวะการไหลคงตัวได้ทำการคำนวณที่ค่า 12.5%, 25%, 34% และ 40% ผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราส่วนความสูงของชิฟ ต่อความสูงของแบบจำลองการไหลในสภาวะการไหลคงตัวนี้ พบว่าทำให้การกระจายของความเร็ว (velocity profile) เหนือผนังของชิฟความร้อนเกิดการเปลี่ยนแปลงขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 3.17 ซึ่งเป็นการกระจายค่าความเร็วบริเวณด้านบนของผนังชิฟตัวที่ 1 ตัวที่ 3 และตัวที่ 5 ตามลำดับ ณ ตำแหน่งกึ่งกลางตามความยาวของชิฟ โดยการคำนวณได้กระทำที่ค่า $Re_B = 130$ และ $S/W = 42\%$ จากรูปพบว่าเมื่อทำการเพิ่มค่า Br มีผลทำให้ค่า $u/U_{|_{max}}$ มีค่าเพิ่มขึ้น การกระจายของความเร็วในชิฟความร้อนตัวที่หนึ่งยังคงอยู่ในช่วงการพัฒนา (developing region) เนื่องจากรูปทรงของการกระจายเอง การพัฒนาเริ่มสมบูรณ์ตั้งแต่ชิฟความร้อนตัวที่ 3 เป็นต้นไป เมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ของความดันบนผนังของชิฟความร้อนที่กรณี 25%, 34% และ 40% พบว่าลักษณะการกระจายตัวของความดันมีลักษณะการกระจายตัวเช่นเดียวกับการคำนวณผลกระทบจากค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่ผ่านมา ซึ่งยังคงอยู่ในลักษณะการกระจายตัวของกรไหลแบบคงตัว แต่ผลของการเพิ่มค่า Br พบว่าทำให้มีค่าความชันของความดันของการไหลสูงขึ้นประมาณ 52% ถ้า Br มีค่าเพิ่มขึ้น 26.4% และสูงขึ้นประมาณ 70% ถ้าค่า Br เพิ่มขึ้น 37.5% ซึ่งแสดงว่าการเพิ่มค่า Br มีผลต่อค่าความดันตกคร่อมของการไหล ทั้งนี้เพราะการเพิ่มค่า Br ทำให้ช่องไหลไหลผ่านช่องระหว่างผนังที่มีพื้นที่น้อยได้ยากขึ้น การกระจายตัวของความดันแสดงในรูปที่ 3.18

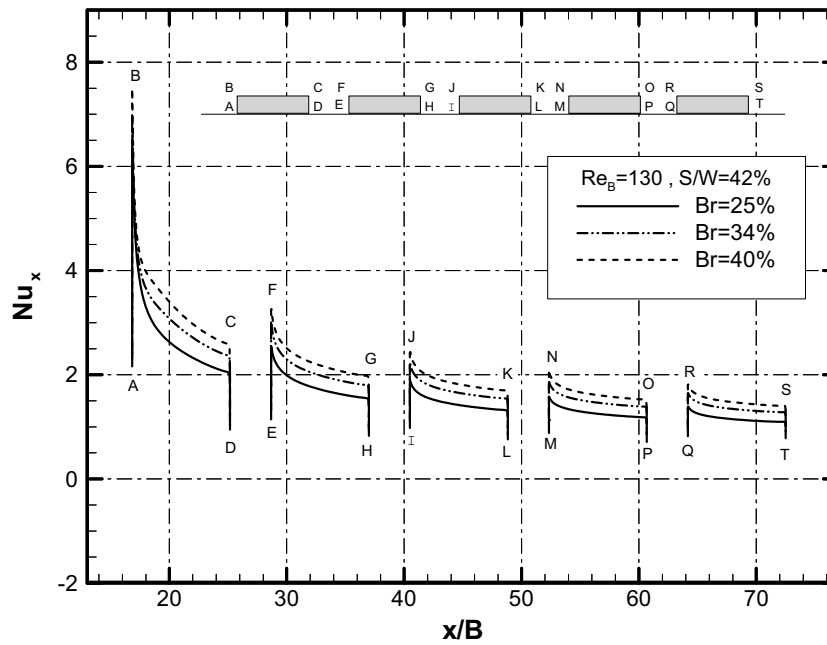


รูปที่ 3.17 การกระจายตัวของความเร็วในการคำนวณผลกระทบจากค่า Br ที่ค่า $Re_B = 130$, $S/W = 42\%$

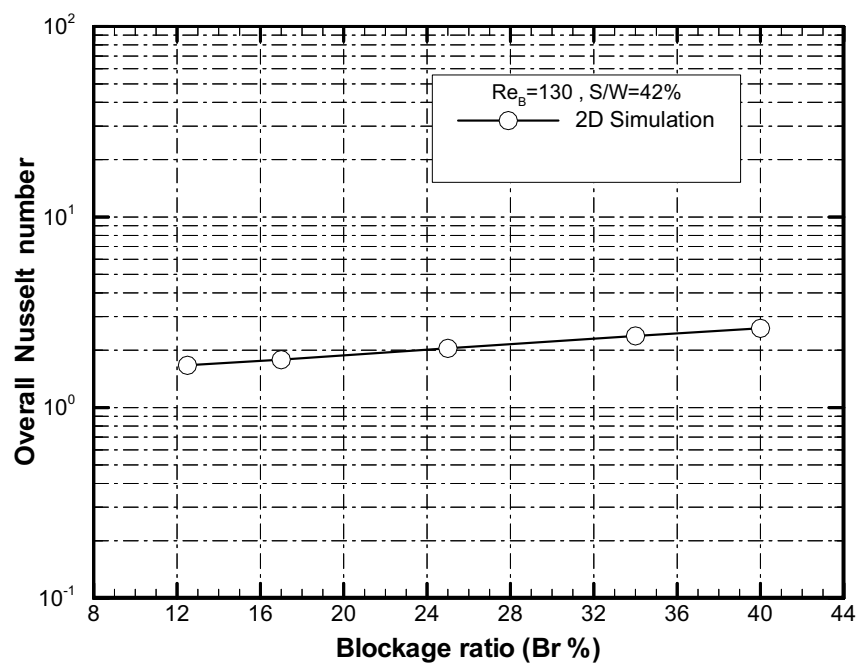


รูปที่ 3.18 การกระจายตัวของค่าสัมประสิทธิ์ความดันของการคำนวณผลกระทบค่า Br

สำหรับผลกระทบในด้านการถ่ายเทความร้อนของชิพความร้อน เมื่อพิจารณาจากรูปที่ 3.19 ซึ่งแสดงการกระจายตัวของค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่ง พบว่าที่ค่า $Br = 25\%$ ค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่งของชิพทุกตัวมีค่าน้อยกว่ากรณีของ $Br = 34\%$ และ 40% เมื่อพิจารณาในรูปของค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลโดยรวม พบว่าจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามเปอร์เซ็นต์การเพิ่มของ Br นั่นคือ ถ้าค่า Br เพิ่มขึ้น 26.4%, 50%, 63.2% และ 69% ชิพความร้อนมีค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลโดยรวมเพิ่มขึ้น 6.5%, 18.5%, 30% และ 36% ตามลำดับที่ค่า $Re_B = 130$, $S/W = 42\%$ ดังแสดงในรูปที่ 3.20 เนื่องจากการเพิ่มค่าพารามิเตอร์นี้ทำให้ความเร็วภายในแบบจำลองการไหลมีค่าสูงขึ้นดังรูป 3.17 ซึ่งมีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของชิพ โดยผลการคำนวณนี้มีความสอดคล้องกับงานวิจัยของ Hacoheh *et al.* [16] ซึ่งได้ทำการทดลองการถ่ายเทความร้อนของชิพความร้อนในกรณีการพาความร้อนแบบอิสระและแบบบังคับ โดยผลการทดลองในกรณีการพาความร้อนแบบบังคับ พบว่าการลดความสูงของผนังแบบจำลองการไหลลง สามารถทำให้ชิพความร้อนมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงขึ้นได้มากกว่าการเพิ่มความสูงของผนังแบบจำลองการไหล และผลการคำนวณยังมีความสอดคล้องกับผลงานวิจัยของ Suksangpanomrung [17] และ Velayati *et al.* [18] ที่ได้ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนในแท่งวัตถุทรงสี่เหลี่ยม (bluff rectangular plate) ซึ่งพบว่าการเพิ่มค่า Br ที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำๆ ส่งผลดีต่อการถ่ายเทความร้อนของแท่งวัตถุทรงสี่เหลี่ยม



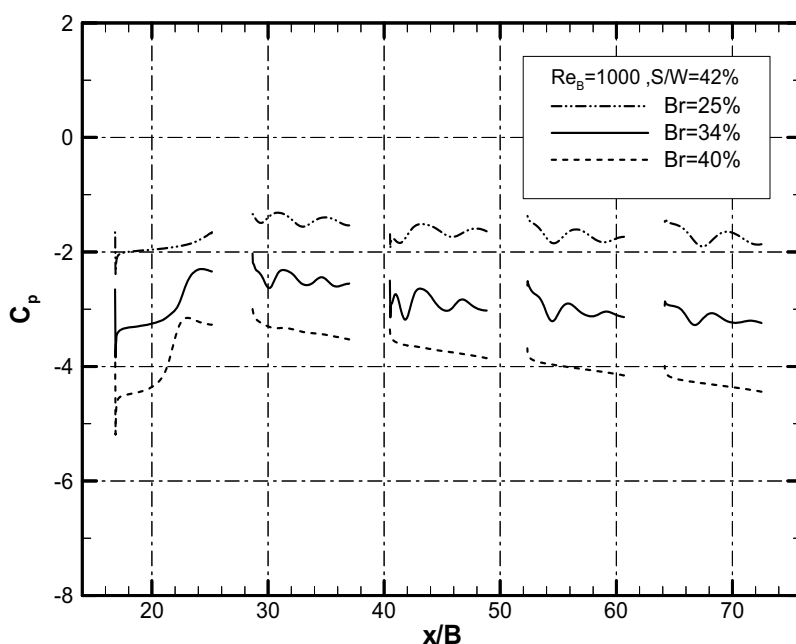
รูปที่ 3.19 ค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉพาะที่ของการคำนวณผลกระทบค่า Br



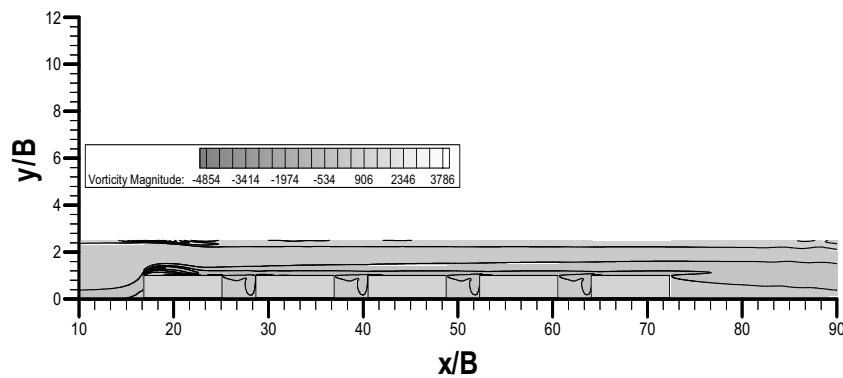
รูปที่ 3.20 ค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลท์โดยรวมของการคำนวณผลกระทบ Br

3.7.2.2 การไหลในสภาวะไม่คงตัว

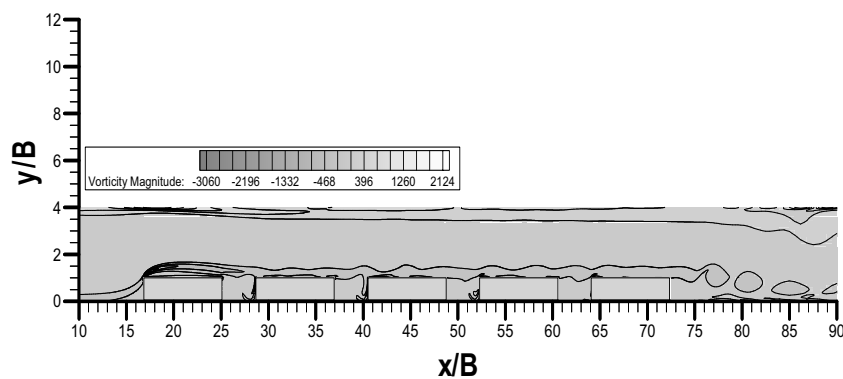
การคำนวณหาผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราส่วนความสูงของชิพ ต่อความสูงของแบบจำลองการไหลในสภาวะการไหลไม่คงตัวกระทำการคำนวณในช่วง 25% ถึง 40% ที่ $S/W = 42\%$ และที่ $Re_B = 1000$ สำหรับผลจากการเปลี่ยนแปลงค่า Br ในสภาวะการไหลไม่คงตัวพบว่า การเพิ่มค่า Br ทำให้การไหลบรรจบหรือเขตการไหลหมุนวนมีขนาดลดลง ถึงแม้การไหลมีค่าตัวเลขเรย์โนลด์สูงก็ตาม แสดงว่าค่า $\bar{X}r/B$ บนผนังชิพเป็นฟังก์ชันทั้งของค่าตัวเลขเรย์โนลด์และค่า Br โดยค่า $\bar{X}r/B$ นี้มีเท่ากับ 8.7, 6.67 และ 5.67 สำหรับค่า $Br = 25\%$, 34% และ 40% ตามลำดับสำหรับการกระจายตัวของค่าสัมประสิทธิ์ของความดันในกรณีการเปลี่ยนแปลงค่า Br พบว่าการกระจายตัวของค่าสัมประสิทธิ์ความดันในชิพความร้อนตัวที่ 2, 3, 4 และ 5 ของกรณี 25% และ 34% มีการกระจายตัวที่ไม่ราบเรียบเกิดการสั่นตลอดความยาวบนผนังชิพ โดยมีความแตกต่างจากกรณี 40% ซึ่งพบการกระจายตัวค่อนข้างราบเรียบดังรูปที่ 3.21 และเมื่อพิจารณาจากรูปที่ 3.22 ได้พบว่าการเพิ่มค่า $Br = 40\%$ นั้นเป็นการหน่วงให้สภาวะการไร้เสถียรภาพเกิดช้าลงส่งผลให้การไหลเปลี่ยนพฤติกรรม การไหลจากการไหลในสภาวะไม่คงตัวเป็นการไหลในสภาวะคงตัวที่มีเสถียร ภาพแม้ว่าการไหลจะมีค่าตัวเลขเรย์โนลด์สูงก็ตาม



รูปที่ 3.21 ค่าสัมประสิทธิ์ความดันช่วงของการคำนวณผลกระทบค่า Br



(a) $Br = 40\%$

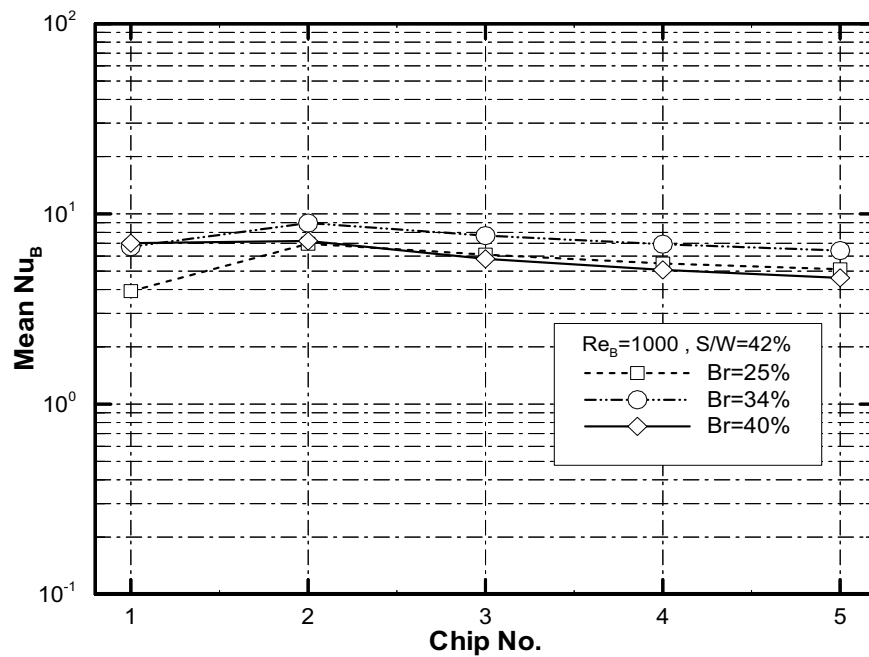


(b) $Br = 25\%$

รูปที่ 3.22 contour line ของความเร็ว ณ เวลาใด ๆ ที่ค่า $Re_B = 1000$, $S/W = 42\%$

การกระจายตัวของค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่งในกรณี $Br = 25\%$, 34% และ 40% พบว่าในชีพวัตที่ 1 ของกรณี 25% การกระจายตัวของค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่งบนผนังชีพมีค่าลดลง แต่เมื่อทำการเพิ่มเป็นกรณี 34% และ 40% พบว่ามีการกระจายตัวที่ดีขึ้นตามลำดับ ทั้งนี้เนื่องจากผลของการไหลบรรจบบนผนังของชีพมีค่าลดลง จึงทำให้ชีพวัตที่ 1 สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น สำหรับชีพวัตที่ 2, 3, 4 และ 5 พบว่าในกรณี $Br = 40\%$ นั้นการกระจายตัวของค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่งค่อนข้างราบเรียบกว่ากรณี $Br = 25\%$ และ 34% ทั้งนี้เป็นผลมาจากคุณลักษณะการไหลที่กลับเปลี่ยนเป็นสภาวะคงตัว และเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนในแต่ละกรณีนั้น การถ่ายเทความร้อนของชีพวัตที่ 2, 3, 4 และ 5 ที่ค่า $Br = 25\%$ มีค่าน้อยกว่าที่กรณี $Br = 34\%$ ซึ่งสอดคล้องกับผลการคำนวณในสภาวะการไหลคงตัว แต่เมื่อทำการเพิ่มค่า Br เป็นกรณี 40% การถ่ายเทความร้อนของชีพวัตที่ 2 ถึงวัตที่ 5 กลับมีค่าลดต่ำลงกว่ากรณี $Br = 25\%$ และ 34% ซึ่งให้ผลตรงกันข้ามกับการคำนวณในสภาวะการไหลคงตัว ดังแสดงในรูปที่ 3.23

ผลจากการคำนวณค่า Br นี้สามารถสรุปได้ว่าการเพิ่มค่า Br ให้มีค่าสูงมากจนถึงจุดหนึ่ง คุณสมบัติการไหลจะเกิดการเปลี่ยนแปลงจากการไหลในสภาวะไม่คงตัว ไปสู่การไหลในสภาวะคงตัว ทำให้มีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนลดลง ดังนั้นการเพิ่มค่าพารามิเตอร์นี้ควรอยู่ในขอบเขตที่ไม่มากเกินไปเพื่อให้เกิดการไหลที่ไร้เสถียรภาพและมีการก่อตัวของกระแสวนเพื่อช่วยรับและพาความร้อนออกไป ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของชิพความร้อนโดยรวมดีขึ้น นั่นคือ ถ้าค่า Br เพิ่มขึ้น 26.4% ชิพความร้อนมีค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลโดยรวมเพิ่มขึ้น 24.8% และถ้าให้ค่า Br เพิ่มขึ้น 37.5% ชิพความร้อนมีค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลโดยรวมเพิ่มขึ้นเพียง 7.1% เท่านั้น อย่างไรก็ตามการเพิ่มค่า Br ในสภาวะการไหลไม่คงตัวยังมีค่ามากกว่าในสภาวะการไหลคงตัว ณ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 130 ประมาณ 67.6% และ 56.17% เมื่อค่า Br เพิ่มขึ้น 26.4% และ 37.5% ตามลำดับ

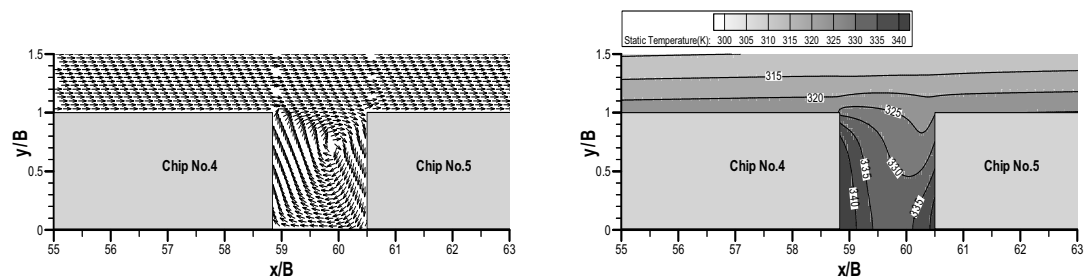


รูปที่ 3.23 ค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลของชิพแต่ละตัวของการคำนวณผลกระทบค่า Br

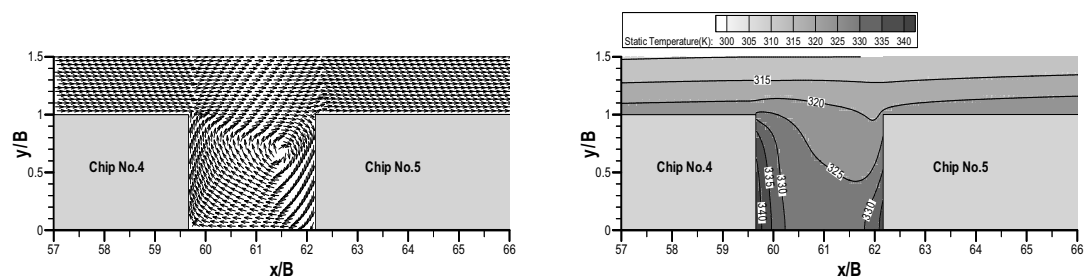
3.7.3 ผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราส่วนระยะห่างของชิพต่อความยาวของชิพ

3.7.3.1 การไหลในสภาวะคงตัว

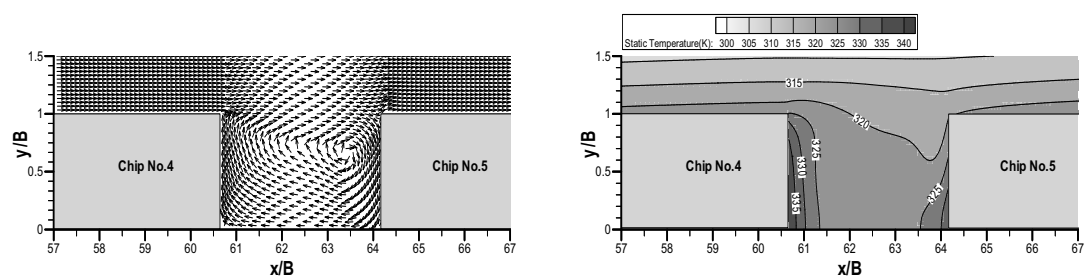
การคำนวณหาผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราส่วนระยะห่างของชิพความร้อนต่อความยาวของชิพ (S/W) ที่มีผลต่อพฤติกรรมกรไหลและการถ่ายเทความร้อน โดยทำการคำนวณในช่วง 20% ถึง 100% โดยเงื่อนไขของการคำนวณกระทำที่ $Re_B = 130$ และ $Br = 25\%$



(a) S/W = 20%



(b) S/W = 30%

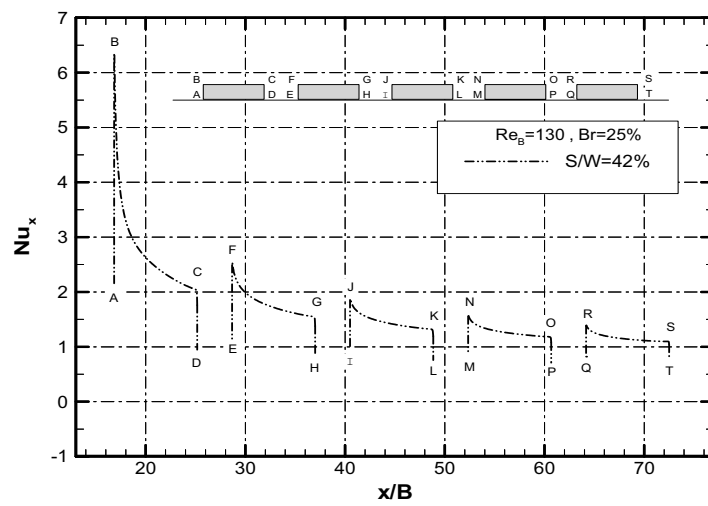
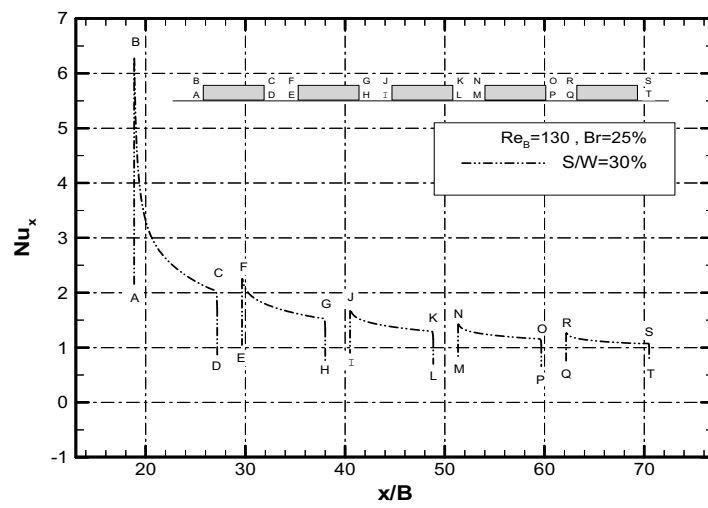
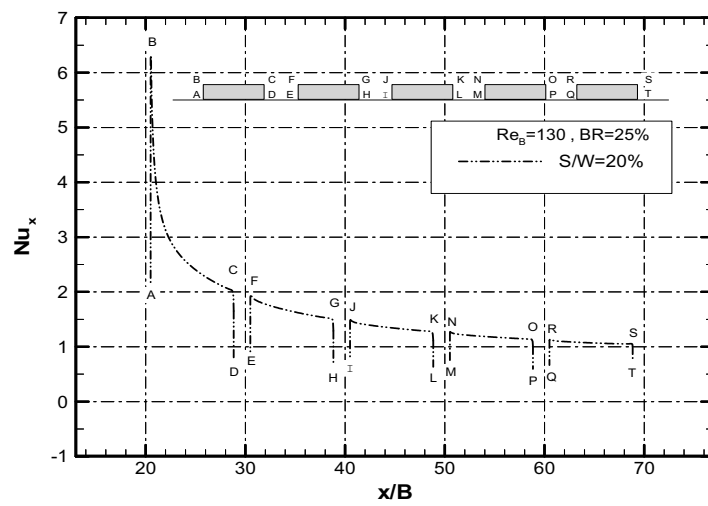


(c) S/W = 42%

รูปที่ 3.24 เวกเตอร์ความเร็วและการกระจายตัวของอุณหภูมิในพื้นที่ระหว่างชิพตัวที่สี่และตัวที่ห้า

จากรูปที่ 3.24 ซึ่งเป็นภาพแสดงเวกเตอร์ความเร็วในพื้นที่ระหว่างชิพตัวที่ 4 และตัวที่ 5 ที่ค่า S/W เท่ากับ 20%, 30% และ 42% ตามลำดับพบว่าในทุกกรณีนั้นได้เกิดการหมุนวนของกระแสการไหลขึ้น โดยจุดศูนย์กลางของกระแสหมุนวนได้เกิดขึ้นใกล้กับผนังของชิพตามทิศทางการไหลเยื้องไปทางมุมขวาบน ซึ่งเป็นอิทธิพลจากค่าตัวเลขเรย์โนลด์ และไม่พบกระแสการไหลหมุนวนในบริเวณมุมล่างผนังของช่องระหว่างชิพตัวที่ 4 ตัวที่ 5 และในช่องระหว่างชิพตัวอื่นๆ ซึ่งการหมุนวนของกระแสการไหลมีขนาดเพิ่มขึ้นตามค่า S/W ที่สูงขึ้น สำหรับค่าสัมประสิทธิ์ของความดันของการไหลที่ค่า S/W ต่างกัน พบว่าลักษณะการกระจายตัวคล้ายกันและมีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งแสดงว่าการเพิ่มค่า S/W มีผลกระทบต่อค่าความดันตกคร่อมของการไหลน้อย ในด้านการถ่ายเทความร้อนพบว่า การกระจายตัวของอุณหภูมิในช่องว่างระหว่างชิพตัวที่ 4 กับตัวที่ 5 นั้นการหมุนวนของกระแสการไหลในตำแหน่งใกล้กับผนังเยื้องไปทางมุมขวาบนของชิพตัวที่ 5 และมีทิศทางของกระแสการไหลหมุนวนในทิศตามเข็มนาฬิกานั้น จะทำให้อุณหภูมิของผนังชิพตัวที่ 5 ลดลงแต่ที่ผนังของชิพตัวที่ 4 ยังพบการสะสมของอุณหภูมิอยู่ ซึ่งแสดงว่าการเกิดกระแสหมุนวนภายในช่องระหว่างชิพสามารถช่วยลดอุณหภูมิบนผนังชิพได้บางส่วน ไม่สามารถลดอุณหภูมิบนผนังของชิพได้ทั้งหมด

รูปที่ 3.25 การกระจายตัวของค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่งสำหรับในกรณี S/W = 20% ณ ตำแหน่ง C ซึ่งเป็นตำแหน่งบนผนังด้านท้ายของชิพตัวที่ 1 มีค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่งสูงกว่าตำแหน่ง F ซึ่งเป็นตำแหน่งด้านหน้าของชิพตัวที่ 2 โดยชิพตัวที่ 3, 4 และ 5 มีลักษณะการกระจายตัวของค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่งเช่นเดียวกับที่เกิดขึ้นระหว่างตัวที่ 1 กับตัวที่ 2 การที่ตำแหน่ง C มีค่าสูงกว่าตำแหน่ง F นั้นน่าจะเป็นผลมาจากการลดระยะห่างระหว่างชิพ ซึ่งเป็นการลดการปะทะของกระแสการไหลที่สามารถทำให้ค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่ง ณ มุมผนังมีค่าสูงขึ้นได้ ซึ่งจะแตกต่างจากกรณี S/W = 30% และ 40% ที่ค่าการกระจายตัวของค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่งที่ F มีค่าสูงกว่าที่ C เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบผลของการเพิ่มค่า S/W พบว่าการเพิ่มค่า S/W สามารถช่วยเพิ่มค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลโดยรวมให้มีค่าสูงขึ้นได้ ซึ่งให้ผลที่สอดคล้องกับการทดลอง [4] นั่นคือ ถ้าค่า S/W เพิ่มขึ้น 33.3%, 52.3%, 72% และ 80% ชิพความร้อนมีค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลโดยรวมเพิ่มขึ้น 2.2%, 4.5%, 8% และ 10.1% ตามลำดับ สำหรับการคำนวณที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์เดียวกัน ทั้งนี้เป็นเพราะว่าการเพิ่มค่า S/W นั้นเป็นการเพิ่มพื้นที่ว่างระหว่างชิพซึ่งทำให้อากาศที่หมุนอยู่ระหว่างพื้นที่นี้มีปริมาณมากขึ้นส่งผลให้สามารถพาความร้อนได้ดีกว่าอากาศหมุนในช่องแคบๆ ซึ่งชิพสามารถถ่ายเทความร้อนให้แก่กันได้ง่าย



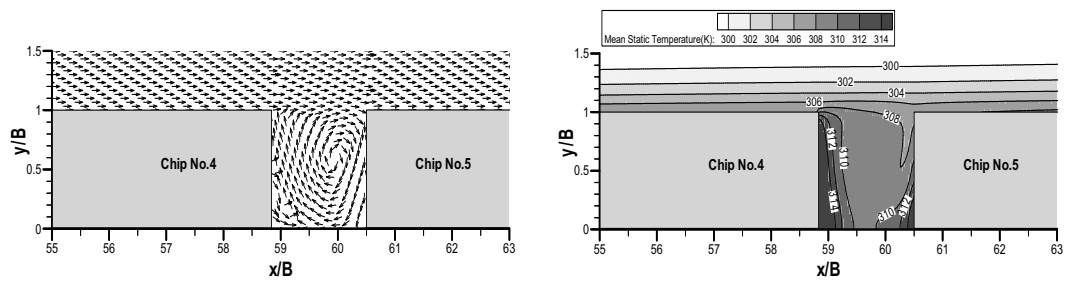
รูปที่ 3.25 ค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่งกับการคำนวณผลกระทบค่า S/W

3.7.3.2 การไหลในสภาวะไม่คงตัว

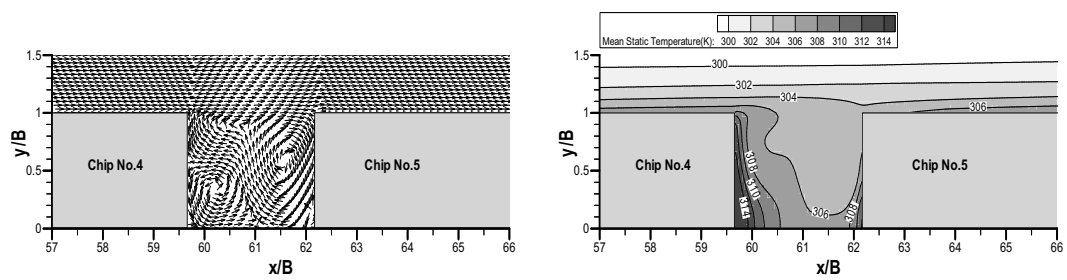
การคำนวณหาผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราส่วนระยะห่างของชิฟต่อความยาวของชิฟ (S/W) ที่มีผลต่อพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อน โดยกระทำการคำนวณในช่วง 20% ถึง 71% โดยเงื่อนไขของการคำนวณกระทำที่ $Re_B = 1000$ และ $Br = 25\%$

ในรูปที่ 3.26 ซึ่งเป็นภาพแสดงเวกเตอร์ความเร็วในช่องว่างระหว่างชิฟตัวที่ 4 และตัวที่ 5 ในรูปค่าเฉลี่ยต่อเวลาจากกรณี S/W = 20%, 30% และ 42% ตามลำดับ ซึ่งได้เกิดการหมุนวนของกระแสการไหลภายในพื้นที่ว่างระหว่างชิฟทั้งสองตัวขึ้น โดยเกิดจุดศูนย์กลางของกระแสการไหลหมุนวนจำนวน 2 ตำแหน่ง โดยกระแสการไหลหมุนวนทั้งสองนั้นหมุนในทิศทางตรงกันข้ามกัน ซึ่งการหมุนวนเช่นนี้ไม่พบในการคำนวณในสภาวะการไหลคงตัวซึ่งมีค่าตัวเลขเรย์โนลด์ต่ำ นอกจากนี้ขนาดของกระแสการไหลหมุนวนภายในช่องว่างนี้มีขนาดเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มค่า S/W และพบว่า การหมุนวนที่เกิดขึ้นภายในช่องว่างระหว่างชิฟไม่สามารถลดอุณหภูมิในช่องว่างระหว่างชิฟได้ทั้งหมด สำหรับค่าสัมประสิทธิ์ของความดันช่วงนั้น พบว่าชิฟความร้อนตัวที่ 1 มีลักษณะการกระจายตัวที่คล้ายกันกับที่เกิดกับกรณีการศึกษาอิทธิพลของค่าตัวเลขเรย์โนลด์ในสภาวะการไหลไม่คงตัว แต่ในชิฟตัวที่ 2 ถึงตัวที่ 5 มีลักษณะที่แตกต่างกัน ซึ่งการเพิ่มค่า S/W ทำให้เกิดการแกว่งของค่าสัมประสิทธิ์ของความดันอย่างรุนแรงตลอดความยาวของผนังชิฟตัวที่ 2 ถึงตัวที่ 5 เหตุผลเพราะการเพิ่มพื้นที่ระหว่างชิฟนั้นทำให้เกิดการไหลแตกแยก ณ มุมผนังชิฟแต่ละตัวได้ง่ายขึ้นและทำให้มีการเปลี่ยนแปลงของความดันสูง พร้อมทั้งทำให้เสถียรภาพของการไหลถูกรบกวนมากขึ้น

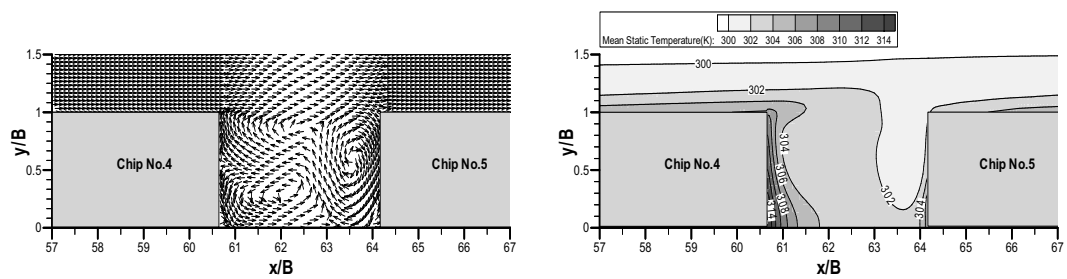
สำหรับผลในด้านการถ่ายเทความร้อนจากการเปลี่ยนแปลงค่า S/W นี้ พิจารณาจากรูปที่ 3.27 พบว่าการกระจายตัวของค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่ง สำหรับในกรณี S/W = 20% มีลักษณะที่แตกต่างจากกรณี S/W = 30% และ 42% โดยมีการกระจายตัวที่น้อยกว่าซึ่งสอดคล้องกับการคำนวณในสภาวะการไหลคงตัว และเมื่อพิจารณาค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลของชิฟแต่ละตัว พบว่าค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลของชิฟตัวที่ 1 จากทั้ง 3 กรณีมีค่าไม่แตกต่างกันมากนัก เนื่องจากการเพิ่มค่า S/W ไม่สามารถช่วยลดขนาดของการไหลบรรจบบนผนังชิฟได้ แต่สำหรับในชิฟตัวอื่นๆ นั้น พบว่ามีค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลแตกต่างกันตามการเพิ่มขึ้นของค่า S/W นี้ ซึ่งชิฟตัวที่ 5 มีความแตกต่างกันมากที่สุดโดยชิฟมีค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลเท่ากับ 3.5344, 4.0480, 5.1189, 6.2130 ที่ค่า S/W = 20% 30%, 42% และ 71% ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 3.28 และเมื่อพิจารณาผลของค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลโดยรวมพบว่าการเพิ่มค่า S/W ทำให้ชิฟมีค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลโดยรวมเพิ่มขึ้น ซึ่งมีความสอดคล้องกับการไหลในสภาวะคงตัว ดังแสดงในรูปที่ 3.29 นั่นคือ ถ้าค่า S/W เพิ่มขึ้น 33.3%, 52.3% และ 72% ชิฟความร้อนมีค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลโดยรวมเพิ่มขึ้น 10.2%, 19.4% และ 30.6% ตามลำดับ ซึ่งมีค่ามากกว่าในสภาวะการไหลคงตัว ณ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ 130 ประมาณ 60%, 63% และ 77.7% ตามลำดับ



(a) $S/W = 20\%$

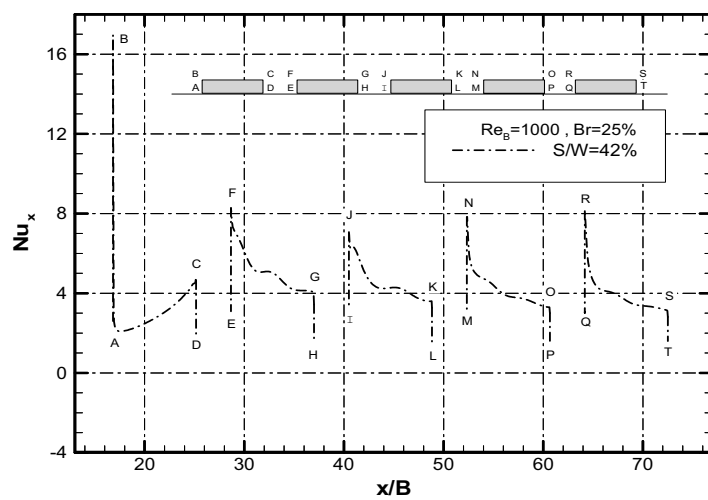
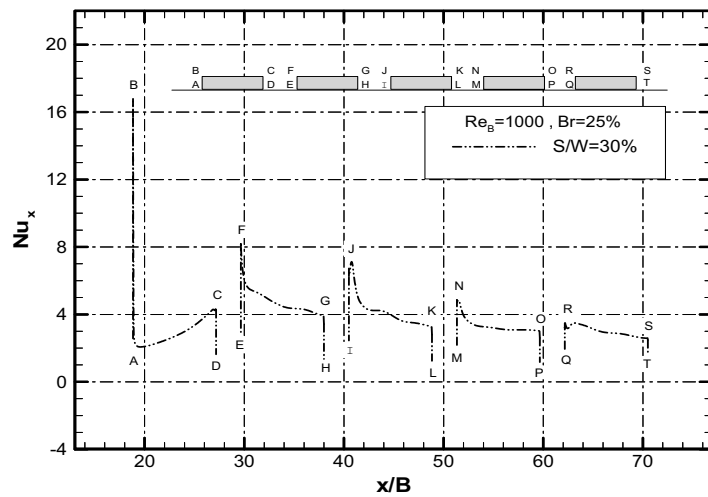
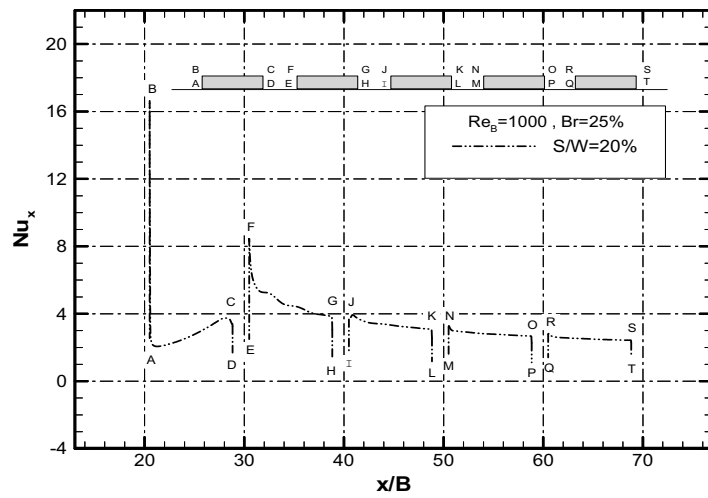


(b) $S/W = 30\%$

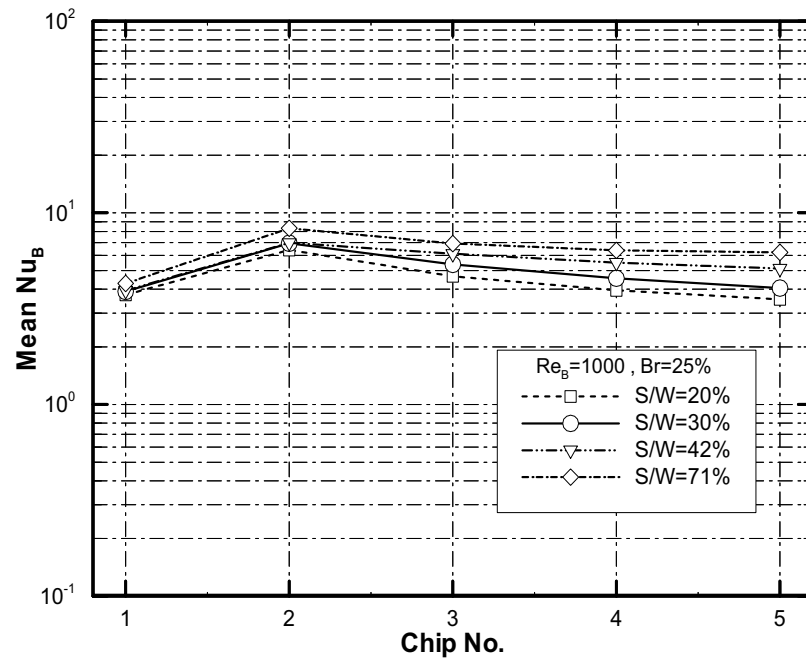


(c) $S/W = 42\%$

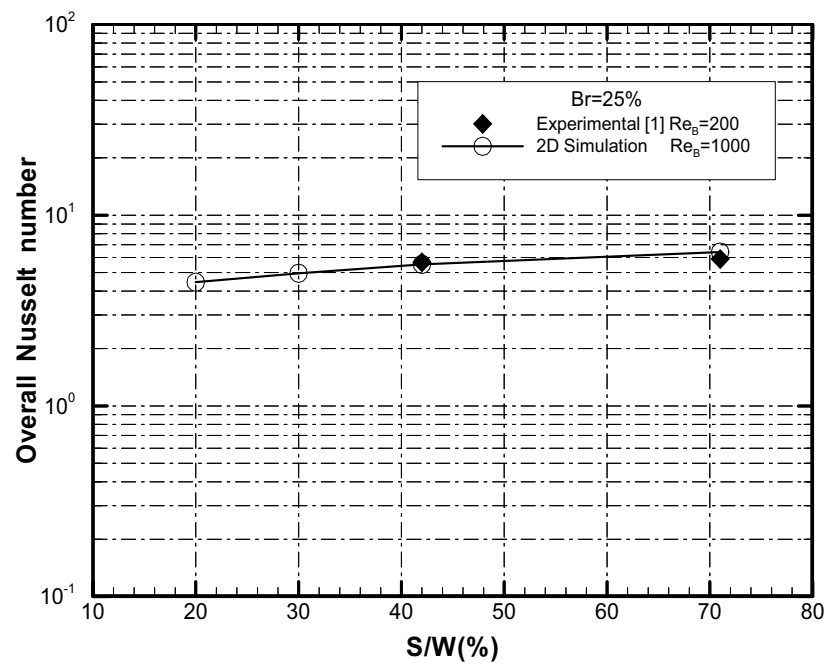
รูปที่ 3.26 เวกเตอร์ความเร็วและการกระจายตัวของอุณหภูมิในรูปเฉลี่ยของเวลา
ในพื้นที่ระหว่างชิพตัวที่สี่และตัวที่ห้า



รูปที่ 3.27 การกระจายตัวของค่าตัวเลขนัสเซลเฉพาะตำแหน่งของการคำนวณผลกระทบค่า S/W



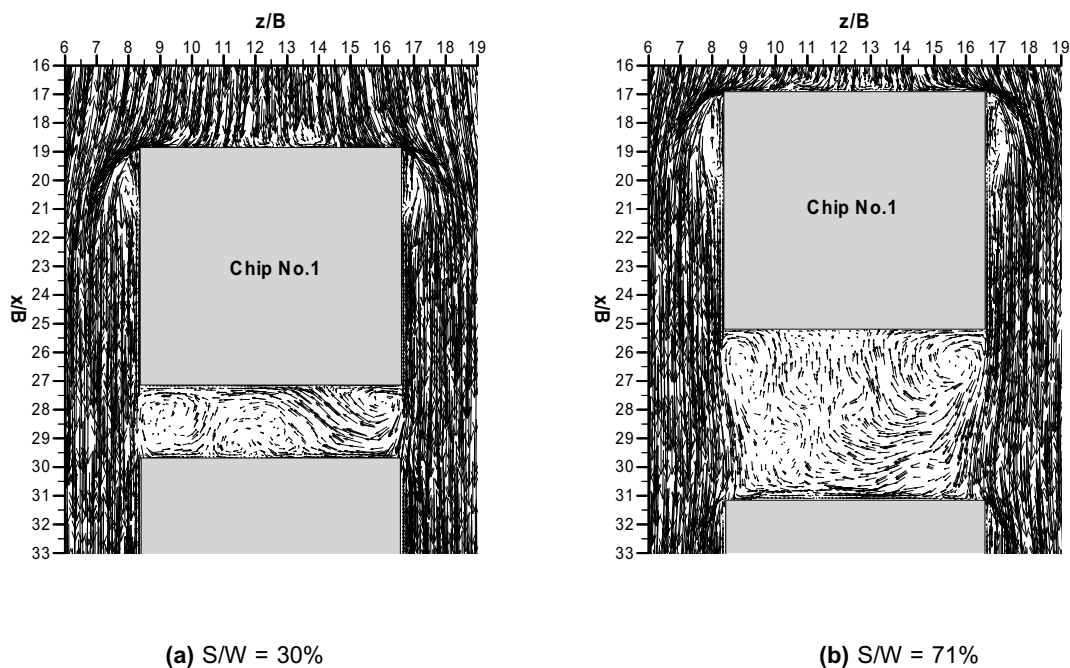
รูปที่ 3.28 ค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซิลของชิพแต่ละตัวของการคำนวณผลกระทบค่า S/W



รูปที่ 3.29 ค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซิลโดยรวมของการคำนวณผลกระทบค่า S/W

3.7.4 การคำนวณเชิงตัวเลขในสามมิติสำหรับแท่งความร้อนรูปทรงสี่เหลี่ยมที่จัดเรียงตัวกัน

การคำนวณเชิงตัวเลขในสามมิติสำหรับแท่งความร้อนรูปทรงสี่เหลี่ยมหรือชิพความร้อนที่จัดเรียงตัวกัน จำนวน 5 ตัว กระทำเฉพาะบางกรณีศึกษาเท่านั้นเนื่องจากเวลาในการคำนวณค่อนข้างมาก โดยพยายามเน้นในส่วนที่ขาดหายไปจากการคำนวณในสองมิติ สำหรับงานวิจัยนี้ได้เลือกทำการคำนวณในกรณีผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราส่วนระยะห่างของชิพต่อความยาวของชิพ (S/W) ทั้งนี้เนื่องจากการคำนวณค่าอัตราส่วนความสูงของชิพต่อความสูงของแบบจำลองการไหล (%Br) ในสภาวะการไหลคงตัวที่ผ่านมาทำให้ทราบว่าการถ่ายเทความร้อนใน 2 มิติและ 3 มิติให้ผลที่ไม่แตกต่างกันมากนักในช่วงที่ค่าพารามิเตอร์นี้มีค่าสูงๆ สำหรับการคำนวณอิทธิพลของค่า S/W ใน 3 มิตินี้ได้กระทำที่การไหลในสภาวะไม่คงตัวที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 1000 โดยใช้ข้อมูลและเงื่อนไขต่างๆ เช่นเดียวกับการคำนวณในแบบจำลองการไหล 2 มิติ

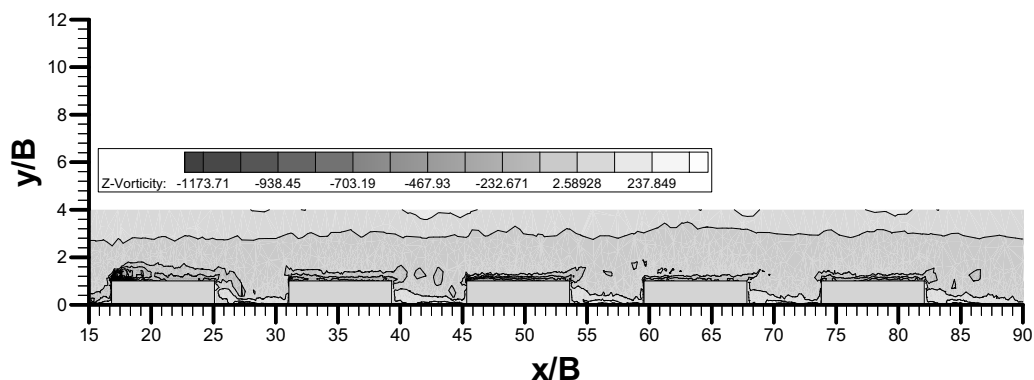


รูปที่ 3.30 เวกเตอร์ความเร็วในพื้นที่ระหว่างชิพตัวที่หนึ่งและตัวที่สอง
ในรูปค่าเฉลี่ยต่อเวลาที่ค่า $Re_B = 1000$, $Br = 25\%$

รูปที่ 3.30 แสดงค่าเวกเตอร์ความเร็วในรูปค่าเฉลี่ยต่อเวลาบนระนาบ $x - z$ ในกรณี $S/W = 30\%$ และ 71% ตามลำดับ พบว่าในทั้ง 2 กรณีนั้น กระแสการไหลส่วนใหญ่เมื่อไหลผ่านชิพในตำแหน่งต้นกระแสนั้นก็จะเคลื่อนตัวต่อไปยังชิพความร้อนตัวอื่น ๆ ในตำแหน่งด้านท้าย แต่มี

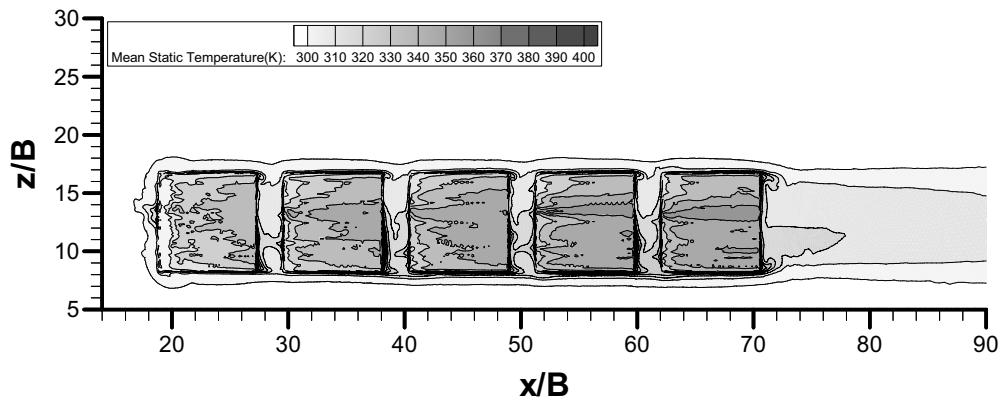
กระแสการไหลส่วนหนึ่งซึ่งเคลื่อนตัวผ่านบริเวณพื้นที่หรือช่องว่างระหว่างชิฟได้หมุนตัวและไหลเข้าสู่พื้นที่ว่างนี้เกิดการไหลหมุนวนของกระแสการไหลขึ้น โดยขนาดของกระแสการไหลหมุนวนนี้มีขนาดมากขึ้นตามการเพิ่มค่า S/W ซึ่งสอดคล้องกับการไหลใน 2 มิติที่ผ่านมา และพบว่ากระแสการไหลหมุนวนที่เกิดขึ้นในช่องว่างของกรณีค่า $S/W = 30\%$ นั้นมีพื้นที่ค่อนข้างจำกัด ของไหลไม่สามารถเคลื่อนตัวออกจากพื้นที่ว่างระหว่างชิฟได้ง่ายนัก เนื่องจากรูปทรงสัณฐานของชิฟที่มีพื้นที่หน้าตัดเท่ากันหมด ประกอบกับความเร็วของของไหลในทิศทางการเคลื่อนที่หลัก (แกน x) มีค่าสูง ทำให้เกิดการปิดกั้นการเคลื่อนตัวของกระแสการไหลออกมาทางข้าง (แกน z) ทำให้การถ่ายเทความร้อนของของไหลเกิดขึ้นได้ค่อนข้างยากในแกน z ซึ่งต่างจากกรณีค่า $S/W = 71\%$ ซึ่งมีช่องว่างระหว่างชิฟความร้อนที่ยาวกว่า ทำให้การผสมผสานระหว่างกระแสการไหลหลัก กับกระแสการไหลหมุนวนภายในช่องว่างเกิดขึ้นได้ดีกว่ากรณีค่า $S/W = 30\%$

รูปที่ 3.31 แสดงกระแสการไหลวนหรือวอร์เทกซ์ในแกน z (z -vorticity) ณ เวลาใด ๆ ที่ระนาบ $x - y$ สำหรับการไหลที่ค่า $S/W = 71\%$ ณ ตำแหน่ง $z/B = 12.5$ ซึ่งเป็นตำแหน่งกึ่งกลางของชิฟในแบบจำลองการไหลสามมิติ จากรูปนี้พบการก่อตัวและการเคลื่อนตัวของกระแสการไหลวนหรือวอร์เทกซ์ในบริเวณใกล้ผิวของชิฟและพบการสลายตัวของวอร์เทกซ์ในบริเวณด้านท้ายของชิฟแต่ละตัว ซึ่งอาจพบได้ยากเมื่อค่า S/W มีค่าน้อย พฤติกรรมที่เกิดขึ้นนี้จะแตกต่างไปจากกรณีการไหลในสองมิติที่ $Re_B = 1000$, $Br = 25\%$ และ $S/W = 71\%$ เนื่องจากในกรณีการไหลในสองมิตินั้นไม่มีผลกระทบจากการไหลในแกน z ทำให้การไหลที่เกิดขึ้นค่อนข้างจะราบเรียบและคงตัวมากกว่าการไหลในสามมิติ

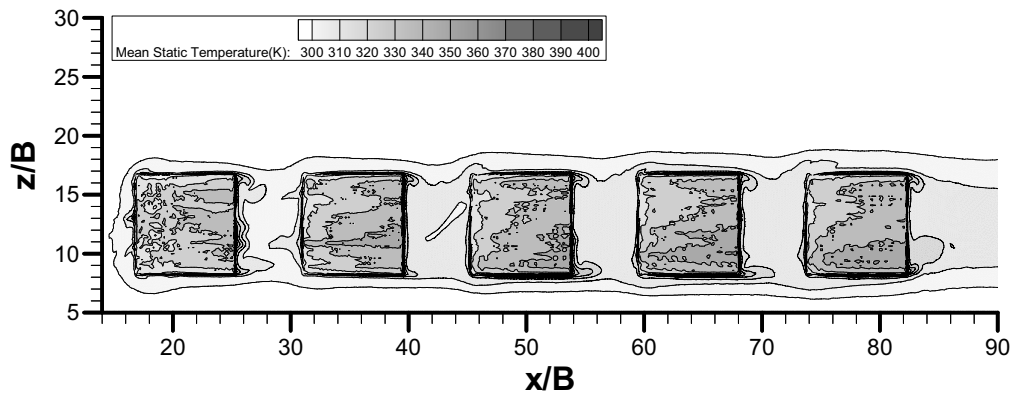


รูปที่ 3.31 แสดงกระแสการไหลวน ณ เวลาใด ๆ ที่ระนาบ $x - y$ ที่ $z/B = 12.5$

$Re_B = 1000$, $S/W = 71\%$ และ $Br = 25\%$



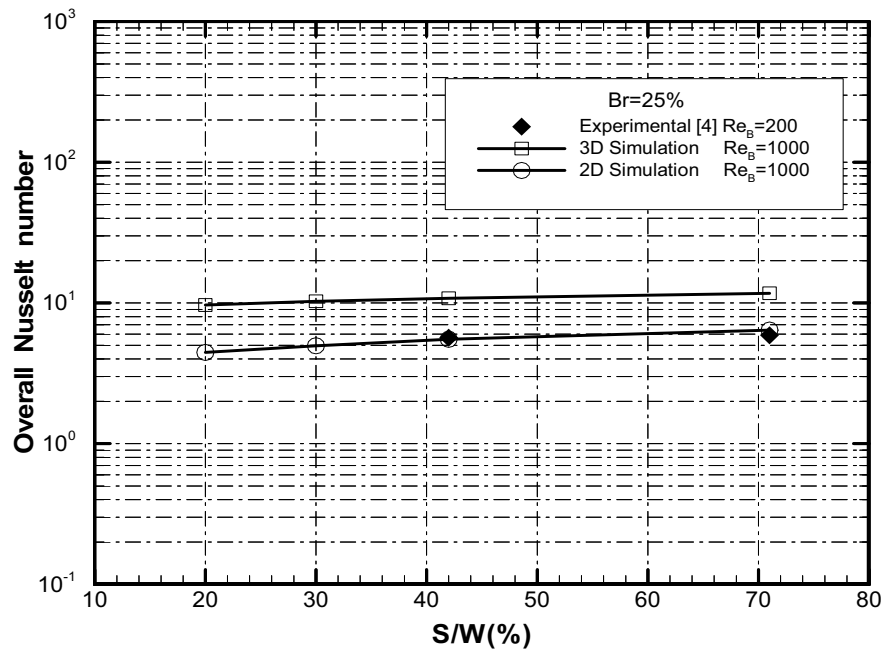
(a) $S/W = 30\%$



(b) $S/W = 71\%$

รูปที่ 3.32 การกระจายตัวของอุณหภูมิในรูปค่าเฉลี่ยต่อเวลาบนระนาบ $x-z$
ที่ค่า $Re_B = 1000$ และ $Br = 25\%$

การกระจายตัวของอุณหภูมิตามผนังซึ่งมีความร้อนสำหรับการคำนวณใน 3 มิติ นั้นแสดงในรูปที่ 3.32 ซึ่งเป็นภาพตัดในระนาบ $x - z$ พบว่ามีลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิที่ไม่สม่ำเสมอ การกระจายตัวของอุณหภูมิเปลี่ยนแปลงตามแกน x และ z ซึ่งบ่งชี้ให้เห็นว่านอกจากความไร้เสถียรภาพที่จะช่วยในการระบายความร้อนได้ดีแล้ว ยังมีคุณลักษณะการไหลในสามมิติ (three-dimensional effect) อีกที่สามารถเพิ่มประสิทธิภาพในการระบายความร้อน นอกจากนี้ยังสรุปได้ว่าการไหลที่เกิดขึ้นที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่ 1000 นอกจากจะเป็นการไหลในสภาวะไม่คงตัวแล้วการไหลที่เกิดขึ้นจริงยังมีคุณลักษณะที่เป็นสามมิติอีกด้วย



รูปที่ 3.33 ค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลโดยรวมสำหรับการไหลในสองและสามมิติ

รูปที่ 3.33 แสดงค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลโดยรวมของชีพความร้อน พบว่าการคำนวณใน 2 มิติ 3 มิติและจากผลการทดลองที่การไหลในสภาวะคงตัว [4] ให้แนวโน้มของการถ่ายเทความร้อนไปในทิศทางเดียวกัน กล่าวคือการเพิ่มค่า S/W ทำให้ชีพความร้อนมีค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลโดยรวมเพิ่มขึ้น นั่นคือ ถ้าค่า S/W เพิ่มขึ้น 33.3%, 52.3% และ 72% ชีพความร้อนมีค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลโดยรวมเพิ่มขึ้น 5.9%, 10.4% และ 17.5% ตามลำดับ ณ ค่าตัวเลขเรย์โนล 1000 สำหรับการคำนวณใน 3 มิติ พบว่าค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลโดยรวมมีค่ามากกว่าการคำนวณใน 2 มิติ ประมาณ 54%, 51.7, 49% และ 45.8% ที่ค่า S/W เท่ากับ 20%, 30%, 42% และ 71% ตามลำดับ ทั้งนี้เพราะธรรมชาติของการคำนวณปัญหาการไหลใน 2 มิตินั้นไม่ได้พิจารณาผลกระทบของพื้นที่ด้านแกน z หรือ three dimensional effect ทำให้ไม่สามารถกระจายอุณหภูมิไปยังพื้นที่ทางข้างนี้ได้ แต่อย่างไรก็ตามการคำนวณใน 2 มิติยังคงให้แนวโน้มของค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลโดยรวมที่สอดคล้องกับการคำนวณใน 3 มิติ และเมื่อเปรียบเทียบผลการถ่ายเทความร้อนใน 3 มิติระหว่างสภาวะการไหลไม่คงตัวกับการไหลในสภาวะคงตัว พบว่าการปรับเพิ่มค่า S/W ในสภาวะการไหลไม่คงตัวมีค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลโดยรวมมากกว่าการไหลในสภาวะคงตัว ณ ค่าตัวเลขเรย์โนล 130 ประมาณ 73.2% ที่ค่า S/W = 42% และ Br = 25%

3.8 กรณีที่ 2 เงื่อนไขทางเข้า: กระแสการไหลเข้าเป็นแบบจังหวะ

การไหลและการถ่ายเทความร้อน สำหรับแท่งความร้อนรูปทรงสี่เหลี่ยมหรือซีพความร้อนจำนวน 5 ตัว ที่จัดวางเรียงตัวกันภายในช่องทางการไหล ถูกคำนวณด้วยเงื่อนไขทางเข้าที่มีการไหลเข้าตกกระทบเป็นแบบจังหวะที่มีรูปแบบเป็นลูกคลื่นไซน์ ดังกิจกรรมหัวข้อ 2.5 ที่ผ่านมา การคำนวณจะกระทำทั้งสองและสามมิติ โดยศึกษาเฉพาะผลกระทบที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงของค่าความถี่ (frequency) และขนาดความแรง (amplitude) ของกระแสการไหลเข้าที่เป็นแบบจังหวะ สำหรับเงื่อนไขในการคำนวณนั้นจะคำนวณเฉพาะกรณีที่การไหลในสภาวะไม่คงตัวที่มีค่า $Re_B = 1000$, $Br = 25\%$ และ $S/W = 42\%$ เท่านั้น สำหรับค่าความถี่และขนาดความแรงที่จะทำการศึกษาอยู่ในช่วงของ $2f_n \leq f \leq 10f_n$ โดยที่ f_n เป็นค่าความถี่คุณลักษณะของการสั่นของกระแสการไหลวนซึ่งได้จากการคำนวณที่ผ่านมา (กิจกรรมหัวข้อ 3.6) พบว่าค่า $f_n = 0.147$ และค่าขนาดความแรงเท่ากับ $0.1 < A < 0.5$

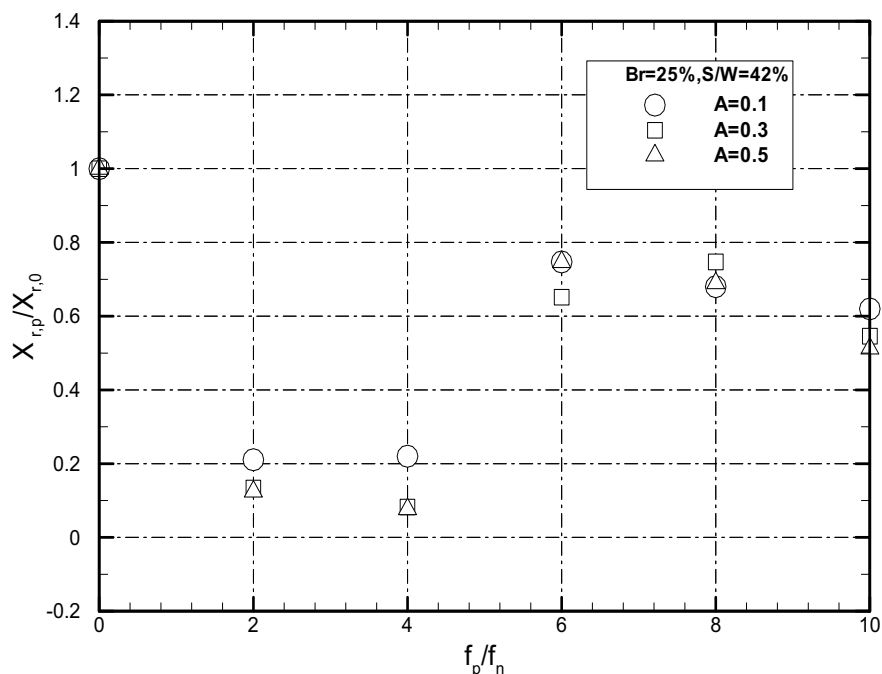
3.8.1 ผลของค่าแอมพลิจูดและค่าความถี่บังคับที่มีต่อการไหล

จากผลการคำนวณการไหลในสภาวะไม่คงตัวที่ปราศจากการคำนวณค่าขนาดความแรงและความถี่ของกระแสการไหลแบบเป็นจังหวะ ($A = 0$, $f_p = 0$) พบว่าเกิดการไหลบรรจบ (reattaching flow) บนซีพความร้อนตัวที่ 1 หรือเขตการไหลหมุนวน (recirculation zone) ที่มีค่าค่อนข้างมากประมาณ $X_{r,0} = 8.7B$ โดยที่ $X_{r,0}$ หมายถึงขนาดของเขตกระแสการไหลหมุนวนเมื่อค่า $A = 0$, $f_p = 0$ ซึ่งต่อไปจะถูกนำมาใช้ในการอ้างอิงเปรียบเทียบ จากการศึกษาที่ผ่านมาพบว่าขนาดของ $X_{r,0}$ มีอิทธิพลสำคัญต่อการไหลและการถ่ายเทความร้อน และสำหรับการไหลในสภาวะไม่คงตัวพบว่า การลดขนาดของ $X_{r,0}$ สามารถกระทำได้โดยการเพิ่มค่า Br [12] แต่ต้องอยู่ภายในขอบเขตที่ไม่มากเกินไป จึงจะส่งผลดีต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน

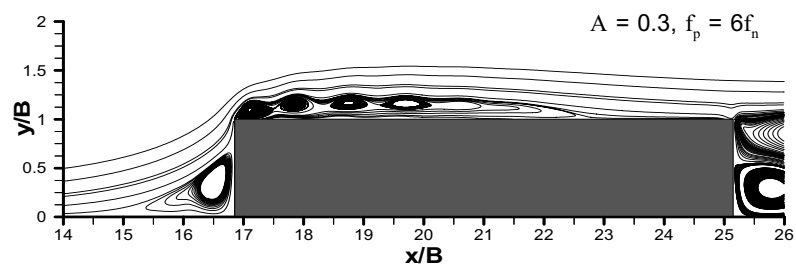
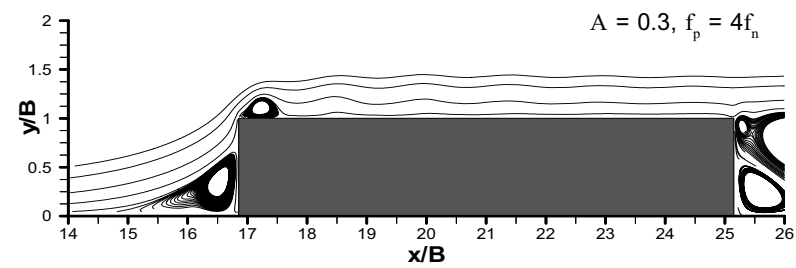
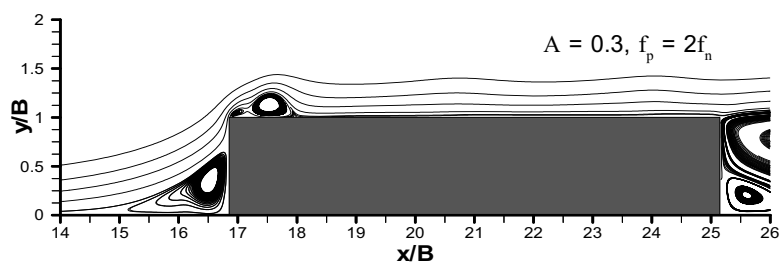
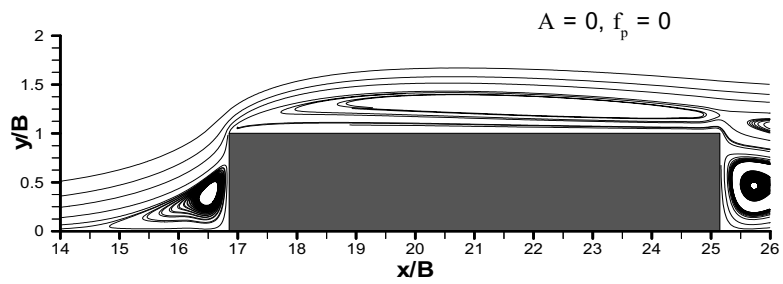
สำหรับผลการคำนวณในเรื่องผลกระทบของค่าขนาดความแรงและค่าความถี่ พบว่าขนาดของเขตการไหลหมุนวนบนผนังของวัตถุร้อนตัวที่ 1 ($X_{r,0}$) เป็นฟังก์ชันกับค่าขนาดความแรงและค่าความถี่ดังแสดงในรูปที่ 3.34 โดยพบว่าที่ค่าขนาดความแรงเดียวกันการเพิ่มค่าความถี่ในช่วง $f_p = 2f_n - 4f_n$ ทำให้ขนาดของเขตการไหลหมุนวนเปรียบเทียบ ($X_{r,p} / X_{r,0}$) มีขนาดน้อยที่สุด อย่างไรก็ตามการควบคุมให้ค่าความถี่มีค่าสูงขึ้นมากกว่าค่านี้ ขนาดของ $X_{r,p} / X_{r,0}$ ไม่ได้ลดลงตาม ซึ่งผลที่ได้คล้ายกับผลการศึกษาที่ [12] โดยค่า $X_{r,p} / X_{r,0}$ จะแกว่งตัวอยู่ในช่วงระหว่าง 0.5 - 0.75 นั้นแสดงว่าค่าความถี่ที่เหมาะสมในการใช้กระแสการไหลเข้าแบบเป็นจังหวะควรมีค่าประมาณหรือน้อยกว่า $4f_n$ คำอ้างนี้สามารถอธิบายได้ชัดเจนด้วย เส้นสายธารการไหล (streamline patterns) ในรูปที่ 3.35 เมื่อจำลองการไหลด้วยค่าขนาดความแรงเท่ากันโดยทำการแปรผันค่าความถี่จาก $f_p = 2f_n$, $4f_n$ และ $6f_n$ พบว่าการคำนวณที่ $f_p = 2f_n$ และ $4f_n$ นั้นผลการคำนวณที่ได้ไม่ค่อยแตกต่างกันมาก

ยกเว้นแต่ว่าการถี่ที่ $f_p = 4f_n$ นั้นจะเกิดการแกว่งของเส้นสายธารมากกว่าการถี่ $f_p = 2f_n$ อย่างไรก็ตามเมื่อค่า f_p ถูกเพิ่มจนมีค่าเป็น $6f_n$ การแกว่งของเส้นสายธารมีค่าถี่ขึ้นจนทำให้เกิดกระแสการไหลวนลูกเล็ก ๆ ภายในเขตการไหลหมุนวน ทำให้เขตการไหลหมุนวนมีค่ามากขึ้น หรือ $X_{r,p}$ มีค่าสูงขึ้นนั่นเอง

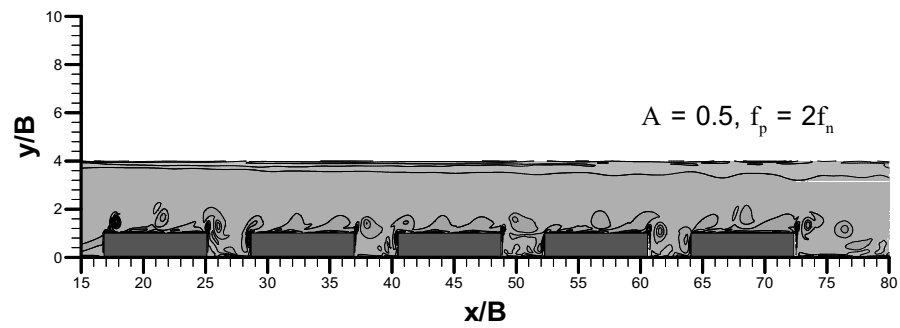
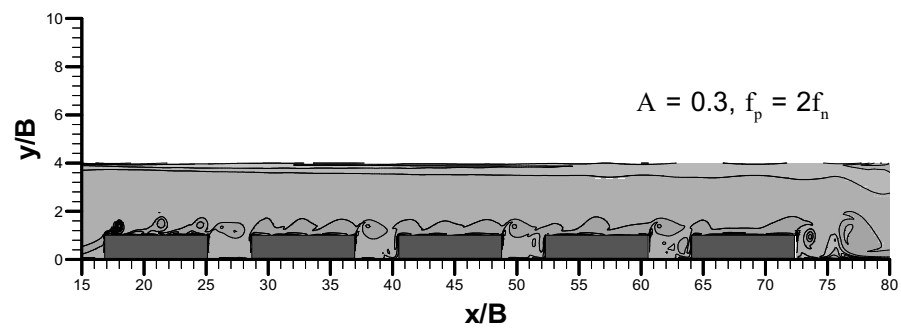
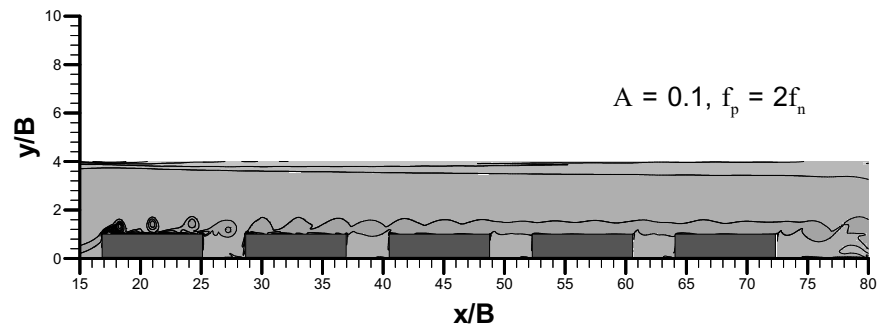
ส่วนในรูปที่ 3.36 เป็นรูป vortex pattern จากการไหล ณ ขณะใดขณะหนึ่ง โดยจำลองการไหลด้วยค่าความถี่ที่คงที่ที่ $f_p = 2f_n$ เนื่องจากว่าค่าความถี่ที่สูงเกินไปไม่ส่งผลดีต่อ $X_{r,p} / X_{r,0}$ และการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นการเปรียบเทียบผลจึงทำการเปรียบเทียบที่ $f_p = 2f_n$ และทำการแปรผันค่าขนาดความแรง พบว่าขนาดความแรงมีผลต่อการแตกตัวของการไหลวนบนชีพความร้อน เมื่อขนาดความแรงมีค่า $A = 0.1$ การสลับของวอร์เท็กซ์จะเกิดขึ้นอย่างชัดเจนที่ด้านท้ายของชีพความร้อนตัวที่ 5 เท่านั้น การเคลื่อนที่ของกระแสการไหลวนขนาดเล็กเกิดขึ้นที่บนผนังของชีพตัวที่ 1 และ 2 เมื่อค่าขนาดความแรงเพิ่มขึ้นเปรียบเสมือนการเพิ่มขนาดความแรงของความเร็วเสถียรภาพในการไหล ซึ่งส่งผลให้เกิดการสลับของวอร์เท็กซ์ที่ด้านท้ายของชีพความร้อนทุกตัว และเด่นชัดขึ้นเมื่อขนาดความแรงเพิ่มเป็น $A = 0.5$ กระแสการไหลที่ไหลมาจากชีพด้านหน้าเมื่อมีการสลับตัวของวอร์เท็กซ์ก็จะตกกระทบกับชีพความร้อนด้านหลังและเกิดเป็นกระแสการไหลวนลูกเล็กเคลื่อนตัวบนผนัง ปรากฏการณ์จะเป็นเช่นนี้จนกว่าจะเกิดการสลับออกของวอร์เท็กซ์ที่ชีพความร้อนตัวสุดท้าย พฤติกรรมนี้คล้ายคลึงกับการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่าตัวเลขเรย์โนลสูงๆ



รูปที่ 3.34 ผลของค่าขนาดความแรงและความถี่ของกระแสการไหลเข้าที่เป็นจังหวะที่มีต่อค่า $X_{r,p}$



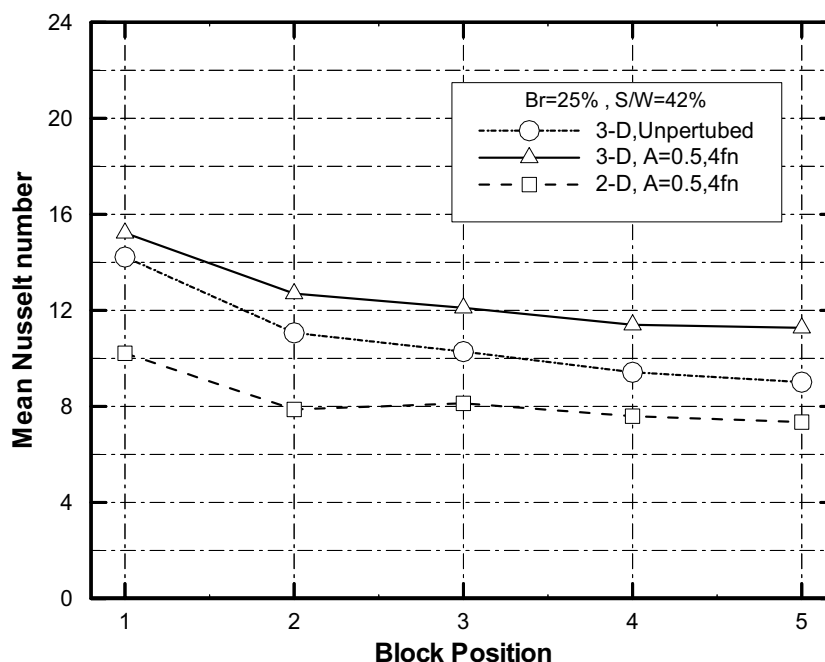
รูปที่ 3.35 เส้นสายธารการไหลในรูปค่าเฉลี่ยต่อเวลาที่ค่าความถี่ต่างกัน



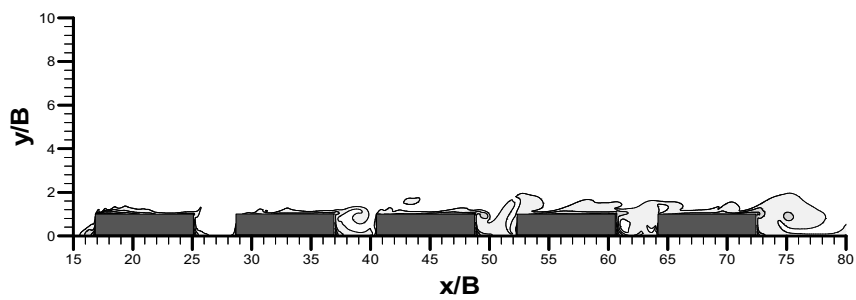
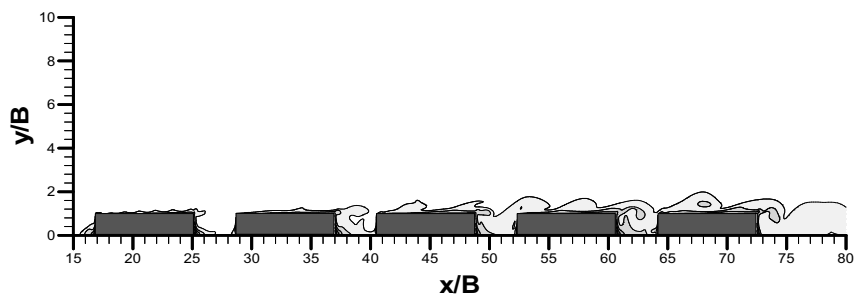
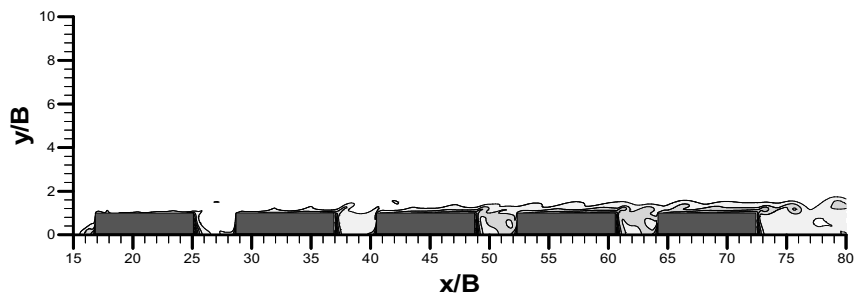
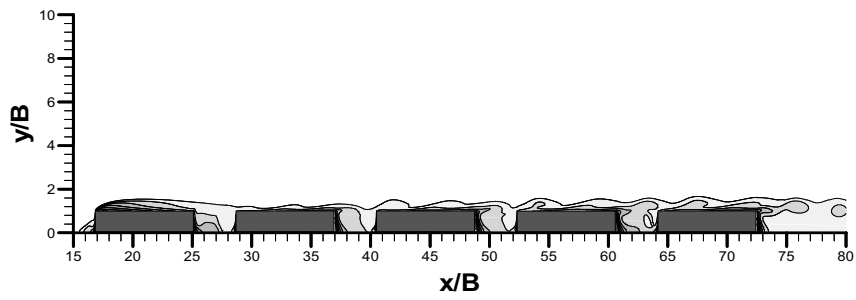
รูปที่ 3.36 เป็นรูป vortex pattern จากการไหล ณ ขณะใดขณะหนึ่ง

3.8.2 ผลของค่าแอมพลิจูดและค่าความถี่บังคับที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 3.37 แสดงผลการคำนวณในกรณีการถ่ายเทความร้อนสำหรับกรณีการคำนวณในสองมิติและสามมิติซึ่งพบว่าเมื่อชีพความร้อนถูกจัดวางเรียงตัวกันภายในช่องทางการไหล ผลของการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นก็คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนของชีพความร้อนปลายกระแสมีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ลดลงตามลำดับ การจัดวางในช่องทางการไหล ซึ่งสอดคล้องกับ[1,2] ทั้งนี้เป็นเพราะการพัดพาความร้อนจากชีพความร้อนต้นกระแสนั้นเหมาะสมที่บริเวณชีพความร้อนที่อยู่ปลายกระแสและรวมทั้งอิทธิพลของการสะสมความร้อนในพื้นที่ระหว่างวัตถุร้อนแต่ละตัว (S/W) ทำให้ชีพความร้อนที่อยู่ปลายกระแสมีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ต่ำลง สำหรับกรณีกระแสการไหลเข้าแบบสภาวะสม่ำเสมอ ($A = 0$, $f_p = 0$) นั้นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างพื้นผิวร้อนกับของไหลเย็นเกิดไม่ค่อยดีนัก แต่เมื่อกระแสการไหลหลักมีการปรับแต่งด้วยค่าขนาดความแรงและค่าความถี่พบว่าชีพความร้อนมีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ดีขึ้น เนื่องจากการมีการแตกตัวของวอร์เท็กซ์ซึ่งได้เคลื่อนตัวนำเอาความร้อนจากผนังของชีพความร้อนออกไปผสมกับของไหลเย็นได้มากกว่าดังแสดงในรูปที่ 3.38 ซึ่งเป็นการแสดงถึงการพาอุณหภูมิร้อนด้วยการแตกตัวของวอร์เท็กซ์ แต่อย่างไรก็ตามผลการคำนวณในเรื่องการถ่ายเทความร้อน ยังให้แนวโน้มที่คล้ายคลึงกันกับการไหลที่ไม่มีการปรับแต่งกระแสการไหล คือไม่สามารถช่วยให้อัตราการถ่ายเทความร้อนของชีพความร้อนตัวที่ 2-5 มีอัตราที่ใกล้เคียงกับวัตถุร้อนตัวที่ 1 ได้

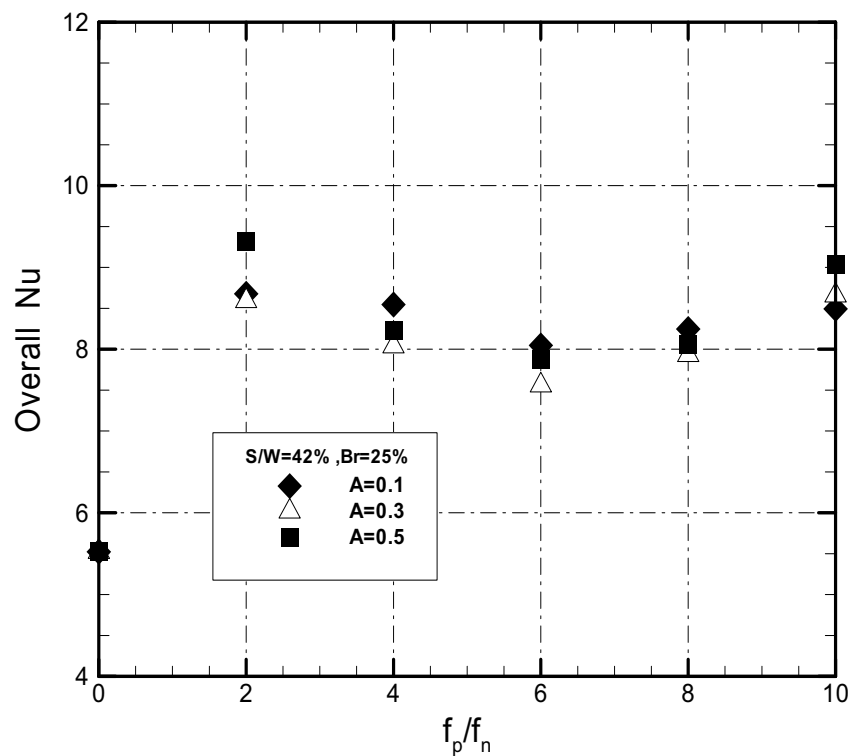


รูปที่ 3.37 ค่าเฉลี่ยตัวเลขนัสเซลของวัตถุร้อนแต่ละตัว



รูปที่ 3.38 การกระจายตัวของอุณหภูมิตั้งแต่เวลาใดเวลาหนึ่ง
(สีเข้มแสดงถึงอุณหภูมิสูง)

ในรูปที่ 3.39 พบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมในรูปค่าเฉลี่ยนัสเซลโดยรวมมีค่าแปรผันตามขนาดความแรงน้อยกว่าการแปรผันตามค่าความถี่ สำหรับกรณีของความถี่พบว่าที่ค่าความถี่ต่ำที่ $f_p = 2f_n$ นั้นให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมสูงสุด เมื่อเพิ่มค่าความถี่พบว่าค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลงโดยมีค่าต่ำสุดที่ค่า $f_p = 6f_n$ จากนั้นก็จะเพิ่มขึ้นอีกโดยมีแนวโน้มว่าจะเพิ่มเข้าสู่ที่ค่า Overall Nu ที่ค่าเดียวกับค่า Overall Nu ที่ $f_p = 2f_n$ การเพิ่มและลดของค่าเฉลี่ยนัสเซลโดยรวมมีลักษณะคล้ายเป็นลูกคลื่น จากการคำนวณสรุปได้ว่าที่ค่า $A = 0.5$ และ $f_p = 2f_n$ เป็นค่าที่เหมาะสมสำหรับการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสำหรับการคำนวณในครั้งนี้



รูปที่ 3.39 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมกับการผันแปรค่าความถี่และขนาดความแรง

3.9 สรุปผลและข้อเสนอแนะ

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาผลกระทบของค่าพารามิเตอร์ที่มีต่อพฤติกรรมการไหลและอัตราการถ่ายเทความร้อนของแท่งความร้อนรูปทรงสี่เหลี่ยมหรือซีพความร้อนจำนวน 5 ตัวที่จัดเรียงตัวกันในแนวทางการไหล โดยกระแสน้ำไหลเข้าเป็นกระแสน้ำไหลเข้าแบบสม่ำเสมอและการไหลเข้าแบบเป็นจังหวะ ผลการคำนวณในสภาวะคงตัวที่ $Re_B < 500$ เมื่อทำการเปรียบเทียบกับผลการทดลองและผลงานวิจัยที่มีลักษณะปัญหาใกล้เคียง พบว่ามีความสอดคล้องกันเป็นอย่างดี และจากการคำนวณการแปรผันค่าตัวเลขเรย์โนลด์ (Re_B) ค่าอัตราส่วนความสูงของซีพความร้อนต่อความสูงของแบบจำลองการไหล (Br) และค่าอัตราส่วนระยะห่างของซีพต่อความยาวของซีพ (S/W) พบว่าการเพิ่มค่าพารามิเตอร์เหล่านี้ จะทำให้รูปแบบการไหลเปลี่ยนไปจากเดิม ส่งผลให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของซีพเพิ่มขึ้น แต่การเพิ่มค่าอัตราส่วนระยะห่างของซีพต่อความยาวของซีพ ต้องใช้พื้นที่ของแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์มากตามไป

สำหรับกรณี $500 < Re_B < 1000$ ซึ่งเป็นการไหลในสภาวะไม่คงตัวคุณลักษณะการไหลได้เกิดการเปลี่ยนแปลงจากการไหลแบบคงตัวเข้าสู่การไหลแบบไม่คงตัว และพบว่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของซีพตัวที่ 1 มีค่าลดลง โดยแปรผันตรงกับค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มขึ้น เป็นผลมาจากการเกิดการไหลบรจหรือเกิดเขตการไหลหมุนวนขึ้นบนผนังของซีพ ทำให้มีการสะสมของอุณหภูมิร้อน แต่เมื่อพิจารณาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยรวมของซีพความร้อนทุกตัว พบว่าการเพิ่มค่าตัวเลขเรย์โนลด์ในสภาวะการไหลไม่คงตัว ยังส่งผลดีต่อการถ่ายเทความร้อนของซีพความร้อนเมื่อเปรียบเทียบกับสภาวะการไหลคงตัว กรณีผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราส่วนความสูงของซีพต่อความสูงของแบบจำลองการไหล (Br) พบว่าแบบจำลองการไหลที่มีค่า Br เพิ่มขึ้นสามารถช่วยลดขนาดของการไหลบรจบนผนังซีพตัวที่ 1 นอกจากนี้ยังทำให้ซีพความร้อนมีการถ่ายเทความร้อนโดยรวมที่ดีขึ้น อย่างไรก็ตามการเพิ่มค่า Br ควรอยู่ในขอบเขตที่ไม่มากเกินไป การเพิ่มค่า Br มากเกินไปจนถึงประมาณ 40% จะทำให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของซีพความร้อนลดลง กรณีผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราส่วนระยะห่างของซีพต่อความยาวของซีพ (S/W) พบว่าการเพิ่มค่า S/W นี้สามารถช่วยส่งเสริมให้ซีพความร้อนมีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนที่ดีขึ้นซึ่งมีความสอดคล้องกับการคำนวณในสภาวะการไหลคงตัว แต่อย่างไรก็ตามการเพิ่มค่า S/W นี้มักถูกจำกัดด้วยพื้นที่ของแผงวงจรอิเล็กทรอนิกส์

การคำนวณเชิงตัวเลขสำหรับการไหลเข้าที่รูปแบบการไหลเข้าเป็นแบบจังหวะผ่านกลุ่มซีพความร้อนที่จัดวางเรียงตัวในช่องทางไหล โดยศึกษาถึงผลของค่าขนาดความแรงและค่าความถี่ โดยการคำนวณกระทำที่การไหลในสภาวะไม่คงตัวที่ค่า $Re_B = 1000$ ผลจากการคำนวณพบว่า การไหลเข้าแบบเป็นจังหวะในรูปแบบคลื่นไซน์ เป็นตัวเพิ่มความไม่เสถียรให้กับการไหล ส่งผลให้การไหลมีการก่อตัวและแตกตัวของวอร์เท็กซ์เพิ่มมากขึ้น และพบว่าค่าขนาดความแรงและค่าความถี่มีผลต่อขนาดของการไหลบรจหรือขนาดของเขตการไหลหมุนวนที่เกิดบนผนังของวัตถุร้อนตัวที่ 1 ซึ่งจะ

มีขนาดลดลงได้ถ้าสามารถควบคุมค่าขนาดความแรงและค่าความถี่ให้อยู่ในช่วงเหมาะสม ซึ่งในงานวิจัยนี้พบว่าที่ค่า $A = 0.5$ และ $f_p = 4f_n$ เป็นค่าที่เหมาะสมที่สุดเพราะให้ขนาดการไหลบรรจบที่สั้นสุด สำหรับผลด้านการถ่ายเทความร้อนพบว่า การควบคุมค่าขนาดความแรงและค่าความถี่มีความสำคัญเช่นกัน เพราะการเพิ่มค่าความถี่ที่มากเกินไป ไม่ได้ส่งผลดีต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนมากไปกว่าการไหลเข้าในรูปแบบสม่ำเสมอ

จากการคำนวณที่ผ่านมาพบว่าการไหลที่เกิดขึ้นมีลักษณะเป็นสามมิติ มีการเคลื่อนที่ของวอร์เทกซ์ขนาดเล็ก ๆ ทุกทิศทางการไหล ซึ่งคุณลักษณะการไหลนี้ใกล้เคียงกับการไหลแบบปั่นป่วน ดังนั้นงานวิจัยต่อไปจึงควรศึกษาพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนโดยใช้แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนมาช่วยในการวิเคราะห์ นอกจากนี้การพัฒนาแบบการไหลเข้าแบบเป็นจังหวะรูปแบบใหม่แทนรูปแบบลูกคลื่นไซน์ ก็เป็นสิ่งที่น่าศึกษาเพราะจากงานวิจัยในครั้งนี้พบว่ามีส่วนช่วยในการถ่ายเทความร้อนของชิพความร้อนได้เป็นอย่างมาก

3.10 เอกสารอ้างอิง

1. J. Davalath, and Y. Bayazitoglu, 1987, "Forced convection cooling across rectangular blocks", Journal of heat transfer, Vol. 109, pp. 321-328.
2. C.W. Leung, H.J. Kang, and S.D. Probert, 1997, "Horizontal simulated printed circuit board assembly in fully developed laminar flow convection", Applied Energy. Vol. 56, No.1, pp. 71-91.
3. H.W. Wu, S.W. Wang, and S.W. Perng, 1998, "The effective installation of an inclined plate for the enhancement of forced convection over rectangular sources", Heat and mass transfer Vol. 33, pp. 431-438.
4. น้ามนต์ โชติวิศรุต ญัฐ วรยศ และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ "การพาความร้อนของชุดแท่งจัดรูความร้อนที่ทำมุม 45 องศา กับทิศทางการไหลและเรียงตัวในแนวเดียวกัน" การประชุมวิชาการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนครั้งที่ 1 ลำปาง ประเทศไทย 24-25 มีนาคม 2546 หน้า 18-24.
5. A. Suksangpanomrung, "Numerical Analysis on two-dimensional flow and heat transfer of fin: Effect of incoming pulsating flow", PSU-UNS International Conference 2003, "ENERGY AND THE ENVIRONMENT", Hat Yai, Songkhla, Thailand 11-12 December 2003.
6. S. Y.Kim, B. H. Kang, and J. M. Hyun, 1998, "Forced convection heat transfer from two heated blocks in pulsating channel flow". Int. J. Heat and Mass Transfer, 41, 625-634.

7. K.S. Hwang, H.J. Sung, and J.M. Hyun, 1998, "Flow and mass transfer measurements for a flat plate of finite thickness in pulsating flow". *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 41, 2827-2836.
8. A. Bouhadji, and N. Djilali, 2003, "Forcing of unsteady separated flow and convective heat transfer via bulk upstream oscillations". *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, 2003, 24, 77-90.
9. J.W. Moon, S.Y. Kim, and H.H. Cho, 2005, "Frequency dependent heat transfer enhancement from rectangular heated block array in a pulsating channel flow". *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 48, 4904-4913.
10. A. Suksangpanomrung, P. Moinat and N. Djilali, 1997, "Unsteady separated and reattaching flow over a blunt plate", *Proceedings of the CASI 6th Aerodynamics Symposium*, Toronto, pp. 55-63.
11. A. Suksangpanomrung, N. Djilali, and P. Moinat, 2000, "Large-eddy simulation of separated flow over a bluff rectangular plate". *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 21:655-633.
12. A. Bouhadji, and N. Djilali, 2003, "Forcing of unsteady flow and convective heat transfer via bulk upstream oscillations." *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 24: 77-90.
13. D.K. Tafti, and X. Zhang., 2001, "Geometry effects on flow transition in multilouvered fins onset propagation and characteristic frequencies". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44: 4195-4210
14. N. Djilali, and I.S. Gartshore I.S., 1991, "Turbulent flow around a bluff rectangular plate. Part I: Experimental investigation", *Transaction ASME, Journal of Fluid Engineering*, Vol. 113, pp. 51-59.
15. E.R. Meinders, T.H. Van Der Meer, and H. Hanjalic, 1998, "Local convective heat transfer from an array of wall mounted cubes". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41(16) : 335-346.
16. J. Hach Cohen, T.W. Chiu, and A.A. Wragg, 1995, "Forced and free convection heat transfer coefficients for a model printed circuit board channel geometry". *Experimental Thermal and fluid science*, 10: 327-334.
17. A. Suksangpanomrung, "Unsteady convective heat transfer over a bluff rectangular plate". 2000, *Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand 14th*, 2-3 November 2000; Chiang Mai, Thailand, p.1-7.

18. E. Velayati, and M. Yaghoubi, 2005, "Numerical study of convective heat transfer from an array of parallel plates". *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26: 80-91.

Output จากโครงการวิจัย

1. ผลงานตีพิมพ์ในวารสารวิชาการนานาชาติ

Title: Numerical Investigation of Heat Transfer in pulsating flows through a bluff plate

Journal: International Communications of Heat and Mass Transfer

หมายเหตุ: ได้รับการตอบรับแล้ว กำลังอยู่ในระหว่างการตีพิมพ์ (เอกสารแนบหลัง Manuscript)

2. ผลงานตีพิมพ์ในวารสารวิชาการในประเทศ และการนำเสนอผลงานระดับนานาชาติ (International Conference)

2.1

Title: ผลกระทบของการไหลแบบเป็นจังหวะที่มีต่อการไหลหมุนวนและการถ่ายเทความร้อน

Proceeding: การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 17, 15-17 ตุลาคม 2546 จังหวัดปราจีนบุรี

2.2

Title: Numerical analysis on two-dimensional flow and heat transfer of fin: Effect of incoming pulsating flow

International Proceeding: International Conference 2003, "ENERGY AND THE ENVIRONMENT", Hat Yai, Songkhla, Thailand 11-12 December 2003

ผนวก ก.

Title: ผลกระทบของการไหลแบบเป็นจังหวะที่มีต่อการไหลหมุนวนและการถ่ายเทความร้อน

Proceeding: การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 17, 15-17
ตุลาคม 2546 จังหวัดปราจีนบุรี

ผลกระทบของการไหลแบบเป็นจังหวะที่มีต่อการไหลหมุนวนและการถ่ายเทความร้อน

The effect of pulsating flow on the recirculation flow and heat transfer

พ.ต. อโนทัย สุขแสงพนมรุ่ง^{1*} สุภชาติ จงไพบูลย์พัฒนะ²

¹ กองวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ส่วนการศึกษา โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า

อ. เมือง นครนายก 26001 โทร/โทรสาร 037-393487, E-mail: asuksang@crma.ac.th

² ภาควิชาเทคโนโลยีพลังงาน วิศวกรรมเครื่องกลและอุตสาหกรรม สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้ารัตนมหารวิทยาลัยธรรมศาสตร์

อ.คลองหลวง จ.ปทุมธานี 12121, E-mail: Supachar@siit.tu.ac.th

Maj. Anotai Suksangpanomrung^{1*} Supachart Chungpaibulpatana²

¹ Department of Mechanical Engineering, Academic Division, Chulachomklao Royal Military Academy

Maung, Nakorn-Nayok, 26001, Tel/Fax: 037-393487, E-mail: asuksang@crma.ac.th

² Department of Energy Technology, Industrial and Mechanical Engineering, SIIT, Thammasat University at Rangsit

Pathumthani 12121, Thailand, E-mail: Supachar@siit.tu.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการคำนวณเชิงตัวเลขผ่านกริดแลกรเปลี่ยนแปลงความร้อนที่มีรูปทรงสี่เหลี่ยม โดยศึกษาถึงผลกระทบของการไหลแบบเป็นจังหวะที่มีรูปแบบเป็นคลื่นไซน์ (sinusoidal wave) ที่มีต่อเขตการไหลหมุนวนและการถ่ายเทความร้อนของครีบ การคำนวณได้กระทำที่ค่าตัวเลขของเรย์โนลด์ (Re_d) เท่ากับ 250 และ 400 โดยจะมีการปรับเปลี่ยนค่าความถี่ ($f = 0.1-0.9$) และค่าขนาดความแรง ($A = 0.1-0.6$) ของกระแสการไหลแบบคลื่นไซน์ จากการคำนวณพบว่ากระแสการไหลเข้าแบบเป็นจังหวะจะเป็นตัวสร้างความไม่เสถียรให้เกิดขึ้นในการไหล และก่อให้เกิดการไหลแบบสภาวะไม่คงตัว โดยมีการแตกตัวและการเคลื่อนที่ของวอร์เท็กซ์ขึ้น ค่าความยาวของเขตการไหลหมุนวนถูกทำให้ลดลงสูงสุดถึง 76% และประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 66.3% ที่ $Re_d = 400$, $A = 0.1$ และ $f = 0.3$ โดยค่าความถี่ที่ 0.3 นี้คือค่าความถี่ที่เหมาะสม

Abstract

The numerical simulations of the flow and convective heat transfer over a bluff rectangular plate are performed with the inlet sinusoidal pulsating flow. The objective of this research is to study the effect of the sinusoidal pulsating flow over the recirculation flow and the rate of heat transfer of the rectangular fin. The computation is performed at the Reynolds number of 250 and 400 by varying the frequency ($f = 0.1-0.9$) and the amplitude ($A = 0.1-0.6$) of the incoming flow. The results found that sinusoidal pulsating flow perturb the dynamic of the flow and

introduce the unsteadiness to the flow. The vortex brake down and vortex shedding is clearly seen at this low Reynolds number. The length of the separation bubble is reduced by 76% and the rate of the averaged total heat transfer is increased by 66.3% for the case $Re_d = 400$, $A = 0.1$ and $f = 0.3$. The optimal frequency is found to be 0.3.

1. บทนำ (Introduction)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นเครื่องมือสำคัญที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างตัวกลางสองตัวกลางที่มีความแตกต่างของอุณหภูมิ ในปัจจุบันนี้ได้มีการนำเอาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมาใช้ประโยชน์กันอย่างแพร่หลาย ไม่ว่าจะเป็นโรงงานอุตสาหกรรม อาคารบ้านเรือนที่มีระบบทำความเย็น ตู้เย็นที่ใช้ในครัวเรือน หม้อน้ำรถยนต์ เครื่องมืออิเล็กทรอนิกส์ต่างๆ เป็นต้น ดังนั้นการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้เหมาะสมกับประเภทของงานจึงมีความสำคัญเป็นอย่างมาก ปัจจัยสำคัญประการหนึ่งคือการศึกษาลักษณะของการไหลของของไหลทำงานผ่านครีบลแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อที่จะเพิ่มประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลกับครีบลแลกเปลี่ยนความร้อน

จากการศึกษาเราพบว่าการไหลของของไหลทำงานผ่านครีบลแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นการไหลแบบแตกแยก (separated flow) เมื่อของไหลทำงานไหลมากระทบกับครีบลที่ด้านบนและด้านล่างของครีบล จะเกิดการไหลย้อนกลับ (backflow) ขึ้น โดยปกติแล้วการไหลย้อนกลับนี้เมื่อรวมกับการไหลในทิศทางหลักแล้ว ก็จะก่อให้เกิดเขตการไหลหมุนวน (recirculation flow) ขึ้น ซึ่งเขตการไหลหมุนวนนี้เองจะเป็นตัวลดประ

*Corresponding author

สิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลทำงานกับพื้นผิวของครีบลแลกเปลี่ยนความร้อน[1] จากงานวิจัยที่ผ่านมาได้มีการศึกษาถึงแนวทางในการลดขนาดของเขตการไหลหมุนวนที่เกิดขึ้นที่ด้านบนและด้านล่างของพื้นผิวของครีบให้มีขนาดสั้น โดยการเพิ่มค่าระดับความเข้มปั่นป่วน (turbulent intensity) ของกระแสการไหลที่ไหลมาสู่ครีบ จากการทดลองของ Hiller และ Cheery [2] พบว่าค่าระดับความเข้มปั่นป่วนมีผลต่อขนาดความยาวของการไหลหมุนวนบนครีบแลกเปลี่ยนความร้อน Houligan และ คณะ [3] ได้ทดลองใส่คลื่นเสียงในการเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของครีบ ซึ่งจากการทดลองพบว่าสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีบได้เป็นอย่างดี

ในงานวิจัยครั้งนี้จะศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของครีบแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีรูปทรงสี่เหลี่ยมที่กำหนดให้มีความยาวอนันต์ โดยใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขทางพลศาสตร์ของไหลและการถ่ายเทความร้อน โดยจุดประสงค์หลักที่สำคัญก็คือการหาแนวทางในการลดขนาดของเขตการไหลหมุนวนที่เกิดขึ้นที่ด้านบนและด้านล่างของพื้นผิวของครีบให้มีขนาดสั้นที่สุด โดยวิธีหนึ่งก็คือการปรับแต่งกระแสการไหลเข้าของของไหลให้มีรูปแบบการไหลเป็นแบบคลื่นไซน์ (sinusoidal wave) ที่มีขนาดความแรง (amplitude) และความถี่ (frequency) ต่างกัน ก่อนที่ของไหลนั้นจะมากระทบครีบแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับในบทความฉบับนี้ได้มีการจัดเรียงหัวข้อสำคัญดังนี้ สมการควบคุมการไหล วิธีการวิเคราะห์เชิงตัวเลข ผลการคำนวณและการวิจารณ์ สรุปผลและข้อเสนอแนะ กิตติกรรมประกาศ และเอกสารอ้างอิง

2. สมการควบคุมการไหล (Governing Equations)

แบบจำลองการไหลสำหรับการไหลผ่านครีบแลกเปลี่ยนความร้อนถูกควบคุมด้วยสมการการไหลในสภาวะไม่คงตัวและที่อัดตัวไม่ได้ดังต่อไปนี้

สมการความต่อเนื่อง:

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

สมการโมเมนตัม:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \quad (2)$$

สมการพลังงาน:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial u_j T}{\partial x_j} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \quad (3)$$

3. วิธีการวิเคราะห์เชิงตัวเลข (Numerical Methods)

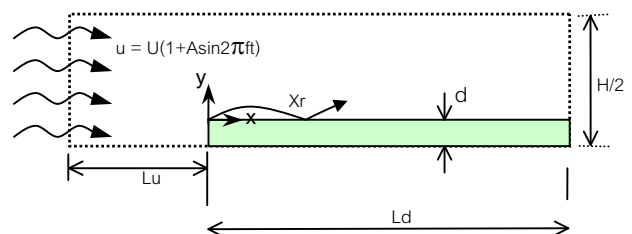
การคำนวณการไหลผ่านครีบระบายความร้อนจะถูกคำนวณบนกริดซ้อนทับ (staggered grid) ด้วยวิธีการปริมาตรสืบเนื่อง (finite volume method) ทุกเทอมของสมการควบคุมการไหล จะถูก discretize ด้วย central differencing scheme สำหรับเทอมของเวลาใช้วิธีการ low storage 3rd order Runge-Kutta สมการความต่อเนื่อง และเทอม pressure gradient ในสมการโมเมนตัมจะใช้แนวทางหาคำตอบแบบอิมพลิต (implicit method) แต่เทอมการพา (convective terms) และเทอมการแพร่ (diffusive terms) และสมการพลังงานใช้แนวทางหาคำตอบแบบเอ็กซพลิต (explicit method)

สมการที่ (1) (2) และ (3) จะถูกคำนวณในขอบเขตแบบจำลองดังแสดงในรูปที่ 1 และรายละเอียดของตัวแปรต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณแสดงในตารางที่ 1 จำนวนกริดที่ใช้ในการคำนวณคือ 118 x 68 ซึ่งจากการคำนวณเชิงตัวเลขที่ผ่านมา[1] พบว่าจำนวนกริดที่ใช้ในที่นี้มีความละเอียดพอสำหรับการคำนวณในสภาวะคงตัว โดยค่าสภาวะขอบเขตที่ใช้ในการคำนวณถูกกำหนดเป็นดังนี้

- ทางเข้า: การไหลของกระแสอิสระแบบคลื่นไซน์ ดังสมการ $u = U(1 + A \sin 2\pi f t)$ โดยที่ U คือค่าความเร็วกระแสอิสระซึ่งมีค่าคงที่ f คือค่าความถี่ และ A คือค่าขนาดความแรงของคลื่น สำหรับอุณหภูมิที่ทางเข้าถูกกำหนดให้มีค่าเป็น 297 K
- ทางออก: สภาวะการไหลแบบพาออก (advective boundary condition)
- บนและล่าง: สภาวะสมมาตร (symmetry condition)
- ครีบบระบายความร้อน: สภาวะไม่มีการลื่นไถล (no slip condition) และค่าฟลักความร้อนคงที่สำหรับสมการพลังงาน

ตารางที่ 1 แสดงค่าตัวแปรต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณ

Re_d	d	$H/2$	Pr	$Br = d/H$	Lu	Ld	f	A
250	1	8.75	0.7	5.7%	5.5	18	0.1-1.2	0.1
250	1	8.75	0.7	5.7%	5.5	18	0.1-0.9	0.2-0.6
400	1	8.75	0.7	5.7%	5.5	18	0.1-1.2	0.1



รูปที่ 1 ขอบเขตแบบจำลองการไหล

ในการคำนวณเชิงตัวเลขสำหรับปัญหาการถ่ายเทความร้อนนี้ จะทำการตรวจสอบที่ค่าตัวเลขของเรย์โนลด์ (Reynolds number; $Re_d = U d / \nu$) ต่ำ ที่ $Re_d = 250$ และ 400 ซึ่งจากการทดลองโดย Ota และ Kon

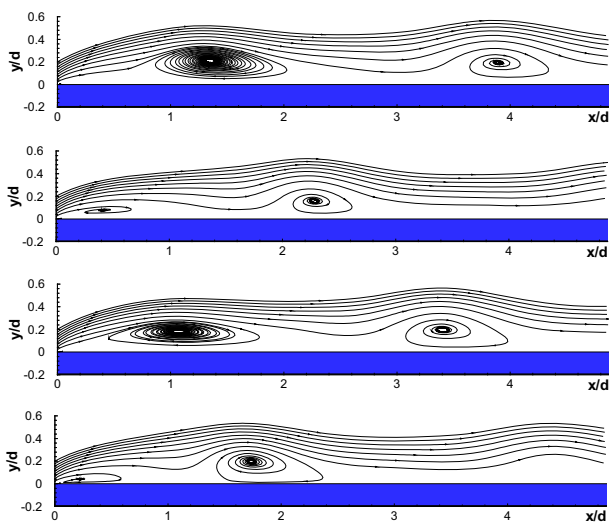
[4] พบว่าการไหลที่เกิดขึ้นเป็นการไหลในสภาวะคงตัว ความแตกต่างของอุณหภูมิในแต่ละตำแหน่งของการไหลถูกสมมุติว่ามีค่าน้อยมาก ดังนั้นค่าคุณสมบัติต่างๆ ของของไหลจึงถูกพิจารณาว่ามีค่าคงที่ อีกทั้งการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นที่ครีบก้นถูกกำหนดว่าเป็นการพาความร้อนแบบบังคับเพียงอย่างเดียว

3. ผลการคำนวณและการวิจารณ์ (Results and Discussions)

3.1 สนามการไหล (Flow Fields)

การศึกษาผลกระทบของกระแสการไหลเข้าที่เป็นจังหวะที่มีต่อขนาดของเขตการไหลหมุนวน ได้ถูกคำนวณที่ค่าตัวเลขของเรย์โนลด์เท่ากับ 250 และ 400 ซึ่งเขตการไหลหมุนวนนี้ถูกวัดจากตำแหน่งการแตกแยกของการไหล (separation point) หรือจุดกำเนิดของแกน x-y ไปยังตำแหน่งที่กระแสการไหลตกกระทบพื้นผิวของครีบก้น หรือตำแหน่งที่ค่าความเค้นเฉือน (shear stress) มีค่าเป็นศูนย์ ซึ่งระยะนี้ถูกเรียกว่า reattachment length ซึ่งใช้สัญลักษณ์เป็น X_r ดังรูปที่ 1

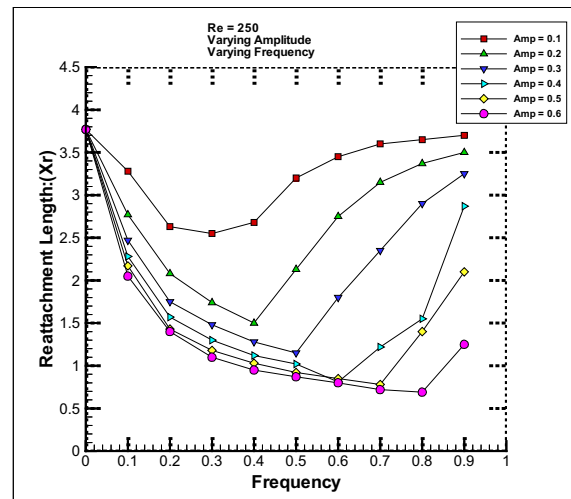
จากการคำนวณเชิงตัวเลขพบว่า การไหลที่เกิดขึ้นเป็นการไหลที่อยู่ในสภาวะไม่คงตัว เนื่องมาจากการแตกตัวของค่าออร์เทกซ์ขึ้น ซึ่งผลการคำนวณนี้คล้ายกับผลการคำนวณของ Djilali และคณะ [5] ที่ค่า $Br = 20\%$ ซึ่งกล่าวได้ว่ากระแสการไหลเข้าเป็นจังหวะจะเป็นตัวสร้างความไม่เสถียรให้เกิดแก่กระแสการไหลหลักและจะเป็นตัวบังคับให้การไหลเข้าสู่สภาวะไม่คงตัว รูปที่ 2 เป็นการแสดงเส้นสายธารการไหล (streamline) ของของไหลเมื่อมีกระแสการไหลเข้าเป็นจังหวะ จากการสังเกตพบว่าออร์เทกซ์ที่ก่อกวนจะเคลื่อนที่ด้วยความถี่ค่อนข้างคงที่และจะแตกตัวแบบซ้ำ (periodic) เนื่องจากการไหลที่เกิดขึ้นเป็นแบบสภาวะไม่คงตัว ดังนั้นในการคำนวณครั้งนี้ค่า X_r จึงต้องทำการเฉลี่ยเทียบกับเวลา หรือ time-averaged reattachment length ซึ่งจะใช้สัญลักษณ์ $\bar{X}_r$



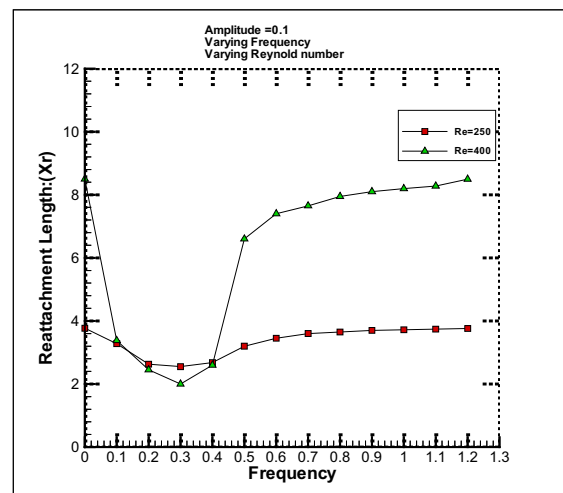
รูปที่ 2 เส้นสายธารการไหล (streamline) ในทุกห้วง 2 หน่วยเวลา:

$Re_d = 250$, $f = 0.2$ และ $A = 0.1$

จากการคำนวณพบว่าค่าความถี่และค่าขนาดความแรงของกระแสไหลเข้ามีผลอย่างมากต่อค่า $\bar{X}_r$ จากรูปที่ 3 ค่า $\bar{X}_r$ สำหรับกรณีที่ไม่มีการกระทบของการไหลเข้าแบบเป็นจังหวะมีค่าเป็น 3.78d ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับผลการทดลองที่ผ่านมา [6] และจากผลการคำนวณเชิงตัวเลข [7] โดยมีเปอร์เซ็นต์ความผิดพลาด 3% และ 5.5% ตามลำดับ ในกรณีที่เรากำหนดให้กระแสการไหลที่ไหลเข้าเป็นจังหวะ พบว่าที่ค่าขนาดความแรงของกระแสเดียวกัน ค่า $\bar{X}_r$ มีค่าลดลงเมื่อค่าความถี่เพิ่มขึ้น ขนาดของ $\bar{X}_r$ จะลดลงจนมีขนาดเล็กที่สุดที่ค่าความถี่หนึ่ง เมื่อความถี่ถูกเพิ่มขึ้นจากค่านี้ เราพบว่าค่า $\bar{X}_r$ จะมีค่าเพิ่มขึ้น ค่าความถี่ที่ให้ขนาดของ $\bar{X}_r$ มีค่าน้อยสุดถูกกำหนดว่าเป็น ค่าความถี่ที่เหมาะสม (optimal frequency) ในทำนองเดียวกันเราพบว่าค่าความถี่เหมาะสมนี้ยังแปรผันกับค่าขนาดความแรงอีกด้วย เมื่อค่า Re_d ถูกเพิ่มเป็น 400 จากการเปรียบเทียบที่ค่าขนาดความแรงเท่ากับ 0.1 พบว่าลักษณะการลดลงและเพิ่มขึ้นของค่า $\bar{X}_r$ คล้ายกับกรณีที่ค่า $Re_d = 250$ สำหรับค่าขนาดความแรงที่ 0.1 นี้ ค่าความถี่ที่เหมาะสมของทั้งสองค่าของ Re_d อยู่ที่ประมาณ 0.3 ดังแสดงในรูปที่ 4



รูปที่ 3 ผลกระทบของความถี่และความแรงที่มีผลต่อค่า X_r : $Re = 250$



รูปที่ 4 ผลกระทบของความถี่ที่มีผลต่อค่า X_r : $A = 0.1$

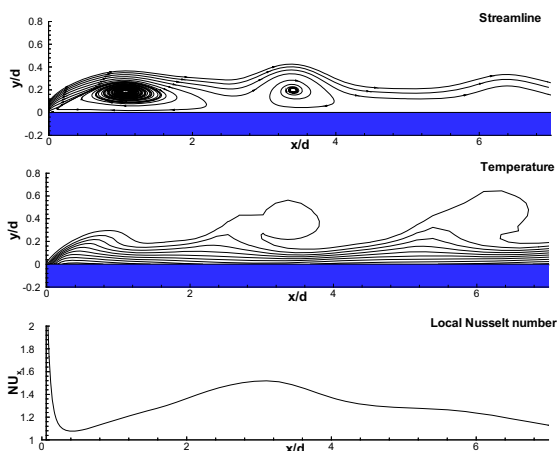
จากการวิเคราะห์ขนาดหรือความยาวของเขตการไหลหมุนวนกรณี $Re_d = 250$ พบว่าความยาวของเขตการไหลหมุนวนถูกทำให้ลดลงประมาณ 33% สำหรับค่าขนาดความแรง 0.1 และถูกทำให้ลดลงมากที่สุดถึง 82% สำหรับค่าขนาดความแรงเท่ากับ 0.6 เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่มีค่า $Re_d = 400$ สำหรับค่าขนาดความแรงเท่ากับ 0.1 ความยาวของเขตการไหลหมุนวนถูกทำให้ลดลงถึง 76% อย่างไรก็ตามจากผลการคำนวณของทั้งสองกรณีของ Re_d เราพบว่าอัตราการหลุดตัวของเขตการไหลหมุนวนมีค่าสูงในห้วงความถี่ต่ำจนกระทั่งค่า $\bar{X}_r$ อยู่ในตำแหน่งต่ำสุด จากนั้นแล้วค่า $\bar{X}_r$ ก็จะค่อย ๆ เพิ่มขึ้นด้วยอัตราใหม่ที่ต่ำกว่าจนในที่สุด ค่า $\bar{X}_r$ นี้มีแนวโน้มที่จะกลับไปสู่ค่า $\bar{X}_r$ เดิมที่ $f = 0$ และ $A = 0$

3.2 การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfers)

สำหรับการถ่ายเทความร้อนของครีป อัตราการถ่ายเทความร้อนของครีปจะถูกวัดจากค่าตัวเลขของนัทเซลเฉพาะตำแหน่ง (local Nusselt number; NU_x) ซึ่งค่า NU_x นี้จะแปรผันตามตำแหน่งในทิศทางของการไหล การวัดประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยรวมของครีปจะวัดได้จากค่าตัวเลขเฉลี่ยของนัทเซล (mean Nusselt number: NU_{mean}) ดังสมการ

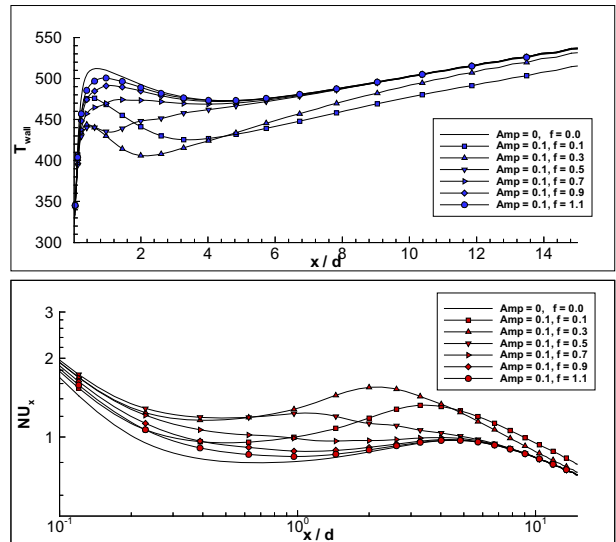
$$NU_{mean} = \frac{1}{\Delta x} \int_{x_1}^{x_2} NU(x) dx \quad (4)$$

ขนาดของเขตการไหลหมุนวนมีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีป รูปที่ 5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเขตการไหลหมุนวนในรูปเส้นสายธารการไหล เส้นลวดลายของอุณหภูมิและการกระจายของค่าตัวเลขของนัทเซลในขณะเวลานั้น ๆ พบว่าในบริเวณเขตการไหลหมุนวน ($x/d = 0-2$) ค่า NU_x มีค่าต่ำ ต่อจากนั้นเมื่อมีการแตกตัวและการเคลื่อนที่ของวอร์เทกซ์ขึ้น ($x/d \sim 3.5$) ค่า NU_x ก็จะมีค่าสูงขึ้น ทั้งนี้เป็นผลมาจากการผสมผสานเป็นอย่างดีระหว่างของไหลด้านบนกับของไหลด้านล่างอันเนื่องมาจากการหมุนของตัวมันเองทำให้ความร้อนที่ผิวถูกถ่ายเทออกมาได้มาก



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างเขตการไหลหมุนวน เส้นลวดลายอุณหภูมิ และการกระจายของค่าตัวเลขของนัทเซล: $Re_d = 250$, $A = 0.1$, $f = 0.2$

รูปที่ 6 แสดงการกระจายของอุณหภูมิที่ผิวของครีปและค่าตัวเลขของนัทเซลเฉพาะตำแหน่งกรณี $Re_d = 250$ ที่ค่าขนาดความแรงเท่ากับ 0.1 โดยการแปรผันค่าความถี่จาก 0.0, 0.1, 0.3, ..., 1.1 พบว่าทุกค่าความถี่ ค่าตัวเลขของนัทเซลเฉพาะตำแหน่ง (NU_x) มีค่าสูงสุดที่ประมาณตำแหน่ง $x/d = \bar{X}_r$ ซึ่งคล้ายกับการคำนวณของ Djilali [7]



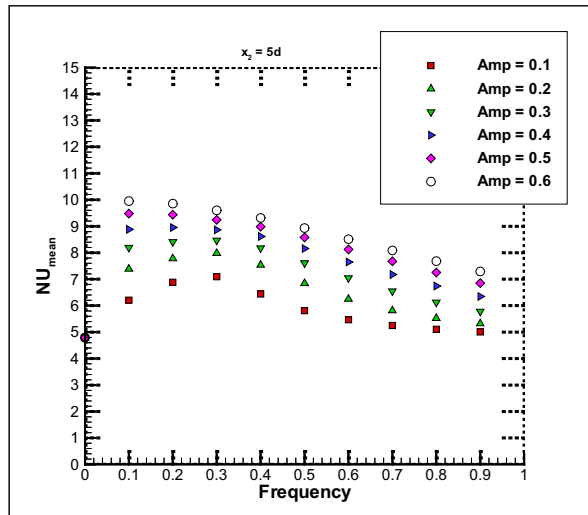
รูปที่ 6 การกระจายของค่าอุณหภูมิที่ผิวและค่าตัวเลขของนัทเซลเฉพาะ ตำแหน่งที่ความถี่ต่าง ๆ กัน $Re_d = 250$, $A = 0.1$

จากการคำนวณพบว่าที่ $Re_d = 250$ ที่ค่าความถี่เดียวกันค่า NU_{mean} แปรผันโดยตรงตามค่าความแรง แต่ในการกลับกันเราพบว่าที่ค่าความแรงเดียวกันค่า NU_{mean} ไม่ได้แปรผันโดยตรงตามค่าความถี่ ค่า NU_{mean} จะเพิ่มตามค่าความถี่จนถึงจุดจุดหนึ่งจากนั้นก็ค่อย ๆ ลดลงเมื่อค่าความถี่ถูกเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องดังแสดงในรูปที่ 7 นอกจากนี้แล้วเรายังพบว่าที่ค่าขนาดความแรงต่ำประมาณ 0.1-0.3 ค่าความถี่ที่ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยรวมสูงสุด (NU_{mean} มีค่าสูงสุด) นี้ก็คือค่าความถี่ที่เหมาะสมที่ทำให้ขนาดของ $\bar{X}_r$ มีขนาดเล็กที่สุดนั่นเอง จากการคำนวณที่ $Re_d = 250$, $A = 0.1$ และ $f = 0.1-0.3$ พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 23% 30% 32.5% ตามลำดับ

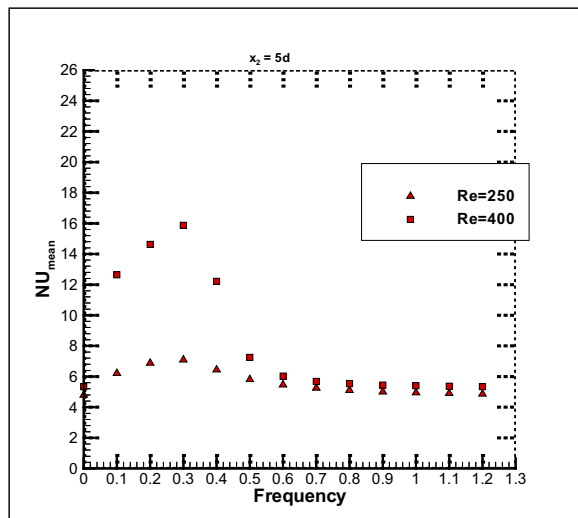
เมื่อค่าตัวเลขของเรย์โนลส์มีค่าสูงขึ้น แรงเนื่องจากความเฉื่อย (inertia force) มีค่าสูง การไหลที่เกิดขึ้นมีแนวโน้มที่จะเกิดความไม่เสถียรง่ายขึ้นถ้าเกิดการกระตุ้นหรือการรบกวนที่กระแสการไหลหลัก จากการคำนวณที่ $Re_d = 400$, $A = 0.1$ และ $f = 0.1-0.3$ พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 57.4% 63.2% 66.3% ตามลำดับ ซึ่งเมื่อเทียบกับกรณีที่มี $Re_d = 250$ แล้วพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเท่าตัวที่ค่าความถี่และค่าขนาดความแรงเท่ากัน ลักษณะการกระจายของค่าตัวเลขเฉลี่ยของนัทเซล ค่าความถี่ที่เหมาะสมของกรณี $Re_d = 400$ มีความคล้ายคลึงกับกรณี $Re_d = 250$ ดังแสดงในรูปที่ 8

จากผลที่ได้นี้เองสามารถวิเคราะห์ได้ว่าการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีปค่าขนาดของความถี่มีผลเป็นอย่างดี

มาก ทั้งนี้เนื่องมาจากค่าความเร็วที่ไหลเข้ามีค่าสูงกว่าค่าความเร็วกระแสน้ำที่ปะทะซึ่งเปรียบเสมือนกับการเพิ่มค่า Re_d ให้กับกระแสน้ำเอง ในทางตรงกันข้ามค่าความถี่ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในแง่ของความถี่ต่ำเท่านั้น



รูปที่ 7 ค่าตัวเลขเฉลี่ยของนัทเซลจากตำแหน่ง $x_1 = 0$ ถึง $x_2 = 5d$ ที่ความถี่และค่าขนาดความแรงต่างกัน: $Re_d = 250$



รูปที่ 8 ค่าตัวเลขเฉลี่ยของนัทเซลจากตำแหน่ง $x_1 = 0$ ถึง $x_2 = 5d$ ที่ค่าความถี่ต่างกัน, $A = 0.1$

4. สรุปผลและข้อเสนอแนะ(Conclusion and Future Suggestion)

การคำนวณเชิงตัวเลขแบบสองมิติในสภาวะไม่คงตัวผ่านครีบลูกเปลี่ยนความร้อนที่มีรูปทรงสี่เหลี่ยมถูกคำนวณที่ค่าตัวเลขของเรย์โนลด์เท่ากับ 250 และ 400 ที่มีกระแสน้ำไหลเข้าเป็นจังหวะที่มีรูปแบบเป็นคลื่นไซน์ (sinusoidal wave) โดยมีตัวแปรสำคัญของกระแสน้ำไหลเข้าที่เป็นจังหวะคือค่าความถี่และค่าขนาดความแรง จากการคำนวณพบว่ากระแสน้ำไหลเข้าแบบเป็นจังหวะจะเป็นตัวก่อให้เกิดความไม่เสถียรขึ้น ส่งผลให้การไหลที่เกิดเปลี่ยนจากสภาวะคงตัวเป็นสภาวะไม่

คงตัว จากการคำนวณพบว่าค่าความถี่และค่าขนาดความแรงมีผลอย่างมากต่อขนาดของเขตการไหลหมุนวน ที่ค่าขนาดความแรงเท่ากับ 0.1 และค่าความถี่เหมาะสม ($f = 0.3$) ค่าความยาวของเขตการไหลหมุนวนถูกทำให้ลดลงสูงสุดถึง 33% สำหรับ $Re_d = 250$ และ 76% สำหรับ $Re_d = 400$

นอกจากนี้ยังพบว่าค่าความถี่และค่าขนาดความแรงมีผลอย่างมากต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยรวม สำหรับค่าขนาดความแรงต่ำ ($A = 0.1-0.3$) อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าสูงสุดที่ค่าความถี่เหมาะสม ที่ $Re_d = 250$, $A = 0.1$ และ $f = 0.1-0.3$ พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 23% 30% 32.5% ตามลำดับ และที่ $Re_d = 400$, $A = 0.1$ และ $f = 0.1-0.3$ พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 57.4% 63.2% 66.3% ตามลำดับ ซึ่งมีค่าเพิ่มขึ้นเท่าตัวเมื่อเทียบกับกรณีที่ $Re_d = 250$ ที่ความถี่และขนาดความแรงเท่ากัน งานวิจัยต่อไปที่น่าสนใจคือศึกษาต่อเนื่องจากงานวิจัยในครั้งนี้ในกรณีที่ค่า Re_d ของการไหลมีค่าสูงขึ้น ซึ่งการไหลจะเป็นแบบสภาวะไม่คงตัวก่อนที่จะถูกกระตุ้นด้วยกระแสน้ำไหลเข้าเป็นจังหวะ

7. กิตติกรรมประกาศ (Acknowledgment)

ขอขอบคุณกองวิศวกรรมเครื่องกล ส่วนการศึกษา โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้าในการเอื้อเฟื้อสถานที่ งานวิจัยในครั้งนี้ได้รับทุนอุดหนุนจากสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยประจำปี 2545

เอกสารอ้างอิง (Reference)

1. Suksangpanomrung A., "Unsteady convective heat transfer over a bluff plat", Proceeding of the ME-NETT 14th Conference, Chiang Mai, Thailand, p. 1-7, 2000.
2. Hiller R. and Cheery N.J., "The effect of free stream turbulence on separation bubbles", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 8:49-58,1981.
3. Houligan K., Welch L.W., Thompson M.C., Cooper P.I. and Welsh M.C., "Augmented forced convection heat transfer in separated flow around a blunt flat plate", *Experimental Thermal and Fluid Sciences*, 4:182-191,1991.
4. Ota T. and Kon N., "Heat transfer in the separated and reattached flow on a blunt flat plate", *Journal of Heat Transfer*, 94:459-462, 1974.
5. Djilali N., Neumann J., Bouhadji A., Boisson H. and Peneau F., "Effect of periodic upstream oscillations on separated flow", *Proc. 8th Conference of the CFD Society of Canada*, p.421-428, Montreal, 2000.
6. Lane J.C. and Loehrke R.I., "Leading edge separation from a blunt plate at low Reynolds number", *Transaction of ASME, Journal of Fluid Engineering*, 102:494-496, 1980.
7. Djilali N., "Force laminar convection in an array of stacked plates", *Numerical Heat Transfer Part A.*, 25:393-408,1994.

ผนวก ข.

Title: Numerical analysis on two-dimensional flow and heat transfer of fin: Effect of incoming pulsating flow

International Proceeding: International Conference 2003, "ENERGY AND THE ENVIRONMENT", Hat Yai, Songkhla, Thailand 11-12 December 2003

**PSU-UNS International Conference 2003
“ENERGY AND THE ENVIRONMENT”
Hat Yai, Songkhla, Thailand 11-12 December 2003**

NUMERICAL ANALYSIS ON TWO-DIMENSIONAL FLOW AND HEAT TRANSFER OF FIN: EFFECT OF INCOMING PULSATING FLOW

Anotai Suksangpanomrung¹ and Supachart Chungpaibulpatana²

¹ Mechanical Engineering Department Academic Division Chulachomklao Royal Military Academy,
Maung, Nakorn-Nayok 26001, Tel/Fax: 037-393487, email: asuksang@crma.ac.th.

² School of Power, Energy and Environmental Technology, Sirindhorn International Institute of Technology,
Thammasat University at Rangsit, P.O.Box 22, Thammasat-Rangsit, Pathumthani, 12121.

ABSTRACT

The two-dimensional flow and convective heat transfer over a rectangular bluff plate are performed at low and moderate Reynolds numbers with the incoming pulsating flow. The pulsating flow is in sinusoidal pattern with varying frequency and amplitude.

For low Reynolds number regime, varying the frequency and amplitude of the pulsating flow will introduce an instability to the flow and force the flow to become unsteady with the formation of shedding vortices. The separation bubble is decreased and the heat transfer rate is enhanced for a low range of pulsating frequency ($f = 0.1-0.3$). Increasing the amplitude, directly decreases the $\bar{X}_r$ and increases Nu_{mean} , because of a higher free stream velocity. At moderate Reynolds number, the shedding vortices characteristic is controlled by the pulsating frequency. The optimal frequency which produces a maximum overall heat transfer rate, is the same value on both Reynolds number regimes and it is found to be $f = 0.3$ for $A = 0.1$. Increasing the pulsating frequency in this regime creates a temperature concentration downstream and closed to the wall.

KEYWORDS

separation bubble, enhanced heat transfer, shedding vortices pulsating flow, separated flow

1. INTRODUCTION

The compact heat exchanger is an important tool for transferring the heat from one medium to another medium, which have difference in temperature. Recently, compact heat exchanger is widely used in many applications such as industrials, buildings, vehicles, electronic components etc. Therefore the design of heat exchanger which suitable for particular application is very crucial. One factor which is important for the design is the enhancing of the heat transfer rate.

The development and design of more efficient compact heat transfer devices has received much attention in recent years. Most investigations have focused on rectangular fins, which are commonly used in compact heat exchangers. Rectangular fins can be arranged in a variety of ways [1, 2]. Most arrangements are affected by the complex formation of vortex patterns and their interactions, which significantly influence the prediction of heat transfer coefficients. Consequently, the long rectangular bluff plate, as shown in Fig. 1, has been preferred as a configuration for the understanding of the convection mechanisms and the prediction of heat transfer performance on rectangular fins. Since the rectangular bluff plate is sufficiently long, therefore, the flow over the top and the bottom of the plate do not interact. For this reason the computational domain in this investigation will be considered only half of the plate.

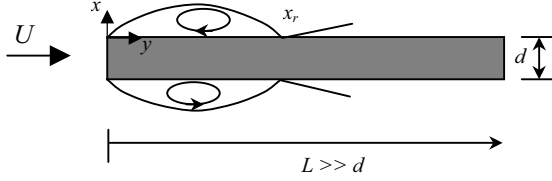


Fig. 1 Flow over a long rectangular bluff plate

Flow visualization studies of Ota *et al.* [3], found that the flow over a rectangular bluff plate can be characterized by the Reynolds number, based on the thickness of the plate; $Re_d = Ud/\nu$, where U is the free stream uniform velocity, d is the thickness of the rectangular plate and ν is the kinematic viscosity. They observed three flow regimes: (i) laminar separation with laminar reattachment at low Reynolds number regime; (ii) laminar separation with turbulent reattachment at moderate Reynolds number regime; (iii) turbulent separation with turbulent reattachment at high Reynolds number regime.

Several experimental investigations have shown that enhanced heat transfer rates in the separated flow around a bluff rectangular plate could be obtained by acoustic excitation or periodic perturbation of the flow field [4, 5]. Hiller and Cheery [6] studied the effect of turbulence intensity of the incoming flow to the separation bubble. They found that the mean flow field responds strongly to turbulence intensity. Numerical simulations have also been previously investigated. Djilali [7] performed two-dimensional simulations of the convective heat transfer over a stacked array of rectangular plate at low Reynolds number and results was similar to a numerical studies of Kazeminejad *et al.* [8]. Suksangpanomrung [9] performed further in moderate Reynolds number and preliminary investigated in three-dimensional flow. It was found that the flow unsteadiness plays an important role in the prediction of the heat transfer rate and determines the structure of the thermal field. In addition, three-dimensionally was found to enhance the heat transfer rate.

The objectives of this investigation are therefore focused on reducing of separation bubble and enhancing heat transfer rate by introducing incoming pulsating flow. The flow at the inlet of the domain will be considered in sinusoidal pattern with varying frequency and amplitude. The calculation will performed in two-dimensional domain at various Reynolds numbers.

2. COMPUTATIONAL PROCEDURES

2.1 Governing Equations

The numerical simulations are performed by solving the time-dependent, continuity, momentum and energy equations for an incompressible fluid.

Continuity equations:

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

Momentum equations:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \quad (2)$$

Energy equations:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial u_j T}{\partial x_j} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \quad (3)$$

2.2 Numerical Methods

Simulations are performed on a staggered grid with a finite volume method. All terms, including convective fluxes, are discretized using second-order central differencing and a low storage 3rd order Runge-Kutta algorithm is used for time integration. The continuity equation and the pressure gradient term in the momentum equations are treated implicitly, while the convective and diffusive terms are treated explicitly. The resulting linear system is solved using a direct method. Temperature variations are assumed to small enough that fluid properties can be considered constant resulting the decoupling of the hydrodynamics equations from the energy transport equation. Accordingly, the energy equation is solved explicitly after the hydrodynamics have been computed.

2.3 Boundary Conditions

The set of equations (1) (2) and (3) are solved in the computational domain shown in Fig. 2 and subjected to the following boundary conditions.

- Inlet: free stream pulsating velocity flow and free stream temperature.
- Outlet: advective boundary condition.
- Top and Bottom: symmetry condition.
- Plate: no-slip condition for velocity and constant heat flux for energy are imposed.

The free stream pulsating velocity flow at the inlet is defined as

$$u = U(1 + A \sin 2\pi f t) \quad (4)$$

where U is the free stream uniform velocity, A is the amplitude and f is the frequency. This free stream pulsating velocity is varied with time, t . The free stream temperature is set to 297 K and the Prandtl number of the simulation is fixed to 0.7.

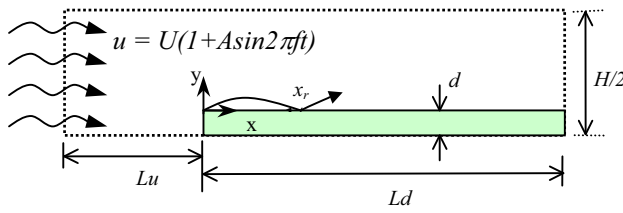


Fig. 2 The computational domain for $Lu = 5.5d$, $Ld = 18d$ and blockage ratio ($Br = d/H = 5.7\%$)

2.4 Description of the Simulations

The simulations are performed at low and moderate Reynolds number, corresponding to the steady laminar and unsteady transitional regime. The details are summarized in Table 1. Two-dimensional mesh size is 118×68 . From preliminary investigation, this mesh size is fine enough for both flow regimes. Non-uniform mesh distributions were used in the x and y directions and refined around the leading edge of the plate to the order of $0.01d$ in order to avoid the numerical perturbations. The time step in these simulations is variable and constrained by the CFL condition.

Table 1 Summary of the simulations

Re_d	f	A
250	0.1-1.2	0.1-0.6
400	0.1-1.2	0.1
900	0.1-0.4	0.1
1000	0.1-0.6	0.1

3. RESULTS AND DISCUSSIONS

3.1 Low Reynolds Number Regimes

3.1.1 Flow Fields

The simulation was performed at Reynolds numbers of 250 and 400 for various frequencies and amplitudes. The recirculation region or the separation bubble is measured from the point of separation at the sharp corner to the point that the flow reattach the surface again or the point where the wall shear stress is zero. The length of this separation bubble is called the reattachment length and used a symbol of x_r .

By introducing the incoming pulsating flow to the domain at both Reynolds numbers, we found that the flow field become unsteady with the formation of shedding vortices. This result is similar to the numerical results of Djilali *et al.* [10]. The pulsating flow will introduce instability to the flow and force the flow to become unsteady. Fig. 3 shows sample streamlines for every 2 time interval. It clearly see that vortices are formed and shed downstream in pseudo-periodic fashion.

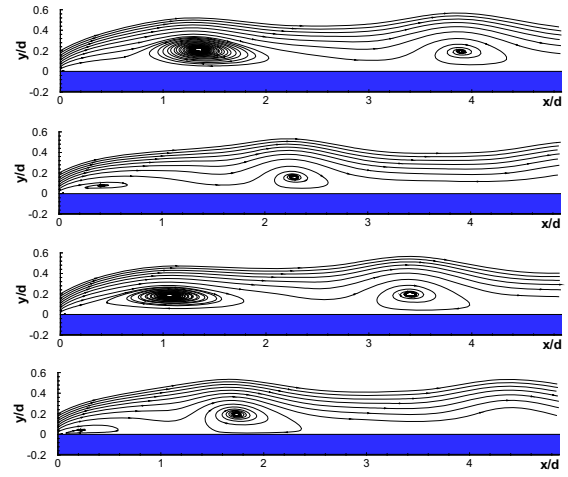


Fig. 3 The streamline at every 2 time interval: $Re_d = 250$, $f = 0.2$ and $A = 0.1$

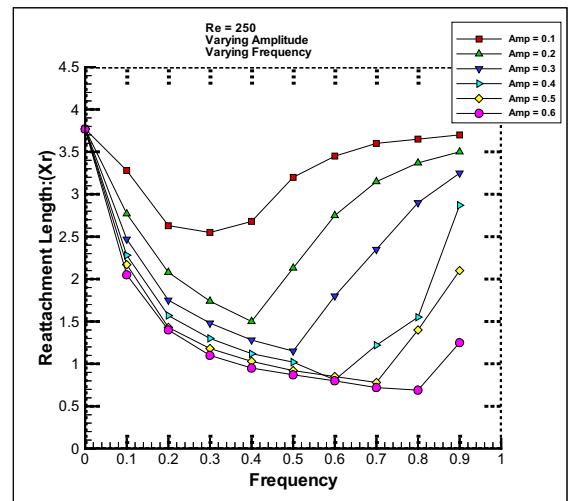


Fig 4. The effect of frequency and amplitude to $\bar{x}_r$: $Re_d = 250$

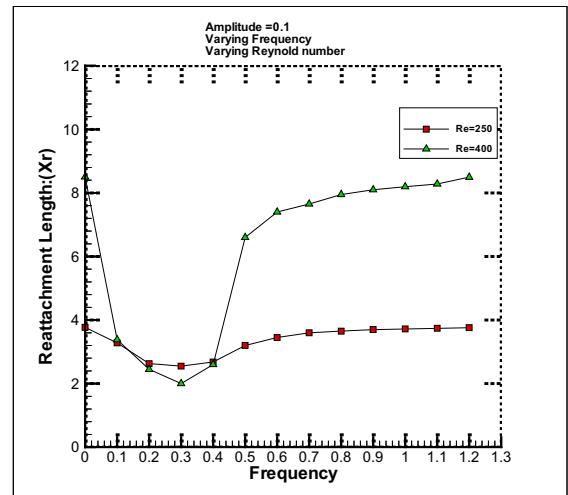


Fig 5. The effect of frequency to $\bar{x}_r$: $A = 0.1$

Since the flow becomes unsteady, the reattachment length is now fluctuated therefore it will be averaged with time or time-averaged reattachment length ($\bar{x}_r$). In this investigation, every simulation, the time-averaged is averaged more than 400 time units. From the calculation, we found both frequency and amplitude affect the time-averaged reattachment length. At $Re_d = 250$, the value of $\bar{x}_r$ for the free stream uniform velocity is $3.78d$. This is similar to the experimental results of Lane *et al.* [11] with the percentage error of 3%. From Fig. 4, with the same amplitude, the $\bar{x}_r$ is reduced to minimum value as the frequency is increased to some value. The $\bar{x}_r$ become longer again as the frequency is increased beyond this point. Accordingly, for the same frequency, the $\bar{x}_r$ reduced as the amplitude is increased. Fig. 5 shows the variation of $\bar{x}_r$ with frequency on both $Re_d = 250$ and 400 at amplitude of 0.1 . It found that the distribution of $\bar{x}_r$ at $Re_d = 400$ follows the same trend as in $Re_d = 250$ case. From both calculations, the frequency that produces a minimum $\bar{x}_r$ is found to be 0.3 .

From the analysis of the mean length of separation bubble or $\bar{x}_r$, we found that, for the amplitude of 0.1 , $\bar{x}_r$ is reduced approximately by 33% and 76% for $Re_d = 250$ and 400 respectively. The rate of reducing of separation bubble is high at low frequency till its reach a minimum $\bar{x}_r$. This is followed by the rise up of $\bar{x}_r$ with a smaller rate.

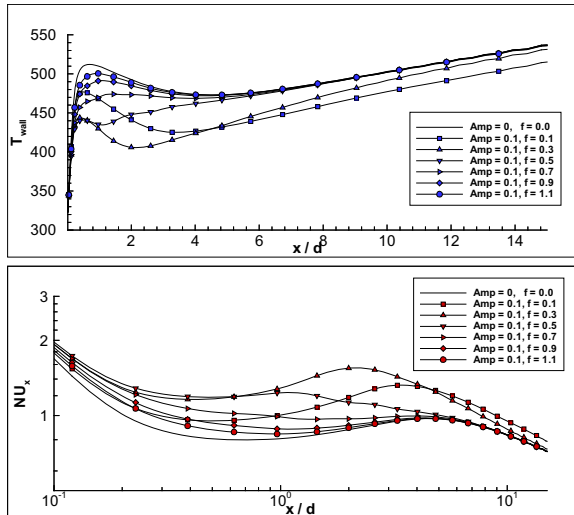


Fig. 6 The distribution of time-average wall temperature and local time-averaged Nusselt number at various frequencies: $Re_d = 250$, $A = 0.1$

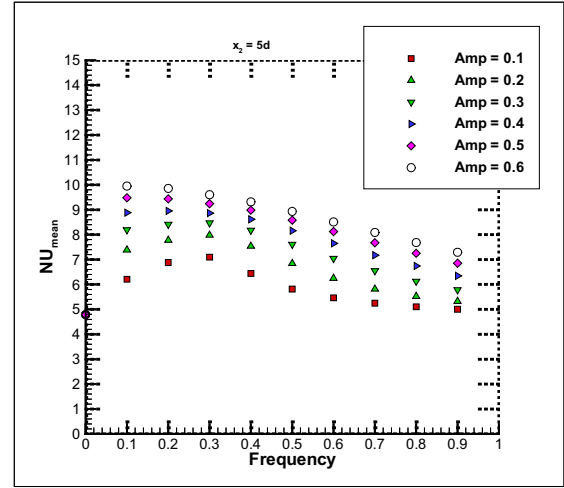


Fig. 7 The distribution of Nu_{mean} from $x = 0$ to $5d$ at various frequencies and amplitudes: $Re_d = 250$.

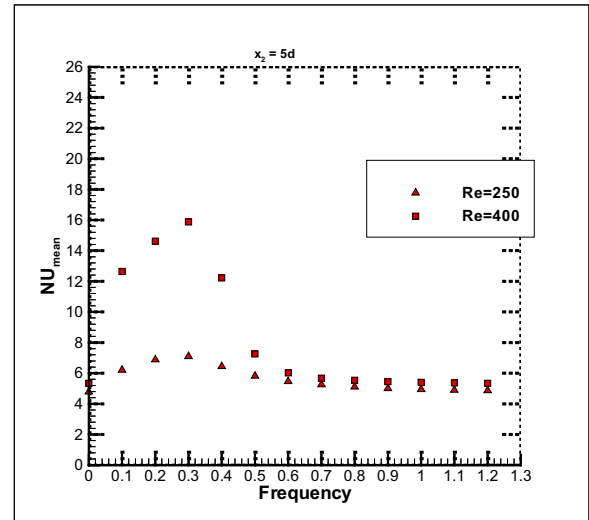


Fig. 8 The distribution of Nu_{mean} from $x = 0$ to $5d$ at various frequencies: $A = 0.1$

3.1.2 Heat Transfers

The predicted heat transfer rate, expressed by the local Nusselt number, $Nu_x = h_x d / k$, where h_x is local heat transfer coefficient. The overall heat transfer rate is calculated from the mean Nusselt number (Nu_{mean}), which expressed as,

$$Nu_{mean} = \frac{1}{\Delta x} \int_{x_1}^{x_2} Nu_x dx. \quad (5)$$

The size of separation bubble directly influences the performance of the heat transfer rate. The instantaneous Nusselt number distribution attains a local peak slightly upstream of the vortex similar to the previous investigation of [9] at $Re_d = 1,000$. The induced rotational motion transports heated fluid away from the surface and entrains ambient fluid towards the surface. Fig. 6 shows the distribution of the time-averaged wall temperature

and the local time-averaged Nusselt number for the amplitude $A = 0.1$ at $Re_d = 250$. It was found that the local time-averaged Nusselt number attain a maximum approximately around the mean reattachment point which similar to [7, 9].

The Nu_{mean} is directly increased with the increases of amplitude on both Reynolds number, however, it is directly increased only at low frequency, as shown in Fig. 7. At $Re_d = 250$, a low frequency around $f = 0.1-0.3$ gives a maximum mean Nusselt number. From the calculation, at $Re_d = 250$, $A = 0.1$ and f between 0.1-0.3, the overall heat transfer is increased approximately by 23%, 30% and 32.5% respectively. As we increase the Reynolds number from $Re_d = 250$ to $Re_d = 400$, the inertia force is higher in the flow. This introduces an instability to the flow and the flow will become unsteady much more easily if the flow is perturbed at the free stream velocity. From the calculation, at $Re_d = 400$, $A = 0.1$ and f between 0.1-0.3, the overall heat transfer is increased approximately by 57.4%, 63.2% and 66.6% respectively. From Fig. 8, the distribution of Nu_{mean} at $Re_d = 400$ follows the same trend as in $Re_d = 250$ case.

3.2 Moderate Reynolds Number Regimes

3.2.1 Flow Fields

The time-averaged reattachment length, $\bar{x}_r$, is shown in Fig. 9 for $Re_d = 900$ and 1000. These range of Reynolds number, without perturbation, is considered to be in unsteady transition regime. For the case of $f = 0$ and $A = 0$, the $\bar{x}_r$ of $7.3d$ and $6.3d$ is obtained for $Re_d = 900$ and 1000 respectively. The result is of the same order as the measured values reported in the literature for fully turbulent regime, high Reynolds number range [12]. As the frequency increased, the $\bar{x}_r$ is reduced with similar to the low Reynolds number case.

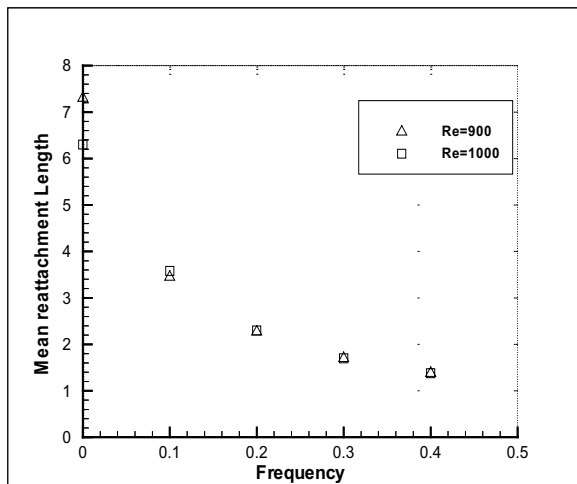


Fig. 9 The effect of frequency to $\bar{x}_r$: $A = 0.1$

A typical of vortex formation, coalescence and shedding at various frequencies is illustrated in Fig. 10. The more details of this physical behavior are reported by Suksangpanomrung [13]. As the pulsating frequency is increased, the vortex shedding frequency is also increased. The period of vortex formation cycle is decreased resulted to a small spacing between each vortices. From the simulation, we found that at some frequency, the spacing between each vortices is closed enough for the vortices begin to merge again. The merging process of the shedding vortices is first appeared closed to the outlet at approximately $f = 0.5$. The merging of several vortices produced an unstable secondary shear layer. Further increased of the pulsating frequency to $f = 0.6$, this unstable secondary shear layer forms a secondary vortices and the shedding pattern is repeated again, as shown in Fig. 11. Further analysis of the effect of pulsating frequency to shedding frequency is need to be investigated.

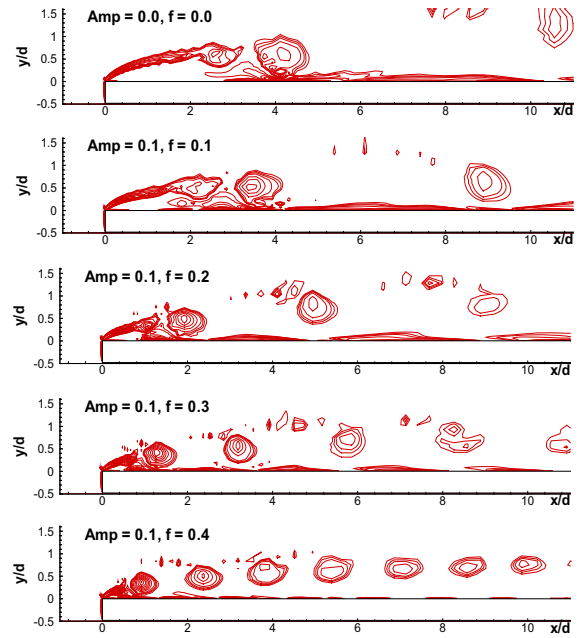


Fig. 10 An instantaneous spanwise vorticity contour: $f = 0-0.4$, $Re_d = 1000$.

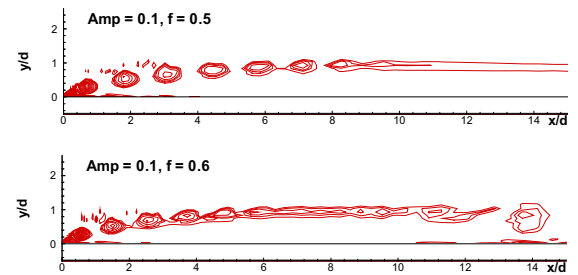


Fig. 11 An instantaneous spanwise vorticity contour: $f = 0.5-0.6$, $Re_d = 1000$.

3.2.2 Heat Transfers

The overall heat transfer coefficient is increased enormously, as the Reynolds number increased. Comparison with Fig. 8, for the free stream uniform velocity ($f = 0, A = 0$), the Nu_{mean} is increased from 4.79 to 25.29 for the changed of $Re_d = 250$ to 1000. This indicates that the unsteady process in the flow field plays an important role for the rate of heat transfer.

As we increase an instability to the flow by introducing the amplitude and frequency to the free stream velocity, the Nu_{mean} is responded similar to the low Reynolds number regime, as shown in Fig. 12. This is due to the strong rotational motion which transport heat away from the surface. At amplitude of 0.1, the frequency of 0.3 is found to be the optimal frequency which gives the highest overall heat transfer rate. From the calculation, at $Re_d = 1000$, $A = 0.1$ and f between 0.1-0.3, the overall heat transfer from $x = 0$ to $5d$ is increased approximately by 37.2%, 45.68% and 50.1% respectively.

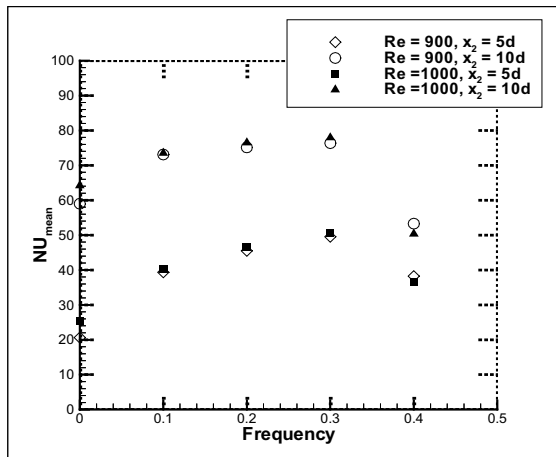


Fig. 12 The distribution of Nu_{mean} from $x = 0$ at various frequencies: $A = 0.1$.

From the instantaneous temperature contour at Fig. 13, it is clearly indicated that the heat transfer is enhanced in the separation bubble or the region right after the separation point. The dark colour in the figure means high temperature region. From the figure, the temperature is concentrated downstream closed to the wall for the case of $f = 0.4$. This indicates a poor local heat transfer rate in that region. This physical behavior explains the drop of Nu_{mean} in Fig. 12. The concentration of temperature is getting higher as the frequency increases.

The high concentration of the temperature closed to the wall can be explained by Fig. 10 and Fig. 11. As the frequency increased, the number of vortices increased in the domain, however the strength of each vortices is decreased. When the vortices travel downstream, due to the rotational motion of the vortices, the vortices tend to lift them up from the

surface. This mechanism reduces the performance of transferring the heat away from the heated surface.

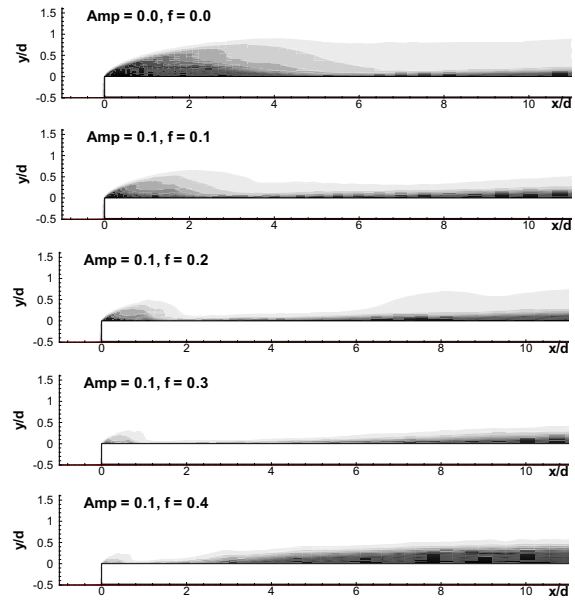


Fig. 13 An instantaneous temperature contour at various frequencies: $Re_d = 1000$.

4. CONCLUDING REMARKS

The rectangular bluff plate is a generic module that occurs in many compact heat transfer devices. The objectives of this investigation are focused on reducing of separation bubble and enhancing heat transfer rate. The two-dimensional flow and convective heat transfer calculations are performed at low and moderate Reynolds numbers with the incoming pulsating flow. The pulsating flow is in sinusoidal pattern with varying frequency and amplitude.

For low Reynolds number regime, varying the frequency and amplitude of the pulsating flow will introduce an instability to the flow and force the flow to become unsteady with the formation of shedding vortices. These vortices play an important role in energy transport. The induced rotational motion from large scale vortices both transports heated fluid away from the surface and entrains ambient fluid towards the surface. The separation bubble is decreased and the heat transfer rate is enhanced for the low pulsating frequency ranged ($f = 0.1-0.3$). Increasing the amplitude, directly decreases the $\bar{x}_r$ and increases Nu_{mean} , because of a higher free stream velocity.

At moderate Reynolds number, the shedding vortices characteristic is controlled by the pulsating frequency. The characteristic shedding frequency of the vortices is changed. Further details in the process need to be further investigated. The optimal frequency which produce a maximum overall heat transfer rate, is

the same value on both Reynolds number regimes and it is found to be $f = 0.3$ for $A = 0.1$. Increasing the pulsating frequency in this regime creates a high temperature concentration downstream and closed to the wall.

The present investigation provides valuable insight into the dynamics of the flow and the heat transfer mechanism process. Further investigation in the dynamic of the flow, which is linked to the heat transfer process need to be studied in more details.

ACKNOWLEDGEMENT

The author wishes to thank the SWU-CRMA Jointed Post-Graduated Program for many supported. The financial support provided by the Thailand Research Fund (TRF) is gratefully acknowledged.

REFERENCES

1. C.H. Amon, D. Majumdar, C.V. Herman, F. Mayinger, B.B. Mikic and D.P. Sekulic, 1992. "Numerical and experimental studies of self-sustained oscillatory flows in communicating channels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, pp. 3115-3129.
2. M. Hiramatsu, T. Ishimasu and T. Ohkouchi, 1992. "Numerical analysis of innerfins for intercoolers", *JSME International Journal*, Series B, Vol. 35(3), pp. 406-412.
3. T. Ota, Y. Asano and J. Okawa, 1981. "Reattachment length and transition of the separated flow over blunt plates", *Bulletin of the JSME*, Vol. 24, pp. 941-947.
4. K. Hourigan, L.W. Welch, M.C. Thompson, P.I. Cooper and M.C. Welsh, 1991. "Augmented forced convection heat transfer in separated flow around a blunt flat plate", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 4, pp. 182-191.
5. K.S. Hwang, H.J. Sung and J.M. Hyun, 1996. "Mass transfer measurements from a blunt-faces flat plate in a uniform flow", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 17(2), pp. 179-182.
6. Hiller R. and Cheery N.J., 1981. "The effect of free stream turbulence on separation bubbles", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 8, pp.49-58.
7. Djilali N., 1994. "Forced laminar convection in an array of stacked plates", *Numerical Heat Transfer*, Part A, Vol. 25, pp. 393-408.
8. Kazeminejad, H., Ghamari, M. and Yaghoubi, M.A., 1996. "A numerical study of convective heat transfer from a blunt plate at low Reynolds number", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 1, pp.125-133.
9. Suksangpanomrung A., 2000. "Unsteady convective heat transfer over a bluff plate", *Proceeding of the ME-NETT 14th Conference*, Chiang Mai, Thailand, pp. 1-7.
10. Djilali N., Neumann J., Bouhadji A., Boisson H. and Peneau F., 2000. "Effect of periodic upstream oscillations on separated flow", *Proc. 8th Conference of the CFD Society of Canada*, Montreal, pp. 421-428.
11. Lane J.C. and Loehrke R.I., 1980 "Leading edge separation from a blunt plate at low Reynolds number", *Transaction of ASME, Journal of Fluid Engineering*, Vol. 102, pp. 494-496.
12. Djilali N., and Gartshore I.S., 1991. "Turbulent flow around a bluff rectangular plate. Part I: Experimental investigation", *Transaction ASME, Journal of Fluid Engineering*, Vol. 113, pp. 51-59.
13. Suksangpanomrung A., Moinat P. and Djilali N., 1997. "Unsteady separated and reattaching flow over a blunt plate", *Proceedings of the CASI 6th Aerodynamics Symposium*, Toronto, pp. 55-63.

ผนวก ค.

Title: Numerical Investigation of Heat Transfer in pulsating flows through a bluff plate

Journal: International Communications of Heat and Mass Transfer

Numerical investigation of heat transfer in pulsating flows through a bluff plate

Anotai Suksangpanomrung^{1*}, Supachart Chungpaibulpatana², Pongjet Promvonge³

¹Department of Mechanical Engineering, Academic Division,
Chulachomklao Royal Military Academy, Nakorn-Nayok 26001, Thailand.

²Sirindhorn International Institute of Technology,
Thammasat University at Rangsit, Pathumthani 12121, Thailand.

³Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand.

* Corresponding author, Email: asuksang@crma.ac.th, asuksang@hotmail.com

Abstract

The two-dimensional flow and convective heat transfer over a rectangular bluff plate is numerically simulated with the incoming pulsating flow. For low Reynolds number, variations of the frequency and amplitude of the pulsating flow will introduce instability and force the flow to become unsteady with the formation of shedding vortices. The separation bubble is decreased and the heat transfer rate is enhanced. At moderate Reynolds number, the shedding vortices characteristic is controlled by the pulsating frequency. The optimal pulsating frequency which produces a maximum overall heat transfer rate, is found at $f = 0.3$ for $A = 0.1$. Increasing the pulsating frequency in this regime leads to a temperature concentration downstream.

Keywords: Heat transfer enhancement, unsteady separated flow, pulsating flow, oscillating flow, rectangular bluff plate.

Nomenclature

A	Velocity perturbation amplitude
d	Thickness of rectangular bluff plate
f	Non-dimensional pulsating frequency
$\overline{Nu_x}$	Local time-averaged Nusselt number
NU_{mean}	Mean Nusselt number
p	Pressure
t	Time
T	Temperature
Re	Reynolds number based on plate thickness, $Re = Ud/\nu$
U	Free stream velocity
u_i	Velocity components

x_i Cartesian coordinates (x, y, z)

x_r Mean reattachment length

Greek symbols

α Thermal diffusivity

ρ Density

ν Kinematic viscosity

1. Introduction

The development and design of more efficient compact heat transfer devices has received much attention in recent years. Most investigations have focused on rectangular fins which are commonly used in many compact heat exchangers. The understanding of the convection mechanisms and the prediction of heat transfer performance on rectangular fins are usually analyzed by the flow and heat transfer around rectangular bluff plates. Several geometries of rectangular fins can be arranged in compact heat exchangers [1, 2], but however most arrangements are affected by the complex formation of vortex patterns, which always influence the prediction of heat transfer coefficients.

The flow over a rectangular bluff plate is typically considered as benchmark geometry for individual fin. It exhibits all the important features of the separated flow such as large scale unsteadiness, complex turbulent structure, curvature effects and large scale pressure gradient. Flow visualization found that the flow over a rectangular bluff plate can be characterized by the Reynolds number [3].

Ota and Kon [4] experimentally investigated heat transfer from a rectangular bluff plate, and found a 30-50% increase in the time averaged heat transfer rate in comparison with a turbulent boundary layer on a flat plate. Djilali [5] performed two-dimensional simulations of the convective heat transfer over a stacked array of rectangular plates at low Reynolds number and results was similar to a numerical studies of [6]. Suksangpanomrung [7] performed further at moderate Reynolds number. It was found that the flow unsteadiness plays an important role in the prediction of the heat transfer rate and the structure of the thermal field. In addition, three-dimensionality of the flow was found to enhance the heat transfer rate.

Several experimental investigations have shown that enhanced heat transfer rates in the separated flow around a rectangular bluff plate could be obtained by acoustic excitation or periodic perturbation of the flow field [8, 9]. Hiller and Cheery [10] studied the effect of turbulence intensity of the incoming flow to the separation bubble. They found that the mean flow field responds strongly to turbulence intensity. For numerical investigation, the enhancing of heat transfer rate was investigated by using vortex generator [11] and oscillating wall [12, 13]. For the oscillatory inlet velocity, Bouhadji and Djilali [14] performed the two-dimensional simulations. They concluded that by forcing the flow, it radically alters the dynamics of the flow and results in significantly higher local heat transfer rate.

The purpose of this work is to investigate numerically the enhanced heat transfer rate over a rectangular bluff plate by introducing an incoming pulsating flow. The flow at the inlet of the domain is considered in a sinusoidal pattern with varying its frequency and amplitude. The amplitude used in the present work is in a range of 0.1 to 0.6 while the frequency between 0.1 and 1.2. The simulations are focused on the optimal frequency for the maximum heat transfer rate and the behavior of the unsteadiness affecting the heat transfer mechanism.

2. Computational Procedures

2.1 Numerical Methods

The numerical simulations are performed by solving the time-dependent, continuity, momentum and energy equations for an incompressible fluid.

Continuity equation:

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

Momentum equations:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \quad (2)$$

Energy equation:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial u_j T}{\partial x_j} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \quad (3)$$

Simulations are performed on a staggered grid with a finite volume method. All terms, including convective fluxes, are discretized using second-order central differencing and a low storage 3rd order Runge-Kutta algorithm is used for time integration. The continuity equation and the pressure gradient term in the momentum equations are treated implicitly, while the convective and diffusive terms are treated explicitly. A preconditioned conjugate gradient solver is used for matrix computation. Temperature variations are assumed to be small enough so that fluid properties can be considered constant resulting in the decoupling of the hydrodynamics equations from the energy transport equation. Accordingly, the energy equation is solved explicitly after the hydrodynamics have been computed.

2.2 Computational Domain and Boundary Conditions

The set of Eqs. (1), (2) and (3) are solved in the computational domain shown in Fig. 1 and subjected to the following boundary conditions.

- Outlet: advective boundary condition.
- Top and Bottom: symmetry condition.
- Plate: no-slip condition for velocity and constant heat flux for energy are imposed.
- Inlet: free stream pulsating flow in sinusoidal pattern and free stream temperature.

The free stream pulsating velocity flow in sinusoidal pattern is varied with time and defined as,

$$u = U(1 + A \sin 2\pi ft) \quad (4)$$

2.3 Simulation Case Studies

The simulations are performed at low and moderate Reynolds number, corresponding to the steady and unsteady transitional regime. The mesh size is the same as [7]. The non-uniform mesh distributions are used in the x and y directions and refined around the leading edge of the plate to the order of $0.01d$ in order to avoid the numerical perturbations. The time step in this simulation is varied and constrained by the CFL condition. The simulation cases studied are shown in Table 1.

3. Results and Discussion

3.1 Low Reynolds Number Regime

The predicted heat transfer rate, expressed by the local time-averaged Nusselt number, $\overline{Nu_x} = \overline{h_x} d / k$, where $\overline{h_x}$ is the local time-averaged heat transfer coefficient. The overall heat transfer rate is calculated from the mean Nusselt number (NU_{mean}), which expressed as,

$$NU_{mean} = \frac{1}{\Delta x} \int_{x_1}^{x_2} \overline{Nu_x} dx. \quad (5)$$

The size of separation bubble directly influences the performance of the heat transfer rate. The instantaneous Nusselt number distribution attains a local peak slightly upstream of the vortex similar to [7]. In the separation bubble region, $0 < x/d < x_r$, the Nusselt number is low as shown in Fig. 2. This is due to no mixing between the heated fluid inside the separation bubble and the ambient fluid. When the vortex breaks up, the induced rotational motion transports heated fluid away from the wall and entrains ambient fluid towards the wall. It is found that the local time-average Nusselt number also attains a maximum approximately around the mean reattachment point similar to [5, 7]. The highest peak of the maximum local time-average Nusselt number at $Re = 250$, $A = 0.1$ is found at $f = 0.3$, as shown in Fig. 3.

The NU_{mean} is directly increased with the increase of amplitude on both Reynolds numbers. However, it is directly increased with frequency only at low frequency, as shown in Fig. 4. From the calculation, at $Re = 250$, $A = 0.1$ and $f = 0.1, 0.2$ and 0.3 , the overall heat transfer is increased approximately by 23%, 30% and 32.5% respectively comparing with the case of $f = 0$. As we increase the Reynolds number from $Re = 250$ to $Re = 400$, the inertia force become higher in the flow. This introduces a high instability to the flow and the flow will become unsteady much more easily, especially when the flow is perturbed at the inlet. From the calculation, at $Re = 400$, $A = 0.1$ and $f = 0.1, 0.2$ and 0.3 , the overall heat transfer is increased approximately by 57.4%, 63.2% and 66.6% respectively comparing with the case of $f = 0$. From Fig. 5, the distribution of NU_{mean} at $Re = 400$ follows the same trend as in $Re = 250$ case.

3.2 Moderate Reynolds Number Regime

The overall heat transfer coefficient is increased enormously, as the rise of Reynolds number. In the uniform free stream velocity ($f = 0, A = 0$), the NU_{mean} value is changed from 4.79 to 25.29 for the increase of Re from 250 to 1000. This indicates that the unsteady process in the flow field plays an important role for the heat transfer rate. For the increase in flow instability by introducing the amplitude and frequency to the free stream velocity, the NU_{mean} is responded similar to the low Reynolds number regime, as shown in Fig. 6. This is due to the strong rotational motion which transports heat away from the wall. At the amplitude of 0.1, the frequency of 0.3 is found to be the optimal frequency which yields the highest overall heat transfer rate on both Reynolds numbers. From the calculated results, at $Re = 1000$, $A = 0.1$, the overall heat transfer values from $x = 0$ to $5d$ are increased approximately by 37.2%, 45.68% and 50.1% for $f = 0.1, 0.2$ and 0.3 , respectively, in comparison with the case of uniform free stream velocity, $f = 0$.

From the instantaneous temperature contour in Fig. 7, it is clearly seen that the heat transfer is enhanced in the separation bubble or the region right after the separation point as f is increased. The dark colour in the figure means high temperature region. In the figure, the temperature is concentrated downstream closed to the wall for the case of $f = 0.4$. This indicates a poor local heat transfer rate in that region. This physical behavior can explain the drop of NU_{mean} in Fig. 6. The concentration of temperature is become higher for increasing the frequency. The high concentration of the temperature in vicinity of the wall can be clearly explained by Fig. 8. As the frequency increases, a number of vortices are increased in the flow field due to the pulsating frequency. However, the strength of each vortices and the space between them are reduced. Since the vortices have less strength, therefore the rotational motion has less affect in transporting the heated fluid away from the wall and entraining the ambient fluid toward the wall. This mechanism reduces the heat transfer rate. A large number of vortices and the small spacing between vortices in the shear layer make the vortices to coalesce each others again especially at downstream of the flow. This can create the secondary shear layer at downstream of the flow. This layer behaves as a normal shear layer since it acts as a barrier between the heated fluid and the ambient fluid. It is found that the flow is governed by the complex pseudo-periodic patterns of vortex formation again which is pairing, merging and shedding from the separated shear layer similar to the case of $f = 0$, except that the separated shear layer is longer.

The predicted mean surface pressure coefficient distribution along the surface of the plate is shown in Fig. 9. In the figure, the mean pressure is suddenly dropped at the separation point due to a sharp corner of the rectangular bluff plate and recovery back to around the mean surface pressure coefficient of -0.5. The strength and location of the mean surface pressure minimum is coupled with the vorticity in the mean separation bubble. With increasing pulsating frequency, the surface pressure minimum is lower than the unperturbed case and the recovery process is initiated further upstream. Downstream of the recovery region, for the unperturbed case, the flow is dominated by the redeveloping boundary layer which takes place under a slightly negative streamwise surface pressure gradient. However, the negative streamwise

surface pressure gradient in the recovery region is not presented when the pulsating frequency is applied to the flow. From the predicted results, the mean surface pressure drop becomes larger for increasing the pulsating frequency.

4. Concluding Remarks

The rectangular bluff plate is a generic module that occurs in many compact heat transfer devices. The objective of this investigation is focused on the enhancement of heat transfer rate. The two dimensional convective heat transfer calculations are performed at low and moderate Reynolds number values with an incoming pulsating flow. The sinusoidal pulsating flow is introduced with varying frequency and amplitude. In low Reynolds number regime, varying the amplitude and frequency of the pulsating flow will introduce instability to the flow and force the flow to become unsteady with the formation of vortices. These vortices play an important role in energy transport. The heat transfer rate is enhanced for the low pulsating frequency of the range $f = (0, 0.3)$ at $A = 0.1$. The NU_{mean} is directly increased for the rise of the amplitude because of a higher free stream velocity. At moderate Reynolds number, the shedding vortices characteristic is controlled by the pulsating frequency. The optimal frequency, at the amplitude of $A = 0.1$, which yields a maximum heat transfer rate for the range of $0 \leq x \leq 10d$ is $f = 0.3$, similar to the case of low Reynolds number. Increasing the pulsating frequency in this regime leads to a secondary shear layer, with a formation of pairing, merging and shedding of vortices in the layer again. The temperature is concentrated downstream and closed to the wall because of this effect. The present investigation provides valuable insight into the dynamics and the mechanism of heat transfer process. Further investigation in the dynamic of the flow, which is linked to the heat transfer, needs to be studied in more details, especially for the three-dimensional flow.

Acknowledgement

The author wishes to thank the SWU-CRMA Jointed Post-Graduated Program for many supports and the financial support provided by the Thailand Research Fund is also gratefully acknowledged.

References

- [1] C.H. Amon, D. Majumdar, C.V. Herman, F. Mayinger, B.B. Mikic, D.P. Sekulic, Numerical and experimental studies of self-sustained oscillatory flows in communicating channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 35 (1992) 3115-3129.
- [2] M. Hiramatsu, T. Ishimasu, T. Ohkouchi, Numerical analysis of innerfins for intercoolers, *JSME International Journal, Series B* 35(3) (1992) 406-412.
- [3] T. Ota, Y. Asano, J. Okawa, Reattachment length and transition of the separated flow over blunt plates, *Bulletin of the JSME* 24 (1981) 941-947.
- [4] T. Ota, N. Kon, Heat transfer in the separated and reattached flow over a blunt flat plate: Effect of nose shape, *Journal of Heat Transfer* 122 (1979) 197-206.

- [5] N. Djilali, Forced laminar convection in an array of stacked plates, Numerical Heat Transfer, Part A 25 (1994) 393-408.
- [6] H. Kazeminejad, M. Ghamari, M.A. Yaghoubi, A numerical study of convective heat transfer from a blunt plate at low Reynolds number, International Journal of Heat and Mass Transfer 39(1) (1996) 125-133.
- [7] A. Suksangpanomrung, Investigation of unsteady separated flow and heat transfer using direct and large eddy simulation, PhD thesis, University of Victoria, Canada, BC, 1999.
- [8] K. Hourigan, L.W. Welch, M.C. Thompson, P.I. Cooper, M.C. Welsh, Augmented forced convection heat transfer in separated flow around a blunt flat plate, Experimental Thermal and Fluid Science 4 (1991) 182-191.
- [9] K.S. Hwang, H.J. Sung, J.M. Hyun, Mass transfer measurements from a blunt-face flat plate in a uniform flow, International Journal of Heat and Fluid Flow 17(2) (1996) 179-182.
- [10] R. Hiller, N.J. Cheery, The effect of free stream turbulence on separation bubbles, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 8 (1981) 49-58.
- [11] S.J. Yang, A numerical investigation of heat transfer enhancement for electronic devices using an oscillating vortex generator, Numerical Heat Transfer, Part A 42(3) (2002) 269-284.
- [12] C.H. Cheng, K.S. Hung, Numerical predictions of thermal convection in a rectangular enclosure with oscillating wall, Numerical Heat Transfer, Part A 48(8) (2005) 791-809.
- [13] W.S. Fu, B.S. Tong, Numerical investigation of heat transfer of a heated channel with oscillating cylinder, Numerical Heat Transfer, Part A 43(6) (2003) 639-658.
- [14] A. Bouhadji, N. Djilali, Forcing of unsteady separated flow and convective heat transfer via bulk upstream oscillations, International Journal of Heat and Fluid Flow 24 (2003) 77-90.

Figure Captions

Fig. 1. Computational domain and schematic of mean flow; $L_u = 5.5d$, $L_d = 18d$ and blockage ratio ($Br = d/H$) = 5.7%

Fig. 2. Streamline, temperature contour and instantaneous Nusselt number at $Re = 250$, $A = 0.1$, $f = 0.1$.

Fig. 3. Distribution of local time averaged Nusselt number at various frequencies, $Re = 250$.

Fig. 4. Variation of Nu_{mean} from $x = 0$ to $5d$ with frequency at various amplitudes, $Re = 250$.

Fig. 5. Variation of Nu_{mean} from $x = 0$ to $5d$ with frequency for $Re = 250$ and 400 , $A = 0.1$.

Fig. 6. Variation of Nu_{mean} from $x = 0$ to $5d$ with frequency for $Re = 900$ and 1000 , $A = 0.1$.

Fig. 7. Instantaneous temperature contours for various frequencies, $A = 0.1$, $Re = 1000$.

Fig. 8. Instantaneous spanwise vorticity contours for various frequencies, $Re = 1000$.

Fig. 9. Variation of mean surface pressure coefficient for various frequencies, $Re = 1000$.

Table 1. Summaries of the simulation cases studied

Reynolds number (Re)	Pulsating frequency (f)	Amplitude (A)
250	0.1-1.2	0.1-0.6
400	0.1-1.2	0.1
900	0.1-0.4	0.1
1000	0.1-0.6	0.1

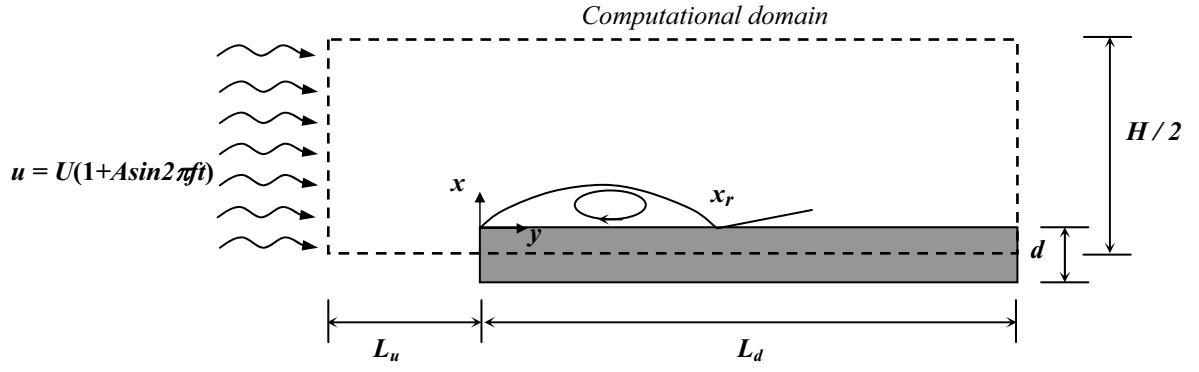


Fig. 1. Computational domain and schematic of mean flow; $L_u = 5.5d$, $L_d = 18d$ and blockage ratio ($Br = d/H$) = 5.7%.

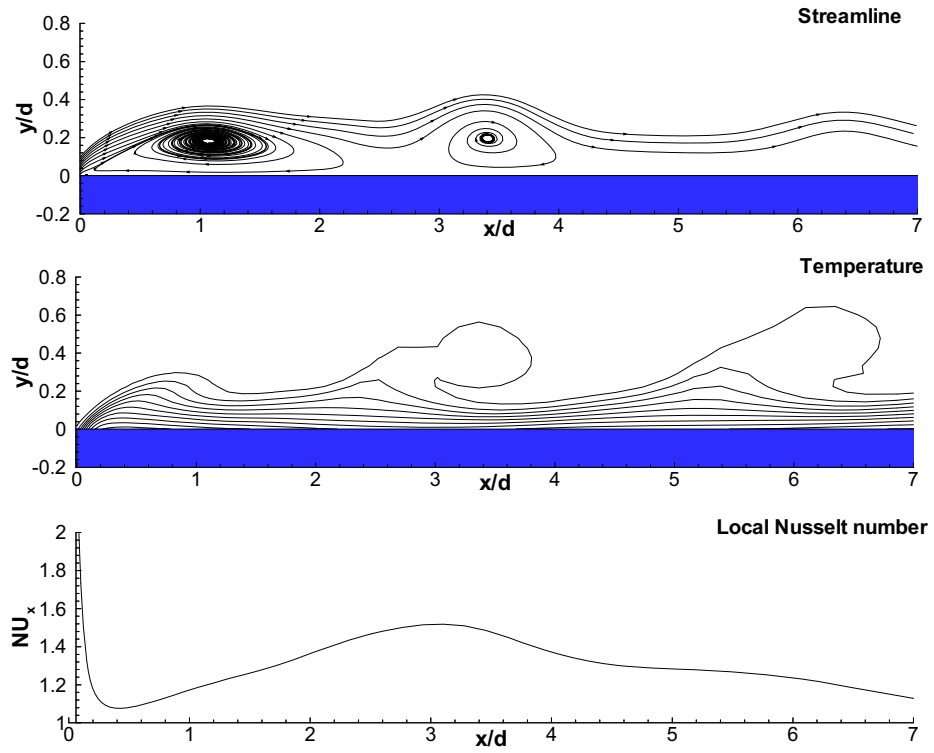


Fig. 2. Streamline, temperature contour and instantaneous Nusselt number at $Re = 250$, $A = 0.1$, $f = 0.1$.

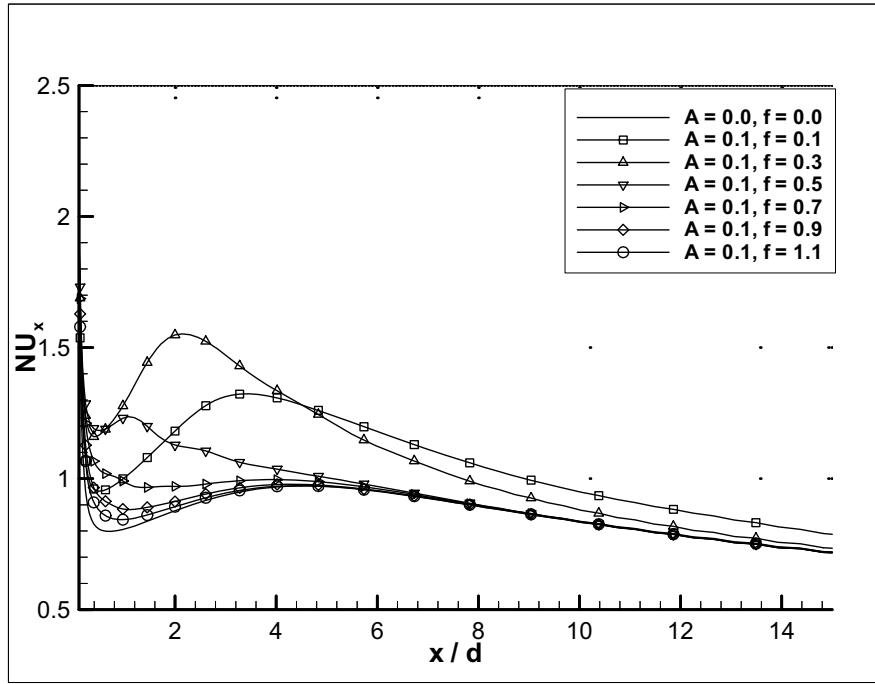


Fig. 3. Distribution of local time averaged Nusselt number at various frequencies, $Re = 250$.

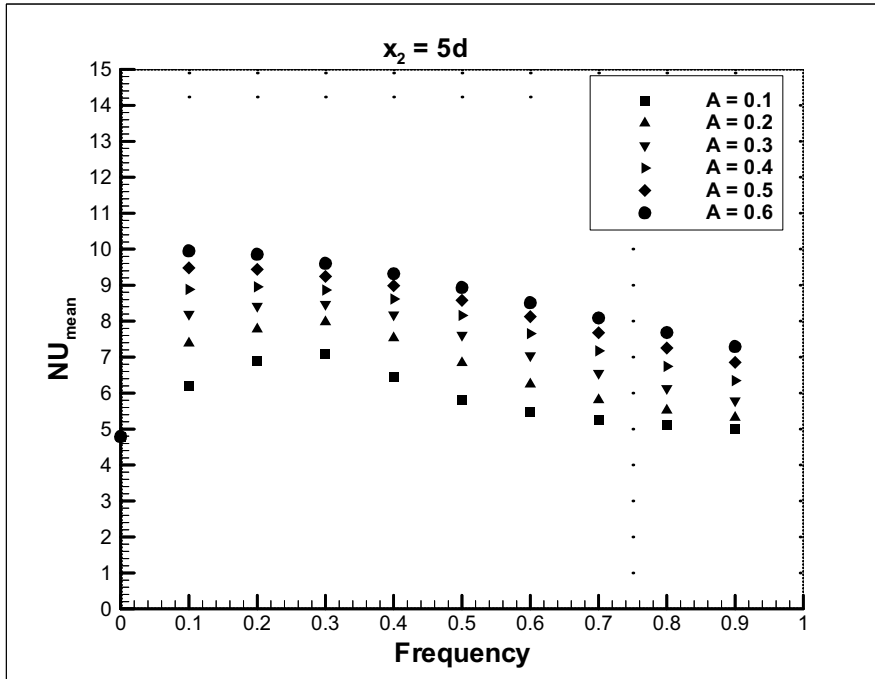


Fig. 4. Variation of Nu_{mean} from $x = 0$ to $5d$ with frequency at various amplitudes, $Re = 250$.

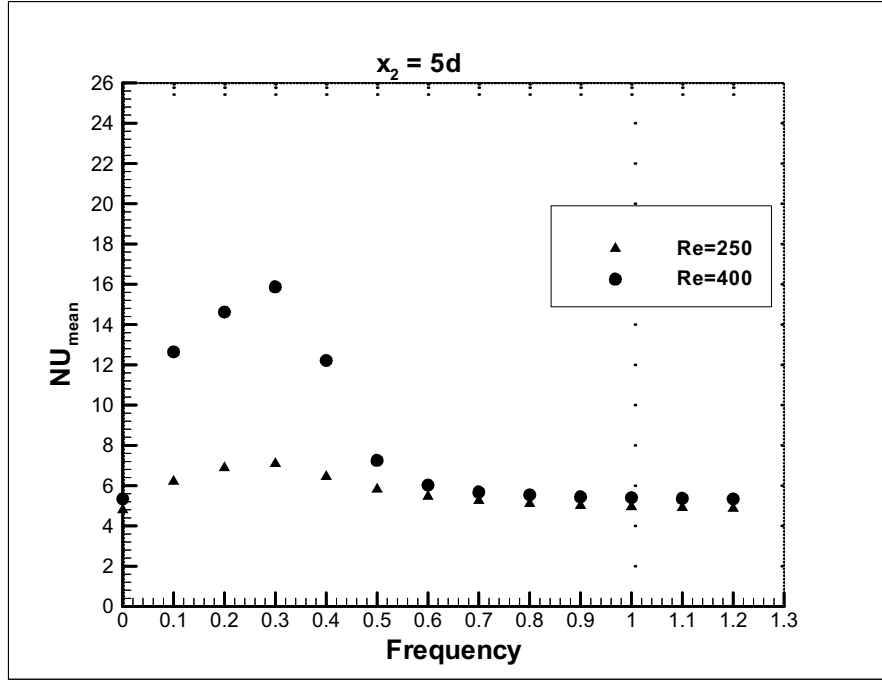


Fig. 5. Variation of Nu_{mean} from $x = 0$ to $5d$ with frequency for $Re = 250$ and 400 , $A = 0.1$.

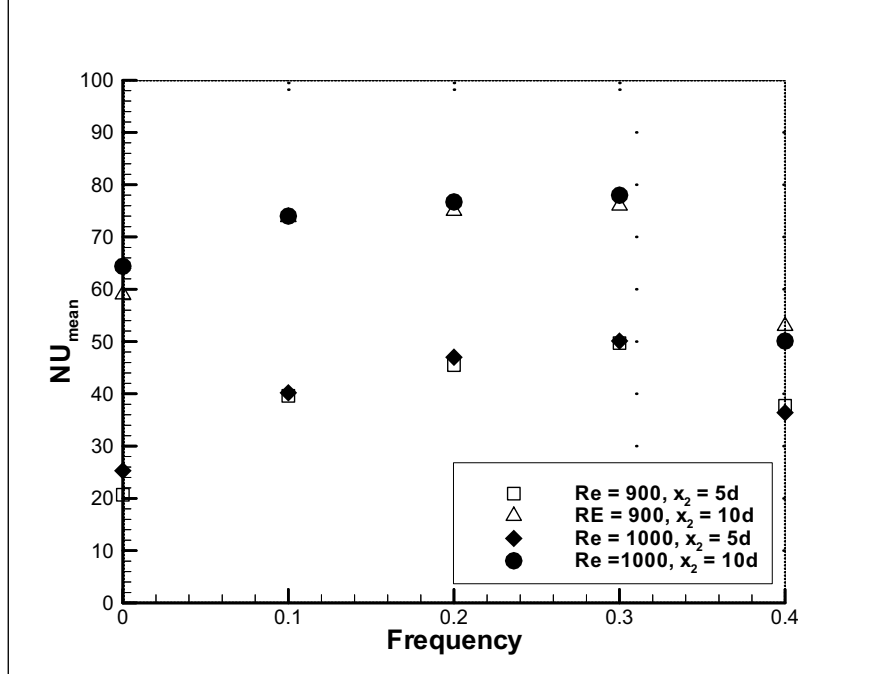


Fig. 6. Variation of Nu_{mean} from $x = 0$ to $5d$ with frequency for $Re = 900$ and 1000 , $A = 0.1$.

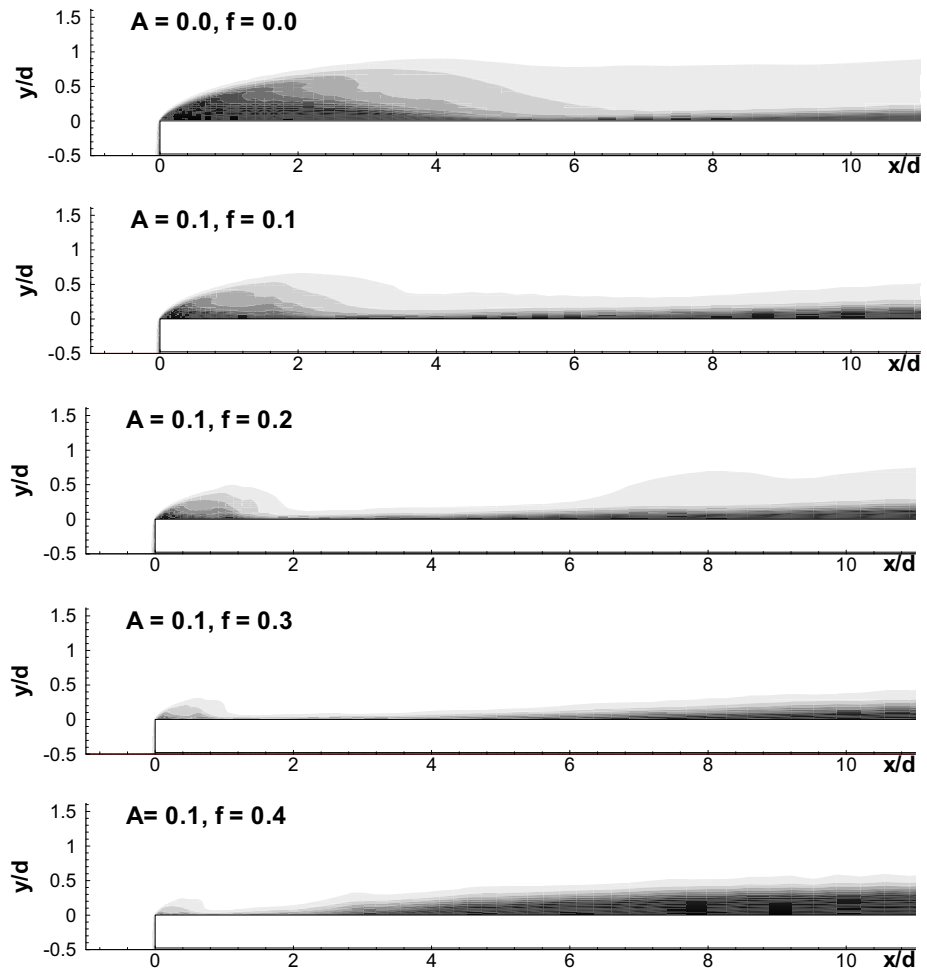


Fig. 7. Instantaneous temperature contours for various frequencies, $A = 0.1$, $Re = 1000$.

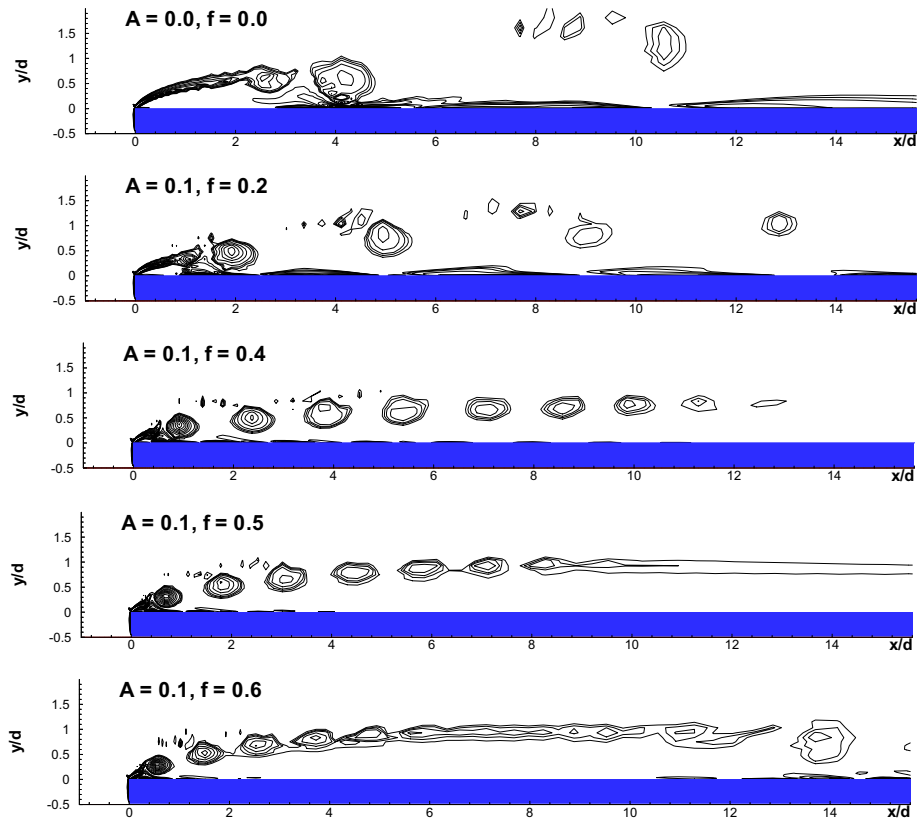


Fig. 8. Instantaneous spanwise vorticity contours for various frequencies, $Re = 1000$.

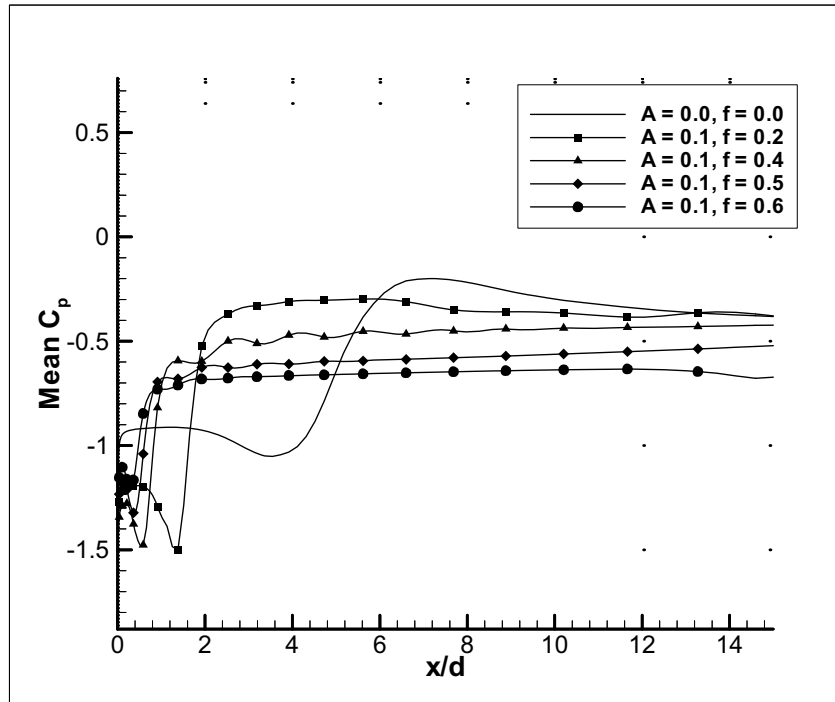


Fig. 9. Variation of mean surface pressure coefficient for various frequencies, $Re = 1000$.

ผนวก ง.

เอกสารตอบรับจาก editor International Communications of Heat and Mass Transfer (Prof. W.J. Minkowycs)

Professor W.J. Minkowycz

Editor-in-Chief

University of Illinois at Chicago

Mechanical Engineering (M/C 251)

842 West Taylor Street, 2049 ERF

Chicago, Illinois 60607-7022

Tel: (312) 996-3467

Fax: (312) 413-0447

E-mail: wjm@uic.edu

March 1, 2007

Dr. Anotai Suksangpanomrung
Chulachomklao Royal Military Academy
Department of Mechanical Engineering
Nakorn-Nayok 26001
Thailand
asuksang@hotmail.com

Subj: CJ07/3321 — "Numerical Investigation of Heat Transfer in Pulsating Flows Through a Bluff" by A. Suksangpanomrung, S. Chungpaibulpatana, P. Promvongse

Dear Dr. Suksangpanomrung:

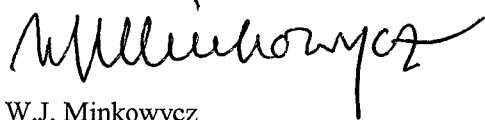
Thank you for the above-referenced manuscript which you have submitted for possible publication in the *International Communications in Heat and Mass Transfer*. I am pleased to advise you that the reviews are favorable and therefore I intend to accept your work for the journal. However, since the *Communications* journal has now changed the publication format from the previous camera-ready type to the current type-set format, all accepted manuscripts must follow the new "Guide to Authors" and include a CD or a diskette containing the final revised manuscript and the figures. In addition, I am requesting that you limit your communication to a maximum of 16 pages with 1½-spaced typing, with each individual figure page (which can have separate figures such as Fig. 1, Fig. 2, Fig. 3, ..., properly positioned and cut-and-pasted on the page) being counted as one page of text. Papers using a font size smaller than 10 point will not be accepted. The entire manuscript must be typed in the *same* font face and the *same* font size. All figures and tables must be placed at the end of the manuscript.

Please revise your manuscript accordingly, and then send me three complete sets of the revised work with figures and a set of original figures. Upon receipt of the above material, the publisher will then advise you of the publication schedule of your paper.

The enclosed Manuscript Acceptance Form must be filled out and returned to this office, preferably by express mail. A Word, Word Perfect or a TeX copy of the manuscript must be included with your submission (on a disk). Upon receipt of the above material, the publisher will then advise you of the publication schedule of your paper.

Thank you for your cooperation and interest in the *Communications* journal.

Sincerely yours,



W.J. Minkowycz

Editor-in-Chief and

James P. Hartnett Professor of Mechanical Engineering

WJM:rms
enclosures

ELSEVIER
MANUSCRIPT ACCEPTANCE FORM

Name of Journal: ***INTERNATIONAL COMMUNICATIONS IN HEAT AND MASS TRANSFER***

Author (Fill out and return)

Corresponding author's name: A. Suksangpanomrung **Mandatory for Final Acceptance** ←

Please ensure that the following information is supplied for the corresponding author: **(PRINT)**

☐ E-mail address: _____

☐ Full postal address: _____

☐ Telephone: _____ ☐ Fax: _____

Checklist:

- ☐ Are the disk and the final revised version of the manuscript identical?
- ☐ Are all text pages supplied?
- ☐ Are the keywords supplied? (if appropriate for journal)
- ☐ Are all original figures supplied, especially photographs?
- ☐ Are all figure captions supplied?
- ☐ Are all tables supplied?
- ☐ Are all tables captions supplied?
- ☐ Are copyright permission letters enclosed for any artwork/tables previously published, including those published on the world-wide-web?

Disk and content details:
Disk enclosed:

- ☐ Yes
- ☐ No (☐ Disk unavailable)

Media format:

- ☐ PC
- ☐ Mac
- ☐ Other _____

Electronic text format:

- ☐ WordPerfect
- ☐ MS Word
- ☐ TeX
- ☐ Other _____

If any of the illustrations are to be printed in colour please indicate this below:

Editor

Editor's name: ***Professor W.J. Minkowycz***

Editorial manuscript ref. no: CJ07/3321
(please ensure this reference is also indicated on the manuscript)

Manuscript date details:

Date ms. received: _____

Date revised: _____

Date accepted: _____

Section of journal in which manuscript is to appear:
(if applicable)

Editor's Notes (please indicate any special instructions or requirements)

Other very relevant references should be added before my final acceptance. Add some. See the attachment.

Manuscript type:

(please tick one box)

- ☐ Book review
- ☐ Correspondence
- ☐ Discussion
- ☐ Erratum
- ☒ Full length article
- ☐ Review article
- ☐ Short communication
- ☐ Other _____

Editor's signature _____

Date _____

SCOPUS

W.J. Minkowycz is logged in

Logout

Search: [Sources](#) [My Alerts](#) [My List](#) [My Profile](#)[?](#) Help [Scopus Labs](#)

Quick Search

[Go](#)**Scopus: 25** **Web (2,589)** **Patents (15,597)**

Your query: TITLE(**oscillat*** OR **pulsating**) AND TITLE-ABS-KEY-AUTH(**the**) AND TITLE-ABS-KEY-AUTH(**enclosure** OR **channel** OR **passage** OR **pipe** OR **tube** OR **cylinder** OR **cavity**) AND ISSN(**1040-7782** OR **1040-7790**) AND NOT TITLE-ABS-KEY(**the**)

[Search History](#)[Edit](#) [Save](#) [Save as Alert](#) [RSS](#)

Refine Results

[Close](#)

Source Title	Author Name	Year	Document Type	Subject Area
☐ Numerical Heat Transfer Part A Applications (24)	☐ Cheng, C.H. (2)	☐ 2005 (4)	☐ Article (25)	☐ Chemical Engineering (25)
☐ Numerical Heat Transfer Part B Fundamentals (1)	☐ Cless, C.M. (2)	☐ 2004 (2)		☐ Chemistry (25)
	☐ Fu, W.S. (2)	☐ 2003 (1)		☐ Engineering (25)
	More...	More...		

[\(\) Limit to](#) [X Exclude](#) **Results: 25**

Search within results

[Go](#)[Output](#) [Citation tracker](#) [Add to list](#) Select: ☐ All ☐ Page1 to 20 [Next](#)

	Document (sort by relevance)	Author(s)	Date	Source Title	Cited By
1. ☐	Numerical predictions of thermal convection in a rectangular enclosure with oscillating wall Abstract + Refs View at Publisher	Cheng, C.-H., Hung, K.-S.	2005	<i>Numerical Heat Transfer; Part A: Applications</i> 48 (8), pp. 791-809	1
2. ☐	Numerical study of effects of inclination on buoyancy-induced flow oscillation in a lid-driven arc-shaped cavity Abstract + Refs View at Publisher	Cheng, C.-H., Chen, C.-L.	2005	<i>Numerical Heat Transfer; Part A: Applications</i> 48 (1), pp. 77-97	0
3. ☐	Heat transfer from the cold wall of a square cavity to the hot one by oscillatory natural convection Abstract + Refs View at Publisher	Kalabin, E.V., Kanashina, M.V., Zubkov, P.T.	2005	<i>Numerical Heat Transfer; Part A: Applications</i> 47 (6), pp. 609-619	4
4. ☐	Mixed convection in a rectangular cavity with a pulsating heated electronic component Abstract + Refs View at Publisher	Ghasemi, B.	2005	<i>Numerical Heat Transfer; Part A: Applications</i> 47 (5), pp. 505-521	0
5. ☐	A pseudo-spectral numerical scheme for the simulation of steady and oscillating wall-bounded flows Abstract + Refs View at Publisher	Guessous, L.	2004	<i>Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals</i> 45 (2), pp. 135-157	0
6. ☐	Streaming in a channel bounded by an ultrasonically oscillating beam and its cooling efficiency	Wan, Q., Kuznetsov, A.V.	2004	<i>Numerical Heat Transfer; Part A: Applications</i> 45 (1),	3

- [Abstract + Refs](#) pp. 21-47
7. ☐ **Numerical investigation of heat transfer of a heated channel with an oscillating cylinder**
[Abstract + Refs](#) [View at Publisher](#)
Fu, W.-S., Tong, B.-H. 2003 *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications* 43 (6), pp. 639-658 2
 8. ☐ **A numerical investigation of heat transfer enhancement for electronic devices using an oscillating vortex generator**
[Abstract + Refs](#) [View at Publisher](#)
Yang, S.-J. 2002 *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications* 42 (3), pp. 269-284 5
 9. ☐ **Numerical study of oscillatory convection during melting of ice in a rectangular enclosure**
[Abstract + Refs](#) [View at Publisher](#)
Ho, C.J., Ho, M.J., Yeh, C.T. 2001 *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications* 40 (5), pp. 511-530 1
 10. ☐ **Numerical simulations of resonant oscillations in a tube**
[Abstract + Refs](#) [View at Publisher](#)
Tang, H.-Z., Cheng, P., Xu, K. 2001 *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications* 40 (1), pp. 37-54 5
 11. ☐ **Numerical investigation of heat transfer from a heated oscillating rectangular cylinder in a cross flow**
[Abstract + Refs](#) [View at Publisher](#)
Yang, S.-J., Fu, W.-S. 2001 *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications* 39 (6), pp. 569-591 3
 12. ☐ **Numerical study of oscillatory flow and heat transfer in a loaded thermoacoustic stack**
[Abstract + Refs](#) [View at Publisher](#)
Worlikar, A.S., Knio, O.M. 1999 *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications* 35 (1), pp. 49-65 13
 13. ☐ **Dynamic simulation of the oscillating flow with porous media in a pulse tube cryocooler**
[Abstract + Refs](#)
Ju, Y.L., Wang, L., Zhou, Y. 1998 *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications* 33 (7), pp. 763-777 3
 14. ☐ **Thermal interaction between isolated heated electronic components in pulsating channel flow**
[Abstract + Refs](#)
Kim, S.Y., Kang, B.H., Jaluria, Y. 1998 *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications* 34 (1), pp. 1-21 15
 15. ☐ **Pulsating flow and heat transfer in an annulus partially filled with porous media**
[Abstract + Refs](#)
Guo, Z., Sung, H.J., Hyun, J.M. 1997 *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications* 31 (5), pp. 517-527 2
 16. ☐ **Simulation of two-dimensional, low-Pr natural convection in harmonically oscillated, differentially heated enclosures**
[Abstract + Refs](#)
Moh, J.H., Bergman, T.L., Kuo, D.C. 1997 *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications* 31 (1), pp. 1-17 2
 17. ☐ **Oscillatory phenomena of low-prandtl-number fluids in a rectangular cavity**
[Abstract + Refs](#)
Kamakura, K., Ozoe, H. 1996 *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications* 30 (5), pp. 427-437 4
 18. ☐ **Effect of prandtl number and computational schemes on the oscillatory natural convection in an enclosure**
[Abstract + Refs](#)
Tagawa, T., Ozoe, H. 1996 *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications* 30 (3), pp. 271-282 29
 19. ☐ **Some properties of convective oscillations in porous medium**
[Abstract + Refs](#)
Khallouf, H., Gershuni, G.Z., Mojtabi, A. 1996 *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications* 30 (6), pp. 605-618 4
 20. ☐ **Effect of time varying thermal boundary conditions on oscillatory natural convection of a low-prandtl-number fluid**
[Abstract + Refs](#)
Cless, C.M., Prescott, P.J. 1996 *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications* 29 (7), pp. 645-669 1

SCOPUS

W.J. Minkowycz is logged in

Logout

Search

Sources

My Alerts

My List

My Profile



Help



Scopus Labs

Quick Search

Go

Scopus: 25

Web (2,589)

Patents (15,597)

Your query: TITLE(**oscillat*** OR **pulsating**) AND TITLE-ABS-KEY-AUTH(**the**) AND TITLE-ABS-KEY-AUTH(**enclosure** OR **channel** OR **passage** OR **pipe** OR **tube** OR **cylinder** OR **cavity**) AND ISSN(**1040-7782** OR **1040-7790**) AND NOT TITLE-ABS-KEY(**the**)

Edit Save Save as Alert

RSS

Search History

Refine Results

Close

Source Title

Author Name

Year

Document Type

Subject Area

☐ Numerical Heat Transfer Part A Applications (24)☐ Cheng, C.H. (2)☐ 2005 (4)☐ Article (25)☐ Chemical Engineering (25)☐ Numerical Heat Transfer Part B Fundamentals (1)☐ Cless, C.M. (2)☐ 2004 (2)☐ Chemistry (25)☐ Fu, W.S. (2)☐ 2003 (1)☐ Engineering (25)

More...

More...

() Limit to X Exclude

Results: 25

Search within results

Go





































































































































































































































































































INTERNATIONAL COMMUNICATIONS IN HEAT AND MASS TRANSFER

Guide for Authors

W.J. Minkowycz, Editor-in-Chief

Short Overview

Submission of papers:

By Mail: Three copies of the manuscript, accompanied by a covering letter should normally be submitted to a member of the Board of Editors whose office is situated in the country of the paper's origin. The addresses are listed on the inside front cover of the journal and on the Editorial Board Information. If there is no such editor, or if special obstacles preclude to any of the above, the manuscript should be sent to the Editor-in-Chief. The editor who communicates the paper for publication thereby accepts responsibility for its general high standard, but not for every detail of its content.

Only after final acceptance a disk/CD ROM needs to be sent with the hardcopy.

Submission language: English (Link to the Oxford English Dictionary <http://dictionary.oed.com/entrance.dtl>, French or German. Abstracts must be in English.

Types of contributions: Two types of manuscripts will be considered for publication in *International Communications in Heat and Mass Transfer*:

(1) COMMUNICATIONS: These are either short reports of new work, or discussions of work which has already been published. Authors are asked to limit their COMMUNICATIONS to 14 pages, including diagrams. (2) SUMMARIES: These are abstracts of reports, theses, or manuscripts which are too long for publication in full. Such SUMMARIES (not more than six typewritten pages in length), will be published only if the original (full length) report is available, either from the author, or, at cost of photo reproduction, from the publisher. A SUMMARY should, therefore, be submitted with one copy of the original document, and a statement to the effect that reproduction and distribution of copies is permitted. In addition to COMMUNICATIONS and SUMMARIES, special features may be added from time to time. COMMUNICATIONS and all SUMMARIES should contain an Abstract in English.

Corresponding author: Clearly indicate who is responsible for correspondence at all stages of refereeing and publication, including post-publication. **Ensure that telephone and fax numbers (with country and area code) are provided in addition to the e-mail address and the complete postal address.** Full postal addresses must be given for all co-authors. Please consult a recent journal paper for style if possible.

Original material: Submission of an article implies that the work described has not been published previously (except in the form of an abstract or as part of a published lecture or academic thesis), that it is not under consideration for publication elsewhere, that its publication is approved by all authors and that, if accepted, it will not be published elsewhere in the same form, in English or in any other language, without the written consent of the Publisher.

Detailed instructions on manuscript preparation and artwork instructions can be found below. The editor reserves the right to return manuscripts that do not conform to the instructions for manuscript preparation and artwork instruction, as well as papers that do not fit the scope of the journal, prior to refereeing.

Manuscript Preparation:

General:

Editors reserve the right to adjust style to certain standards of uniformity. Original manuscripts are discarded one month after publication unless the Publisher is asked to return original material after use. An electronic copy of the manuscript on disk should accompany the final accepted version. Please use Word, Word Perfect or LaTeX files for the text of your manuscript. (For further information about LaTeX submission, please go to <http://www.elsevier.com/locate/latex>.)

Structure:

Follow this order when typing manuscripts: Title, Authors, Affiliations, Abstract (not exceeding 100 words), Nomenclature, Keywords, Main text (divided in to numbered sections and subsections), Acknowledgements, Appendices, References, Figure Captions and then Tables. For submission in hardcopy, do not import figures into the text - see Illustrations. Collate acknowledgements in a separate section at the end of the article and do not include them on the title page, as a footnote to the title or otherwise.

Text Layout:

Use 1½ spacing and wide (3 cm) margins. (Avoid full justification, i.e., do not use a constant right-hand margin.) Ensure that each new paragraph is clearly indicated. Present tables and figure legends on separate pages at the end of the manuscript. If possible, consult a recent issue of the journal to become familiar with layout and conventions. Number all pages consecutively, use 12 or 10 pt font size and standard fonts. For submission in hardcopy, print the entire manuscript on one side of the paper only. Authors are asked to limit their COMMUNICATIONS to approximately 14 pages, including diagrams and SUMMARIES to 6 typewritten pages.

Abstract:

A self-contained abstract outlining in a single paragraph the aims, scope and conclusions of the paper must be supplied.

Keywords:

Immediately after the abstract, provide a maximum of six keywords (avoid, for example, 'and', 'of'). Be sparing with abbreviations: only abbreviations firmly established in the field may be eligible.

Nomenclature:

The nomenclature list should be in alphabetical order with Greek symbols, also in alphabetical order and with a separate heading, following the alphabetical listing. Subscripts and superscripts should follow Greek symbols and should be identified with separate headings. Units should be included only when necessary for the textural material.

Units:

Follow internationally accepted rules and conventions: use the international system of units (SI). If other quantities are mentioned, give their equivalent in SI.

Maths:

Mathematical symbols and formulae should be typed. Particular care should be exercised in identifying all symbols and in avoiding ambiguities. Distinction should be made between the number one (1) and the letter l and between zero (0) and the letter O. Vectors and tensors should be marked clearly on the manuscript. Equation numbers should appear in parenthesis and be numbered consecutively. All equation numbers must appear on the right-hand side of the equation and should be referred to within the text. Use the following

sequence of parentheses:)}}).

References:

All publications cited in the text should be presented in a list of references following the text of the manuscript. In the text make references using a number in square brackets on the line (e.g. "Since Petersen [1] has shown?") and the full reference should be given in a numerical list at the end of the paper.

References should be styled and punctuated according to the following examples: journal article [1]; journal supplement [2]; book [3]; edited book [4], thesis [5]; unpublished report [6]; published report [7]; proceedings [8], and patent [9].

[1] Q.S. Liu, B. Roux, M.G. Velarde, Thermocapillary convection in two-layer systems, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 41 (11) (1998) 1499-1511.

[2] E.R.G. Eckert, H.H. Cho, Transition from transpiration to film cooling, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 37 (suppl. 1) (1994) 3-8.

[3] A. Bejan, *Convection Heat Transfer*, second ed., Wiley, New York, 1995, pp. 62-75.

[4] M. Kaviany, Heat transfer in porous media, in: W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, Y.I. Cho (Eds.), *Handbook of Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1998, pp. 9.32-9.43.

[5] W.-T. Yang, Two-phase swirl flow, PhD thesis, University of Illinois, Chicago, IL, 1997.

[6] S.P. Vanka, Efficient computation of viscous internal flows, SBIR Phase-I Report, NAS3-25573, Propulsion Research Associates, Westmont, IL, August 1989.

[7] J. Davids, D. Smith, Analysis of constant-velocity joints under high torque, HMSO, London, 1996, pp. 1-8.

[8] V.P. Carey, Modeling of microscale transport in multiphase systems, in: J.S. Lee (Ed.), *Proceedings of the Eleventh Heat Transfer Conference*, Taylor & Francis, Philadelphia, PA, 1998, pp. 23-40.

[9] T. Burns, US Patent No. 358498, 1995.

Always give inclusive page numbers for references to journal articles and a page or chapter number for books. Each reference must be cited in the text.

Colour Costs and Queries:

For colour illustrations, a colour printing fee is charged to the author per colour page. Further information concerning colour illustrations and costs is available from Author Support at authorsupport@elsevier.com, and at <http://authors.elsevier.com/locate/authorartwork>.

FREE ONLINE COLOUR

If, together with your accepted article, you submit usable colour and black/white figures then Elsevier will ensure, at no additional charge, that these figures will appear in colour on the web (e.g., ScienceDirect and other sites) regardless of whether or not these illustrations are reproduced in colour in the printed version. 'Usable' means the formats comply with our instructions. See the information about Illustrations at <http://authors.elsevier.com/locate/authorartwork>. For colour illustrations in the print journal see Colour Costs above.

Tables:

Tables should be numbered consecutively and given suitable captions. No vertical rules should be used. Tables should not duplicate results presented elsewhere in the manuscript (for example, in graphs). Footnotes to tables should be typed below the table and should be referred to by superscript lowercase letters.

Supplying Final Accepted Text on Disk:

Once the paper has been accepted by the editor, an electronic version of the text should be submitted together with the final hardcopy of the manuscript. **The electronic version**

must match the hardcopy exactly. We accept most wordprocessing formats, but Word, WordPerfect or LaTeX (see also <http://www.elsevier.com/locate/latex>) is preferred. Always keep a backup copy of the electronic file for reference and safety. Label the disk with your name, the journal title and any software used. Save your files using the default extension of the program used. Electronic files can be stored on 3.5 inch diskette, ZIP-disk or CD (either MS-DOS or Macintosh).

Notification:

Authors will be notified of the acceptance of their paper by the editor. The Publisher will also send a notification of receipt of the paper in production.

Copyright:

All authors must sign the Transfer of Copyright agreement before the article can be published. This transfer agreement enables Elsevier to protect the copyrighted material for the authors, but does not relinquish the authors' proprietary rights. The copyright transfer covers the exclusive rights to reproduce and distribute the article, including reprints, photographic reproductions, microfilm or any other reproductions of similar nature and translations. Authors are responsible for obtaining from the copyright holder permission to reproduce any figures for which copyright exists.

For more information please go to our copyright page

<http://authors.elsevier.com/copyright>.

PDF Proofs:

One set of page proofs in PDF format will be sent by e-mail to the corresponding author, to be checked for typesetting/editing. The corrections should be returned within 48 hours. No changes in, or additions to, the accepted (and subsequently edited) manuscript will be allowed at this stage. Proofreading is solely the author's responsibility. Any queries should be answered in full. Please correct factual errors only, or errors introduced by typesetting. For more information on proofreading please go to our proofreading page <http://authors.elsevier.com/quickguide>. Please note that once your paper has been proofed we publish the identical paper online as in print.

Author Benefits:

No page charges: Publication in this journal is free of charge.

Free offprints: Twenty-five offprints will be supplied free of charge. Corresponding authors will be given the choice to buy extra offprints before printing of the article. Authors who pay for colour illustrations will receive an extra fifty offprints free of charge.

Author discount: Contributors to Elsevier journals are entitled to a 30% discount on all Elsevier books. See <http://www.elsevier.com/homepage/booksbutler> for more information.

Online Paper Tracking:

Authors can track the status of their accepted paper online at <http://authors.elsevier.com> using the reference supplied by the Publisher.

Author enquiries:

All author enquiries should be made to: authorsupport@elsevier.com