

3.9 สรุปผลและข้อเสนอแนะ

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาผลกระทบของค่าพารามิเตอร์ที่มีต่อพฤติกรรมการไหลและอัตราการถ่ายเทความร้อนของแท่งความร้อนรูปทรงสี่เหลี่ยมหรือซีพความร้อนจำนวน 5 ตัวที่จัดเรียงตัวกันในแนวทางการไหล โดยกระแสการไหลเข้าเป็นกระแสการไหลเข้าแบบสม่ำเสมอและการไหลเข้าแบบเป็นจังหวะ 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 "การพาความร้อนของชุดแท่งจัดรัสร้อนที่ทำมุม 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

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

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

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

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

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการคำนวณเชิงตัวเลขผ่านกริดแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีรูปทรงสี่เหลี่ยม 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 อาคาร บ้านเรือนที่มีระบบทำความเย็น ตู้เย็นที่ใช้ในครัวเรือน หม้อน้ำรถยนต์ เครื่องมืออิเล็กทรอนิกส์ต่างๆ เป็นต้น ดังนั้นการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้เหมาะสมกับประเภทของงานจึงมีความสำคัญเป็นอย่างมาก ปัจจัยสำคัญประการหนึ่งคือการศึกษาลักษณะของการไหลของของไหลทำงานผ่านครีบแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อที่จะเพิ่มประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลกับครีบแลกเปลี่ยนความร้อน

จากการศึกษาเราพบว่า การไหลของของไหลทำงานผ่านครีบแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นการไหลแบบแตกแยก (separated flow) เมื่อของไหลทำงานไหลมากระทบกับครีบที่ด้านบนและด้านล่างของครีบ 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)

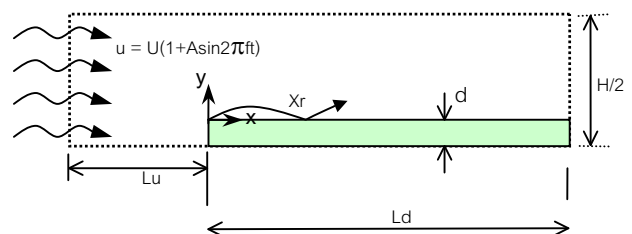
การคำนวณการไหลผ่านครีบระบายความร้อนจะถูกคำนวณบนกริดซ้อนทับ (staggered grid) ด้วยวิธีการปริมาตรสืบเนื่อง (finite volume method) ทุกเทอมของสมการควบคุมการไหล จะถูก discretize ด้วย central differencing scheme สำหรับเทอมของเวลาใช้วิธีการ low storage 3rd order Runge-Kutta สมการความต่อเนื่อง และเทอม pressure 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 แสดงค่าตัวแปรต่าง ๆ 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

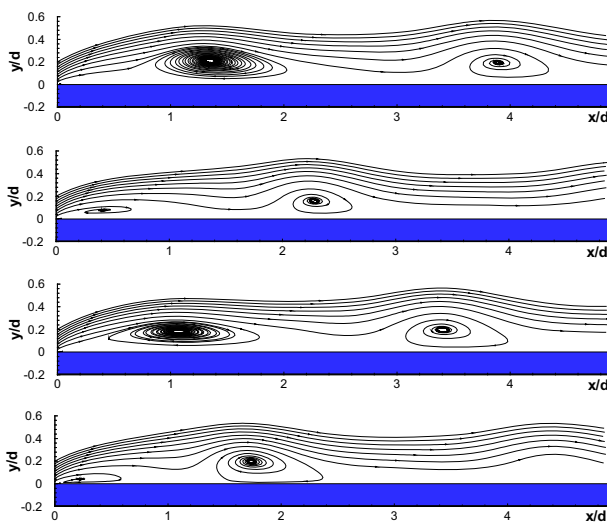
[4] พบว่าการไหลที่เกิดขึ้นเป็นการไหลในสภาวะคงตัว ความแตกต่างของอุณหภูมิในแต่ละตำแหน่งของการไหลถูกสมมุติว่ามีค่าน้อยมาก ดังนั้นค่าคุณสมบัติต่างๆ ของของไหลจึงถูกพิจารณาว่ามีค่าคงที่ อีกทั้งการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นที่ครีบก้นถูกกำหนดว่าเป็นการพาความร้อนแบบบังคับเพียงอย่างเดียว

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

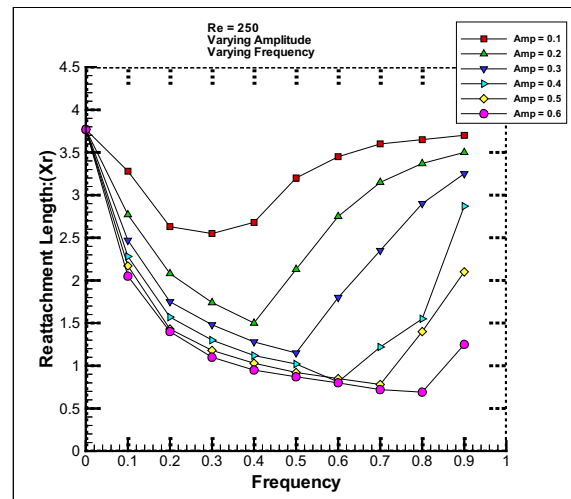
จากการคำนวณเชิงตัวเลขพบว่า การไหลที่เกิดขึ้นเป็นการไหลที่อยู่ในสภาวะไม่คงตัว เนื่องมาจากการแตกตัวของค่าออร์เทกซ์ขึ้น ซึ่งผลการคำนวณนี้คล้ายกับผลการคำนวณของ Djilali และคณะ [5] ที่ค่า $Br = 20\%$ ซึ่งกล่าวได้ว่า กระแสการไหลเข้าเป็นจังหวะจะเป็นตัวสร้างความไม่เสถียรให้เกิดแก่กระแสการไหลหลักและจะเป็นตัวบังคับให้การไหลเข้าสู่สภาวะไม่คงตัว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



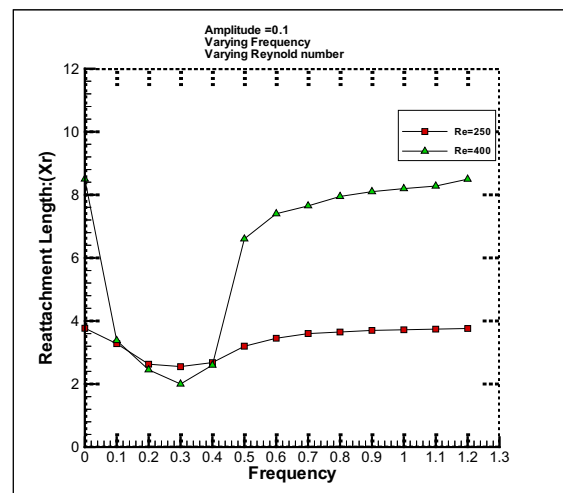
รูปที่ 2 เส้นสายธารการไหล (streamline) ในทุกห้วง 2 หน่วยเวลา:

$Re_d = 250$, $f = 0.2$ 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 ค่าความถี่ที่ให้นี้ขนาดของ $\bar{X}_r$ มีค่าน้อยสุดถูกกำหนดว่าเป็น ค่าความถี่เหมาะสม (optimal frequency) ในทำนองเดียวกันเราพบว่าค่าความถี่เหมาะสมนี้ยังแปรผันกับค่าขนาดความแรงอีกด้วย เมื่อค่า Re_d ถูกเพิ่มเป็น 400 จากการเปรียบเทียบที่ค่าขนาดความแรงเท่ากับ 0.1 พบว่าลักษณะการลดลงและเพิ่มขึ้นของค่า $\bar{X}_r$ คล้ายกับกรณีที่ค่า $Re_d = 250$ สำหรับค่าขนาดความแรงที่ 0.1 นี้ ค่าความถี่เหมาะสมของทั้งสองค่าของ Re_d อยู่ที่ประมาณ 0.3 ดังแสดงในรูปที่ 4



รูปที่ 3 ผลกระทบของความถี่และความแรงที่มีผลต่อค่า X_r : $Re = 250$



รูปที่ 4 ผลกระทบของความถี่ที่มีความถี่เหมาะสมต่อค่า X_r : $A = 0.1$

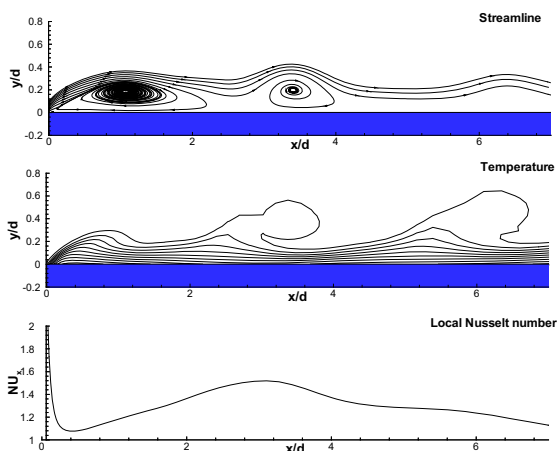
จากการวิเคราะห์ขนาดหรือความยาวของเขตการไหลหมุนวนกรณี $Re_d = 250$ พบว่าความยาวของเขตการไหลหมุนวนถูกทำให้ลดลงประมาณ 33% สำหรับค่าขนาดความแรง 0.1 และถูกทำให้ลดลงมากที่สุดถึง 82% สำหรับค่าขนาดความแรงเท่ากับ 0.6 เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่มีค่า $Re_d = 400$ สำหรับค่าขนาดความแรงเท่ากับ 0.1 ความยาวของเขตการไหลหมุนวนถูกทำให้ลดลงถึง 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

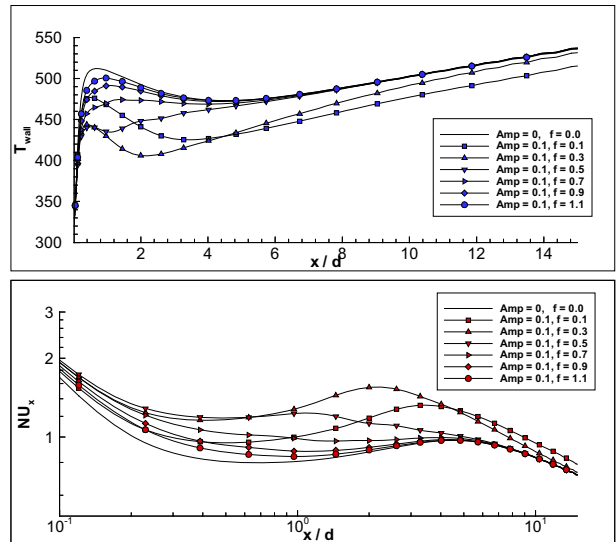
$$NU_{mean} = \frac{1}{\Delta x} \int_{x_1}^{x_2} NU(x) dx \quad (4)$$

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]



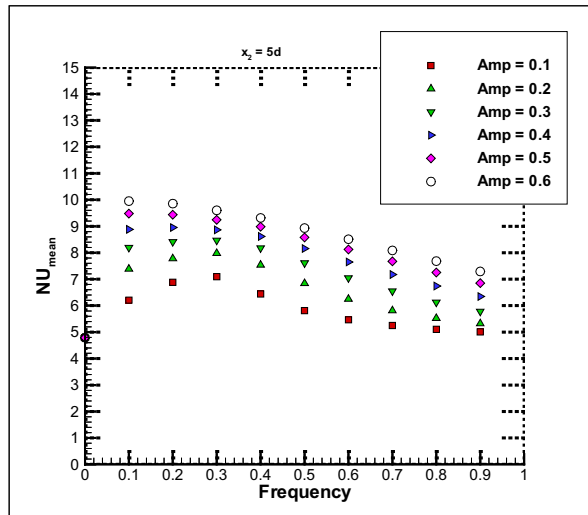
รูปที่ 6 การกระจายของค่าอุณหภูมิที่ผิวและค่าตัวเลขของนัทเซลเฉพาะ ตำแหน่งที่ความถี่ต่าง ๆ กัน $Re_d = 250$, $A = 0.1$

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

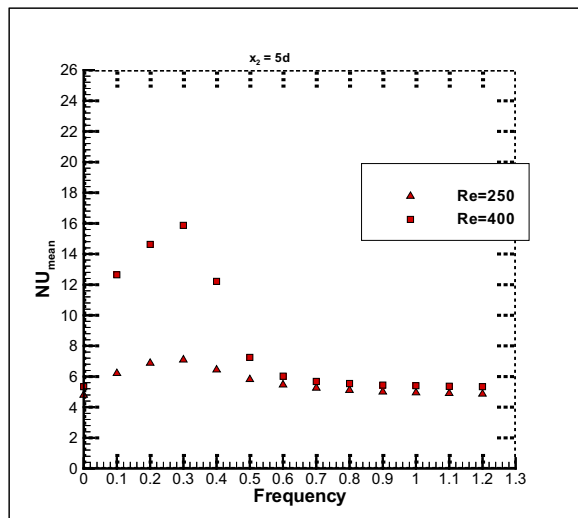
เมื่อค่าตัวเลขของเรย์โนลส์มีค่าสูงขึ้น แรงเนื่องจากความเฉื่อย (inertia force) มีค่าสูง การไหลที่เกิดขึ้นมีแนวโน้มที่จะเกิดความไม่เสถียรง่ายขึ้นถ้าเกิดการกระตุ้นหรือการรบกวนที่กระแสการไหลหลัก จากการคำนวณที่ $Re_d = 400$, $A = 0.1$ และ $f = 0.1-0.3$ พบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ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

จากผลที่ได้นี้เองสามารถวิเคราะห์ได้ว่าการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีปค่าขนาดของความแรงมีผลเป็นอย่างดี

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.

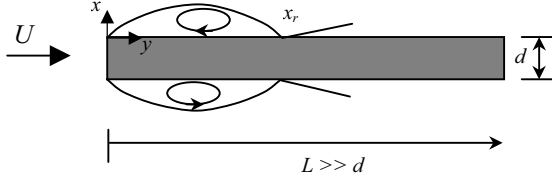


Fig. 1 Flow over a long rectangular bluff plate

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.

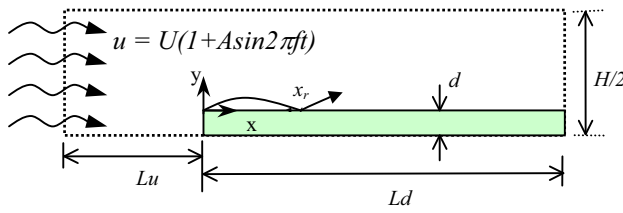


Fig. 2 The computational domain for $Lu = 5.5d$, $Ld = 18d$ and blockage ratio ($Br = d/H = 5.7\%$)

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.

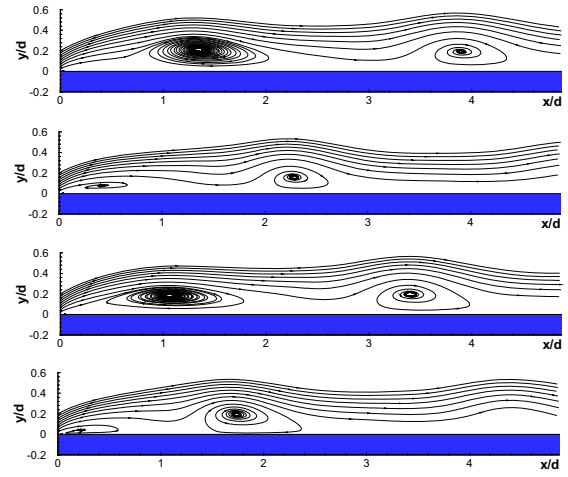


Fig. 3 The streamline at every 2 time interval: $Re_d = 250$, $f = 0.2$ and $A = 0.1$

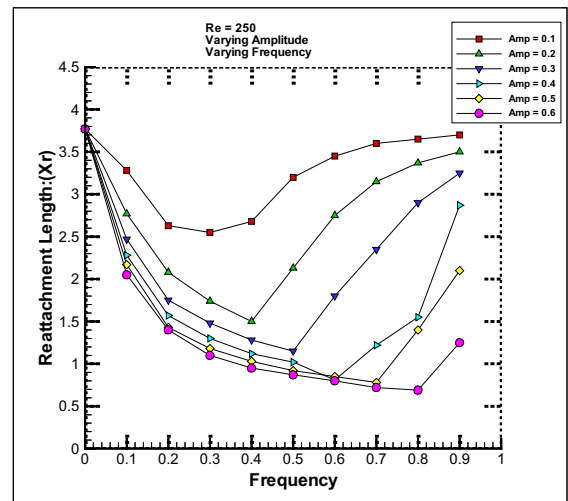


Fig 4. The effect of frequency and amplitude to $\bar{x}_r$: $Re_d = 250$

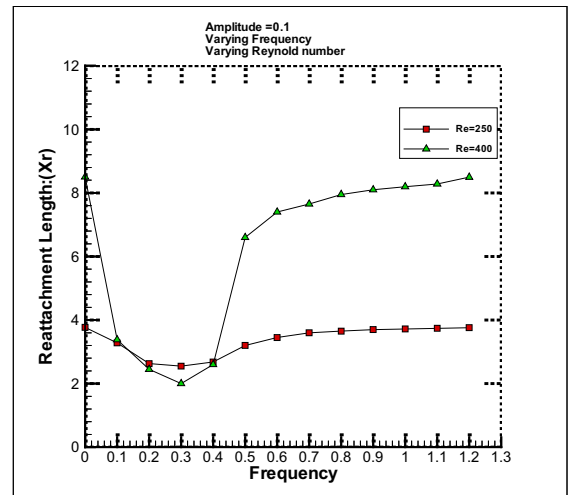


Fig 5. The effect of frequency to $\bar{x}_r$: $A = 0.1$

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.

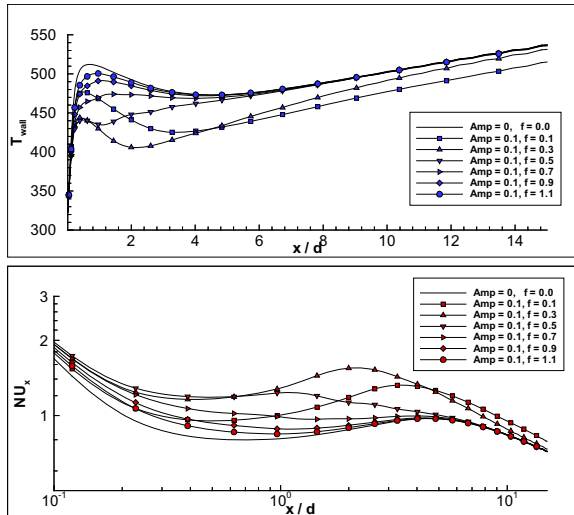


Fig. 6 The distribution of time-average wall temperature and local time-averaged Nusselt number at various frequencies: $Re_d = 250$, $A = 0.1$

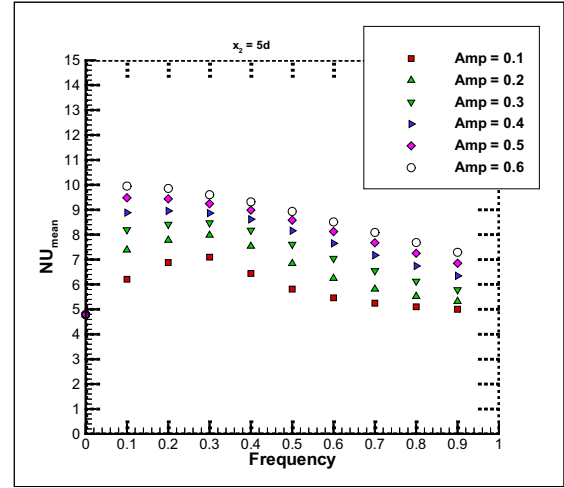


Fig. 7 The distribution of Nu_{mean} from $x = 0$ to $5d$ at various frequencies and amplitudes: $Re_d = 250$.

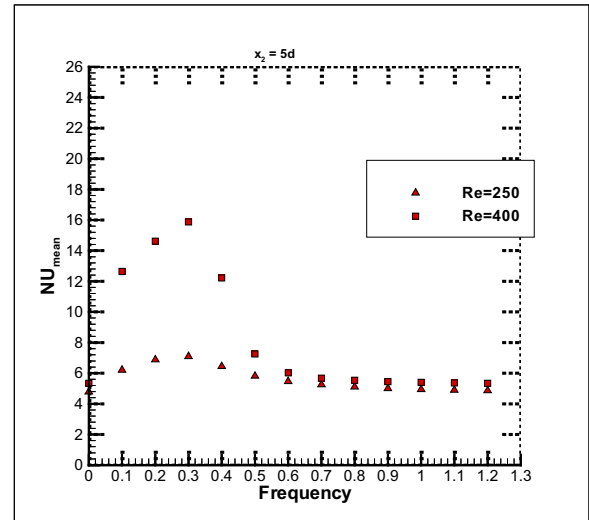


Fig. 8 The distribution of Nu_{mean} from $x = 0$ to $5d$ at various frequencies: $A = 0.1$

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.

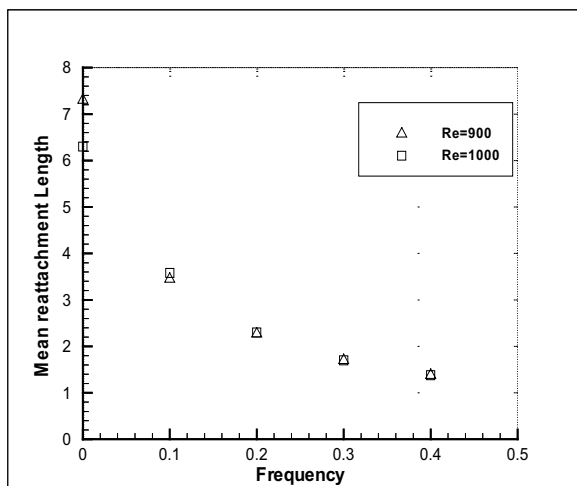


Fig. 9 The effect of frequency to $\bar{x}_r$: $A = 0.1$

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.

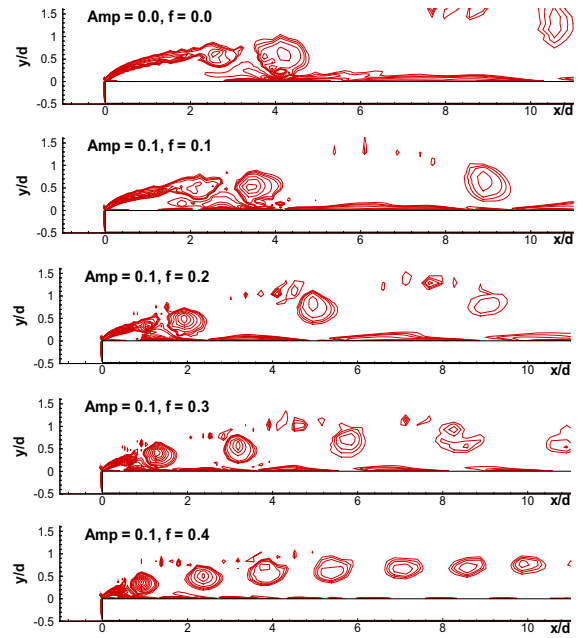


Fig. 10 An instantaneous spanwise vorticity contour: $f = 0-0.4$, $Re_d = 1000$.

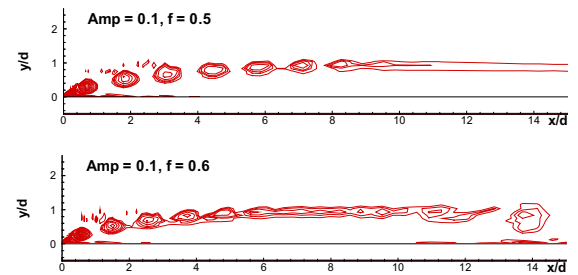


Fig. 11 An instantaneous spanwise vorticity contour: $f = 0.5-0.6$, $Re_d = 1000$.

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.

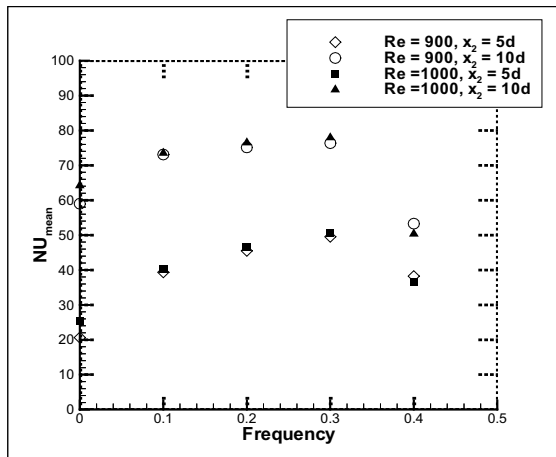


Fig. 12 The distribution of Nu_{mean} from $x = 0$ at various frequencies: $A = 0.1$.

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.

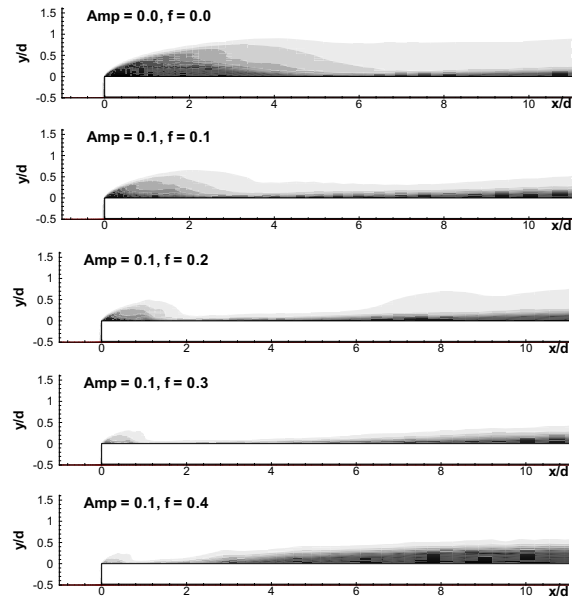


Fig. 13 An instantaneous temperature contour at various frequencies: $Re_d = 1000$.

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

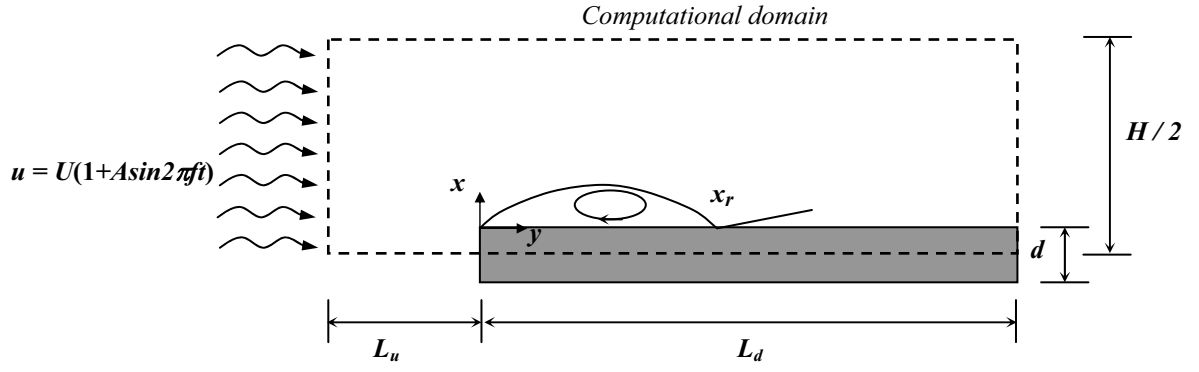


Fig. 1. Computational domain and schematic of mean flow; $L_u = 5.5d$, $L_d = 18d$ and blockage ratio ($Br = d/H$) = 5.7%.

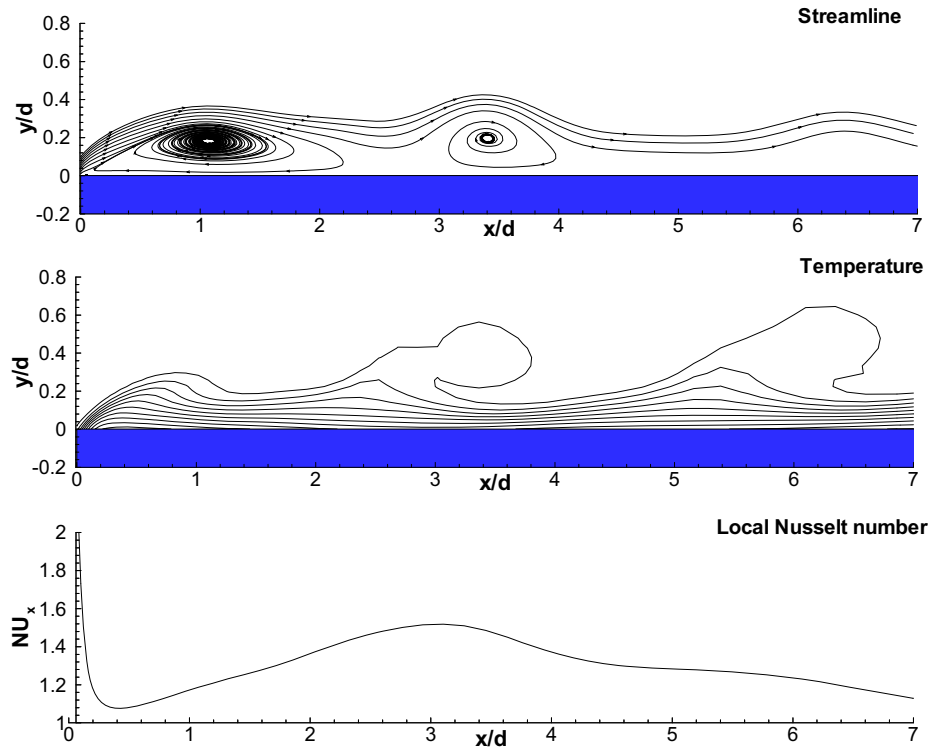


Fig. 2. Streamline, temperature contour and instantaneous Nusselt number at $Re = 250$, $A = 0.1$, $f = 0.1$.

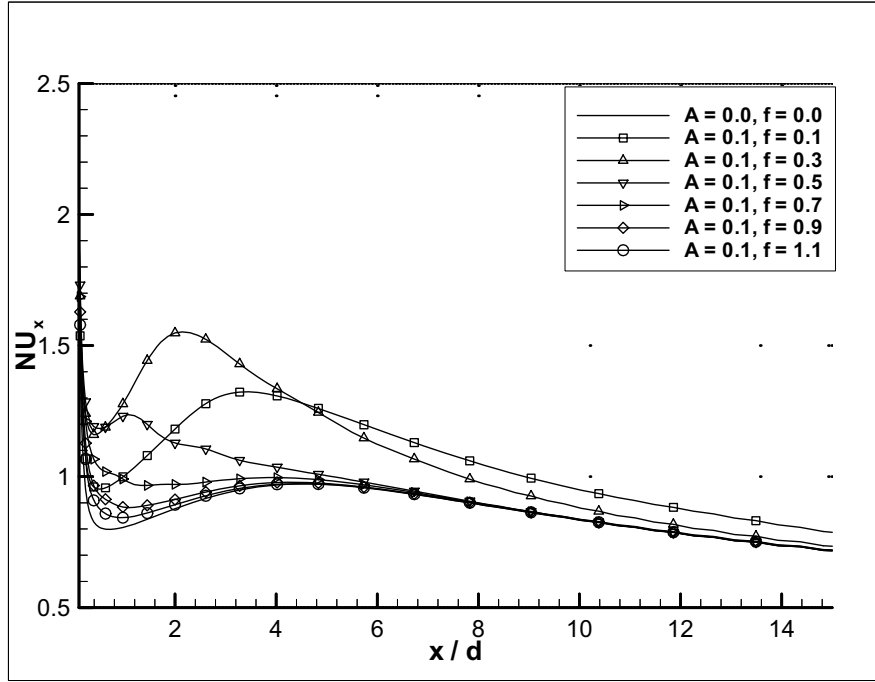


Fig. 3. Distribution of local time averaged Nusselt number at various frequencies, $Re = 250$.

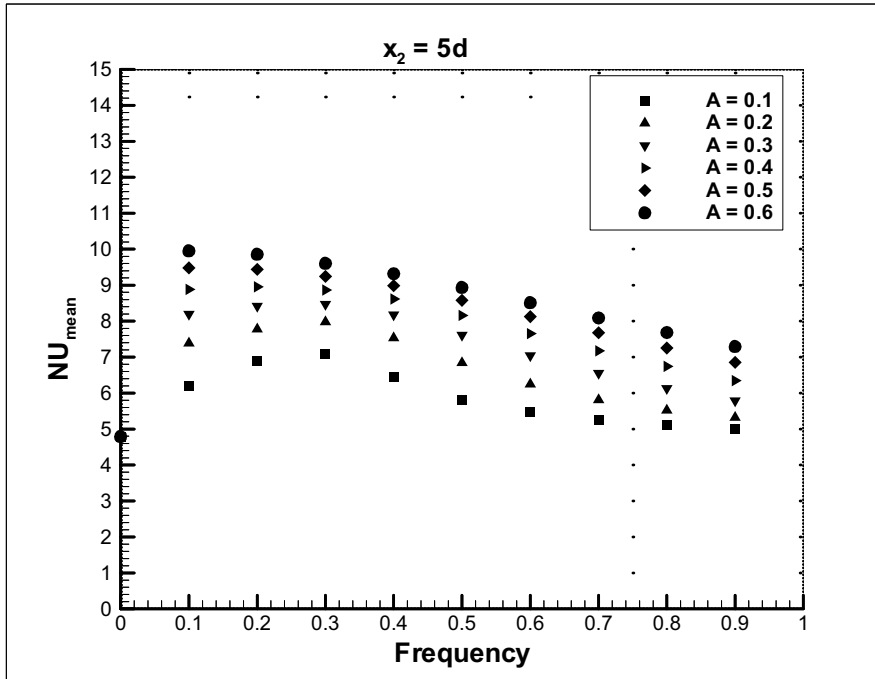


Fig. 4. Variation of Nu_{mean} from $x = 0$ to $5d$ with frequency at various amplitudes, $Re = 250$.

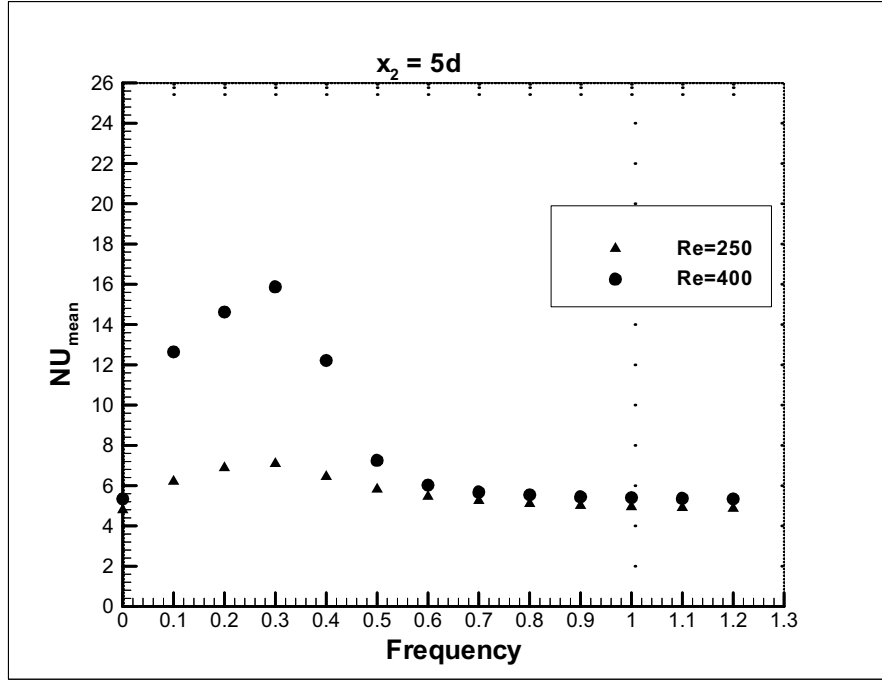


Fig. 5. Variation of Nu_{mean} from $x = 0$ to $5d$ with frequency for $Re = 250$ and 400 , $A = 0.1$.

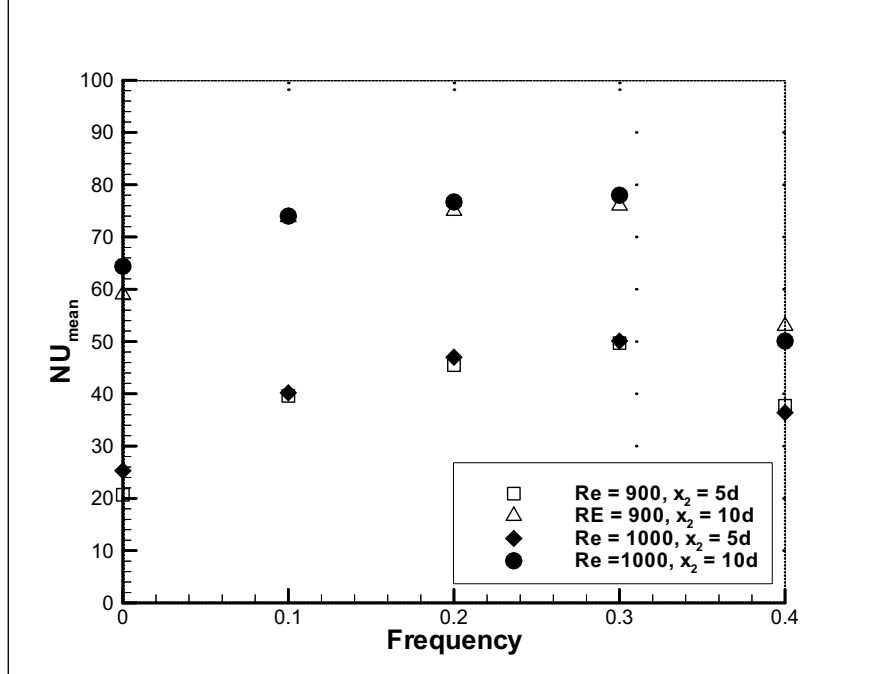


Fig. 6. Variation of Nu_{mean} from $x = 0$ to $5d$ with frequency for $Re = 900$ and 1000 , $A = 0.1$.

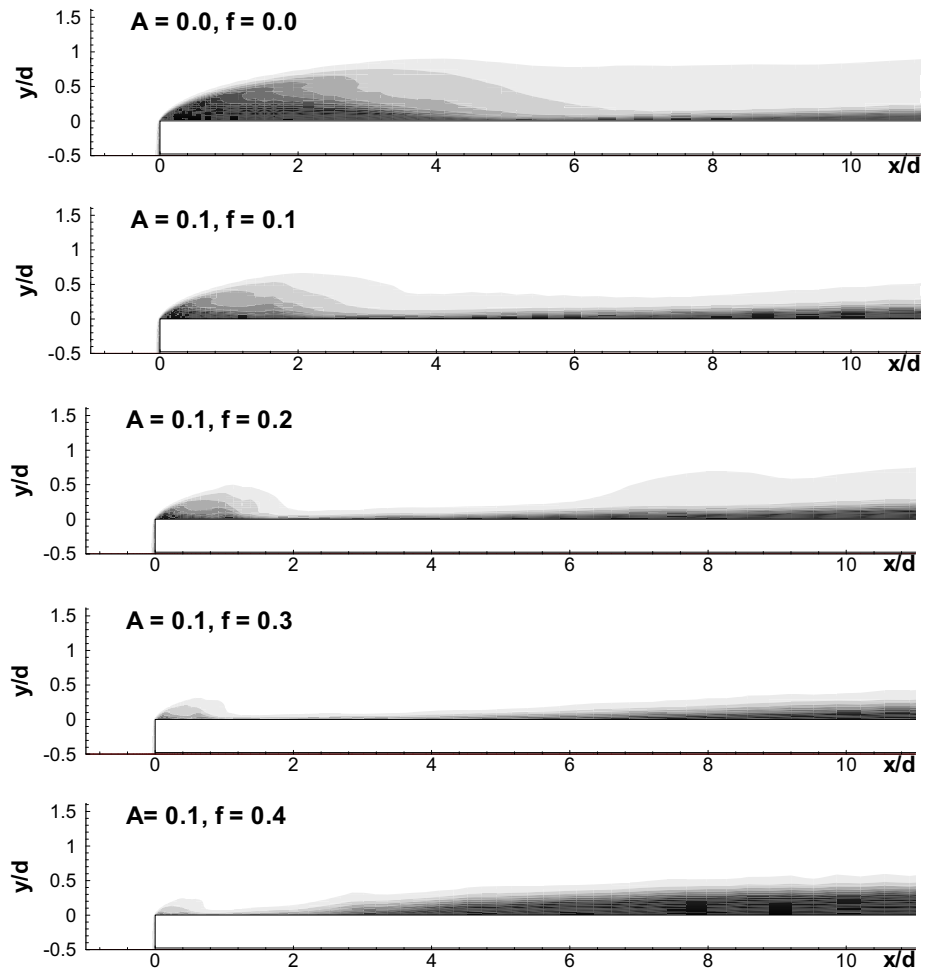


Fig. 7. Instantaneous temperature contours for various frequencies, $A = 0.1$, $Re = 1000$.

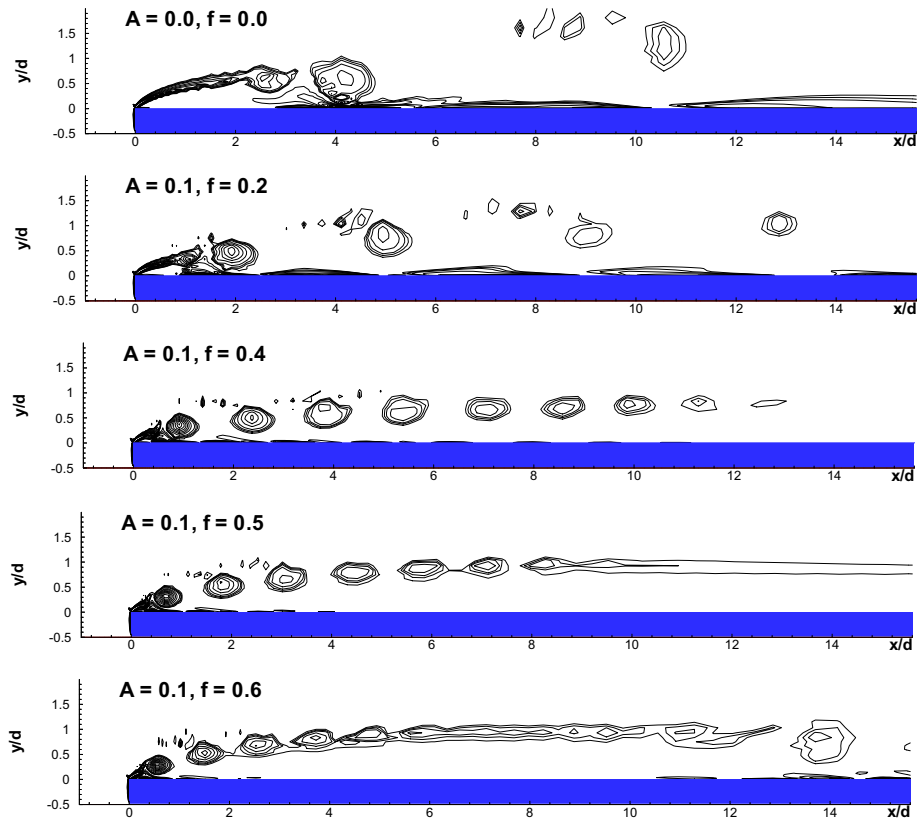


Fig. 8. Instantaneous spanwise vorticity contours for various frequencies, $Re = 1000$.

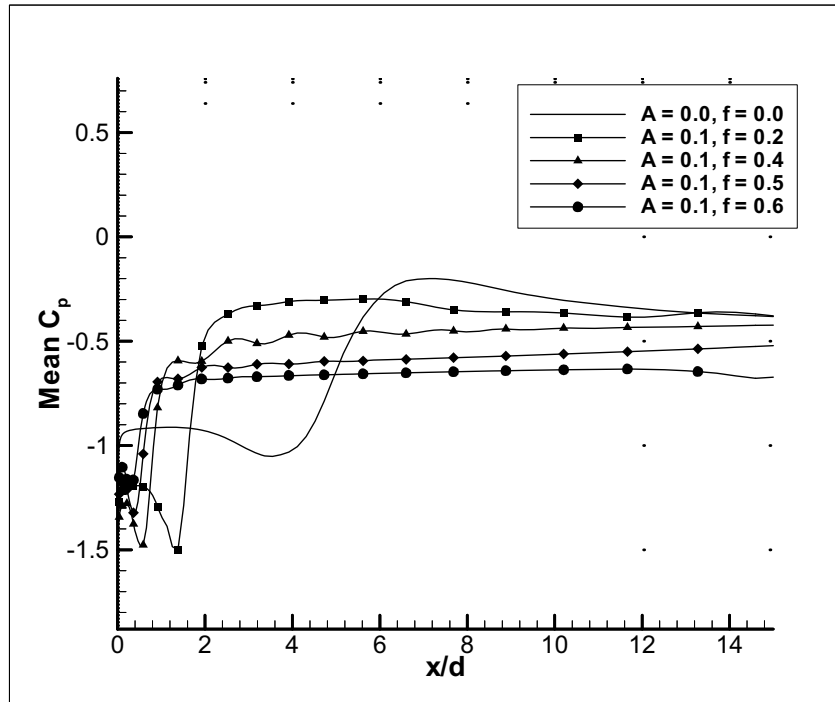


Fig. 9. Variation of mean surface pressure coefficient for various frequencies, $Re = 1000$.

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:

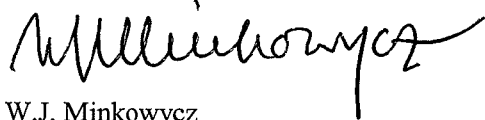
Thank you for the above-referenced manuscript which you have submitted for possible publication in the *International Communications in Heat and Mass Transfer*. I am pleased to advise you that the reviews are favorable and therefore I intend to accept your work for the journal. However, since the *Communications* 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: _____

Disk and content details:

Disk enclosed:

☐ Yes

☐ No (☐ Disk unavailable)

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?

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. See the attachment.

Manuscript type:

(please tick one box)

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

Add some. See

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



Output



Citation tracker



Add to list

Select:

☐ All☐ Page

< Previous

21 to 25

	Document (sort by relevance)	Author(s)	Date	Source Title	Cited By
21. ☐	Effect of time marching schemes on predictions of oscillatory natural convection in fluids of low prandtl number Abstract + Refs	Cless, C.M., Prescott, P.J.	1996	Numerical Heat Transfer; Part A: Applications 29 (6), pp. 575-597	4
22. ☐	Mixed convection in periodic open cavities with oscillatory throughflow Abstract + Refs	Fusegi, T.	1996	Numerical Heat Transfer; Part A: Applications 29 (1), pp. 33-47	8
23. ☐	Numerical analysis of oscillatory instability of buoyancy convection with the Galerkin spectral method Abstract + Refs	Gelfgat, A.Yu., Tanasawa, I.	1994	Numerical Heat Transfer; Part A: Applications 25 (6), pp. 627-648	21
24. ☐	Oscillatory convection in solidifying pure metals Abstract + Refs	Zhou, H., Zebib, A.	1992	Numerical Heat Transfer; Part A: Applications 22 (4), pp. 435-468	10
25. ☐	Study of molecular diffusion in oscillating flow in a pipe using the boundary element method Abstract + Refs	Sekar, S., Nath, G.	1991	Numerical Heat Transfer; Part A: Applications 20 (3), pp. 345-366	0



Output



Citation tracker



Add to list

Select:

☐ All☐ Page[Back to Top](#)

Display 20

results per page

< Previous

21 to 25

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

Search History

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