



**Flow and Heat Transfer Control in a Rotating Flow Channel
with Turbulence Promoters**

Natthaporn Kaewchoothong

**A Thesis Submitted in Fulfillment of the Requirements for the
Degree of Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering
Prince of Songkla University**

2019

Copyright of Prince of Songkla University



**Flow and Heat Transfer Control in a Rotating Flow Channel
with Turbulence Promoters**

Natthaporn Kaewchoothong

**A Thesis Submitted in Fulfillment of the Requirements for the
Degree of Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering
Prince of Songkla University**

2019

Copyright of Prince of Songkla University

Thesis Title Flow and Heat Transfer Control in a Rotating Flow Channel with
Turbulence Promoters

Author Mr. Natthaporn Kaewchoothong

Major Program Mechanical Engineering

Major Advisor:

Chayut Nuntadusit
.....
(Asst. Prof. Dr. Chayut Nuntadusit)

Co-advisor:

Kittinan Maliwan
.....
(Dr. Kittinan Maliwan)

Examining Committee:

Paisarn Naphon
.....Chairperson
(Assoc. Prof. Dr. Paisarn Naphon)

Chayut Nuntadusit
.....Committee
(Asst. Prof. Dr. Chayut Nuntadusit)

Kittinan Maliwan
.....Committee
(Dr. Kittinan Maliwan)

Passakorn Vessakosol
.....Committee
(Asst. Prof. Dr. Passakorn Vessakosol)

Makatar Wae-hayee
.....Committee
(Dr. Makatar Wae-hayee)

The Graduate School, Prince of Songkla University, has approved this thesis as fulfillment of the requirements for the Doctor of Philosophy Degree in Mechanical Engineering

.....
(Prof. Dr. Damrongsak Faroongsarng)
Dean of Graduate School

This is to certify that the work here submitted is the result of the candidate's own investigations.
Due acknowledgement has been made of any assistance received.

Chayut Nuntadusit.....Signature

(Asst. Prof. Dr. Chayut Nuntadusit)

Major Advisor

Kittinan Maliwan.....Signature

(Dr. Kittinan Maliwan)

Co-advisor

Natthaporn Kaewchoothong.....Signature

(Mr. Natthaporn Kaewchoothong)

Candidate

(4)

I hereby certify that this work has not been accepted in substance for any degree, and is not being currently submitted in candidature for any degree.

Natthaporn KaewchoothongSignature

(Mr. Natthaporn Kaewchoothong)

Candidate

ชื่อวิทยานิพนธ์	การควบคุมการไหลและการถ่ายเทความร้อนในช่องการไหลที่หมุนด้วยตัวเพิ่มความปั่นป่วน
ผู้เขียน	นายณัฐพร แก้วชูทอง
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา	2561

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาการกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวภายในช่องระบายความร้อนของใบเทอร์ไบน์โดยการติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วนด้วยครีบ เพื่อที่จะให้เกิดการกระจายการถ่ายเทความร้อนสม่ำเสมอภายใต้การหมุน ในงานวิจัยนี้ มีการทดลอง 2 ส่วน ได้แก่ การทดลองในช่องตรงอยู่กับที่และช่องคดเคี้ยวหมุน

สำหรับช่องตรงอยู่กับที่ ช่องการไหลมีความสูง (H) และความกว้าง (W) เท่ากับ 75 มิลลิเมตร อัตราส่วนของความสูงครีบต่อไฮดรอลิกของช่องการไหล (e/D_h) อัตราส่วนของความยาวของต่อไฮดรอลิกช่องการไหล (L/D_h) และอัตราส่วนของระยะพิท (p/e) เท่ากับ 0.13, 8 และ 10 ตามลำดับ รูปแบบของครีบที่ใช้ในงานวิจัยนี้มี 15 แบบ ได้แก่ (1) ครีบทำมุมเอียง 90° , 30° , 45° และ 60° (2) ครีบทำมุมเอียงรูปตัววี 30° , 45° และ 60° (3) ครีบทำมุมเอียงรูปปีกกลับ 45° และ 60° (4) ครีบทำมุมเอียง 60° ที่มีตำแหน่งช่องว่างต่างกัน และ (5) ครีบรูปวีแบบวกกลับทำมุมเอียง 60° ที่มีช่องว่าง ซึ่งรูปแบบครีบเหล่านี้ถูกติดตั้งบนผนังทั้งด้านบนและด้านล่างของช่องการไหล ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ที่ใช้ในการทดลองทั้งหมดเท่ากับ 10,000 ถึง 30,000 ค่าการกระจายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนถูกวัดโดยใช้แผ่น thermochromic liquid crystals (TLC) การทดลองนี้ยังวัดค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและสมรรถนะเชิงความร้อน นอกจากนี้ โครงสร้างการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวภายในช่องตรงอยู่กับที่ถูกศึกษาโดยใช้โปรแกรมทางพลศาสตร์ของไหล ANSYS ver. 15.0 (Fluent)

สำหรับช่องคดเคี้ยวหมุน การวัดค่าของการกระจายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว มี 2 วิธี ได้แก่ วิธีแรกคือ ใช้แผ่น thermochromic liquid crystals (TLC) ซึ่งมีความสูงของช่องคดเคี้ยวหมุน (H) และความกว้าง (W) เท่ากับ 50 มิลลิเมตร มีอัตราส่วนของความสูงครีบต่อไฮดรอลิกของช่องการไหล (e/D_h) อัตราส่วนของความยาวของต่อไฮดรอลิกช่องการไหล (L/D_h) อัตราส่วนของรัศมีการหมุน (r/D_h) และอัตราส่วนของระยะพิท (p/e) เท่ากับ 0.1, 8, 5 และ 10 ตามลำดับ รูปแบบของครีบที่ใช้ใน มี 7 แบบ ได้แก่ (1) ครีบทำมุมเอียง 90° , 45° และ 60° (2) ครีบทำมุมเอียงรูปตัววี 60° (กรณี I) (3) ครีบทำมุมเอียงรูปตัววี 60° โดยมีครีบทำมุมเอียงรูปตัววีแบบวกกลับกลับ 60° ในกลับที่สอง (กรณี II) (4) ครีบทำมุมเอียงรูปตัววี 60° โดยมีครีบทำมุมเอียง 60° ในกลับที่สอง (กรณี III) และ (5) ครีบทำมุมเอียงรูปตัววี 60° ที่มีช่องว่าง (กรณี IV) ซึ่งรูปแบบของครีบทั้งหมดจะถูกเปรียบเทียบกับช่องคดเคี้ยวแบบผิวเรียบ นอกจากนี้ ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและ

ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนยังถูกวัดในทุกกรณีของการทดลอง สำหรับวิธีที่สองคือ วิธีการระเหิดของลูกเหม็น ในวิธีการนี้ มีความสูงของช่องคดเคี้ยวหมุน (H) และความกว้าง (W) เท่ากับ 15 มิลลิเมตร มีอัตราส่วนของความสูงครีบท่อไฮดรอลิกของช่องการไหล (e/D_h) อัตราส่วนของความยาวของท่อไฮดรอลิกช่องการไหล (L/D_h) อัตราส่วนของรัศมีการหมุน (r/D_h) และอัตราส่วนของระยะพิท (p/e) เท่ากับ 0.133, 11.3, 22 และ 10 ตามลำดับ รูปแบบครีบท่อที่ใช้ในวิธีการนี้ มี 2 แบบ ได้แก่ ครีบท่อมุมเอียง 90° และ 60° กำหนดค่าตัวเลขเรย์โนลด์คังที่ $10,000$ และค่าตัวเลขการหมุน (R_o) ถูกกำหนดในช่วง 0.0 ถึง 0.3 นอกจากนี้ โครงสร้างของการไหลภายในช่องคดเคี้ยวหมุนถูกศึกษาโดยใช้โปรแกรมทางพลศาสตร์ของไหล ANSYS ver. 15.0 (Fluent)

สำหรับกรณีของช่องตรงอยู่กับที่ ผลการทดลองพบว่า การกระจายสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบท่อ สำหรับครีบท่อมุมเอียง 60° ครีบท่อมุมเอียงรูปตัววี 45° และ 60° และครีบท่อมุมเอียงรูปตัววี 60° ที่มีช่องว่าง มีค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงอย่างมีนัยสำคัญประมาณ 19.3%, 23.5%, 32.6% และ 38.7% ตามลำดับ เมื่อเทียบกับกรณีครีบท่อ 90° เพราะผลของการไหลอันดับที่สองที่เหนี่ยวนำโดยครีบท่อเอียงไหลปะทะบนพื้นผิว พฤติกรรมการไหลนี้ช่วยลดความหนาของชั้นขอบเขต ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น การกระจายการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเกิดที่กรณีครีบท่อรูปตัววีเอียงทำมุม 60° ที่มีช่องว่าง เมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ เพราะครีบท่อรูปตัววีเอียงทำมุม 60° ที่มีช่องว่าง สร้างการไหลอันดับสองที่ซับซ้อนเหนี่ยวนำโดยมุมเอียงของครีบท่อและยังมีผลของการไหลผ่านช่องว่าง นอกจากนี้ ผลการทดลองพบว่า ครีบท่อมุมเอียงรูปตัววี 60° ที่มีช่องว่าง ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนดีที่สุด เมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ

สำหรับกรณีของช่องคดเคี้ยวหมุน ผลการทดลองพบว่า แนวโน้มของอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (\bar{Nu}/Nu_o) สำหรับทุกกรณีของครีบท่อเพิ่มขึ้นที่การเพิ่มขึ้นของตัวเลขการหมุน (R_o) อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยในช่องกลับแรกสูงสุดที่ผนัง TS (ผนังด้านความดัน) ตามด้วยผนัง LS (ผนังด้านดูด) ซึ่งแนวโน้มนี้คล้ายกับผลในส่วนกลับ ในขณะที่ อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยในกลับที่สองสูงสุดที่ผนัง LS ตามด้วยผนัง TS นอกจากนี้ อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยในกรณีของครีบท่อมุมเอียงรูปตัววี 60° โดยมีครีบท่อมุมเอียง 60° ในกลับที่สอง (กรณี III) และครีบท่อมุมเอียงรูปตัววี 60° ที่มีช่องว่าง (กรณี IV) ให้ค่าสูงกว่าประมาณ 21.8% และ 25.4% เมื่อเทียบกับกรณีผนังเรียบ และยังให้ค่าสูงในช่วง 10-15% เมื่อเทียบกับกรณีครีบท่อรูปแบบอื่นๆ ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทาน (f/f_o) ในกรณีครีบท่อรูปตัววีทำมุมเอียง 60° ให้ค่า f/f_o สูงสุด ในขณะที่ ครีบท่อมุมเอียง 60° ในกลับที่สอง (กรณี III) และครีบท่อรูปตัววีทำมุมเอียง 60° ที่มีช่องว่าง (กรณี IV) ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนดีที่สุด นอกจากนี้ ยังพบว่า โครงสร้างสนามการไหลภายในช่องที่คดเคี้ยวเนื่องจากการหมุนสร้างการไหลอันดับสองที่ซับซ้อน มันสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนอย่างมีนัยสำคัญบนพื้นผิว โดยเฉพาะอย่างยิ่ง พื้นผิว TS ในช่องกลับแรกและพื้นผิว LS ในช่องกลับที่สอง

Thesis Title	Flow and Heat Transfer Control in a Rotating Flow Channel with Turbulence Promoters
Author	Mr. Natthaporn Kaewchoothong
Major Program	Mechanical Engineering
Academic Year	2018

ABSTRACT

The objective of this research is to study the local heat transfer distribution inside the cooling channel of the turbine blade with rib turbulators in order to give a uniform heat transfer distribution under the rotations. In this research, there are two main parts of the experiment, viz. the experiment in a stationary straight channel and a rotating serpentine channel.

For the stationary straight channel, it has a height (H) and width (W) of 75 mm. The rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h), the channel length-to-hydraulic diameter ratio (L/D_h) and rib pitch-to-height ratio (p/e) were selected at 0.133, 8 and 10, respectively. Fifteen different types of rib geometries used in this research, viz. 90°, 30°, 45° and 60° inclined ribs, 30°, 45° and 60° V-shaped ribs, 45° and 60° Λ -shaped ribs, 60° inclined ribs with different gap positions, and 60° V-shaped ribs with a gap, which these rib types were installed on two side walls. All experimental tests were carried out in the range of Reynolds number (Re) of 10,000 to 30,000. The local heat transfer coefficient distributions were conducted by using steady thermochromic liquid crystals (TLC) method. The friction factor and thermal performance factor were also performed to evaluate for each case. Furthermore, the commercial software, ANSYS ver. 15.0 (Fluent) was utilized to reveal the flow structure and heat transfer characteristic on the surface inside the stationary straight channel.

For the rotating serpentine channel, there are two methods to measure the local heat transfer coefficient distribution on the surface, viz. the first method is steady thermochromic liquid crystals (TLC) method. In this method, the rotating serpentine channel has a height (H) and width (W) of 50 mm. The ratio of rib height-to-hydraulic diameter (e/D_h), the channel length-to-hydraulic diameter ratio (L/D_h), radius ratio (r/D_h) and rib pitch-to-height ratio (p/e) was selected at 0.1, 8, 5 and 10, respectively. Seven different types of rib geometries conducted in this method, viz. 90°, 45°, 60° inclined ribs, 60° V-shaped ribs (Case I), 60° V-shaped ribs by having 60° Λ -shaped ribs in the second-pass (Case II), and 60° V-shaped ribs by having 60° inclined ribs in the second-pass (Case III), and 60° V-shaped ribs with gap (Case IV), which all rib geometries were compared with the smooth serpentine channel. Also, the

friction factor and thermal performance factor were also carried out to evaluate for all rib cases. For the second method is the naphthalene sublimation method. The rotating serpentine channel has a height (H) and width (W) of 15 mm. The ratio of rib height-to-hydraulic diameter (e/D_h), the channel length-to-hydraulic diameter ratio (L/D_h), radius ratio (r/D_h) and rib pitch-to-height ratio (p/e) was selected at 0.133, 11.3, 22 and 10, respectively. Two different types of rib geometries studied in this method, viz. 90° and 60° inclined ribs. Both two methods were defined at the Reynolds number (Re) of 10,000 and rotation number (Ro) were varied in ranges from 0.0 to 0.3. Moreover, the 3D flow field structures inside the rotating serpentine channel were revealed by using the commercial software, ANSYS ver. 15.0 (Fluent).

For the case of the stationary straight channel, it is found that the heat transfer coefficient distributions on surface for the cases of 60° inclined ribs, 45° , 60° V-shaped ribs and 60° V-shaped ribs with gap were significantly high about 19.3%, 23.5%, 32.6% and 38.7% respectively when compared with the case of 90° ribs because effect of the secondary flow induced by the inclination of rib, attaches on surface. This flow can help to reduce the boundary layer thickness. As a result, the heat transfer rate increases. The highest average heat transfer coefficient on the surface was achieved for the angle of 60° V-shaped ribs with a gap when compared with other rib cases. Because the 60° V-shaped ribs generated the complex secondary flow field that induced by the inclination of rib and effect of flow through a gap. Besides, it is indicated that the case of 60° V-shaped ribs with a gap gives the best thermal performance when compared to the other rib cases.

For the case of the rotating serpentine channel, the results show that the trend of the average heat transfer ratios (\overline{Nu}/Nu_o) for all rib cases increases with increasing the rotation number (Ro). The average heat transfer ratios in the first-pass were highest on the TS wall (Pressure side wall) followed by the LS wall (Suction side wall). This trend was similar in the turn region as well. Whereas, the average heat transfer ratios in the second-pass was highest for the LS wall followed by the TS wall. Furthermore, the average heat transfer ratios in the cases of V- 60° rib having 60° inclined ribs in second pass (case III) and V- 60° rib with a gap (case IV) are high about 21.8% and 25.4% when compared with a smooth wall case, and high in range of 10-15% when compared with other rib cases. The friction factor (f/f_o) in the case of 60° inclined rib gave the highest f/f_o while the 60° V-shaped ribs by having 60° inclined ribs in the second-pass (Case III), and 60° V-shaped ribs with a gap (Case IV) provide the best thermal performance. Also, the flow field structure inside the serpentine channel due to rotation condition gives the complex flow of secondary flow. It can help significantly to increase heat transfer on the surface, especially on the first-pass TS surface and second-pass LS surface.

ACKNOWLEDGEMENT

I would like to express my sincere gratitude and appreciation to my graduate advisor, Asst. Prof. Dr. Chayut Nuntadusit and co-advisor by Dr. Kittinan Maliwan, and co-advisor in Japan by Prof. Dr. Kenichiro Takeishi, for their sponsoring and guiding my studies and research. Without their support and guidance, this research cannot be done.

I would also like to sincerely thank Energy Policy and Planning Office (EPPO), Ministry of Energy in Thailand, the Royal Golden Jubilee Ph.D. program from the Thailand Research Fund (TRF), and the Graduate School and Faculty of Engineering, Prince of Songkla University for their financial support.

Special thanks are due to Prof. Dr. Kenichiro Takeishi for his assistance in the Japan lab and machine shop at Tokushima Bunri University (Kagawa campus).

Also, I would like to thank my family, without the love and support and encouragement for my mom and dad all these would not be possible.

Natthaporn Kaewchoothong

Contents

	Page
Abstract in Thai	(5)
Abstract in English	(7)
Acknowledgments	(9)
Contents	(10)
List of Tables	(12)
List of Figures	(13)
List of Abbreviations and Symbols	(17)
List of Publications	(20)
List of Permissions	(22)
1. Introduction	1
1.1 Background	1
1.2 Literature review	3
1.3 Objectives	5
2. Experimental details	5
2.1 Study model and parameters	5
2.1.1 Stationary straight channel by using TLC method	5
2.1.2 Rotating serpentine channel by using TLC method	7
2.1.3 Rotating serpentine channel by using naphthalene method	9
2.2 Experimental setup	11
2.2.1 Facility for stationary straight channel	11
2.2.2 Facility for rotating serpentine channel by using TLC	13
2.2.3 Facility for rotating serpentine channel by using naphthalene	17
3. Method	19
3.1 Heat transfer measurement	19
3.2 Numerical simulation	21
4. Results and discussion	24
4.1 Stationary straight channel	24
4.1.1 Heat transfer characteristics	24
4.1.2 Thermal enhancement evaluation	28
4.1.3 Flow structures	29

Contents (Cont.)

	Page
4.2 Rotating serpentine channel by using the TLC method	36
4.2.1 Heat transfer characteristics	36
4.2.2 Average Nusselt number	50
4.2.3 Thermal enhancement evaluation	53
4.3 Rotating serpentine channel by using naphthalene sublimation method	56
4.3.1 Heat transfer characteristics	56
4.3.2 Average Nusselt number	57
4.4 Flow structures of the rotating serpentine channel	57
5. Concluding remarks	72
5.1 Stationary straight channel	72
5.2 Rotating serpentine channel	72
6. Recommendations for further research	73
References	74
Appendix A: The publication of the rib turbulators inside the stationary straight channel	76
Appendix B: The publication of the rib turbulators inside the rotating serpentine channel	121
Appendix C: Force analysis due to the rotation	184
Vitae	187

List of Tables

	Page
Table 1 Values of parameters for stationary straight channel	7
Table 2 Values of parameters for rotating serpentine channel by using TLC	8
Table 3 Test conditions and geometries of rotating serpentine channel by using naphthalene	11
Table 4 Validations of element size on numerical simulation and experiment results	23

List of Figures

		Page
Fig. 1.	Component of a gas turbine engine (Turbo fan GE90-115B) [1].	1
Fig. 2.	Typically cooled aircraft gas turbine blade [2].	2
Fig. 3.	Variation of heat transfer rate around a turbine blade [3].	2
Fig. 4.	Overview of several techniques to cool a modern gas turbine blade [4].	3
Fig. 5.	Structure flow over a two-dimensional rib [5].	4
Fig. 6.	Detail of study model.	6
Fig. 7.	Rib geometries studied.	6
Fig. 8.	Detail of study model for the rotation.	8
Fig. 9.	Rib geometries tested for rotating serpentine channel.	9
Fig. 10.	Schematic diagram of the test section and meshed test-pieces.	10
Fig. 11.	A schematic diagram of the experimental setup.	12
Fig. 12.	Details of heat transfer measurement wall.	13
Fig. 13.	A schematic diagram of rotation experimental facilities.	14
Fig. 14.	Detail of coolant flow prior to entering the test section.	15
Fig. 15.	Details of heat transfer measurement wall.	16
Fig. 16.	A typical calibration curve relating the hue of the liquid crystal color versus the wall temperature.	16
Fig. 17.	Schematic diagram of a rotating facility	17
Fig. 18.	A casting technique of naphthalene in meshed test-piece.	18
Fig. 19.	Detail of computational grid.	23
Fig. 20.	Comparison of Nusselt number distribution between experiment and CFD simulations at $\alpha=60^\circ$ and $Re=30,000$.	24
Fig. 21.	Comparisons of Nusselt number distributions on measurement surface with different rib arrangements at $p/e=10$ and $Re=30,000$.	26
Fig. 22.	Variation of (a) average Nusselt number ratio and (b) friction factor ratio with Reynolds number at different rib arrangements.	28
Fig. 23.	Thermal performance factors with Reynolds number at different rib arrangements.	29
Fig. 24.	3D flow structures and heat transfer pattern on the surface of 90° rib inside the straight channel.	31
Fig. 25.	3D flow structures and heat transfer pattern on the surface of the inclined rib inside the straight channel.	32

List of Figures (Cont.)

		Page
Fig. 26.	3D flow structures and heat transfer pattern on the surface of V-shaped rib inside the straight channel.	33
Fig. 27.	3D flow structures and heat transfer pattern on the surface of Λ -shaped rib inside the straight channel.	34
Fig. 28.	3D flow structures and heat transfer pattern on the surface of V-shaped rib with gap inside the straight channel.	35
Fig. 29.	Comparison of Nusselt number distribution between experiment and CFD at $R_o=0.0$, $\alpha=90^\circ$ and $Re=10,000$.	36
Fig. 30.	Effect of rotation number on the Nusselt number distribution for a smooth wall at $Re=10,000$.	38
Fig. 31.	Effect of rotation number on the Nusselt number distribution for 90° ribbed walls at $p/e=10$ and $Re=10,000$.	41
Fig. 32.	Effect of rotation number on the Nusselt number distribution for 45° ribbed walls at $p/e=10$ and $Re=10,000$.	42
Fig. 33.	Effect of rotation number on the Nusselt number distribution for 60° ribbed walls at $p/e=10$ and $Re=10,000$.	43
Fig. 34.	Effect of rotation number on the Nusselt number distribution for V- 60° ribbed walls (case I) at $p/e=10$ and $Re=10,000$.	44
Fig. 35.	Effect of rotation number on the Nusselt number distribution for V- 60° ribbed walls (case II) at $p/e=10$ and $Re=10,000$.	47
Fig. 36.	Effect of rotation number on the Nusselt number distribution for V- 60° ribbed walls (case III) at $p/e=10$ and $Re=10,000$.	48
Fig. 37.	Effect of rotation number on the Nusselt number distribution for V- 60° ribbed walls with a gap (case IV) at $p/e=10$ and $Re=10,000$.	49
Fig. 38.	Comparison of average Nusselt number ratios along the length of a serpentine channel for all rib cases at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	51
Fig. 39.	Comparison of average Nusselt number ratios along the length of a serpentine channel for all rib cases at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	51
Fig. 40.	Effect of R_o on average Nusselt number ratios of each section of a serpentine channel at $p/e=10$ and $Re=10,000$.	53
Fig. 41.	Effect of R_o on friction factor ratios of each rib type inside a serpentine channel at $p/e=10$ and $Re=10,000$.	55

List of Figures (Cont.)

		Page
Fig. 42.	Effect of R_o on thermal performance factors of each rib type inside a serpentine channel at $p/e=10$ and $Re=10,000$.	55
Fig. 43.	Detailed Nusselt number enhancement contours on the surface between the 90° ribs of each pass under the stationary condition at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	58
Fig. 44.	Detailed Nusselt number enhancement contours on the surface between the 90° ribs of each pass under rotation condition at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	58
Fig. 45.	Detailed Nusselt number enhancement contours on the surface between the 60° ribs of each pass under the stationary condition at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	59
Fig. 46.	Detailed Nusselt number enhancement contours on the surface between the 60° ribs of each pass under the rotating condition at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	59
Fig. 47.	Effect of R_o on average Nusselt number ratios on the surface between the ribs under rotation condition at $p/e=10$ and $Re=10,000$.	60
Fig. 48.	3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with smooth wall at $R_o=0.0$ and $Re=10,000$.	63
Fig. 49.	3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with smooth wall at $R_o=0.2$ and $Re=10,000$.	63
Fig. 50.	3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with 90° ribbed walls at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	64
Fig. 51.	3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with 90° ribbed walls at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	64
Fig. 52.	3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with 60° ribbed walls at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	65
Fig. 53.	3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with 60° ribbed walls at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	65

List of Figures (Cont.)

	Page
Fig. 54. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed walls (case I) at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	68
Fig. 55. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed walls (case I) at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	68
Fig. 56. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed walls (case II) at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	69
Fig. 57. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed walls (case II) at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	69
Fig. 58. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed walls (case III) at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	70
Fig. 59. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed walls (case III) at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	70
Fig. 60. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed walls (case IV) at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	71
Fig. 61. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed walls (case IV) at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.	71

List of Abbreviations and Symbols

List of Abbreviations

AR	Channel aspect ratio	-
D_h	Channel hydraulic diameter	m
e	Rib height	m
f	Friction factor	-
f_o	Friction factor from Blasius correlation with the smooth channel ($=0.079Re^{-0.25}$)	-
h	Local heat transfer coefficient	$W/m^2 \cdot K$
h_c	Natural convective heat transfer coefficient	$W/m^2 \cdot K$
h_m	Local mass transfer coefficient	m/s
H	Channel height	m
I	Electric current	A
k	Thermal conductivity	$W/m \cdot K$
k_{foil}	Thermal conductivity of stainless foil	$W/m \cdot K$
k_{TLC}	Thermal conductivity of TLC sheet	$W/m \cdot K$
L	Channel length	m
\dot{m}''	Local mass flux of naphthalene	$kg/m^2 \cdot s$
n	The experimental constant of naphthalene ($=0.4$)	-
N	Number of a pixel in the considered region	-
N	Rotational speed	rpm
Nu	Nusselt number	-
Nu_o	The Nusselt number for turbulent flow on heat transfer from Dittus-Boelter correlation ($=0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}$)	-
\overline{Nu}	Average Nusselt number	-
p	Rib pitch	m
Pr	Prandtl number	-
P_v	Situated vapor pressure of naphthalene	Pa
ΔP	Pressure drop	Pa
\dot{q}_{input}	Generated heat flux	W/m^2
$\dot{q}_{loss, cond.}$	Heat loss from conduction	W/m^2
$\dot{q}_{loss, conv.}$	Heat loss from convection	W/m^2
$\dot{q}_{loss, rad.}$	Heat loss from radiation	W/m^2

List of Abbreviations and Symbols (Cont.)

List of Abbreviations

r	Radius of rotation	m
R	Gas constant for naphthalene (=64.89)	J/mol · K
Re	Reynolds number	-
R_o	Rotation number	-
Sc	Schmidt number of naphthalene in air	-
t_{foil}	Thickness of stainless foil	m
t_{TLC}	Thickness of TLC sheet	m
Δt	Duration of test run	s
T_i	Inlet temperature of air	°C
T_o	Outlet temperature of air	°C
T_m	Mean temperature of air	°C
T_w	Wall temperature	°C
$\overline{T_m}$	Average wall temperature	°C
T_{surr}	Surrounding temperature	°C
U_i	Inlet velocity of air	m/s
V	Electric potential difference	Volt
W	Channel width	m
x	Coordinate in the spanwise direction	-
y	Coordinate in wall normal direction	-
z	Coordinate in the streamwise direction	-

List of Symbols

α	The inclination angle of the rib	-°
δ	Depth of naphthalene sublimation	m
ε_{TLC}	Emissivity coefficient of TLC sheet (=0.9)	-
η	Thermal performance factor	-
ν	Kinetic viscosity of air	m ² /s
ρ	Density of air	kg/m ³
ρ_s	Density of solid naphthalene (=1175 at 20°C)	kg/m ³
Ω	Angular velocity of the rotational channel (=πN/30)	rad/s

List of Abbreviations and Symbols (Cont.)**List of Symbols**

σ	Stefan-Boltzmann constant ($=5.67 \times 10^{-8}$)	$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$
----------	--	---------------------------------

List of Publications

The list of publications was classified in order of the study. The publications of the rib turbulators inside the straight channel, the rib turbulators inside the serpentine channel were attached in Appendix A and Appendix B, respectively.

1. Publications of the rib turbulators inside the stationary straight channel

1.1 Conference Paper (Thai)

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, and C. Nuntadusit, Influences of inclined angle on heat transfer characteristic in a square channel with rib turbulators. The 16th Heat and Mass Transfer in Thermal Equipment and Process, 23-24 February 2017, 36–42, Chiang Mai, Thailand.

N. Torungniphath, C. Chohchoo, N. Kaewchoothong, and C. Nuntadusit, Heat transfer characteristic in a square duct with rib installation. The 16th Heat and Mass Transfer in Thermal Equipment and Process, 23-24 February 2017, 194–200, Chiang Mai, Thailand.

T. Nontula, N. Kaewchoothong, K. Maliwan, and C. Nuntadusit, Effect of pitch ratios on heat transfer characteristic in a square channel with U-ribs. The 18th Heat and Mass Transfer in Thermal Equipment and Process, 20-21 March 2019, 151–157, Krabi, Thailand.

1.2 Conference Paper (Inter.)

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Effect of inclined ribs on heat transfer coefficient in stationary square channel, The 14th Asian Symposium on Visualization (ASV), May 22-26, 2017, Beijing, China.

1.3 Journal Paper

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Effect of inclined ribs on heat transfer coefficient in stationary square channel, Theoretical and Applied Mechanics Letters, 7(6) (2017) 344–350.

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Experimental and numerical investigations of flow and heat transfer characteristics with inclined ribs having alternative gap positions in a stationary rib-roughened channel, **This manuscript is being submitted.**

2. Publications of the rib turbulators inside the rotating serpentine channel

2.1 Conference Paper (Thai)

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, M. Wae-hayee, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Simulation of flow and heat transfer in two-pass square channel with rotation. The

29th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT 29). 30 June 11-2 July 2015, 718–726, Nakhon Ratchasima, Thailand.

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, M. Wae-hayee, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Flow and heat transfer characteristics in a rotating square channel with 90° ribs. The 30th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT 30). 5-8 July 2016, 897–904, Songkhla, Thailand.

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, and C. Nuntadusit, Effect of rotation on vortex core distribution in a ribbed two-pass square channel. The 18th Heat and Mass Transfer in Thermal Equipment and Process, 20-21 March 2019, 158–167, Krabi, Thailand.

2.2 Conference Paper (Inter.)

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, and C. Nuntadusit, Numerical simulations on flow and heat transfer in ribbed two-pass square channels under rotational effects, The 2nd International Conference on Computational Fluid Dynamics in Research and Industry 2017 (CFDRI 2017), 3-4 August 2017, Songkhla, Thailand.

2.3 Journal Paper

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, and C. Nuntadusit, Numerical simulations on flow and heat transfer in ribbed two-pass square channels under rotational effects, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 243(1) (2017) 012004.

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Effect of rotation number on flow and heat transfer characteristics in serpentine passage with ribbed walls. Journal of Mechanical Science and Technology. 32(9) (2018) 4461–4471.

N. Kaewchoothong, P. Narato, S. Thaina, and C. Nuntadusit, Experimental investigation on heat transfer characteristics and thermal performance inside ribbed serpentine channel under rotational effects. **This manuscript has been submitted in International Journal of Thermal Sciences (Under review 22 May 2019).**

N. Kaewchoothong, P. Narato and C. Nuntadusit, Effect of rotation on flow and heat transfer characteristics inside ribbed two-pass square channels. **This manuscript is being submitted.**

List of Permissions

1. Journal Paper

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Effect of rotation number on flow and heat transfer characteristics in serpentine passage with ribbed walls. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 32(9) (2018) 4461–4471.



RightsLink®

Home

Create Account

Help



SPRINGER NATURE

Title: Effect of rotation number on flow and heat transfer characteristics in serpentine passage with ribbed walls
Author: Natthaporn Kaewchoothong, Kittinan Maliwan, Kenichiro Takeishi et al
Publication: *Journal of Mechanical Science and Technology*
Publisher: Springer Nature
Date: Jan 1, 2018

Copyright © 2018, The Korean Society of Mechanical Engineers and Springer-Verlag GmbH Germany, part of Springer Nature



Journalpermissions

to me ▾

Dear Natthaporn,

Thank you for your Springer Nature request. As an author, you are welcome to reuse this content in a thesis/dissertation, but we require a license for our records.

Please note: we allow the use of the final accepted manuscript version of the article in the thesis, not the published version.

Best wishes,

Paloma Hammond

Rights Assistant SpringerNature

The Campus, 4 Crinan Street, London N1 9XW, United Kingdom

1. Introduction

1.1 Background

A simple gas turbine engine consists of three main components, viz. compressor, combustor, and turbine as shown in Fig. 1. Firstly, the air passes through the entrance and into the compressor where it is compressed. The compressed air flows into the combustor where fuel is injected and then burned to heat up the air. After that, the high temperature and high-pressure combustion gas are introduced into the turbine section where mechanical power is achieved. Finally, the nozzle accelerates the exhaust gas in order to increase the thrust of the aircraft.

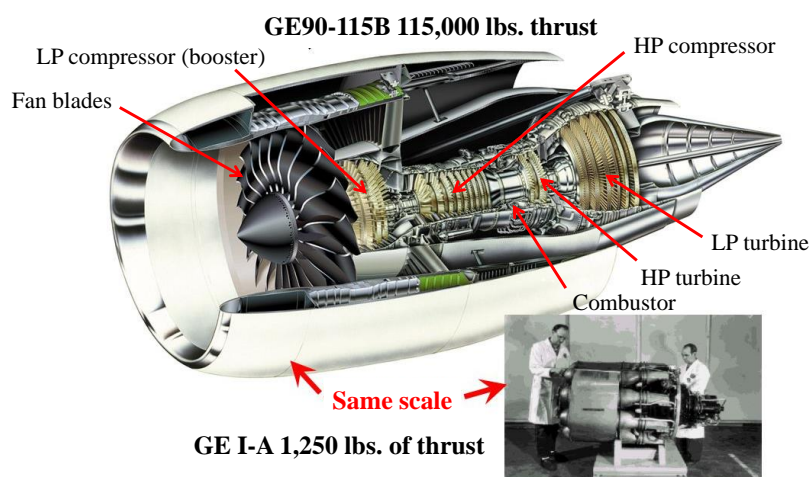


Fig. 1. Component of a gas turbine engine (Turbo fan GE90-115B) [1].

A recent trend in the modern gas turbine industries is seeking to increase the power output and thermal efficiency, and decrease fossil fuel consumption and CO₂ emissions of the gas turbine. One method of increasing both power output and thermal efficiency of the engine is increasing of the turbine inlet temperature (TIT). Recent gas turbines, the turbine inlet temperature can be as high as 1,700°C which exceeds the melting temperature of metal airfoils. Therefore, it is essential that the gas turbine vanes and blades must be cooled to make it resist the high temperatures. The temperature of hot gases and cooling air of the blades can be decreased to around 1,000°C, which is acceptable for the operation of the gas turbine engine.

Fig. 2 shows a typical cooling method for the main body of a turbine rotor blade using internal convection supplied by multi-serpentine channels. Han et al. [1] described that many cooling techniques were normally used in various combinations to increase the life of turbine blades such as film cooling, impingement cooling, and internal passage cooling, etc.

It is widely accepted that the lifetime of a turbine blade can be reduced by half if the predicting temperature of the metal blade decreases approximately 30°C. Thus, designers must predict precisely the local heat transfer coefficient distributions and local airfoil metal temperature. However, due to the complicated flow around the airfoils, it is difficult for designers to predict the metal temperature of the turbine blades accurately.

Fig. 3 shows the variation of the heat transfer rate around a turbine blade. The heat transfer distributions under the blades not film cooled are higher than those for cooled-film blades at the same engine flow conditions. Heat transfer distribution at the leading surface is very high and continuous decrease as the flow travels along the blade. On the trailing surface, the flow transitions from laminar to turbulent, and the heat flux suddenly increases, the heat transfer distribution on trailing surface increases as the flow accelerates around the turbine blade, which is non-uniform heat flux on the surface of the blade.

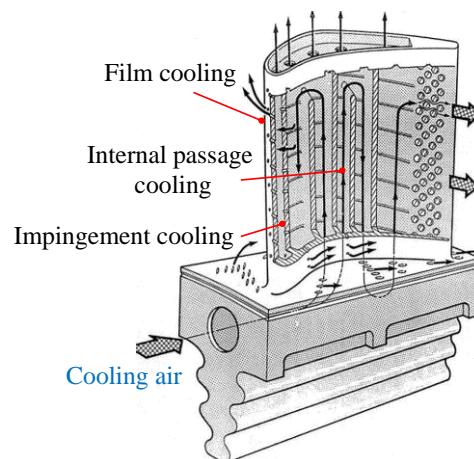


Fig. 2. Typically cooled aircraft gas turbine blade [2].

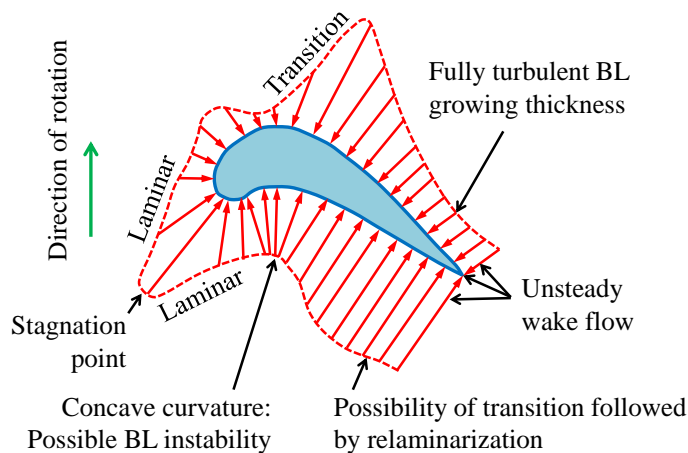


Fig. 3. Variation of heat transfer rate around a turbine blade [3].

Fig. 4 shows an overview of several modern techniques to cool a gas turbine blade. An internal turbine blade consists of multi-serpentine cooling channels lined with rib turbulators. Jet impingement is used to cool the leading edge of the blade, and short pin-fin is utilized near the trailing edge due to space limitation and structural integration. The heat transfer trends in vanes and blades of the gas turbine are very different because the blades are rotating and the flow of the coolant in channels is changed. Hence, the effect of the rotation on the internal heat transfer enhancement must be considered. Both Coriolis and centrifugal forces can modify the flow fields and temperature profiles in the rotor coolant passage and affect their surface heat transfer distributions.

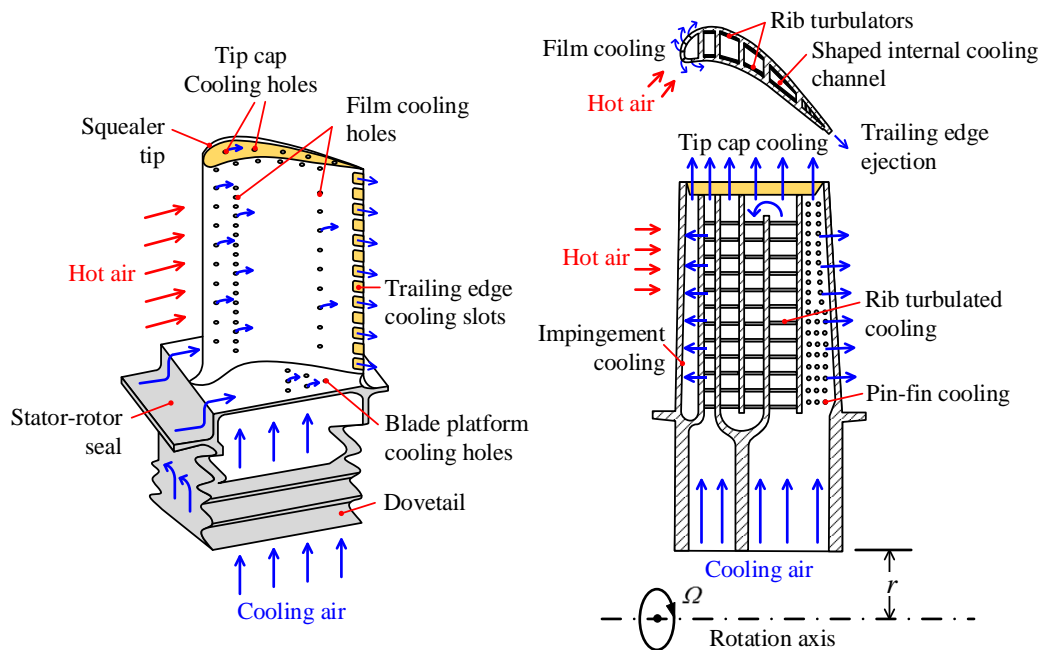


Fig. 4. Overview of several techniques to cool a modern gas turbine blade [4].

1.2 Literature review

Rib turbulators are the most frequently used technique for enhancing the heat transfer distribution in the internal cooling channels. It is typically placed on two opposite walls of the cooling channel. The rib turbulators can generate separated and reattachment flows, which can break the thermal boundary layer that acts as a barrier to heat transfer. In addition, using rib turbulators induce the secondary flow to intensify flow turbulence, and increase the surface area for convective heat transfer. Flow separation and reattachment due to the existence of ribs are presented easily in Fig. 5, which can help to explain the mechanism of heat transfer distribution in the internal cooling channel clearly.

In the last two decades, most experiments have only focused on non-rotating models (stationary), which did not consider the effect of the Coriolis and centrifugal force. Recently, heat transfer experiments in rotating turbine blades have been performed by many researchers. Liou et al. [6] experimentally studied fluid flow and heat transfer in a rotating serpentine square channel with 90° ribs at rib pitch-to-height ratio (p/e) of 10, using transient thermochromic liquid crystals. The Reynolds number, based on channel hydraulic diameter and mean velocity, was fixed at 10,000 whereas the rotational number (Ro) varied from 0 to 0.2. They found that heat transfer increases with increasing the rotation number. Likewise, Mayo et al. [7] investigated heat transfer distribution of a rotating one-pass square channel with 90° ribs, using steady thermochromic liquid crystals. The rib pitch-to-height ratio was 10. The Reynolds number was varied from 15,000 to 40,000. The maximum rotation number values were ranging between 0.12 ($Re=40,000$) and 0.30 ($Re=15,000$). They concluded that heat transfer, in the first pass, on the trailing wall was higher than that heat transfer on the leading wall while heat transfer, in the second pass, on the leading wall was larger than on trailing wall, especially at high Ro .

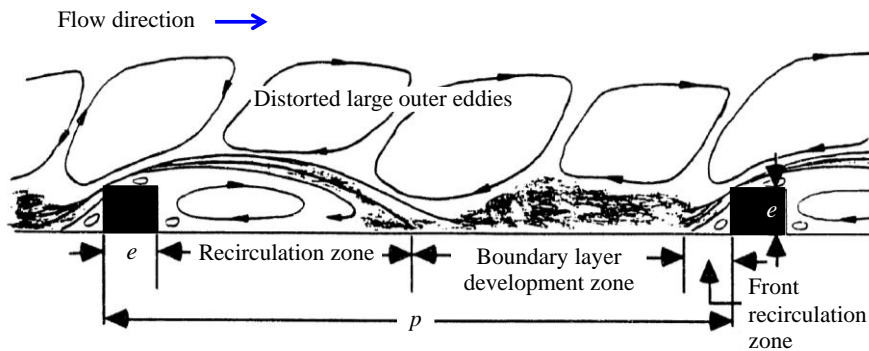


Fig. 5. Structure flow over a two-dimensional rib [5].

Lamont et al. [8] studied heat transfer characteristics of the rotating serpentine square channel with 90° and W-shaped ribs, using transient thermochromic liquid crystals. The rib pitch-to-height ratio, rotation number, and Reynolds number were fixed at 10, 0.08 and 16,000, respectively. They found that the W-shaped ribs enhance heat transfer in all cases (stationary and rotating) around 1.75 times more than the 90° ribs. The overall thermal-hydraulic performance of the W-shaped ribs still surpasses that define of the 90° ribs. Next years, Singh et al. [9] experimentally and numerically investigated heat transfer inside the serpentine rectangular channel ($AR=1:2$) under stationary and rotating conditions, featuring V-shaped rib turbulators, using transient thermochromic liquid crystals. The rib pitch-to-height ratio was 9.625 and the rib height-to-channel hydraulic diameter was 0.125. The Reynolds

number was varied from 20,000 to 70,000. The rotation experiments were conducted at 400 RPM ($R_o=0.036$) and 700 RPM ($R_o=0.063$). They found that high heat transfer enhancement appeared on the first-pass trailing wall and the second-pass leading wall with an increase R_o .

However, Parsons et al. [10] offered that the heat transfer coefficient of a turbine blade actually depends on many other reasons other than the geometry or the only pitch-to-height ratio of the rib turbulators. It has essential other factors include the Reynolds number of main cooling air, the rotation number of the turbine blades, and flow directions inside the turbine blades, etc. The rotation number (R_o) of the turbine blades is a very important factor because it defines the rotation speed of the turbine blades. Actually, the rotation numbers for the gas turbine engines are about 0.25 with Reynolds number of 50,000, which is difficult to attain with larger hydraulic diameter. Additionally, the flow direction inside the turbine blades is very important as it directly affects the heat transfer coefficient distribution of the surface based on location inside the turbine blade.

Knowledge gap of literature review above, many studies have focused only on the side wall of the rib-roughened channel under low rotational speed. Most of the rib turbulators are solid rib without a gap. Besides, the heat transfer coefficient distributions on both side walls in the second pass that are installed by different ribs are rarely studied in the past. Therefore, this research is to study the local heat transfer coefficient distributions with rib with a single gap, two side walls under high rotational speed both experiment and numerical simulation.

1.3 Objectives

The aim of this research is to study the local heat transfer coefficient distributions within the rotor coolant channel of the turbine blade and to provide a uniform heat transfer distribution under the rotation conditions using the rib turbulators. In this research, there are two techniques used to study the local heat transfer coefficient distributions, viz. thermochromic Liquid Crystals (TLCs) and naphthalene sublimation techniques. Moreover, flow structures inside a channel are predicted by using commercial software, ANSYS (Fluent) ver.15.0.

2. Experimental details

2.1 Study model and parameters

2.1.1 Stationary straight channel by using TLC method

The stationary straight channel condition was conducted to determine the best rib orientation. The details of the rib-roughened channel model and rib geometries used in this research are shown in Figs. 6 and 7. The stationary straight channel has the height (H) and the

width (W) of 75 mm. The length (L) of measurement is equal to 300 mm. All ribs are made of an acrylic plate with a square cross-section of 10 mm. The rib height-to-hydraulic diameter (e/D_h) and rib pitch-to-height ratio (p/e) were selected at 0.133 and 10, respectively. The rib was attached on the heat transfer surface and aligned to the mainstream. All experimental tests were carried out for the Reynolds number (Re) based on the mainstream velocity and hydraulic diameter of the wind tunnel in the range of 10,000-30,000. The parameters used in this work are presented in Table 1. In this study, seven rows of ribs were positioned on both walls of the wind tunnel, which the 4th to 7th rows of ribs on one side were placed on the heated surface for heat transfer measurement.

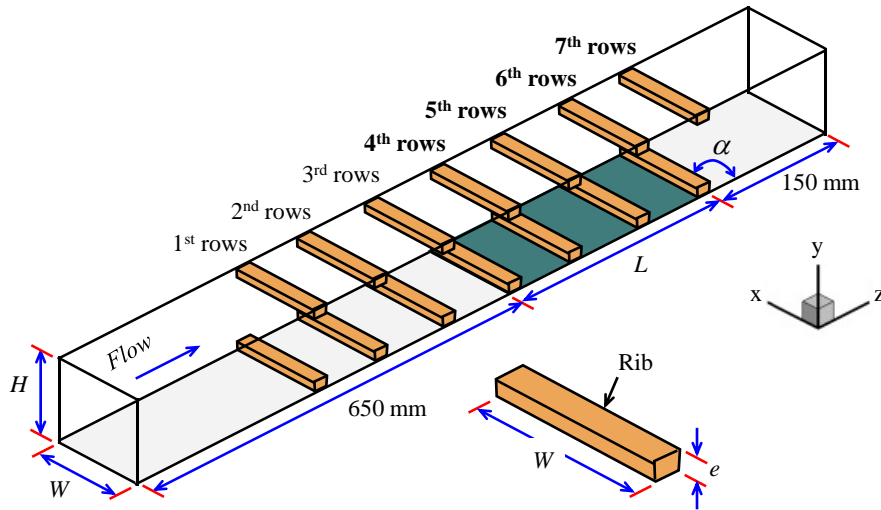


Fig. 6. Detail of study model.

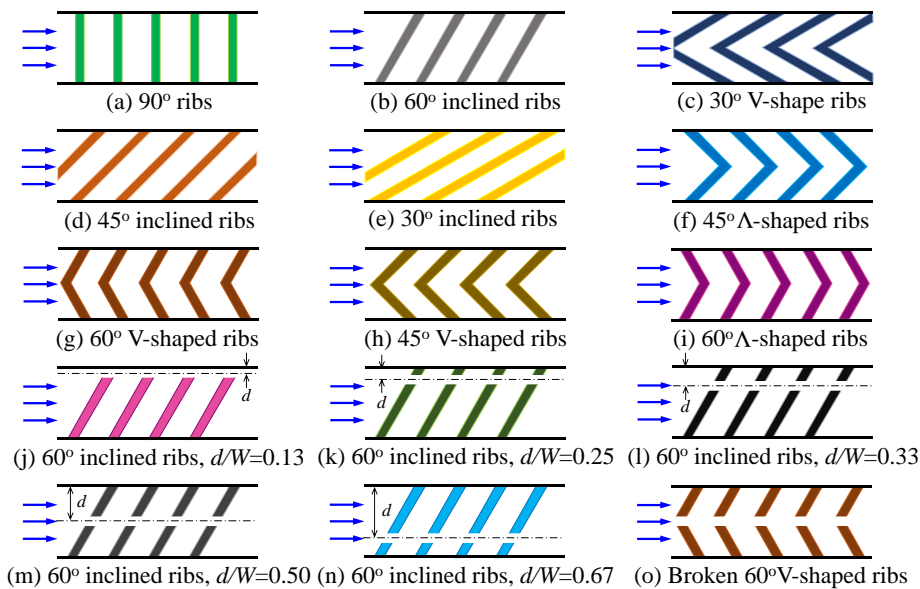


Fig. 7. Rib geometries studied.

Table 1 Values of parameters for stationary straight channel

Parameters	Values
Channel height and width (H, W)	75 mm
Channel aspect ratio (AR)	1.0
Length of heat transfer measurement (L)	300 mm
Rib height (e)	10 mm
Rib pitch to height ratio (p/e)	10
Rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h)	0.133
Reynolds number (Re)	10,000, 15,000, 20,000, 25,000 and 30,000

2.1.2 Rotating serpentine channel by using TLC method

The geometry of the study model and rib geometries are illustrated in Figs. 8 and 9. The essential coordinates x, y, z are represented by the spanwise, normal and streamwise directions respectively, where the clockwise around the x -axis direction of a ribbed serpentine channel is concurrently defined. The ribbed serpentine channel has seven rows of in-line rib turbulators that were installed on both leading and trailing sides of the first and second passes, which the 3rd to 7th rows of ribs were placed on heat transfer surface for heat transfer measurement. In addition, there are the 90° ribs in the middle of the bends. During the rotation of the ribbed serpentine channel, the direction of the Coriolis force (F_{co}) will act towards trailing side for the first pass and leading sides for the second pass. Whereas, the centrifugal force has direction out of the rotating axis both the first and second passes.

The test section was made of the acrylic plate that has a cross-sectional area ($W \times H$) of a ribbed serpentine channel of 50 mm with a hydraulic diameter (D_h) of 50 mm. The length (L) of the test section was 400 mm having the radius of rotation (r) of 250 mm. The distance (a) between the first and second passes was equivalent to 30 mm. The length of the heat transfer surface was 300 mm. The rib height (e) was equal to 5 mm. The rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h) and the rib pitch-to-height ratio (p/e) were fixed at 0.1 and 10, respectively. There were seven rib arrangements studied and then compared to the case of a smooth wall as shown in Fig. 9. The rotation numbers (Ro) were performed in the range of 0.0 to 0.3 corresponding to first stage blade of the real rotating engine in the range of 0.2 to 0.4 with Re of 10,000–40,000 [11]. Furthermore, all experimental tests were carried out at the Reynolds number (Re) of 10,000, based on the mainstream velocity and hydraulic diameter of the channel. The parameters used for this experiment are shown in Table 2.

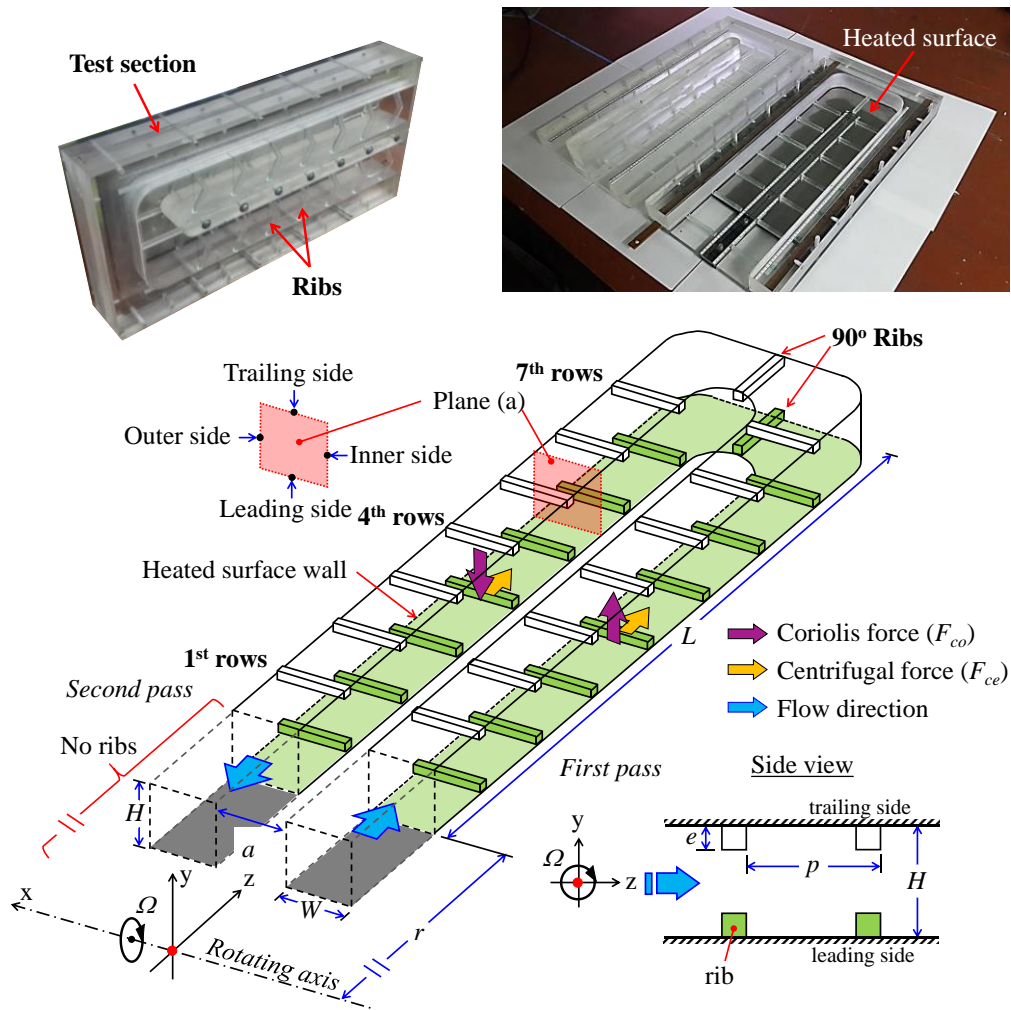


Fig. 8. Detail of study model for the rotation.

Table 2 Values of parameters for rotating serpentine channel by using TLC

Parameters	Values
Channel height and width (H, W)	50 mm
Channel aspect ratio (AR)	1.0
Rib height (e)	5 mm
Rib pitch ratio (p/e)	10
Rib height ratio (e/D_h)	0.1
Channel length ratio (L/D_h)	8
Radius ratio (r/D_h)	5
Rotation number (R_o)	0.00, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25 and 0.30
Reynolds number (Re)	10,000

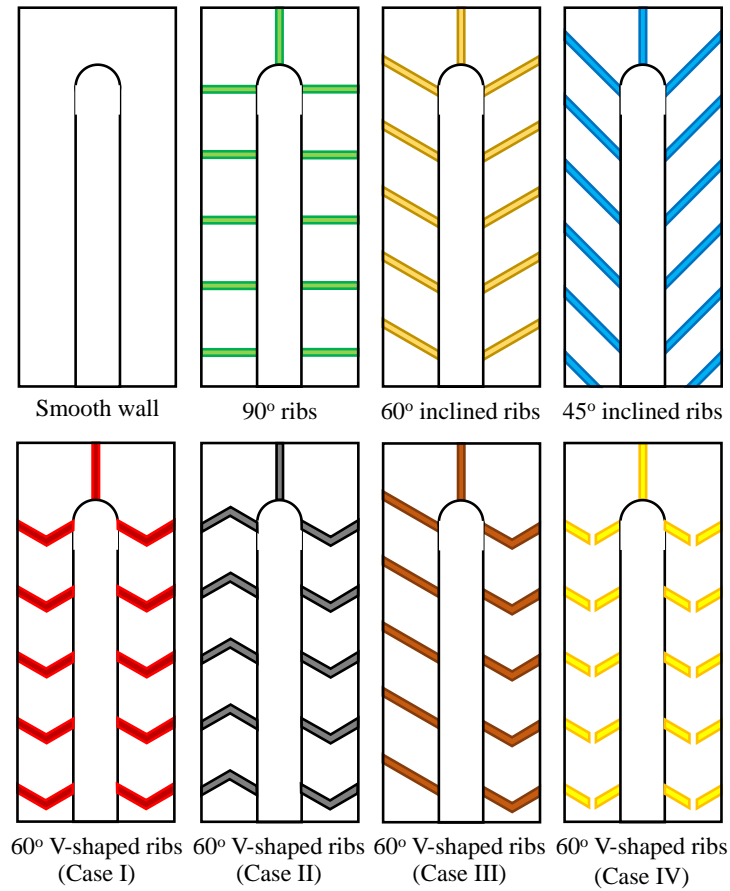


Fig. 9. Rib geometries tested for rotating serpentine channel.

2.1.3 Rotating serpentine channel by using naphthalene method

A 3D geometry of a test section and meshed test-pieces is clearly demonstrated in Fig. 10. The coordinates x , y , z for this section are the same as a previous section. Eight rows of in-line rib turbulators were installed on both side walls of the flow channel, and there were the 90° ribs in the middle of the bends. To study local heat transfer distributions of each rib, two removable test pieces (green region) made of lightweight duralumin metal (see a photograph in Fig. 10), were placed on both the first and second passes of the leading side at a distance of $L/2$ or between the 4th and 5th rows of ribs of the serpentine square channel. Each meshed test-piece was covered by stainless steel wire mesh of 150 mesh/inch which eases to cast the naphthalene on a test piece.

The test section has a cross-sectional area ($W \times H$) of a ribbed serpentine square channel of 15 mm with a hydraulic diameter (D_h) of 15 mm. The length (L) of the test section was about 170 mm having the radius of rotation (r) of 330 mm. The distance (a) between the first and second passes was equal to the channel width (W) and channel height (H). The rib

height (e) was equivalent to 2 mm. The rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h) and the rib pitch-to-height ratio (p/e) were fixed at 0.133 and 10, respectively. The angles of rib inclinations (α) of 60° and 90° were examined. The rotation numbers (R_o) were performed in the range of 0.0 to 0.3, which are corresponding to the first stage blade of the real rotating engine in the range of 0.2 to 0.4. Likewise, all experimental tests were conducted at Reynolds number (Re) of 10,000, based on the mainstream velocity and hydraulic diameter of the channel. The parameters used for this experiment are illustrated in Table 3.

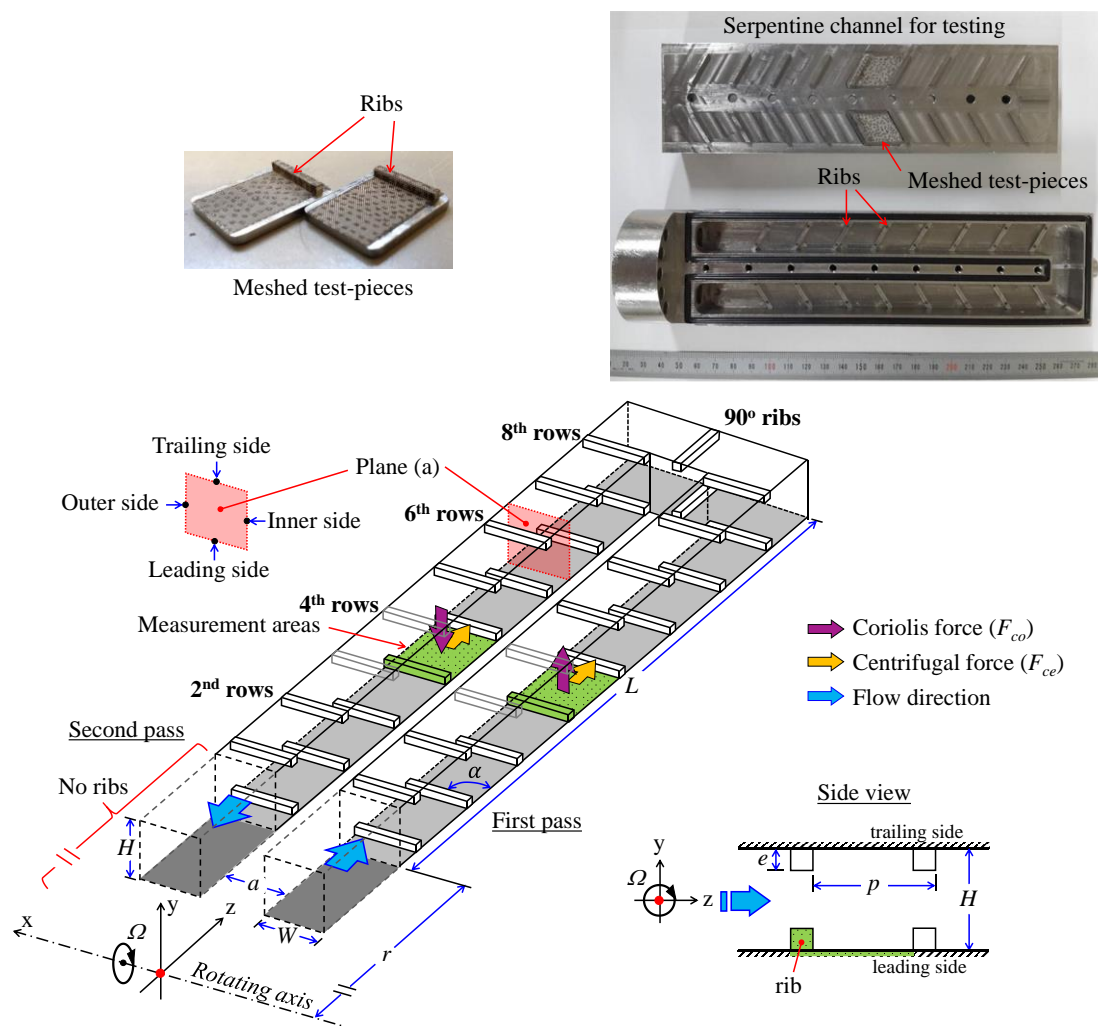


Fig. 10. Schematic diagram of the test section and meshed test-pieces.

Table 3 Test conditions and geometries of rotating serpentine channel by using naphthalene

Parameters	Values
Channel height and width (H, W)	15 mm
Channel aspect ratio (AR)	1.0
Rib height (e)	2 mm
Rib pitch ratio (p/e)	10
Rib height ratio (e/D_h)	0.13
Channel length ratio (L/D_h)	11.3
Radius ratio (r/D_h)	22
Rib angled of attack (α)	90° and 60°
Rotation number (R_o)	0.00, 0.10, 0.20 and 0.30
Reynolds number (Re)	10,000

2.2 Experimental setup

Two techniques for rotating facilities used to study heat transfer characteristics are thermochromic liquid crystals (TLC) and naphthalene sublimation method. A brief discussion on both the facilities is given below.

2.2.1 Facility for stationary straight channel

An experimental facility was set up to study the effect of gap positions for inclined ribs on the convective heat transfer coefficient and friction factor of the rib-roughened channel. The experiments were conducted in the wind tunnel for heat transfer measurement as presented in Fig. 11. The wind tunnel was operated in open-loop flow with the suction mode. The length of the upstream section, the test section, and the downstream section were set at 650 mm, 300 mm and 150 mm, respectively. The wind tunnel was made of an acrylic plate which has a square cross section of 75 mm and 1,100 mm long. During the experiment, the surrounding air was induced through a heater chamber to preheat the air in order to control the internal temperature of 25°C. Then, the air was directed to a straight honeycomb prior to entering the wind tunnel. A calibrated orifice plate connected with an inclined manometer was used to measure the flow rates of air, which it was located between the plenum and the blower. Furthermore, two T-type thermocouples were placed at the center of a wind tunnel before and after heat transfer surface for temperature measurement.

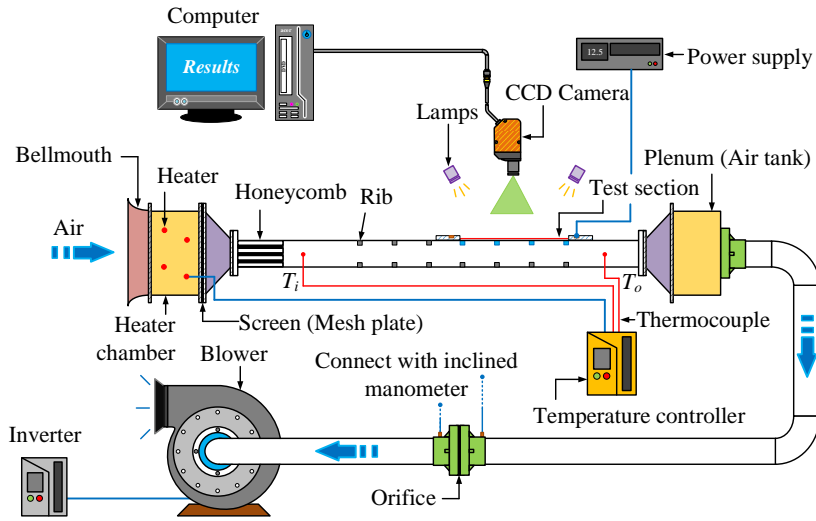


Fig. 11. A schematic diagram of the experimental setup.

Fig. 12 presents details in the test section. The heat transfer surface was made of stainless steel foil (SUS304) with a width of 95 mm, a length of 320 mm and a thickness of 0.03 mm. In order to achieve constant heat flux on the heat transfer surface, electrical current was supplied to stainless steel foil from a power supply unit via two copper bus bars which were placed on both ends of stainless steel foil and acrylic plate (see in Fig. 12). A thermochromic liquid crystals (TLC, Omega LCS-95) sheet was attached on the rear side of the heat transfer surface to measure the temperature distributions. The TLC sheet changed colors in the temperature range of 30°C to 35°C. The relationship between color and temperature information of the TLC sheet was calibrated at the same condition with experiment [12, 13].

When the color pattern or temperature of the TLC sheet on the rear side reached steady state, the color pattern was recorded via a CCD camera. Subsequently, the recorded thermal image was systematically converted from RGB (Red, Green, and Blue) to HSI (Hue, Saturation, and Intensity) color domain. The hue distribution was converted to surface temperature via a calibration curve between the hue and the temperature. Correlation of the curve was then received by calibration against the thermocouples. When a constant color on TLC sheet corresponded to temperature, all of the colors on the TLC sheet were analyzed by evaluation of heat transfer coefficients under a constant heat flux boundary condition via image processing technique by using commercial software, MATLAB ver. 2016(a).

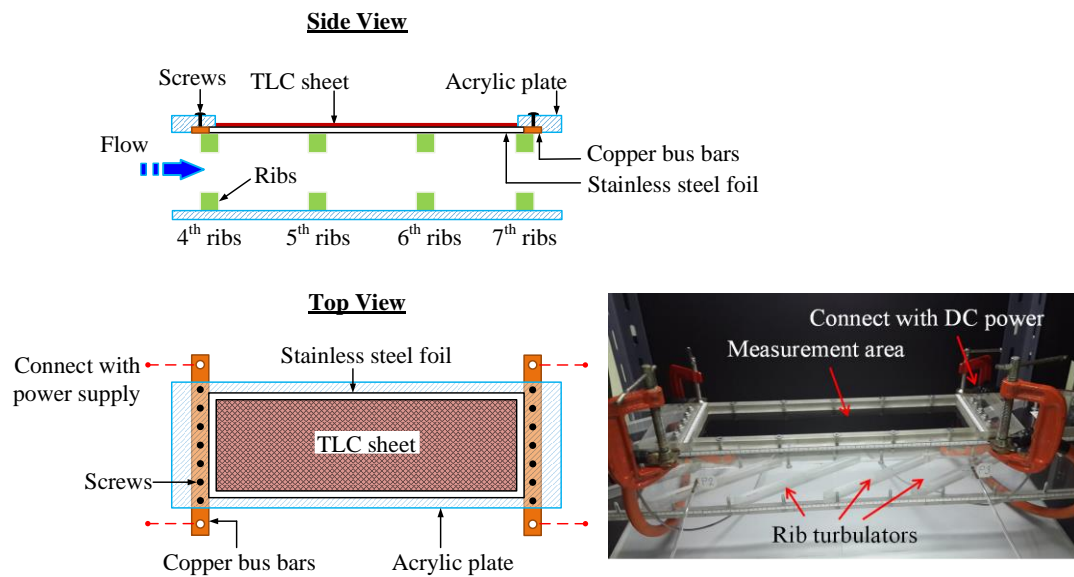


Fig. 12. Details of heat transfer measurement wall.

2.2.2 Facility for rotating serpentine channel by using TLC

An experimental facility was conducted to investigate the effect of rotations on heat transfer coefficient distribution inside the ribbed serpentine channel. The schematic diagram of a rotating facility in this study is schematically shown in Fig. 13. The rotating facility consists of three main parts; rotating part, heat flux generation part and coolant part. For the rotating part, the rotating arm was installed with a hollow main shaft that had outside diameter (OD) of 70 mm and inner diameter (ID) of 50 mm. The hollow main shaft was held by three bearing supports and two rotor seals (SHOWA GIKEN-KCL50A RH). The one end of a hollow main shaft had a small pulley that was connected with the encoder (Primus PR-01N) to measure the rotational speed. The 5-hp motor that is rotationally controlled by a frequency inverter, was used to drive the rotating arm via a V-belt and a pulley. For heat flux generation part, there is a 2-pole slip ring that was mounted on a hollow main shaft between the 2nd bearing and rotating arm. The 2-pole slip ring had outside diameter and width about 100 mm and 70 mm, respectively. The two contacts of slip ring were made of the copper that had a width of 20 mm. The outer part of the slip ring was in continuous sliding contact with two stationary carbon conductors which connected to a DC power supply via the electrical cables to generate constant heat flux. For the coolant part, a 3-hp blower that is controlled by a frequency inverter was placed beside the rotating facility and connected with suction mode to induce the air entering the test section. In order to measure local heat transfer distributions, the coolant air under ambient pressure was induced through a heater chamber, controlled by SCR, to preheat the air and retained the internal temperature about 26°C. Then, it passed through the orifice plate flow

meter (FLOWTECH KF600-50), located between the heater chamber and rotating facility, to measure the flow rate of air. After that, it was directed to the 1st rotor seal prior to entering the hollow main shaft and passed into the test section which was placed on one end of the rotating arm, and there was a counterweight positioned on another side to ensure the balance of the rotating system. Then, the air flow passed through the 2nd rotor seal into the 3-hp blower and blowing to the laboratory ambient. During the air into a rotating facility, two K-type thermocouples were located at the inlet (T_i) and outlet (T_o) of the rotating facility for temperature measurement, which was connected with a digital data logger (GRAPHTEC-GL840) with a measurement accuracy of 0.1°C. The maximum rotational speed of this rotating facility was up to about 800 rpm.

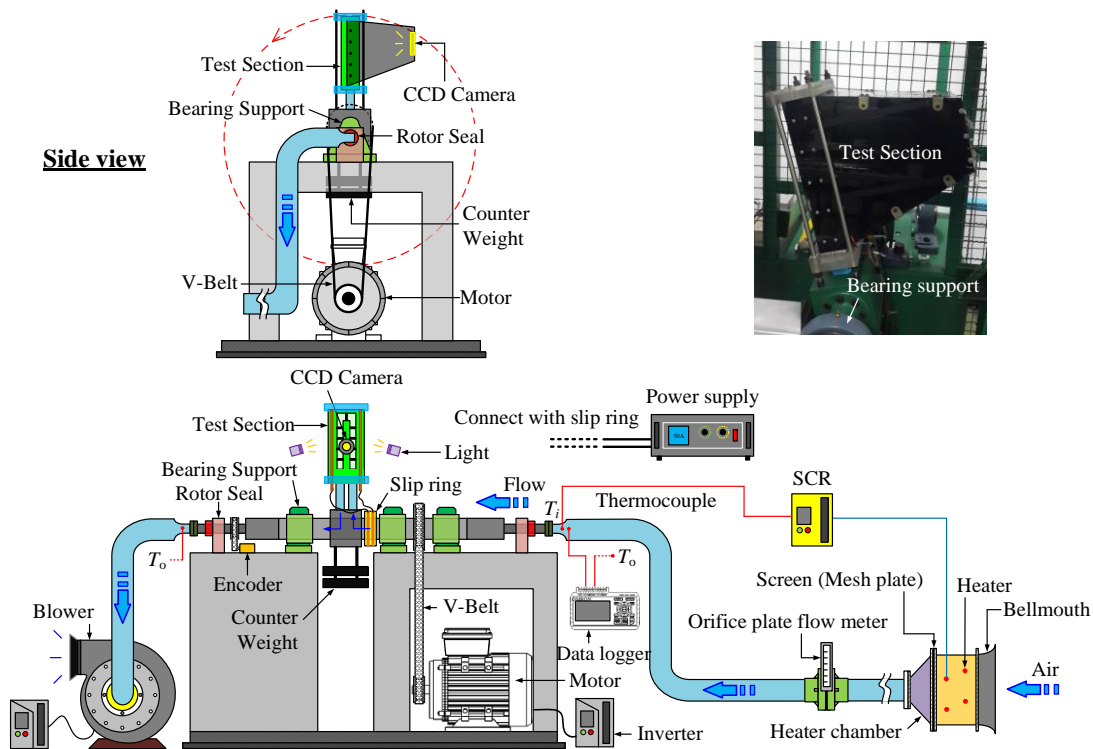


Fig. 13. A schematic diagram of rotation experimental facilities.

The schematic diagram presented in Fig. 14 describes the procedure of the coolant entrance into the serpentine channel. The distance from the centerline of the hollow main shaft to the end of the test section is about $13D_h$. Flange A is the inlet part. The main flow turns in the flange A by 90° (circular channel zone) and travels a distance of $5D_h$ before the circular channel merges into the square channel. A distance from flange A to measurement area (without heat flux) is approximately $2D_h$. In this test section, there are two pressure tap located before and after entering the serpentine channel, to measure the pressure drop.

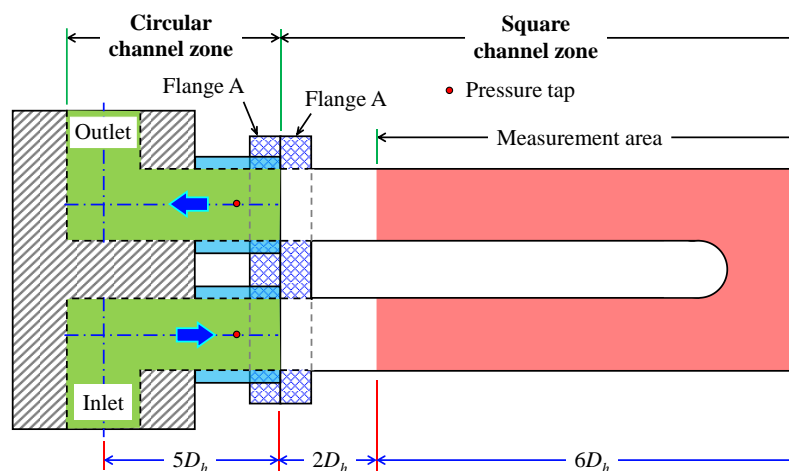


Fig. 14. Detail of coolant flow prior to entering the test section.

Fig. 15 demonstrates the details in the test section. The test section made of the clear acrylic plate (photograph in Fig. 15) had the total length (L_t) of 440 mm, the total width (W_t) of 200 mm and the total height (H_t) of 70 mm. A heat transfer surface was placed on one side of the test section. A serpentine window was punched into the heat transfer surface part. The serpentine window was used to support the heat transfer surface. The heat transfer surface was made of stainless-steel foil (SUS304) with a width of 150 mm, a length of 350 mm and a thickness of 0.03 mm. To attain constant heat flux about 860 W/m^2 on the heat transfer surface, 46A electric current from a DC power supply was delivered to stainless-steel foil via 2-pole slip ring and two copper bus bars which were positioned on both ends of stainless-steel foil and acrylic plate. These copper bus bars had a length of 480 mm, a width of 10 mm and a thickness of 5 mm. A steady thermochromic liquid crystals (TLC, Omega LCS-95) sheet was cut according to the window of the serpentine channel and then attached on the rear side of the heat transfer surface to measure the temperature distributions. The temperature range in changing colors of this TLC sheet was 30°C to 35°C . The relation between temperature and color data of the TLC sheet was calibrated to ensure the accuracy, which the relationship of the recorded temperature versus the hue value from the color changed observations is plotted in Fig. 16. Calibration information was recorded in 0.2°C decremented steps as average temperature until it approached 26°C . During image keeping, LED strip light was modified to illuminate on the test section (see in Fig. 13). When the liquid crystal color pattern or temperature of TLC sheet on the rear side reached steady state, the liquid crystal color pattern was recorded via a CCD camera. Then, the recorded thermal image on the TLC sheet was converted from RGB (Red, Green, and Blue) system to HSI (Hue, Saturation, and Intensity) system. The Hue (H) value was converted to surface temperature via a calibration curve (see in Fig. 16) between the Hue

and the temperature. The correlation of curve was also received by calibration against the K-type thermocouple. All of the colors on the TLC sheet were analyzed by evaluation of heat transfer coefficient when a constant color on TLC sheet corresponded to the temperature. The image processing technique was used to analyze the heat transfer coefficient by using commercial software, MATLAB ver. 2016(a).

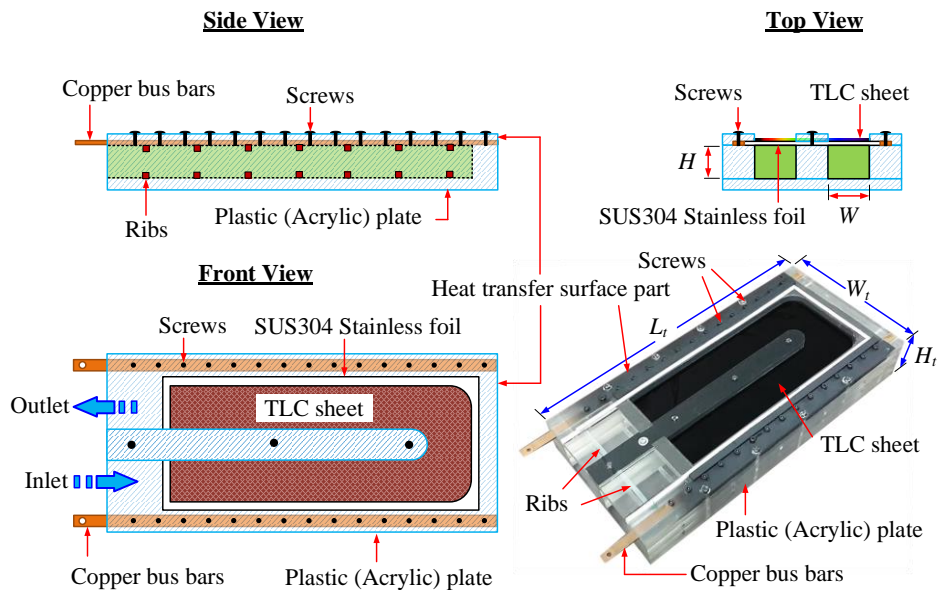


Fig. 15. Details of heat transfer measurement wall.

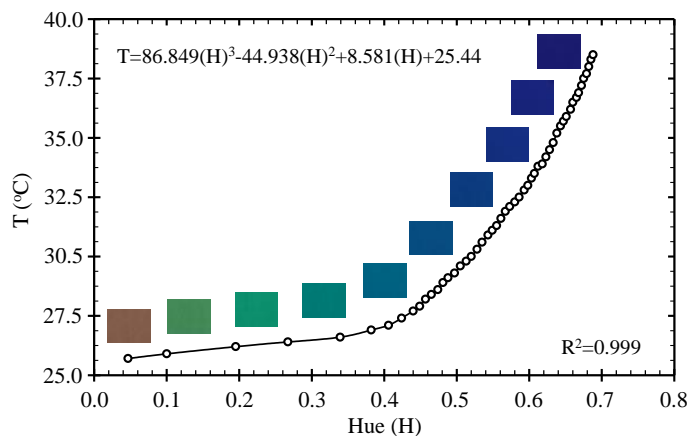


Fig. 16. A typical calibration curve relating the hue of the liquid crystal color versus the wall temperature.

2.2.3 Facility for rotating serpentine channel by using naphthalene

An experimental facility was performed to study the heat transfer coefficient distribution inside the ribbed serpentine square channel. The schematic diagram of a rotating facility in this study is shown in Fig. 17. The rotating arm was installed with a hollow main shaft that had an outside diameter (OD) of 60 mm and inner diameter (ID) of 25 mm. The hollow main shaft was held by three bearing supports and two rotor seal (Fawick AS-1). The one end of a hollow main shaft had a small pulley that was connected to the encoder (Omron E6B2-C) to measure the rotational speed. The 5-hp motor, rotationally controlled by a frequency inverter, was used to drive the rotating arm via a V-belt and a pulley. Finally, the 1-MPa compressor was used to generate the air towards the rotating facility via a receiver tank.

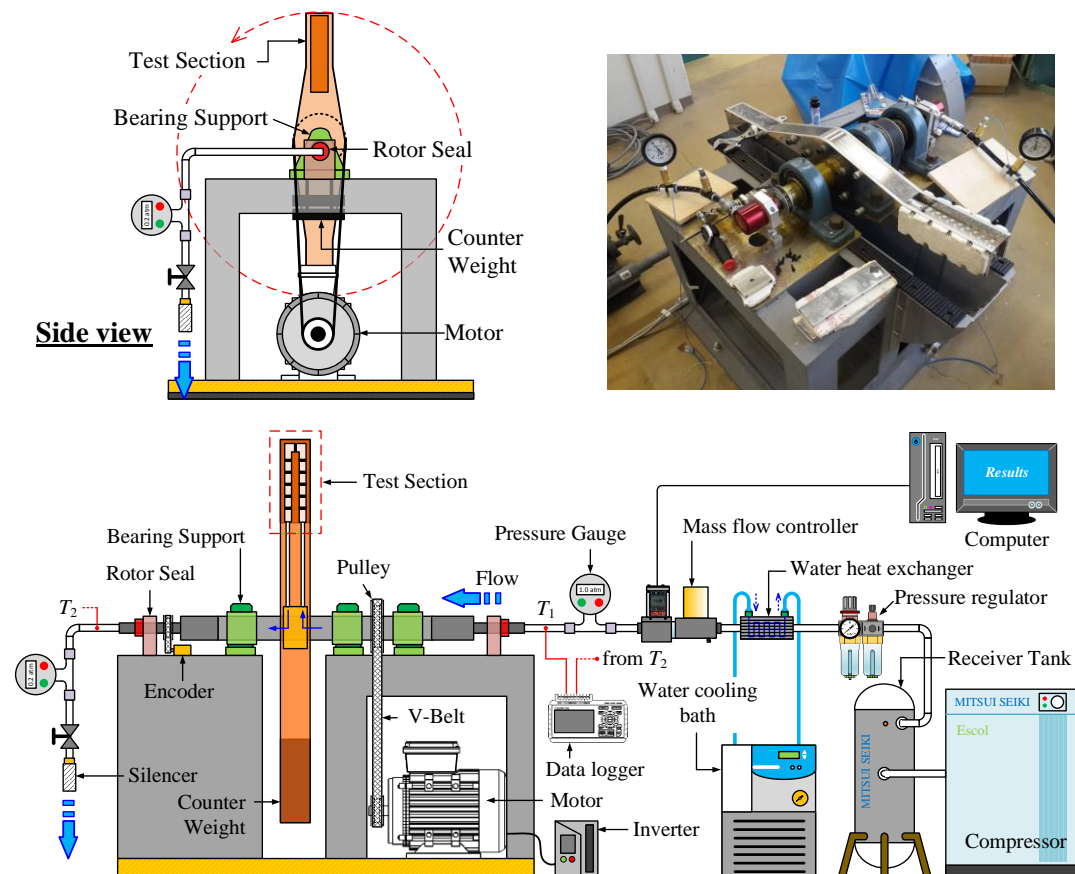


Fig. 17. Schematic diagram of a rotating facility.

During the local heat transfer test, the coolant air under high-pressure conditions was supplied by a compressor through a receiver tank into a pressure regulator which was used to control pressure about 0.4 MPa. After that, the air passes into a water heat

exchanger in order to control the temperature of the air (about 20°C) via a water cooling bath and then passes through a mass flow controller (Alicat MCR-500SLPM-D). The mass flow controller was connected to a computer to record the flow rate. Then, the pressure was measured by pressure gauges. Two K-type thermocouples were located at the inlet and outlet of the rotating facility to measure air temperature, which was connected with a digital data logger. Then, the coolant air passes through the hollow main shaft into the test section that was placed on one end of the rotating arm. Whereas, a counterweight was located on another side to ensure the balance of the rotating system. After that, before the air flow was routed to the laboratory ambient via a pressure gauge, a valve, and a silencer. The pressure was maintained at 0.4 MPa. The maximum rotational speed of a rotating facility was up to about 1,000 rpm.

Fig. 18 shows the casting technique of naphthalene to make about a 0.1 mm thick naphthalene layer on a meshed test-piece. The naphthalene layer on a test piece was necessary to be smooth and low air gap on a test-layer surface. In order to reduce the error from the measurement process. Therefore, the series of steps were operated to make a smooth naphthalene surface in a timely and economical method. First, the white naphthalene crystals were pounded with an estimated dimension about $1.0\ \mu\text{m}$ and melted on a heated pan until they boiled rapidly, which had naphthalene temperature about 107°C . Second, they were poured on the test piece in mold preheated at 57°C and were cooled to room temperature and naphthalene was solidified. Finally, a cover plate of the mold was struck from the side from a hammer to be removed.

The casting naphthalene surface on a test piece before and after experiments was measured by using a laser displacement sensor (Keyence LT-9030M) with a resolution of $0.1\ \mu\text{m}$ and a linearity error of 0.3% and using a piece of two-axis auto-transverse equipment to control the movement of a test piece.

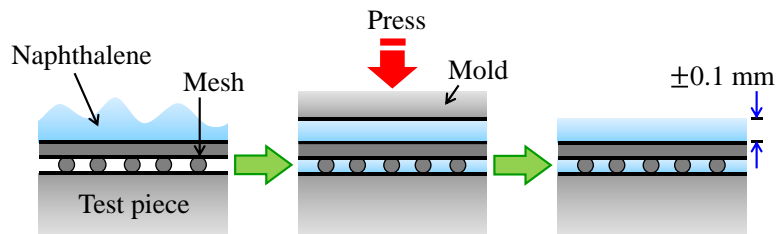


Fig. 18. A casting technique of naphthalene in meshed test-piece.

3. Method

3.1 Heat transfer measurement

For TLC method, all experimental tests of the ribbed serpentine channel under rotations were carried out at Reynolds number based on the mean velocity and hydraulic diameter of the wind tunnel.

$$\text{Re} = \frac{V_m D_h}{\nu} \quad (1)$$

where D_h is the hydraulic diameter of a wind tunnel, V_m is mean velocity and ν is kinematic viscosity of air.

The local heat transfer coefficient (h) on the rib-roughened channel for the heated surface can be evaluated from the Eq. (2).

$$h = \frac{\dot{q}_{in} - \dot{q}_{total,losses}}{T_w - T_m} \quad (2)$$

where \dot{q}_{in} is the generated heat flux from Ohm's effected on stainless-steel foil, which can be evaluated from the Eq. (3), and $\dot{q}_{total,losses}$ is the total heat losses from the rear side of the heat transfer surface to surrounding caused by radiation \dot{q}_{rad} and natural convection \dot{q}_{conv} , respectively which are given by Eq. (4). The T_w is the wall temperature on a heat transfer surface of the TLC sheet and T_m is mean air temperature between the inlet (T_i) and outlet (T_o) of the test section which can be calculated from $T_m = (T_i + T_o)/2$.

$$\dot{q}_{in} = \frac{VI}{A} \quad (3)$$

$$\dot{q}_{total,losses} = \dot{q}_{rad} + \dot{q}_{conv} \quad (4)$$

From Eq. (4), the whole heat transfer losses on the heated surface are given by,

$$\dot{q}_{rad} = \sigma \varepsilon_{TLC} (\overline{T_w}^4 - T_{sur}^4) \quad (5)$$

$$\dot{q}_{conv} = h_c (\overline{T_w} - T_{sur}) \quad (6)$$

where σ is the Stefan-Boltzmann constant, ε_{TLC} is the emissivity coefficient for TLC sheet which was 0.9 [14], h_c is the average natural convective heat transfer coefficient from the

horizontal surface to the surrounding based on the empirical equation [15], $\overline{T_w}$ is average wall temperature, T_{surr} is surrounding temperature.

For naphthalene sublimation method, the local mass transfer coefficient at each measurement point is given by

$$h_m = \dot{m}'' \left(\frac{RT_{mw}}{p_v} \right) \quad (7)$$

where \dot{m}'' is the local mass flux of naphthalene, which can be calculated from $\dot{m}'' = (\rho_s \delta) / \Delta t$ when ρ_s , δ , and Δt were the density of solid naphthalene, the depth of naphthalene sublimation, and the duration of the test run, respectively. R is the gas constant, T_{mw} is the naphthalene surface temperature, and p_v is the saturated vapor pressure of naphthalene in air. The thermal-physical properties of naphthalene were achieved from Goldstein and Cho [16].

The local heat transfer coefficient is converted from Eq. (7) using the analogy between heat and mass transfer. Hence, the correlation of h is given by

$$h = h_m \rho C_p \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{1-n} \quad (8)$$

where ρ is the density of air, C_p is the specific heat at constant pressure, Sc is the Schmidt number of naphthalene in air, Pr is the Prandtl number, and n is the experimental constant of naphthalene sublimation method, which is equal to 0.4 with turbulent flow.

The rotation number (R_o) is defined as

$$R_o = \frac{\Omega D_h}{V_{in}} \quad (9)$$

where Ω is the rotating speed of a serpentine channel.

The local Nusselt number on the rib-roughened walls can be determined from

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (10)$$

where k is the thermal conductivity of air. The average Nusselt number on the heat transfer surface can be calculated from:

$$\overline{Nu} = \sum_{i=1}^N \frac{Nu_i}{N} \quad (11)$$

where Nu_i is the local Nusselt number and N is the number of points in the considered region. The normalized Nusselt number can be used the correlation of the standard Dittus and Boelter equation (Nu_o) [17] for turbulent flow in a smooth channel.

$$Nu_o = 0.023Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (12)$$

where Pr is Prandtl number of air, which the thermal properties of air are evaluated from the mean air temperature of the fluid.

The friction factor (f) in a flow channel is calculated using the differential pressure between the measured inlet and outlet pressures as shown in Eq. (13).

$$f = \frac{(P_{in} - P_{out})D_h}{2L\rho V_{in}^2} \quad (13)$$

where P_{in} and P_{out} are the inlet and outlet pressures respectively, and L is total length along the centerline of a test section. The turbulent friction factor ($f_o=0.079Re^{-0.25}$) against a smooth channel (without rib) as given by Blasius equation was used in this research to find correlation of the friction factor ratio (f/f_o).

The thermal performance (η) is given by

$$\eta = \frac{Nu / Nu_o}{(f / f_o)^{1/3}} \quad (14)$$

3.2 Numerical simulation

A numerical simulation was performed prior to the experimental test for verification of the effect of the rotation number (R_o). The flow simulation can give detailed information about 3D flow field inside the serpentine square channel clearly.

All numerical simulations were established with the experimental conditions. Three dimensional Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS) equations and energy equation was used to solve the flow fields. These equations in the Cartesian tensor system are written as:

Reynolds averaged continuity equation:

$$\nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (15)$$

Reynolds-averaged momentum equation:

$$\nabla \cdot (\rho U U) = -\nabla P + \nabla \tau_{ij} - \rho[(2\Omega \times U) + (\Omega \times \Omega \times r)] \quad (16)$$

Energy equation:

$$\nabla \cdot (\rho UH) = \nabla \cdot (k\nabla T + \tau_{ij} \cdot U) \quad (17)$$

There are two additional acceleration rotation terms in Eq. (16). The first term is the Coriolis acceleration ($2\Omega \times U$), and the second term is the centrifugal acceleration ($\Omega \times \Omega \times r$) and its direction is radially outward, and r is the radius of rotation.

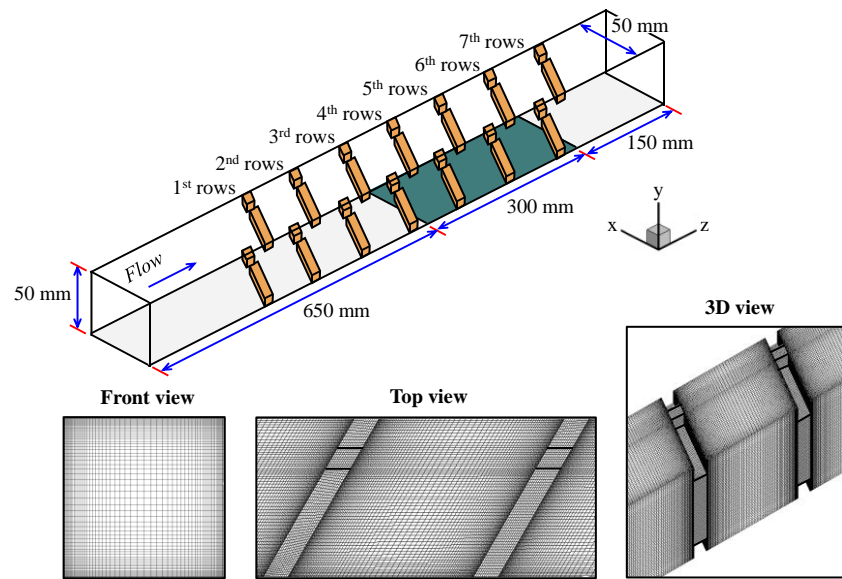
The Reynolds stress model (RSM) [18–22] was closed for this work, which is good for accurately predicting complex flows. The RSM model was utilized to solve the individual Reynolds stress, $\tau_{ij} = \rho \overline{u'_i u'_j}$, using differential transport equations. The exact transport equations for the transport of the Reynolds stresses can be written as follows:

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial t} + C_{ij} = -D_{T,ij} + D_{L,ij} - P_{ij} - G_{ij} + \phi_{ij} - \varepsilon_{ij} - F_{ij} + S \quad (18)$$

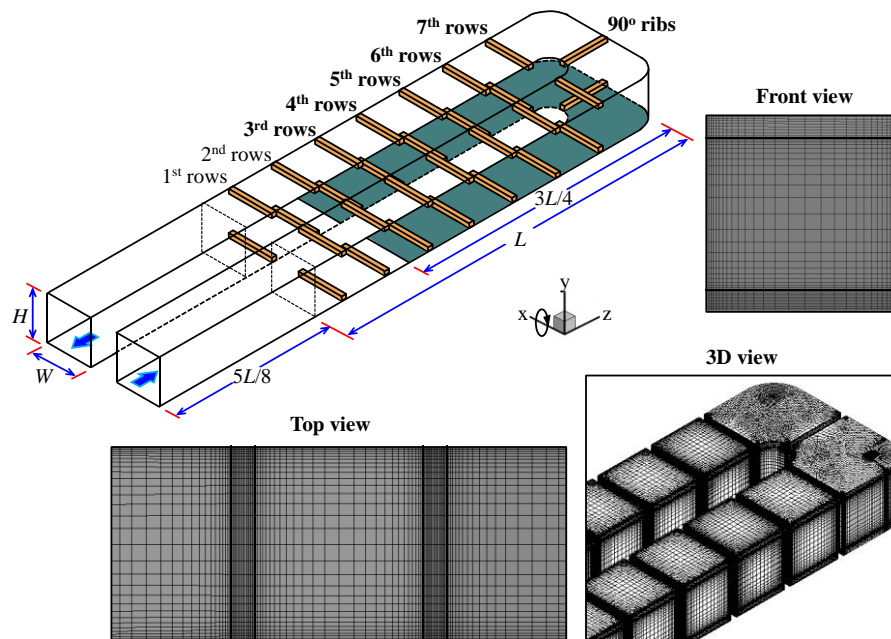
where $\partial \tau_{ij} / \partial t$ is the local time derivative term, C_{ij} is the convection term, $D_{T,ij}$ is the turbulent diffusion term, $D_{L,ij}$ is the molecular diffusion term, P_{ij} is the stress production term, G_{ij} is the buoyancy production term, ϕ_{ij} is the pressure term, ε_{ij} is the dissipation term, F_{ij} is the production by system rotation term, and S is the source term. The various terms in these exact equations, C_{ij} , $D_{L,ij}$, P_{ij} , and F_{ij} do not require any modeling. However, there are four terms, viz. $D_{T,ij}$, G_{ij} , ϕ_{ij} , and ε_{ij} that need to be modeled to close the equations.

The SIMPLE algorithm was used for the pressure-velocity coupling to calculate the steady-incompressible viscous fluid flow. A second-order upwind scheme was applied to discretize for all equations. The convergence criteria for the continue equation and energy equation is about 10^{-4} and 10^{-7} , respectively [23, 24].

The numerical grid detail of ribbed square channel, used for this study both stationary straight channel and rotating serpentine channel is shown in Fig. 19. Structured hexahedral elements were used for all computational domains. In all cases, grid spacing of the near walls had y^+ values below 1.0. In order to evaluate grid suitability for turbulent flow through the ribbed serpentine square channel under rotation, a grid dependence study is demonstrated in Table 4. There are four values of numerical grid points; 264,843 elements, 451,840 elements, 602,178 elements and 752,516 elements. The numerical results of the average Nusselt number ratio (\overline{Nu}/Nu_o) on the first-pass leading surface at $Ro=0.10$ show a difference within 4.803% of 602,178 elements when compared to the highest element study (Baseline). Therefore, it can be acceptable to predict the flow fields.



(a) Grid model of a stationary straight channel



(b) Grid model of rotating the serpentine channel

Fig. 19. Detail of computational grid.**Table 4** Validations of element size on numerical simulation and experiment results

	Numerical grid validations			
Grid points	264,843	451,840	602,178	752,516
\overline{Nu}/Nu_o	1.95	2.06	2.18	2.29
Difference, %	14.847	10.044	4.803	Baseline

4. Results and discussion

4.1 Stationary straight channel

4.1.1 Heat transfer characteristics

Before the discussion, a comparison of the normalized Nusselt number contours (Nu/Nu_o), where Nu_o is the Nusselt number of a smooth channel, between the 5th and 6th ribs for 60° inclined continuous ribs at Reynolds number of 30,000, is noticeably exhibited in Fig. 20. The heat transfer coefficient increases near the upstream edge of a rib while it decreases by the downstream edge of the rib. The qualitative characteristics in the heat transfer distribution are replicated well by the numerical simulation. There is a good match in the heat transfer distribution pattern in the upstream edge and downstream edge of ribs between experimental and CFD results. The high heat transfer region in experimental results is slightly larger by area than in the CFD results. However, the heat transfer distribution pattern between CFD and experimental results is overall acceptable.

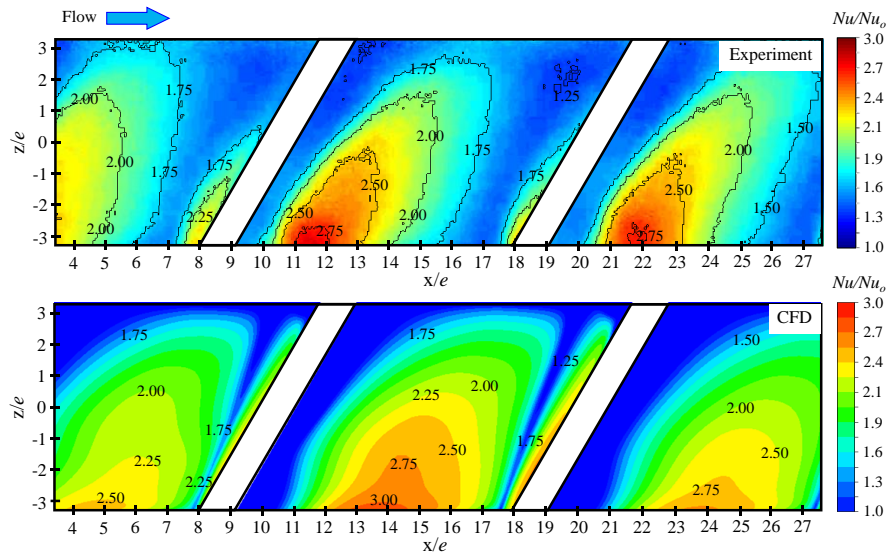


Fig. 20. Comparison of Nusselt number distribution between experiment and CFD simulations at $\alpha=60^\circ$ and $Re=30,000$.

Distributions of normalized Nusselt number (Nu/Nu_o) on the heat transfer surface with different rib arrangements at $p/e=10$ and $Re=30,000$ are presented in Fig. 20. The case of rib angle 90° (Fig. 21(a)), it is clearly indicated that the heat transfer coefficient is higher in the middle area between two adjacent solid ribs. Further downstream, the heat transfer is decaying gradually because of the growth of a new boundary layer. However, the heat transfer coefficient is enhancing in the area of the downstream rib (see in the front of 6th rib). When the

angle inclination of ribs are 60° , 45° and 30° (Figs. 21(b)-21(d)), respectively. Heat transfer coefficient significantly increases near the upstream edge of each rib and decrease as going to the downstream edge of the ribs. On the other hand, in the case of the V-shaped ribs with angle inclination of 30° , 45° and 60° (see in Figs. 21(e)-21(g)), heat transfer coefficient augmentations in spanwise direction are much more uniform behind the ribs especially in the case of 60° V-shaped rib due to the symmetric of the secondary flow. Whereas, the heat transfer enhancement near the downstream edge of each rib decreases in the streamwise direction because of flow separation and boundary layer development, which these behaviors will be explained in the next section. In the case of the Λ -shape ribs with angle inclination of 45° and 60° in Figs. 21(h) and 21(i), the heat transfer coefficient is slightly high near the upstream edge of ribs and very low in the downstream edge region. In addition, it is found that the heat transfer rate is higher for 60° V-shaped ribs and covers for the large area behind the rib when compared to all cases of rib-roughened walls.

In order to increase heat transfer distributions better, the 60° V-shaped rib with a gap (or broken rib) was used to modify low heat transfer region in the case of 60° V-shaped ribs (Fig. 21(g)), which is demonstrated in Fig. 21(j). It is indicated that in the case of 60° V-shaped ribs with the gap, there are double peaks of heat transfer coefficient behind the ribs and also gives a high heat transfer rate between a gap of each rib, which becomes higher heat transfer than in the case of 60° V-shaped ribs. This may be caused by the flow mixing between the mainstream and the fluid that flow passes through a gap.

As aforementioned above, in the case of angle inclination of rib with 60° (Fig. 21(b)) is also renovated to increase heat transfer at the downstream edge of the rib by adding the gap. More details of this section have been written in the publication as attached in **Appendix A**.

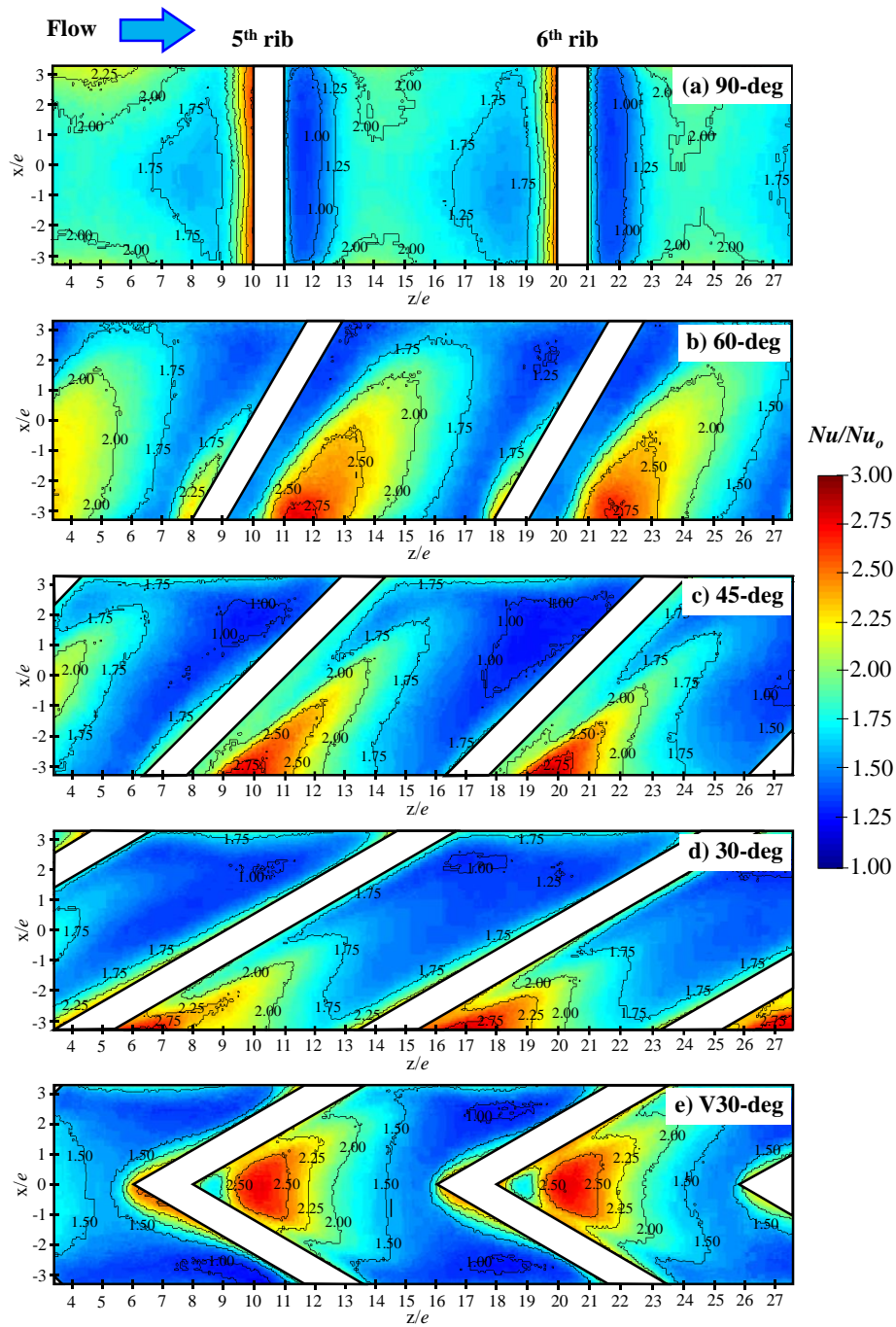


Fig. 21. Comparisons of Nusselt number distributions on measurement surface with different rib arrangements at $p/e=10$ and $Re=30,000$.

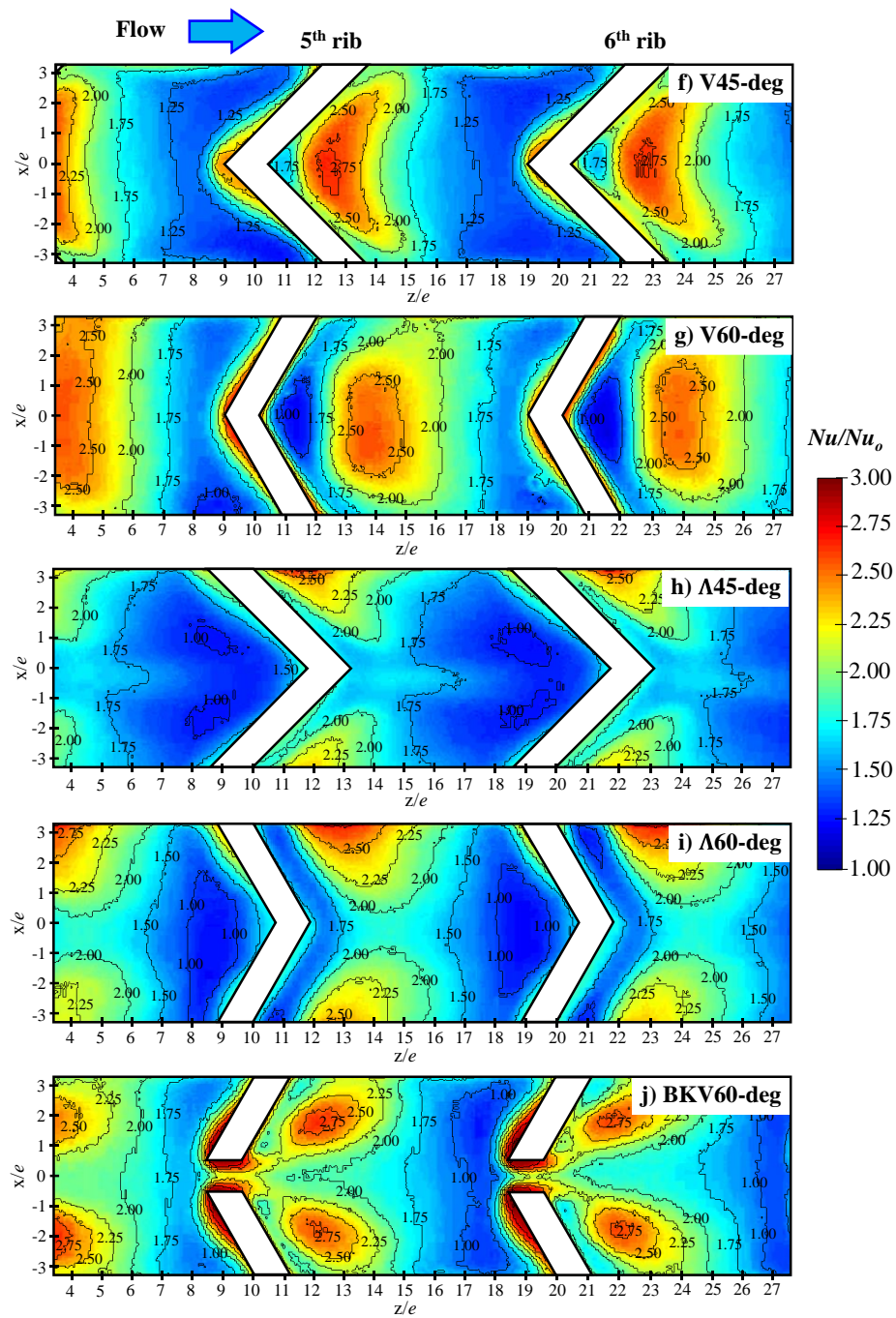
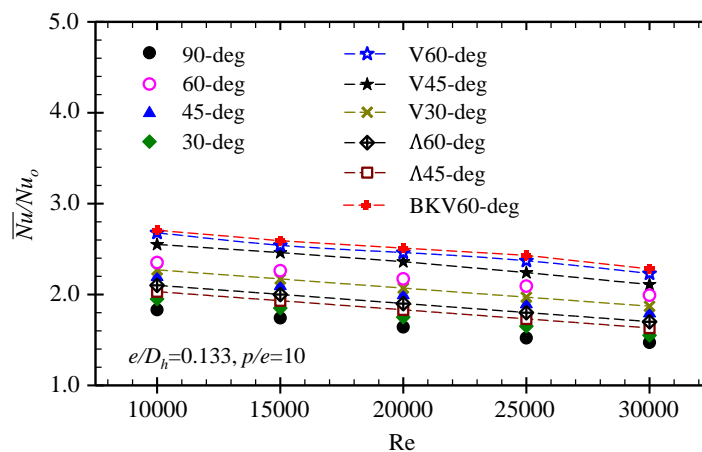


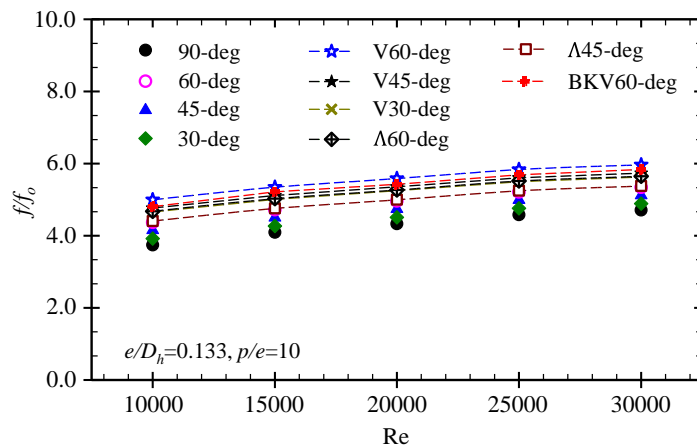
Fig. 21. Comparisons of Nusselt number distributions on measurement surface with different rib arrangements at $p/e=10$ and $Re=30,000$. (cont.)

4.1.2 Thermal enhancement evaluation

Fig. 22 shows the effect of Reynolds number (Re) on average Nusselt number ratio (\overline{Nu}/Nu_o) between 5th and 6th ribs and friction factor ratio (f/f_o) with different rib arrangements, at $p/e=10$. It is found that the \overline{Nu}/Nu_o (Fig. 22(a)) decreases with increasing of the Re. Whereas, the f/f_o (Fig. 22(b)) tends to increase with increasing of the Re caused by the increasing of turbulent intensity. Also, the results demonstrate that the maximum heat transfer is achieved in the case of the 60° V-shaped ribs with a gap. It increases by an average about 2.3–2.7 times when compared to a smooth case. On the other hand, the friction factor in the case of the 60° V-shaped ribs with the gap is lower than the case of 60° V-shaped ribs without the gap. This may be due to the gap effect. It can reduce friction losses and increase turbulent mixing between two adjacent solid ribs in the flow channel.



(a) Average Nusselt number ratio



(b) Friction factor ratio

Fig. 22 Variation of (a) average Nusselt number ratio and (b) friction factor ratio with Reynolds number at different rib arrangements.

Fig. 23 shows the effect of Reynolds number (Re) on thermal performance factors (η) with different rib arrangements, at $p/e=10$. Thermal performance factor decreases according to the increasing of Re for all rib arrangements and the maximum value of thermal performance factor increases about 1.3-1.6 times for the case of 60° V-shaped ribs with a gap when compared to a smooth case. Although, the minimum value of thermal performance factor appears in the case of 90° ribs, which reduce about 1.4 times lower than in the case of 60° V-shaped ribs with a gap.

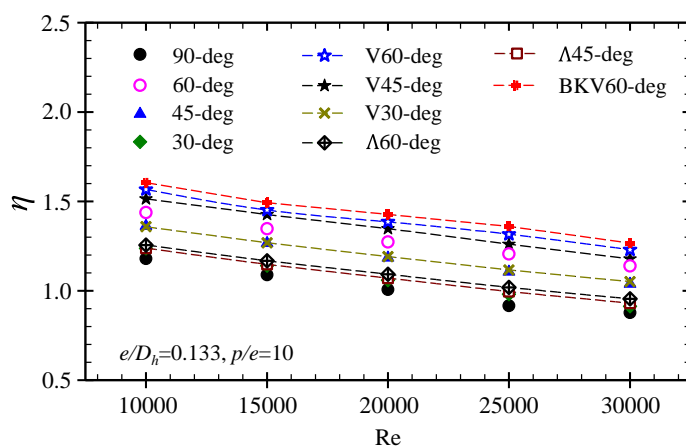


Fig. 23. Thermal performance factors with Reynolds number at different rib arrangements.

4.1.3 Flow structures

In order to further understand the effects of rib configurations on the turbulent flow field, coherent structures are numerically investigated in this section. The 3D flow structures of each rib type in the flow channel are clearly presented in Figs. 24 to 28. All 3D flow structures examined are illustrated in the region between the 5th rib and 6th rib at $p/e=10$ and $Re=30,000$.

In the case of 90° ribs channel as shown in Fig. 24, it is clearly indicated that the obvious separation behind rib and the impingement on the front of the ribbed surface can be observed by the separation lines (streamlines). The presence of the orthogonal ribs induces a large recirculation flow between two adjacent solid ribs and try impingement on the walls at the reattachment region (see in Fig. 24(a)). As a result, the heat transfer coefficient in this area increases while the recirculation decreases. In addition, the normalized magnitude velocity (U/U_i), (U_i is inlet velocity) inside the simulated channel is much higher in the middle of a channel and gradually decreases near the top and bottom wall (see in Fig. 24(b)).

In the inclined ribs channel as shown in Fig. 25, it is interesting to note that for the inclined ribs, there is a strong secondary flow between two adjacent solid ribs and it

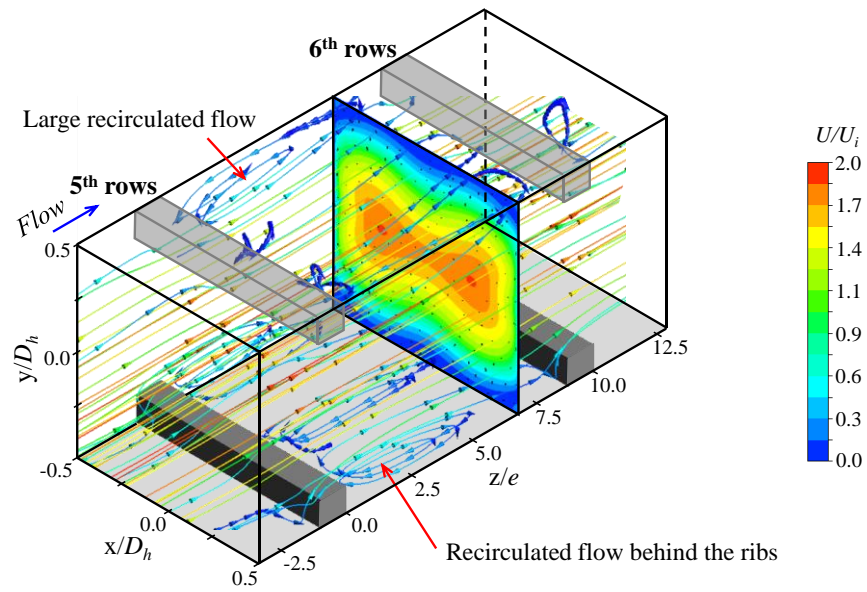
impinges on a surface near the upstream edge of ribs (see in Fig. 25(a)). Besides, the heat transfer coefficient is higher near the upstream edge of ribs (see in Fig. 25(b)). This is because of the organized large-scale secondary flows, which carry highly energetic turbulent eddies from the core region of the channel to the ribbed wall and then rush into the sidewalls along the angled ribs.

On the other hand, in the case of the V-shaped ribs channel as revealed in Fig. 26, it is found that the case of V-shaped rib, there are two double counter rotating vortices but with opposite direction (see in Fig. 26(a)). The appearance of two double counter rotating vortices can increase heat transfer on a surface at the central region between two adjacent solid ribs (see in Fig. 26(b)). However, there are still some areas between the ribs where the heat transfer coefficient is low due to a large recirculation flow caused by the flow of mainstream through the V-shaped rib. Moreover, results show that the effect of a V-shaped rib induces high velocity at the middle of the channel and gradually decreases at two sidewalls (Left and right walls).

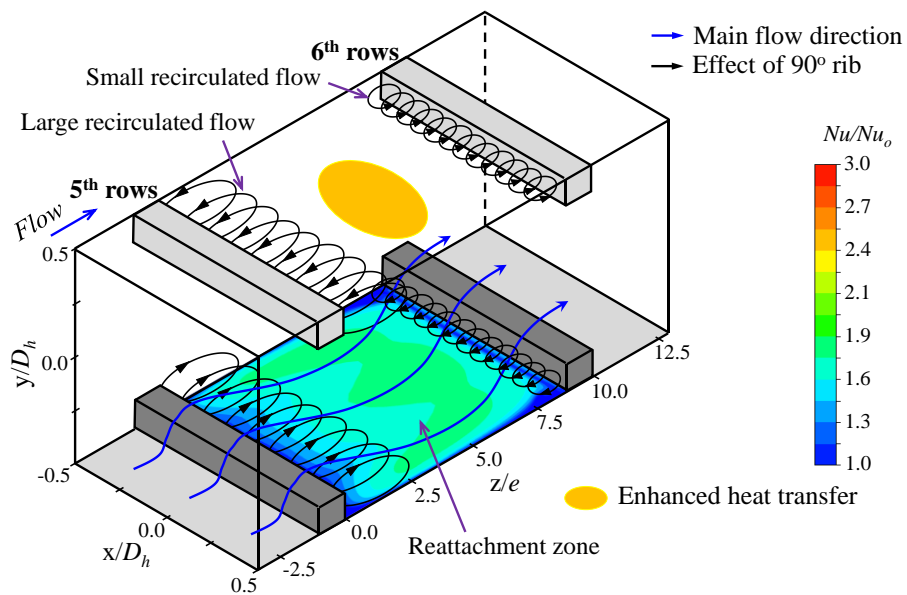
Similarly, in the case of the Λ -shaped ribs channel as shown in Fig. 27, the existence of the Λ -shaped rib creates two double counter rotating vortices between two adjacent solid ribs but opposite direction with the case of V-shape rib (see in Fig. 27(a)). As a result, high heat transfer enhancement occurs two peaks near the upstream edge of rib (Left and right walls) and low heat transfer in the middle of a flow channel (see in Fig. 27(b)). Also, it is obvious that the presence of Λ -shaped rib occurs the large recirculation flow behind the ribs, which affects low heat transfer in this area.

In the case of the V-shaped ribs channel with a gap as exposed in Fig. 28, the flow structure, in this case, is similar to in the case of V-shaped rib (Fig. 26). It can be seen that there are two double counter rotating vortices induced by the V-shaped rib as well as the swirling flow produces along the angle of attack of ribs (see in Fig. 28(a)). Though, the recirculation zone is not appearing behind a gap of the rib because the flow through the rib is accelerated immediately and the existence of a gap also reduces the boundary layer development. Eventually, there are two peaks of heat transfer that appeared behind the rib owing to flow behavior (see in Fig. 28(b)).

From numerical simulation for all cases of rib arrangement, it can be concluded that angle inclination of rib induces the secondary flow while it has not appeared in the case of orthogonal rib. The secondary flow can destroy the boundary layer and increase the heat transfer coefficient. Conversely, not only the effect of angle inclination of rib but also the effect of a gap can increase heat transfer between adjacent ribs.

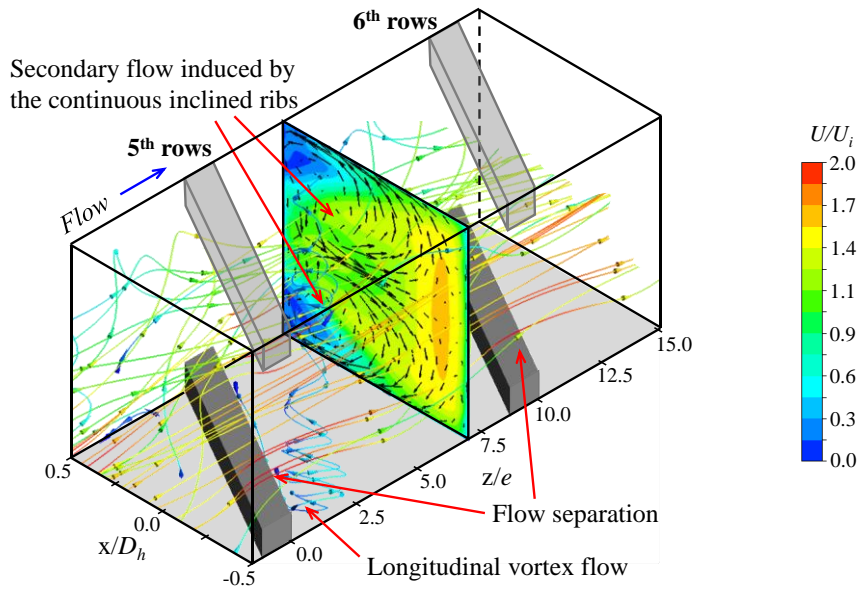


(a) Streamlines and contours of normalized velocity magnitude.

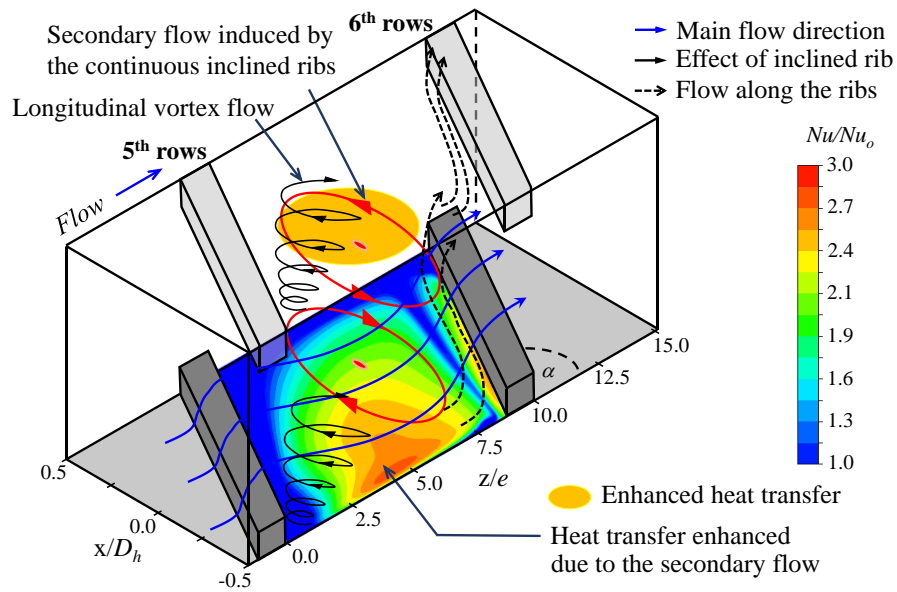


(b) Flow conception and Nusselt number ratio on the surface

Fig. 24. 3D flow structures and heat transfer pattern on the surface of 90° rib inside the straight channel.

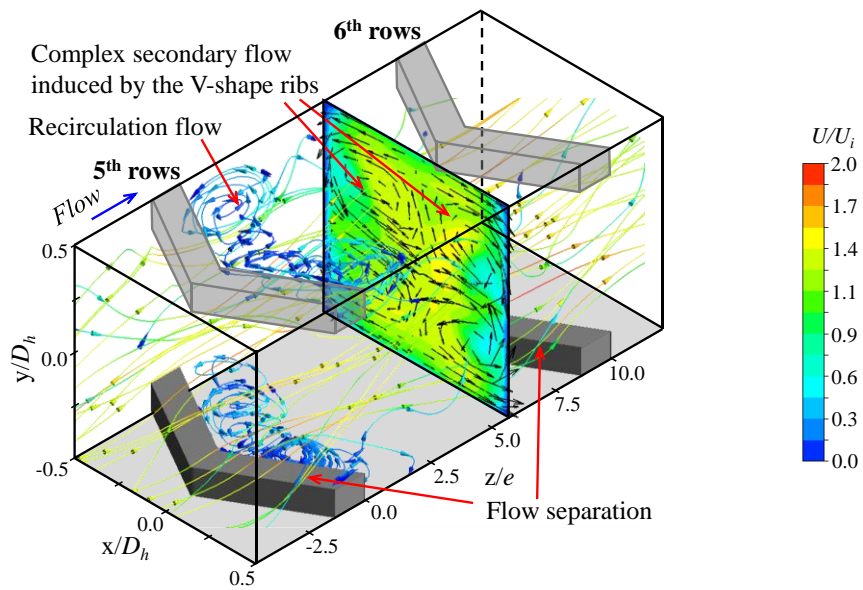


(a) Streamlines and contours of normalized velocity magnitude.

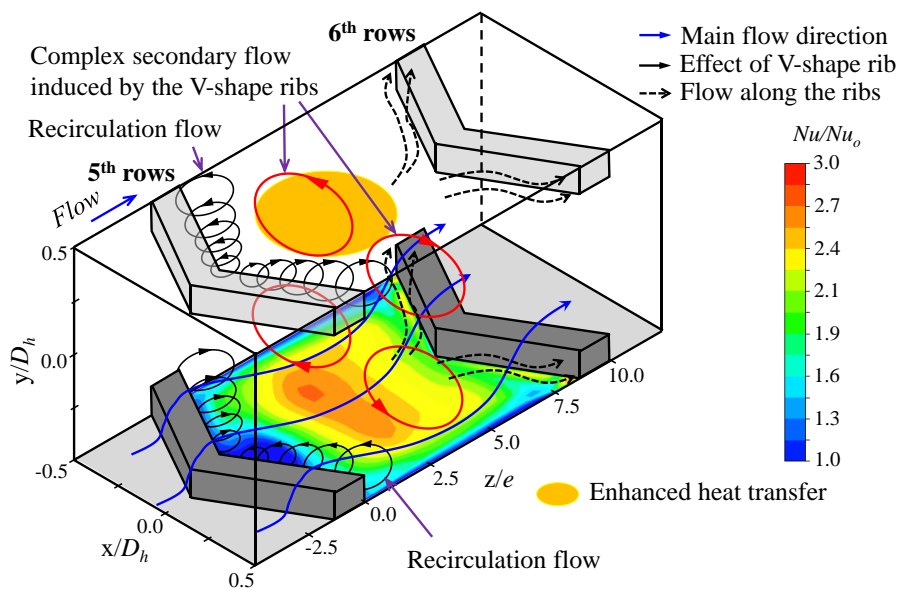


(b) Flow conception and Nusselt number ratio on the surface

Fig. 25. 3D flow structures and heat transfer pattern on the surface of the inclined rib inside the straight channel.

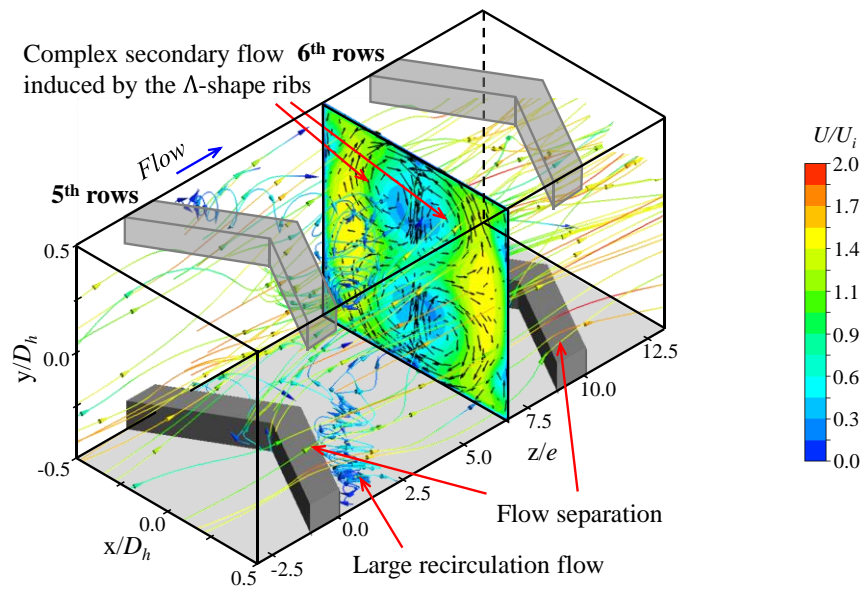


(a) Streamlines and contours of normalized velocity magnitude.

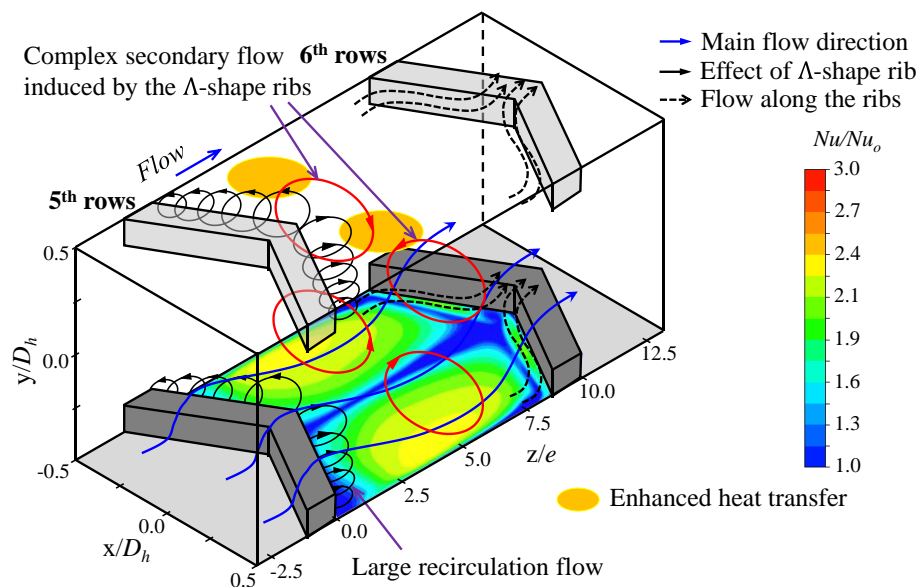


(b) Flow conception and Nusselt number ratio on the surface

Fig. 26. 3D flow structures and heat transfer pattern on the surface of V-shaped rib inside the straight channel.

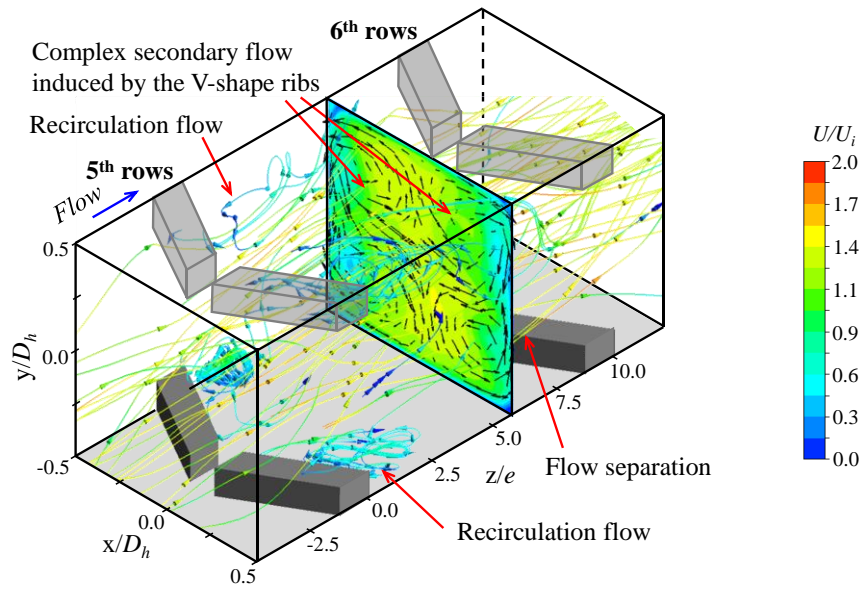


(a) Streamlines and contours of normalized velocity magnitude.

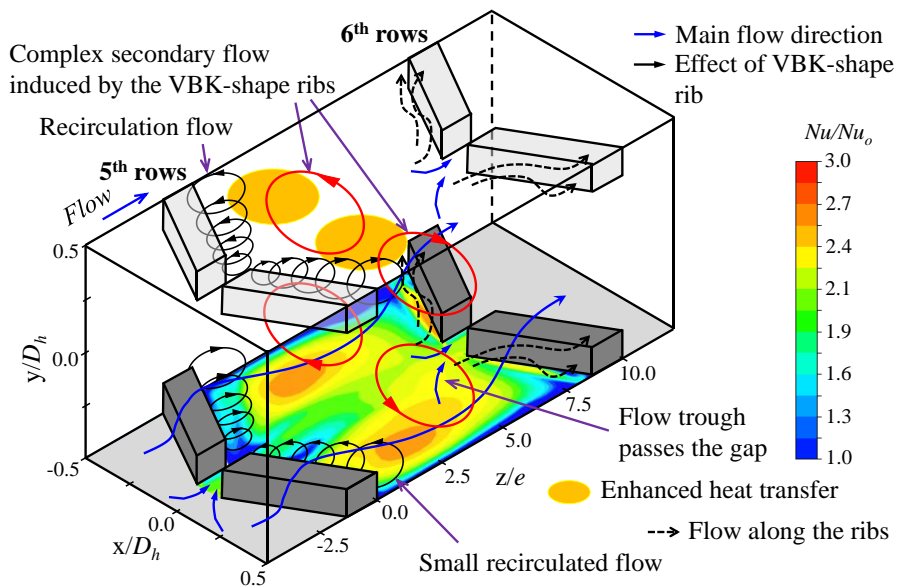


(b) Flow conception and Nusselt number ratio on the surface

Fig. 27. 3D flow structures and heat transfer pattern on the surface of Λ -shaped rib inside the straight channel.



(a) Streamlines and contours of normalized velocity magnitude.



(b) Flow conception and Nusselt number ratio on surface

Fig. 28. 3D flow structures and heat transfer pattern on surface of V-shaped rib with gap inside the straight channel.

4.2 Rotating serpentine channel by using the TLC method

4.2.1 Heat transfer characteristics

To check the accuracy of flow structure inside a serpentine channel between experiment and numerical simulation, comparison of the normalized Nusselt number contours (Nu/Nu_o), where Nu_o is the Nusselt number of a smooth wall channel, inside a serpentine channel for 90° continuous ribs at $R_o=0.0$, $Re=10,000$, is presented in Fig. 29. The heat transfer distributions have been reproduced well by the numerical simulation. The heat transfer distribution pattern of each pass in the serpentine channel between experimental and CFD results generates a good match, especially in the turn region. The maximum heat transfer region in the CFD is a little larger by area than in the experiment. The numerical simulation prediction in the 1st pass and the regions further downstream is good. However, the results of numerical simulation prediction (CFD) can be acceptable when compared with the experimental results.

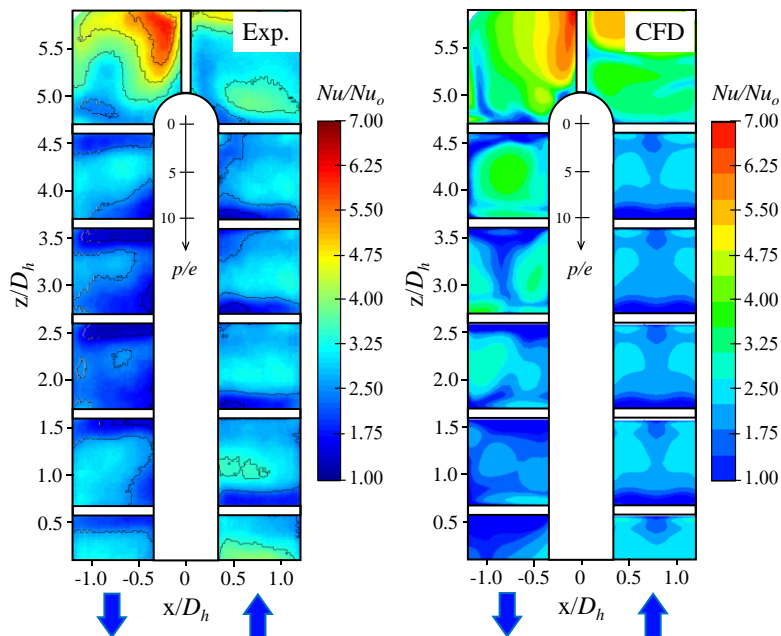


Fig. 29. Comparison of Nusselt number distribution between experiment and CFD at $R_o=0.0$, $\alpha=90^\circ$ and $Re=10,000$.

The rotation number (R_o) defined in Eq. (9) is used to describe the ratio of the Coriolis force to the inertial force and can be obtained by various combinations of rotational speed and mainstream flow velocity. In this section, eight-channel configurations were examined. Each configuration will separately discuss the results for each rib case of the rotation. The results both the trailing side (TS) and leading side (LS) of each rotation are clearly illustrated and also compared with the stationary case. All ribbed cases are then compared to a smooth case separately for the stationary, trailing, and leading cases. These results are presented in Figs. 30–37. Furthermore, average heat transfer values are calculated in the regions labeled 1–10 in Fig. 38. The heat transfer rate over the ribs is not considered, therefore not included in the average calculations. In Figs. 39–44, the effect of rotation on the Nu/Nu_o ratio is offered as a function of the rotation number at $R_o=0-0.3$.

In the case of the smooth walls, Fig. 30 shows the Nu/Nu_o ratio contours along the length of the serpentine channel at different rotation for the stationary and rotating test. For stationary case in Fig. 30(a), the results show that for both LS and TS walls give significantly high heat transfer rate in the U-bend region owing to the geometry of the turn in test section; sharp corners do not guide the flow, hence the inward flow from the first-pass channel will impinge on the end cap. Besides, the turbulent flow created in the turn generates high heat transfer rate at the beginning of the second-pass channel then begins to decrease and steady as the flow develops. Whereas, the case of rotation as shown in Figs. 30(b)–30(f), it is found that the heat transfer coefficient of LS and TS walls are significantly different. In the first pass, the heat transfer coefficient is higher on the TS wall and slightly decrease on the LS wall, especially in the entrance region of the channel. In the U-bend region, it is indicated that the heat transfer coefficient on the LS wall is higher than on the TS wall. Because of flow impingement on the end wall, flow separation at the U-bend edge and secondary flows induced by for both the Coriolis and the centrifugal forces. In the second pass, the heat transfer coefficient decreases at the TS wall and the LS wall, the heat transfer coefficient increases. This caused by the Coriolis force acts away from the trailing side and into the leading side. Additionally, the experimental results indicated that the heat transfer coefficient will increase with increasing of the rotation number (R_o) when compared with the stationary case.

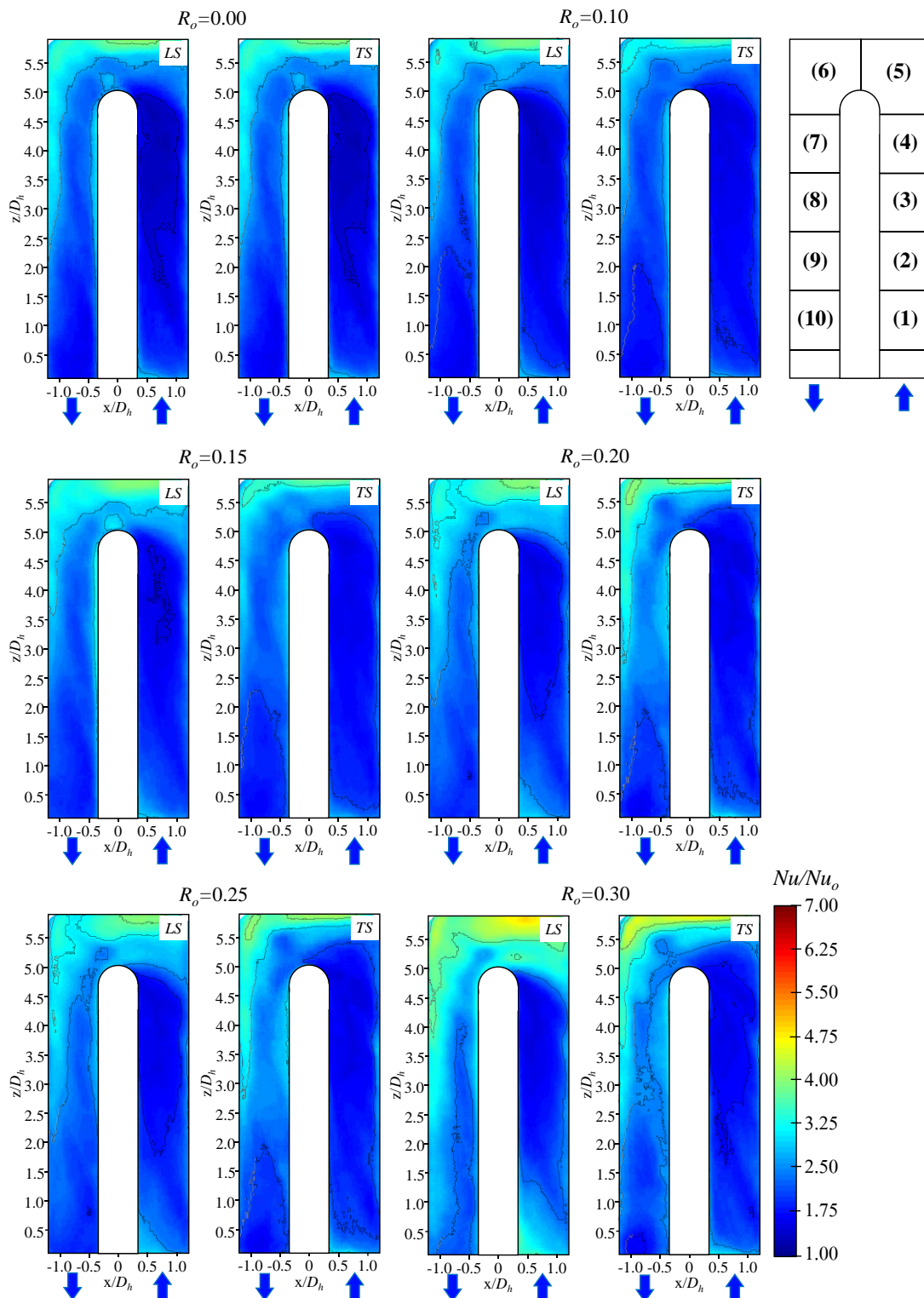


Fig. 30. Effect of rotation number on the Nusselt number distribution for a smooth wall at $Re=10,000$.

In the case of the 90° ribbed walls, Fig. 31 shows the Nu/Nu_o ratio distributions along the length of the serpentine channel at different rotating number. It is found that the heat transfer coefficient in the case of 90° ribs tends to increase more than the smooth case (Fig. 30). In Fig. 31(a), heat transfer coefficient for both the *LS* and *TS* walls is higher in the middle region between two adjacent solid ribs, and very low suddenly before and after the ribs. The highest heat transfer ratios appear in the first-pass channel caused by high recirculation flow. In the turn region, the heat transfer coefficient enhances greatly, particularly in the region labeled (6). This may be due to the combined effects of the U-bend and 90° ribs in the turn. In the second pass, the existence of the bend and 90° ribs reduces slightly heat transfer coefficient in the regions labeled (8) and (9), and then slightly increase near the inward flow in the regions labeled (10). While the rotating test results in Figs. 31(b)–31(f), it is obvious that Nu/Nu_o ratio distributions of the *LS* and *TS* walls give clearly different because of effect the rotation. In the first pass, the heat transfer coefficient at the *TS* wall is higher than at the *LS* wall. In the turn region, the entrance region of the U-bend shows the same heat transfer distribution for the stationary case (see in Fig. 31(a)). However, the higher heat transfer coefficient is at the *TS* wall. The Coriolis force reducing the reattachment length behind the ribs. In the second pass, it can be seen that the heat transfer coefficient on the *TS* wall decreases while an augmentation in heat transfer is on the *LS* wall. Therefore, the presentation of ribs appears to break down the turn effects in the second-pass more rapidly than the smooth wall case. In addition, the experimental results showed that the heat transfer coefficient increases with an increase of the rotation number (R_o) when compared to the stationary case.

In the cases of the 45° and 60° ribbed walls, the Nu/Nu_o ratio distributions along the length of the serpentine channel at different rotating number are illustrated in Figs. 32 and 33. The case of 45° and 60° ribbed walls in the first and the second passes is angled away from the inner walls, and there are the 90° ribbed walls in the turn region. It is indicated that the heat transfer coefficient in the case of 45° and 60° ribs is higher than in the case of 90° ribs and the smooth wall. Most results showed that the heat transfer coefficient increases near the upstream edge of each rib and decreases as going to the downstream edge of the ribs. For stationary case in Fig. 32(a), it is found that the heat transfer coefficient in the second-pass channel is lower than in the first-pass channel owing to combined effects of the U-bend and 90° rib in the turn. In the turn region, both the *LS* and *TS* walls (in the region labeled (5)) show the highest heat transfer at the upstream edge (near inner wall region) of rib and then very low immediately at the downstream edge (outer wall or dividing wall) of rib. Whereas, in the region labeled (6), the heat transfer coefficient increases behind the ribs. In the second pass, the heat transfer coefficient for both the *LS* and *TS* walls decrease because of the effect of the U-bend and 90°

ribs. In contrast, Figs. 32(b)–32(f) show the rotating test results for the differences of rotational effect on the heat transfer coefficient on the *LS* and *TS* walls. In the first pass, the heat transfer coefficient of the *TS* wall increases when increasing the rotation number (R_o) and then decreases slightly on the *LS* wall. In the turn region, the heat transfer coefficient is very high caused by the combined effects of the U-bend and the 90° ribs in the turn. Also, the centrifugal effect owing to the U-bend on the secondary flow has reduced the presence of the ribs. In the second pass, the heat transfer coefficient increases near the outer wall and gradually decreases towards the inner wall. Higher heat transfer on the *LS* wall gives significantly than on the *TS* wall because of the effect of the Coriolis force, especially in the case of 60° ribbed walls (see in Fig. 33). Besides, it is indicated that trend of the overall heat transfer coefficient in the case of 60° ribbed walls (Fig. 33) is a larger area than in the case of 45° ribbed walls (Fig. 32).

In the case of the 60° V-shape ribbed walls (case I), the Nu/Nu_o ratio distributions along the length of the serpentine channel at different rotating number are presented in Fig. 34. For stationary case (Fig. 34(a)), it is observed that for both the *LS* and *TS* walls in the first pass provide high heat transfer enhancement region along the centerline of the channel. The heat transfer coefficient is lower immediately near the upstream and the downstream of each rib in the first pass. This may be due to flow separation from the ribs, forming two vortices between the ribs. These will be presented clearly in the section of flow structure. In the turn region, very low heat transfer region is induced suddenly downstream of the last V-shape rib in the first-pass owing to the flow separation caused by the additional effect of the U-bend. The 90° rib in the turn region produces high heat transfer enhancement behind the ribs. In the second pass, results demonstrate that the heat transfer coefficient decreases noticeably when compared to the first-pass because of the combined effect of the U-bend and the 90° rib. Figs. 34(b)–34(f) demonstrate the rotating test results for overall heat transfer distributions on the *LS* and *TS* walls. In the first-pass, heat transfer coefficient on the *TS* wall is higher than on the *LS* wall, especially in the region labeled (3) and (4). In the turn region, the heat transfer coefficient in the region labeled (5) is higher at the *TS* wall while heat transfer on the *LS* wall slightly increases. Then, heat transfer in the region labeled (6) of the *TS* wall is lower than heat transfer on the *LS* wall caused by the effect of the Coriolis force. In the second pass, the results showed that both the U-bend and the 90° rib provide immediately low heat transfer rate when compared to the first pass. However, the overall heat transfer coefficient on the *LS* wall is higher than on the *TS* wall, particularly when increasing the rotation number (R_o). Furthermore, it is observed that overall heat transfer coefficient in the case of 60° V-shaped ribs is higher than in the case of 90°, 45° and 60° ribbed channels, especially in the first-pass channel for all cases.

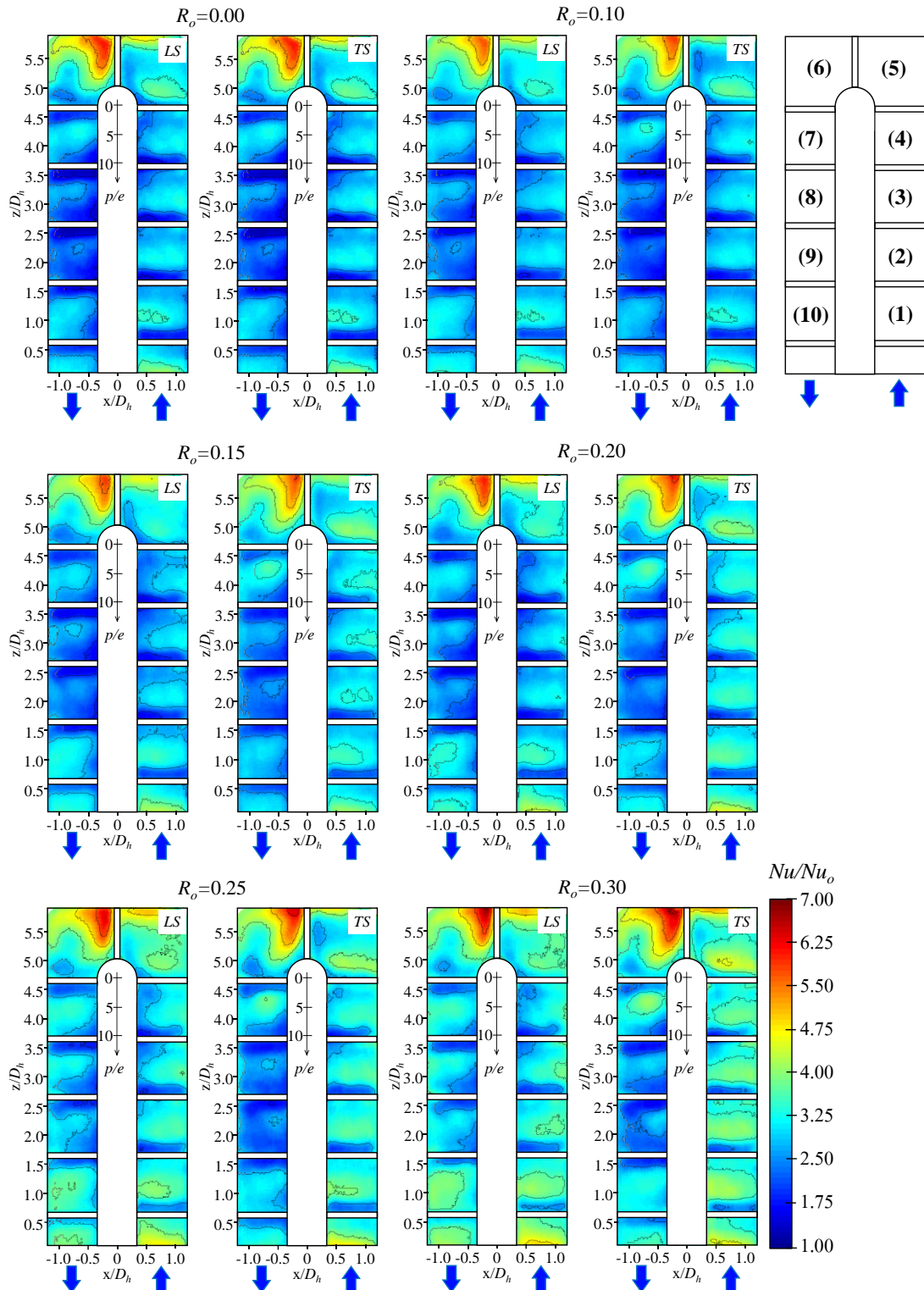


Fig. 31. Effect of rotation number on the Nusselt number distribution for 90° ribbed walls at $p/e=10$ and $Re=10,000$.

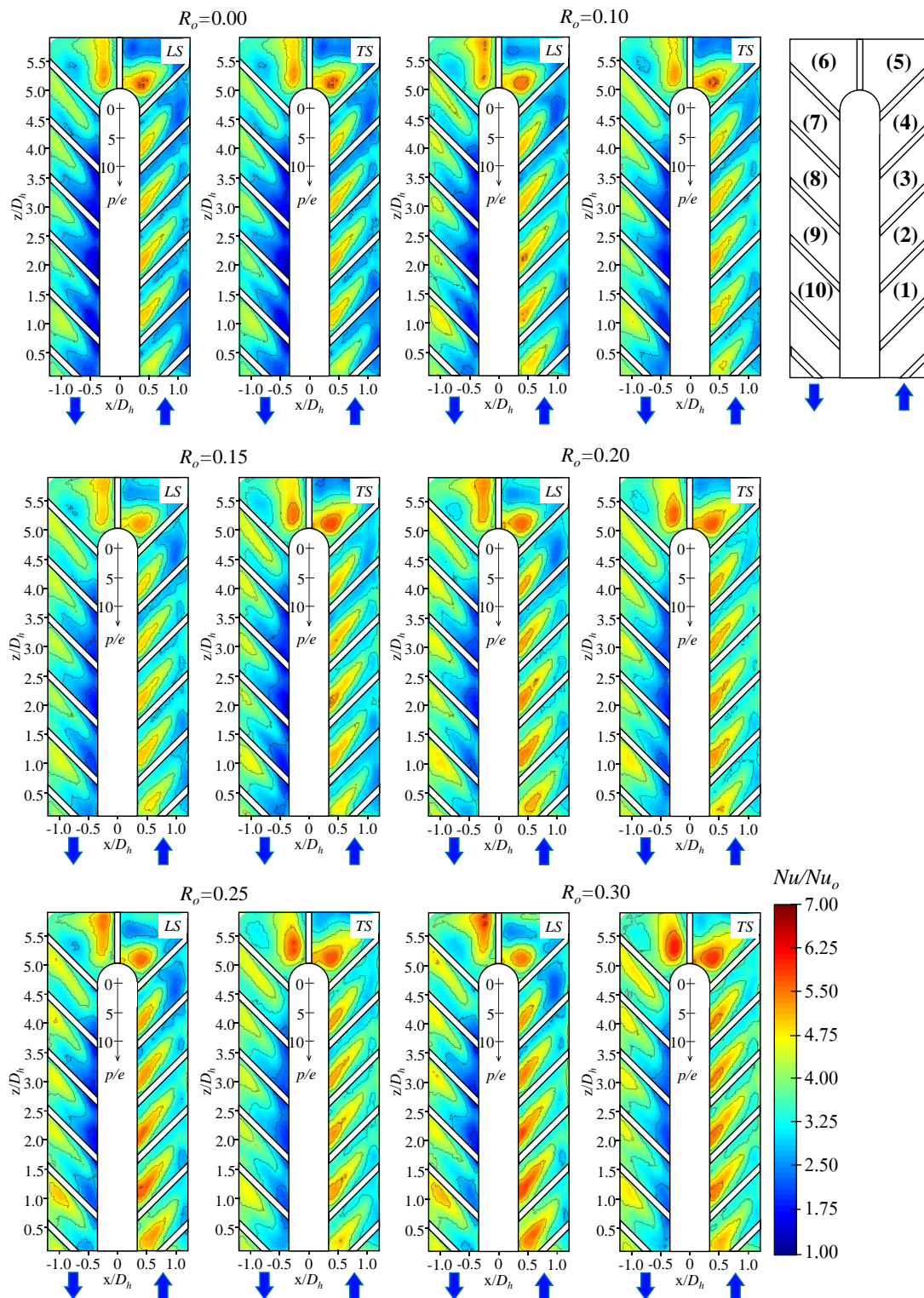


Fig. 32. Effect of rotation number on the Nusselt number distribution for 45° ribbed walls at $p/e=10$ and $Re=10,000$.

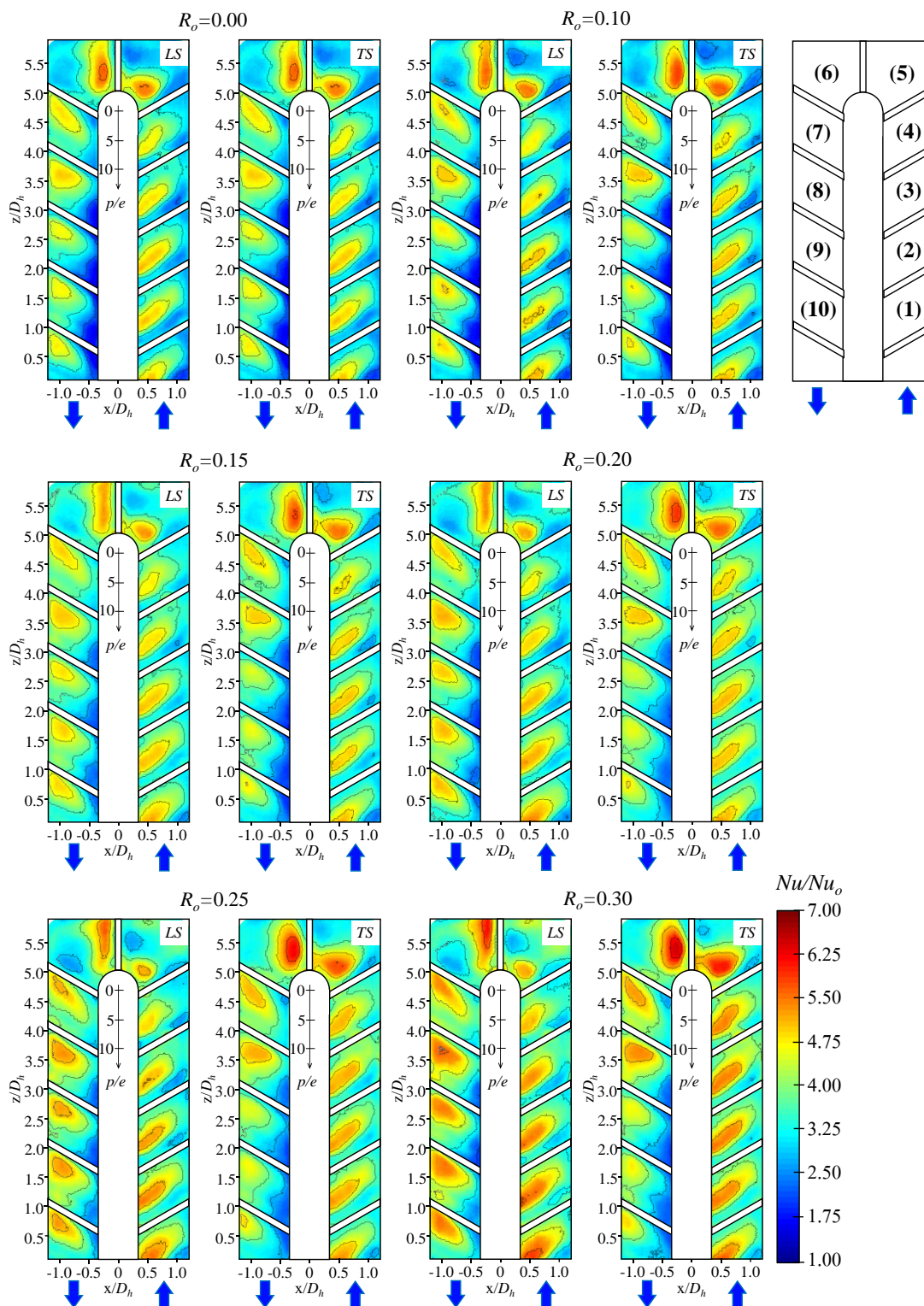


Fig. 33. Effect of rotation number on the Nusselt number distribution for 60° ribbed walls at $p/e=10$ and $Re=10,000$.

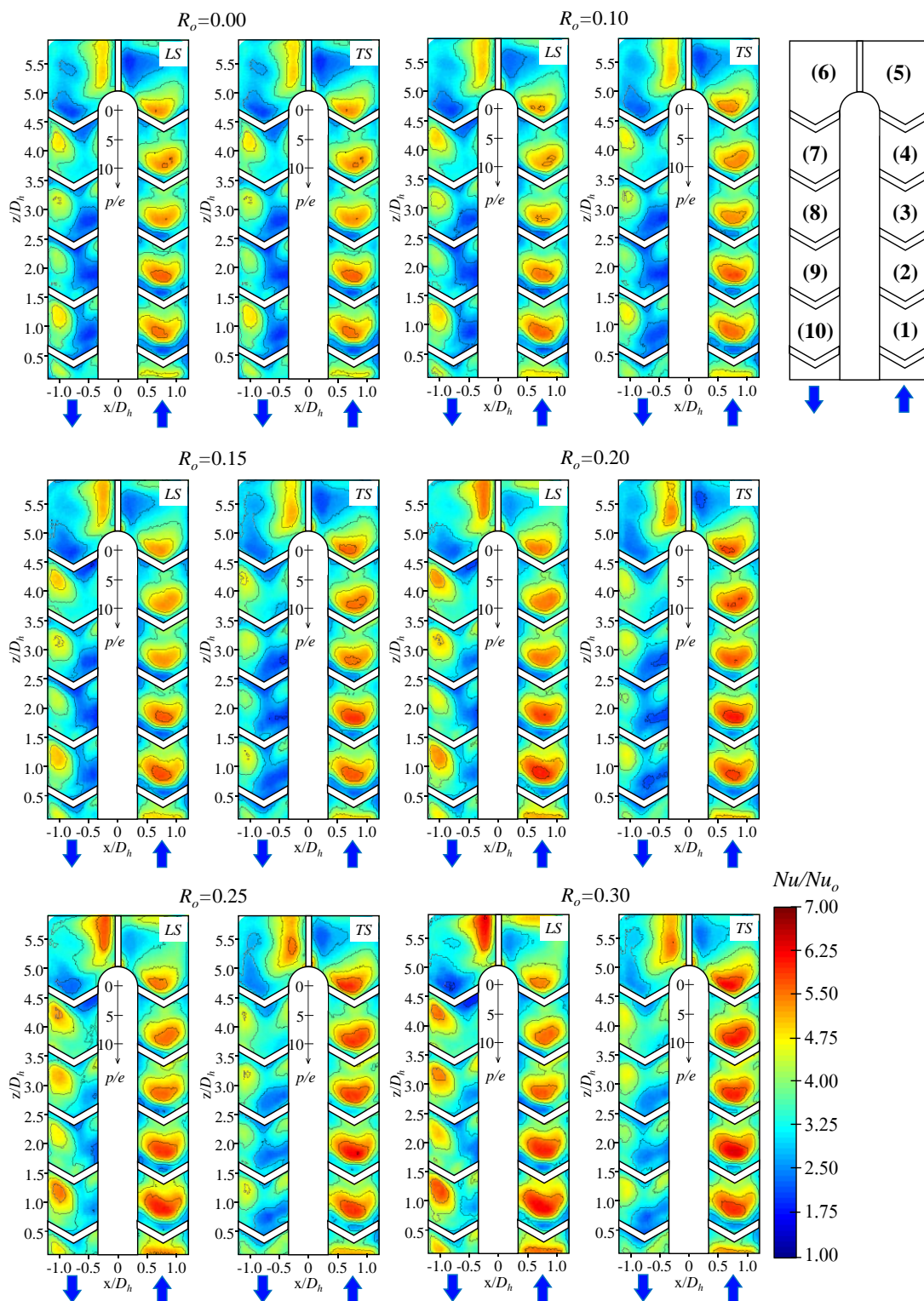


Fig. 34. Effect of rotation number on the Nusselt number distribution for V-60° ribbed walls (case I) at $p/e=10$ and $Re=10,000$.

In the case of the 60° V-shape ribbed walls (case II), the Nu/Nu_o ratio distributions along the length of the serpentine channel at different rotating number are shown in Fig. 35. The direction of the 60° V-shape ribs is shown in Fig. 9, which is different in case I (only second-pass). There are the 90° ribs in the middle of the turn. For stationary case in Fig. 32(a), the heat transfer coefficient in the first-pass are similar to heat transfer in the case of 60° V-shape ribbed walls (case I). Heat transfer coefficient both the *LS* and *TS* walls in the first-pass is higher along the centerline of the channel, and lower immediately near the upstream and the downstream of each rib. In the turn region, higher heat transfer coefficient in the region labeled (5) occurs behind the ribs and low suddenly in the middle of the channel, and then increase near the end cap. Whereas, in the region labeled (6), the heat transfer clearly increases behind the ribs and then cover the large area near the dividing wall due to the turning effect. For the second pass, it also obvious that the higher heat transfer region moves closer towards the mid-channel region on both the *LS* and *TS* walls. Figs. 32(b)–35(f) illustrate the rotating test results. In the first pass, the overall heat transfer coefficient on the *TS* wall significantly increases when increasing the rotation number. While, in the turn region, the heat transfer coefficient on the *LS* wall is higher than on the *TS* wall, especially in the region labeled 6. In the second pass, the combined effects of the turn and the 90° rib are abruptly low heat transfer when compared to the first pass. However, overall heat transfer enhancement on the *LS* and *TS* walls depends on the rotational effect. General results show high heat transfer on the *LS* wall better than heat transfer on the *TS* wall because of the Coriolis force. Additionally, it is indicated that heat transfer enhancements in the case of 60° V-shaped ribs (case II) are higher than heat transfer in the case of 60° V-shaped ribs (case I), specifically in the second-pass for all Ro cases.

In the case of the 60° V-shape ribbed walls (case III), Fig. 36 shows the Nu/Nu_o ratio distributions along the length of the serpentine channel under the rotational effect. For stationary case (Fig. 36(a)), it is observed that heat transfer coefficient both the *LS* and *TS* walls in the first-pass is higher along the centerline of the channel, and then lower immediately towards upstream and downstream of ribs. In the turn region, low heat transfer region appears near downstream of last V ribs of the first-pass and then high immediately behind the 90° rib. In the second pass, the 60° inclined ribs are located on both the *LS* and *TS* walls to study heat transfer characteristics on surface. The experimental results showed that the overall heat transfer coefficient enhances near the outer wall and suddenly decreases near the inner wall. For rotating test results (Figs. 36(b)–36(f)), it is indicated that the rotational effect of a serpentine channel induced two important forces, the Coriolis and centrifugal forces which produce the different heat transfer coefficient between the *LS* and *TS* walls. In the first pass, the heat transfer coefficient on the *TS* wall is higher than on the *LS* wall for all rotating cases. In

the turn region, heat transfer also significantly increase, especially in the region labeled (6) at the *LS* wall. In the second pass, the Coriolis force induced by rotation generates higher heat transfer on the *LS* wall than the *TS* wall. The overall heat transfer coefficient in the second-pass channel slightly decreases when compared to the first-pass channel because of the centrifugal force drop suddenly. Besides, it is found that the heat transfer coefficient in the second-pass modified with the new shape rib is well achieved when compared to the other rib cases.

In the case of the 60° V-shape ribbed walls with a gap (case IV), the Nu/Nu_o ratio distributions along the length of the serpentine channel at different rotating number are illustrated in Fig. 37. For stationary case (Fig. 37(a)), the heat transfer enhancement in the first-pass is limited to the mid-channel region. The highest heat transfer enhancement is upstream of each rib along the direction of the rib. The effect of gap induced complex flow along the broken V ribs also occurs double heat transfer behind the ribs. The rib arrangement used in this present study makes the secondary flow and reduces boundary layer development. In the turn region, the heat transfer coefficient enhances greatly because of the 90° ribs in the U-bend. The heat transfer coefficient in the second-pass after-turn region is lower than the enhancement in the first pass. Heat transfer is higher near the outer wall and then reduces near the inner wall. Conversely, in the case of rotation (Figs. 37(b)–37(f)), in the first pass, the heat transfer coefficient on the *TS* wall is similar to enhancement on the *LS* wall. Because the secondary flow inside a serpentine channel is uniform. The existence of a gap may affect the Coriolis force where act on each surface. In the turn region, it is obvious that the heat transfer coefficient on the *TS* wall is higher than enhancement on the *LS* wall. However, heat transfer on the *LS* wall in the second-pass increases clearly when increasing Ro . Most heat transfer increases near the outer wall more than on the inner wall. Because of the effect of a gap and U-bend.

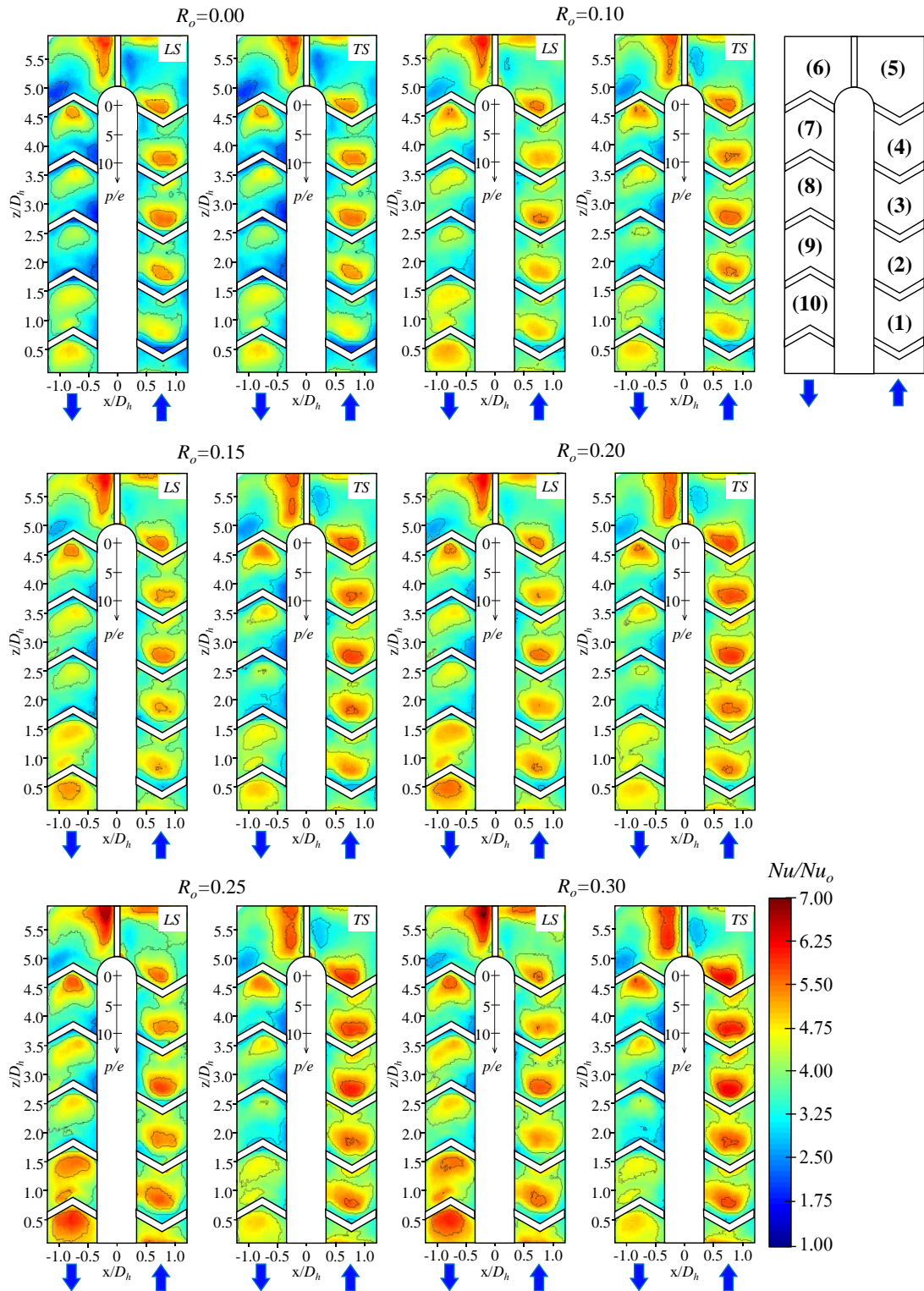


Fig. 35. Effect of rotation number on the Nusselt number distribution for V-60° ribbed walls (case II) at $p/e=10$ and $Re=10,000$.

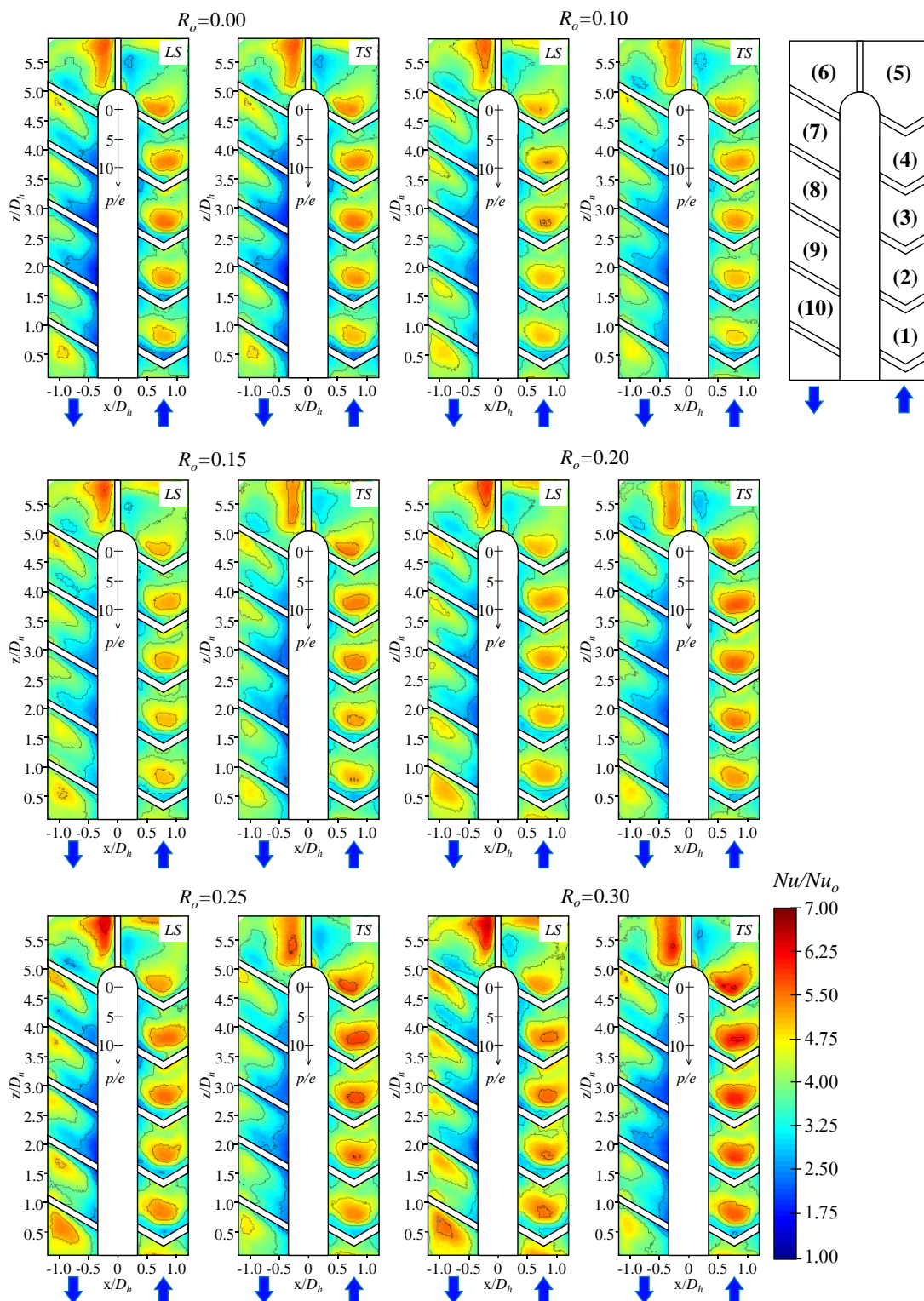


Fig. 36. Effect of rotation number on the Nusselt number distribution for V-60° ribbed walls (case III) at $p/e=10$ and $Re=10,000$.

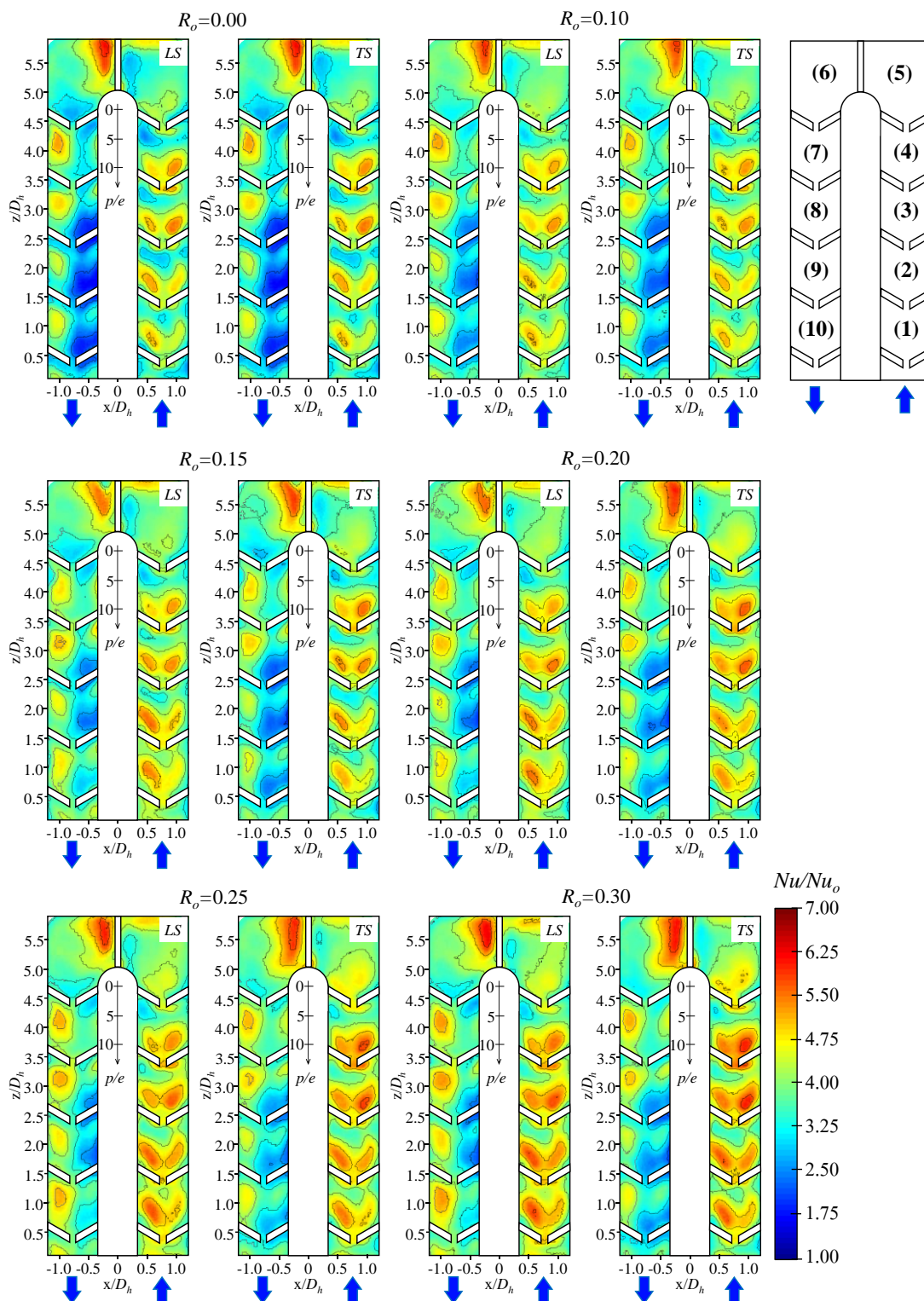


Fig. 37. Effect of rotation number on the Nusselt number distribution for V-60° ribbed walls with a gap (case IV) at $p/e=10$ and $Re=10,000$.

4.2.2 Average Nusselt number

Effect of rib arrangements on average Nusselt number ratios (\overline{Nu}/Nu_o) is revealed in Figs. 38 and 39. Also, the effects of rotation on average Nusselt number ratios of each section in the channel are presented clearly in Fig. 40.

In the stationary case, the local Nusselt number ratios are regionally averaged on the heat transfer surface between two adjacent solid ribs in the serpentine channel. Fig. 38 shows the effect of rib arrangements on regionally average Nusselt number ratios (\overline{Nu}/Nu_o) along the length of the serpentine channel at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$. It is found that average heat transfer in the first-pass for all rib cases is higher than in the case of a smooth wall. Whereas, all cases of the 60° V-shaped rib in the first-pass show the highest average heat transfer. In the turn region, average heat transfer ratios increase clearly in all cases caused by the turn effects which generate high turbulent flow while the average heat transfer in the second-pass decreases when compared to the turn region. However, when compared to the first pass, the average heat transfer ratios in the second-pass is higher, except for all cases of the 60° V-shaped rib. Moreover, it is indicated that average heat transfer in the second-pass with 60° inclined rib gives the highest heat transfer when compared with the other rib cases.

In the case of rotation at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$, Fig. 39 shows the comparisons of average Nusselt number ratios (\overline{Nu}/Nu_o) on the surface between the ribs of each regional index inside a serpentine channel with different rib arrangements. Average heat transfer on both *LS* and *TS* walls is considered in this work. A comparison of average heat transfer on the *LS* wall for all rib cases is plotted in Fig. 39(a). Results show that average heat transfer in all cases of V- 60° ribs increases significantly in the first-pass while average heat transfer in the turn and second-pass region gradually decreases. In the case of inclined rib at 45° , 60° and 90° is higher heat transfer in the turn region. On the other hand, average heat transfer in the case of a smooth wall is higher both the turn and second-pass when compared to the first pass. Besides, it is observed that average heat transfer in the case of V- 60° rib (case I) shows the highest heat transfer in the first-pass while average heat transfer in the case of V- 60° rib (case II) is the highest heat transfer in the second pass. For average heat transfer on the *TS* wall in Fig. 39(b), the average heat transfer ratios for all rib cases are similar to average heat transfer on the *LS* wall. The V- 60° rib (case I) in the first-pass shows the highest average heat transfer. However, the case of 60° inclined rib in the second-pass demonstrates the highest average heat transfer when compared to other rib cases.

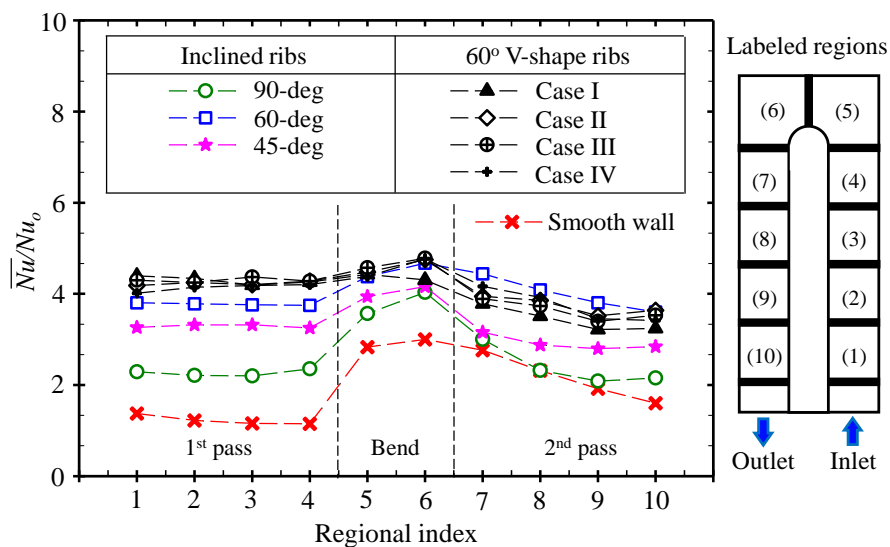
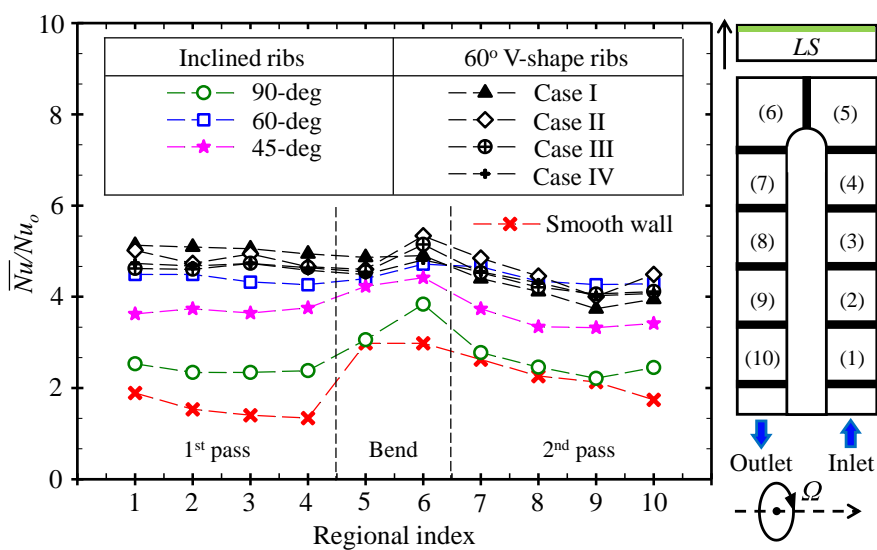
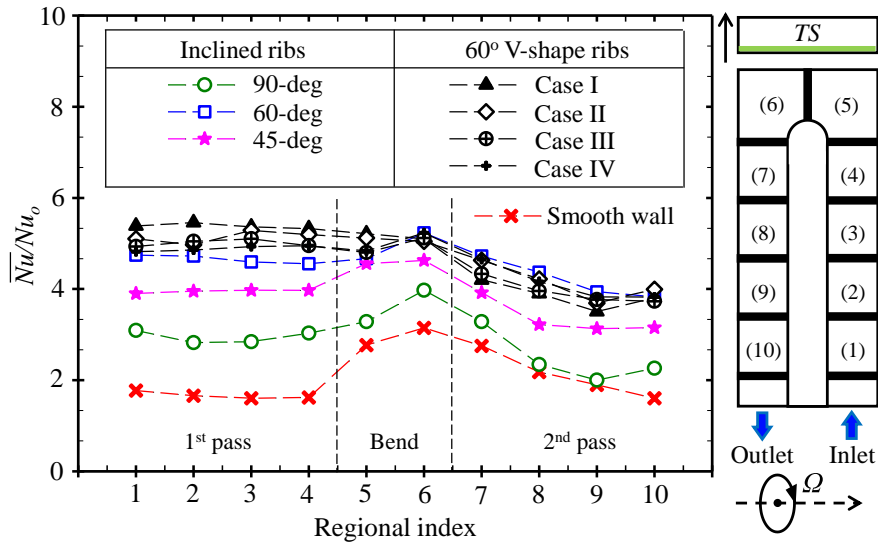


Fig. 38. Comparison of average Nusselt number ratios along the length of a serpentine channel for all rib cases at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.



(a) Regionally average Nusselt number ratios on the LS walls

Fig. 39. Comparison of average Nusselt number ratios along the length of a serpentine channel for all rib cases at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.



(b) Regionally average Nusselt number ratios on the TS walls

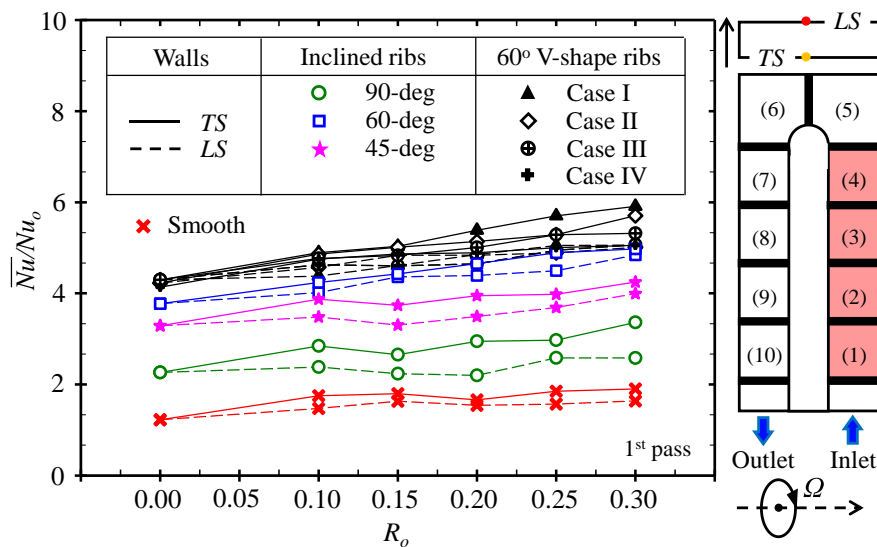
Fig. 39. Comparison of average Nusselt number ratios along the length of a serpentine channel for all rib cases at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$. (Cont.)

Fig. 40 displays the effect of R_o on average Nusselt number ratios (\overline{Nu}/Nu_o) of each region inside the serpentine channel. For average heat transfer in the first-pass as shown in Fig. 40(a), it is found that average heat transfer increases with the increasing of R_o both the LS and TS walls. However, average heat transfer on the TS wall in the first-pass of each rib types is higher than heat transfer on the LS wall for all R_o owing to the Coriolis force. Likewise, results showed that the value of average heat transfer in the case of V-60° rib (Case I) on the TS wall becomes the highest average heat transfer when compared to the other rib cases. The lowest average heat transfer in the case of a smooth wall for both the LS and TS walls of all R_o clearly appears. For average heat transfer in the turn region as presented in Fig. 40(b), the heat transfer is similar to in first-pass, which increases with increasing of the R_o . Average heat transfer on the TS wall in the turn region of each rib types is also higher than heat transfer on the LS wall for all R_o . For average heat transfer in the second-pass as demonstrated in Fig. 40(c), average heat transfer increases with increasing of the R_o both the LS and TS walls as well. Nevertheless, average heat transfer on the LS wall in the first-pass of each rib types is higher than heat transfer on the TS wall for all R_o . In addition, it is obvious that all cases of the V-60° rib on the LS wall show the highest average heat transfer when compared to the other cases.

4.2.3 Thermal enhancement evaluation

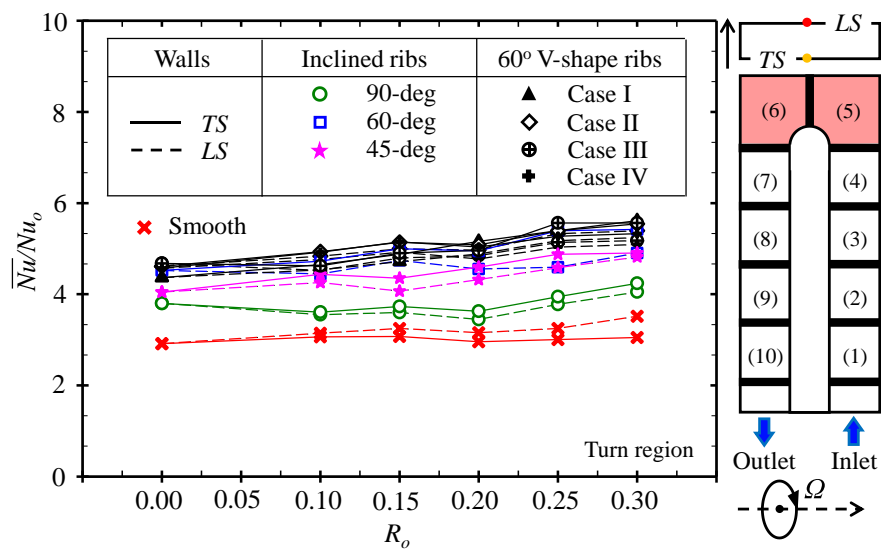
Fig. 41 shows the effect of R_o on friction factor ratios (f/f_o) of each rib type inside the serpentine channel. The results clearly show that the friction factor tends to increase with the rotation number (R_o). Additionally, the maximum friction factor is found in the case of the 60° ribs, and at the relative rotation number $R_o=0.3$ for which also the maximum heat transfer is observed.

It is essential to consider the overall thermal performance factor of the serpentine channel to evaluate the optimum value. The overall thermal performance factors at different rotation numbers, both at LS and TS walls, are compared in Fig. 42. The results show overall thermal performance matches best thermal performance, because of the combined effects of Coriolis-induced secondary flow and rib orientation. The thermal performance factors increase with increasing of the R_o . The case of V-60° rib (Case II, III and IV) becomes the best thermal performance when compared with the other rib configurations.

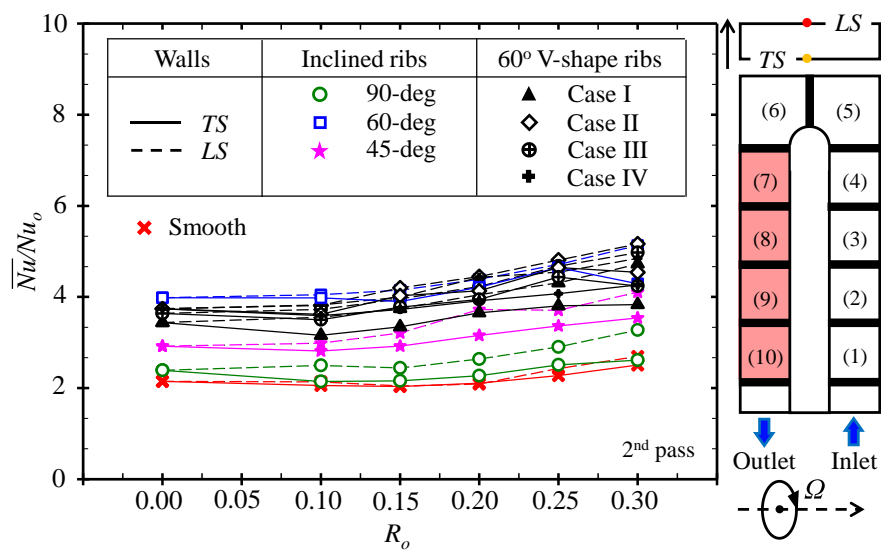


(a) Average Nusselt number in the first-pass

Fig. 40. Effect of R_o on average Nusselt number ratios of each section of a serpentine channel at $p/e=10$ and $Re=10,000$.



(b) Average Nusselt number in the turn region



(c) Average Nusselt number in the second-pass

Fig. 40. Effect of R_o on average Nusselt number ratios of each section of a serpentine channel at $p/e=10$ and $Re=10,000$. (Cont.)

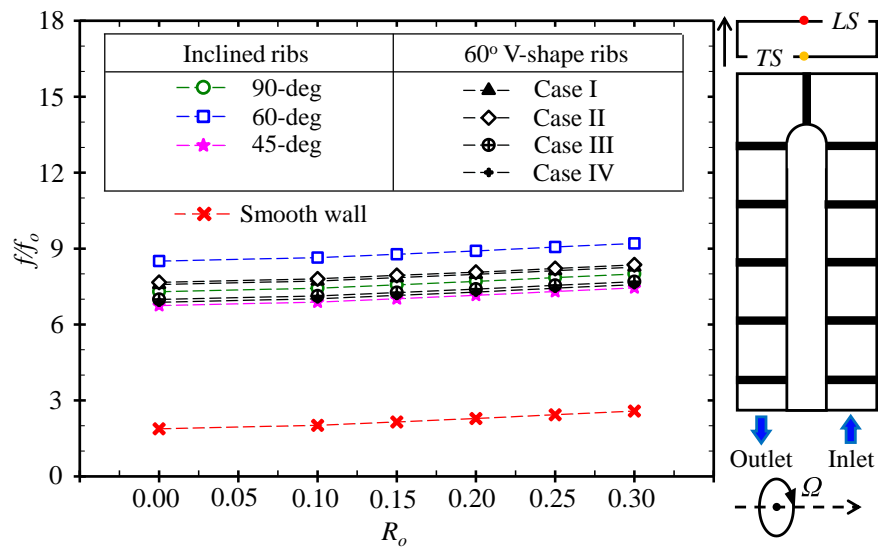


Fig. 41. Effect of R_o on friction factor ratios of each rib type inside a serpentine channel at $p/e=10$ and $Re=10,000$.

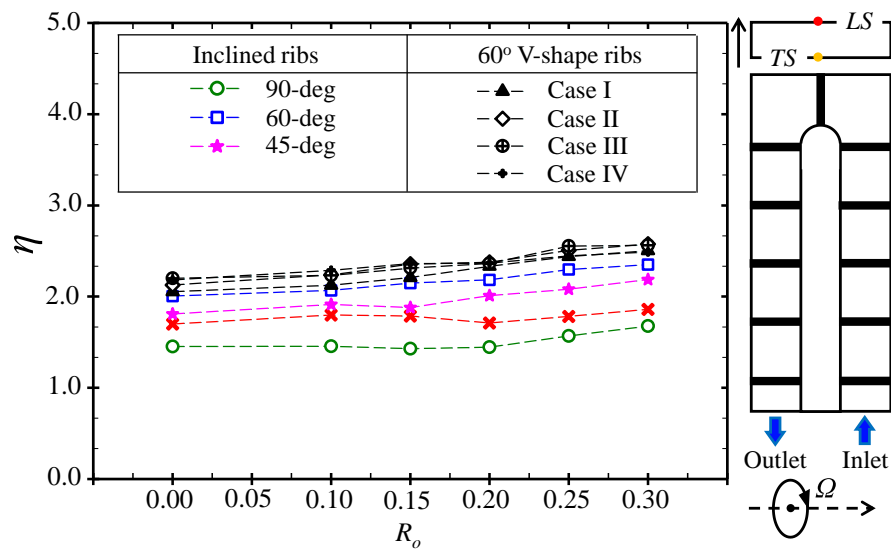


Fig. 42. Effect of R_o on thermal performance factors of each rib type inside a serpentine channel at $p/e=10$ and $Re=10,000$.

4.3 Rotating serpentine channel by using naphthalene sublimation method

4.3.1 Heat transfer characteristics

In the case of 90° ribbed walls at $p/e=10$, $R_o=0.0$ and $Re=10,000$, Fig. 43 presents the Nu/Nu_o ratio distributions in the region between 4th and 5th ribs of the first pass and the second pass inside a serpentine channel under the stationary case. It is found that the heat transfer coefficient for both the *LS* and *TS* walls in the first pass is higher in the middle region between two adjacent solid ribs, and very low before and after the ribs. Meanwhile, the heat transfer coefficient in the second pass is higher in the middle region between two adjacent solid ribs toward the outer wall, and then very low suddenly behind the ribs.

In the case of 90° ribbed walls at $p/e=10$, $R_o=0.2$ and $Re=10,000$, Fig. 44 shows the Nu/Nu_o ratio distributions in the region between 4th and 5th ribs of the first-pass and the second pass inside a serpentine channel under the rotating case. The results reveal that the effect of rotation shows different heat transfer coefficient on the *LS* and *TS* walls, both the first and second passes. In the first pass, the heat transfer coefficient on the *TS* wall is significantly higher than heat transfer on the *LS* wall. On the other hand, the direction of the mainstream is changed suddenly in the turn region toward the second pass, resulting in heat transfer augmentations. The heat transfer coefficient on the *LS* wall in the second pass is clearly higher than heat transfer on the *TS* wall. Most heat transfer enhancements in the second pass are larger area towards the outer wall than heat transfer near the inner wall.

In the case of 60° inclined ribbed walls at $p/e=10$, $R_o=0.0$ and $Re=10,000$, Fig. 45 demonstrates the Nu/Nu_o ratio distributions in the region between the 4th rib and 5th rib of the first-pass and the second-pass inside a serpentine channel under the stationary case. Experimental results demonstrate that overall heat transfer coefficient for both *LS* and *TS* walls in the first pass as same as the second pass increases near the upstream edge of each rib and decreases as going to the downstream edge of the ribs. Heat transfer coefficient in the first pass is higher than heat transfer in the second pass owing to the turning effect.

In the case of 60° inclined ribbed walls at $p/e=10$, $R_o=0.2$ and $Re=10,000$, Fig. 46 illustrates the Nu/Nu_o ratio distributions in the region between 4th and 5th ribs of the first pass and the second pass inside a serpentine channel under the rotating case. The results reveal that the heat transfer coefficient on the *TS* wall in the first pass enhances clearly when compared to the *LS* wall. Because the rotation induced the Coriolis force in the first pass pushes the high momentum core fluid toward the *TS* wall, and then low momentum fluid near the inner and outer walls toward the *LS* wall. In contrast, the heat transfer coefficient on the *LS* wall in the second pass is much higher than heat transfer on the *TS* wall caused by the Coriolis force acts in the opposite direction with the first pass. Furthermore, experimental results show that the

overall heat transfer coefficient on the *LS* wall in the second pass shows a large area more than the *TS* wall in the first pass. This may be due to the turning effect and the 90° ribs. Most notably, the heat transfer coefficient in the case of the 60° ribs is higher than heat transfer in the case of the 90° ribs.

4.3.2 Average Nusselt number

To examine the effect of rotation, the rotational speed is varied while the main flow rate is constant. The average Nusselt number ratios (\overline{Nu}/Nu_o) for the angle of rib inclination of 60° and 90° at different rotation numbers, both at *LS* and *TS* walls, are compared in Fig. 47. The results show that overall heat transfer enhancement because rotation occurs on the first pass *TS* and the second pass *LS* walls of where the Nusselt number ratio is about 10-15% higher than the stationary case. While, heat transfer ratio on the first pass *LS* and the second pass *TS* walls decreases significantly with increasing of the rotation number. Moreover, the first pass *TS* and the second pass *LS* walls at $R_o=0.3$ show maximum average Nusselt number ratio, elevated by approximately 15-25 % beyond the other rotation number cases. On the other hand, the Nusselt number ratio of first pass *LS* and second pass *TS* walls with $R_o=0.3$ decreases by around 10-20 % because of the effects of Coriolis and centrifugal forces. Most notably, the average Nusselt number ratio in the case of 60° inclined ribbed walls, both at *LS* and *TS* walls, it appeared clearly when compared to the 90° ribs.

4.4 Flow structures of the rotating serpentine channel

To understand clearly the mechanisms associated with the vortex structures because of the rotation, Figs. 48 to 61 show the 3D flow field and velocity streamlines with different rib configurations inside the serpentine channel both stationary and rotating conditions, which were predicted by the commercial software ANSYS (Fluent) ver. 15.0. A total of five planes have been drawn including the first pass, the turn region and the second pass, which were located in the middle between two adjacent solid ribs along of the serpentine channel. P1 and P2 are drawn in the first pass, P3 is drawn to study the fluid flow characteristic in the turn region. P4 and P5 are drawn in the second-pass after flow through the turn region. The reason behind drawing planes in the middle between two adjacent solid ribs was to identify the changes in the fluid flow characteristic caused by the introduction of rib turbulators.

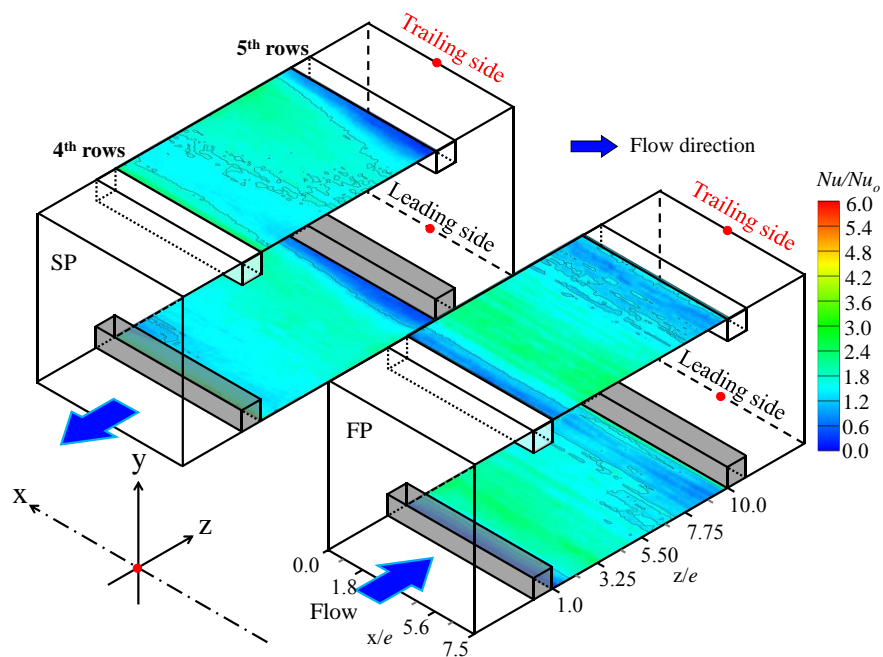


Fig. 43. Detailed Nusselt number enhancement contours on the surface between the 90° ribs of each pass under the stationary condition at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.

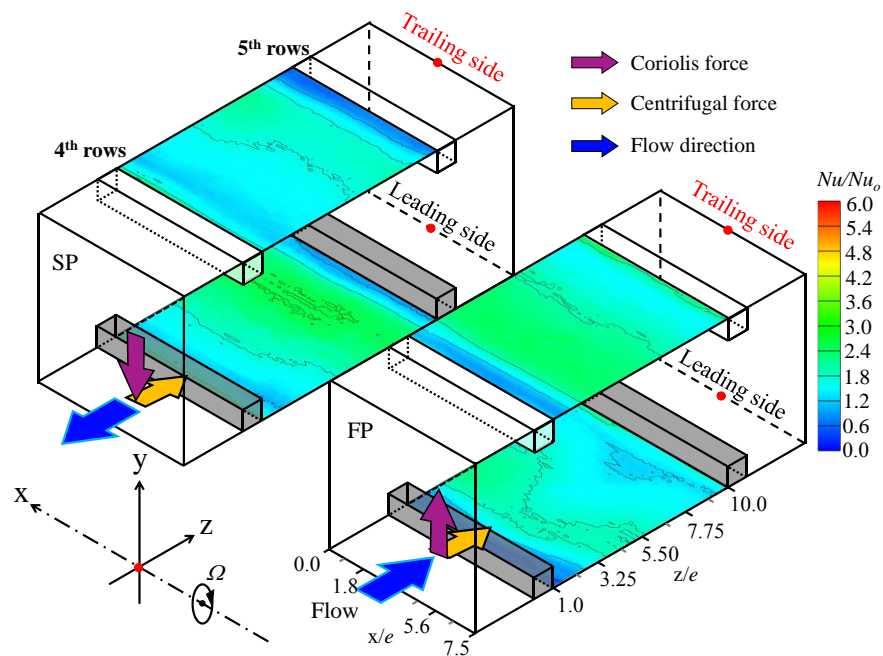


Fig. 44. Detailed Nusselt number enhancement contours on the surface between the 90° ribs of each pass under rotation condition at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.

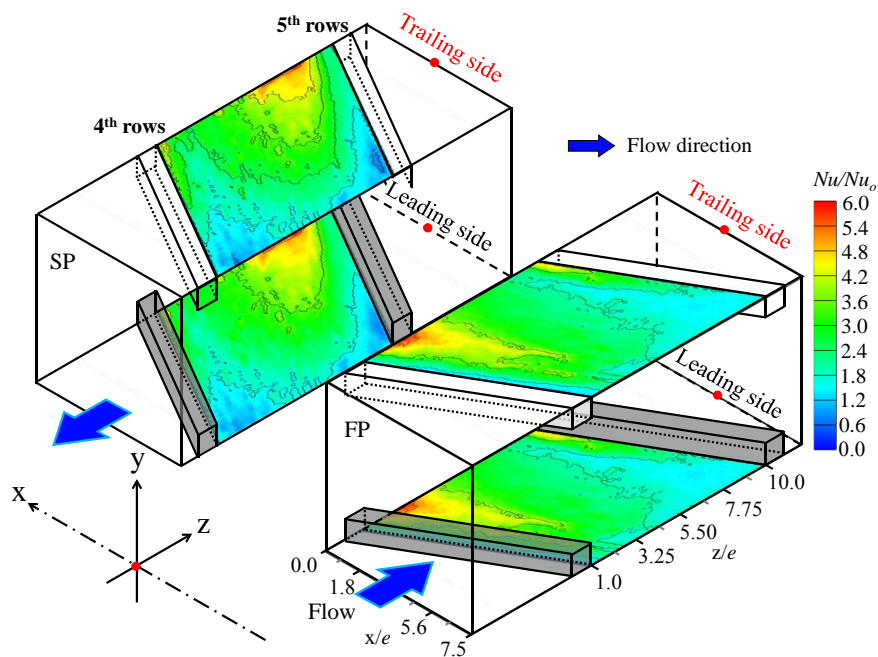


Fig. 45. Detailed Nusselt number enhancement contours on the surface between the 60° ribs of each pass under the stationary condition at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.

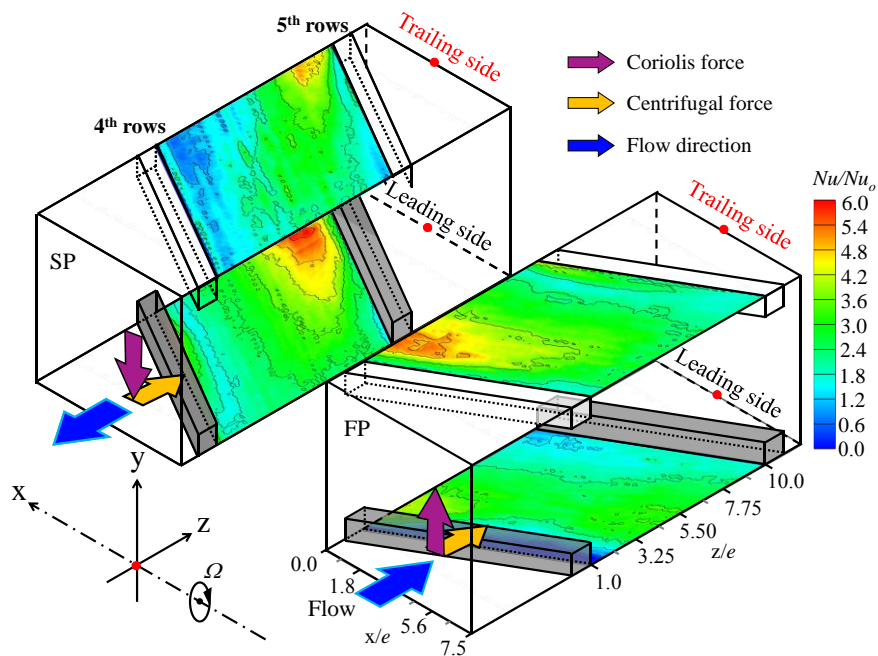
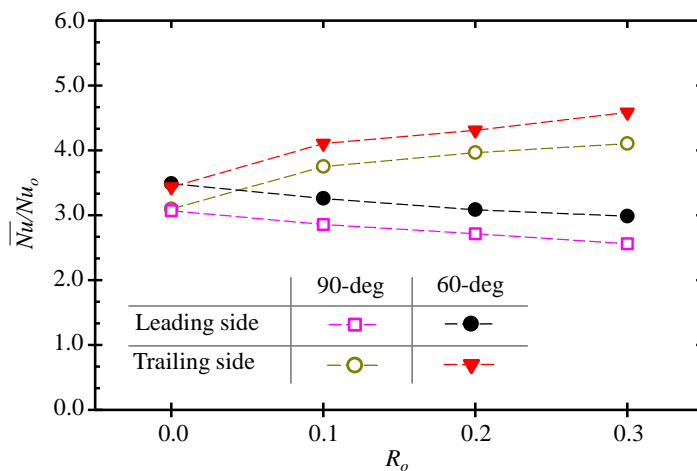
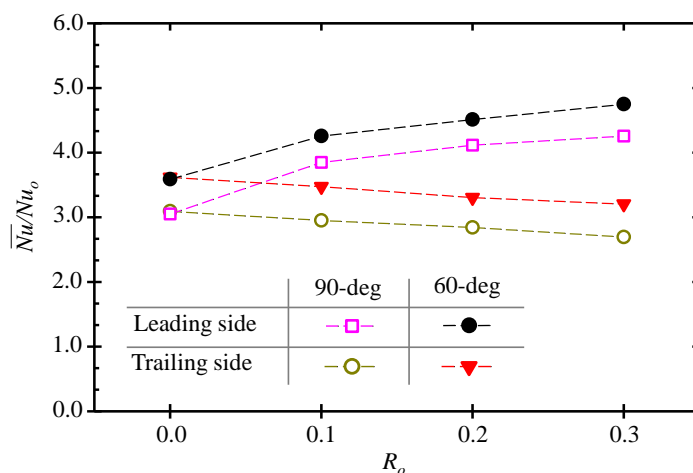


Fig. 46. Detailed Nusselt number enhancement contours on the surface between the 60° ribs of each pass under the rotating condition at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.



(a) Average Nusselt number ratios in the first-pass



(b) Average Nusselt number ratios in the second-pass

Fig. 47. Effect of R_o on average Nusselt number ratios on the surface between the ribs under rotation condition at $p/e=10$ and $Re=10,000$.

Fig. 48 shows 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with smooth wall at $R_o=0.0$ and $Re=10,000$. In the first pass, the velocity streamlines and vector contour (P1) show high velocity in the middle of a channel and low near the wall while velocity vector contour (P2) near the inner wall is higher than the outer wall. In the turn region, the turn and end cap generate the secondary flow. The direction of the velocity vector (P3) acts towards the inner wall more than the outer wall. However, the corner edge of the turn region gives low velocity and also appears the reverse flow because the main flow impinges on the end cap. In the second-pass, turn effect produces the secondary flow on plane P4 after the turn region and creates high velocity streamline near the outer wall more than the inner wall caused by the edge of the turn. As a result, the area after the turn region becomes

higher heat transfer. However, the velocity streamlines gradually decrease along the flow channel in the second pass results in a low heat transfer rate. Also, the flow away the turn region induces the single vortex flow on plane P5.

Fig. 49 illustrates the 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with smooth wall at $R_o=0.2$ and $Re=10,000$. In the first pass, the small secondary flow is gradually formed on plane P1 near the *LS* wall and then gradually increase on plane P2 while the direction of the velocity vector of both plane P1 and P2 acts towards the *TS* wall. All planes in the first pass show high velocity near the *TS* wall caused by the Coriolis force (F_{Co}). In the turn region, the complex flow of secondary flow occurs on plane P3 because of the rotation and turn effect. The velocity near the inner wall is higher than the outer wall when compared to the stationary case. In the second pass, the effect of rotation and 180° turn shows large secondary flow on planes P4 and P5 near the *LS* wall. Thus, the heat transfer coefficient on the *LS* wall is higher than on the *TS* wall.

Fig. 50 demonstrates 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with 90° rib wall at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$. In the first pass, it is found that the obvious separation behind the rib and the impingement on the front of the rib surface can be observed by the separation lines (streamlines). The existence of 90° ribs induces a large recirculation flow between two adjacent solid ribs and then impinges on the walls at the reattachment region. As a result, the heat transfer coefficient in this area increases while the recirculation decreases. Furthermore, the velocity on plane P1 and P2 in the first pass is a much higher ratio in the middle of a channel and lower near the top and bottom walls. In the turn region, the complex flow of secondary flow appears on the turn region. The velocity on plane P3 is higher near the edge of ribs and low velocity in the middle between two adjacent solid ribs. In the second pass, the turn and 90° rib create high-velocity streamlines near the outer wall more than the inner wall clearly. Consequently, velocity on plane P4 and P5 increases near the outer wall. These behavior affect the heat transfer rate.

Fig. 51 demonstrates 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with 90° rib wall at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$. In the first pass, the rotation induces the secondary flow on plane P1 and P2. The direction of velocity streamline and velocity vector acts from the *LS* wall towards the *TS* wall. Eventually, heat transfer on the *TS* wall is higher than in heat transfer on the *LS* wall. In the turn region, the effect of rotation generates a complex flow of secondary flow while the velocity on plane P3 is higher near the inner wall towards the *TS* wall. This is due to the flow effect that impinges on the end cap. In the second pass, the turn shows high velocity near the outer wall more than the

inner wall. Additionally, the effect of rotation also generates a complex flow of secondary flow on plane P4 and P5 towards the *LS* wall.

Fig. 52 exhibits 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with 60° rib wall at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$. In the first pass, it is observed that the velocity streamlines because main fluid flow produces the flow separation at the end face of the rib, and makes the longitudinal vortex flow by beginning from the upstream edge of rib towards the downstream edge of the rib. The longitudinal vortex flow appears owing to the effect of the inclination of rib. After that, the flow separation will reattach on the heat transfer surface immediately. As a result, the heat transfer coefficient in this area increases because the thermal boundary layer is destroyed. In addition, the inclination of rib produces the secondary flow between the ribs (see in plane P1 and P2). It is another reason to increase heat transfer on the surface. In the turn region, it is found that the velocity on plane P3 is higher near the inner wall while another wall is low velocity. This is due to the flow effect that passes the upstream edge of the last rib in the first pass. In the second pass, the turn and the first rib in the second pass produces high-velocity streamlines towards the outer wall, which is similar to previous rib case. This behavior creates a complex flow of secondary flow behind the rib on plane P4 while plane P5 occurs clearly the secondary flow as same as plane P1 and P2 in the first pass. Therefore, the heat transfer rate increases.

Fig. 53 exhibits 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with 60° rib wall at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$. In the first pass, it is found that the velocity streamlines acts from the *LS* wall towards the *TS* wall. The rotational effect also generates the complex flow of secondary flow on both plane P1 and P2 in the first pass. Most of the longitudinal vortex line occurs near the *TS* wall more than the *LS* wall. For this reason, heat transfer on the *TS* wall increases because the thermal boundary layer is destroyed. In the turn region, the effect of rotation is higher velocity on plane P3 near the *TS* wall more than the *LS* wall. Furthermore, the 90° rib in the turn creates a complex flow of secondary flow between the ribs more than the stationary case. In the second pass, both rotation and 180° turn generate the complex flow towards the outer side near the *LS* wall. As a result, heat transfer on the *LS* wall increases significantly. Similarly, it is observed that the velocity on plane P4 and P5 in the second pass is higher near the *LS* wall clearly when compared to stationary case.

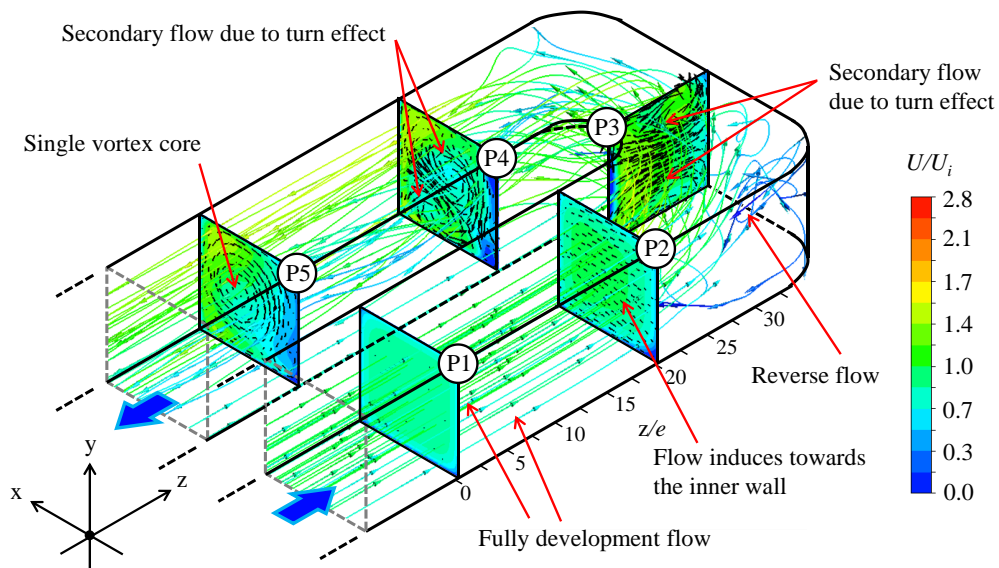


Fig. 48. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with smooth wall at $R_o=0.0$ and $Re=10,000$.

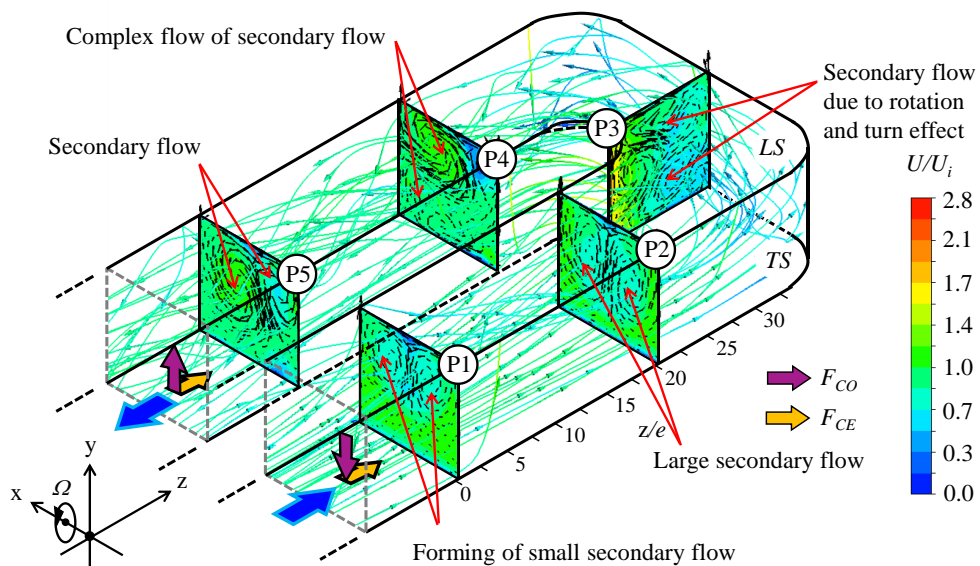


Fig. 49. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with smooth wall at $R_o=0.2$ and $Re=10,000$.

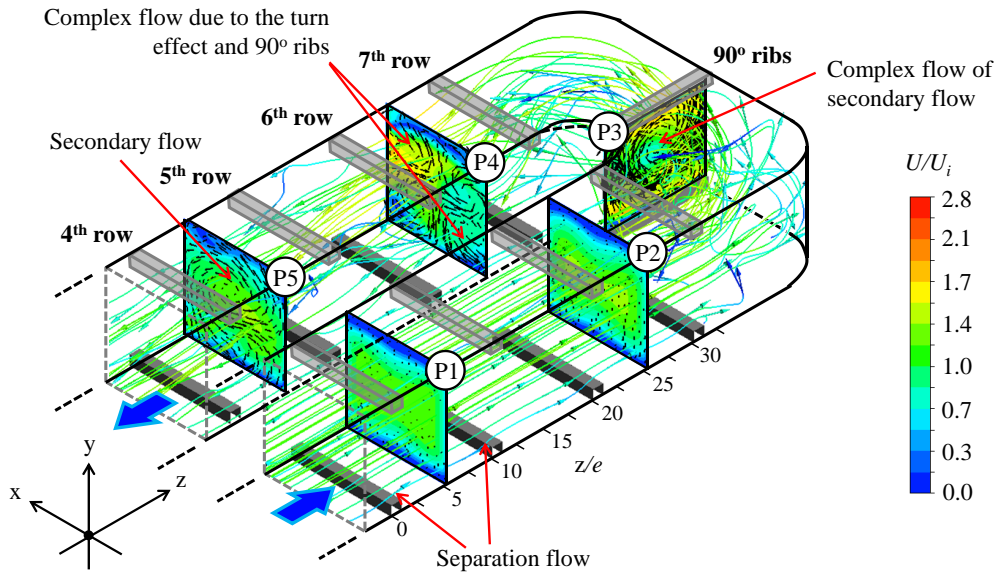


Fig. 50. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with 90° ribbed walls at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.

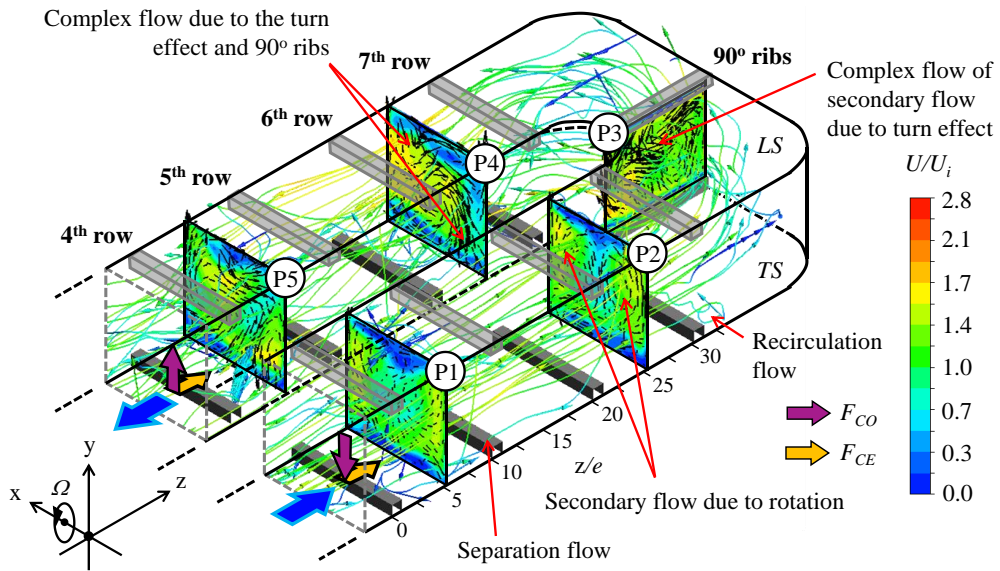


Fig. 51. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with 90° ribbed walls at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.

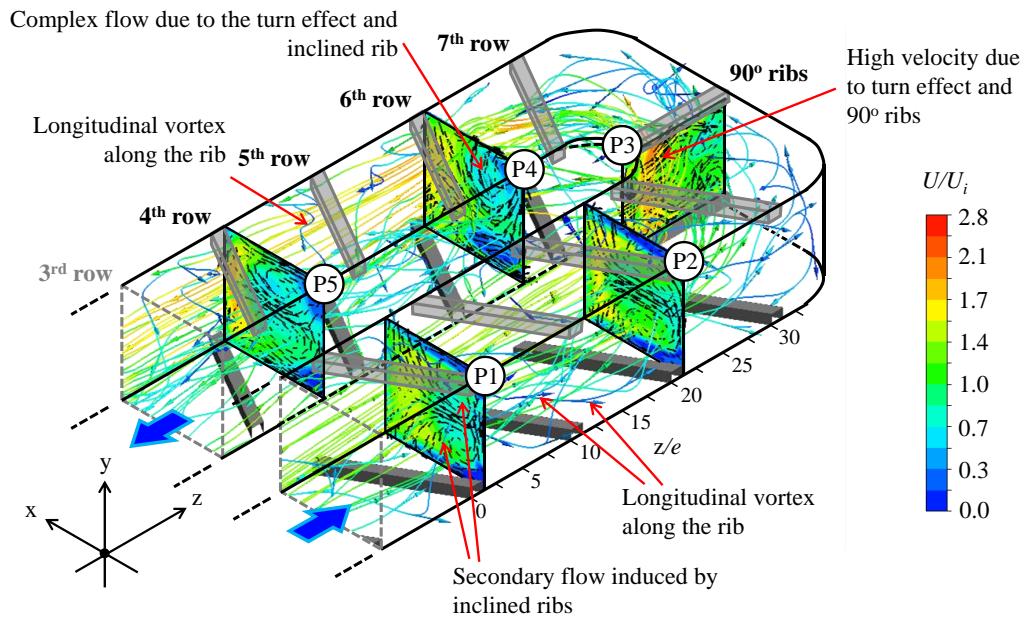


Fig. 52. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with 60° ribbed walls at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.

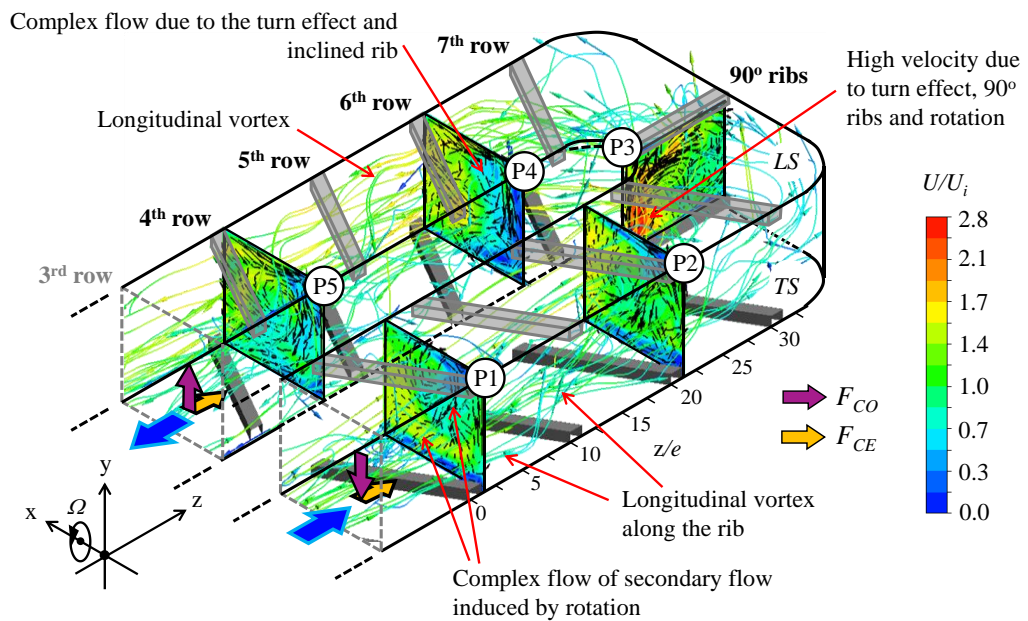


Fig. 53. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with 60° ribbed walls at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.

Fig. 54 shows 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed wall (Case I) at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$. In the first pass, it is indicated that the case of V-shape rib induces the double secondary flow between the ribs as shown in plane P1 and P2. The velocity is high in the middle of the flow channel and low velocity near the wall. In the turn region, the turn induces the secondary flow between the ribs on plane P3. The velocity near the inner wall is higher than the outer wall. This is due to the flow effect that impinges on the end cap. In the second pass, both rib orientation and 180° turn create high velocity streamlines near the outer wall more than the inner wall. In addition, it is found that the velocity on plane P4 increases in the middle of the channel towards the outer wall while the velocity near the *LS* and *TS* walls decreases. On the other hand, the velocity on plane P5 increases near the outer and inner wall and gradually decreases near the *LS* and *TS* walls. Moreover, it is indicated that the second pass on plane P5 occurs double secondary flow but the direction of velocity vector opposite with the first pass on plane P1 and P2. Thus, heat transfer in the second pass differs with heat transfer in the first pass.

Fig. 55 presents 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed wall (Case I) at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$. The results show that the effect of the rotation induces the complex flow of secondary flow in the first pass on plane P1 and P2. The velocity increases near the *TS* wall and gradually decreases near the *LS* wall. As a result, the heat transfer rate on the *TS* wall increases significantly. Besides, the V-shape rib generates the longitudinal vortex flow behind the rib. In the turn region, the velocity on plane P3 increases near the *TS* wall towards the inner wall. This may be due to flow effect from the rotation. In the second pass, both the rotation and turn makes the complex flow of secondary flow between the ribs. Whereas, the velocity on plane P4 and P5 significantly increases near the outer wall more than the inner wall. However, when compared to the case of 60° inclined rib, this case gives higher turbulent flow mixing between the ribs. Effect of rotation induces the direction of velocity vector towards the *LS* wall more than the *TS* wall.

Figs. 56 to 59 illustrate the 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-shape ribbed wall (Case II and III) at both stationary and rotation conditions, $p/e=10$ and $Re=10,000$. These cases are modified the rib configuration in the second pass in order to improve the heat transfer coefficient better. The first case as shown in Figs. 56 and 57, these cases use the 60° V-shaped rib to place on the second pass having reverse direction. For stationary case (Fig. 56), it is found that the velocity on plane P4 increases clearly near the outer wall, which gives larger than the previous case. Effect of this rib orientation gives double secondary flow which is similar to the first pass. Eventually, heat

transfer rate increase behind the rib better than previous V-shape rib case. For rotation case (Fig. 57), it is observed that the velocity on plane P4 and P5 in the second pass is similar to the first pass. However, the velocity increases near the outer wall towards the *LS* wall. The second case as shown in Figs. 58 and 59, these cases use the 60° inclined rib to locate on the second pass. For stationary case (Fig. 58), it is observed that the velocity on plane P4 in the second pass increases near the outer wall and decreases near the inner wall owing to the turning effect. As a result, heat transfer increases near the upstream edge of the rib towards the outer wall more than the inner wall. Moreover, the turning effect induces the complex flow of secondary flow between the ribs on plane P4 while plane P5 occurs single vortex flow. For rotation case (Fig. 59), both the rotation and 180° turn in the second pass makes the complex flow towards the outer side near the *LS* wall. Hence, heat transfer on the *LS* wall significantly increases because the thermal boundary layer is destroyed. Furthermore, it is observed that velocity on plane P4 and P5 in the second pass is high near the *LS* wall clearly when compared to stationary case.

Fig. 60 demonstrates 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with broken V-60° ribbed wall (Case IV) at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$. In the first pass, it is indicated that two double counter-rotating vortices in plane P1 and P2 are made by the broken V-shaped rib as well as the swirling flow induces along the angle of attack of ribs. However, the recirculation zone is not appearing behind a gap of the rib because the flow through the rib is accelerated immediately and the presence of a gap also reduces the boundary layer development. As a result, there are two peaks of heat transfer coefficient that appeared behind the rib. In the turn region, the turn creates the strong secondary flow (see in plane P3) towards the inner wall as well. On the other hand, in the second pass, reverse double counter-rotating vortices in plane P4 and P5 are generated by broken V-shaped rib and also show high velocity near the outer wall.

Fig. 61 shows 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with broken V-60° ribbed wall (Case IV) at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$. It is found that effect of rotation induced the secondary flow in the first pass acts from the *LS* wall towards the *TS* wall while the secondary flow in the second pass acts from the *TS* wall towards the *LS* wall. Consequently, the heat transfer coefficient differs significantly. Besides, it is observed that the velocity in the turn region on plane P3 is high near the inner side towards the *TS* wall clearly.

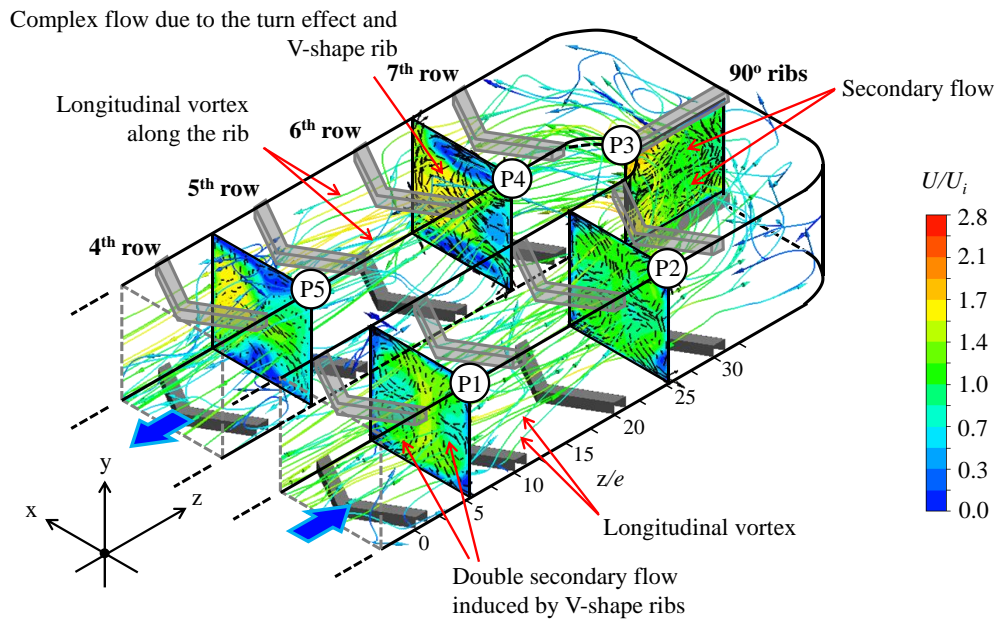


Fig. 54. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed walls (case I) at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.

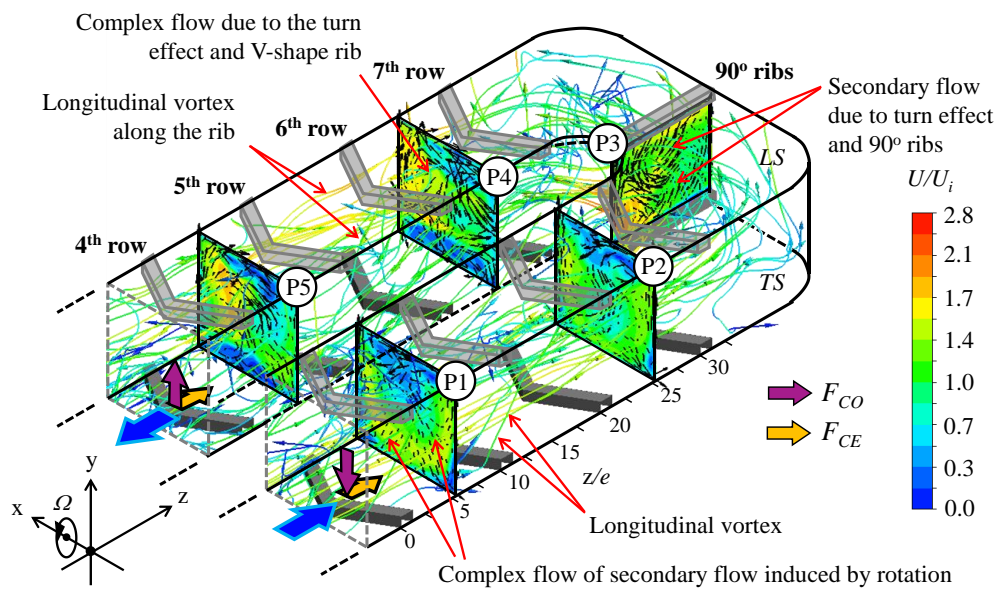


Fig. 55. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed walls (case I) at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.

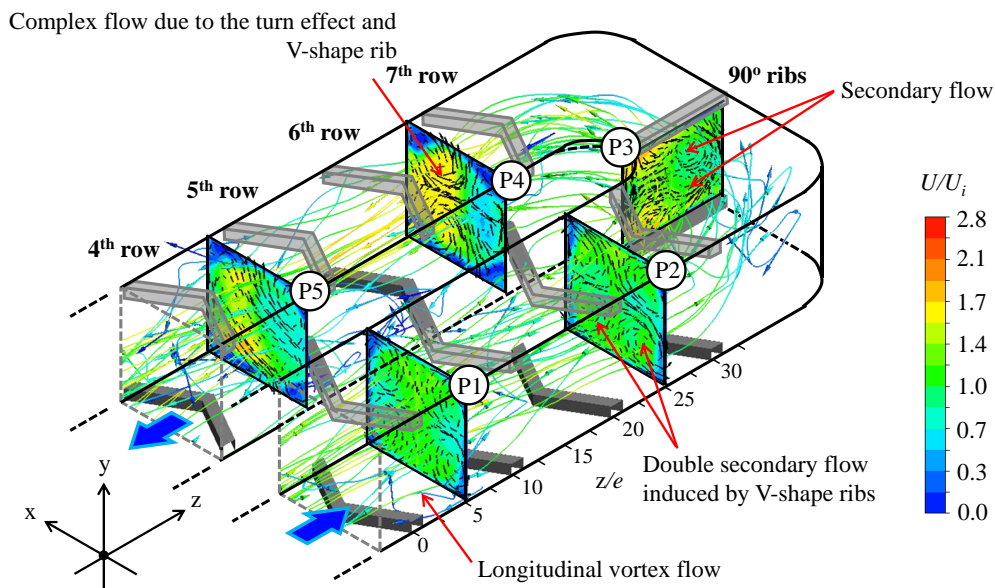


Fig. 56. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed walls (case II) at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.

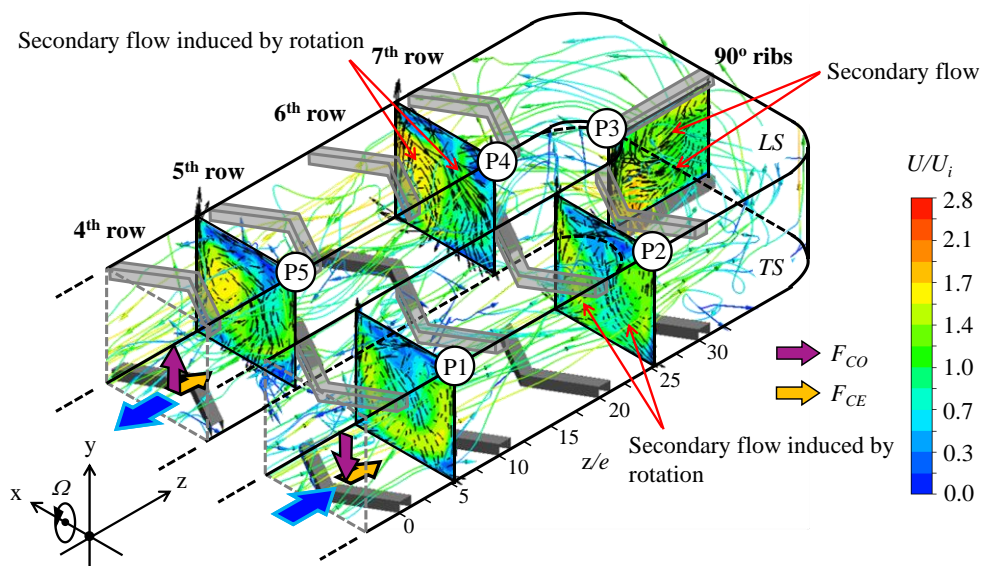


Fig. 57. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed walls (case II) at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.

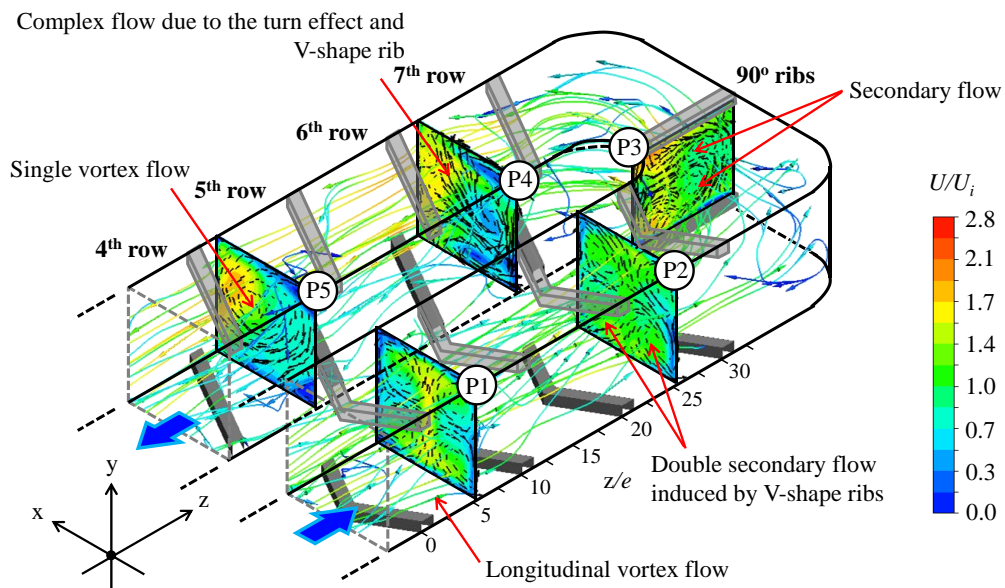


Fig. 58. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed walls (case III) at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.

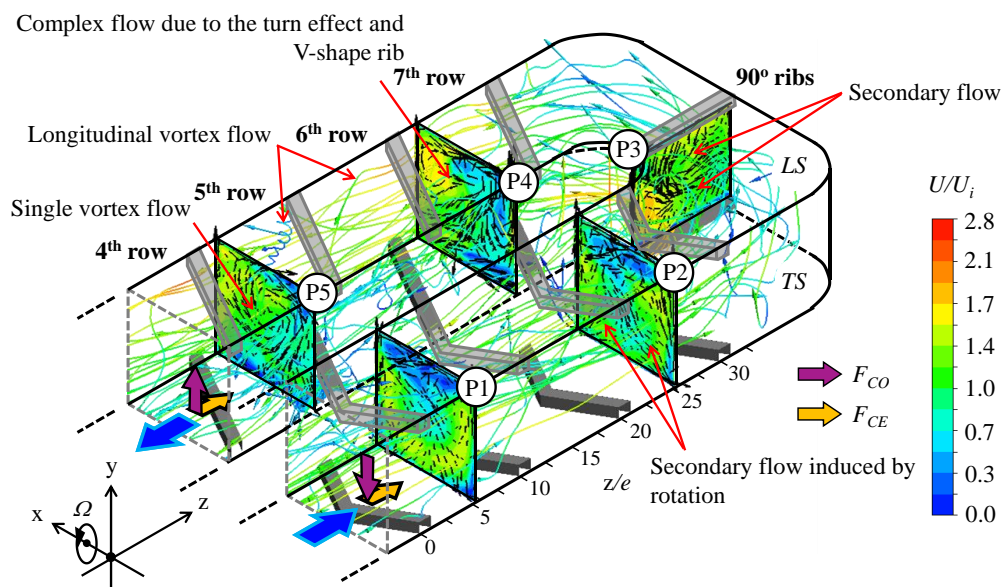


Fig. 59. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed walls (case III) at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.

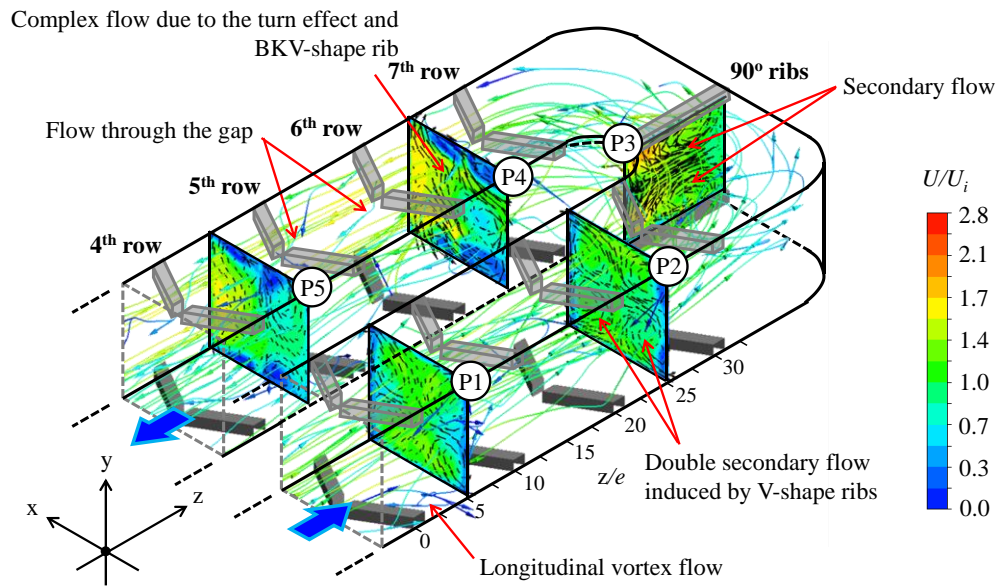


Fig. 60. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed walls (case IV) at $R_o=0.0$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.

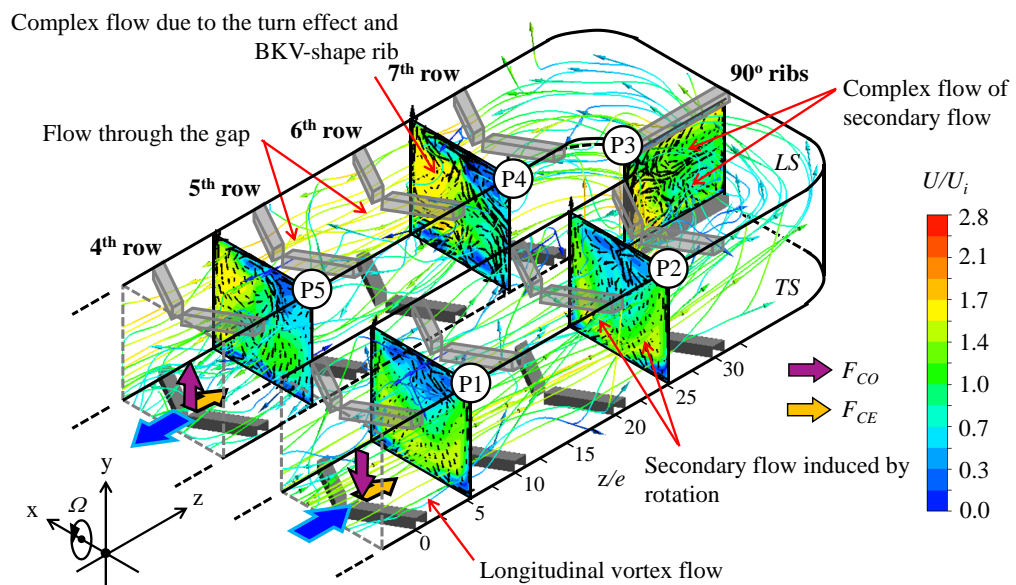


Fig. 61. 3D flow field and velocity vector contour of each plane inside the serpentine channel with V-60° ribbed walls (case IV) at $R_o=0.2$, $p/e=10$ and $Re=10,000$.

5. Concluding remarks

The aim of this research is to study the local heat transfer distribution within the serpentine channel of the turbine blade with the rib turbulators in order to get the uniform heat transfer distribution on the surface under the rotations. Based on the previous discussion, the two main results can be summarized as follow:

5.1 Stationary straight channel

1. The heat transfer coefficient distributions on the rib-roughened walls for the angle of 60° inclined ribs, 45° , 60° V-shaped ribs and 60° V-shaped ribs with gap are significantly high about 19.3%, 23.5%, 32.6% and 38.7% respectively when compared with the angle of 90° inclined ribs due to the stronger rotational momentum of the secondary flow which impinges the upstream edge enhances the heat transfer.

2. The highest average heat transfer coefficient on the rib-roughened walls is achieved for the angle of 60° V-shaped ribs with a gap when compared with other rib cases due to the complex secondary flow field induced by the inclined angle of ribs and flow through a gap.

3. Thermal performance is also evaluated for the considered the effect of inclined angle of ribs. All the rib arrangements studied, the angle of 60° V-shaped ribs with gap gives the best thermal performance.

5.2 Rotating serpentine channel

1. The heat transfer coefficient for all rib cases under the stationary condition in the first pass is higher than in the second pass. Whereas, the heat transfer coefficient in the case of a smooth wall is lowest.

2. Under the rotation, the heat transfer coefficient for all rib cases in the first pass is high on the *TS* wall followed by the *LS* wall. This trend is similar to the turn region as well. The heat transfer coefficient in the second pass is high on the *LS* wall followed by the *TS* wall. Furthermore, the heat transfer coefficient for all rib cases increases with increasing of the R_o .

3. The average heat transfer ratio (\overline{Nu}/Nu_o) for all rib cases increases with increasing of the R_o . The \overline{Nu}/Nu_o in the first pass is highest on the *TS* wall followed by the *LS* wall, which was similar in the turn region as well. The \overline{Nu}/Nu_o in the second pass is highest for the *LS* wall followed by the *TS* wall. Moreover, the average heat transfer ratios in the cases of V- 60° rib having 60° inclined ribs in second pass (case III) and V- 60° rib with gap (case IV) are

high about 21.8% and 25.4% when compared with a smooth wall case, and high in range of 10-15% when compared with other rib cases.

4. Effect of rotation induced two forces is the Coriolis and centrifugal forces. In the first pass (radially outward flow), the Coriolis force acts from *LS* to *TS* side walls while the centrifugal force has the same direction with the mainstream flow. The mainstream flow will cooperate with these forces. As a result, the heat transfer coefficient on the *TS* wall is higher than the *LS* wall. In the second pass (radially inward flow), heat transfer coefficient on the *LS* wall is higher than the *TS* wall because of the Coriolis effect. However, the overall heat transfer coefficient in the second pass is lower than in the first pass. This may be due to the opposite direction between the mainstream flow and the centrifugal force.

5. Under the rotation, the friction and thermal performance factors as a function of Re in all rib cases differ totally when compared to the smooth wall case. These factors tend to increase with the Re . The friction factor in the case of 60° inclined ribs is highest while in the cases of V-60° rib having 60° inclined ribs in the second pass (case III) and V-60° rib with a gap (case IV) give the best thermal performance when compared with other rib cases.

6. Under the rotation, flow field structure inside the serpentine channel appears the complex flow of secondary flow. It can help significantly to enhance the heat transfer coefficient on the surface, especially on the first pass *TS* surface and second pass *LS* surface.

7. Results of heat transfer characteristic for both TLC and naphthalene sublimation methods under the rotations show not different. It depends on the effect of Coriolis and centrifugal forces.

6. Recommendations for further research

Recommendations for further research and development are as follow:

1. A study of the rotating serpentine channel for further research may be used the impinging jet system between the first and second passes of a serpentine channel.

2. The coolant system of the rotating serpentine channel for future work may be conducted by using the pulsating flow system.

3. A study of the heat transfer distributions inside a rotating serpentine channel in the future research may be used the pin-fin turbulators to join with rib turbulators in order to increase the thermal performance.

References

- [1] Ge90 Bypass Ratio: Basic Turbojet Engine – Home design. [Online]. Available: <https://switchsecuritycompanies.com/ge90-bypass-ratio/basic-turbojet-engine>. (Accessed: March 04, 2019).
- [2] J.C. Han, S. Dutta, S.V. Ekkad, Gas turbine heat transfer and cooling technology (2nd edition), New York, Taylor and Francis, Inc. (2013).
- [3] L.C. Daniels, D.L. Schultz, Heat transfer rate to blade profile, Theory and Measurement in Transient Facilities, VKI Lecture Series, 1 and 2. (1982).
- [4] J.C. Han, Recent studies in turbine blade cooling, *Int. J. Rotating Machinery*, 10(6) (2004) 443–457.
- [5] B. Arman, T.J. Rabas, Influence of Prandtl number and effects of disruption shape on the performance of enhanced tubes with the separation and reattachment mechanism, Argonne National Lab., IL (United States). Energy Systems Div., ANL/ESD-16, (1992).
- [6] T.-M. Liou, M.-Y. Chen, and M.-H. Tsai, Fluid flow and heat transfer in a rotating two-pass square duct with in-line 90-deg ribs, *J. Turbomach.*, 124(2) (2002) 260–268.
- [7] I. Mayo, T. Arts, A. El-Habib, B. Parres, Two-dimensional heat transfer distribution of a rotating ribbed channel at different Reynolds numbers, *J. Turbomach.*, 137(3) (2014) 031002-031002–11.
- [8] J. A. Lamont, S. V. Ekkad, M. A. Alvin, Detailed heat transfer measurements inside rotating ribbed channels using the transient liquid crystal technique, *J. Thermal Sci. Eng. Appl*, 4(1) (2012) 011002-011002–11.
- [9] P. Singh, W. Li, S. V. Ekkad, J. Ren, Experimental and numerical investigation of heat transfer inside two-pass rib roughened duct ($AR=1:2$) under rotating and stationary conditions, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 113 (2017) 384–398.
- [10] J. A. Parsons, J.-C. Han, Y. Zhang, Effect of model orientation and wall heating condition on local heat transfer in a rotating two-pass square channel with rib turbulators, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 38(7) (1995) 1151–1159.
- [11] Z. Shen, Y. Xie, D. Zhang, Numerical predictions on fluid flow and heat transfer in U-shaped channel with the combination of ribs, dimples and protrusions under rotational effects, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 80 (2015) 494–512.
- [12] M. Wae-hayee, P. Tekasakul, C. Nuntadusit, Influence of nozzle arrangement on flow and heat transfer characteristics for arrays of circular impinging jets, *Songklanakarin J. Sci. Technol.* 35 (2012) 203–212.
- [13] C. Wang, L. Wang, B. Sundén, Heat transfer and pressure drop in a smooth and ribbed turn region of a two-pass channel, *Appl. Therm. Eng.* 85 (2015) 225–233.

- [14] N. Kaewchoothong, K. Maliwan, K. Takeishi, C. Nuntadusit, Effect of inclined ribs on heat transfer coefficient in stationary square channel, *Theor. Appl. Mech. Lett.* 7(6) (2017) 344–350.
- [15] F.P. Incropera, D.P. Dewitt, T.L. Bergman, A.S. Lavine, Introduction to heat transfer, Fifth Edition, John Wiley, & Sons (2007) 530–541.
- [16] R.J. Goldstein, H.H. Cho, A review of mass transfer measurements using naphthalene sublimation, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 10(4) (1995) 416–434.
- [17] F.W. Dittus, L.M.K. Boelter, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, *Int. Commun. Heat Mass Transfer.* 12(1) (1985) 3–22.
- [18] N. Kaewchoothong, K. Maliwan, K. Takeishi, C. Nuntadusit, Effect of rotation number on flow and heat transfer characteristics in serpentine passage with ribbed walls, *J. Mech. Sci. Technol.*, 32(9) (2018) 4461–4471.
- [19] M.M. Gibson, B.E. Launder, Ground effects on pressure fluctuations in the atmospheric boundary layer, *J. Fluid Mechs.* 86 (1978) 491–511.
- [20] B.E. Launder, Second-moment closure: present and future, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 10 (1989) 282–300.
- [21] B.E. Launder, G.J. Reece, W. Rodi, Progress in the development of a Reynolds-stress turbulence closure, *J. Fluid Mechs.* 68 (1975) 537–566.
- [22] The FLUENT User's Guide, Version 12.0, FLUENT Inc., Lebanon, NH.
- [23] E.A. Sewall, D.K. Tafti, Large eddy simulation of flow and heat transfer in the developing flow region of a rotating gas turbine blade internal cooling duct with Coriolis and buoyancy forces, *ASME J. Turbomachinery*, 130(1) (2007) 011005–011005–7.
- [24] A.K. Sleiti, J.S. Kapat, Fluid flow and heat transfer in rotating curved duct at high rotation and density ratios, *ASME J. Turbomachinery*, 127(4) (2005) 659–667.

Appendix A

The publications of the rib turbulators inside the stationary straight channel

Appendix A1**Conference Paper (Thai)**

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, and C. Nuntadusit, Influences of inclined angle on heat transfer characteristic in a square channel with rib turbulators. The 16th Heat and Mass Transfer in Thermal Equipment and Process, 23-24 February 2017, 36–42, Chiang Mai, Thailand.

การประชุมวิชาการ เรื่อง การถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวล
 ในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ 16)
 ระหว่างวันที่ 23-24 กุมภาพันธ์ 2560
 ณ ศูนย์ฝึกอบรมธนาคารไทยพาณิชย์ จังหวัดเชียงใหม่

อิทธิพลของมุมเอียงต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนในช่องสี่เหลี่ยมด้วยครีบริบ

Influences of Inclined Angle on Heat Transfer Characteristic in a Square Channel with Rib Turbulators

ณัฐพร แก้วชอุทอง

กิตติพันธ์ มลิวรรณ

ชยุต นันทดุสิต*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์

ต.คอหงส์ อ.หาดใหญ่

จ.สงขลา 90112

โทรศัพท์ 074-287-035

โทรสาร 074-212-893

*E-mail: chayut@me.psu.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์หลักเพื่อศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่ติดตั้งครีบริบเอียง โดยที่ลักษณะของครีบริบเป็นแท่งสี่เหลี่ยมมีความสูงครีบริบ $e = 10$ mm ถูกติดตั้งบนพื้นผิวและเปลี่ยนความร้อนภายในช่องการไหลที่มีหน้าตัดสี่เหลี่ยม อัตราส่วนระหว่างความสูงของครีบริบต่อความสูงของช่องการไหล (e/D_h) และอัตราส่วนระหว่างระยะพิทต่อความสูงครีบริบ (p/e) เท่ากับ 0.133 และ 10 ที่มุมการติดตั้งครีบริบ (α) เท่ากับ 30° , 45° , 60° และ 90° ตามลำดับ กำหนดค่าเรย์โนลด์สที่เท่ากับ 30,000 ผลการทดลองพบว่า ผลของมุมการติดตั้งครีบริบ 30° , 45° และ 60° ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับมุมการติดตั้งครีบริบ 90° นอกจากนี้ยังพบว่า สัมประสิทธิ์การกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มุมการติดตั้งครีบริบ 60° สูงกว่าอย่างมีนัยสำคัญประมาณ 20-30% เมื่อเทียบกับมุมการติดตั้งครีบริบอื่นๆ

คำสำคัญ: มุมเอียงของครีบริบ, คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน, ช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยม

Abstract

The main objective of this research is to study heat transfer characteristic for inclined ribs on heat transfer surface. The rib turbulators which having height of rib $e = 10$ mm were placed on heat transfer surface in the flow channel. The rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h), and the rib pitch-to-height (p/e) ratio are equal to 0.133, and 10 that the rib angle of attack (α) is equal to 30° , 45° , 60° and 90° , respectively. The Reynolds number (Re) is fixed at 30,000. The results found that the effects of 30° , 45° and 60° inclined ribs can be enhanced the average heat transfer distribution on surface when compared with 90° inclined rib. Furthermore, the heat transfer coefficient distribution on surface with 60° inclined rib is significantly higher than 20-30% when compare to the other inclined ribs.

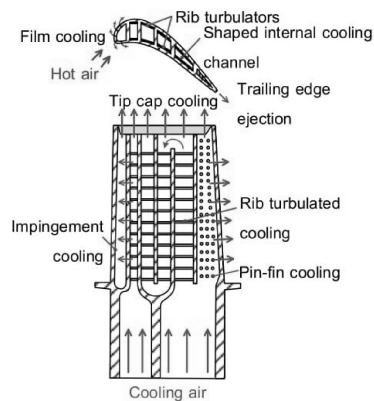
Keywords: Inclined angle of rib, Heat transfer characteristic, Square channel

1. บทนำ

ปัจจุบันความต้องการทางด้านอุตสาหกรรมสำหรับเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ที่มีประสิทธิภาพสูงเพิ่มมากขึ้น เพื่อให้เกิดการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงที่ลดลง และลดการปล่อยก๊าซเรือนกระจก หนึ่งในวิธีที่มีประสิทธิภาพมากที่สุด ในการปรับปรุงประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกังหันก๊าซ คือการเพิ่มอุณหภูมิทางเข้ากังหัน (Turbine Inlet Temperature: TIT) ซึ่งปัจจุบันมีอุณหภูมิสูงถึง 2,000 K ($1,700^\circ\text{C}$) ด้วยเหตุนี้ กังหันแก๊สจะมีการติดตั้งระบบระบายความร้อนเพื่อป้องกันกังหันทำงานได้อย่างปลอดภัยที่อุณหภูมิสูงและยืดอายุการใช้งานของชิ้นส่วนภายในกังหันแก๊ส ซึ่งมีหลายวิธีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในพื้นผิวของใบกังหันแก๊ส เช่น การติดตั้งครีบริบ การติดตั้งพิน การติดตั้งผิววนหรือเว้า เป็นต้น ดังแสดงในรูปที่ 1

มีการศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนด้วยการติดตั้งครีบริบในใบพัดกังหันแก๊ส โดยการปรับปรุงรูปแบบของครีบริบ เช่น อัตราส่วนของช่อง (Channel aspect ratio: AR) อัตราส่วนของความสูงครีบริบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางช่องการไหล (Blockage ratio: e/D_h) มุมการติดตั้งครีบริบ (Rib angle) และอัตราส่วนระหว่างพิทต่อความสูงครีบริบ (p/e) เป็นต้น ซึ่งส่งผลกระทบต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยมีนักวิจัยหลายคนที่ศึกษาเรื่องนี้ เช่น Han และคณะ [1], Taslim และคณะ [2] รวมทั้ง Ekkad และ Han [3] ศึกษาผลกระทบเหล่านี้โดยใช้ครีบริบด้วยชุดทดลองแบบหยุดนิ่ง ซึ่งได้รับการยอมรับโดยทั่วไปว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมจะสูงสุดเมื่ออัตราส่วนระหว่างพิทต่อความสูงครีบริบ (p/e) ประมาณ 8-12 ให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นซึ่งอยู่ในบริเวณการไหลของผิวระหว่างครีบริบทั้งสอง

Han และคณะ [1] ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลด้วยการติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วน เช่น ครีบ พิน เป็นต้น ผลการศึกษาของพวกเขาพบว่า การติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วนทั้งครีบและพินลงบนพื้นผิวของช่องการไหลทำให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับพื้นผิวเรียบ Taslim และคณะ [2] ทดสอบเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนและผลของความดันสูญเสียภายในช่องการไหลด้วยการติดตั้งครีบเอียงทำมุม 90°, 45°, V-45° และครีบแบบแยก (Broken) พวกเขาพบว่า ผลของมุมเอียงครีบที่ 45° และ V-45° ให้การถ่ายเทความร้อนสูงกว่ามุม 90° Ekkad และ Han [3] ได้ใช้แผ่น TLC (Thermochromic Liquid Crystal) เพื่อศึกษาการกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวด้วยการติดตั้งครีบแบบต่างๆ Lee และคณะ [4] ศึกษาการกระจายการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลด้วยการติดตั้งครีบเอียงแบบวี (V-shaped ribs) ผลการทดลองพบว่าการติดตั้งครีบแบบวีให้การถ่ายเทความร้อนสูงสุดเมื่อเทียบกับครีบเอียงทำมุม 90° Lau และคณะ [5] ศึกษาผลของการถ่ายเทมวลบนพื้นผิวทดสอบด้วยการติดตั้งครีบเอียงทำมุม 90°, 60° 45° และ 30° ที่อัตราส่วนระหว่างพิทต่อความสูงครีบเท่ากับ 10 จากการทดลองพวกเขาสังเกตว่า ผลของมุมเอียง 60° และ 45° ให้การถ่ายเทมวลสูงสุดเมื่อเทียบกับมุมเอียง 90° นอกจากนี้ มีหลายๆ งานวิจัยในปัจจุบันที่ศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวด้วยการติดตั้งครีบ เช่น Ravi และคณะ [6] ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนและผลของการจำลองการไหลภายในช่องการไหลด้วยการติดตั้งครีบเอียงทำมุม 45°, V-45°, W-45° และแบบ M-45° ผลการทดลองพวกเขาพบว่า ผลของการติดตั้งมุมเอียงแบบ V-45° ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า 7%, 28% และ 35% เมื่อเทียบกับการติดตั้งมุมเอียง 45°, W-45° และแบบ M-45° ตามลำดับ นอกจากนี้ ยังมีหลายการศึกษาการติดตั้งครีบขวางการไหล เช่น Xie และคณะ [7], Srihasha และคณะ [8] รวมทั้ง Wang และคณะ [9] เป็นต้น

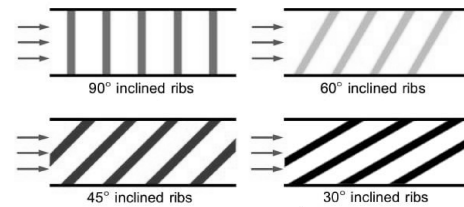


รูปที่ 1 แสดงรูปแบบการถ่ายเทความร้อนภายในใบกังหันแก๊ส [1]

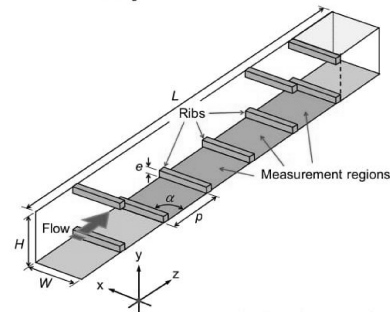
ในงานวิจัยนี้จะศึกษาผลของมุมเอียงของครีบที่มีผลต่อการกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวโดยใช้แผ่น Thermochromic Liquid Crystal (TLC) เพื่อแลกเปลี่ยนหรือระบายความร้อน

2. โมเดลและตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง

รูปที่ 2 แสดงโมเดลของช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบเอียงเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนบนพื้นผิวของช่องการไหล โดยที่ลักษณะของครีบเป็นแท่งสี่เหลี่ยมมีความสูงครีบ $e=10$ mm ถูกติดตั้งบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนภายในช่องการไหลที่มีหน้าตัดสี่เหลี่ยม ในการทดลองกำหนดให้พื้นผิวทดสอบมีฟลักซ์ความร้อนคงที่ และใช้อากาศที่อุณหภูมิห้องไหลผ่านพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบเพื่อระบายความร้อนซึ่งมีขนาดอัตราส่วนความกว้างต่อความสูงของช่องการไหลเท่ากับ $AR=1$ (W และ $H=75$ mm) และความยาวของช่องการไหล $L=1,000$ mm ในการทดลองนี้กำหนดอัตราส่วนระหว่างความสูงของครีบต่อความสูงของช่องการไหล (e/D_n) และอัตราส่วนระหว่างระยะพิทต่อความสูงครีบ (p/e) เท่ากับ 0.133 และ 10 ตามลำดับ สำหรับมุมการติดตั้งครีบ (α) กำหนดที่ 30°, 45°, 60° และ 90° ดังแสดงในรูปที่ 2(ก) และค่าเรย์โนลด์สเต็มเบอร์คงที่ เท่ากับ 30,000 (ใช้ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางไฮโดรลิกของช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยม)



(ก) รูปแบบครีบเอียงที่ศึกษา



(ข) โมเดลของช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่มีการติดตั้งครีบ
รูปที่ 2 แสดงโมเดลของช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบ

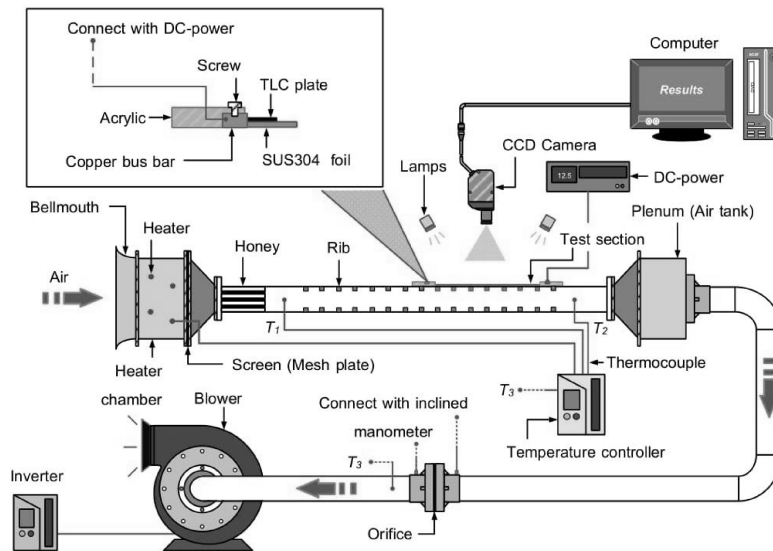
3. ชุดการทดลองและวิธีการทดลอง

3.1 ชุดการทดลอง

ชุดทดลองแสดงดังรูปที่ 3 ประกอบด้วยโบลเวอร์ใช้สำหรับดูดอากาศแล้วส่งผ่านไปยังออร์ฟิสเพื่อวัดอัตราการไหล จากนั้นอากาศจะผ่านห้องควบคุมอุณหภูมิที่ติดตั้งฮีตเตอร์เพื่อควบคุมอุณหภูมิของอากาศโดยคอนโทรลเลอร์และอากาศไหลผ่านชุดทดสอบที่มีการติดตั้งครีบเพื่อระบายความร้อน ในการทดลองอัตราการไหลของอากาศถูกควบคุมโดยอินเวอร์เตอร์ที่ต่อกับโบลเวอร์ สำหรับอุณหภูมิภายในช่องการไหลของชุดทดสอบกำหนดให้คงที่อยู่ที่ $25 \pm 0.1^\circ\text{C}$ และควบคุมให้ใกล้เคียงกับอุณหภูมิห้อง (แตกต่างกันไม่เกิน 0.2°C)

สำหรับช่องการไหลของชุดทดสอบทำจากอะคริลิกที่มีขนาดความหนาเท่ากับ 10 mm และมีมีความยาว 1000 mm ในการทดลองได้ใช้แผ่นสแตนเลสแบบบาง (Stainless foil) ที่มีความหนา 0.03 mm เป็นผนังพื้นผิวเพื่อระบายความร้อน แผ่นสแตนเลสนี้ถูกซิงให้เรียบติดกับแผ่นพลาสติกหนา 10 mm ที่เจาะหน้าต่างขนาด $75 \times 300 \text{ mm}^2$ ไว้กลางแผ่น โดยใช้แท่งทองแดงยึดแผ่นสแตนเลสบาง (Stainless foil) ไว้ทั้งสองข้าง แท่งทองแดงทั้งสองนี้จะต่อเข้ากับขั้วของตัวจ่าย

กระแสไฟฟ้า (DC-Power supply) และด้านบนของแผ่นสแตนเลสบางถูกติดด้วยแผ่น TLC ซึ่งมีช่วงอุณหภูมิของการวัดระหว่าง $30\text{--}35^\circ\text{C}$ สำหรับทำการวัดอุณหภูมิบนพื้นผิวด้วยกล้องดิจิทัล (CCD-Camera) ซึ่งมีความไวของการจับภาพเท่ากับ 0.10 วินาที และมีความละเอียดของภาพสูงสุดเท่ากับ 1080 จุดภาพ โดยกำหนดค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสี (Emissivity coefficient) ของแผ่น TLC เท่ากับ 0.9 [10]



รูปที่ 3 แสดงแผนภาพชุดทดลองที่ใช้ในการศึกษา

3.2 วิธีการวัดการถ่ายเทความร้อน

เมื่อจ่ายไฟฟ้ากระแสตรงไหลผ่านแท่งทองแดงไปยังแผ่นสแตนเลสบาง จะเกิดความร้อนขึ้นทั่วทั้งบริเวณแผ่นสแตนเลสบาง ซึ่งอัตราการเกิดความร้อนนี้สามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$\dot{q}_{input} = \frac{IV}{A} \tag{1}$$

เมื่อ I คือ กระแสไฟฟ้าที่จ่าย V คือ แรงดันไฟฟ้า A คือ พื้นที่ของพื้นผิวถ่ายเทความร้อน

สำหรับการทดลองนี้จะใช้อากาศบริสุทธิ์ที่ประมาณอุณหภูมิห้องไหลผ่านพื้นผิวที่มีฟลักซ์ความร้อนคงที่เพื่อระบายความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) สามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ดังนี้

$$h = \frac{\dot{q}_{input} - \dot{q}_{loss, convection} - \dot{q}_{loss, radiation} - \dot{q}_{loss, conduction}}{T_w - T_f} \tag{2}$$

เมื่อ $\dot{q}_{loss, convection}$ และ $\dot{q}_{loss, radiation}$ คือ การสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการพาความร้อนและการแผ่รังสีจากพื้นผิวทดสอบไปสู่

บรรยากาศ $\dot{q}_{loss, conduction}$ คือ ความร้อนสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างแผ่นสแตนเลสและแผ่น TLC สำหรับ T_w คือ อุณหภูมิบนพื้นผิวของแผ่น TLC และ T_f คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศที่ไหลผ่านชุดทดสอบสามารถคำนวณได้จาก

$$T_f = \frac{T_i + T_o}{2} \tag{3}$$

เมื่อ T_i คือ อุณหภูมิก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบและ T_o คือ อุณหภูมิหลังเข้าสู่ชุดทดสอบ

จากสมการ (2) สามารถคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนได้

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \tag{4}$$

เมื่อ D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหลได้จากสมการ $D_h = 2WH / (W + H)$ เมื่อ W คือ ความกว้างของช่องการไหลและ H คือ ความสูงของช่องการไหล k คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของอากาศ

อัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ (Nu/Nu_o) สามารถคำนวณโดยใช้ความสัมพันธ์ของ Dittus และ Boelter [11] สำหรับการไหลแบบพัฒนาตัวเต็มทีและท่อผิวเรียบ

$$Nu_o = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (5)$$

3.3 แฟกเตอร์ความเสียดทานและสมรรถนะเชิงความร้อน

ความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบบนพื้นผิวสามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$f = \frac{\Delta P}{4 \left(\frac{L}{D_h} \right) \left(\frac{1}{2} \rho V_i^2 \right)} \quad (6)$$

เมื่อ ΔP คือ ผลต่างความดันภายในช่องการไหลก่อนและหลังเข้าสู่ท่อทดสอบ L คือ ความยาวช่องการไหล ρ คือ ความหนาแน่นของอากาศและ V_i คือ ความเร็วอากาศเข้าช่องการไหล

แฟกเตอร์ความเสียดทาน (Friction factor) สำหรับท่อผิวเรียบสามารถคำนวณได้โดยใช้ความสัมพันธ์ของ Blasius [12] ดังต่อไปนี้

$$f_o = 0.079 Re^{-0.25} \quad (7)$$

เมื่อ Re คือ เรย์โนลด์ส นัมเบอร์สามารถคำนวณได้จากสมการ $Re = V_i D_h / \nu$ โดยที่ ν คือ ความหนืดไดนามิกของอากาศ

สมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal performance) [13] สามารถคำนวณจากสมการดังต่อไปนี้

$$\eta = \frac{Nu/Nu_o}{(f/f_o)^{1/3}} \quad (8)$$

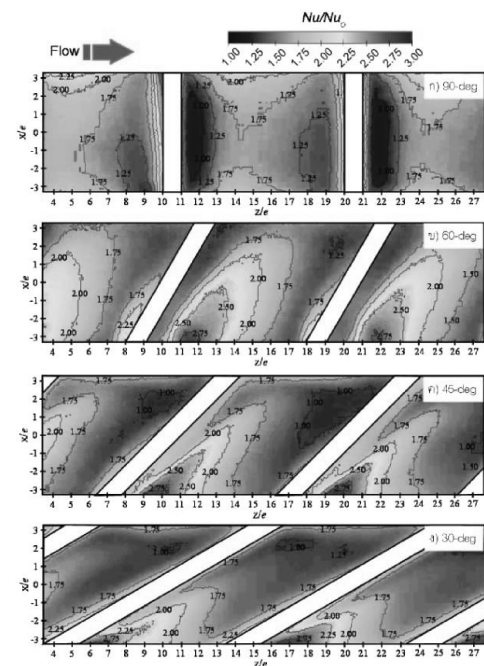
4. ผลการทดลอง

4.1 ลักษณะการกระจายของนัสเซลต์นัมเบอร์

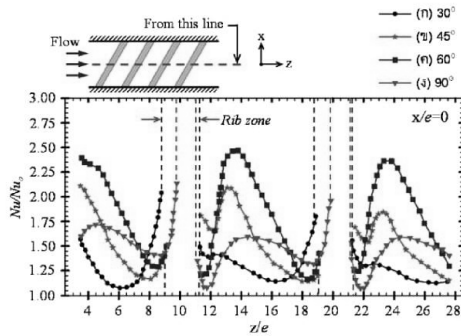
รูปที่ 4 แสดงการกระจายของอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ (Nu/Nu_o) ต่อการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวภายใต้เงื่อนไขความแตกต่างของมุมเอียงของครีบบนที่ 90°, 60°, 45° และ 30° ตามลำดับ ที่เรย์โนลด์ส นัมเบอร์ $Re=30,000$ โดยที่ Nu_o คือ ค่านัสเซลต์นัมเบอร์ในกรณีพื้นผิวเรียบ (ไม่มีการติดตั้งครีบบน) สำหรับเงื่อนไขการติดตั้งครีบบนทำมุม 90° (รูปที่ 4(ก)) จากผลการทดลองพบว่า การกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบบนทำมุม 90° สูงบริเวณตรงกลางระหว่างครีบบนทั้งสองและลดลงอย่างทันทีทันใดบริเวณด้านหน้าและด้านหลังของครีบบนทั้งสอง ในขณะที่การกระจายอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์บนพื้นผิวภายใต้เงื่อนไขมุมการติดตั้งครีบบน 60°, 45° และ 30° (รูปที่ 4(ข), (ค) และ (ง)) ตามลำดับ เพิ่มขึ้นใกล้บริเวณก่อนขอบกระแสน้ำไหล (Upstream edge) ที่ระยะตามแนวขวางการไหลต่อความสูงครีบบน (x/e) น้อยกว่า 0 เนื่องจากเกิดการไหลอันดัดสองเหนี่ยวนำกระแสการไหลซึ่งเป็นผลจากมุมเอียงของ

การติดตั้งครีบบนต่อการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสูงขึ้นและลดลงบริเวณปลายขอบกระแสน้ำไหล (Downstream edge) ของการติดตั้งครีบบนที่ระยะตามแนวขวางการไหลต่อความสูงครีบบน (x/e) มากกว่า 0 เนื่องจากเกิดการไหลอันดัดสองลดลงส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนลดลง นอกจากนี้ ยังพบว่าการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบบนทำมุม 60° (รูปที่ 4(ข)) ให้ค่าการกระจายการถ่ายเทความร้อนสูงสุดทั่วบริเวณด้านหลังครีบบน

รูปที่ 5 แสดงการกระจายของอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ (Nu/Nu_o) ตามแนวกระแสน้ำไหลที่ระยะตามแนวขวางการไหลต่อความสูงครีบบน (x/e) เท่ากับ 0 ภายใต้เงื่อนไขความแตกต่างของมุมเอียงของครีบบนที่ 90°, 60°, 45° และ 30° ตามลำดับ ที่เรย์โนลด์ส นัมเบอร์ $Re=30,000$ จากผลการทดลองพบว่า สมบัติการกระจายการถ่ายเทความร้อนที่เงื่อนไขการติดตั้งครีบบนทำมุมเอียง 90° (รูปที่ 5(ก)) สูงขึ้นอย่างมีนัยสำคัญบริเวณตรงกลางระหว่างครีบบนและลดลงอย่างทันทีทันใดใกล้บริเวณก่อนและหลังครีบบนทั้งสองซึ่งอาจจะเป็นผลมาจากการไหลเกาะติดบนผืนผนัง (Reattachment flow) และเกิดการหมุนวนระหว่างครีบบน (Recirculation flow) ตามลำดับ นอกจากนี้ โดยภาพรวมยังพบว่าการเพิ่มขึ้นของสมบัติการกระจายการถ่ายเทความร้อนที่เงื่อนไขมุมการติดตั้งครีบบน 60° (รูปที่ 5(ค)) ให้การถ่ายเทความร้อนสูงสุดบริเวณระหว่างครีบบนเมื่อเทียบกับมุมการติดตั้งครีบบนอื่นๆ



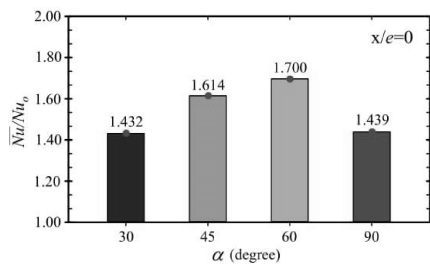
รูปที่ 4 แสดงการเปรียบเทียบของการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบบน กรณี (ก) 90°, (ข) 60°, (ค) 45° และ (ง) 30° ที่ $p/e=10$ และ $Re=30,000$



รูปที่ 5 แสดงการเปรียบเทียบของอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ระหว่างครีบกั้น กรณี (ก) 90°, (ข) 60°, (ค) 45° และ (ง) 30° ที่ $x/e=0$, $p/e=10$ และ $Re=30,000$

4.2 ผลของความดันสูญเสียและสมรรถนะเชิงความร้อน

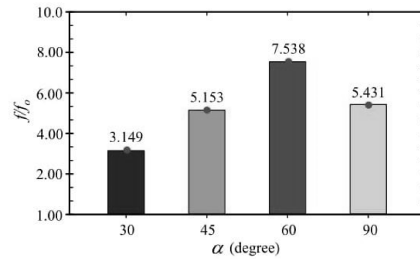
รูปที่ 6 แสดงการกระจายของอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์เฉลี่ย (\bar{Nu}/Nu_0) ตามแนวกระแสรอบท่อที่ระยะตามแนวขวางการไหลต่อความสูงครีบกั้น (x/e) เท่ากับ 0 ภายใต้อิทธิพลของความแตกต่างของมุมเอียงของครีบกั้นที่ 90°, 60°, 45° และ 30° ตามลำดับ ที่เรย์โนลด์ส นัมเบอร์ $Re=30,000$ จากผลการทดลองพบว่า สัมประสิทธิ์การกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบกั้นเอียงทำมุม 90°, 60°, 45° และ 30° สูงกว่า 14.39%, 17.0%, 16.14% และ 14.32% ตามลำดับ เมื่อเทียบกับกรณีที่ไม่มีการติดตั้งครีบกั้น ในขณะที่การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยที่มุมการติดตั้งครีบกั้น 45° และ 60° สูงกว่าอย่างมีนัยสำคัญประมาณ 12.16% และ 18.14% เมื่อเทียบกับมุมการติดตั้งครีบกั้น 90° ในทางตรงกันข้ามการถ่ายเทความร้อนกรณีมุมการติดตั้งครีบกั้น 30° ต่ำกว่าเล็กน้อยประมาณ 0.48% เมื่อเทียบกับมุมการติดตั้งครีบกั้น 90° นอกจากนี้ ยังสังเกตได้ชัดเจนว่าการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยบนพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบกั้นที่ระยะ $x/e=0$ กรณีมุมการติดตั้งครีบกั้น 60° ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงสุดเมื่อเทียบกับมุมการติดตั้งครีบกั้นอื่นๆ



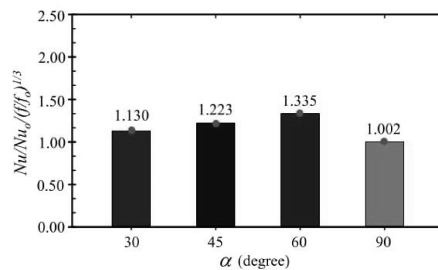
รูปที่ 6 แสดงการเปรียบเทียบของอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์เฉลี่ยกรณี 90°, 60°, 45° และ 30° ที่ $x/e=0$, $p/e=10$ และ $Re=30,000$

รูปที่ 7 แสดงค่าการกระจายแฟกเตอร์ความเสียหาย (f/f_0) ภายในช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบกั้นทำมุม 90°, 60°, 45° และ 30° ตามลำดับ ที่เรย์โนลด์ส นัมเบอร์ $Re=30,000$ จากผลการวิเคราะห์พบว่า ค่าแฟกเตอร์ความเสียหายที่เงื่อนไขมุมการติดตั้งครีบกั้น 60° ให้ค่าสูงสุดประมาณ 38.8%, 46.3% และ 68.2% เมื่อเทียบกับมุมการติดตั้งครีบกั้น 90°, 45° และ 30° ตามลำดับ ซึ่งอาจจะเป็นผลมาจากการไหลอันดับสองที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหลเนื่องจากครีบกั้นเอียง

รูปที่ 8 แสดงสมรรถนะเชิงความร้อน (η) ภายในช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบกั้นทำมุม 90°, 60°, 45° และ 30° ตามลำดับ ที่เรย์โนลด์ส นัมเบอร์ $Re=30,000$ จากผลการทดลองโดยภาพรวมพบว่า ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนทุกมุมการติดตั้งครีบกั้นมีแนวโน้มใกล้เคียงกัน ซึ่งผลของมุมเอียง 60° ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดประมาณ 1.335 เท่าเมื่อเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งครีบกั้นและมากกว่า 33.2% เมื่อเทียบกับกรณีมุมการติดตั้งครีบกั้น 90°



รูปที่ 7 แสดงการเปรียบเทียบของอัตราส่วนความเสียหายภายในช่องการไหล กรณี 90°, 60°, 45° และ 30° ที่ $p/e=10$ และ $Re=30,000$



รูปที่ 8 แสดงการเปรียบเทียบของสมรรถนะเชิงความร้อนกรณีมุมการติดตั้งครีบกั้น 90°, 60°, 45° และ 30° ที่ $p/e=10$ และ $Re=30,000$

5. สรุปผลการทดลอง

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้เพื่อศึกษาผลของมุมเอียงของครีบกั้นต่อการกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว ผลการทดลองของงานวิจัยนี้สามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

- สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวเฉลี่ยภายใต้เงื่อนไขของมุมการติดตั้งครีบ 45° และ 60° สูงกว่าประมาณ 12.16% และ 18.14% ตามลำดับ เมื่อเทียบกับเงื่อนไขมุมการติดตั้งครีบ 90°
- โดยรวมผลของมุมการติดตั้งครีบ 60° ให้ค่าการกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสูงสุดประมาณ 20-30% เมื่อเทียบกับมุมการติดตั้งครีบ 30°, 45° และ 90°
- สมรรถนะเชิงความร้อนโดยรวมให้ค่าใกล้เคียงกันซึ่งผลของการติดตั้งครีบทำมุมเอียง 60° ต่ำกว่าประมาณ 25-35% เมื่อเทียบกับกรณีมุมการติดตั้งครีบอื่นๆ
- สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงสุดบนพื้นผิวของชุดทดสอบขึ้นอยู่กับผลของมุมการติดตั้งครีบซึ่งสามารถนำไปประยุกต์ใช้ในการระบายความร้อนหรือแลกเปลี่ยนความร้อนภายในอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์หรือภายในใบกังหันของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบไบน์ได้

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณโครงการปริญญาเอกกาญจนาภิเษก (คปก.) รุ่นที่ 17 และภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์เป็นอย่างสูงที่ได้ให้เงินทุนสนับสนุนงานวิจัยนี้

สัญลักษณ์และคำย่อ

A	คือ พื้นที่ของพื้นผิวถ่ายเทความร้อน (m^2)
D_h	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหล (mm)
f	คือ ความเสียดทานภายในท่อ (-)
f_o	คือ ความเสียดทานภายในท่อกรณีผิวเรียบ (-)
e	คือ ความสูงครีบ (m)
H	คือ ความสูงของช่องการไหล (m)
h	คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ($W/m^2 K$)
I	คือ กระแสไฟฟ้าที่จ่าย (A)
k	คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของอากาศ ($W/m-K$)
L	คือ ความยาวช่องการไหล (m)
Nu	คือ ค่าตัวเลขตั้งต้นเบอร์ (-)
Nu_o	คือ ค่าตัวเลขตั้งต้นเบอร์กรณีผิวเรียบ (-)
\overline{Nu}	คือ ค่าตัวเลขตั้งต้นเบอร์เฉลี่ย (-)
P	คือ ระยะพิทของครีบ (m)
ΔP	คือ ผลต่างความดันภายในช่องการไหลก่อนและหลังเข้าสู่ชุดทดสอบ (Pa)
Pr	คือ ค่าพริ้นด์เทิลล์เบอร์ (-)
$\dot{q}_{loss, convection}$	คือ การสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการพาความร้อน (W/m^2)
$\dot{q}_{loss, radiation}$	คือ การสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการแผ่รังสีจากพื้นผิวทดสอบไปสู่บรรยากาศ (W/m^2)
$\dot{q}_{loss, conduction}$	คือ ความร้อนสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างแผ่นสแตนเลสและแผ่น TLC (W/m^2)

Re	คือ ค่าเรย์โนลด์สตั้งต้นเบอร์ (-)
T_w	คือ อุณหภูมิบนพื้นผิวของแผ่น TLC ($^{\circ}C$)
T_f	คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศที่ไหลผ่านชุดทดสอบ ($^{\circ}C$)
T_i	คือ อุณหภูมิก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ ($^{\circ}C$)
T_o	คือ อุณหภูมิหลังเข้าสู่ชุดทดสอบ ($^{\circ}C$)
V	คือ แรงดันไฟฟ้า (Volt)
V_i	คือ ความเร็วอากาศเข้าสู่ช่องการไหล (m/s)
W	คือ ความกว้างของช่องการไหล (m)
x, y, z	คือ ทิศทางการไหล, ทิศตามแนวการไหล และทิศตั้งฉากกับการไหล (m)
η	คือ สมรรถนะเชิงความร้อน (-)
ρ	คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)
ν	คือ ความหนืดไคน์เมติกของอากาศ (m^2/s)
α	คือ มุมการติดตั้งครีบ (degree)

เอกสารอ้างอิง

- Han, J.C., Park, J.S. and Lei, C.K., (1985), "Heat transfer enhancement in channels with turbulence promoters," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, pp. 628-635.
- Taslim, M.E., Li, T., and Kercher, D.M., (1996), "Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 118, pp. 20-28.
- Ekkad, S.V. and Han, J.C., (1997), "Detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with rib turbulators." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 40(11), pp.2525-2537.
- Lee, E., Wright, L.M. and Han, J.C., (2003), "Heat transfer in rotating rectangular channels (AR= 4:1) with V-shaped and angled rib turbulators with and without gaps," *ASME Paper No. GT2003-38900*.
- Lau, S.C., McMillin, R.D. and Han, J.C., (1991), "Heat transfer characteristics of turbulent flow in a square channel with angled discrete ribs," *Journal of Turbomachinery*, Vol.113, pp. 367-374.
- Ravi, B.V., Singh, P., and Ekkad, S.V., (2017), "Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in two-pass ribbed channels," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 112, pp. 31-43.
- Xie, G., Zheng, S., Zhang, W., and Sundén, B., (2013), "A numerical study of flow structure and heat transfer in a square channel with ribs combined downstream half-size or

- same-size ribs," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 61, No. 2, pp. 289–300.
- [8] SriHarsha, V., Prabhu, S. V., and Vedula, R. P. (2009), "Influence of rib height on the local heat transfer distribution and pressure drop in a square channel with 90° continuous and 60° V-broken ribs," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 11-12, pp. 2444-2459.
- [9] Wang, C., Wang, L., and Sundén, B., (2015), "Heat transfer and pressure drop in a smooth and ribbed turn region of a two-pass channel," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 85, pp. 225-233.
- [10] Geers, L.F.G., Tummers, M.J., Bergman, T.J. and Hanjalic, K., (2008), "Heat transfer correlation for hexagonal and in-line arrays of impinging jets," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 5389-5399.
- [11] Dittus, P.W., and Boelter, L.M.K., (1985), "Heat transfer in automobile radiators of the tubular type", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 12, pp. 3-22.
- [12] Bhatti, M.S. and Shah, R.K., (1987), "Turbulent and transition flow convective heat transfer," *Handbook of Single-phase Convective Heat Transfer*, Wiley, New York.
- [13] Lewis, M.J., (1975), "Optimizing the thermo-hydraulic performance of rough surfaces," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 1243-1248.

Appendix A2**Conference Paper (Thai)**

N. Torungniphath, C. Chohchoo, N. Kaewchoothong, and C. Nuntadusit, Heat transfer characteristic in a square duct with rib installation. The 16th Heat and Mass Transfer in Thermal Equipment and Process, 23-24 February 2017, 194–200, Chiang Mai, Thailand.

การประชุมวิชาการ เรื่อง การถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวล
 ในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ 16)
 ระหว่างวันที่ 23-24 กุมภาพันธ์ 2560
 ณ ศูนย์ฝึกอบรมธนาคารไทยพาณิชย์ จังหวัดเชียงใหม่

คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่ติดตั้งครีบริบ Heat Transfer Characteristic in a Square Duct with Rib Installation

นิภากร โตรุ่งนรินทร์

ชิโนรส ช่อชู

ณัฐพร แก้วชูทอง

ชยุต นันทดุสิต*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์

ต.คอหงส์ อ.หาดใหญ่

จ.สงขลา 90112

โทรศัพท์ 074-287-035

โทรสาร 074-212-893

*E-mail: chayut@me.psu.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์หลักเพื่อศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่ติดตั้งครีบริบมุม 90° กับการไหล โดยที่ลักษณะของครีบริบเป็นแท่งสี่เหลี่ยมมีความสูงครีบริบ $e=10$ mm ถูกติดตั้งบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนภายในช่องการไหลที่มีหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยมีอัตราส่วนระหว่างความสูงของครีบริบต่อความสูงของช่องการไหล (e/H) เท่ากับ 0.133 และอัตราส่วนระหว่างระยะพิทต่อความสูงครีบริบ (p/e) ที่ 4, 6, 8 และ 10 ตามลำดับ ผลของการทดลองกำหนดให้ค่าเรย์โนลด์ส์มีเบอร์คงที่เท่ากับ 30,000 ผลการทดลองพบว่า ผลของอัตราส่วนระยะพิทต่อความสูงครีบริบ $p/e=4, 6$ และ 8 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยเพิ่มขึ้นประมาณ 15-25% เมื่อเทียบกับระยะพิทต่อความสูงครีบริบ $p/e=10$ นอกจากนี้ยังพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่ระยะ $p/e=8$ สูงกว่าอย่างมีนัยสำคัญประมาณ 15-20% เมื่อเทียบกับระยะพิทอื่นๆ

คำสำคัญ: ครีบริบขวางการไหล, คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน, ท่อหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัส

Abstract

The main objective of this research is to study heat transfer characteristic for ribs with angle 90° to the mainstream on heat transfer surface. The rib turbulators which having height of rib $e = 10$ mm were placed on heat transfer surface in the flow channel. The rib height-to-duct height ratio (e/H) is equal to 0.133 and the rib pitch-to-height (p/e) ratio is varied at 4, 6, 8 and 10, respectively. The Reynolds number (Re) is fixed at 30,000. The results found that the effects of pitch-to-height ratio $p/e=4, 6$ and 8 can be enhanced the average heat transfer distribution on surface about 15-25% when compared with pitch-to-height ratio $p/e=10$. In addition, the heat transfer coefficient on the surface with pitch-to-height ratio $p/e=8$ is significantly higher than 15-20% when compare to the other cases.

Keywords: Transverse ribs, Heat transfer characteristic, Square duct

1. บทนำ

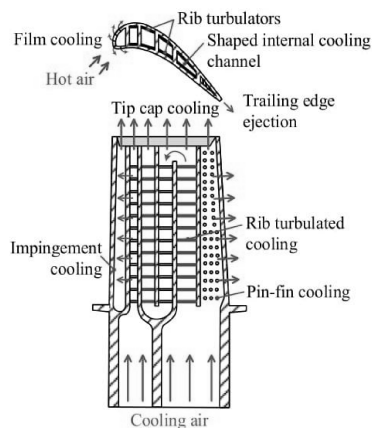
ความต้องการในด้านอุตสาหกรรมสำหรับเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ที่มีประสิทธิภาพสูงเพิ่มมากขึ้น เพื่อให้เกิดการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่ลดลง และลดการปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์สู่ชั้นบรรยากาศหนึ่งในวิธีที่มีประสิทธิภาพมากที่สุดในการปรับปรุงประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกังหันก๊าซ คือการเพิ่มอุณหภูมิทางเข้ากังหัน (Turbine Inlet Temperature: TIT) ซึ่งปัจจุบันมีอุณหภูมิสูงถึง 1,700°C ด้วยเหตุนี้ กังหันแก๊สจึงมีการติดตั้งระบบระบายความร้อนเพื่อให้กังหันแก๊สทำงานได้อย่างปลอดภัยที่อุณหภูมิสูงและยืดอายุการใช้งานของชิ้นส่วนภายในกังหันแก๊ส ซึ่งมีหลายวิธีของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในพื้นผิวของใบกังหันแก๊ส เช่น การติดตั้งครีบริบ การติดตั้งผิวหมุนหรือเว้า การติดตั้งพิน เป็นต้น ดังแสดงในรูปที่ 1

มีจำนวนการศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนด้วยการติดตั้งครีบริบในใบพัดกังหันแก๊ส โดยการปรับปรุงรูปแบบของครีบริบ เช่น

อัตราส่วนความสูงต่อความกว้างของช่องการไหล (Channel aspect ratio: AR) อัตราส่วนของความสูงครีบริบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหล (Blockage ratio: e/D_h) มุมการติดตั้งครีบริบ (Rib angle) และอัตราส่วนระหว่างพิทต่อความสูงครีบริบ (p/e) เป็นต้น ซึ่งส่งผลกระทบต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว โดยมีนักวิจัยหลายคนที่ศึกษาเรื่องนี้ เช่น Han และคณะ [1], Taslim และคณะ [2] รวมทั้ง Ekkad และ Han [3] ศึกษาผลกระทบเหล่านี้โดยใช้ครีบริบซึ่งได้รับการยอมรับโดยทั่วไปว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวโดยรวมจะสูงสุดเมื่ออัตราส่วนระหว่างพิทต่อความสูงครีบริบ (p/e) ประมาณ 8-12 ให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นซึ่งอยู่ในบริเวณการไหลเกาะติดผิว (Reattachment flow) ระหว่างครีบริบทั้งสอง

Han และคณะ [1] ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลด้วยการติดตั้งตัวครีบริบสร้างความปั่นป่วน จากผลการศึกษาพบว่า การติดตั้งตัวครีบริบสร้างความปั่นป่วนทั้งครีบริบบนพื้นผิว

ช่องการไหลทำให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับพื้นผิวเรียบ Taslim และคณะ [2] ศึกษาผลของระยะพิท (p/e) และอัตราส่วนความสูงครีบท่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮโดรลิก (e/D_h) ต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียภายในช่องการไหลด้วยการติดตั้งครีบท่อทำมุม 90° ซึ่งพวกเขาศึกษาที่เงื่อนไขระยะพิท $p/e=5, 7, 8.5$ และ 10 และที่เงื่อนไข $e/D_h=0.133, 0.167$ และ 0.25 จากการทดลองพบว่า ที่ระยะพิทต่อความสูงครีบท่อเท่ากับ 8.5 และ 10 ให้สมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุด Ekkad และ Han [3] ได้ใช้แผ่น TLC (Thermochromic Liquid Crystal) เพื่อศึกษาการกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวด้วยการติดตั้งครีบท่อแบบต่างๆ Liou และคณะ [4] ศึกษาการกระจายการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลด้วยการติดตั้งครีบท่อทำมุม 90° ที่อัตราส่วนช่องการไหล $AR=4:1$ ภายใต้เงื่อนไขระยะพิทต่อความสูงครีบท่อ $p/e=5, 10, 15$ และ 20 ผลการทดลองพบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เงื่อนไขระยะพิท 5 และ 10 Lau และคณะ [5] ศึกษาผลของการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวทดสอบด้วยการติดตั้งครีบท่อเอียงทำมุม $30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ และ 90° ที่อัตราส่วนระหว่างพิทต่อความสูงครีบท่อเท่ากับ 10 จากการทดลองพบว่า ผลของมุมเอียง 60° และ 45° ให้การถ่ายเทความร้อนสูงสุดเมื่อเทียบกับมุมเอียง 90° นอกจากนี้มีหลายงานวิจัยในปัจจุบันที่ศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวด้วยการติดตั้งครีบท่อ เช่น Ravi และคณะ [6] ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนและผลของการจำลองการไหลภายในช่องการไหลด้วยการติดตั้งครีบท่อเอียงทำมุม 45° , รูปตัว V ทำมุม 45° , รูปตัว W ทำมุม 45° และรูปตัว M ทำมุม 45° จากผลการทดลองพบว่า ผลของการติดตั้งแบบรูปตัว V ทำมุม 45° ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า $7\%, 28\%$ และ 35% เมื่อเทียบกับการติดตั้งมุมเอียง 45° , ตัว W ทำมุม 45° และแบบตัว M ทำมุม 45° ตามลำดับ

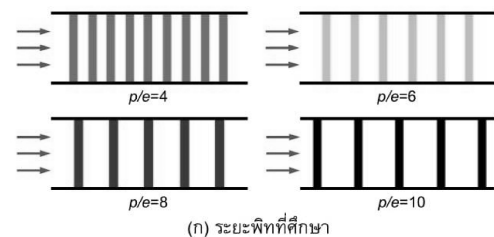


รูปที่ 1 แสดงโครงสร้างภายในใบกังหันแก๊สที่มีการติดตั้งครีบท่อเพื่อระบายความร้อน [1]

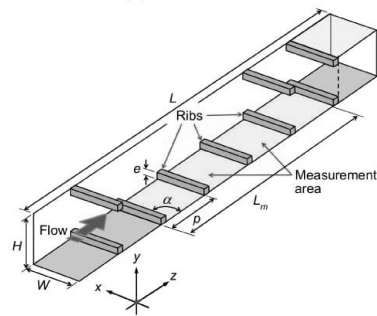
ในงานวิจัยนี้จะศึกษาผลของระยะพิทของครีบท่อที่มีผลต่อการกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวโดยใช้แผ่น Thermochromic Liquid Crystal (TLC) ในกรณีที่มีการติดตั้งครีบท่อทำมุม 90° กับช่องการไหล

2. โมเดลและตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง

รูปที่ 2 แสดงรูปแบบช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบท่อทำมุม 90° เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนบนพื้นผิวของช่องการไหล โดยมีลักษณะครีบท่อเป็นแท่งสี่เหลี่ยมมีความสูงครีบท่อที่ $e=10$ mm ซึ่งถูกติดตั้งบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนภายในช่องการไหลที่มีหน้าตัดสี่เหลี่ยม ในการทดลองกำหนดให้พื้นผิวทดสอบมีฟลักซ์ความร้อนคงที่ และใช้อากาศที่อุณหภูมิห้องไหลผ่านพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบท่อ เพื่อระบายความร้อน โดยช่องการไหลมีขนาดอัตราส่วนความกว้างต่อความสูงเท่ากับ $AR=1$ (W และ $H=75$ mm) และความยาวของช่องการไหล $L=1,000$ mm ในการทดลองนี้กำหนดอัตราส่วนระหว่างความสูงของครีบท่อต่อความสูงของช่องการไหล (e/H) คงที่เท่ากับ 0.133 และอัตราส่วนระหว่างระยะพิทต่อความสูงครีบท่อ (p/e) ที่ $4, 6, 8$ และ 10 ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 2(ก) และค่าเรย์โนลด์สสัมมน์เบอร์คิงที่เท่ากับ $30,000$ (ใช้ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางไฮโดรลิกของช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยม) นอกจากนี้ ในการทดลองจะติดตั้งครีบท่อทั้งพื้นผิวบนและล่างของช่องการไหลซึ่งมีพื้นผิวของภาวการวัดการถ่ายเทความร้อนประมาณ 300 mm ($L_m/H=4$) ดังแสดงในรูปที่ 2(ข)



(ก) ระยะพิทที่ศึกษา



(ข) รูปแบบช่องการไหลที่ติดตั้งครีบท่อในแนวเดียวกัน รูปที่ 2 แสดงรูปแบบช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบท่อทำมุม 90°

3. ชุดการทดลองและวิธีการทดลอง

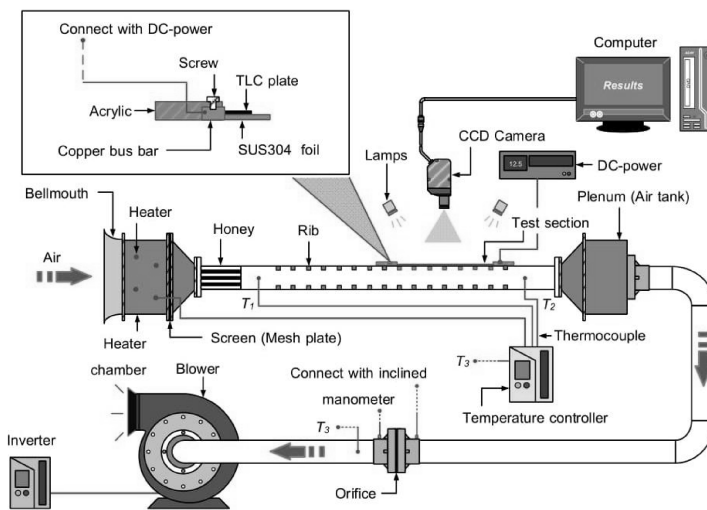
3.1 ชุดการทดลอง

ชุดทดลองการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวด้วยการติดตั้งครีบท่อแสดงในรูปที่ 3 ประกอบด้วยโบลเวอร์ใช้สำหรับดูดอากาศจากภายนอกแล้วส่งผ่านไปยังออร์ฟิสเพื่อวัดอัตราการไหล เริ่มต้นอากาศในห้องจะถูกดูดไหลผ่านห้องควบคุมอุณหภูมิที่ติดตั้งฮีตเตอร์ เพื่อควบคุมอุณหภูมิของอากาศโดยคอนโทรลเลอร์ หลังจากนั้นอากาศจะไหลผ่านส่วนทดสอบที่มีการติดตั้งครีบท่อเพื่อระบายความร้อน ในการ

ทดลองอัตราการไหลของอากาศถูกควบคุมโดยอินเวอร์เตอร์ที่ต่อกับ โบลเวอร์ สำหรับอุณหภูมิภายในช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบอก กำหนดให้คงที่ในช่วง $25 \pm 0.1^\circ\text{C}$ และควบคุมให้ใกล้เคียงกับ อุณหภูมิห้อง (แตกต่างกันไม่เกิน 0.2°C)

สำหรับช่องการไหลของชุดทดสอบทำมาจากอะคริลิกที่มีขนาด ความหนาและความยาวประมาณ 10 mm และ 1000 mm แทนในการ ทดลองได้ใช้แผ่นสแตนเลสแบบบาง (Stainless foil) ที่มีความหนา 0.03 mm เป็นผนังพื้นผิวเพื่อระบายความร้อน สำหรับแผ่นสแตนเลสนี้ ถูกซิงให้เรียบตั้งกับแผ่นพลาสติกหนา 10 mm ที่เจาะหน้าต่างขนาด

กว้าง \times ยาวเท่ากับ $75 \text{ mm} \times 300 \text{ mm}$ ไว้กลางแผ่น โดยใช้แท่ง ทองแดงยึดแผ่นสแตนเลสบางไว้ทั้งสองข้าง แท่งทองแดงทั้งสองนี้จะ ต่อเข้ากับขั้วของตัวจ่ายกระแสไฟฟ้า (DC-Power supply) และด้านบน ของแผ่นสแตนเลสบางถูกติดด้วยแผ่น TLC ซึ่งมีช่วงอุณหภูมิของการ วัดระหว่าง $30\text{-}35^\circ\text{C}$ สำหรับทำการวัดอุณหภูมิบนพื้นผิวด้วยกล้อง ดิจิตอล (CCD-Camera) ซึ่งมีความไวของการจับภาพประมาณ 0.10 วินาที และมีความละเอียดของภาพสูงสุดเท่ากับ 1080 จุดภาพ โดย กำหนดค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสี (Emissivity coefficient) ของแผ่น TLC เท่ากับ 0.9 [7]



รูปที่ 3 แสดงแผนภาพชุดทดลองที่ใช้ในการศึกษา

3.2 วิธีการวัดการถ่ายเทความร้อน

เมื่อจ่ายไฟฟ้ากระแสตรงไหลผ่านแท่งทองแดงไปยังแผ่นสแตน เลสที่มีความหนา 0.03 mm จะเกิดความร้อนสม่ำเสมอทั่วทั้งบริเวณ แผ่นสแตนเลส ซึ่งอัตราการเกิดความร้อนนี้สามารถคำนวณได้จาก ความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$\dot{q}_{input} = \frac{IV}{A} \quad (1)$$

เมื่อ I คือ กระแสไฟฟ้า V คือ แรงดันไฟฟ้าตกคร่อม A คือ พื้นที่ของผิวแผ่นสแตนเลส

การทดลองนี้จะใช้อากาศที่ประมาณอุณหภูมิห้องไหลผ่าน พื้นผิวที่มีฟลักซ์ความร้อนคงที่เพื่อระบายความร้อนบนพื้นผิวซึ่งค่า สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) สามารถคำนวณได้จาก ความสัมพันธ์ดังนี้

$$h = \frac{\dot{q}_{input} - \dot{q}_{loss, convection} - \dot{q}_{loss, radiation} - \dot{q}_{loss, conduction}}{T_w - T_f} \quad (2)$$

เมื่อ $\dot{q}_{loss, convection}$ และ $\dot{q}_{loss, radiation}$ คือ การสูญเสียความร้อนที่เกิด จากการพาความร้อนแบบธรรมชาติและการแผ่รังสีจากพื้นผิว ด้านหลังของแผ่นสแตนเลสที่ติดแผ่น TLC ไปสู่สิ่งแวดล้อม $\dot{q}_{loss, conduction}$ คือ ความร้อนสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนที่ เกิดขึ้นระหว่างแผ่นสแตนเลสและแผ่น TLC สำหรับ T_w คือ อุณหภูมิ บนพื้นผิวของแผ่นสแตนเลสที่วัดจากการเปลี่ยนแปลงสีของแผ่น TLC

จากสมการ (2) สามารถคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนได้จาก สมการ

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3)$$

เมื่อ D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหลได้จาก สมการ $D_h = 2WH / (W + H)$ เมื่อ W คือ ความกว้างของช่อง การไหลและ H คือ ความสูงของช่องการไหล k คือ สัมประสิทธิ์ การนำความร้อนของอากาศ

นัสเซลต์นัมเบอร์บนพื้นผิวเรียบในท่อ (Nu_o) สามารถคำนวณโดยใช้ความสัมพันธ์ของ Dittus และ Boelter [8] สำหรับการไหลแบบพัฒนาตัวเต็มที่และท่อผิวเรียบ

$$Nu_o = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (4)$$

3.3 แฟกเตอร์ความเสียดทานและสมรรถนะเชิงความร้อน

ความเสียดทานสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบบนพื้นผิวสามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$f = \frac{\Delta P}{4 \left(\frac{L}{D_h} \right) \left(\frac{1}{2} \rho V_i^2 \right)} \quad (5)$$

เมื่อ ΔP คือ ผลต่างความดันภายในช่องการไหลก่อนและหลังเข้าสู่ชุดทดสอบ L คือ ระยะระหว่างจุดที่วัดผลต่างความดันในช่องการไหล ρ คือ ความหนาแน่นของอากาศและ V_i คือ ความเร็วอากาศเข้าสู่ช่องการไหล

ตัวประกอบความเสียดทาน (Friction factor) สำหรับท่อผิวเรียบสามารถคำนวณได้โดยใช้ความสัมพันธ์ของ Blasius [9] ดังต่อไปนี้

$$f_o = 0.079 Re^{-0.25} \quad (6)$$

เมื่อ Re คือ เรย์โนลด์ส นัมเบอร์สามารถคำนวณได้จากสมการ $Re = V_i D_h / \nu$ โดยที่ ν คือ ความหนืดไดนามิกของอากาศภายใต้อุณหภูมิคงที่

สมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal performance) [10] สามารถคำนวณจากสมการดังต่อไปนี้

$$\eta = \frac{Nu/Nu_o}{\left(\frac{f}{f_o} \right)^{1/3}} \quad (7)$$

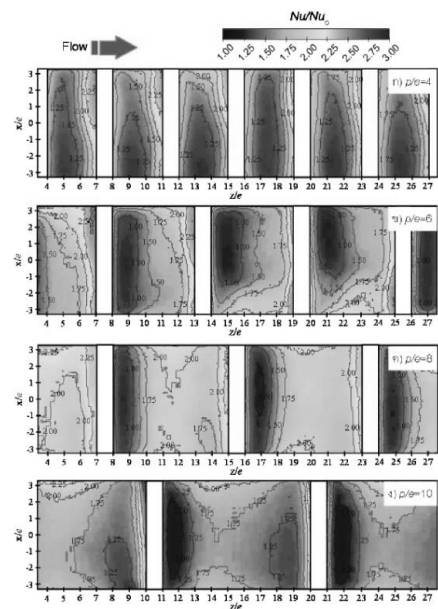
4. ผลการทดลอง

4.1 ลักษณะการกระจายของนัสเซลต์นัมเบอร์

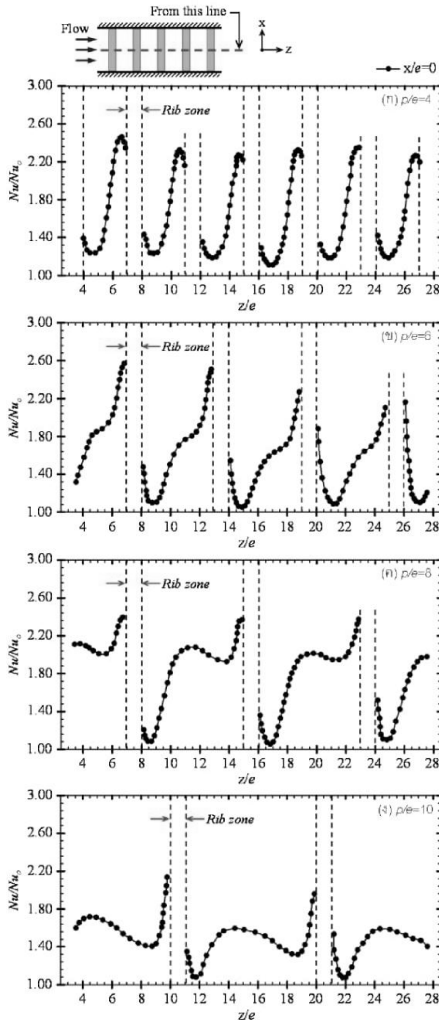
รูปที่ 4 แสดงการกระจายของอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ (Nu/Nu_o) ต่อการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวภายใต้มุมการติดตั้งครีบบน 90° ซึ่งมีความแตกต่างของระยะพิทที่ $p/e=4, 6, 8$ และ 10 ตามลำดับที่เรย์โนลด์ส นัมเบอร์ $Re=30,000$ โดยที่ Nu_o คือ ค่านัสเซลต์นัมเบอร์ในกรณีพื้นผิวเรียบ (ไม่มีครีบบน) สำหรับการติดตั้งครีบบนทำมุม 90° ที่เงื่อนไขระยะพิทเท่ากับ 4 (รูปที่ 4(ก)) จากผลการทดลองพบว่า การกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบบนทำมุม 90° ที่ระยะ $p/e=4$ สูงบริเวณต้นกระแสการไหล (Upstream flow) ใกล้เคียงกับและลดลงอย่างทันทีทันใดบริเวณตรงกลางระหว่างครีบบนทั้งสองเนื่องจากผลของการไหลหมุนวนระหว่างครีบบนและการพัฒนาตัวของชั้นขอบเขตของผนัง สำหรับการกระจาย

อัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์บนพื้นผิวที่ระยะ $p/e=6$ (รูปที่ 4(ข)) เพิ่มขึ้นใกล้เคียงกับเงื่อนไขระยะ $p/e=4$ บริเวณต้นกระแสการไหลและลดลงบริเวณด้านหลังครีบบน ในขณะที่การกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่ระยะ $p/e=8$ และ 10 (รูปที่ 4(ค) และ (ง)) พบว่า การถ่ายเทความร้อนสูงบริเวณตรงกลางระหว่างครีบบนทั้งสองและลดลงอย่างทันทีทันใดบริเวณด้านหน้าและด้านหลังของครีบบนทั้งสองซึ่งเป็นผลมาจากอิทธิพลของการไหลเกาะติดบนผนัง นอกจากนี้โดยภาพรวมยังพบว่า การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มุมการติดตั้งครีบบน 90° ที่เงื่อนไข $p/e=8$ ให้การถ่ายเทความร้อนได้ดีบริเวณตรงกลางระหว่างครีบบนเมื่อเทียบกับเงื่อนไขอื่นๆ

รูปที่ 5 แสดงการกระจายของอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ตามแนวกระแสน้ำไหลที่ระยะตามแนวขวางการไหลต่อความสูงครีบบน $x/e=0$ ภายใต้เงื่อนไขความแตกต่างของระยะพิทของครีบบนที่ 4, 6, 8 และ 10 ตามลำดับ ที่เรย์โนลด์ส นัมเบอร์ $Re=30,000$ จากผลการทดลองพบว่า สมบัติการกระจายการถ่ายเทความร้อนที่การติดตั้งครีบบนทำมุมเอียง 90° เงื่อนไขระยะ $p/e=4$ และ 6 (รูปที่ 5(ก) และ (ข)) สูงขึ้นอย่างมีนัยสำคัญบริเวณต้นกระแสน้ำไหลของครีบบนทั้งสองและลดลงอย่างทันทีทันใดใกล้บริเวณหลังครีบบนซึ่งอาจจะเป็นผลมาจากการไหลเกิดการหมุนวนระหว่างครีบบน (Recirculation flow) ในขณะที่ การกระจายการถ่ายเทความร้อนที่เงื่อนไขระยะ $p/e=8$ และ 10 โดยภาพรวมยังพบว่า การเพิ่มขึ้นของสมบัติการกระจายการถ่ายเทความร้อนสูงบริเวณตรงกลางระหว่างครีบบนทั้งสองซึ่งอาจจะเป็นผลมาจากการไหลเกาะติดกับผนังมากกว่าที่ระยะพิทต่ำๆ



รูปที่ 4 แสดงการเปรียบเทียบของการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบบน เงื่อนไข (ก) $p/e=4$, (ข) $p/e=6$, (ค) $p/e=8$ และ (ง) $p/e=10$ ที่ $x/e=0$ และ $Re=30,000$

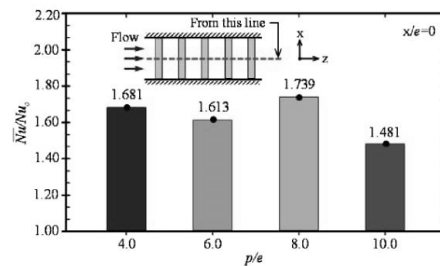


รูปที่ 5 แสดงการเปรียบเทียบของอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ระหว่างครีบ เงื่อนไข (ก) $p/e=4$, (ข) $p/e=6$, (ค) $p/e=8$ และ (ง) $p/e=10$ ที่ $x/e=0$ และ $Re=30,000$

4.2 ผลของความดันสูญเสียและสมรรถนะเชิงความร้อน

รูปที่ 6 แสดงการกระจายของอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์เฉลี่ย (\overline{Nu}/Nu_0) ตามแนวกระแสน้ำไหลที่ระยะตามแนวขวางการไหลต่อความสูงครีบ $x/e=0$ ที่เงื่อนไขความแตกต่างของระยะพิทของครีบที่ 4, 6, 8 และ 10 ตามลำดับ ที่เรย์โนลด์สจำนวน $Re=30,000$ จากผลการทดลองพบว่า สมประสิทธิ์การกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบเอียงทำมุม 90° ที่ระยะพิท $p/e=4, 6, 8$ และ 10 สูงกว่า 16.81%, 16.13%, 17.39% และ 14.81% ตามลำดับ เมื่อเทียบกับกรณีที่ไม่มีการติดตั้งครีบ ในขณะที่เงื่อนไขระยะพิท $p/e=8$

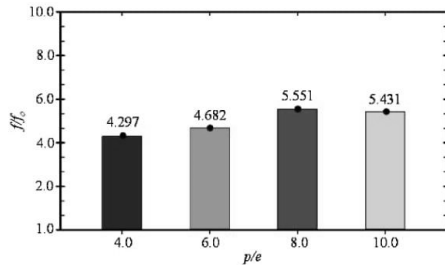
ให้การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงสุดอย่างมีนัยสำคัญประมาณ 17.42% เมื่อเทียบกับเงื่อนไขระยะพิท $p/e=10$ นอกจากนี้ โดยภาพรวมยังพบว่า การเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงสุดที่เงื่อนไขระยะพิทต่ำกว่า $p/e=10$ ซึ่งเป็นผลมาจากการไหลเกาะติดกับผนังและการไหลหมุนวนระหว่างครีบทั้งสองส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น สำหรับที่เงื่อนไขระยะพิท $p/e=10$ ให้การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยค่อนข้างต่ำเนื่องจากการไหลบริเวณชั้นขีดผนังเริ่มพัฒนาตัวเต็มที่ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนลดลง



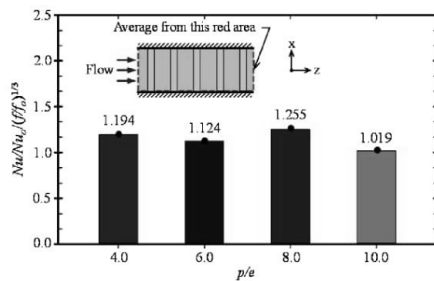
รูปที่ 6 แสดงการเปรียบเทียบของอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์เฉลี่ย เงื่อนไข $p/e=4, 6, 8$ และ 10 ที่ระยะ $x/e=0$ และ $Re=30,000$

รูปที่ 7 แสดงค่าการกระจายตัวประกอบความเสียดทาน (f/f_0) ภายในช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบทำมุม 90° ที่เงื่อนไขระยะพิท $p/e=4, 6, 8$ และ 10 ตามลำดับ ที่เรย์โนลด์สจำนวน $Re=30,000$ จากผลการวิเคราะห์พบว่า ค่าตัวประกอบความเสียดทานที่เงื่อนไขระยะพิท $p/e=6, 8$ และ 10 เพิ่มขึ้นประมาณ 8.96%, 29.18% และ 26.39% เมื่อเทียบกับเงื่อนไขระยะพิทเท่ากับ 4 นอกจากนี้ โดยภาพรวมยังพบว่า ที่เงื่อนไขระยะพิท $p/e=8$ ให้อัตราส่วนตัวประกอบความเสียดทานสูงสุดประมาณ 55.51% เมื่อเทียบกับตัวประกอบความเสียดทานของท่อผิวเรียบจากความสัมพันธ์ของ Blasius [9]

รูปที่ 8 แสดงสมรรถนะเชิงความร้อน (η) ภายในช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบทำมุม 90° ที่เงื่อนไขระยะพิท $p/e=4, 6, 8$ และ 10 ตามลำดับ ที่เรย์โนลด์สจำนวน $Re=30,000$ จากผลการทดลองโดยภาพรวมพบว่า ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อระยะพิทลดลง นอกจากนี้ พบว่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่เงื่อนไขระยะพิท $p/e=8$ สูงสุดประมาณ 23.16% เมื่อเทียบกับระยะพิท $p/e=10$



รูปที่ 7 แสดงการเปรียบเทียบของอัตราส่วนความเสียดทานภายในช่องการไหล เงื่อนไข p/e=4, 6, 8 และ 10 และ Re=30,000



รูปที่ 8 แสดงการเปรียบเทียบของสมรรถนะเชิงความร้อนกรณีไม่มีการติดตั้งครีบ เงื่อนไข p/e=4, 6, 8 และ 10, Re=30,000

5. สรุปผลการทดลอง

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้เพื่อศึกษาผลของระยะพิทของครีบต่อการกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว ผลการทดลองของงานวิจัยนี้สามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. โดยรวมผลของมุมการติดตั้งครีบ 90° ที่เงื่อนไขระยะพิท p/e=8 ให้ค่าการกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสูงสุดประมาณ 15-20% เมื่อเทียบกับเงื่อนไขระยะพิท p/e=4, 8 และ 10
2. สมรรถนะเชิงความร้อนโดยรวมให้ค่าใกล้เคียงกันซึ่งผลของการติดตั้งครีบทำมุมเอียง 90° ที่เงื่อนไขระยะพิท p/e=8 ดีกว่าประมาณ 20-25% เมื่อเทียบกับเงื่อนไขระยะพิทอื่นๆ
3. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงสุดบนพื้นผิวของชุดทดสอบขึ้นอยู่กับผลของระยะพิทของการติดตั้งครีบซึ่งสามารถนำไปประยุกต์ใช้ในการระบายความร้อนหรือแลกเปลี่ยนความร้อนภายในอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์หรือภายในใบกังหันของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ได้

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์เป็นอย่างสูงที่ได้ให้เงินทุนสนับสนุนงานวิจัยนี้

สัญลักษณ์และคำย่อ

A คือ พื้นที่ของพื้นผิวยถ่ายเทความร้อน (m²)

D_h	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหล (mm)
f	คือ ความเสียดทานภายในท่อ (-)
f_o	คือ ความเสียดทานภายในท่อกรณีผิวเรียบ (-)
e	คือ ความสูงครีบ (m)
H	คือ ความสูงของช่องการไหล (m)
h	คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (W/m ² K)
I	คือ กระแสไฟฟ้าที่จ่าย (A)
k	คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของอากาศ (W/m-K)
L	คือ ความยาวช่องการไหล (m)
Nu	คือ ค่าตัวเลขดิมเนชันเบอร์ (-)
Nu_o	คือ ค่าตัวเลขดิมเนชันเบอร์กรณีผิวเรียบ (-)
\overline{Nu}	คือ ค่าตัวเลขดิมเนชันเบอร์เฉลี่ย (-)
P	คือ ระยะพิทของครีบ (m)
ΔP	คือ ผลต่างความดันภายในช่องการไหลก่อนและหลังเข้าสู่ชุดทดสอบ (Pa)
Pr	คือ ค่าพริ้นด์เทิลนัมเบอร์ (-)
$\dot{q}_{loss,convection}$	คือ การสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการพาความร้อน (W/m ²)
$\dot{q}_{loss,radiation}$	คือ การสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการแผ่รังสีจากพื้นผิวชุดทดสอบไปสู่บรรยากาศ (W/m ²)
$\dot{q}_{loss,conduction}$	คือ ความร้อนสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างแผ่นสแตนเลสและแผ่น TLC (W/m ²)
Re	คือ ค่าเรย์โนลด์สจำนวน (-)
T_w	คือ อุณหภูมิบนพื้นผิวของแผ่น TLC (°C)
T_{avg}	คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศที่ไหลผ่านชุดทดสอบ (°C)
T_i	คือ อุณหภูมิก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ (°C)
T_o	คือ อุณหภูมิหลังเข้าสู่ชุดทดสอบ (°C)
V	คือ แรงดันไฟฟ้า (Volt)
V_i	คือ ความเร็วอากาศเข้าช่องการไหล (m/s)
W	คือ ความกว้างของช่องการไหล (m)
x, y, z	คือ ทิศทางการไหล, ทิศตามแนวการไหล และทิศตั้งฉากกับการไหล (m)
η	คือ สมรรถนะเชิงความร้อน (-)
ρ	คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m ³)
ν	คือ ความหนืดไคเนติกของอากาศ (m ² /s)
α	คือ มุมการติดตั้งครีบ (Degree)

เอกสารอ้างอิง

[1] Han, J.C., Park, J.S. and Lei, C.K., (1985), "Heat transfer enhancement in channels with turbulence promoters," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, pp. 628-635.

- [2] Taslim, M.E. and Wadsworth, C.M., (1997), "An experimental investigation of the rib surface-averaged heat transfer coefficient in a rib-roughened square passage," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 119, No. 2, pp. 381-389.
- [3] Ekkad, S.V. and Han, J.C., (1997), "Detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with rib turbulators." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 40(11), pp.2525-2537.
- [4] Liou, T.M., Hwang, J.J., and Chen, S.H, (1991), "Turbulent heat transfer and fluid flow in a channel with repeated rib pairs," *Proceedings / ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference*, Vol. 3, pp. 205-212.
- [5] Lau, S.C., McMillin, R.D. and Han, J.C., (1991), "Heat transfer characteristics of turbulent flow in a square channel with angled discrete ribs," *Journal of Turbomachinery*, Vol.113, pp. 367-374.
- [6] Ravi, B.V., Singh, P., and Ekkad, S.V., (2017), "Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in two-pass ribbed channels," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 112, pp. 31-43.
- [7] Geers, L.F.G., Tummers, M.J., Bergman, T.J. and Hanjalic, K., (2008), "Heat transfer correlation for hexagonal and in-line arrays of impinging jets," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 5389-5399.
- [8] Dittus, P.W., and Boelter, L.M.K., (1985), "Heat transfer in automobile radiators of the tubular type", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 12, pp. 3-22.
- [9] Bhatti, M.S. and shah, R.K., (1987), "Turbulent and transition flow convective heat transfer," *Handbook of Single-phase Convective Heat Transfer*, Wiley, New York.
- [10] Lewis, M.J., (1975), "Optimizing the thermo-hydraulic performance of rough surfaces," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 1243-1248.

Appendix A3

Conference Paper (Thai)

T. Nontula, N. Kaewchoothong, K. Maliwan, and C. Nuntadusit, Effect of pitch ratios on heat transfer characteristic in a square channel with U-ribs. The 18th Heat and Mass Transfer in Thermal Equipment and Process, 20-21 March 2019, 151–157, Krabi, Thailand.

ผลของระยะพิทต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนในช่องสี่เหลี่ยมจตุรัสด้วยครีบริบตัว
EFFECT OF PITCH RATIOS ON HEAT TRANSFER CHARACTERISTIC
IN A SQUARE CHANNEL WITH U-RIBS

ฐานทัพ นนท์ตุลา

ณัฐพร แก้วชอุทอง

ชยุต นันทคุสิต*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์

ต.คอหงส์ อ.หาดใหญ่

จ.สงขลา 90112

โทรศัพท์ 074-287-035

โทรสาร 074-212-893

*E-mail: chayut.n@psu.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์หลักเพื่อศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่ติดตั้งครีบริบตัว โดยที่ลักษณะของครีบริบเป็นแท่งสี่เหลี่ยมมีความสูงครีบริบ $e = 10$ ถูกติดตั้งบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนภายในช่องการไหลที่มีหน้าตัดสี่เหลี่ยมจตุรัส อัตราส่วนระหว่างความสูงของครีบริบต่อความสูงของช่องการไหล (e/D_h) เท่ากับ 0.133 และอัตราส่วนระหว่างระยะพิทต่อความสูงครีบริบ (p/e) เท่ากับ 5, 10 และ 15 มุมการติดตั้งครีบริบ (α) เท่ากับ 60° กำหนดค่าเลขเรย์โนลด์คงที่ เท่ากับ 15,000 ผลการทดลองพบว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยบนพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบริบตัวที่ $p/e=10$ สูงสุด เมื่อเทียบกับระยะพิทเท่ากับ 5 และ 15 ประมาณ 9.74% และ 8.08% ตามลำดับ นอกจากนี้ สมรรถนะเชิงความร้อนที่ระยะพิทเท่ากับ 10 ดีกว่าประมาณ 4-17% เมื่อเทียบกับกรณีมุมระยะพิทอื่นๆ

คำสำคัญ: ครีบริบตัว, คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน, ช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมจตุรัส, อัตราส่วนของพิท

Abstract

The main objective of this research is to study heat transfer characteristic on surface with U-ribs. The rib turbulators which having height of rib $e=10$ mm were placed on heat transfer surface in the flow channel. The rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h) was equal to 0.133, and the rib pitch-to-height (p/e) ratio were equal to 5, 10 and 15, respectively. The rib angle of attack (α) is equal to 60° . The Reynolds number (Re) is fixed at 15,000. The results found that the highest average heat transfer coefficient on surface with U-ribs occurs at $p/e=10$ when compared to $p/e=5$ and 15 about 9.74% and 8.08%, respectively. In addition, thermal performance at a pitch-to-height ratio of 10 are better than about 4-17% when compared to the other pitch ratio cases.

Keywords: U-ribs, Heat transfer characteristic, Square channel, Pitch ratio

1. บทนำ

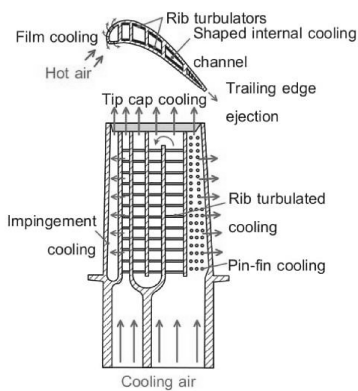
ปัจจุบันมีหลากหลายวิธีที่จะเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในช่องการไหล เช่น การติดตั้งครีบริบ การติดตั้งพิน การติดตั้งผิวขรุขระหรือเป็นต้น ดังแสดงในรูปที่ 1 [1-6] ครีบริบคือส่วนที่ยื่นออกมาจากผนังซึ่งส่วนใหญ่ถูกนำมาใช้เพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบไบน์หรืออุปกรณ์ทางด้านวิศวกรรมต่างๆ มันสามารถช่วยลดการพัฒนาตัวของชั้นขีตผนังและเพิ่มการไหลที่ปั่นป่วนสร้างพื้นที่ของถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น Dees และคณะ [7] เปิดเผยว่า การติดตั้งครีบริบภายในช่องการไหล สามารถเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนบนผิวนอกของใบกังหันแก๊สสูงถึงประมาณ 50% เมื่อเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งครีบริบ

การศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนด้วยการติดตั้งครีบริบในใบพัดกังหันแก๊สและอุปกรณ์ทางด้านวิศวกรรมต่างๆ มีการปรับปรุงรูปแบบของครีบริบ เช่น อัตราส่วนของช่อง (Channel aspect ratio: AR)

อัตราส่วนของความสูงครีบริบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางช่องการไหล (Blockage ratio: e/D_h) มุมการติดตั้งครีบริบ (Rib angle) และอัตราส่วนระหว่างพิทต่อความสูงครีบริบ (p/e) เป็นต้น ซึ่งส่งผลกระทบต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยมีนักวิจัยหลายคนศึกษาเรื่องนี้ เช่น Han และ Park, Ekkad และ Han, Liou และคณะ รวมทั้ง Taslim และคณะ ศึกษาผลกระทบเหล่านี้โดยใช้ครีบริบด้วยชุดทดลองแบบหยุดนิ่ง ซึ่งได้รับการยอมรับโดยทั่วไปว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมจะสูงสุดเมื่ออัตราส่วนระหว่างพิทต่อความสูงครีบริบ (p/e) ประมาณ 8-12 ให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นซึ่งอยู่ในบริเวณการไหลของผิวระหว่างครีบริบทั้งสอง

Taslim และคณะ [8] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและผลของความดันสูญเสียภายในช่องการไหลด้วยการวัดการติดตั้งครีบริบเอียงทำมุม 90° , 45° , $V-45^\circ$ และครีบริบแบบแยก (Broken) พวกเขาพบว่าผลของมุมเอียงครีบริบที่ 45° และ $V-45^\circ$ ให้การถ่ายเทความร้อนสูงกว่า

มุม 90° Ekkad และ Han [9] ใช้วิธี TLC (Thermochromic Liquid Crystal) เพื่อศึกษาการกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวด้วยการติดตั้งครีบบนผิว Lee และคณะ [10] ศึกษาการกระจายการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลด้วยการติดตั้งครีบบนผิวแบบวี (V-shaped ribs) พวกเขาพบว่า การติดตั้งครีบบนผิววีให้การถ่ายเทความร้อนสูงสุดเมื่อเทียบกับครีบบนผิวแบบทึ่ม 90° Lau และคณะ [11] ศึกษาผลของการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวทดสอบด้วยการติดตั้งครีบบนผิวแบบทึ่ม 90°, 60° 45° และ 30° ที่อัตราส่วนระหว่างพิทต่อความสูงครีบบนผิวเท่ากับ 10 พวกเขาพบว่า ผลของมุมเอียง 60° และ 45° ให้การถ่ายเทความร้อนสูงสุดเมื่อเทียบกับมุมเอียง 90°



รูปที่ 1 แสดงรูปแบบการถ่ายเทความร้อนภายในใบกังหันแก๊ส

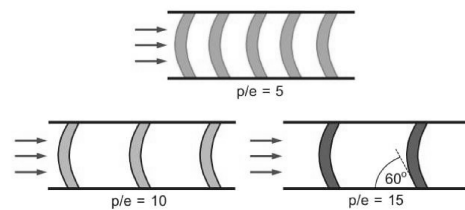
มีหลายๆ งานวิจัยในปัจจุบันที่ศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวด้วยการติดตั้งครีบบนผิวแบบต่างๆ เช่น Ravi และคณะ [12] ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนและผลของการจำลองการไหลภายในช่องการไหลด้วยการติดตั้งครีบบนผิวแบบ 45°, V-45°, W-45° และแบบ M-45° พวกเขาพบว่า ผลของการติดตั้งครีบบนผิวแบบ V-45° ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า 7%, 28% และ 35% เมื่อเทียบกับการติดตั้งครีบบนผิวแบบ 45°, W-45° และแบบ M-45° ตามลำดับ Peng และคณะ [13] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลด้วยครีบบนผิวและครีบบนผิววี จากการทดลองพบว่า การติดตั้งครีบบนผิววีให้การถ่ายเทความร้อนสูงสุด Ahn [14] เปรียบเทียบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนในช่องสี่เหลี่ยมผืนผ้าด้วยความแตกต่างครีบบนผิว 5 ชนิด พวกเขาสรุปว่า ครีบบนผิวสามเหลี่ยมให้การถ่ายเทความร้อนดีกว่าครีบบนผิวอื่นๆ Wang และคณะ [15] จำลองการไหลภายในช่องการไหลตรงด้วยครีบบนผิวสามเหลี่ยม ครีบบนผิวตัววี และครีบบนผิวผสม ที่ $Re=20,000-60,000$ พวกเขาพบว่า ครีบบนผิวผสมสามารถสร้างประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและลดความดันสูญเสียควบคู่กันไป นอกจากนี้ Xie และคณะ [16] จำลองการถ่ายเทความร้อนในช่องการไหลด้วยครีบบนผิวแบบตัววี ที่ $Re=8,000-24,000$ ด้วยโปรแกรม ANSYS พวกเขาพบว่า การติดตั้งครีบบนผิวตัววีให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าการติดตั้งครีบบนผิวแบบตรงประมาณ 21-41% และให้ค่าความดันสูญเสียสูง

กว่า 15-80% และครีบบนผิวตัววียังให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงสุด

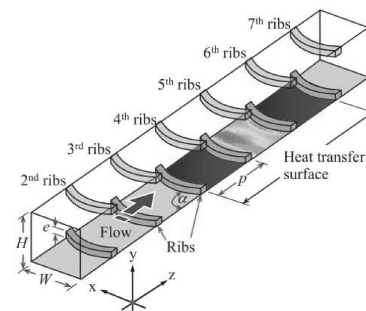
ในงานวิจัยนี้จะศึกษาผลของระยะพิทของครีบบนผิวที่มีผลต่อการกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวโดยใช้แผ่น Thermochromic Liquid Crystal (TLC) เพื่อแลกเปลี่ยนหรือระบายความร้อน

2. โมเดลและตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง

รูปที่ 2 แสดงโมเดลของช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบบนผิวเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนบนพื้นผิวของช่องการไหล โดยที่ลักษณะของครีบบนผิวเป็นแท่งสี่เหลี่ยมมีความสูงครีบบนผิว $e=10$ ถูกติดตั้งบนพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนภายในช่องการไหลที่มีหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัส ในการทดลองกำหนดให้พื้นผิวทดสอบมีฟลักซ์ความร้อนคงที่ที่ประมาณ 860 W/m^2 และใช้อากาศที่อุณหภูมิห้องไหลผ่านพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบบนผิวเพื่อระบายความร้อนซึ่งมีขนาดอัตราส่วนความกว้างต่อความสูงของช่องการไหลเท่ากับ $AR=1$ (W และ $H=75 \text{ mm}$) และความยาวของช่องการไหล $L=1,000 \text{ mm}$ ในการทดลองนี้กำหนดอัตราส่วนระหว่างความสูงของครีบบนผิวต่อความสูงของช่องการไหล (e/D_n) เท่ากับ 0.133 อัตราส่วนระหว่างระยะพิทต่อความสูงครีบบนผิว (p/e) กำหนดที่ 5, 10 และ 15 ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 2(ก) สำหรับมุมการติดตั้งครีบบนผิว (α) กำหนดที่ 60° และค่าเลขเรย์โนลด์คงที่ เท่ากับ 15,000 (ใช้ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัส)



(ก) ระยะพิทที่ศึกษา



(ข) โมเดลของช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบบนผิว
รูปที่ 2 แสดงโมเดลของช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบบนผิว

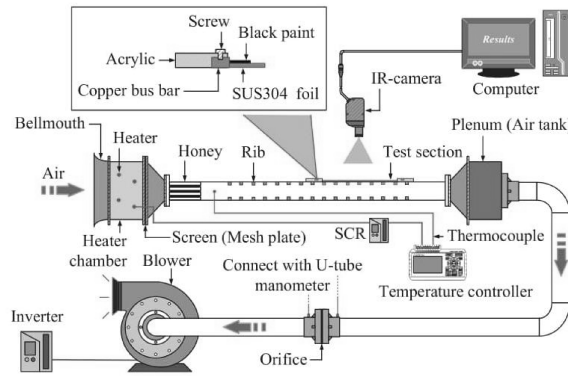
3. ชุดการทดลองและวิธีการทดลอง

3.1 ชุดการทดลอง

ชุดทดลองแสดงดังรูปที่ 3 ประกอบด้วยโบลเวอร์ใช้สำหรับดูดอากาศซึ่งถูกควบคุมด้วยอินเวอร์เตอร์ หลังจากนั้นอากาศจะถูกส่งส่งผ่านไปยังออร์ฟิสเพื่อวัดอัตราการไหล จากนั้นอากาศจะผ่านห้องควบคุมอุณหภูมิที่มีการติดตั้งฮีตเตอร์เพื่อควบคุมอุณหภูมิของอากาศโดยคอนโทรลเลอร์และอากาศไหลผ่านชุดทดสอบที่มีการติดตั้งครีบด้วยเพื่อระบายความร้อน สำหรับอุณหภูมิภายในช่องการไหลของชุดทดสอบกำหนดให้คงที่ในช่วง $25 \pm 0.1^\circ\text{C}$ และควบคุมให้ใกล้เคียงกับอุณหภูมิห้อง (แตกต่างกันไม่เกิน 0.2°C)

สำหรับช่องการไหลของชุดทดสอบทำจากอะคริลิกที่มีขนาดความหนาเท่ากับ 10 mm และมีความยาว $13.33D_h$ ในการทดลองได้

ใช้แผ่นสแตนเลสแบบบาง (Stainless foil) ที่มีความหนา 0.03 mm เป็นผนังพื้นผิวเพื่อระบายความร้อน แผ่นสแตนเลสนี้ถูกซิงให้เรียบตั้งกับแผ่นอะคริลิกหนา 10 mm ที่เจาะหน้าต่างขนาด $75 \times 300 \text{ mm}^2$ ไว้กลางแผ่น โดยใช้แท่งทองแดงยึดแผ่นสแตนเลสบาง (Stainless foil) ไว้ทั้งสองข้าง แท่งทองแดงทั้งสองนี้จะต่อเข้ากับขั้วของตัวจ่ายกระแสไฟฟ้า (DC-Power supply) และด้านบนของแผ่นสแตนเลสบางถูกติดด้วยแผ่น TLC ซึ่งมีช่วงอุณหภูมิของการวัดระหว่าง $30-35^\circ\text{C}$ สำหรับการวัดอุณหภูมิบนพื้นผิวด้วยกล้องดิจิทัล (CCD-Camera) ซึ่งมีความไวของการจับภาพเท่ากับ 100 ms และมีความละเอียดของภาพสูงสุดเท่ากับ 1080 พิกเซล ในการจับภาพแต่ละเงื่อนไขของครีบด้วยจะกำหนดที่ 10 ภาพ โดยกำหนดค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสี (Emissivity coefficient) ของแผ่น TLC เท่ากับ 0.9



รูปที่ 3 แสดงแผนภาพชุดทดลองที่ใช้ในการศึกษา

3.2 วิธีการวัดการถ่ายเทความร้อน

เมื่อจ่ายไฟฟ้าที่กระแสตรงไหลผ่านแท่งทองแดงไปยังแผ่นสแตนเลสบาง จะเกิดความร้อนขึ้นทั่วทั้งบริเวณแผ่นสแตนเลสบาง ซึ่งอัตราการเกิดความร้อนนี้สามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$\dot{q}_{input} = \frac{IV}{A} \quad (1)$$

เมื่อ I คือ กระแสไฟฟ้าที่จ่าย V คือ แรงดันไฟฟ้า A คือ พื้นที่ของพื้นผิวถ่ายเทความร้อน

สำหรับการทดลองนี้จะใช้อากาศที่อุณหภูมิห้องไหลผ่านพื้นผิวที่มีฟลักซ์ความร้อนคงที่เพื่อระบายความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) สามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ดังนี้

$$h = \frac{\dot{q}_{input} - \dot{q}_{loss,convection} - \dot{q}_{loss,radiation} - \dot{q}_{loss,conduction}}{T_w - T_f} \quad (2)$$

เมื่อ $\dot{q}_{loss,convection}$ และ $\dot{q}_{loss,radiation}$ คือ การสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการพาความร้อนและการแผ่รังสีจากพื้นผิวทดสอบไปสู่บรรยากาศ $\dot{q}_{loss,conduction}$ คือ ความร้อนสูญเสียเนื่องจากการนำ

ความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างแผ่นสแตนเลสและแผ่น TLC สำหรับ T_w คือ อุณหภูมิบนพื้นผิวของแผ่น TLC และ T_m คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศที่ไหลผ่านชุดทดสอบสามารถคำนวณได้จาก

$$T_m = \frac{T_i + T_o}{2} \quad (3)$$

เมื่อ T_i คือ อุณหภูมิก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบและ T_o คือ อุณหภูมิหลังเข้าสู่ชุดทดสอบ

จากสมการ (2) สามารถคำนวณหาค่าเลขนัสเซลต์ได้จากสมการ

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (4)$$

เมื่อ D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหลได้จากสมการ $D_h = 2WH/(W+H)$ เมื่อ W คือ ความกว้างของช่องการไหลและ H คือ ความสูงของช่องการไหล k คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของอากาศ

อัตราส่วนเลขนัสเซลต์ (Nu/Nu_o) สามารถคำนวณโดยใช้ความสัมพันธ์ของ Dittus และ Boelter [17] สำหรับการไหลแบบพัฒนาตัวเต็มทีและท่อผิวเรียบ

$$Nu_o = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (5)$$

3.3 ความดันสูญเสียและสมรรถนะเชิงความร้อน

ความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบบนพื้นผิวสามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$f = \frac{AP}{4 \left(\frac{L}{D_h} \right) \left(\frac{1}{2} \rho V_i^2 \right)} \quad (6)$$

เมื่อ AP คือ ผลต่างความดันภายในช่องการไหลก่อนและหลังเข้าสู่ชุดทดสอบ L คือ ความยาวช่องการไหล ρ คือ ความหนาแน่นของอากาศและ V_i คือ ความเร็วอากาศเข้าช่องการไหล

แฟกเตอร์ความเสียดทาน (Friction factor) สำหรับท่อผิวเรียบสามารถคำนวณได้โดยใช้ความสัมพันธ์ของ Blasius ดังต่อไปนี้

$$f_o = 0.079 Re^{-0.25} \quad (7)$$

เมื่อ Re คือ เลขเรย์โนลด์สามารถคำนวณได้จากสมการ $Re = V_i D_h / \nu$ โดยที่ ν คือ ความหนืดจลน์ของอากาศ

สมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal performance) สามารถคำนวณจากสมการดังต่อไปนี้

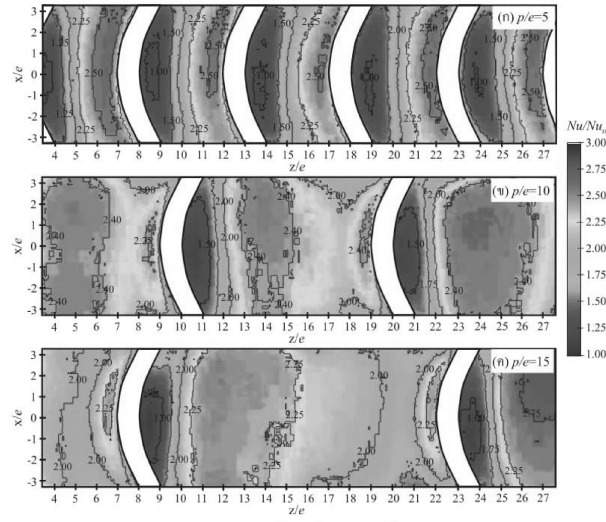
$$\eta = \frac{Nu/Nu_o}{(f/f_o)^{1/3}} \quad (8)$$

4. ผลการทดลอง

4.1 ลักษณะการกระจายของเลขนัสเซลต์

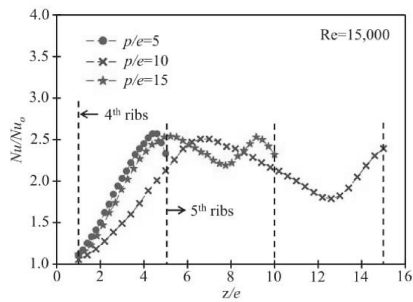
รูปที่ 4 แสดงการกระจายของอัตราส่วนเลขนัสเซลต์ (Nu/Nu_o) ต่อการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบบนผิวภายใต้

เงื่อนไขความแตกต่างของระยะพิทของครีบบที่ 5, 10 และ 15 ตามลำดับ ที่เลขเรย์โนลด์ $Re=15,000$ โดยที่ Nu_o คือ ค่าเลขนัสเซลต์ในกรณีพื้นผิวเรียบ (ไม่มีการติดตั้งครีบบนผิว) สำหรับการเงื่อนไขการติดตั้งครีบบนผิวทำมุมกับขอบของการไหลเท่ากับ 60° จากผลการทดลองพบว่า การกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบบนผิวที่ระยะพิทเท่ากับ 5 (รูปที่ 4(ก)) สูงบริเวณหลังกระแสการไหล (Downstream) และลดลงอย่างทันทีทันใดบริเวณด้านหลังของครีบบนผิวอย่างเห็นได้ชัดเจน ในขณะที่การกระจายอัตราส่วนเลขนัสเซลต์บนพื้นผิวภายใต้เงื่อนไขระยะพิท 10 และ 15 (รูปที่ 4(ข) และ (ค)) เพิ่มขึ้นใกล้บริเวณก่อนกระแสไหล (Upstream) ที่ระยะตามแนวขวางการไหลต่อความสูงครีบบที่ระยะตามแนวการไหลต่อความสูงครีบบ $12 < z/e < 17$ สำหรับระยะพิทเท่ากับ 10 และ ความสูงครีบบที่ระยะตามแนวการไหลต่อความสูงครีบบ $10 < z/e < 16$ สำหรับระยะพิทเท่ากับ 15 นี้จะเกิดจากการไหลอันดับสองเหนี่ยวนำกระแสการไหลซึ่งเป็นผลจากมุมเอียงของการติดตั้งครีบบนผิวส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสูงขึ้นและลดลงบริเวณปลายกระแสไหล (Downstream) ของการติดตั้งครีบบที่ระยะตามแนวการไหลต่อความสูงครีบบ $17 < z/e < 18$ และ ความสูงครีบบที่ระยะตามแนวการไหลต่อความสูงครีบบ $16 < z/e < 21$ สำหรับระยะพิทเท่ากับ 15 เนื่องจากเกิดการไหลอันดับสองลดลงส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนลดลง และการกระจายอัตราส่วนเลขนัสเซลต์เพิ่มขึ้นอีกครั้งบริเวณขอบต้นกระแสการไหลของครีบบที่ระยะตามแนวการไหลต่อความสูงครีบบ $18 < z/e < 20$ และ ความสูงครีบบที่ระยะตามแนวการไหลต่อความสูงครีบบ $21 < z/e < 23$ สำหรับระยะพิทเท่ากับ 15 อาจเป็นผลมาจากการไหลเรียบผิวตามแนวของครีบบนผิวสร้างการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ ยังพบว่าการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบบนผิวที่ระยะพิทเท่ากับ 10 และ 15 ให้ค่าการกระจายการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่บริเวณระหว่างครีบบ การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบบนผิวที่ระยะพิทเท่ากับ 10 และ 15 ยังให้การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าระยะพิทเท่ากับ 5 อย่างเห็นได้ชัดเจน



รูปที่ 4 แสดงการเปรียบเทียบของการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบตัวยู่ กรณีที่ $p/e=5, 10$ และ 15 ที่ $Re=15,000$

รูปที่ 5 แสดงอัตราส่วนเลขนัสเซิลต์ (Nu/Nu_0) ตามแนวกระแสน้ำไหลที่ระยะตามแนวขวางการไหลต่อความสูงครีบ (x/e) เท่ากับ 0 ระหว่างครีบตัวที่ 4 และ 5 ภายใต้เงื่อนไขระยะพิทเท่ากับ 5, 10 และ 15 ตามลำดับ ที่เลขเรย์โนลด์ $Re=15,000$ จากผลการทดลองพบว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เงื่อนไขระยะพิทเท่ากับ 5 ค่อยๆ เพิ่มขึ้นและลดลงด้านหลังของครีบตัวที่ 5 และให้ค่าสูงสุดที่ระยะ $z/e=4.5$ ในขณะที่ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เงื่อนไขระยะพิทเท่ากับ 10 พบว่า การถ่ายเทความร้อนค่อยๆ เพิ่มขึ้นที่ระยะ $2.5 < z/e < 6$ และให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ระยะ $z/e=5$ แล้วค่อยๆ ลดลงที่ระยะ $6 < z/e < 8.5$ นี้อาจจะเกิดจากการพัฒนาตัวของชั้นขีตผิว นอกจากนี้ ยังพบว่า การถ่ายเทความร้อนค่อยๆ เพิ่มขึ้นอีกครั้งที่ระยะ $8.5 < z/e < 10$ สำหรับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เงื่อนไขระยะพิทเท่ากับ 15 พบว่า การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ตามระยะของช่องการไหล การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นระหว่างครีบที่ระยะ $4.5 < z/e < 10$ และค่อยๆ ลดลงที่ระยะ $11 < z/e < 14$ แล้วเพิ่มขึ้นหน้าครีบตัวที่ 5 นอกจากนี้ ผลการทดลองทั้งหมดยังพบว่า การถ่ายเทความร้อนที่มีการติดตั้งครีบตัวยู่ที่ระยะพิทเท่ากับ 10 และ 15 มีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าที่ระยะพิทเท่ากับ 5



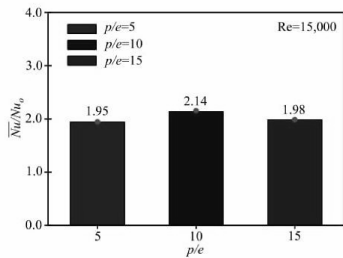
รูปที่ 5 แสดงการเปรียบเทียบของอัตราส่วนเลขนัสเซิลต์ระหว่างครีบตัวยู่ กรณีที่ $p/e=5, 10$ และ 15 ที่ $Re=15,000$

4.2 ผลของความดันสูญเสียและสมรรถนะเชิงความร้อน

รูปที่ 6 แสดงการกระจายของอัตราส่วนเลขนัสเซิลต์เฉลี่ย (\bar{Nu}/Nu_0) ระหว่างครีบตัวที่ 4 และ 5 ภายใต้เงื่อนไขความแตกต่างของระยะพิทของครีบที่ 5, 10 และ 15 ตามลำดับ ที่เลขเรย์โนลด์ $Re=15,000$ จากผลการทดลองพบว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยบนพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบตัวยู่ที่ระยะพิท 5, 10 และ 15 สูงกว่า 1.95%, 2.14% และ 1.98% ตามลำดับ เมื่อเทียบกับกรณีที่ไม่มีครีบติดตั้งครีบตัวยู่ นอกจากนี้ การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยที่ระยะพิทเท่ากับ 10 สูงกว่าอย่างมีนัยสำคัญประมาณ 9.74% และ 8.08% เมื่อเทียบกับระยะพิทเท่ากับ 5 และ 15

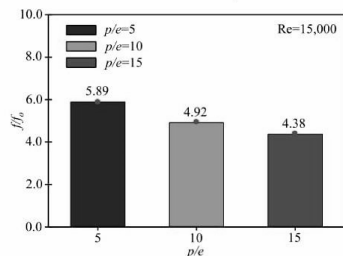
รูปที่ 7 แสดงค่าแฟกเตอร์ความเสียดทาน (f_f) ภายในช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบตัวยู่ที่ระยะพิทเท่ากับ 5, 10 และ 15 ตามลำดับ ที่ $Re=15,000$ จากผลการทดลองพบว่า ค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานที่เงื่อนไขระยะพิทเท่ากับ 5 ให้ค่าสูงสุดประมาณ 5.89 เท่าเมื่อเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งครีบ ในขณะที่กรณีระยะพิท

เท่ากับ 10 และ 15 ให้ค่าแฟกเตอร์ความเสียหายเท่ากับ 4.92 และ 4.38 เท่าเมื่อเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งครีบ แต่อย่างไรก็ตาม ค่าแฟกเตอร์ความเสียหายขึ้นอยู่กับจำนวนของครีบที่ติดตั้งซึ่งกล่าวได้ว่า ยังมีจำนวนครีบเพิ่มขึ้นจะส่งผลต่อค่าแฟกเตอร์ความเสียหายสูงขึ้น

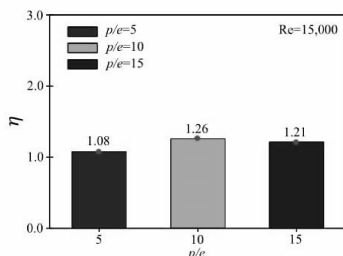


รูปที่ 6 แสดงการเปรียบเทียบของอัตราส่วนเฉลี่ยความเร็วกรณีระยะพิทเท่ากับ 5, 10 และ 15 ที่ Re=15,000

รูปที่ 8 แสดงสมรรถนะเชิงความร้อน (η) ภายในช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบด้วยที่ระยะพิทเท่ากับ 5, 10 และ 15 ตามลำดับ ที่ Re=15,000 จากผลการทดลองโดยภาพรวมพบว่า ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนทุกมุมการติดตั้งครีบมีแนวโน้มใกล้เคียงกันซึ่งผลของระยะพิทเท่ากับ 10 ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดประมาณ 1.26 เท่าเมื่อเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งครีบด้วย ในขณะที่กรณีระยะพิทเท่ากับ 5 ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนต่ำสุดประมาณ 1.08 เท่า



รูปที่ 7 แสดงการเปรียบเทียบของอัตราส่วนความเสียหายภายในช่องการไหล ที่ระยะพิทเท่ากับ 5, 10 และ 15 ที่ Re=15,000



รูปที่ 8 แสดงการเปรียบเทียบของสมรรถนะเชิงความร้อน ที่ระยะพิทเท่ากับ 5, 10 และ 15 ที่ Re=15,000

5. สรุปผลการทดลอง

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้เพื่อศึกษาผลของระยะพิทของครีบด้วยต่อการกระจายการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว ผลการทดลองของงานวิจัยนี้สามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. สมบัติประสิทธิภาพถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยบนพื้นผิวที่มีการติดตั้งครีบด้วยที่ระยะพิทเท่ากับ 10 สูงกว่าอย่างมีนัยสำคัญประมาณ 9.74% และ 8.08% เมื่อเทียบกับระยะพิทเท่ากับ 5 และ 15
2. สมรรถนะเชิงความร้อนโดยรวมให้ค่าใกล้เคียงกันซึ่งผลของการติดตั้งครีบด้วยที่ระยะพิทเท่ากับ 10 ต่ำกว่าประมาณ 4-17% เมื่อเทียบกับกรณีระยะพิท 5 และ 15
3. สมบัติประสิทธิภาพถ่ายเทความร้อนสูงสุดบนพื้นผิวของชุดทดสอบขึ้นอยู่กับผลของระยะพิทของครีบซึ่งสามารถนำไปประยุกต์ใช้ในการระบายความร้อนหรือแลกเปลี่ยนความร้อนภายในอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์หรือภายในใบกังหันของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบไนต์

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณโครงการปริญญาเอกกาญจนาภิเษก (คปก.) รุ่นที่ 17 และภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์เป็นอย่างสูงที่ได้ให้เงินทุนสนับสนุนงานวิจัยนี้

สัญลักษณ์และคำย่อ

A	คือ พื้นที่ของพื้นผิวถ่ายเทความร้อน (m ²)
D_h	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหล (mm)
f	คือ ความเสียหายภายในท่อ (-)
f_o	คือ ความเสียหายภายในท่อกรณีผิวเรียบ (-)
e	คือ ความสูงครีบ (m)
H	คือ ความสูงของช่องการไหล (m)
h	คือ สมบัติประสิทธิภาพความร้อน (W/m ² K)
I	คือ กระแสไฟฟ้าที่จ่าย (A)
k	คือ สมบัติประสิทธิภาพนำความร้อนของอากาศ (W/m-K)
L	คือ ความยาวช่องการไหล (m)
Nu	คือ ค่าเลขนัสเซลต์ (-)
Nu_o	คือ ค่าเลขนัสเซลต์กรณีผิวเรียบ (-)
\bar{Nu}	คือ ค่าเลขนัสเซลต์เฉลี่ย (-)
P	คือ ระยะพิทของครีบ (m)
ΔP	คือ ผลต่างความดันภายในช่องการไหลก่อนและหลังเข้าสู่ชุดทดสอบ (Pa)
Pr	คือ ค่าพรีนัมเบอร์ (-)
$\dot{q}_{loss,convection}$	คือ การสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการพาความร้อน (W/m ²)
$\dot{q}_{loss,radiation}$	คือ การสูญเสียความร้อนที่เกิดจากการแผ่รังสีจากพื้นผิวทดสอบไปสู่บรรยากาศ (W/m ²)
$\dot{q}_{loss,conduction}$	คือ ความร้อนสูญเสียเนื่องจากการนำความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างแผ่นสแตนเลสและแผ่น TLC (W/m ²)

Re	คือ ค่าเลขเรย์โนลด์ (-)
T_w	คือ อุณหภูมิบนพื้นผิวของแผ่น TLC ($^{\circ}C$)
T_m	คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศที่ไหลผ่านชุดทดสอบ ($^{\circ}C$)
T_i	คือ อุณหภูมิก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ ($^{\circ}C$)
T_o	คือ อุณหภูมิหลังเข้าสู่ชุดทดสอบ ($^{\circ}C$)
V	คือ แรงดันไฟฟ้า (Volt)
V_i	คือ ความเร็วอากาศเข้าช่องการไหล (m/s)
W	คือ ความกว้างของช่องการไหล (m)
x, y, z	คือ ทิศทางการไหล, ทิศตามแนวการไหล และทิศตั้งฉากกับการไหล (m)
η	คือ สมรรถนะเชิงความร้อน (-)
ρ	คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)
ν	คือ ความหนืดไคเนติกของอากาศ (m^2/s)
α	คือ มุมการติดตั้งครีป (degree)

เอกสารอ้างอิง

- [1] P.M. Ligrani, and G.I. Mahmood, (2003), "Variable property Nusselt numbers in a channel with pin fins," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 17, pp. 103–111.
- [2] W. Siddique, N.A. Khan, and I. Haq, (2015), "Analysis of numerical results for two-pass trapezoidal channel with different cooling configurations of trailing edge: the effect of dimples," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 89, pp. 763–771.
- [3] Y. Chen, Y.T. Chew, and B.C. Khoo, (2013), "Heat transfer and flow structure in turbulent channel flow over protrusions," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 66, pp. 177–191.
- [4] C. Wang, Z.L. Liu, G.M. Zhang, and M. Zhang, (2013), "Experimental investigations of flat plate heat pipes with interlaced narrow grooves or channels as capillary structure," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 48, pp. 222–229.
- [5] F. Kreith, and D. Margolis, (1959), "Heat transfer and friction in turbulent vortex flow," *Applied Scientific Research*, Vol. 8, pp. 457–473.
- [6] J.C. Han, and H.C. Chen, (2006), "Turbine blade internal cooling passages with rib turbulators," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 22, pp. 226–248.
- [7] J.E. Dees, D.G. Bogard, G.A. Ledezma, G.M. Laskowski, and A.K. Tolpadi, (2012), "Experimental measurements and computational predictions for an internally cooled simulated turbine vane with 90 degree rib turbulators," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 134, pp. 061005.
- [8] M.E. Taslim, T. Li, and D.M. Kercher, (1996), "Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 118, pp. 20-28.
- [9] S.V. Ekkad and J.C. Han, (1997), "Detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with rib turbulators," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40(11), pp.2525-2537.
- [10] E. Lee, L.M. Wright and J.C. Han, (2003), "Heat transfer in rotating rectangular channels (AR= 4: 1) with V-shaped and angled rib turbulators with and without gaps," *ASME Paper No. GT2003-38900*
- [11] S.C. Lau, R.D. McMillin and J.C. Han, (1991), "Heat transfer characteristics of turbulent flow in a square channel with angled discrete ribs," *Journal of Turbomachinery*, Vol.113, pp. 367-374.
- [12] B.V. Ravi, P. Singh, and S.V. Ekkad, (2017), "Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in two-pass ribbed channels," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 112, pp. 31-43.
- [13] W. Peng, P.X. Jiang, Y.P. Wang, and B.Y. Wei, (2011), "Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in channels with different types of ribs," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 2702–2708.
- [14] S.W. Ahn, (2001), "The effects of roughness types on friction factors and heat transfer in roughened rectangular duct," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 28, pp. 933–942.
- [15] H.T. Wang, W.B. Lee, J. Chan, and S. To, (2015), "Numerical and experimental analysis of heat transfer in turbulent flow channels with two-dimensional ribs," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 75, pp. 623–634.
- [16] G. Xie, X. Liu, H. Yan, and J. Qin, (2017), "Turbulent flow characteristics and heat transfer enhancement in a square channel with various crescent ribs on one wall," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 115, No. Part A, pp. 283–295.
- [17] P.W. Dittus, and L.M.K., Boelter, (1985), "Heat transfer in automobile radiators of the tubular type", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 12, pp. 3-22.

Appendix A4**Conference Paper (Inter.)**

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Effect of inclined ribs on heat transfer coefficient in stationary square channel, The 14th Asian Symposium on Visualization (ASV), May 22-26, 2017, Beijing, China.

Effect of Inclined Ribs on Heat Transfer Coefficient in Stationary Square Channel

Natthaporn Kaewchoothong[†], Kittinan Maliwan^{††} and Chayut Nuntadusit[‡]
*Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University,
HatYai, Songkhla 90110, Thailand*

Kenichiro Takeishi[§]
*Department of Systems Control Engineering, Graduate school of Engineering, Tokushima Bunri University,
Kagawa 769-2193, Japan*

Keywords: Inclined ribs, Heat transfer coefficient, Thermal liquid crystal

Abstract: The main objective of this research is to study the effect of rib arrangement on the distributions of the local heat transfer coefficient in a stationary channel. In this study, the ribs with square cross section were used to place on two side walls for study. The rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h) and the rib pitch-to-height (p/e) ratio were fixed at 0.133 and 10, respectively. Three different types of rib arrangement for inclined ribs, V-shaped ribs and inverted V-shaped ribs were investigated. The rib angle of attack (α) was varied from 30° to 90° for inclined ribs and 45° and 60° for both V-shaped and inverted V-shaped ribs, and compared at constant Reynolds number $Re=30,000$. Thermal Liquid Crystal sheet was applied for evaluating the heat transfer distributions. The results showed that the average Nusselt number on surface with rib inclined angle at 60°, 45° and 60° V-shaped ribs was improved up to about 20%, 25% and 30% higher than case of angle 90° and the rib inclined angle at 60° V-shaped ribs provided the highest Nusselt number covering largest area when compared to the other cases.

[†] tong18910@gmail.com

^{††} mkittina@gmail.com

[‡] chayut.n@gmail.com

[§] takeishi@fst.bunri-u.ac.jp

I. INTRODUCTION

The demand for gas turbine engines with higher thermal efficiency and power output is required to cut fossil fuel consumption and CO₂ emissions. One of the general ways is by increasing the turbine inlet temperature (TIT) which current advanced gas turbines operate at TIT up to about 1700°C. Hence, it need effective cooling technologies to enhance heat transfer distribution with small amount of cooling air, such as rib-roughened passage flow cooling, impingement cooling, film cooling and pin-fin cooling shown in Fig. 1.

Ribs are generally installed on cooling channel for internal cooling of gas turbine blades. Many researchers have studied both flow and heat transfer characteristics for rib attachment for different rib arrangements in different aspect ratio of channel. For example, Han et al. [1, 2] studied the effect of rib inclined angle (α) and rib pitch-to-height (p/e) on the heat transfer coefficient and pressure drop in a rectangular channel with rib attachment on two opposite side walls. They found that the maximum heat transfer distribution and friction factor occur at the pitch-to-height ratio of 10 with rib inclined angle of 60° when compared to the other rib arrangement case. One of the earlier studied on the heat transfer distribution and friction factor for case of rib angle of 90° and 45° V-shaped ribs with a fixed pitch-to-height ratio $p/e=10$ in a square channel was carried out by Taslim et al. [3]. They explained that the heat transfer enhancement and friction losses with inclined rib at angle 45° and V-shaped ribs larger than case of angle 90° ribs. Lee et al. [4] and Ekkad and Han [5] experimentally studied the heat transfer characteristic in a high aspect ratio ribbed channel with V-shaped and inclined ribs. They found that V-shaped ribs provide higher heat transfer enhancement than the inclined ribs. Furthermore, Rau et al. [6] presented heat transfer distributions inside a square channel with ribbed walls for various pitch-to-height ratios by using liquid crystal technique. They found that the heat transfer enhancement was highest for pitch-to-height ratio from 6 to 12 when compared to all other ratios. Lau et al. [7] experimentally studied the heat transfer coefficient in a square channel with V-shaped ribs at pitch-to-height ratio of 10 using thermocouple technique to measure the wall temperature. They indicated that the heat transfer rate for 60° V-shaped ribs was higher than other rib cases.

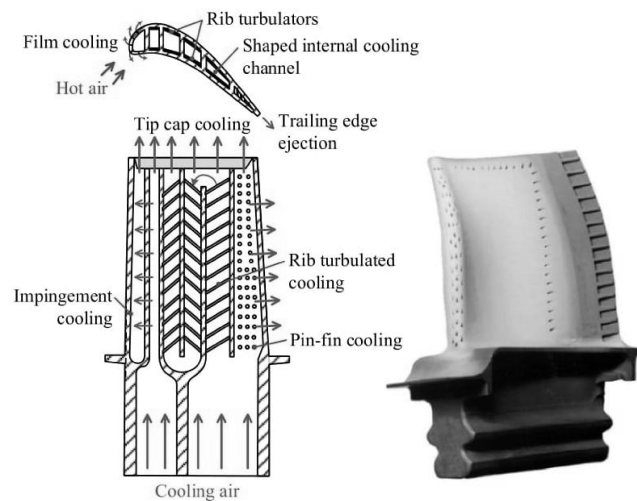


FIG. 1. Complicated cooling technologies inside turbine blade.

Recently, Maurer et al. [8] investigated the heat transfer and pressure drop characteristics of V-shaped and W-shaped ribs for different rib pitch-to-height ratios. They found that the thermal performance of V-shaped ribs was better than M-shaped ribs with a pitch-to-height ratio of 10. SriHarsha et al. [9] experimentally investigated the effect of rib height on the local heat transfer characteristic in a square channel with the angle of 90° ribs and 60° V-shaped ribs by using infrared thermography technique. They observed that the heat transfer enhancement of 60° V-shaped ribs was higher than 90° ribs. In addition, Ravi et al. [10] investigated the effect of inclined angle inside a flow channel with rib inclined angle of 45°, W-shaped ribs, M-shaped ribs and V-shaped ribs, respectively on flow and heat transfer. They reported that the heat transfer distribution on surface with V-shaped ribs was higher than another rib cases.

From the review of obtainable literature on internal flow and heat transfer rate under stationary conditions, it can be noted that the heat transfer characteristics should be investigated more deeply in order to design more effective gas turbine blade cooling. Furthermore, few researchers experimentally studied both flow characteristics and full surface heat transfer rate in the test channel. Hence, the present study focusses on the detailed examination of the effect of rib-roughened walls on the flow behavior and local heat transfer distributions inside the square passage where the ribs are attached on the two opposite walls. Three different types of rib-roughened walls for inclined ribs, V-shaped ribs and inverted V-shaped ribs are performed to study the heat transfer rate on surface using Thermal Liquid Crystal sheet technique to measure a surface temperature. This technique allows full surface heat transfer coefficient measurements on all the walls. In addition, the detailed flow visualizations using the commercial software ANSYS (Fluent) v.15.0 are conducted to explain the heat transfer mechanism on surface which all cases are carried out only under stationary conditions.

II. EXPERIMENTAL SETUP

A schematic diagram of the experimental setup for heat transfer analysis on ribbed surface is illustrated in Fig. 2(a). The ambient air was introduced to the wind tunnel, passing heater chamber mesh plate and honeycomb, then passing through the test section with rib attachment on two side of the wall channel which this measurement was conducted in open-loop flow with suction mode. During the test, the fresh air that induced air to the wind tunnel was performed under the constant temperature of approximately 25°C which it was controlled by the temperature controller unit. The internal cross section ($W \times H$) of a flow channel is square of $75 \times 75 \text{ mm}^2$ with aspect ratio $AR=1.0$, which is according to experimental set-up of Takeishi et al. [11]. The length (L) of the rib-roughened region is about 800 mm ($10.67D_h$) which the ribs were installed on the top and bottom surfaces of the wind tunnel. The temperature distribution on heat transfer surface (top surface of wind tunnel) was measured by using Thermal Liquid Crystal sheet. Two thermocouples (T-type) for temperature measurement to find the properties of fluid were located at the center of wind tunnel before and after a heat transfer surface. Moreover, static pressure taps of 1.0 mm were drilled on the side wall of the wind tunnel to measure the pressure drop due to the ribbed wall. The distance between the two pressure taps is about 600 mm.

The important detail of heat transfer measurement area is shown in Fig. 2(b). The heat transfer measurement surface is made of a stainless-steel foil (SUS304) with a width of 75 mm, a length of 300 mm and a thickness of 0.03 mm which a TLC sheet is placed on the top side of heat transfer surface, and the supplied electrical current to obtain constant heat flux with a power supply via two copper bus bars, which were embedded in acrylic plate to stretch both ends of stainless steel foil plate (see Fig. 2(b)). The color of TLC sheet was recorded with CCD camera which temperature range of TLC sheet used to study the color systematically between 30°C to 35°C. Before being measured, the TLC sheet for this measurement was calibrated between temperature and color distributions [12]. After that, the image processing was applied for analyzing the temperature distribution on heat transfer surface. The average emissivity of TLC sheet is found to be 0.9. The uncertainty of room temperature measurement is not over than $\pm 0.1^\circ\text{C}$.

In this study, the rib with square cross section are used and made of acrylic plate shown in Fig. 3. The rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h) is equal 0.13. The pitch-to-height ratio (p/e) is fixed at 10. Eight differences of rib inclined angles (α) of 30°, 45°, 60°, 90°, 45°, and 60° V-shaped, and inverted V-shaped ribs are investigated.

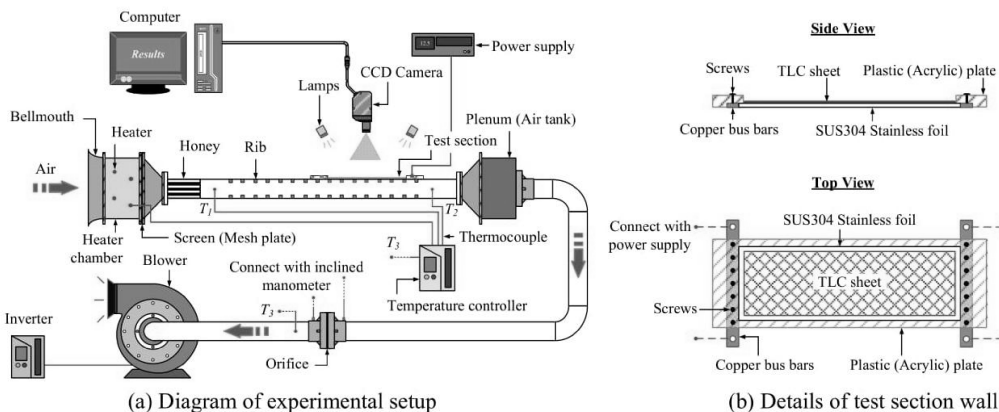


FIG. 2. Experimental setup.

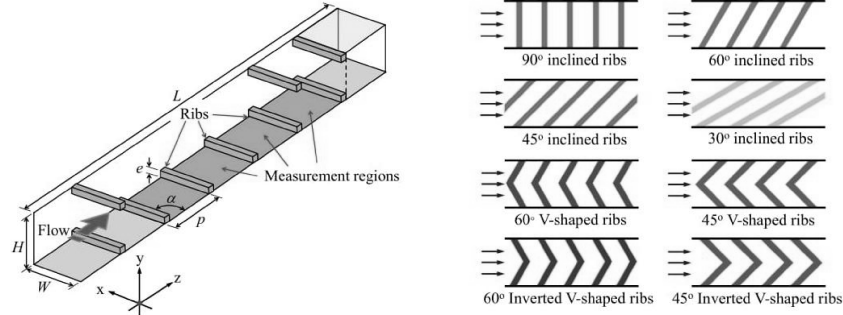


FIG. 3. Types of rib arrangement to measure on heat transfer surface.

III. DATA REDUCTION

The fresh air with constant temperature is induced by centrifugal blower via the test section to cooling of the heated surface with the ribbed walls which all experimental measurements were conducted at constant Reynolds number based on free stream velocity at the center of the wind tunnel and hydraulic diameter of the wind tunnel $Re = VD_h / \nu = 30000$. The hydraulic diameter of wind tunnel can be calculated from $D_h = 2WH / (W + H)$ where W and H are the height and the width of wind tunnel. The local heat transfer coefficient on the ribbed walls for heated surface is calculated from the Eq. (1) [13].

$$h = \frac{\dot{q}_{input} - \dot{q}_{loss,convection} - \dot{q}_{loss,radiation} - \dot{q}_{loss,conduction}}{T_w - T_f} \quad (1)$$

where \dot{q}_{input} is the uniform heat flux boundary condition supplied by DC power supply unit, which the uniform heat flux on the ribbed surface can be calculated from the electrical current and the voltage per the area of heat transfer wall. $\dot{q}_{loss,convection}$ and $\dot{q}_{loss,radiation}$ are the heat losses due to the natural convection heat transfer and the natural radiation from rear side of the heat transfer surface to surroundings. $\dot{q}_{loss,conduction}$ is the heat loss from the thermal conduction due to the temperature gradient within the TLC sheet and the stainless foil. T_w is the wall temperature on heated surface of TLC sheet and T_f is mean air temperature of fresh air calculated from the Eq. (2).

$$T_f = \frac{T_i + T_o}{2} \quad (2)$$

where T_i and T_o are the before and after air temperature entrance of the test section.

From equation (1) and (2), the Nusselt number on the ribbed surface can be evaluated from the Eq. (3).

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3)$$

where k is the thermal conductivity of air.

The normalized Nusselt number can be used the correlation of the standard Dittus and Boelter equation (Nu_o) [14] for fully developed turbulent flow in a smooth duct.

$$Nu_o = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (4)$$

where Pr is Prandtl number of air about (0.71), which the thermal Pr properties of air are evaluated at the mean air temperature of the fluid.

The friction losses in the cooling channel is determined by the measuring the pressure drop, ΔP across the test section length, between two points located 0.6 m apart.

$$f = \frac{\Delta P}{4 \left(\frac{L}{D_h} \right) \left(\frac{\rho V^2}{2} \right)} \quad (5)$$

where L and V are length of the test section and velocity air inlet, ρ is density of air.

The friction factor can be calculated by dividing the friction losses Eq. (5) by the turbulent friction loss in smooth wall as given by Blasius equation (f_o). So, this equation ratio is determined as below.

$$\frac{f}{f_o} = \frac{f}{0.079 Re^{-0.25}} \quad (6)$$

The thermal hydraulic performance factor of ribbed channel can be computed by using the correlation between the normalized heat transfer distribution and pressure losses as follow:

$$\eta = \frac{Nu/Nu_o}{\left(\frac{f}{f_o} \right)^{\frac{1}{3}}} \quad (7)$$

The experimental uncertainty was determined by using the calculated technique suggested by Kline and McClintock [15] The Nusselt number uncertainty was about 1.42%, and the uncertainty in the calculation of friction factor was 2.41.%

IV. RESULTS AND DISCUSSION

A. Validations of experimental data

The effects of an artificially rib-roughened duct are studied on heat transfer and friction characteristics of the channel. The values of Nusselt number and friction factor of a smooth duct under each Reynolds number are compared with other researches under similar experimental conditions (see Fig. 4(a) and (b)). The results show that of the values of the comparison between experiment data and other researches of a smooth wall provide approximately 2.5% and 3.2% for Nusselt number and friction factor characteristics respectively which the trend of the two values can be acceptable.

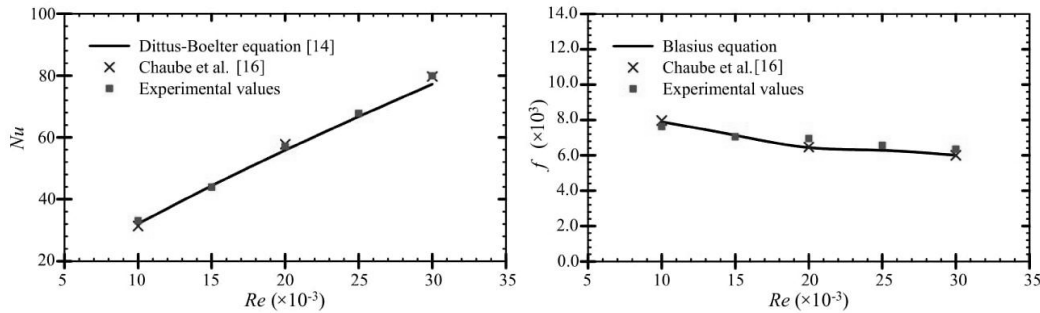


FIG. 4. Comparisons of experimental and estimated values of Nusselt number and friction factor of smooth duct.

B. Heat transfer measurement

The detailed contours of the normalized Nusselt number (Nu/Nu_o) with Dittus-Boelter correlation for fully developed turbulent flow in a smooth duct are presented in Fig. 5. Here, Nu_o is local Nusselt number for smooth square channel (no rib). Under different rib-roughened wall, heat transfer measurements are conducted at pitch-to-height and Reynolds number of 10 and 30,000, respectively. For case of rib angle 90° (Fig. 5(a)), it is observed that the heat transfer distribution is high in the middle region between the ribs, and it is very low immediately in front of and behind the ribs. Whereas, the Nusselt number ratios for case of rib inclined angle 60° , 45° and 30° (Fig. 5(b), 5(c) and 5(d)) are increasing near the

upstream edge of rib due to the secondary flow brings core air to the heat transfer surface and decreases as going to downstream edge of the rib. On the other hand, the heat transfer coefficient distributions on test surface in the spanwise direction with 45° and 60° V-shaped ribs (Fig. 5(e) and 5(f)) are significantly much more uniform than other cases except for 60° inclined rib conditions. Because of the symmetric secondary flow induced by the V-shaped ribs. Whereas, the heat transfer enhancement near the upstream and downstream region of ribs decreases in streamwise direction due to the boundary layer development and flow separation. For case of the inverted 45° and 60° V-shaped ribs (Fig. 5(g) and (h)), the heat transfer distributions on the test surface are slightly high near the downstream edge of behind ribs and very low directly in front of the ribs (Upstream rib). Furthermore, it also is noted that the heat transfer enhancement for case with 60° V-shaped ribs gives higher heat transfer and covers for large area behind the rib when compared with other rib cases.

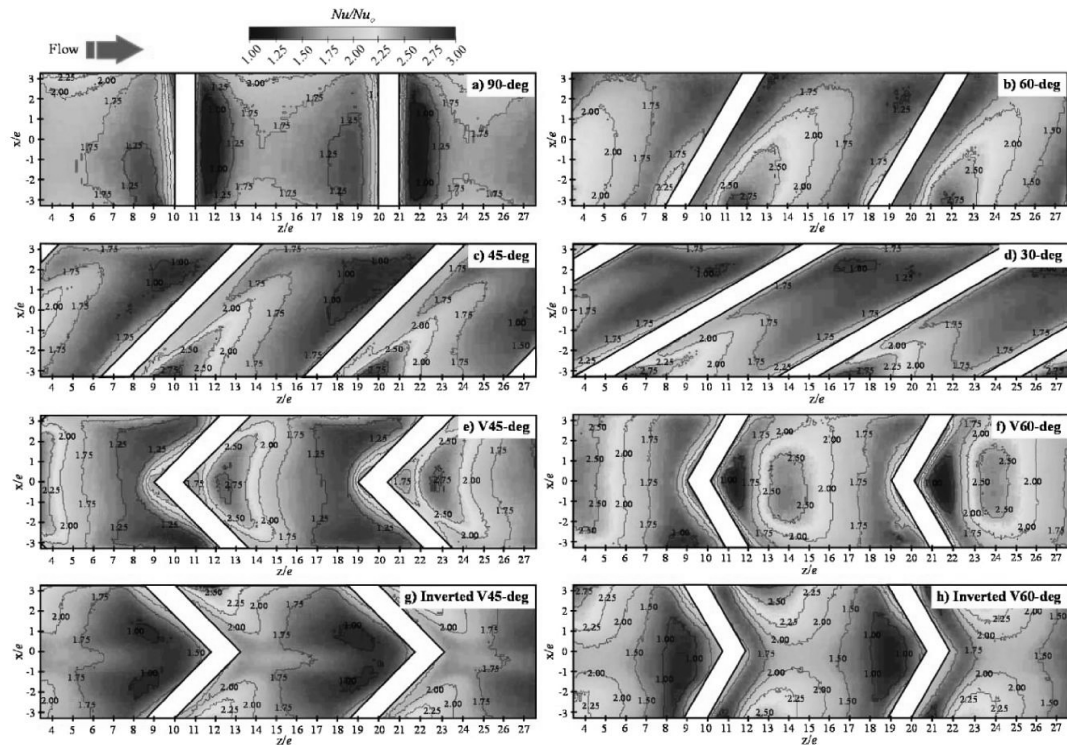


FIG. 5. Comparisons of the Nusselt number distributions on measurement surface with eight differences of rib inclined angles at $p/e=10$ and $Re=30,000$.

Figure 6 shows the average Nusselt number distribution (\overline{Nu}/Nu_s) of entire test surface with the rib-roughened wall, which are performed at the same conditions. For cases of the inclined ribs, the results found that the average heat transfer enhancements on test surface for case of 30° and 90° inclined ribs are slightly increased up to about 19.5% and 18.7% respectively when compared with the smooth wall (no rib). While, the average heat transfer coefficients on surface with 45° and 60° inclined ribs are significantly enhanced around 11.8% and 19.3% when compared to the angle of 90° inclined ribs. In the V-shaped rib cases, the average Nusselt number distributions with the angle of 45° and 60° V-shaped ribs can be significantly enhanced approximately 23.5% and 32.6%, respectively when compared to the angle of 90° inclined ribs. Whereas, for cases of the inverted V-shaped ribs, the average heat transfer rates on surface with the angle of 45° and 60° inverted V-shaped ribs are enhanced about 8.6% and 12.3% which provide the heat transfer rate on the test surface lower than the angle of 60° V-shaped ribs in the range of 0.80 to 0.85 times.

The general trends of heat transfer enhancement of the different rib-roughened walls are immediately increased in range of 1.80 to 2.50 times when compared with the smooth wall due to the effect of the secondary flow induced by inclined

angle of ribs. Moreover, it also is noted that the rib arrangement for case of 60° V-shaped ribs provides highest average heat transfer coefficient distribution on surface when compared to other cases.

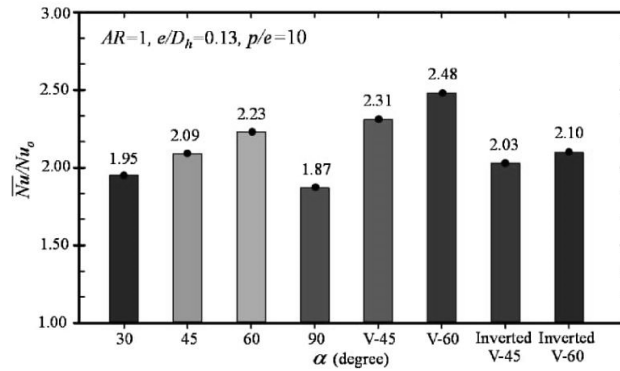


FIG. 6. Comparisons of the average Nusselt number enhancement on measurement surface with eight differences of rib-roughened wall at $p/e=10$ and $Re=30,000$.

C. Flow structure

The comparisons of three-dimensional streamlines and crosswise velocity vector contours inside rib-roughened walls for four different types under the same conditions are illustrated in Fig. 7. For the continuous ribs (Fig. 7(a)), the results show that the velocity streamline structure occurs the separated flow between the ribs and impinges on the wall, which is induced by the effect of ribs. While, for case of the inclined angle ribs (Fig. 7(b)), it is found that the velocity vector contour within the flow channel appears the strong secondary flow between the ribs and the high recirculation flow impinges on the ribbed test surface near the upstream flow of ribs, which is affected the heat transfer enhancement on a surface. On the other hand, for cases of both V-shaped ribs and inverted V-shaped ribs (Fig. 7(c) and (d)), it is reveal that the inclination of ribs generates the complex secondary flow along the ribs joins the main stream direction to accelerate it which is significantly affected to increase the heat transfer distributions on the rib-roughened walls and also creates the vortex region behind the ribs.

The conceptual details of three-dimensional flow structures for cases of inclined angle ribs and V-shaped ribs within rib-roughened walls are depicted in Fig. 8. For the inclined angle ribs (Fig. 8(a)), it is clear that the flow-field structure occurs the two stronger secondary flow between the ribs which induced by the effect of inclined angle ribs, and also provides maximum heat transfer enhancement near the downstream edge (leading edge) of the ribs due to the reattachment flow of main stream to accelerate the small vortex between rib promoters. While, the trailing edge of downstream flow gives minimum heat transfer distribution due to the boundary layer development. In case of V-shaped ribs (Fig. 8(b)), it is found that the inclination of ribs creates the four-secondary flow along the ribs joins the main flow to accelerate it which provides a high heat transfer region at downstream surface and slightly low heat transfer distribution at upstream surface of trailing edge of ribs. Because of the strength of the secondary flow may be not enough to energize the main flow direction through the ribs.

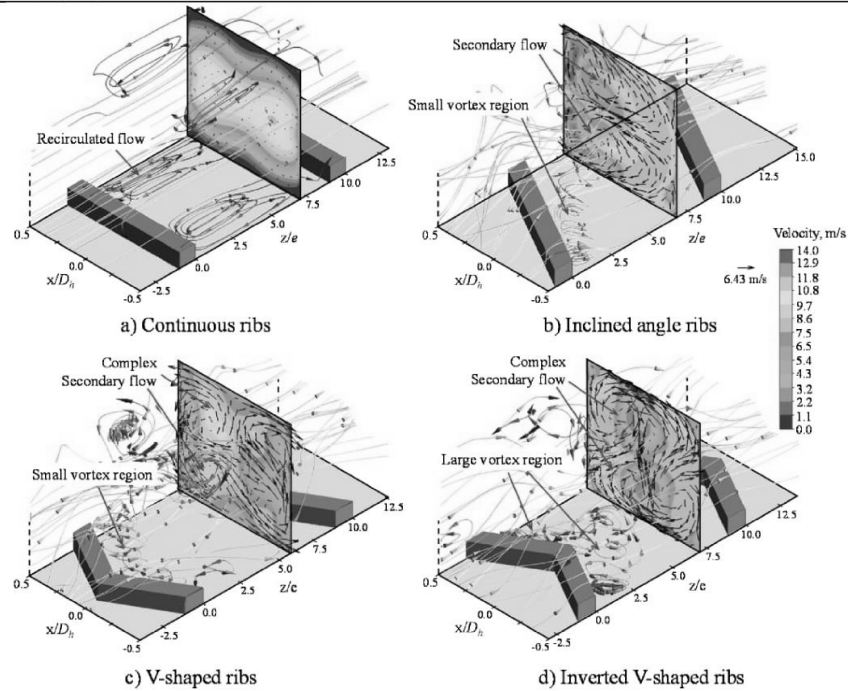


FIG. 7. Schematic of 3-D streamlines and velocity vector contours inside rib-roughened walls of each rib configurations.

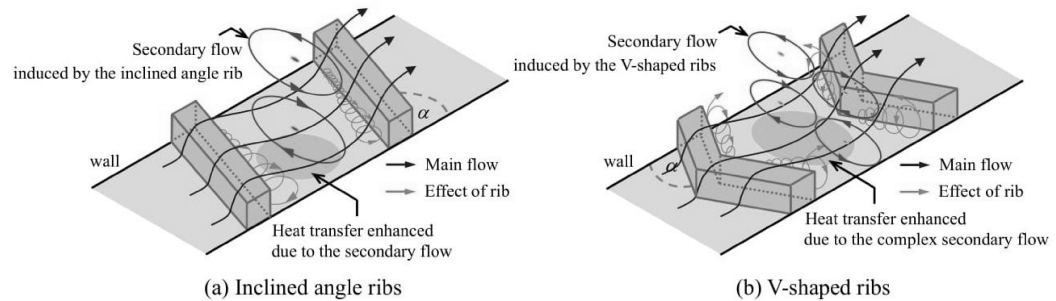


FIG. 8. Conceptual 3-D flow pattern inside rib-roughened walls induced by inclined angle and V-shaped ribs.

D. Friction factor and thermal performance

Experimental values of friction factor ration (f/f_0) due to the effect of the ribbed wall at $p/e=10$ and $Re=30,000$ are presented in Fig. 9. Here, f_0 is local friction factor due to the smooth duct suggested by Blasius correlation. It is observed that for all the cases studied, the normalized friction factor for case of 30° inclined ribs is slightly augmented around 31.49% when compared to standard friction factor of the smooth wall which it can be affected heat transfer enhancement on test wall (see Fig. 5(d)). Whereas, the friction factor ratio with the angle of 90° inclined ribs is higher approximately 72.47% than the angle of 30° inclined ribs which it provides low heat transfer coefficient (see Fig. 5(a) and (d)) due to the effect of inclined angle of ribs. As shown, the enhancements of friction factor for three different cases of the inclined angle, V-shaped and inverted V-shaped ribs in the range of 3.0 to 8.0, 8.8 to 9.0 and 7.5 to 8.0 times respectively that of a

smooth wall (without ribs), and also found that the friction factor characteristics with the angle of 60° V-shaped rib condition can be highest when compared with other rib conditions. In addition, the maximum enhancement on friction factor ratio for case of 60° V-shaped ribs is very similar to 45° V-shaped rib case owing to the complicated secondary flow induced by the effect of inclined angle of ribs inside the flow channel.

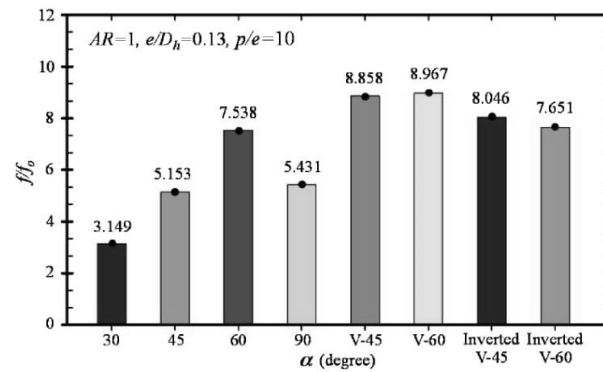


FIG. 9. Comparisons of the normalized friction factor with eight differences of rib-roughened wall at $p/e=10$ and $Re=30,000$.

The overall thermal hydraulic performance (η) of eight different rib-roughened walls within the flow channel is reported in Fig. 10. The result show that the enhancements of thermal performance characteristic for case of 90° inclined and 45° inverted V-shaped ribs give slightly high when compared to the standard smooth wall by using Dittus-Boelter correlation [14]. While, thermal performance of the angle of 30°, 45° and 60° inclined ribs, 45° and 60° V-shaped ribs, and 60° inverted V-shaped ribs can be interestingly enhanced about 1.34, 1.22, 1.15, 1.12, 1.20 and 1.10 times, respectively. Furthermore, it is also seen that the trend of thermal performance characteristic for case of 60° V-shaped ribs provides significantly high thermal hydraulic performance when compared with other ribs except the angle of 30° and 45° inclined ribs which are low about 1.1 and 1.0 times, respectively. Because of the secondary vortex pair induced by the inclined angle of ribs, and high reattachment flow inside a wind tunnel.

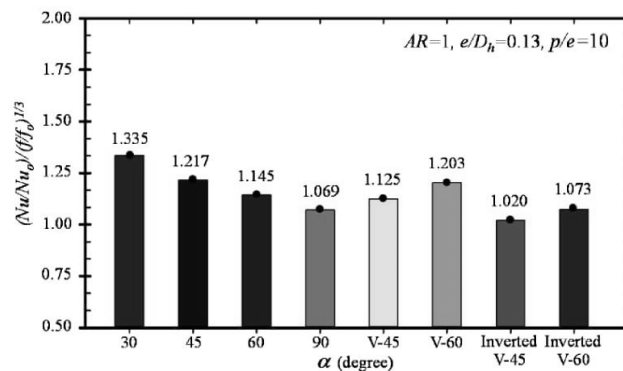


FIG. 10. Comparisons of the thermal hydraulic performance with eight differences of rib-roughened wall at $p/e=10$ and $Re=30,000$.

V. CONCLUSIONS

In the present study, the detail of local heat transfer coefficient measurement was performed in order to investigate the effect of rib inclined angles on heat transfer characteristics in the wind tunnel. The main results of this research are summarized as follows.

The 14th Asian Symposium on Visualization

- (1) The heat transfer coefficient distributions on the test surface for the angle of 60° inclined ribs, 45° and 60° V-shaped ribs are significantly high about 19.3%, 23.5% and 32.6% respectively when compared with the angle of 90° inclined ribs due to the stronger rotational momentum of the secondary flow which impinges the upstream edge enhances the heat transfer.
- (2) The highest average heat transfer distributions on the rib-roughened walls is achieved for the angle of 60° V-shaped ribs when compared with other rib cases due to the complex secondary flow field induced by the inclined angle of ribs.
- (3) Thermal hydraulic performance is also evaluated for the considered the effect of inclined angle of ribs. All the rib arrangements studied, the angle of 30°, 45° inclined and 60° V-shaped ribs provide the best thermal performance.
- (4) The results which obtained in this study can be applied to design broken ribs for heat transfer enhancement in the future work.

ACKNOWLEDGMENTS

This research was financially supported by the Royal Golden Jubilee Ph.D. program from the Thailand Research Fund (TRF) and Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Thailand.

NOMENCLATURE

AR	: Channel aspect ratio (-)
D_h	: Hydraulic diameter (m)
f	: Friction factor (-)
f_o	: Friction factor of a smooth duct (-)
e	: Rib height (m)
H	: Channel height (m)
h	: Heat transfer coefficient (W/m ² K)
k	: Thermal conductivity (W/m K)
L	: Channel length (m)
Nu	: Nusselt number (-)
Nu_o	: Nusselt number from Dittus-Boelter equation (-)
\bar{Nu}	: Average Nusselt number (m)
P	: Rib pitch (m)
ΔP	: Pressure drop in duct (Pa)
\dot{q}_{input}	: Generated heat flux (W/m ²)
$\dot{q}_{loss,conduction}$: Heat loss from conduction (W/m ²)
$\dot{q}_{loss,convection}$: Heat loss from convection (W/m ²)
Re	: Reynolds number (-)
T_f	: Mean temperature of air (°C)
T_i	: Inlet temperature of air (°C)
T_o	: Outlet temperature of air (°C)
T_w	: Wall temperature (°C)
V	: Velocity of air (m/s)
W	: Channel width
x, y, z	: Spanwise, Vertical, Streamwise directions (m)

Greek symbols

α	: Rib angle of attack (°)
ν	: Kinematic viscosity (m ² /s)
η	: Thermal performance (-)
ρ	: Density of air (kg/m ³)

Reference

- [1] J.C. Han, J.S. Park and C.K. Lei, (1985), "Heat transfer enhancement in channels with turbulence promoters," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, pp. 628-635.
- [2] J.C. Han, L.R. Glicksman and W.M. Rohsenow, (1978), "An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.21, No. 8, pp.1143-1156.
- [3] M.E. Taslim, T. Li, and D.M. Kercher, (1996), "Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 118, pp. 20-28.
- [4] E. Lee, L.M. Wright and J.C. Han, (2003), "Heat transfer in rotating rectangular channels (AR= 4:1) with V-shaped and angled rib turbulators with and without gaps," *ASME Paper No. GT2003-38900*.
- [5] S.V. Ekkad and J.C. Han, (1997), "Detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with rib turbulators." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 40, No. 11, pp.2525-2537.
- [6] G. Rau, M. Cakan, D. Moeller and T. Arts, (1998), "The effect of periodic ribs on the local aerodynamic and heat transfer performance of a straight cooling channel," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol.120, pp. 368-375.
- [7] S.C. Lau, R.T. Kukreja and R.D. McMillin, (1991) "Effects of V-shaped rib arrays on turbulent heat transfer and friction of fully developed flow in a square channel," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, No. 7, pp. 1605-1616.
- [8] M. Maurer, J. von Wolfersdorf, and M. Gritsch, (2007), "An Experimental and Numerical Study of Heat Transfer and Pressure Losses of V- and W-Shaped Ribs at High Reynolds Numbers," *ASME Paper No. GT2007-27167*, pp. 219-228.
- [9] V. SriHarsha, S. V. Prabhu, and R. P. Vedula, (2009) "Influence of rib height on the local heat transfer distribution and pressure drop in a square channel with 90° continuous and 60° V-broken ribs," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 11–12, pp. 2444–2459.
- [10] B.V. Ravi, P. Singh, and S.V. Ekkad, (2017), "Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in two-pass ribbed channels," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 112, pp. 31-43.
- [11] K. Takeishi, Y. Oda, H. Kitada, K. Ishida, and T. Hagari, (2013), "Heat transfer coefficient of a rotating flow channel with turbulence promoters measured by using naphthalene sublimation method," *8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics*, Lisbon, Portugal.
- [12] M. Wae-hayee, P. Tekasakul and C. Nuntadusit, (2012), "Influence of nozzle arrangement on flow and heat transfer characteristics for arrays of circular impinging jets," *Songklanakarin Journal of Science and Technology*, Vol. 35, pp. 203-212.
- [13] C. Nuntadusit, I. Piya, M. Wae-hayee, and S. Eiamsa-ard, (2015) "Heat transfer characteristics in a channel fitted with zigzag-cut baffles," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 29, No. 6, pp. 2547-2554.
- [14] F.W. Dittus and L. M. K. Boelter, (1985), "Heat transfer in automobile radiators of the tubular type," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 12, No. 1, pp. 3-22.
- [15] S.J. Kline and F.A., McClintock. (1953) "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, No. 1, pp. 3-8.
- [16] A. Chaube, S. Gupta, and P. Verma, (2014), "Heat transfer and friction factor enhancement in a square channel having integral inclined discrete ribs on two opposite walls," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 28, No. 5, pp. 1927-1937.

Appendix A5**Journal Paper**

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Effect of inclined ribs on heat transfer coefficient in stationary square channel, *Theoretical and Applied Mechanics Letters*, 7(6) (2017) 344–350.



Contents lists available at ScienceDirect

Theoretical & Applied Mechanics Letters

journal homepage: www.elsevier.com/locate/taml

Letter

Effect of inclined ribs on heat transfer coefficient in stationary square channel

Natthaporn Kaewchoothong^a, Kittinan Maliwan^a, Kenichiro Takeishi^b, Chayut Nuntadusit^{a,*}^a Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, HatYai, Songkhla 90110, Thailand^b Department of Systems Control Engineering, Graduate school of Engineering, Tokushima Bunri University, Kagawa 769-2193, Japan

HIGHLIGHTS

- Three types of ribs for inclined ribs, V-shaped ribs and inverted V-shaped ribs were investigated.
- The average Nusselt number for 60° V-shaped ribs was enhanced up to 30% compared to conventional ribs.
- The 60° V-shaped ribs provided the highest Nusselt number covering large area when compared to the other cases.

ARTICLE INFO

Article history:

Received 24 August 2017

Accepted 5 September 2017

Available online 2 December 2017

^{*}This article belongs to the Fluid Mechanics

Keywords:

Inclined ribs

Heat transfer coefficient

Thermal liquid crystal

ABSTRACT

The main objective of this research is to study the effect of rib arrangement on the distributions of the local heat transfer coefficient in a stationary channel. In this study, the ribs with square cross section were used to place on two side walls for study. The rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h) and the rib pitch-to-height (p/e) ratio were fixed at 0.133 and 10, respectively. Three different types of rib arrangement for inclined ribs, V-shaped ribs and inverted V-shaped ribs were investigated. The rib angle of attack (α) was varied from 30° to 90° for inclined ribs and 45° and 60° for both V-shaped and inverted V-shaped ribs, and compared at constant Reynolds number $Re = 30000$. Thermal Liquid Crystal sheet was applied for evaluating the heat transfer distributions. The results showed that the average Nusselt number on surface with rib inclined angle at 60°, 45°, and 60° V-shaped ribs was improved up to about 20%, 25% and 30% higher than case of angle 90° and the rib inclined angle at 60° V-shaped ribs provided the highest Nusselt number covering largest area when compared to the other cases.

© 2017 The Authors. Published by Elsevier Ltd on behalf of The Chinese Society of Theoretical and Applied Mechanics.

This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).

The demand for gas turbine engines with higher thermal efficiency and power output is required to cut fossil fuel consumption and CO₂ emissions. One of the general ways is by increasing the turbine inlet temperature (TIT) which current advanced gas turbines operate at TIT up to about 1700°C. Hence, it need effective cooling technologies to enhance heat transfer distribution with small amount of cooling air, such as rib-roughened passage flow cooling, impingement cooling, film cooling and pin-fin cooling shown in Fig. 1.

Ribs are generally installed on cooling channel for internal cooling of gas turbine blades. Many researchers have studied both flow and heat transfer characteristics for rib attachment for different rib arrangements in different aspect ratio of channel. For

example, Han et al. [1,2] studied the effect of rib inclined angle (α) and rib pitch-to-height (p/e) on the heat transfer coefficient and pressure drop in a rectangular channel with rib attachment on two opposite side walls. They found that the maximum heat transfer distribution and friction factor occur at the pitch-to-height ratio of 10 with rib inclined angle of 60° when compared to the other rib arrangement case. One of the earlier studied on the heat transfer distribution and friction factor for case of rib angle of 90° and 45° V-shaped ribs with a fixed pitch-to-height ratio $p/e = 10$ in a square channel was carried out by Taslim et al. [3]. They explained that the heat transfer enhancement and friction losses with inclined rib at angle 45° and V-shaped ribs larger than case of angle 90° ribs. Lee et al. [4] and Ekkad and Han [5] experimentally studied the heat transfer characteristic in a high aspect ratio ribbed channel with V-shaped and inclined ribs. They found that V-shaped ribs provide higher heat transfer enhancement than the inclined ribs. Furthermore, Rau et al. [6] presented heat transfer distributions

* Corresponding author.

E-mail address: chayut@me.psu.ac.th (C. Nuntadusit).

Nomenclature

AR	Channel aspect ratio (-)
D_h	Hydraulic diameter (m)
f	Friction factor (-)
f_o	Friction factor of a smooth duct (-)
e	Rib height (m)
H	Channel height (m)
h	Heat transfer coefficient ($W/(m^2K)$)
k	Thermal conductivity ($W/(mK)$)
L	Channel length (m)
Nu	Nusselt number (-)
Nu_o	Nusselt number from Dittus-Boelter equation (-)
\bar{Nu}	Average Nusselt number (-)
P	Rib pitch (m)
ΔP	Pressure drop in duct (Pa)
$\dot{q}_{loss,conduction}$	Heat loss from conduction (W/m^2)
$\dot{q}_{loss,input}$	Generated heat flux (W/m^2)
$\dot{q}_{loss,convection}$	Heat loss from convection (W/m^2)
Re	Reynolds number (-)
T_f	Mean temperature of air ($^{\circ}C$)
T_i	Inlet temperature of air ($^{\circ}C$)
T_o	Outlet temperature of air ($^{\circ}C$)
T_w	Wall temperature ($^{\circ}C$)
V	Velocity of air (m/s)
W	Channel width (m)
x, y, z	Spanwise, Vertical, Streamwise directions (-)
Greek symbols	
α	Rib angle of attack ($^{\circ}$)
ν	Kinematic viscosity (m^2/s)
η	Thermal performance (-)
ρ	Density of air (kg/m^3)

inside a square channel with ribbed walls for various pitch-to-height ratios by using liquid crystal technique. They found that the heat transfer enhancement was highest for pitch-to-height ratio from 6 to 12 when compared to all other ratios. Lau et al. [7] experimentally studied the heat transfer coefficient in a square channel with V-shaped ribs at pitch-to-height ratio of 10 using thermocouple technique to measure the wall temperature. They indicated that the heat transfer rate for 60° V-shaped ribs was higher than other rib cases.

Recently, Maurer et al. [8] investigated the heat transfer and pressure drop characteristics of V-shaped and W-shaped ribs for different rib pitch-to-height ratios. They found that the thermal performance of V-shaped ribs was better than M-shaped ribs with a pitch-to-height ratio of 10. SriHarsha et al. [9] experimentally investigated the effect of rib height on the local heat transfer characteristic in a square channel with the angle of 90° ribs and 60° V-shaped ribs by using infrared thermography technique. They observed that the heat transfer enhancement of 60° V-shaped ribs was higher than 90° ribs. In addition, Ravi et al. [10] investigated the effect of inclined angle inside a flow channel with rib inclined angle of 45° , W-shaped ribs, M-shaped ribs and V-shaped ribs, respectively on flow and heat transfer. They reported that the heat transfer distribution on surface with V-shaped ribs was higher than another rib cases.

From the review of obtainable literature on internal flow and heat transfer rate under stationary conditions, it can be noted that the heat transfer characteristics should be investigated more deeply in order to design more effective gas turbine blade cooling. Furthermore, few researchers experimentally studied both flow characteristics and full surface heat transfer rate in the test channel.

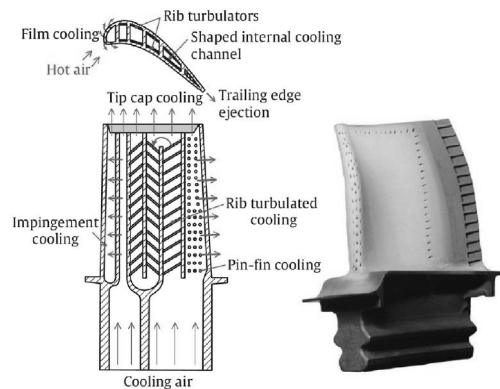


Fig. 1. Complicated cooling technologies inside turbine blade.

Hence, the present study focusses on the detailed examination of the effect of rib-roughened walls on the flow behavior and local heat transfer distributions inside the square passage where the ribs are attached on the two opposite walls. Three different types of rib-roughened walls for inclined ribs, V-shaped ribs and inverted V-shaped ribs are performed to study the heat transfer rate on surface using Thermal Liquid Crystal sheet technique to measure a surface temperature. This technique allows full surface heat transfer coefficient measurements on all the walls. In addition the detailed flow visualizations using the commercial software ANSYS (Fluent) v.15.0 are conducted to explain the heat transfer mechanism on surface which all cases are carried out only under stationary conditions.

A schematic diagram of the experimental setup for heat transfer analysis on ribbed surface is illustrated in Fig. 2(a). The ambient air was introduced to the wind tunnel, passing heater chamber mesh plate and honeycomb, then passing through the test section with rib attachment on two side of the wall channel which this measurement was conducted in open-loop flow with suction mode. During the test, the fresh air that induced air to the wind tunnel was performed under the constant temperature of approximately $25^{\circ}C$ which it was controlled by the temperature controller unit. The internal cross section ($W \times H$) of a flow channel is square of $75 \times 75 \text{ mm}^2$ with aspect ratio $AR = 1.0$, which is according to experimental set-up of Takeishi et al. [11]. The length (L) of the rib-roughened region is about 800 mm ($10.67D_h$) which the ribs were installed on the top and bottom surfaces of the wind tunnel. The temperature distribution on heat transfer surface (top surface of wind tunnel) was measured by using Thermal Liquid Crystal sheet. Two thermocouples (T-type) for temperature measurement to find the properties of fluid were located at the center of wind tunnel before and after a heat transfer surface. Moreover, static pressure taps of 1.0 mm were drilled on the side wall of the wind tunnel to measure the pressure drop due to the ribbed wall. The distance between the two pressure taps is about 600 mm.

The important detail of heat transfer measurement area is shown in Fig. 2(b). The heat transfer measurement surface is made of a stainless-steel foil (SUS304) with a width of 75 mm, a length of 300 mm and a thickness of 0.03 mm which a TLC sheet is placed on the top side of heat transfer surface, and the supplied electrical current to obtain constant heat flux with a power supply via two copper bus bars, which were embedded in acrylic plate to stretch both ends of stainless steel foil plate (see Fig. 2(b)). The color of TLC sheet was recorded with CCD camera which temperature range

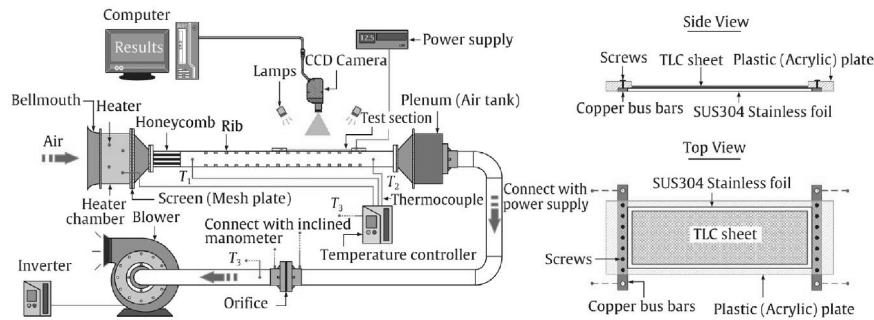


Fig. 2. Experimental setup.

of TLC sheet used to study the color systematically between 30 to 35°C. Before being measured, the TLC sheet for this measurement was calibrated between temperature and color distributions [12]. After that, the image processing was applied for analyzing the temperature distribution on heat transfer surface. The average emissivity of TLC sheet is found to be 0.9. The uncertainty of room temperature measurement is not over than $\pm 0.1^\circ\text{C}$.

In this study, the rib with square cross section are used and made of acrylic. Fig. 3 shows the details of rib arrangement using in this study. The rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h) is equal 0.13. The pitch-to-height ratio (p/e) is fixed at 10. Eight differences of rib inclined angles (α) of 30°, 45°, 60°, 90°, 45° and 60° V-shaped, and inverted V-shaped ribs are investigated.

The fresh air with constant temperature is induced by centrifugal blower via the test section to cooling of the heated surface with the ribbed walls which all experimental measurements were conducted at constant Reynolds number based on free stream velocity at the center of the wind tunnel and hydraulic diameter of the wind tunnel $Re = VD_h/\nu = 30000$. The hydraulic diameter of wind tunnel can be calculated from $D_h = 2WH/(W + H)$ where W and H are the height and the width of wind tunnel. The local heat transfer coefficient on the ribbed walls for heated surface is calculated from the Eq. (1) [13].

$$h = \frac{\dot{q}_{\text{input}} - \dot{q}_{\text{loss,convection}} - \dot{q}_{\text{loss,radiation}} - \dot{q}_{\text{loss,conduction}}}{T_w - T_f}, \quad (1)$$

where \dot{q}_{input} is the uniform heat flux boundary condition supplied by DC power supply unit, which the uniform heat flux on the ribbed surface can be calculated from the electrical current and the voltage per the area of heat transfer wall. $\dot{q}_{\text{loss,convection}}$ and $\dot{q}_{\text{loss,radiation}}$ are the heat losses due to the natural convection heat transfer and the natural radiation from rear side of the heat transfer surface to surroundings. $\dot{q}_{\text{loss,conduction}}$ is the heat loss from the thermal conduction due to the temperature gradient within the TLC sheet and the stainless foil. T_w is the wall temperature on heated surface of TLC sheet and T_f is mean air temperature of fresh air calculated from the Eq. (2).

$$T_f = \frac{T_i + T_o}{2}, \quad (2)$$

where T_i and T_o are the before and after air temperature entrance of the test section.

From Eqs. (1) and (2), the Nusselt number on the ribbed surface can be evaluated from the Eq. (3).

$$Nu = \frac{hD_h}{k}, \quad (3)$$

where k is the thermal conductivity of air.

The normalized Nusselt number can be used the correlation of the standard Dittus and Boelter equation (Nu_o) [14] for fully developed turbulent flow in a smooth duct.

$$Nu_o = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}, \quad (4)$$

where Pr is Prandtl number of air about 0.71, which the thermal properties of air are evaluated at the mean air temperature of the fluid.

The friction losses in the cooling channel is determined by the measuring the pressure drop, ΔP across the test section length, between two points located 0.6 m apart.

$$f = \frac{\Delta P}{4 \left(\frac{L}{D_h} \right) \left(\frac{\rho V^2}{2} \right)}, \quad (5)$$

where L and V are length of the test section and velocity air inlet, ρ is density of air.

The friction factor can be calculated by dividing the friction losses Eq. (5) by the turbulent friction loss in smooth wall as given by Blasius equation (f_o). So, this equation ratio is determined as below.

$$\frac{f}{f_o} = \frac{f}{0.079Re^{-0.25}}. \quad (6)$$

The thermal hydraulic performance factor of ribbed channel can be computed by using the correlation between the normalized heat transfer distribution and pressure losses as follow:

$$\eta = \frac{Nu/Nu_o}{(f/f_o)^{1/3}}. \quad (7)$$

The experimental uncertainty was determined by using the calculated technique suggested by Kline and McClintock [15]. The Nusselt number uncertainty was about 1.42%, and the uncertainty in the calculation of friction factor was 2.41%.

The effects of an artificially rib-roughened duct are studied on heat transfer and friction characteristics of the channel. The values of Nusselt number and friction factor of a smooth duct under each Reynolds number are compared with other researches under similar experimental conditions (see Fig. 4(a) and (b)). The results show that of the values of the comparison between experiment data and other researches of a smooth wall provide approximately 2.5% and 3.2% for Nusselt number and friction factor characteristics respectively which the trend of the two values can be acceptable.

The detailed contours of the normalized Nusselt number (Nu/Nu_o) with Dittus-Boelter correlation for fully developed turbulent flow in a smooth duct are presented in Fig. 5. Here, Nu_o is local Nusselt number for smooth square channel (no rib). Under

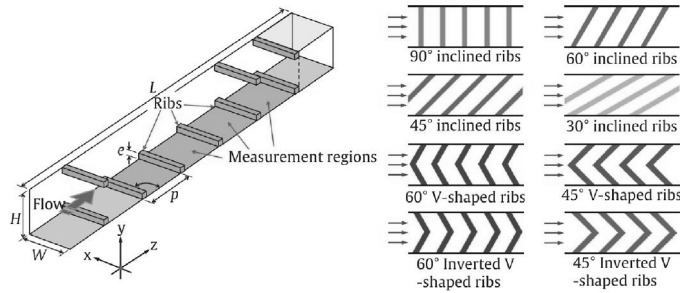


Fig. 3. Types of rib arrangement to measure on heat transfer surface.

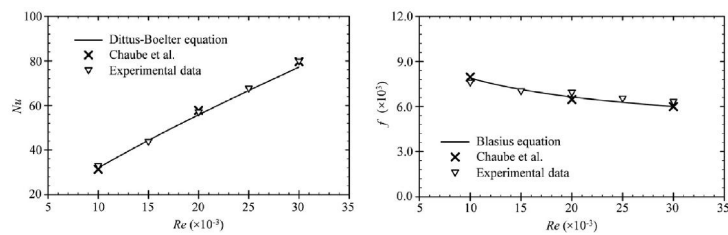


Fig. 4. Validation of heat transfer and pressure drop measurement for flow in smooth duct with Chaube et al. [16].

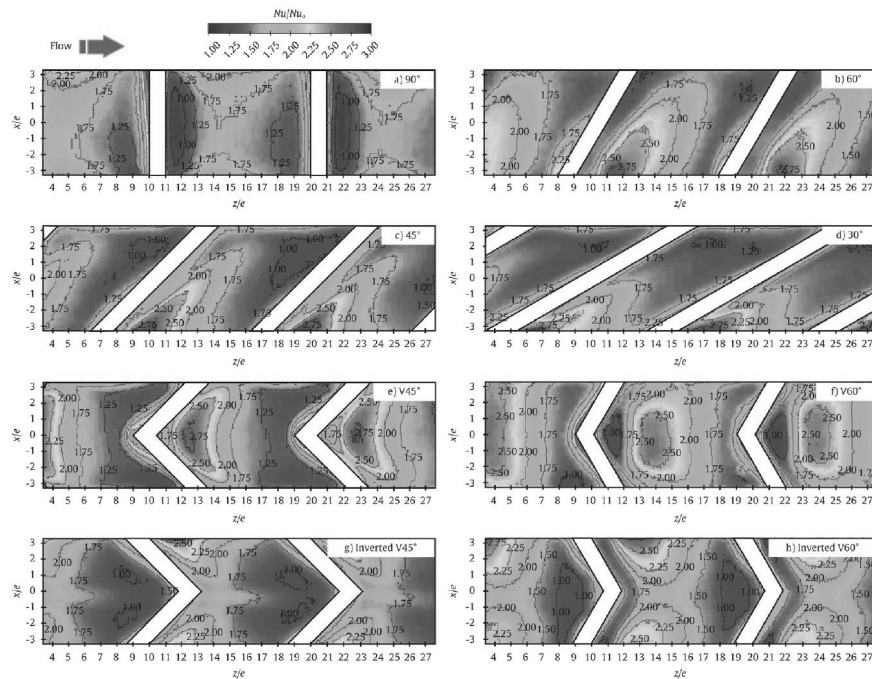


Fig. 5. Comparisons of the Nusselt number distributions on measurement surface with eight differences of ribinclined angles at $p/e = 10$ and $Re = 30000$.

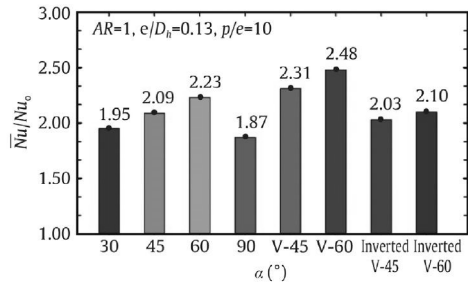


Fig. 6. Comparisons of the Nusselt number distributions on measurement surface with eight differences of ribinclined angles at $p/e = 10$ and $Re = 30000$.

different rib-roughened wall, heat transfer measurements are conducted at pitch-to-height and Reynolds number of 10 and 30000, respectively. For case of rib angle 90° (Fig. 5(a)), it is observed that the heat transfer distribution is high in the middle region between the ribs, and it is very low immediately in front of and behind the ribs. Whereas, the Nusselt number ratios for case of rib inclined angle 60°, 45° and 30° (Fig. 5(b)–(d)) are increasing near the upstream edge of rib due to the secondary flow brings core air to the heat transfer surface and decreases as going to downstream edge of the rib. On the otherhand, the heat transfer coefficient distributions on test surface in the spanwise direction with 45° and 60° V-shaped ribs (Fig. 5(e) and (f)) are significantly much more uniform than other cases except for 60° inclined rib conditions. Because of the symmetric secondary flow induced by the V-shaped ribs. Whereas, the heat transfer enhancement near the upstream and downstream region of ribs decreases in streamwise direction due to the boundary layer development and flow separation. For

case of the inverted 45° and 60° V-shaped ribs (Fig. 5(g) and (h)), the heat transfer distributions on the test surface are slightly high near the downstream edge of behind ribs and very low directly in front of the ribs (Upstream rib). Furthermore, it also is noted that the heat transfer enhancement for case with 60° V-shaped ribs gives higher heat transfer and covers for large area behind the rib when compared with other rib cases.

Figure 6 shows the average Nusselt number distribution (\overline{Nu}/Nu_0) of entire test surface with the rib-roughened wall, which are performed at the same conditions. For cases of the inclined ribs, the results found that the average heat transfer enhancements on test surface for case of 30° and 90° inclined ribs are slightly increased up to about 19.5% and 18.7% respectively when compared with the smooth wall (no rib). While, the average heat transfer coefficients on surface with 45° and 60° inclined ribs are significantly enhanced around 11.8% and 19.3% when compared to the angle of 90° inclined ribs. In the V-shaped rib cases, the average Nusselt number distributions with the angle of 45° and 60° V-shaped ribs can be significantly enhanced approximately 23.5% and 32.6%, respectively when compared to the angle of 90° inclined ribs. Whereas, for cases of the inverted V-shaped ribs, the average heat transfer rates on surface with the angle of 45° and 60° inverted V-shaped ribs are enhanced about 8.6% and 12.3% which provide the heat transfer rate on the test surface lower than the angle of 60° V-shaped ribs in the range of 0.80 to 0.85 times.

The general trends of heat transfer enhancement of the different rib-roughened walls are immediately increased in range of 1.80 to 2.50 times when compared with the smooth wall due to the effect of the secondary flow induced by inclined angle of ribs. Moreover, it also is noted that the rib arrangement for case of 60° V-shaped ribs provides highest average heat transfer coefficient distribution on surface when compared to other cases.

The comparisons of three-dimensional streamlines and cross-wise velocity vector contours inside rib-roughened walls for four different types under the same conditions are illustrated in Fig. 7.

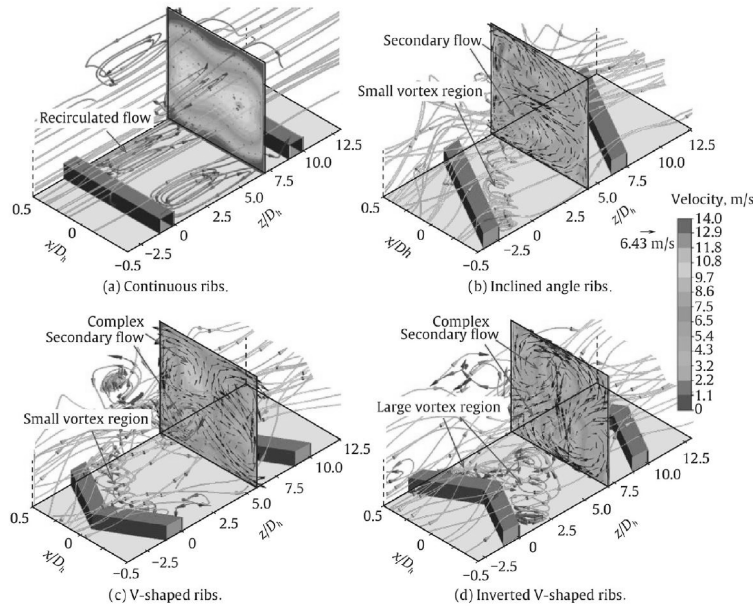


Fig. 7. Schematic of 3-D streamlines and velocity vector contours inside rib-roughened walls of each rib configurations.

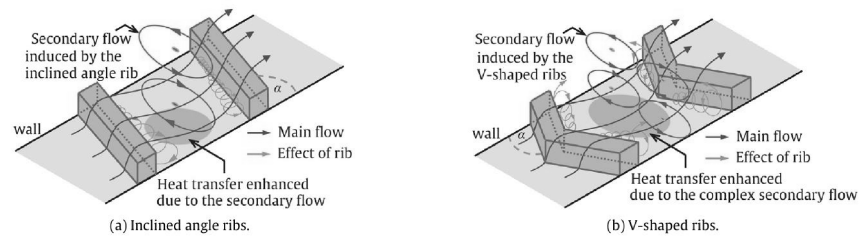


Fig. 8. Conceptual 3-D flow pattern inside rib-roughened walls induced by inclined angle and V-shaped ribs.

For the continuous ribs (Fig. 7(a)), the results show that the velocity streamline structure occurs the separated flow between the ribs and impinges on the wall, which it is induced by the effect of ribs. While, for case of the inclined angle ribs (Fig. 7(b)), it is found that the velocity vector contour within the flow channel appears the strong secondary flow between the ribs and the high recirculation flow impinges on the ribbed test surface near the upstream flow of ribs, which is affected the heat transfer enhancement on a surface. On the other hand, for cases of both V-shaped ribs and inverted V-shaped ribs (Fig. 7(c) and (d)), it is reveal that the inclination of ribs generates the complex secondary flow along the ribs joins the main stream direction to accelerate it which is significantly affected to increase the heat transfer distributions on the rib-roughened walls and also creates the vortex region behind the ribs.

The conceptual details of three-dimensional flow structures for cases of inclined angle ribs and V-shaped ribs within ribroughened walls are depicted in Fig. 8. For the inclined angle ribs (Fig. 8(a)), it is clear that the flow-field structure occurs the two stronger secondary flow between the ribs which induced by the effect of inclined angle ribs, and also provides maximum heat transfer enhancement near the downstream edge (leading edge) of the ribs due to the reattachment flow of main stream to accelerate the small vortex between rib promoters. While, the trailing edge of downstream flow gives minimum heat transfer distribution due to the boundary layer development. In case of V-shaped ribs (Fig. 8(b)), it is found that the inclination of ribs creates the four-secondary flow along the ribs joins the main flow to accelerate it which provides a high heat transfer region at downstream surface and slightly low heat transfer distribution at upstream surface of trailing edge of ribs. Because of the strength of the secondary flow may be not enough to energize the main flow direction through the ribs.

Experimental values of friction factor ratio (f/f_0) due to the effect of the ribbed wall at $p/e = 10$ and $Re = 30000$ are presented in Fig. 9. Here, f_0 is local friction factor due to the smooth duct suggested by Blasius correlation. It is observed that for all the cases studied, the normalized friction factor for case of 30° inclined ribs is slightly augmented around 31.49% when compared to standard friction factor of the smooth wall which it can be affected heat transfer enhancement on test wall (see Fig. 5(d)). Whereas, the friction factor ratio with the angle of 90° inclined ribs is higher approximately 72.47% than the angle of 30° inclined ribs which it provides low heat transfer coefficient (see Fig. 5(a) and (d)) due to the effect of inclined angle of ribs. As shown, the enhancements of friction factor for three different cases of the inclined angle, V-shaped and inverted V-shaped ribs in the range of 3.0 to 8.0, 8.8 to 9.0 and 7.5 to 8.0 times respectively that of a smooth wall (without ribs), and also found that the friction factor characteristics with the angle of 60° V-shaped rib condition can be highest when compared with other rib conditions. In addition, the maximum enhancement on friction factor ratio for case of 60° V-shaped ribs

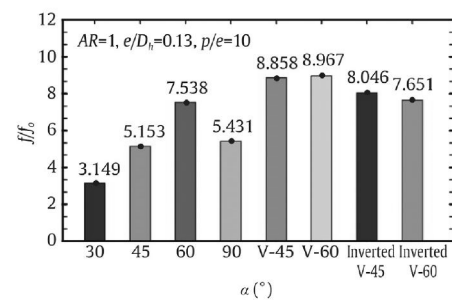


Fig. 9. Comparisons of the normalized friction factor with eight differences of rib-roughened wall at $p/e = 10$ and $Re = 30000$.

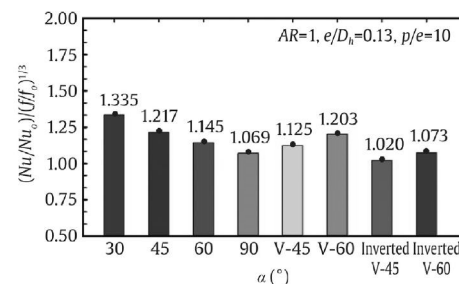


Fig. 10. Comparisons of the thermal hydraulic performance with eight differences of rib-roughened wall at $p/e = 10$ and $Re = 30000$.

is very similar to 45° V-shaped rib case owing to the complicated secondary flow induced by the effect of inclined angle of ribs inside the flow channel.

The overall thermal hydraulic performance (η) of eight different rib-roughened walls within the flow channel is reported in Fig. 10. The result show that the enhancements of thermal performance characteristic for case of 90° inclined and 45° inverted V-shaped ribs give slightly high when compared to the standard smooth wall by using Dittus-Boelter correlation [14]. While, thermal performance of the angle of 30° , 45° and 60° inclined ribs 45° and 60° V-shaped ribs, and 60° inverted V-shaped ribs can be interestingly enhanced about 1.34, 1.22, 1.15, 1.12, 1.20 and 1.10 times, respectively. Furthermore, it is also seen that the trend of thermal performance characteristic for case of 60° V-shaped ribs

provides significantly high thermal hydraulic performance when compared with other ribs except the angle of 30° and 45° inclined ribs which are low about 1.1 and 1.0 times, respectively. Because of the secondary vortex pair induced by the inclined angle of ribs, and high reattachment flow inside a wind tunnel.

In the present study, the detail of local heat transfer coefficient measurement was performed in order to investigate the effect of rib inclined angles on heat transfer characteristics in the wind tunnel. The main results of this research are summarized as follows.

(1) The heat transfer coefficient distributions on the test surface for the angle of 60° inclined ribs, 45° and 60° V-shaped ribs are significantly high about 19.3%, 23.5% and 32.6% respectively when compared with the angle of 90° inclined ribs due to the stronger rotational momentum of the secondary flow which impinges the upstream edge enhances the heat transfer.

(2) The highest average heat transfer distributions on the rib-roughened walls is achieved for the angle of 60° V-shaped ribs when compared with other rib cases due to the complex secondary flow field induced by the inclined angle of ribs.

(3) Thermal hydraulic performance is also evaluated for the considered the effect of inclined angle of ribs. All the rib arrangements studied, the angle of 30°, 45° inclined and 60° V-shaped ribs provide the best thermal performance.

(4) The results which obtained in this study can be applied to design broken ribs for heat transfer enhancement in the future work.

Acknowledgments

This research was financially supported by the Royal Golden Jubilee Ph.D. program from the Thailand Research Fund (TRF) on contract No. PHD/0061/2557.

References

- [1] J.C. Han, J.S. Park, C.K. Lei, Heat transfer enhancement in channels with turbulence promoters, *ASME J. Eng. Gas Turbines Power* 107 (1985) 628–635.
- [2] J.C. Han, L.R. Glicksman, W.M. Rohsenow, An investigation of heat transfer and friction for rib roughened surfaces, *Int. J. Heat Mass Transfer* 21 (8) (1978) 1143–1156.
- [3] M.E. Taslim, T. Li, D.M. Kercher, Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls, *ASME J. Turbomach.* 118 (1996) 20–28.
- [4] E. Lee, L.M. Wright, J.C. Han, Heat transfer in rotating rectangular channels (AR=4:1) with V-shaped and angled rib turbulators with and without gaps, *ASME Paper*, 2003, pp. GT2003-38900.
- [5] S.V. Ekkad, J.C. Han, Detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with rib turbulators, *Internat. J. Heat Mass Transf.* 40 (11) (1997) 2525–2537.
- [6] G. Rau, M. Cakan, D. Moeller, et al., The effect of periodic ribs on the local aerodynamic and heat transfer performance of a straight cooling channel, *ASME J. Turbomach.* 120 (1998) 368–375.
- [7] S.C. Lau, R.T. Kukreja, D.R. McMillin, Effects of V-shaped rib arrays on turbulent heat transfer and friction of fully developed flow in a square channel, *Int. J. Heat Mass Transfer* 34 (7) (1991) 1605–1616.
- [8] M. Maurer, J. von Wolfersdorf, M. Gritsch, An Experimental and Numerical Study of Heat Transfer and Pressure Losses of V- and W- Shaped Ribs at High Reynolds Numbers, *ASME Paper*, 2007, pp. GT2007-27167.
- [9] V. SriHarsha, S.V. Prabhu, R.P. Vedula, Influence of rib height on the local heat transfer distribution and pressure drop in a square channel with 90° continuous and 60° V-broken ribs, *Appl. Therm. Eng.* 29 (2009) 2444–2459.
- [10] B.V. Ravi, P. Singh, S.V. Ekkadsep, Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in two-pass ribbed channels, *Int. J. Therm. Sci.* 112 (2017) 31–43.
- [11] K. Takeishi, Y. Oda, H. Kitada, et al., Heat transfer coefficient of a rotating flow channel with turbulence promoters measured by using naphthalene sublimation method, in: *8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics*, Lisbon, Portugal, 2013.
- [12] M. Wae-hayee, P. Tekasakul, C. Nuntadusit, Influence of nozzle arrangement on flow and heat transfer characteristics for arrays of circular impinging jets, *Songklanakarin J. Sci. Technol.* 35 (2012) 203–212.
- [13] C. Nuntadusit, I. Piya, M. Wae-hayee, et al., Heat transfer characteristics in a channel fitted with zigzag-cut baffles, *J. Mech. Sci. Technol.* 29 (6) (2015) 2547–2554.
- [14] F.W. Dittus, L. M. K. Boelter, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, *Internat. Commun. Heat Mass Transf.* 12 (1) (1985) 3–22.
- [15] S.J. Kline, F.A. McClintock, Describing uncertainties in single-sample experiments, *Mech. Eng.* 75 (1) (1953) 3–8.
- [16] A. Chaube, S. Gupta, P. Verma, Heat transfer and friction factor enhancement in a square channel having integral inclined discrete ribs on two opposite walls, *J. Mech. Sci. Technol.* 28 (5) (2014) 1927–1937.

Appendix B

The publications of the rib turbulators inside the rotating serpentine channel

Appendix B1**Conference Paper (Thai)**

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, M. Wae-hayee, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Simulation of flow and heat transfer in two-pass square channel with rotation. The 29th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT 29). 30 June 11-2 July 2015, 718–726, Nakhon Ratchasima, Thailand.

CST-44

การจำลองการไหลและการถ่ายเทความร้อนในช่องสี่เหลี่ยมสองกลับที่มีการหมุน
Simulation of Flow and Heat Transfer in Two-Pass Square Channel with Rotation

ณัฐพร แก้วชูทอง¹, กิตติพันธ์ มลิวรรณ¹, มั๊กตาร์ เวหะยี¹, เคนิชิโร ทาเคชิ² และ ชยุต นันทฤติ^{1*}

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ อ.หาดใหญ่ จ.สงขลา 90112

² Department of Systems Control Engineering, Faculty of Science and Engineering, Tokushima Bunri University

Sanuki, Kagawa, Japan 769-2193

*E-mail: chayut@me.psu.ac.th

บทคัดย่อ

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยเพื่อศึกษาสมบัติการไหลและการถ่ายเทความร้อนในช่องสี่เหลี่ยมแบบสองกลับที่มีการหมุนเพื่อจำลองการระบายความร้อนในใบพัดแก๊สเทอร์ไบน์ที่มีการหมุน ในการศึกษากำหนดความสูงและความกว้างของช่องสี่เหลี่ยมแบบสองกลับคงที่ 15 mm ความยาวของช่องสี่เหลี่ยมแบบสองกลับ $L=170$ mm และกำหนดค่าตัวเลขการหมุน $R_0=0.0, 0.05, 0.10$ และ 0.24 ตามลำดับ ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ของช่องสี่เหลี่ยมแบบสองกลับกำหนดให้คงที่ $Re=10,000$ ในการศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนของช่องสี่เหลี่ยมแบบสองกลับโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์จำลองการไหล ANSYS Ver. 13.0 (Fluent) ผลการวิจัยพบว่า การไหลอันดับที่สองภายในช่องสี่เหลี่ยมแบบสองกลับที่มีการหมุนถูกสร้างขึ้นโดยแรงโคริโอลิสและแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวหนึ่งกลับด้านท้ายและการกระจายการถ่ายเทความร้อนลดลงบนพื้นผิวหนึ่งกลับด้านยอดและพื้นผิวสองกลับด้านท้าย นอกจากนี้ การกระจายของอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ (Nu/Nu_0) เพิ่มขึ้นหรือลดลงโดยอากาศหล่อเย็นภายใต้เงื่อนไขการหมุน

คำหลัก: ช่องสี่เหลี่ยมแบบสองกลับ, ผลจากการหมุน, การถ่ายเทความร้อน, สมบัติการไหล

Abstract

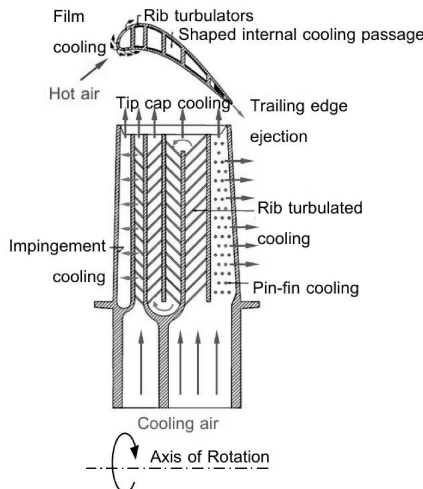
The aim of this research is to study the flow and heat transfer characteristics in two-pass square channel for simulation of cooling in gas turbine blade with rotation. In this study, the height and width of two-pass square channel is fixed at 15 mm, the length of two-pass square channel is 170 mm, and Rotational number was varied at $R_0=0.0, 0.05, 0.10$ and 0.24 , respectively. The Reynolds number of flow in two-pass square channel was fixed at $Re=10,000$. The flow and heat transfer characteristic of two-pass square channel were studied by using commercial program ANSYS Ver.13 (Fluent). The results show that the secondary flow in rotating two-pass square channel generated by the Coriolis and centrifugal buoyancy forces increase the heat transfer coefficient on the first-pass trailing surface and second-pass leading surface, and decrease the heat transfer distributions on first-pass leading surface and second-pass trailing surface. In addition, the distribution of Nusselt number ratio (Nu/Nu_0) was enhanced or reduced by a cooling air under rotating condition.

Keywords: Two-Pass Square Channel, Rotational Effect, Heat Transfer, Flow characteristic

CST-44

1. บทนำ

ปัจจุบันความต้องการทางด้านอุตสาหกรรมสำหรับเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ที่มีประสิทธิภาพสูงเพิ่มมากขึ้น เพื่อให้เกิดการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงที่ลดลง และลดการปล่อยก๊าซเรือนกระจก หนึ่งในวิธีที่มีประสิทธิภาพมากที่สุด ในการปรับปรุงประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกังหันก๊าซ คือการเพิ่มอุณหภูมิทางเข้ากังหัน (Turbine Inlet Temperature: TIT) อย่างไรก็ตาม ไบพัตกังหันแก๊สจะสัมผัสกับกระแสก๊าซที่มีอุณหภูมิสูง และจะต้องอยู่ภายใต้เงื่อนไขความร้อนสูงไปด้วย ดังนั้นเทคโนโลยีการระบายความร้อนจึงมีความซับซ้อนมากขึ้น เช่น การระบายความร้อนผ่านช่องที่คดเคี้ยวด้วยการติดตั้งครีป การไหลปะทะโดยเจ็ท ฟิล์มระบายความร้อน และการใช้ครีปและฟินระบายความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งได้รับการตรวจสอบและนำมาใช้เพื่อให้ไบพัตกังหันแก๊สและพื้นที่ผิวไบพัตด้านล่างมีอุณหภูมิลดลง ซึ่งเป็นสิ่งสำคัญมาก



รูปที่ 1 แสดงรูปแบบของการระบายความร้อนภายในไบพัตเครื่องยนต์กังหันแก๊ส [1]

ภายใต้เงื่อนไขสนามการไหลแบบหมุนซึ่งมีความซับซ้อนมากขึ้น โดยมีงานวิจัยของ Wagner และคณะ [2] ได้ทดลองเกี่ยวกับผลกระทบของแรงโคริโอลิสและแรงลอยตัวต่อสัมประสิทธิ์การกระจายการถ่ายเทความร้อนของช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมแบบหลายกัลบที่หมุนด้วยผนังเรียบพบว่า มีความแตกต่างในการถ่ายเทความร้อนระหว่างสภาพการไหลที่หมุนและไม่หมุนเนื่องจากเกิดการไหลอันดับสองที่เกี่ยวข้องกับแรงโคริโอลิสและแรง

เหวี่ยงหนีศูนย์กลางลอยตัว สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของพื้นผิวด้านความดันหรือผิวด้านท้ายของช่องหนึ่งกัลบสูงขึ้นเมื่อเพิ่มค่าตัวเลขการหมุน (Rotation number, Ro) และอัตราส่วนความหนาแน่นหรือความแตกต่างอุณหภูมิหล่อเย็นถึงผนัง อย่างไรก็ตาม สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของพื้นผิวด้านดูดหรือผิวด้านยอดลดลงเมื่อเพิ่มค่าตัวเลขการหมุน (ค่าตัวเลขการหมุน $Ro=0.24$) แต่อัตราส่วนความหนาแน่นหรือความแตกต่างอุณหภูมิหล่อเย็นถึงผนังเพิ่มขึ้น ในขณะที่สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของพื้นผิวด้านความดันหรือผิวด้านท้ายของช่องสองกัลบพบว่า พื้นผิวด้านดูดหรือผิวด้านยอดสูงและพื้นผิวด้านความดันหรือผิวด้านท้ายต่ำซึ่งจะตรงกันข้ามกับหนึ่งกัลบ นอกจากนี้ ยังมีการศึกษาเกี่ยวกับการจำลองการไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลแบบสองกัลบด้วยโปรแกรมทางพลศาสตร์ของไหลโดย Lin และคณะ [3] ได้ใช้รูปแบบความปั่นป่วนในการจำลองการไหลแบบ SST (Shear-stress transport) ในการศึกษาการถ่ายเทความร้อนในช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมแบบสองกัลบที่หมุน ได้ศึกษาผลกระทบของค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ค่าตัวเลขการหมุนและพารามิเตอร์การลอยตัว Chen และคณะ [4, 5] ได้ใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขคำนวณการไหลแบบ 3 มิติ และการถ่ายเทความร้อนในช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมแบบสองกัลบที่หมุน ($w/h=1$) ด้วยผนังเรียบพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมแบบสองกัลบที่หมุนให้ผลการจำลองที่สอดคล้องกับงานวิจัยของ Wagner และคณะ [2]

ในงานวิจัยนี้จะศึกษากรณีช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมแบบสองกัลบที่หมุนด้วยพื้นผิวเรียบ เพื่อศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวภายในช่องการไหล ในงานวิจัยได้พิจารณาผลของค่าตัวเลขการหมุน (Ro)

2. ทฤษฎี

2.1 การคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล

การจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมแบบสองกัลบที่หมุนซึ่งงานวิจัยนี้อยู่ภายใต้สมมติฐานดังนี้คือ 1. การไหลของอากาศมีสภาวะคงที่ (steady state) 2. อากาศมีความหนืดและความหนาแน่นคงที่ 3. การไหลของอากาศเป็นการไหลแบบปั่นป่วน

CST-44

(turbulent flow) 4. ลักษณะการไหลของอากาศเป็นการไหลแบบ 3 มิติ สมการสำหรับการไหลที่นำมาประยุกต์ใช้ประกอบด้วย สมการความต่อเนื่อง สมการนาเวียร์-สโตกส์ และสมการพลังงาน ในการคำนวณการเคลื่อนที่ของของไหลจะใช้ระเบียบวิธี finite volume ซึ่งรายละเอียดและรูปแบบของแต่ละสมการมีดังนี้

สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation)

$$\nabla(\rho u) = 0 \quad (1)$$

เมื่อ u คือเวกเตอร์ความเร็ว (m/s) และ ρ คือความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)

สมการนาเวียร์-สโตกส์ (Navier-Stokes Equation)

$$\rho \left(\frac{\partial V}{\partial t} + (V \cdot \nabla) V \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 u + f \quad (2)$$

เมื่อ p คือความดันสถิต (Pa), f คือแรงโน้มถ่วงที่กระทำกับมวลของไหลต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร ($\text{kg} \cdot [\text{m/s}^2]/\text{m}^3$) และ μ คือค่าความหนืด ($\text{kg/m} \cdot \text{s}$)

สมการพลังงาน (Energy Equation)

$$\rho C_p \cdot \nabla(Tu) = k \nabla^2 T - p \nabla u + \dot{q} \quad (3)$$

เมื่อ \dot{q} คืออัตราการกำเนิดพลังงานต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร (kW/m^3), k คือสัมประสิทธิ์การนำความร้อน ($\text{W/m} \cdot \text{K}$), C_p คือความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ ($\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$) และ T คือ อุณหภูมิของอากาศ (K)

ในการไหลแบบปั่นป่วนของการจำลองลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมแบบสองกลีบที่หมุนได้เลือกใช้แบบจำลอง SST $k-\omega$ [6] โดยมีรูปแบบสมการดังนี้

สมการพลังงานความปั่นป่วน (Turbulence kinetic energy, k)

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_j k)}{\partial x_j} = \tau_w \frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} - \beta^* k \rho \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4)$$

อัตราการสลายตัวเฉพาะ (Specific dissipation rate, ω)

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\alpha}{v_t} \tau_w \frac{\partial \bar{V}_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right]$$

$$+ 2\rho(1-F_1)\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (5)$$

สมการ Blending function, F_1

$$F_1 = \tanh \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \quad (6)$$

เมื่อ

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (7)$$

สมการความหนืดแบบปั่นป่วน (Turbulent viscosity)

$$\mu_t = \min \left(\frac{\rho k}{\omega}, \frac{a_1 \rho k}{SF_2} \right); a_1 = 0.31 \quad (8)$$

สมการ Blending function, F_2

$$F_2 = \tanh \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \quad (9)$$

สำหรับ Blending function, F_1 มีค่าเท่ากับ 1 ที่ขอบชั้นขีตผิวและมีค่าเข้าสู่ 0 เมื่อห่างออกจากขอบของชั้นขีตผิว (Free stream)

สัมประสิทธิ์ของแบบจำลองด้านในชั้นขีตผิว

$$\sigma_k = 1.176, \sigma_\omega = 2, \alpha = 0.5532, \beta = 0.075 \text{ และ } \beta^* = 0.09$$

สัมประสิทธิ์ของแบบจำลองด้านนอกชั้นขีตผิว

$$\sigma_k = 1, \sigma_{\omega 2} = 1.168, \alpha = 0.4403, \beta = 0.0828 \text{ และ } \beta^* = 0.09$$

2.2 สมการการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว

การศึกษาการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมแบบสองกลีบที่หมุนด้วยวิธีการจำลองทางคณิตศาสตร์ประกอบด้วย

สมการเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ (Reynolds number)

$$Re = \frac{V_b D_h}{\nu} \quad (10)$$

เมื่อ V_b คือความเร็วขาเข้าท่อ (m/s), D_h คือเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อหน้าตัดสี่เหลี่ยม (m) และ ν คือความหนืดของอากาศ (m^2/s)

สมการนัสเซลต์นัมเบอร์ (Nusselt number)

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (11)$$

CST-44

เมื่อ h คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ($W/m^2 \cdot K$) และ k คือสัมประสิทธิ์การนำความร้อน ($W/m \cdot K$)

สมการนัสเซลต์นัมเบอร์สำหรับท่อผิวเรียบจากความสัมพัทธ์ของ Dittus และ Boelter [7] กรณีการไหลแบบปั่นป่วนอย่างเต็มที่และไม่มีการหมุน

$$Nu_o = 0.023Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (12)$$

เมื่อ Re คือค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์

สมการตัวเลขการหมุน (Rotation number, Ro)

$$Ro = \frac{\omega D_h}{V_b} \quad (13)$$

เมื่อ ω คือความเร็วรอบในการหมุน (rad/s)

สมการอัตราส่วนความหนาแน่นของการหล่อเย็นผนังจากความสัมพัทธ์ของ Gudez [8]

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \left(\frac{\rho_b - \rho_w}{\rho_b} \right) = \left(\frac{T_w - T_b}{T_w} \right) \quad (14)$$

เมื่อ ρ_b คือความหนาแน่นหล่อเย็นผนังของการไหลเข้า (kg/m^3), ρ_w คือความหนาแน่นหล่อเย็นผนังที่พื้นผิวของช่องการไหล (kg/m^3), T_w คืออุณหภูมิของผนัง (K) และ T_b คืออุณหภูมิทางเข้าของช่องการไหล (K)

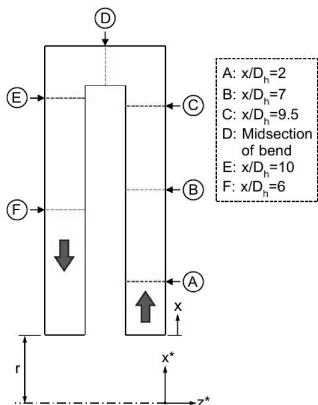
3. วิธีการดำเนินการวิจัย

3.1 รูปแบบและตัวแปรที่ใช้ในการจำลอง

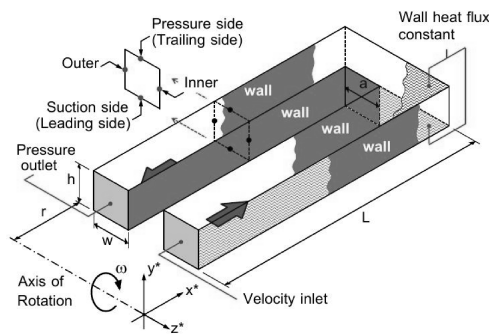
รูปที่ 2 แสดงรูปแบบของช่องการไหลแบบสองก้นหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่หมุนแบบ 3 มิติ ในการจำลองกำหนดช่องการไหลแบบสองก้นมีหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่อัตราส่วนระหว่างความสูงและความกว้าง $w/h=1$ (เท่ากับ 15×15

mm^2) โดยมีความยาว $L/D_h = 11.333$ (170 mm) และส่วนก้นยาว $a/D_h = 1$ (15 mm) มีรัศมีการหมุนของช่องการไหลแบบสองก้นหน้าตัดสี่เหลี่ยม $r/D_h = 33.333$ (500 mm) ซึ่งการจำลองกำหนดให้พื้นผิวด้านดูด (Suction side) และด้านความดัน (Pressure side) มีฟลักซ์ความร้อนคงที่ ค่าอัตราส่วนความหนาแน่นของการหล่อเย็นผนังคงที่ $\Delta p/\rho = 0.13$ และกำหนดค่าตัวเลขการหมุน $Ro = 0.00, 0.05, 0.10$ และ 0.24 ตามลำดับ [9] ใช้อากาศที่อุณหภูมิห้องไหลปะทะหรือเกาะติดพื้นผิวเพื่อระบายความร้อน ในการจำลองกำหนดให้อากาศไหลเข้าช่องการไหลแบบสองก้นหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่ค่าเรย์โนลด์คงที่ $Re = 10,000$ (ใช้ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางไฮโดรลิกของหน้าตัดสี่เหลี่ยม) นอกจากนี้ได้ทำการจำลองรูปแบบของช่องการไหลแบบสองก้นหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่หมุนเพื่อทำการเปรียบเทียบผลรูปแบบของช่องการไหลแบบสองก้นหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่ไม่หมุน สำหรับจุดกำเนิดของพิกัดฉากเริ่มต้นจากปากทางเข้าของช่องการไหลทางเป็นระยะ r ซึ่งแกน Z^* อยู่ในแนวตั้งฉากกับการไหล (แกนอ้างอิงการหมุน) แกน X^* และ Y^* ตั้งฉากกับแกน Z^* ในแนวนอน และแนวตั้งตามลำดับ

ในการศึกษาลักษณะการไหลของช่องการไหลแบบสองก้นหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่หมุน ได้ใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์จำลองการไหล (ANSYS Ver.13.0, Fluent) โมเดลของการไหลแบบปั่นป่วนได้ใช้ SST k- ω และใช้วิธีการคำนวณแบบ SIMPLE สำหรับค่าความผิดพลาดของการคำนวณครั้งสุดท้ายได้กำหนดให้มีค่าต่ำกว่า 1×10^{-4} [10]



ก) บริเวณที่ศึกษา



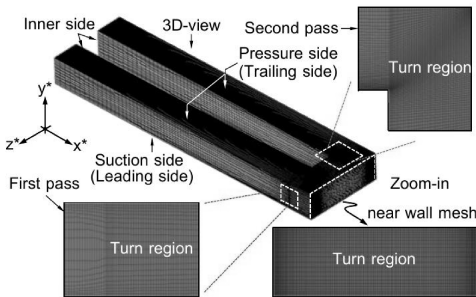
ข) รูปแบบจำลองการไหล

รูปที่ 2 แสดงรูปแบบของช่องการไหลแบบสองก้นหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่หมุนแบบ 3 มิติ

CST-44

3.2 ลักษณะกริดของรูปแบบจำลองการไหล

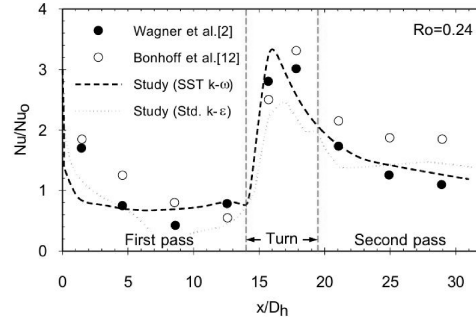
กริด (Mesh) ที่ใช้ในแบบจำลองจะมีลักษณะเป็นลูกบาศก์สี่เหลี่ยมผืนผ้า ลักษณะกริดของแบบจำลองช่องทางการไหลแบบสองก้นหน้าตัดสี่เหลี่ยม ดังแสดงในรูปที่ 3 โดยบริเวณตรงส่วนโค้ง 180° ของช่องทางการไหลแบบสองก้นและชั้นขีดผนังทั้งด้านความดันหรือด้านท้ายและด้านดูดหรือด้านยอดจะมีความละเอียดสูง ซึ่งบริเวณดังกล่าวต้องการความละเอียดในการคำนวณสูง [4, 11] บริเวณชั้นขีดผนังทั้งด้านนอกและด้านในมีลักษณะกริดเป็นชั้นๆ ซึ่งมีความละเอียดค่อนข้างสูงใกล้บริเวณส่วนโค้ง 180° และความละเอียดจะลดลงเมื่อห่างจากบริเวณส่วนโค้ง 180°



รูปที่ 3 แสดงลักษณะกริดของช่องทางการไหลแบบสองก้นหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่หมุนแบบ 3 มิติ

4. ผลการจำลอง

รูปที่ 4 แสดงการเปรียบเทียบของการคำนวณอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์บนพื้นผิวด้านยอดกับงานวิจัยอื่นๆ ที่เงื่อนไข $Ro=0.24$ เรย์โนลด์นัมเบอร์ $Re=25,000$ ซึ่งอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ (Nu/Nu_0) ใกล้เคียงกับงานวิจัยอื่นๆ โดยภาพรวมพบว่า บริเวณด้านหนึ่งกลับให้ค่าการกระจายของอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ต่ำกว่าบริเวณด้านสองก้น ในขณะที่บริเวณส่วนโค้ง 180° เพิ่มขึ้นเนื่องจากผลของการหมุน แรงโคริโอลิส และแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางด้วย [2, 9] ทำให้เกิดการไหลอันดับที่สอง (Secondary flow) ภายในช่องทางการไหลส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น นอกจากนี้ ยังพบว่าโมเดลการจำลองความปั่นป่วนแบบ SST k- ω ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกับงานวิจัยของ Wagner และคณะ [2] มากกว่าโมเดลการจำลองความปั่นป่วนแบบ Standard. k- ϵ

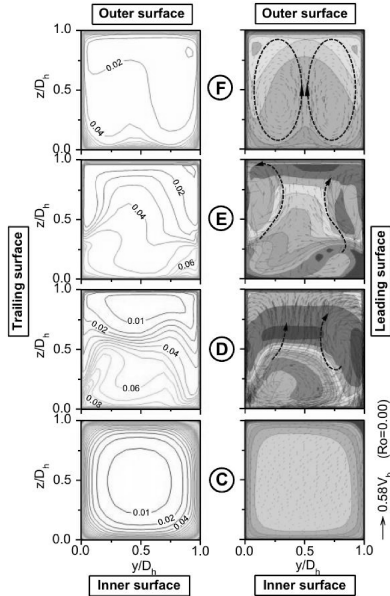


รูปที่ 4 แสดงการเปรียบเทียบของการคำนวณอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์บนพื้นผิวด้านยอดกับงานวิจัยอื่นๆ

รูปที่ 5 แสดงอัตราส่วนของการกระจายอุณหภูมิแต่ละตำแหน่งที่ศึกษา (รูปที่ 5 (ซ้าย)) และการกระจายเวกเตอร์ความเร็วของการไหลอันดับที่สอง (รูปที่ 5 (ขวา)) สำหรับกรณีที่ไม่หมุน จากการจำลองพบว่า อัตราส่วนของอุณหภูมิก่อนถึงส่วนโค้ง 180° (Upstream) ของเหลวเย็นอยู่ตรงบริเวณมุมของช่องทางการไหล (รูปที่ 5 (ซ้าย, C)) ในขณะที่บริเวณหลังส่วนโค้ง 180° ของเหลวเย็นถูกผลักดันไปสู่พื้นผิวด้านนอก (Outer surface) เนื่องจากแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางถูกเหนี่ยวนำโดยโค้งบริเวณส่วนกลับนี้ นำไปสู่ความลาดชันของอุณหภูมิหรือความแตกต่างของอุณหภูมิที่สูงและด้วยเหตุนี้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงบนผนังด้านนอกหลังบริเวณส่วนโค้ง 180° ดังแสดงในรูปที่ 5(D-F)

สำหรับการกระจายของเวกเตอร์ความเร็วของการไหลอันดับที่สอง (รูปที่ 5(ขวา)) พบว่า เกิดการกระจายของเวกเตอร์ความเร็วอย่างสม่ำเสมอขึ้นบริเวณตรงกลางท่อและต่ำบริเวณมุมของช่องทางการไหลในด้านหนึ่งกลับ (First pass) หรือก่อนการไหลถึงส่วนกลับ ดังแสดงในรูปที่ 5(ขวา, C) ในขณะที่บริเวณส่วนกลับ 180° (รูปที่ 5(ขวา, D)) พบว่า เกิดความดันลบบริเวณพื้นผิวด้านในและความดันสูงขึ้นบริเวณพื้นผิวด้านนอกส่งผลทำให้เกิดการไหลแยกตัวของของไหลและเกิดการหมุนวนซึ่งเกิดการพาการไหลของของไหลจากบริเวณมุมช่องทางการไหลไปยังพื้นผิวด้านนอก นอกจากนี้ การไหลอันดับที่สองนี้จะเริ่มลดลงในบริเวณด้านสองก้น (Second pass) หรือการไหลผ่านส่วนกลับไปแล้ว (Downstream) ดังแสดงในรูปที่ 5(ขวา, E และ F) และหายไปเกือบหมดที่บริเวณปลายของด้านสองก้น

CST-44

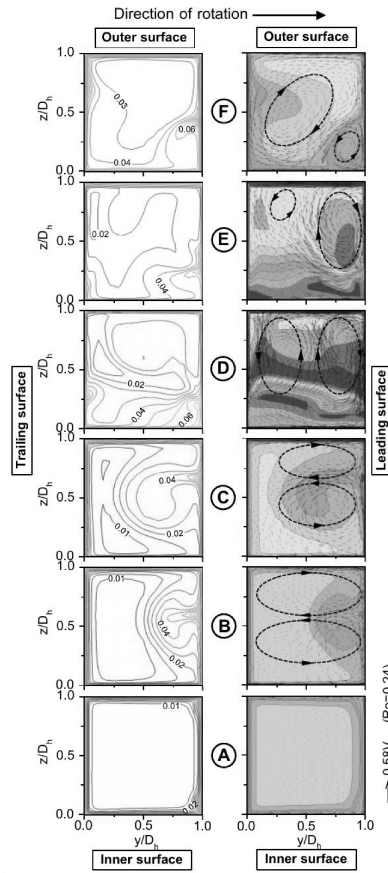


รูปที่ 5 แสดงอัตราส่วนอุณหภูมิ ($\theta = (T - T_b) / (T_w - T_b)$) และการไหลอันดับที่สองสำหรับช่องการไหลที่ไม่หมุน

รูปที่ 6 แสดงการกระจายของอุณหภูมิ (รูปที่ 6(ซ้าย)) ที่ตัวเลขการหมุน $Ro=0.24$ ของระนาบหน้าตัดที่ระยะ $x/D_h=2, 7$ และ 9.5 (ตำแหน่ง A, B และ C) ในด้านหนึ่งกลับ ตำแหน่ง D ในบริเวณส่วนโค้ง 180° และที่ระยะ $x/D_h=10$ และ 6 (ตำแหน่ง E และ F) ในด้านสองกลับ และการกระจายเวกเตอร์ความเร็วของการไหลอันดับที่สอง (รูปที่ 6(ขวา)) จากการจำลองพบว่า เกิดการกระจายของอัตราส่วนอุณหภูมิอย่างสม่ำเสมอบริเวณตำแหน่ง A (รูปที่ 6(ซ้าย)) และอัตราส่วนของอุณหภูมิเริ่มเอียงไปทางด้านท้ายมากขึ้นที่ตำแหน่ง B และ C ซึ่งเป็นผลมาจากการหมุนของท่อ ในขณะที่บริเวณส่วนกลับ 180° และหลังส่วนโค้ง (รูปที่ 6(ซ้าย, D, E และ F)) ของเหลวเย็นถูกผลักดันไปสู่พื้นผิวด้านนอกมากขึ้นเนื่องจากแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางลอยตัวซึ่งถูกเหนี่ยวมาโดยโค้งบริเวณส่วนกลับ

สำหรับการกระจายของเวกเตอร์ความเร็วของการไหลอันดับที่สองที่ตัวเลขการหมุน $Ro=0.24$ (รูปที่ 6(ขวา)) พบว่า เกิดการกระจายของเวกเตอร์ความเร็วอย่างสม่ำเสมอขึ้นบริเวณตรงกลางท่อเอียงไปทางด้านท้ายและต่ำบริเวณมุมของช่องการไหลในด้านหนึ่งกลับแสดงในรูปที่ 6(ขวา, A) ในขณะที่บริเวณก่อนถึงส่วนกลับ 180° (รูปที่ 6(ขวา, B และ C)) พบว่า เริ่มเกิดการไหลอันดับที่สอง

เนื่องจากผลแรงโคริโอลิสและแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางตัวจากการหมุน สำหรับบริเวณส่วนกลับ ดังแสดงในรูปที่ 6(ขวา, D) เกิดการไหลแยกตัวและเกิดการไหลหมุนวนเปลี่ยนทิศทางใกล้บริเวณพื้นผิวนอกมากขึ้น ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น ในขณะที่บริเวณหลังส่วนโค้ง 180° (รูปที่ 6(ขวา, E และ F)) พบว่า การไหลอันดับที่สองเริ่มลดลงเมื่อระยะท่อ (x/D_h) เพิ่มขึ้น



รูปที่ 6 แสดงอัตราส่วนอุณหภูมิ ($\theta = (T - T_b) / (T_w - T_b)$) และการไหลอันดับที่สองสำหรับช่องการไหลที่หมุน

รูปที่ 7 แสดงอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ (Nu/Nu_0) บนผนังด้านท้ายและผนังด้านยอดที่เงื่อนไขตัวเลขการหมุนต่างกันในกรณีที่มีการหมุนและไม่หมุนของท่อ พบว่า สำหรับกรณีที่ไม่มีการหมุนของท่อในด้านหนึ่งกลับการถ่ายเทความร้อนสูงบริเวณใกล้ปากทางเข้าท่อเนื่องจากชั้นขอบเขตความร้อนบางกว่าและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดลงเมื่อการไหลพัฒนาอย่างเต็มที่ ในขณะที่

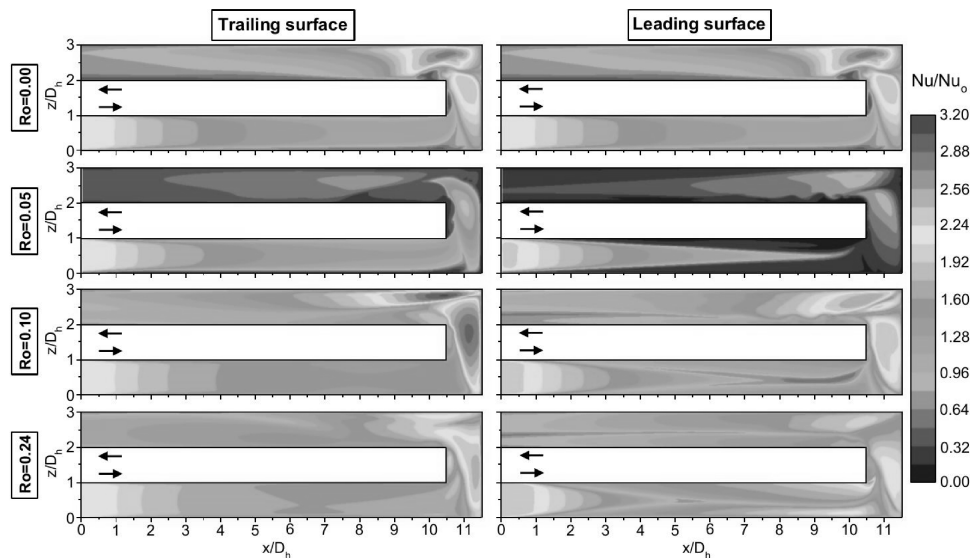
CST-44

การถ่ายเทความร้อนในบริเวณส่วนโค้ง 180° และพื้นผิวนอกของด้านสองกลับสูงเนื่องจากการไหลอันดับที่สองถูกเหนี่ยวนำโดยผลต่างความดันที่สูงบริเวณส่วนโค้ง 180°

สำหรับกรณีที่มีการหมุนของท่อของเงื่อนไขตัวเลขการหมุน $Ro=0.05$ พบว่า การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณพื้นผิวด้านยอดสูงใกล้บริเวณปากทางเข้าของท่อและลดลงเมื่อระยะ x/D_h เพิ่มขึ้นในด้านหนึ่งกลับและเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญบริเวณพื้นผิวด้านนอกของส่วนโค้ง 180° และบริเวณสองกลับของท่อ ในขณะที่บริเวณพื้นผิวด้านท้ายพบว่า การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นอย่างรุนแรงในทิศทางตามแนวกระแสการไหลและสูงสุดบริเวณส่วนโค้ง

180° นอกจากนี้ ยังพบว่า บริเวณด้านสองกลับการถ่ายเทความร้อนลดลงตามความยาวของท่อ

สำหรับกรณีที่มีการหมุนของท่อของเงื่อนไขตัวเลขการหมุน $Ro=0.10$ และ 0.24 พบว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในบริเวณด้านหนึ่งกลับของพื้นผิวด้านท้ายจะสูงกว่าพื้นผิวด้านยอด ในขณะที่การถ่ายเทความร้อนบริเวณด้านสองกลับของพื้นผิวด้านยอดต่ำกว่าพื้นผิวด้านท้าย อย่างไรก็ตาม การถ่ายเทความร้อนทั้งบริเวณพื้นผิวด้านยอดและด้านท้ายสูงและจะเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญในบริเวณส่วนโค้ง 180° ซึ่งเป็นผลมาจากแรงโคริโอลิสและแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางโดยการหมุน

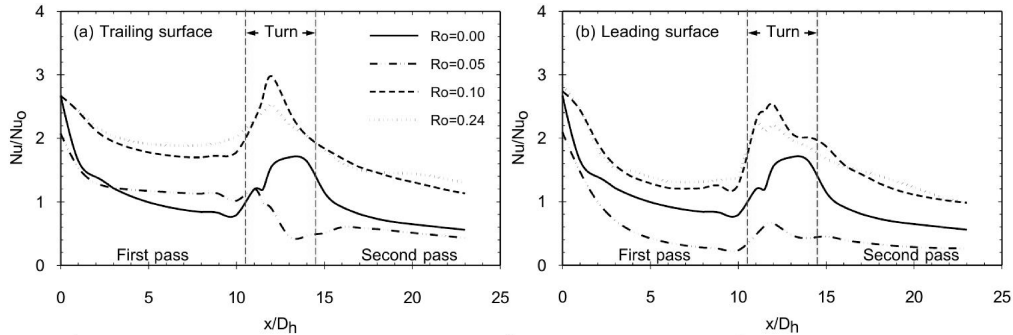


รูปที่ 7 แสดงอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ (Nu/Nu_0) ของพื้นผิวด้านท้าย (Trailing surface) และด้านยอด (Leading surface) ที่ $Re=10,000$

รูปที่ 8 แสดงอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ของพื้นผิวด้านท้ายและด้านยอด โดยภาพรวมพบว่า กรณีที่มีการหมุนของท่อบริเวณพื้นผิวหนึ่งกลับด้านท้าย (รูปที่ 8(a)) อัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์สูงกว่าบริเวณสองกลับเนื่องจากแรงโคริโอลิสและการหล่อเย็นของของไหลทำให้ชั้นขอบเขตร้อนที่พื้นผิวด้านท้ายบางส่งผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น ในขณะที่กรณีไม่มีการหมุนของท่ออัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์บริเวณหนึ่งกลับและสองกลับมีค่าใกล้เคียงกัน นอกจากนี้ ยังพบว่า การเพิ่มตัวเลขการหมุน (Ro) ทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

ผลจากแรงโคริโอลิสและแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางโดยการหมุน สำหรับบริเวณพื้นผิวหนึ่งกลับด้านยอด (รูปที่ 8(b)) พบว่า อัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ต่ำกว่าบริเวณสองกลับเนื่องจากผลของแรงโคริโอลิสและการหล่อเย็นของของไหลทำให้ชั้นขอบเขตร้อนหนึ่งกลับด้านยอดหนากว่าพื้นผิวสองกลับด้านยอด อย่างไรก็ตาม สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบริเวณพื้นผิวด้านท้าย ดังแสดงในรูปที่ 8(a) สูงกว่าบริเวณพื้นผิวด้านยอดเนื่องจากผลของแรงโคริโอลิสและแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางโดยจากการหมุนโดยของเหลวเย็นไหลเกาะติดผนังด้านท้ายมากกว่าด้านยอด

CST-44

รูปที่ 8 แสดงอัตราส่วนสเกลด์นัมเบอร์ (Nu/Nu_0) ของพื้นผิวด้านท้ายและด้านยอดที่ $Re=10,000$, $\Delta p/\rho=0.13$

5. สรุปผลการจำลอง

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยเพื่อศึกษาสมบัติการไหลและการถ่ายเทความร้อนในช่องสี่เหลี่ยมแบบสองกลับที่มีการหมุนของท่อด้วยวิธีการทางพลศาสตร์ของไหล จากการศึกษาพบว่า

1. กรณีช่องการไหลไม่มีการหมุน เกิดการไหลที่สมมาตรบริเวณด้านหนึ่งกลับและจะเกิดการไหลแยกตัวทั้งบริเวณส่วนโค้ง 180° และบริเวณสองกลับ ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนสูง นอกจากนี้ ลักษณะการถ่ายเทความร้อนส่วนใหญ่จะเกิดขึ้นบริเวณส่วนโค้ง 180° และบริเวณด้านสองกลับซึ่งทั้งพื้นผิวด้านยอดหรือด้านคูดและด้านท้ายหรือด้านความดันสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน

2. กรณีช่องการไหลที่มีการหมุน เกิดการไหลอันดับที่สองขึ้นตั้งแต่ด้านหนึ่งกลับเนื่องจากแรงโคริโอลิสและแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางลอยตัวจากการหมุนส่งผลให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงทั้งพื้นผิวด้านหนึ่งกลับและสองกลับ นอกจากนี้ สัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนขึ้นยังอยู่กับตัวเลขของการหมุน (Rotation number)

3. ลักษณะการถ่ายเทความร้อนของกรณีที่มีการหมุนของท่อที่พื้นผิวด้านท้ายจะสูงกว่าพื้นผิวด้านยอดทุกเงื่อนไขของตัวเลขการหมุน ($Ro=0.05$, 0.10 และ 0.24) เนื่องจากผลของแรงโคริโอลิสจากการหมุนและมีชั้นขอบเขตร้อนที่บางกว่าทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

6. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจากภาควิชาสถานวิจัยเทคโนโลยีพลังงานและวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Han, J.C., (2004), Recent studies in turbine blade cooling. *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 10(6), pp. 443-457.
- [2] Wagner, J.H., Johnson, B.V. and Kopper, F.C. (1991). Heat transfer in rotating serpentine passage with smooth walls, *ASME Journal of Turbomachinery*, vol. 113(3), pp. 321-330.
- [3] Lin, Y.L., Shih, T.I.P., Stephens, M.A. and Chyu, M.K. (2001). A numerical study of flow and heat transfer in a smooth and ribbed U-duct with and without rotation, *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 123, pp. 219-232.
- [4] Chen, H.C., Jang, Y.J. and Han, J.C. (2000). Computation of heat transfer in rotating two-pass square channels by a second moment closure model, *International journal of heat and mass transfer*, vol.43(9), pp. 1603-1616.
- [5] Chen, H.C., Jang, Y.J. and Han, J.C. (2000). Near-wall second moment closure for rotating multi-pass square channels, *Journal of thermophysics and heat transfer*, vol.14 (2), pp. 201-209.
- [6] Menter, F.R. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *The American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, vol. 32(8), pp.269-289.

CST-44

- [7] Dittus, P.W. and Boelter, L.M.K., (1985). Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 12, pp. 3–22.
- [8] Guidez, J. (1988). Study of the convective heat transfer in rotating coolant channel, *ASME Paper 88-Gas Turbine-33*, Amsterdam, Netherlands, June.
- [9] Takeishi, K., Oda, Y., Kitada, H., Ishida, K. and Hagari, T. (2013). Heat transfer coefficient of a rotating flow channel with turbulence promoters measured by using naphthalene sublimation method, *8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics*, Lisbon, Portugal
- [10] Heo, M.W., Lee, K.D. and Kim, K.Y., (2011). Optimization of an inclined elliptic impinging jet with cross flow for enhancing heat transfer, *Heat and Mass Transfer*, vol. 47(6), pp. 731-742.
- [11] Stephens, M.A. and Shih, T.I.P. (1999). Flow and heat transfer in a smooth U-duct with and without rotation, *Journal of Propulsion and Power*, vol. 15(2), pp. 272-279.
- [12] Bonhoff, B., Tomm, U., Johnson, B.V. and Jennions, I. (1997). Heat transfer predictions for rotating U-shaped coolant channels with skewed ribs and with smooth walls, *ASME Paper 97-Gas Turbine-162*.

Appendix B2**Conference Paper (Thai)**

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, M. Wae-hayee, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Flow and heat transfer characteristics in a rotating square channel with 90° ribs. The 30th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT 30). 5-8 July 2016, 897–904, Songkhla, Thailand.

TSF0002

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา

การไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนในช่องสี่เหลี่ยมที่หมุนด้วยครีบบน 90 องศา
Flow and Heat Transfer Characteristics in a Rotating Square Channel
with 90° Ribs

ณัฐพรแก้วชูทอง¹, กิตตินันท์มลิวรรณ¹, ทาเคชิเคนิชิโร² และ ชยุดันันท์คุสติ^{1*}

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ วิทยาเขตหาดใหญ่, สงขลา 90112

² Department of Systems Control Engineering, Faculty of Science and Engineering, Tokushima Bunri University
Sanuki, Kagawa, Japan 769-2193

*E-mail: chayut@me.psu.ac.th, Tel: 0-7428-7035, Fax: 0-7455-8830

บทคัดย่อ

วัตถุประสงค์หลักของงานวิจัยเพื่อตรวจสอบการไหลและสัมประสิทธิ์การกระจายการถ่ายเทความร้อนในช่องสี่เหลี่ยมที่หมุนด้วยครีบบน 90 องศาในการศึกษากำหนดอัตราส่วนระหว่างความสูงครีบบนต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหล (e/D_h) อัตราส่วนระหว่างครีบบน (p/e) และอัตราส่วนความยาวต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหล (L/D_h) เท่ากับ 0.133, 10 และ 15.33 ตามลำดับสำหรับการทดลองกำหนดค่าเรย์โนลด์คังที่ $Re = 10,000$ และตัวเลขการหมุน $Ro = 0.1$ รายละเอียดของค่าสัมประสิทธิ์เฉลี่ยโดยใช้วิธีการระเหิดของลูกเหม็นซึ่งเป็นพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อนและมวลนอกจากนี้การศึกษาการไหลของช่องที่หมุนโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์จำลองการไหล ANSYS Ver.15 (Fluent) ผลการวิจัยพบว่าค่าอัตราส่วนนัสเซลต์ (Nu/Nu_o) ในด้านสองกลับสูงกว่าค่าอัตราส่วนนัสเซลต์ในด้านหนึ่งกลับเนื่องจากผลจากการหมุนและอิทธิพลของแรงโคริโอลิสซึ่งให้ค่าสัมประสิทธิ์สูงบริเวณกลางระหว่างครีบบนทั้งสองแล้วลดลงอย่างทันทีทันใดบริเวณก่อนและหลังครีบบน

คำหลัก: การถ่ายเทความร้อน, ช่องการไหลที่หมุน, วิธีการระเหิดของลูกเหม็น, สมบัติการไหล

Abstract

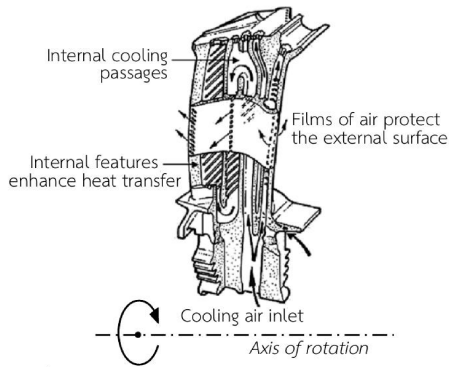
The main objective of this research is to investigate the flow and heat transfer efficient distribution in rotating square channel with 90° parallel ribs. In this present, the rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h), the rib pitch-to-height (p/e) ratio and the channel length-to-hydraulic diameter ratio (L/D_h) of the rotating square channel are fixed at 0.133, 10 and 170 mm, respectively. This experiment is carried out with Reynolds number (Re) of 10,000 and Rotation number (Ro) of 0.1. The descriptions of mean local Nusselt number profile are measured using a naphthalene sublimation method based on heat and mass transfer analogy. In addition, the flow visualization of a rotating channel is also studied numerically using commercial software ANSYS Ver.15 (Fluent) program. The results show that the Nusselt number ratio (Nu/Nu_o) in a second pass after-turn is much higher than the Nusselt number ratio in the first pass channel due to the rotational effect and the influence of the Coriolis force, which is high in the middle region between two ribs, and very low immediately before and after the ribs.

Keywords: heat transfer, rotating flow channel, naphthalene sublimation method, flow characteristic



1. บทนำ

ปัจจุบันความต้องการทางด้านอุตสาหกรรมและอุปกรณ์ทางวิศวกรรมสำหรับเครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบนั้นที่มีประสิทธิภาพสูงเพิ่มมากขึ้นเพื่อให้เกิดการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงที่ลดลงและลดการปล่อยก๊าซเรือนกระจกหนึ่งในวิธีที่มีประสิทธิภาพมากที่สุดในการปรับปรุงประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกังหันก๊าซคือการเพิ่มอุณหภูมิทางเข้ากังหัน (Inlet Temperature) อย่างไรก็ตามใบพัดกังหันแก๊สจะสัมผัสกับกระแสก๊าซที่มีอุณหภูมิสูงและจะต้องอยู่ภายใต้เงื่อนไขความร้อนสูงไปด้วยดังนั้นเทคโนโลยีการระบายความร้อนจึงมีความซับซ้อนมากขึ้นเช่นการระบายความร้อนผ่านช่องที่คดเคี้ยวด้วยการติดตั้งครีบบนผิวระบายความร้อนการไหลปะทะแบบเฉียดและการใช้ครีบบนผิวระบายความร้อนดังแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งเป็นรูปแบบส่วนใหญ่ที่ได้รับการตรวจสอบและนำมาใช้เพื่อให้ใบพัดกังหันแก๊สและพื้นผิวใบพัดด้านล่างมีอุณหภูมิลดลงซึ่งเป็นสิ่งสำคัญมากสำหรับการหล่อเย็นของใบกังหันทั้งหมุนและไม่หมุน



รูปที่ 1 แสดงรูปแบบของการระบายความร้อนภายในและภายนอกของใบพัดเครื่องยนต์กังหันแก๊ส [1]

มีหลายงานวิจัยศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนภายในใบกังหันโดยการติดตั้งครีบบนผิวความปั่นป่วนซึ่งมีพารามิเตอร์ที่สำคัญ เช่น อัตราส่วนองศาของการไหลที่หมุน (AR) อัตราส่วนระหว่างความสูงครีบบนต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหล (e/D_h) อัตราส่วนระหว่างครีบบน (p/e) มุมปะทะของการติดตั้งครีบบน ความปั่นป่วน (α) และอัตราส่วนความยาวต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหล (L/D_h) เป็นต้น ซึ่งส่งผลกระทบต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยมี

หลายงานวิจัยที่ศึกษาเรื่องนี้ เช่น Burgraff [2], Han [3, 4], Han and Park [5], Ekkad and Han [6], Liou et al. [7] และ Taslim et al. [8, 9] โดยผลของการศึกษาทั้งหมดอยู่ภายใต้เงื่อนไขไม่มีการหมุน นอกจากนี้โดยทั่วไปพบว่าสัมประสิทธิ์การกระจายการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเมื่ออัตราส่วนระหว่างครีบบน (p/e) ประมาณ 8-12 ซึ่งการถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้นใกล้บริเวณการไหลเกาะติดกับพื้นผิว (Reattachment length zone) ด้านล่างระหว่างครีบบน

ภายใต้เงื่อนไขสนามการไหลแบบหมุนซึ่งมีความซับซ้อนมากขึ้น โดย Park และคณะ [10] ศึกษาผลของการวางแนวช่องการไหล แรงโคริโอลิส และรูปแบบส่วนกลับของช่องการไหลที่มีผลต่อการกระจายการถ่ายเทความร้อนโดยใช้วิธีการระเหิดของลูกเหม็น Parsons และคณะ [11, 12] ศึกษาเกี่ยวกับรูปแบบมุมปะทะครีบบน ผลการทดลองพบว่า มุมปะทะครีบบน 60 องศาให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่า 30 เปอร์เซ็นต์เมื่อเทียบกับรูปแบบการติดตั้งครีบบนธรรมดาภายใต้เงื่อนไขการหมุน นอกจากนี้ ยังมีการศึกษาของ Wagner และคณะ [13] และ John และคณะ [14] ได้ศึกษาผลของการติดตั้งครีบบนแบบธรรมดาและเอียงทำมุม ผลการทดลองพบว่า ผลของตัวเลขการหมุนเพิ่มขึ้นทำให้ระยะการไหลเกาะติดกับผนังลดลงและด้านท้าย (Trailing side) ให้การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นภายใต้การหมุน

ในงานวิจัยนี้จะศึกษากรณีช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมแบบสองกลับที่หมุนด้วยครีบบนทำมุม 90 องศาเพื่อศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวภายในช่องการไหลด้วยวิธีการระเหิดของลูกเหม็นในงานวิจัยได้พิจารณาผลของค่าตัวเลขการหมุนคงที่ $Ro = 0.1$ และอัตราส่วนระหว่างครีบบน $p/e = 10$

2. ชุดทดลองและวิธีการทดลอง

2.1 ชุดทดลองแบบหมุน

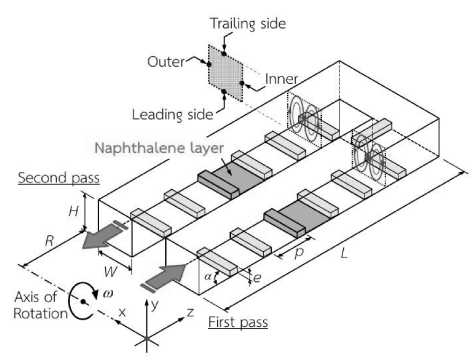
รูปที่ 2 แสดงชุดทดลองของการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลแบบหมุนด้วยวิธีการระเหิดของลูกเหม็น (Naphthalene sublimation method) ในการทดลองประกอบด้วยอุปกรณ์หลักๆ 4 ส่วน คือ มอเตอร์ (Motor) ชุดรองรับเพลากาหมุน (Bearing supports) ซีลสำหรับเพลากาหมุน (Rotary seals) และชุดทดสอบ (Test section) โดยมีความเร็วรอบสูงสุดใน

TSF0002

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



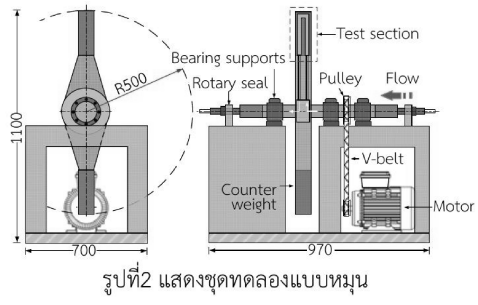
การหมุนของชุดทดสอบ 1,000 รอบต่อนาทีในการทดลองอากาศหล่อเย็นไหลผ่านซิลการหมุนเข้าชุดทดสอบด้านหนึ่งกลับ (First pass) ผ่านส่วนกลับ (Turn) ไปยังปลายของด้านสองกลับ (Second pass) ก่อนออกสู่บรรยากาศเพื่อระบายความร้อนภายในช่องการไหลซึ่งอยู่ภายใต้อุณหภูมิและความดันบรรยากาศ นอกจากนี้ การไหลของอากาศถูกพิจารณาในการหล่อเย็นผ่านช่องการไหลแบบคดเคี้ยวที่หมุนโดยการปรับความเร็วรอบการหมุนและความเร็วของอากาศเข้าชุดทดสอบเพื่อให้ใกล้เคียงกับเครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบเนจริง



รูปที่ 3 แสดงช่องการไหลแบบสองกลับที่มีการติดตั้งครีบ

ตารางที่ 1 แสดงตัวแปรที่ใช้ในการศึกษา

Typical parameters		Value
Channel height(mm)	H	15
Channel weight (mm)	W	15
Channel length (mm)	L	170
Rib height (mm)	e	2
Pitch-to-height ratio	p/e	10
Blockage ratio	e/D_h	0.133
Rotation number	Ro	0.1
Reynolds number	Re	10,000



รูปที่ 2 แสดงชุดทดลองแบบหมุน

สำหรับชุดทดสอบถูกติดตั้งบริเวณปลายด้านหนึ่งของแขนการหมุนและอีกด้านหนึ่งถ่วงน้ำหนักโดยมีมวลเท่ากันเพื่อลดการสั่นสะเทือนและความเกิดเสียหายต่อชุดทดลองรูปที่ 3 แสดงชุดทดสอบซึ่งประกอบด้วย 2 ส่วนหลักๆ คือ ช่องการไหลหนึ่งกลับและสองกลับ สำหรับช่องการไหลหนึ่งกลับเป็นช่องอากาศไหลเข้าและไหลออกทางด้านสองกลับโดยผ่านชิ้นทดสอบ (Test piece) ซึ่งถูกหล่อขึ้นรูปด้วยลูกเหม็น (สีเซียว) นอกจากนี้ ยังมีส่วนที่สำคัญคือพื้นผิวด้านท้าย (Trailing surface) และด้านยอด (Leading surface) ซึ่งเป็นด้านที่มีการติดตั้งชิ้นทดสอบดังแสดงในรูปที่ 3

สำหรับชุดทดสอบแบบช่องการไหลสองกลับ มีความยาวของช่องการไหล (L) เท่ากับ 170 mm อัตราส่วนระหว่างความสูงต่อความกว้างของช่องการไหลเท่ากับ $15 \times 15 \text{ mm}^2$ และหน้าตัดของครีบเท่ากับ $2 \times 2 \text{ mm}^2$ ซึ่งถูกติดตั้งทั้งพื้นผิวด้านยอดและด้านท้ายของช่องการไหลสร้างด้วยดิวราลูมิน (Duralumin) ซึ่งเป็นวัสดุ Aluminum Alloy ที่มีความแข็งแรงและน้ำหนักเบา สำหรับตัวแปรที่สำคัญของช่องการไหลที่หมุนและเงื่อนไขการหมุนดังแสดงในตารางที่ 1

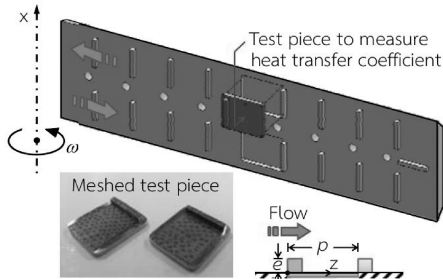
2.2. วิธีการระเหิดของลูกเหม็น

วิธีการระเหิดของลูกเหม็นคือพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อนและมวลเพื่อหาสัมประสิทธิ์การกระจายการถ่ายเทความร้อนโดยตรงซึ่งวิธีการนี้ส่งผลกระทบต่อภาคนำความร้อนและการแผ่รังสีน้อยมาก

ความเร็วในการหมุนสูงสุดของชุดทดสอบแบบหมุน 1,000 รอบต่อนาที และมีแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางกระทำบนลูกเหม็น (Naphthalene) ของชิ้นทดสอบประมาณ 500g (g คือความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง, m/s^2) เมื่อชุดทดสอบหมุนในความเร็วรอบสูงสุด [15] ดังนั้นชิ้นทดสอบจึงถูกยึดติดแน่นกับช่องการไหลแบบสองกลับสร้างด้วยวัสดุดิวราลูมินและลวดตาข่าย (Mesh) ซึ่งเป็นวัสดุทำมาจากสแตนเลส (Stainless steel) ถูกยึดติดลงบนชิ้นทดสอบที่อุณหภูมิสูงโดยใช้หัวแร้ง รูปที่ 4 แสดงชิ้นทดสอบและรูปที่ 5 แสดงกระบวนการขึ้นรูปของลูกเหม็นลงบนชิ้นทดสอบที่มีการติดตั้งลวดตาข่ายซึ่งมีความหนาของลูกเหม็นประมาณ 0.1 mm

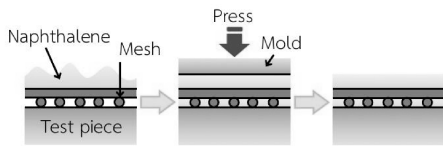
TSF0002

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



รูปที่4 แสดงช่องทางการไหลหล่อเย็นและชุดทดสอบการวัด

ลูกเหม็นเป็นสารประกอบโพลีไซคลิกอะโรมาติกไฮโดรคาร์บอนมีสถานะเป็นของแข็งสีขาวมีกลิ่นฉุนเฉพาะจึงจำเป็นต้องระมัดระวังในการขึ้นรูปซึ่งมี 3 ขั้นตอนหลักในการขึ้นรูปลูกเหม็น ขั้นตอนแรก นำลูกเหม็นบริสุทธิ์ (98%) วางบนชั้นทดสอบแล้วให้ความร้อนด้วยหัวแรงซึ่งมีอุณหภูมิประมาณ 100°C จนลูกเหม็นละลายยึดติดกับลวดตาข่ายที่ถูกติดตั้งบนชั้นทดสอบ ขั้นตอนที่สอง กดขึ้นรูปอย่างรวดเร็วโดยใช้แผ่นกด (Cover plate) หลังจากอุณหภูมิของลูกเหม็นลดลงประมาณ 80°C ขั้นตอนที่สาม หลังจากขึ้นทดสอบในแม่พิมพ์มีอุณหภูมิลดลงที่อุณหภูมิห้องและลูกเหม็นกลายเป็นของแข็งนำแผ่นกดออกจากแม่พิมพ์และพยายามไม่ให้เกิดความเสียหายดังแสดงในรูปที่ 5



รูปที่5 แสดงกระบวนการขึ้นรูปของลูกเหม็น

รูปแบบพื้นผิวการหล่อขึ้นรูปของลูกเหม็นบนชุดทดสอบทำการวัดเพื่อหาความลึกของลูกเหม็นก่อนและหลังการทดลองโดยใช้อุปกรณ์การควบคุมการเคลื่อนที่ในแนว xy(x, y-axis transverse equipment) ซึ่งมีความคลาดเคลื่อน 1 ไมโครเมตร และใช้เลเซอร์ความละเอียดสูงในการวัดหาความลึกที่มีความคลาดเคลื่อนในการวัด 0.1 ไมโครเมตร และค่าความผิดพลาด 0.3% ซึ่งการหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (h_D) [15] สามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$h_D = \left(\frac{RT_w}{P_w} \right) \left(\frac{\rho_s \delta}{t_e} \right) \quad (1)$$

- เมื่อ R คือ ค่าคงที่ของแก๊ส, J/kg·K
- T_w คือ อุณหภูมิพื้นผิวของลูกเหม็น, K
- P_w คือ ความดันไอของลูกเหม็น, Pa
- ρ_s คือ ความหนาแน่นของลูกเหม็น, kg/m³
- δ คือ ความลึกของการระเหิด, m
- t_e คือ เวลาของการทดสอบหมุน, s

ในการทดลองค่าเวลาการวัดประมาณ 60 นาทีซึ่งการเปลี่ยนแปลงของความลึกการระเหิดเฉลี่ยมีค่าประมาณ 50 ถึง 200 ไมโครเมตร โดยคุณสมบัติของลูกเหม็นเป็นไปตามงานวิจัยของ Goldstein และคณะ [16] สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสามารถแปลงให้อยู่ในรูปของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้โดยใช้การวิเคราะห์ระหว่างการถ่ายเทความร้อนและการถ่ายเทมวล ดังสมการต่อไปนี้

$$h = h_D \rho C_p \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{1-n} \quad (2)$$

- เมื่อ ρ คือ ความหนาแน่นของอากาศ, kg/m³
- C_p คือ ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่, J/kg·K
- Sc คือ Schmidt number
- Pr คือ Prandtl number
- n คือ ค่าคงที่ของการไหล

ในการทดลองค่า n เท่ากับ 0.4 ซึ่งเป็นการไหลแบบปั่นป่วน สำหรับการถ่ายเทความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3)$$

- เมื่อ D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก, m
- k คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของอากาศ, W/m·K

สมการเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Reynolds number)

$$Re = \frac{VD_h}{\nu} \quad (4)$$

- เมื่อ V คือความเร็วเข้าท่อ, m/s
- ν คือความหนืดของอากาศ, m²/s

สมการนัสเซลต์นัมเบอร์สำหรับท่อผิวเรียบจากความสัมพันธ์ของDittusและ Boelter [17] กรณีการไหลแบบปั่นป่วนอย่างเต็มที่และไม่มีภาระหมุน

TSF0002

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



$$Nu_o = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (5)$$

เมื่อ Re คือ ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์
สมการตัวเลขการหมุน (Rotation number, Ro)

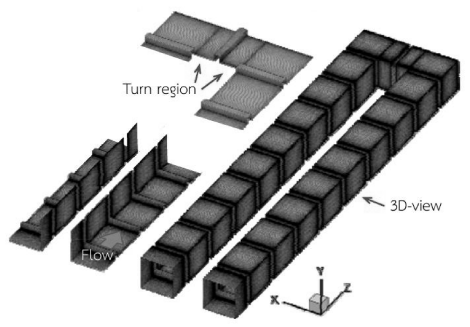
$$Ro = \frac{\omega D_h}{V} \quad (6)$$

เมื่อ ω คือ ความเร็วรอบในการหมุน, rad/s

2.2. วิธีการจำลองทางพลศาสตร์ของไหล

การจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลที่หมุนซึ่งงานวิจัยนี้อยู่ภายใต้สมมติฐานดังนี้คือ 1. การไหลของอากาศมีสภาวะคงที่ (steady state) 2. การไหลของอากาศเป็นการไหลแบบปั่นป่วน (turbulent flow) 3. อากาศมีความหนืดและความหนาแน่นคงที่ 4. ลักษณะการไหลของอากาศเป็นการไหลแบบ 3 มิติ สำหรับสมการการไหลที่นำมาประยุกต์ใช้ประกอบด้วย สมการความต่อเนื่องสมการนาเวียร์-สโตกส์และสมการพลังงานในการคำนวณการเคลื่อนที่ของของไหลจะใช้ระเบียบวิธี finite volume

ในการศึกษาลักษณะการไหลของช่องการไหลแบบสองก้นหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่หมุนได้ใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์จำลองการไหล (ANSYS V.15.0, Fluent) โดยใช้โมเดลความปั่นป่วน Reynolds Stress Model (RSM) [18, 19] และใช้วิธีการคำนวณแบบ SIMPLE สำหรับค่าความผิดพลาดของการคำนวณครั้งสุดท้ายได้กำหนดให้มีค่าต่ำกว่า 1×10^{-6}



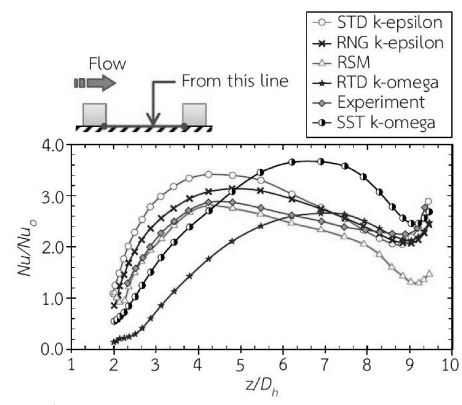
รูปที่ 6 แสดงลักษณะกริดของช่องการไหลแบบสองก้นที่มีการติดตั้งครีบริบ 90 องศา

กริด (Mesh) ที่ใช้ในแบบจำลองการไหลจะมีลักษณะเป็นลูกบาศก์สี่เหลี่ยมผืนผ้าลักษณะกริดของแบบจำลองช่องการไหลแบบสองก้นหน้าตัดสี่เหลี่ยมซึ่งมีจำนวนของกริดเท่ากับ $100 \times 100 \times 372$ ดังแสดงในรูปที่ 6 โดยบริเวณใกล้ผนังของช่องการไหลแบบสองก้นและชั้นขีดผนังทั้งด้านความดันและด้านดูดที่มีการติดตั้งครีบริบจะมีความละเอียดสูง

3. ผลการทดลอง

3.1 ผลการจำลองทางพลศาสตร์ของไหล

รูปที่ 7 แสดงการเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวภายในช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบริบกรณีไม่มีการหมุน (Stationary case) ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ $Re=10,000$ ด้วยโปรแกรมทางพลศาสตร์ของไหล ANSYS Ver. 15.0 (Fluent) โดยใช้โมเดลของการไหลแบบปั่นป่วน RSM จากการจำลองพบว่า ผลของอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ระหว่างครีบริบของการใช้โมเดลการไหลแบบปั่นป่วน RSM ให้ค่าความถูกต้องมากที่สุดซึ่งมีความผิดพลาดน้อยกว่า 5% เมื่อเทียบกับโมเดลของการไหลแบบปั่นป่วน Standard $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$ Standard $k-\omega$ และโมเดลความปั่นป่วน SST $k-\omega$ ซึ่งให้ค่าอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์สูงถึง 8%, 10%, 15% และ 25% ตามลำดับ เมื่อเทียบกับผลการทดลอง



รูปที่ 7 แสดงการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนตามแนวการไหลระหว่างครีบริบ กรณี $Ro=0.0$

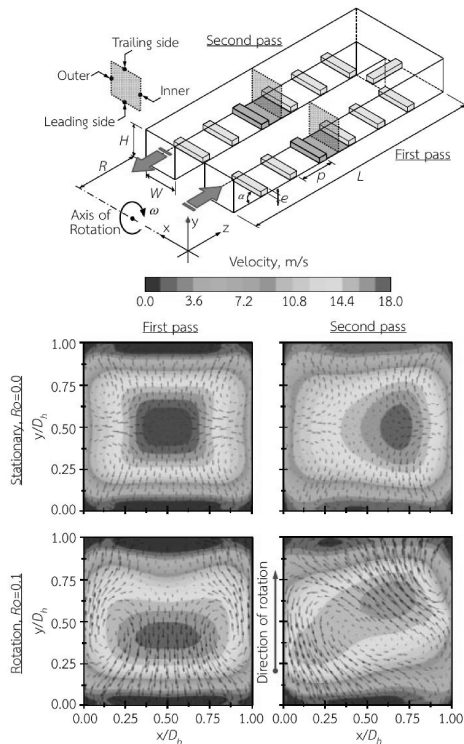
รูปที่ 8 แสดงการกระจายความเร็วและการไหลอันดับสองภายในช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบริบที่มีการหมุนและไม่มีการหมุนของช่องการไหลด้วยวิธีทาง

TSF0002

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



พลศาสตร์ของไหล (CFD) ที่ระยะตามแนวกระแสการไหล $z/D_h=6$ จากผลการจำลองพบว่า กรณีที่ไม่มีการหมุน ($Ro=0.0$) ของช่องการไหลแบบสองกลับเกิดการไหลสมมาตรหมุนวนภายในช่องการไหลหนึ่งกลับและสองกลับ ในขณะที่กรณีที่มีการหมุน ($Ro=0.1$) ของช่องการไหลแบบสองกลับพบว่า เกิดการกระจายความเร็วที่ไม่สมมาตรทั้งด้านหนึ่งกลับและสองกลับ นอกจากนี้ ยังพบว่ายังเกิดการไหลอันดับสองภายในช่องการไหลซึ่งส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น

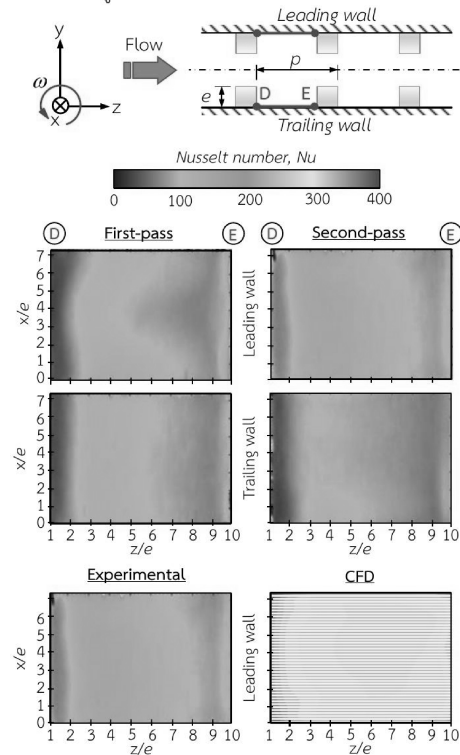


รูปที่ 8 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความเร็วและการไหลอันดับสองภายในช่องการไหลที่มีการติดตั้งครีบกั้น ไม่มีการหมุน (บน) และมีการหมุน (ล่าง)

3.2 ผลการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 9 แสดงการกระจายของนัสเซลต์นัมเบอร์บนผนังด้านล่างระหว่างครีบในช่องการไหลที่มีมุมการติดตั้งครีบ 90° ภายใต้เงื่อนไขการหมุน $Ro=0.1$ ระหว่างผลของการทดลองและผลจากการจำลองทางพลศาสตร์ของไหล จากผลการทดลองพบว่า ผลของการไหลเกาะติดกับผนัง (Reattachment length) ที่ระยะห่างระหว่าง

ครีบทั้งสองในช่วง $2 \leq x/e \leq 4$ และผลของการไหลหมุนวน (Circulating flow) ที่ระยะห่างระหว่างครีบทั้งสองในช่วง $8.5 \leq x/e \leq 10$ ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกัน นอกจากนี้ ยังพบว่าลักษณะการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวสองกลับด้านยอดให้ค่าการกระจายการถ่ายเทความร้อนสูงประมาณ 25% เมื่อเทียบกับผนังสองกลับด้านท้ายเนื่องจากอิทธิพลของแรงโคริโอลิสและแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางเนื่องจากการหมุนทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ในขณะที่ผนังหนึ่งกลับด้านท้ายสูงกว่าผนังหนึ่งกลับด้านยอดประมาณ 18% เป็นผลมาจากการไหลหมุนวนอันดับสอง (Secondary flow) ระหว่างครีบทั้งสองและผลของแรงโคริโอลิสภายในช่องการไหลแบบสองกลับซึ่งผลการถ่ายเทความร้อนสามารถสังเกตเห็นชัดเจนดังแสดงในรูปที่ 10 นอกจากนี้ ลักษณะการถ่ายเทความร้อนโดยรวมจากการทดลองให้ค่าการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกับการจำลองทางพลศาสตร์ของไหลซึ่งมีความคลาดเคลื่อนประมาณ 8% ดังแสดงในรูปที่ 11



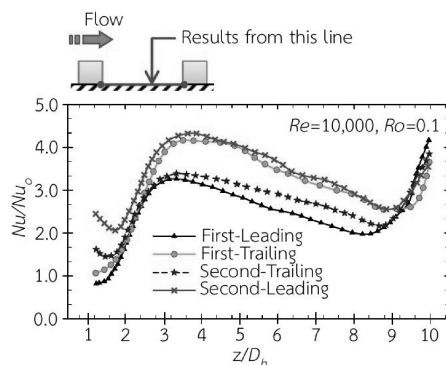
รูปที่ 9 แสดงการกระจายของนัสเซลต์นัมเบอร์บนผนังด้านล่างระหว่างครีบ

TSF0002

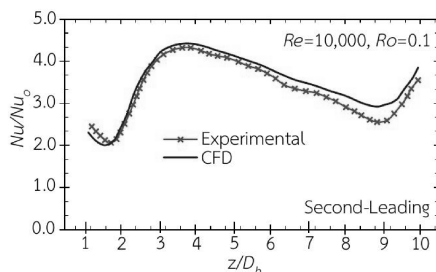
การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



รูปที่10แสดงการกระจายของอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์เฉลี่ยตามแนวกระแสการไหลของช่องการไหลภายใต้เงื่อนไขตัวเลขการหมุน $Ro=0.1$ อัตราส่วนระหว่างครีป $p/e=10$ และเรย์โนลด์นัมเบอร์ $Re=10,000$ ซึ่งให้อัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์เฉลี่ยตามแนวกระแสการไหลโดยภาพรวมพบว่าผนังหนึ่งกลับด้านทำให้ค่าการกระจายของอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์เฉลี่ยสูงสุดตามแนวกระแสการไหลระหว่างครีป ในขณะที่บริเวณผนังหนึ่งกลับด้านยอดให้ค่าอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์เฉลี่ยต่ำสุด นอกจากนี้ยังพบว่า ผนังสองกลับด้านยอดให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าผนังสองกลับด้านท้ายเนื่องจากอิทธิพลของแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (Centrifugal force) และแรงโคริโอลิส (Coriolis force) ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น และยังเกิดจากอิทธิพลของตัวสร้างความปั่นป่วนหรือครีปสร้างการไหลอันดับสองภายในช่องการไหลทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น



รูปที่10 แสดงการกระจายของอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ตามแนวกระแสการไหลของช่องการไหล



รูปที่11แสดงการเปรียบเทียบผลการถ่ายเทความร้อนระหว่างการทดลองและการจำลองการไหล(CFD) ($Re=10,000, Ro=0.1$)

4. สรุปผลการทดลอง

วัตถุประสงค์หลักของงานวิจัยเพื่อตรวจสอบการไหลและสัมประสิทธิ์การกระจายการถ่ายเทความร้อนในช่องสี่เหลี่ยมที่หมุนด้วยครีป 90° จากการศึกษาพบว่า

1. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงสุดบริเวณพื้นผิวด้านสองกลับด้านยอดเนื่องจากอิทธิพลของแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางและแรงโคริโอลิสภายใต้เงื่อนไขการหมุน
2. การติดตั้งครีป 90 องศา ส่งผลให้ลักษณะการกระจายการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลสูงกว่ากรณีไม่มีการติดตั้งครีปเนื่องจากการติดตั้งครีบบนผนังช่องการไหลสามารถเหนี่ยวนำการไหลอันดับสองขึ้นเกิดการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นซึ่งอยู่ภายใต้เงื่อนไขการหมุน
3. ภายใต้เงื่อนไขการหมุนทำให้เกิดสนามการไหลและการถ่ายเทความร้อนซับซ้อนขึ้นภายในช่องการไหลการหมุนส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนสูงซึ่งสามารถนำมาประยุกต์ใช้กับการไหลและการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์ทางวิศวกรรม เช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน อุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีขนาดเล็ก เป็นต้น

5. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจากภาควิชาสถานวิจัยเทคโนโลยีพลังงานและวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Han, J.C., (2004), "Recent studies in turbine blade cooling". *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 10(6), pp. 443-457.
- [2] Burggraf, F., (1970), "Experimental Heat Transfer and Pressure Drop with Two Dimensional Turbulence Promoter Applied to Two Opposite Walls of a Square Tube". *Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer*, edited by A.E. Bergles and R.L. Webb, A S M E, New York, pp. 70-79.
- [3] Han, J. C.,(1984), "Heat Transfer and Friction in Channels with Two Opposite Rib-roughened Walls". *International Journal of Heat Transfer*, vol. 106, pp. 774-781.

TSF0002

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 30
5-8 กรกฎาคม 2559 จังหวัดสงขลา



- [4] Han, J. C.,(1988), “Heat Transfer and Friction Characteristics in Rectangular Channels with Rib Turbulators”.*International Journal of Heat Transfer*, vol. 110, pp.321-328.
- [5] Han, J. C.,and Park, J. S.,(1988), “Developing Heat Transfer inRectangular Channel with Rib Turbulators”,*International Journal of Heat and MassTransfer*,vol. 31, pp. 183-195.
- [6] Ekkad, S. V.,and Han, J. C.,(1997), “Detailed Heat TransferDistributions in Two-pass Square Channels with Rib Turbulators”, *International Journal of Heat and MassTransfer*, vol. 40, pp. 2525-2537.
- [7] Liou, T. M., and Hwang, J. J., (1992), “Turbulent Heat Transfer Augmentation and Friction in Periodic Fully Developed Channel Flows”, *International Journal of Heat Transfer*, vol. 114, pp. 56-64.
- [8] Taslim, M. E., and Wadsworth, C. M.,(1997), “Experimental Investigation of the Rib Surface-averaged Heat Transfer Coefficient in a Rib-roughened Square Passage”, *International Journal of Turbomachinery*, vol. 119, pp. 381-389.
- [9] Taslim, M. E.,and Korotky, G. J.,(1998), “Low-Aspect-RatioRib Heat Transfer Coefficient Measurements in aSquare Channel”, *Journal of Turbomachinery*, vol. 120, pp. 831-838.
- [10] Park, C. W., Lau, S. C., and Kukreja, R. T., (1999). “Heat (Mass) Transfer Distributions in a Rotating Two-pass Channel with Angled Ribs”, *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 5, pp. 1-16.
- [11] Parsons, J.A., Han, J. C., and Zhang, Y. M., (1994), “Wall Heating Effect on Local Heat Transfer in a Rotating Two-pass Square Channel with 90_Rib Turbulators”, *International Journal of Heat Mass Transfer*, vol. 37, pp.1411-1420.
- [12] Persons, J. A., Han, J. C., and Zhang, Y. M., (1995), “Effect of Model Orientation and Wall Heating Condition on Local Heat Transfer in a Rotating Two-Pass Square Channel with Rib Turbulators”, *International Journal of Heat Mass Transfer*, vol. 38, pp. 1151-1159.
- [13] Wagner, J. H., Johnson, B. V., Graziani, R., and Yeh, F., (1992), “Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Trips Normal to the Flow”, *International Journal of Turbomachinery*, vol. 114, pp. 847-857.
- [14] Johnson, B. V., Wagner, J. H., Steuber, G. D., and Yeh, F. C., (1994), “Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Trips Skewed to the Flow”, *International Journal of Turbomachinery*, vol. 116, pp. 113-123.
- [15] Takeishi, K., Oda, Y., Kitada, H., Ishida, K. and Hagari, T. (2013). “Heat transfer coefficient of a rotating flow channel with turbulence promoters measured by using naphthalene sublimation method”, *8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics*, Lisbon, Portugal.
- [16] Goldstein, R. J., and Cho, H. H., (1995), “A Review of Mass Transfer Measurements Using Naphthalene Sublimation”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 10, pp. 416-434.
- [17] Dittus, P.W. and Boelter, L.M.K., (1985). “Heat transfer in automobile radiators of the tubular type”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 12, pp. 3-22.
- [18] Gibson, M. M. and Launder, B. E., (1978), “Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer”, *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 86, pp. 491-511.
- [19] Launder, B. E., (1989), “Second-moment closure: present .and future”, *International Journal ofHeat and Fluid Flow*, vol. 10, pp. 282-300.

Appendix B3**Conference Paper (Thai)**

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, and C. Nuntadusit, Effect of rotation on vortex core distribution in a ribbed two-pass square channel. The 18th Heat and Mass Transfer in Thermal Equipment and Process, 20-21 March 2019, 158–167, Krabi, Thailand.

ผลของการหมุนต่อการกระจายกระแสความร้อนภายในช่องสี่เหลี่ยมสองกลับแบบมีครีบ

EFFECT OF ROTATION ON VORTEX CORE DISTRIBUTION IN A RIBBED TWO-PASS SQUARE CHANNEL

ณัฐพร แก้วชอุทอง
กิตติพันธ์ มลิวรรณ
ชยุต นันทกุลิต*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์
ต.คอหงส์ อ.หาดใหญ่
จ.สงขลา 90112
โทรศัพท์ 074-287-035
โทรสาร 074-212-893
*E-mail: chayut.n@psu.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์หลักเพื่อศึกษาผลการหมุนต่อการกระจายกระแสความร้อนภายในช่องสี่เหลี่ยมสองกลับที่ติดตั้งครีบ โดยที่ลักษณะของครีบเป็นแท่งสี่เหลี่ยมมีความสูงครีบ $e = 5$ mm ซึ่งถูกติดตั้งบนพื้นผิวภายในช่องการไหล โดยมีอัตราส่วนระหว่างความสูงของครีบต่อความสูงของช่องการไหล (e/D_h) และอัตราส่วนระหว่างระยะพิทต่อความสูงครีบ (p/e) เท่ากับ 0.1 และ 10 ที่มุมการติดตั้งครีบ (α) เท่ากับ 60° , 90° และ $V60^\circ$ กำหนดค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์คงที่เท่ากับ 10,000 โดยมีค่าตัวเลขการหมุน $R_o=0.0$ และ 0.2 การจำลองการไหลนี้ใช้โปรแกรมทางพลศาสตร์ของไหล ANSYS ver.15 (Fluent) ผลการจำลองการไหลพบว่า ผลจากการหมุนสร้างการกระจายกระแสความร้อนซับซ้อนภายในช่องสี่เหลี่ยมสองกลับมากกว่าการกระจายกระแสความร้อนภายในช่องสี่เหลี่ยมสองกลับแบบไม่หมุน นอกจากนี้ ผลของการหมุนยังส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวต่างกัน

คำสำคัญ: ครีบ, การกระจายกระแสความร้อน, ช่องหน้าตัดสี่เหลี่ยมแบบสองกลับ, การหมุน

Abstract

The main purpose of this research is to study effect of rotation on vortex core distribution inside ribbed two-pass square channels. The rib turbulators which having height of rib $e = 5$ mm were placed on surface in the flow channel. The rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h), and the rib pitch-to-height (p/e) ratio are equal to 0.1, and 10 that the rib angle of attack (α) is equal to 60° , 90° and $V60^\circ$. The Reynolds number (Re) is fixed at 30,000. The rotation number was defined at $R_o=0.0$ and 0.2. This numerical simulation studies were conducted by using the commercial CFD software, ANSYS ver.15 (Fluent). The numerical results found that the rotational effect makes larger complicated vortex core distribution inside two-pass square channel than the vortex core distribution inside stationary two-pass square channel. In addition, effect of rotation also affect different heat transfer on surface.

Keywords: Ribs, Vortex core distribution, Two-pass square channel, Rotation

1. บทนำ

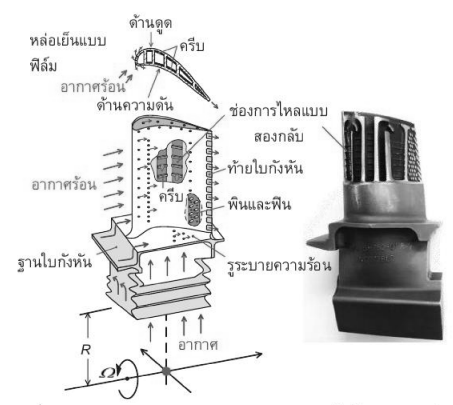
ปัจจุบันความต้องการทางด้านอุตสาหกรรมสำหรับเครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบไบนที่มีประสิทธิภาพสูงเพิ่มมากขึ้น เพื่อให้เกิดการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงที่ลดลง และลดการปล่อยแก๊สเรือนกระจกหนึ่งในวิธีที่มีประสิทธิภาพมากที่สุด ในการปรับปรุงประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกังหันแก๊ส คือการเพิ่มอุณหภูมิทางเข้ากังหัน (Turbine Inlet Temperature: TIT) ซึ่งปัจจุบันมีอุณหภูมิสูงประมาณ $1,700^\circ\text{C}$ ด้วยเหตุนี้ กังหันแก๊สจะมีการติดตั้งระบบระบายความร้อนเพื่อให้อุณหภูมิของกังหันแก๊สทำงานได้อย่างปลอดภัยที่อุณหภูมิสูงและยืดอายุการใช้งานของชิ้นส่วนภายในกังหันแก๊ส มีหลายวิธีการเพิ่มการ

ถ่ายเทความร้อนภายในพื้นผิวของใบกังหันแก๊ส เช่น การติดตั้งครีบ การติดตั้งพิน การติดตั้งผิวหูนหรือเว้า เป็นต้น ดังแสดงในรูปที่ 1

มีการศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนด้วยการติดตั้งครีบในใบพัดกังหันแก๊ส โดยการปรับปรุงรูปแบบของครีบ เช่น อัตราส่วนของช่องการไหล (AR) อัตราส่วนของความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางช่องการไหล (e/D_h) มุมการติดตั้งครีบ (Rib angle) และอัตราส่วนระหว่างพิทต่อความสูงครีบ (p/e) เป็นต้น ซึ่งส่งผลกระทบต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยมีนักวิจัยหลายคนที่ศึกษาเรื่องนี้ เช่น Han และคณะ [1], Taslim และคณะ [2] รวมทั้ง Ekkad และ Han [3] ศึกษาผลกระทบเหล่านี้โดยใช้ครีบด้วยชุด

ทดลองแบบหุดยดหนึ่ง ซึ่งได้รับการยอมรับโดยทั่วไปว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวมจะสูงสุดเมื่ออัตราส่วนระหว่างพิทต่อความสูงครีป (p/e) ประมาณ 8-12 และที่มุมการติดตั้งครีป 60° ให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นซึ่งอยู่ในบริเวณการไหลของผิวระหว่างครีปทั้งสอง

Han และคณะ [1] ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลด้วยการติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วน เช่น ครีป พิน เป็นต้น ผลการศึกษาของพวกเขาพบว่า การติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วนทั้งครีปและพินลงบนพื้นผิวช่องการไหลทำให้การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับพื้นผิวเรียบ Taslim และคณะ [2] ทดสอบเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนและผลของความดันสูญเสียภายในช่องการไหลด้วยการติดตั้งครีปเอียงทำมุม $45^\circ, 90^\circ, V-45^\circ$ และครีปแบบแยก (Broken) ผลการทดลองของพวกเขาพบว่า ผลของมุมเอียงครีปที่ 45° และ $V-45^\circ$ ให้การถ่ายเทความร้อนสูงกว่ามุม 90° Lee และคณะ [4] ศึกษาการกระจายการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลด้วยการติดตั้งครีปเอียงแบบวี (V-shaped ribs) ผลการทดลองพบว่า การติดตั้งครีปแบบวีให้การถ่ายเทความร้อนสูงสุดเมื่อเทียบกับครีปเอียงทำมุม 90° Lau และคณะ [5] ศึกษาผลของการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวทดสอบด้วยการติดตั้งครีปเอียงทำมุม $90^\circ, 60^\circ, 45^\circ$ และ 30° ที่อัตราส่วนระหว่างพิทต่อความสูงครีปเท่ากับ 10 จากการทดลองพวกเขาสังเกตว่า ผลของมุมเอียง 60° และ 45° ให้การถ่ายเทความร้อนสูงสุดเมื่อเทียบกับมุมเอียง 90°



รูปที่ 1 แสดงรูปแบบการถ่ายเทความร้อนภายในใบกังหันแก๊ส

ในปัจจุบันมีศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลแบบสองกลับทั้งช่องที่หมุนและไม่หมุนเพิ่มมากขึ้น โดยการใช้ตัวสร้างความปั่นป่วนรูปแบบต่างๆ เช่น ครีป พิน หลุม เป็นต้น มาติดตั้งภายในใบกังหัน Lin และคณะ [6] ศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลแบบสองกลับด้วยท่อผิวเรียบและท่อที่มีการติดตั้งครีปภายใต้เงื่อนไขของช่องการไหลแบบหมุนและไม่หมุน โดยใช้โปรแกรมทางพลศาสตร์ของไหล การศึกษาของพวกเขากำหนดตัวเลขการหมุนที่ $R_o=0.0$ และ 0.24 และค่าตัวเลขเรย์โนลด์ส (Re) คงที่ เท่ากับ $25,000$ การศึกษาของพวกเขาพบว่า ช่องการไหลแบบหมุนที่มีการติดตั้งครีปสร้างการไหลอันดับสอง

(secondary flow) ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับผิวเรียบ Shen และคณะ [7] ศึกษาจำลองการไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลแบบสองกลับที่หมุนด้วยครีป หลุม และผิวขนุน โดยมีตัวเลขการหมุน $R_o=0.0, 0.4$ และ 0.6 ตามลำดับ พวกเขาพบว่า ผลของการติดตั้งครีป หลุม และผิวขนุนสร้างการไหลที่ซับซ้อนเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มการหมุน ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น Singh และคณะ [8] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลแบบสองกลับที่หมุนด้วยครีป โดยมีอัตราส่วนระหว่างพิทต่อความสูงครีป $p/e=9.625$ อัตราส่วนของความสูงครีปต่อเส้นผ่านศูนย์กลางช่องการไหล $e/D_h=0.125$ และตัวเลขการหมุน $R_o=0.036$ และ 0.063 ที่ $Re=25,000$ และ $70,000$ พวกเขาพบว่า ผลจากการหมุนสร้างการไหลอันดับสองส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนสูงด้าน Trailing ในกลับแรกและ Leading ในกลับที่สอง นอกจากนี้ Gao และคณะ [9] ศึกษาผลของครีปต่อการไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลแบบสองกลับ พวกเขาพบว่า ปัจจัยหลักของการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลเพิ่มขึ้น คือ การไหลอันดับสอง (secondary flow) และยังคงขึ้นอยู่กับการหมุนของช่องการไหล

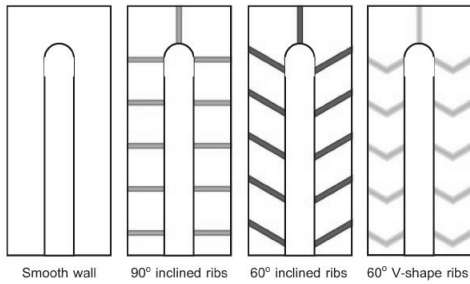
จากการสืบค้นเอกสารดังกล่าวพบว่า งานวิจัยส่วนใหญ่ศึกษาผลของการไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลเพียงอย่างเดียว โดยที่ไม่แสดงรายละเอียดเกี่ยวกับผลของพฤติกรรมการไหลภายในช่องการไหลภายใต้การหมุน ดังนั้นงานวิจัยนี้จะศึกษาผลของการหมุนต่อการกระจายกระแสความเร็วภายในช่องสี่เหลี่ยมสองกลับที่ติดตั้งครีป โดยใช้โปรแกรมทางพลศาสตร์ของไหล ANSYS ver.15 (Fluent)

2. วิธีการจำลองการไหล

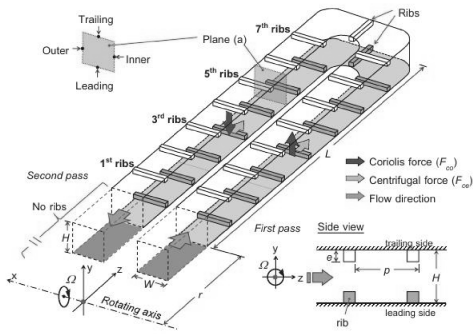
2.1 โมเดลและตัวแปร

รูปที่ 2 แสดงรูปแบบของช่องการไหลแบบสองกลับที่มีการติดตั้งครีป โมเดลที่ศึกษานี้กำหนด แกน x คือ ทิศทางขวางการไหล แกน y คือ ทิศทางตามแนวการไหลและ แกน z คือ ตั้งฉากกับการไหล ตามลำดับ โดยที่การหมุนของช่องการไหลจะหมุนตามเข็มนาฬิการอบแกน x ลักษณะของโมเดลจะมีหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่มีความสูง (H) และความกว้าง (W) เท่ากับ 50 mm ความยาวของช่องการไหล (L) เท่ากับ 400 mm โดยมีรัศมีของการหมุนของช่องการไหล (r) เท่ากับ 250 mm ลักษณะครีปจะติดตั้งด้าน leading และ trailing มี 7 แถวของครีปที่ติดตั้งในแต่ละช่องโดยบริเวณส่วนกลับจะติดตั้งครีป 90° นอกจากนี้ เมื่อช่องการไหลมีการหมุนจะทำให้เกิดแรงที่กระทำในแต่ละช่องแตกต่างกัน คือ แรงโคริโอลิส (Coriolis force) ในช่องแรก (First-pass) จะมีทิศไปทางด้าน trailing ในขณะที่ช่องที่สอง (Second-pass) แรงจะมีทิศไปทางด้าน leading ซึ่งขึ้นอยู่กับทิศทางของความเร็ว สำหรับแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (Centrifugal force) จะมีทิศพุ่งออกจากแกนการหมุนซึ่งขึ้นอยู่กับรัศมีการหมุน สำหรับพารามิเตอร์ที่ใช้ในการจำลองนี้ ครีปเป็นแท่งสี่เหลี่ยมมีความสูงครีป (e) เท่ากับ 5 mm อัตราส่วนระหว่างความสูงของครีปต่อความสูงของช่องการไหล (e/D_h) และอัตราส่วนระหว่างระยะพิทต่อความสูงครีป (p/e) เท่ากับ 0.1 และ 10 ตามลำดับ กำหนดตัวเลข

การหมุน (R_c) เท่ากับ 0.0 และ 0.2 สำหรับมุมการติดตั้งครีบ (α) ที่ใช้ในการจำลองกำหนดที่ 90° , 60° และ $V-60^\circ$ ดังแสดงในรูปที่ 2 (ก) และค่าตัวเลขเรย์โนลด์ (Re) คงที่ เท่ากับ 10,000 (ใช้ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางไฮโดรลิกของช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยม)



(ก) รูปแบบครีบที่ศึกษา

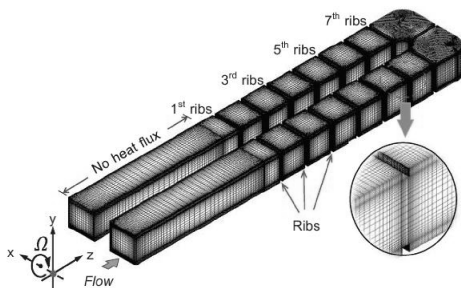


(ข) โมเดลของช่องสี่เหลี่ยมสองกลับที่ติดตั้งครีบ

รูปที่ 2 แสดงโมเดลของช่องการไหลแบบสองกลับที่มีการติดตั้งครีบ

2.2 โครงสร้างกริด

รูปที่ 3 แสดงรายละเอียดของกริดที่ใช้ในการจำลอง สำหรับกริด (Grid) ที่ใช้ในการจำลองการไหลเป็นกริดทรงสี่เหลี่ยม โดยบริเวณชั้นขีดผนังมีความหนาแน่นของกริดสูงและต่ำเมื่อห่างจากผนัง ช่องว่างของกริดชั้นแรกใกล้ผนังมีค่า y^+ ต่ำกว่า 1.0 จำนวนกริดที่ใช้ในการจำลอง 602,178 กริด



รูปที่ 3 แสดงรายละเอียดของกริดที่ใช้ในการจำลอง

3. วิธีการจำลองการไหล

3.1 สมการอนุรักษ์และโมเดลความปั่นป่วน

การจำลองการไหลนี้กำหนดการไหลเป็นแบบ 3 มิติ และของไหลอัดตัวไม่ได้ โมเดลการจำลองการไหลใช้สมการ Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS) ในการคำนวณ ซึ่งสมการเหล่านี้ถูกกำหนดด้วย

กฎอนุรักษ์มวล

$$\nabla(\rho U) = 0 \tag{1}$$

กฎอนุรักษ์โมเมนตัม

$$\nabla(\rho U U) = -\nabla P + \nabla \cdot \tau_{ij} - \rho[(2\omega \times U) + (\omega \times \omega \times R)] \tag{2}$$

กฎอนุรักษ์พลังงาน

$$\nabla(\rho U H) = \nabla \cdot (k \nabla T + \tau_{ij} \cdot U) \tag{3}$$

เมื่อ ρ คือ ค่าความหนาแน่นของอากาศ, U คือ ส่วนประกอบความเร็วเฉลี่ย, H คือ ฟลักซ์ความร้อน, T คือ ค่าอุณหภูมิ, P คือ ค่าความดันของอากาศ, τ คือ ค่า Reynolds stresses, ω คือ ค่าความเร็วเชิงมุม, R คือ รัศมีการหมุนของช่องการไหล

จากสมการที่ (2) สมการโมเมนตัมมีเทอมของความเร่ง 2 เทอมเนื่องจากการหมุนคือ ความเร่งเนื่องจากแรงโคริโอลิส (Coriolis force, $2\omega \times U$) และความเร่งเนื่องจากแรงเหวี่ยง (centrifugal force, $\omega \times \omega \times R$) การจำลองการไหลนี้ใช้โมเดลความปั่นป่วน Reynolds Stress Model (RSM) ซึ่งโมเดลนี้เหมาะสำหรับโมเดลการจำลองที่ค่อนข้างซับซ้อนและช่องการไหลที่มีมุม สำหรับค่า $\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j}$ ในสมการโมเมนตัม คือ Reynolds stresses แสดงดังสมการที่ (4)

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial t} + C_{ij} = -D_{T,ij} + D_{L,ij} - P_{ij} - G_{ij} + \varphi_{ij} - \varepsilon_{ij} - F_{ij} + S \tag{4}$$

เมื่อ C_{ij} คือ convection term, $D_{T,ij}$ คือ turbulent diffusion term, $D_{L,ij}$ คือ molecular diffusion term, P_{ij} คือ stress production term, G_{ij} คือ buoyancy production term, φ_{ij} คือ pressure term, ε_{ij} คือ dissipation term, F_{ij} คือ production term สำหรับการหมุน, S คือ source term

โดยทั่วไปสมการที่ (4) จะมีบางเทอมที่ไม่ถูกนำมาคิดในการคำนวณบางรูปแบบ ได้แก่ C_{ij} , $D_{L,ij}$, P_{ij} และ F_{ij} ดังนั้น มีสี่เทอมที่จำเป็นในการคำนวณนี้ คือ $D_{T,ij}$, G_{ij} , φ_{ij} และ ε_{ij} ซึ่งเทอมเหล่านี้ แสดงดังต่อไปนี้

$$C_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} [\rho \overline{u'_i u'_j u'_k} + p(\delta_{kj} u'_i + \delta_{ki} u'_j)] \tag{5}$$

$$G_{ij} = -\rho \beta (g_i \overline{u'_j \theta} + g_j \overline{u'_i \theta}) \tag{6}$$

$$\varphi_{ij} = -C_1 \rho \frac{\varepsilon}{k} \left(\overline{u'_i u'_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \right) - C_2 \left(P_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} P \right) \tag{7}$$

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \delta_{ij} \varepsilon \tag{8}$$

การจำลองการไหลใช้ระเบียบวิธีแบบ SIMPLE สำหรับทั้งความเร็วและความดัน ทั้งหมดของการคำนวณเป็นแบบ Second order upwind และการกำหนดเงื่อนไขขอบเขต โดยผนังไม่มีการเลื่อนไหล การไหลเป็นแบบปั่นป่วนและคงที่ กำหนดอุณหภูมิทางเข้าเท่ากับ 25°C และทางออกกำหนดความดันบรรยากาศ นอกจากนี้ กำหนดความเข้มของความปั่นป่วน (Turbulence intensity) เท่ากับ 5% และสเกลความยาว (Length scale) เท่ากับ 10% ในการคำนวณทั้งหมด กำหนดค่าของการลู่อื่นเข้าเท่ากับ 10^{-4}

สำหรับพารามิเตอร์ที่สำคัญในงานวิจัยนี้ คือ ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number, Re) ดังสมการที่ (9)

$$Re = \frac{V_i D_h}{\nu} \quad (9)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) สามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ดังนี้

$$h = \frac{\dot{q}}{(T_w - T_f)} \quad (10)$$

ตัวเลขนัสเซลท์ (Nu) ถูกกำหนดโดย

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (11)$$

ตัวเลขนัสเซลท์ (Nu) สำหรับท่อผิวเรียบ [10] ถูกกำหนดโดย

$$Nu_o = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (12)$$

ตัวเลขการหมุน (R_o) ถูกกำหนดโดย

$$R_o = \frac{\Omega D_h}{V_i} \quad (13)$$

เมื่อ V_i คือ ความเร็วของอากาศขาเข้า, D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก, ν คือ ความหนืดไดนามิกของอากาศ, \dot{q} คือ ฟลักซ์ความร้อนที่จ่ายบนผนัง, T_w คือ อุณหภูมิบนผนัง, T_f คือ อุณหภูมิขาเข้า, k คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน, Pr คือ ค่าตัวเลข Prandtl, Ω คือ ความเร็วรอบของการหมุน

3.2 ระเบียบวิธีการสร้างกระแสน้ำวน

การจำลองการไหลนี้ศึกษาโดยใช้โปรแกรมทางพลศาสตร์ของไหล ANSYS ver.15 (Fluent) ในการพิจารณาโครงสร้างของกระแสน้ำวน (Vortex core structure) ภายในช่องการไหลแบบสองกลับที่มีครีบ วิธีการสร้างกระแสน้ำวนใน CFD ถูกนำมาใช้สำหรับการศึกษากการกระจายและรูปร่างของการไหลหมุนวนภายในช่องการไหล Jeong และ Hussain [11] ศึกษาหลายรูปแบบของโครงสร้างกระแสน้ำวน ได้แก่ Local pressure minimum definition, Q criterion, λ_2 definition เป็นต้น ความถูกต้องและความเสถียรของทั้งสามรูปแบบถูกนำมาเปรียบเทียบ พวกเขาพบว่า λ_2 definition ให้ค่าความถูกต้องสูงสุดเมื่อเทียบกับแบบอื่น ๆ ดังนั้น λ_2 definition จึงถูกใช้สำหรับงานวิจัยนี้และรายละเอียดของวิธีการคำนวณถูกแสดงในสมการดังต่อไปนี้

เมตริกซ์ของเกรเดียนต์ความเร็ว (Velocity gradient tensor)

$$D = [d_{ij}] = \begin{bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} & \frac{\partial u}{\partial y} & \frac{\partial u}{\partial z} \\ \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial v}{\partial y} & \frac{\partial v}{\partial z} \\ \frac{\partial w}{\partial x} & \frac{\partial w}{\partial y} & \frac{\partial w}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (14)$$

เมื่อ tensor S และ Ω ถูกกำหนดโดย

$$S = \frac{D + D^T}{2} \quad (15)$$

$$\Omega^* = \frac{D - D^T}{2} \quad (16)$$

เมื่อ $S + \Omega^* = D$, $S^2 + (\Omega^*)^2 = \text{sym}(D^2)$

จากการศึกษาของ Jeong และ Hussain [11] พบว่า tensor $S^2 + (\Omega^*)^2$ พิจารณาที่จะกำหนดค่า Local pressure minimum definition ของการเคลื่อนที่แนวตั้งและบริเวณที่เชื่อมต่อกันด้วยสองค่า Eigen-value เชิงลบของ $S^2 + (\Omega^*)^2$ สามารถนิยามด้วยกระแสน้ำวน (Vortex core) เนื่องจากสมมาตรกัน ถ้า Eigen-value จริงสามค่าเป็น $\lambda_1 \geq \lambda_2 \geq \lambda_3$ แล้วกระแสน้ำวนนี้จะเท่ากับ $\lambda_2 < 0$

4. ผลการทดลอง

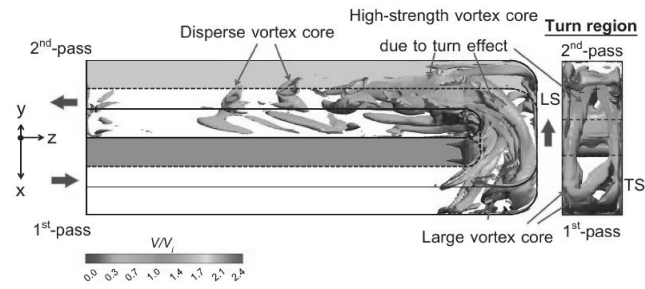
4.1 ลักษณะการกระจายของกระแสน้ำวนที่ $R_o=0.0$

รูปที่ 4 แสดงการกระจายของกระแสน้ำวนภายในช่องการไหลแบบสองกลับ กรณี $R_o=0.0$ ภายใต้เงื่อนไขความแตกต่างของมุมเอียงของครีบที่ 90°, 60° และ V-60° ตามลำดับ เปรียบเทียบกับกรณีผิวเรียบ สำหรับช่องการไหลแรก (First-pass channel) ผลการจำลองพบว่า ลักษณะการกระจายของกระแสน้ำวนในช่องแรกของกรณีผิวเรียบ (รูปที่ 4(ก)) ไม่ปรากฏของความปั่นป่วน ในขณะที่กรณีมุมครีบ 90° (รูปที่ 4(ข)) เกิดการไหลแยกตัวตั้งแต่ครีบตัวที่ 1 จนถึงก่อนส่วนกลับ (Turn region) และยังเกิดการไหลแยกตัวออกจากตัวครีบซึ่งให้อัตราส่วนความเร็วสูงเมื่อเทียบกับบริเวณด้านหลังตัวครีบ นอกจากนี้ ยังเกิดการไหลหมุนวนด้านหลังของตัวครีบเป็นบริเวณกว้าง สำหรับกรณีมุมครีบ 60° (รูปที่ 4(ค)) เกิดการไหลแยกตัวในแต่ละครีบ มีการไหลหมุนวนตรงของมุมครีบ ผลของการเอียงครีบยังสร้างการไหลอันดับสอง (Secondary flow) เพื่อพาความร้อนออกจากพื้นผิว การไหลอันดับสองเกิดการแยกตัวจากขอบต้นกระแสน้ำวนของครีบ (upstream edge of rib) แต่ละตัวไปยังปลายกระแสน้ำวนของครีบ (downstream edge of rib) ในทางกลับกัน กรณีมุมครีบบน V-60° (รูปที่ 4(ง)) เกิดทั้งการไหลแยกตัวและการไหลหมุนวนด้านหลังของครีบ ผลของครีบบน V สร้างการไหลอันดับสองที่ซับซ้อน

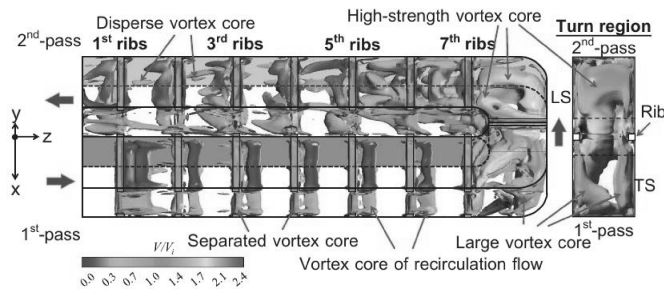
สำหรับการกระจายของกระแสในบริเวณส่วนกลับ (Turn region) กรณีผิวเรียบ (รูปที่ 4(ก)) การกระจายของกระแสในบริเวณเกิดเป็นวงกว้างเนื่องจากการเปลี่ยนทิศทางของความเร็วกระแสน้ำในบริเวณส่วนกลับให้ค่าอัตราส่วนความเร็วสูงเมื่อเทียบกับก่อนถึงส่วนกลับ (First-pass) ในกรณีครึ่ง 90° (รูปที่ 4(ข)) ผลของครึ่งสร้างการไหลกระแสในบริเวณที่รุนแรงกว่ากรณีผิวเรียบ การปะทะของของไหลบนพื้นผิวสูงเนื่องจากครึ่งบริเวณส่วนกลับ ในขณะที่ กรณีมุมครึ่ง 60° (รูปที่ 4(ค)) กระแสในบริเวณเกิดการไหลแยกตัวขนาดเล็กเนื่องจากผลของมุมเอียง อย่างไรก็ตาม บริเวณผิวด้านในของช่องการไหลเกิดการเร่งของความเร็วสูงขึ้น ทำให้เกิดการไหลปะทะบนพื้นผิวเพิ่มขึ้นสำหรับกรณีมุมครึ่งแบบ V-60° (รูปที่ 4(ง)) การกระจายของกระแสในบริเวณเกิดการปะทะบริเวณส่วนกลับและบางส่วนแยกตัวมาปะทะพื้นผิวก่อนเข้าสู่ส่วนกลับ มวลของการไหลบางส่วนถูกเร่งเนื่องจากครึ่งบริเวณส่วนโค้ง

สำหรับการกระจายของกระแสในบริเวณช่องที่สอง (Second-pass) หลังส่วนกลับในกรณีผิวเรียบ (รูปที่ 4(ก)) ลักษณะการกระจายของกระแสในบริเวณเพิ่มขึ้นเนื่องจากอิทธิพลของส่วนโค้ง หลังจากนั้นจะเกิดการแยกตัวขนาดเล็กของกระแสในตามระยะ

ของช่องที่สอง ในกรณีครึ่ง 90° (รูปที่ 4(ข)) เกิดการไหลของกระแสในบริเวณที่รุนแรงเพิ่มขึ้นเนื่องจากอิทธิพลของครึ่งและส่วนกลับ และยังให้การกระจายของกระแสในบริเวณกว้างกว่าช่องการไหลแรก สำหรับมุมครึ่ง 60° (รูปที่ 4(ค)) เกิดการกระจายตัวของกระแสในบริเวณสูงและให้พื้นที่กว้างมากกว่าเมื่อเทียบกับกรณีครึ่ง 90° โดยเฉพาะอย่างยิ่งบริเวณต้นกระแสน้ำการไหลของครึ่งแต่ละตัว นอกจากนี้ ยังพบว่า ผลของมุมเอียงสร้างการไหลอันดับสองที่ซับซ้อนเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับการไหลช่องแรก ในทางกลับกัน กรณีมุมครึ่งแบบ V-60° (รูปที่ 4(ง)) ผลของส่วนกลับสร้างการไหลอันดับสองซับซ้อนเพิ่มขึ้นบริเวณครึ่งที่ 7 และค่อยๆ ลดลง และยังคงสังเกตว่าผลของการวางครึ่งแบบ V สร้างการไหลแยกตัวและไหลปะทะบนพื้นผิวเพิ่มขึ้นบริเวณปลายกระแสน้ำการไหลของครึ่งแต่ละตัว ลักษณะของการกระจายของกระแสในบริเวณขึ้นอยู่กับรูปแบบของการวางครึ่งซึ่งจากการอภิปรายข้างต้นพบว่า ลักษณะการกระจายของกระแสในบริเวณจะมีความปั่นป่วนสูงเมื่อมุมการติดตั้งครึ่งเอียง 60° และ V-60° ในขณะที่ ลักษณะการกระจายของกระแสในบริเวณต่ำเมื่อมุมการติดตั้งครึ่งแบบ 90° และผิวเรียบ

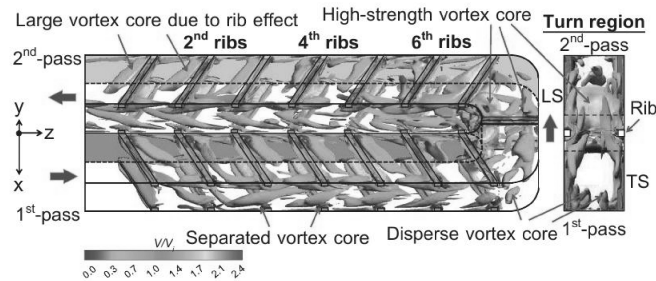


(ก) กรณีผิวเรียบ

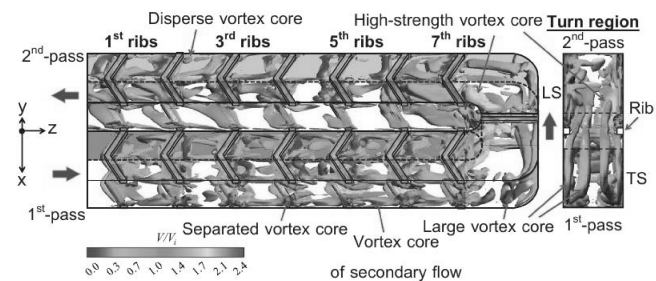


(ข) กรณีครึ่ง 90°

รูปที่ 4 แสดงการกระจายของกระแสในบริเวณภายในช่องการไหลแบบสองกลับ กรณี $R_s=0.0$



(ค) กรณีครีบริบ 60°



(ง) กรณีครีบริบ 60°

รูปที่ 4 แสดงการกระจายของกระแสในช่องทางไหลแบบสองกลับ กรณี $R_0=0.0$ (ต่อ)

4.2 ลักษณะการกระจายของกระแสน้ำวนที่ $R_0=0.2$

รูปที่ 5 แสดงการกระจายของกระแสน้ำวนภายในช่องทางไหลแบบสองกลับ กรณี $R_0=0.2$ ภายใต้เงื่อนไขความแตกต่างของมุมเอียงของครีบริบที่ 90°, 60° และ V-60° ตามลำดับ เปรียบเทียบกับกรณีผิวเรียบ สำหรับช่องทางไหลแรก (First-pass channel) ผลการจำลองพบว่า ลักษณะการกระจายของกระแสน้ำวนในช่องทางของกรณีผิวเรียบ (รูปที่ 5(ก)) ถูกเหนี่ยวนำไปยังผนังด้าน trailing เกิดการไหลอันดับสองเนื่องจากแรงโคริโอลิส (Coriolis force) ในขณะที่ยังมีมุมครีบริบ 90° (รูปที่ 5(ข)) เกิดการไหลแยกตัวกระทันหันจากด้าน leading ไปยังด้าน trailing ผลของครีบริบยังสร้างความปั่นป่วนสูงเมื่อเทียบกับกรณี $R_0=0.0$ (รูปที่ 4(ข)) สำหรับกรณีมุมครีบริบ 60° (รูปที่ 5(ค)) พบว่า เกิดการไหลอันดับสองปะทะไปยังด้าน trailing สูงกว่าด้าน leading เนื่องจากผลของแรงโคริโอลิส เกิดการไหลแยกตัวออกจากตัวครีบริบอย่างเห็นได้ชัดเจน ผลจากการหมุนสร้างการไหลที่ปั่นป่วนสูงเมื่อเทียบกับมุมครีบริบบน 90° นอกจากนี้ ยังเกิดการไหลอันดับสองที่ซับซ้อนเนื่องจากผลของมุมเอียงของครีบริบ ในขณะที่กรณีมุมครีบริบ V-60° (รูปที่ 5(ง)) เกิดการไหลแยกตัวขนาดใหญ่ปะทะไปยังด้าน trailing มากกว่าด้าน leading แต่ลักษณะของความปั่นป่วนจะน้อยกว่ากรณีมุมครีบริบ 60°

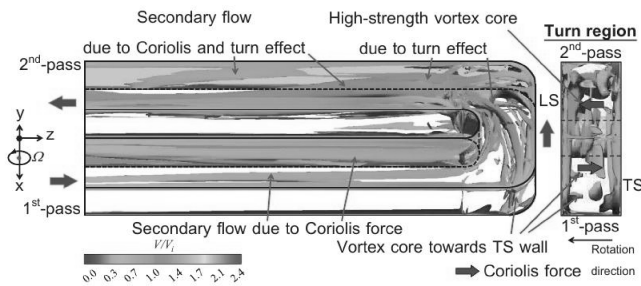
สำหรับการกระจายของกระแสน้ำวนบริเวณส่วนกลับ (Turn region) กรณีผิวเรียบ (รูปที่ 5(ก)) เกิดการไหลแยกตัวออกจากพื้นผิวด้าน leading ไปยังด้าน trailing และเกิดความปั่นป่วนต่ำกว่ากรณีผิวเรียบ (รูปที่ 4(ก)) ที่ $R_0=0.0$ อาจเกิดจากความเร็วของ

ของไหลถูกเร่งอย่างทันทีทันใดไปยังด้านที่สอง แต่อย่างไรก็ตามลักษณะของการกระจายกระแสน้ำวนได้ดีกว่ากรณีช่องทางไหลแบบไม่หมุน กรณีมุมครีบริบ 90° (รูปที่ 5(ข)) เกิดการไหลอันดับสองที่ซับซ้อนและมีความปั่นป่วนสูงเนื่องจากผลของครีบริบและส่วนกลับ ในขณะที่ กรณีมุมครีบริบ 60° (รูปที่ 5(ค)) ลักษณะการกระจายของกระแสน้ำวนสูงกว่ากรณี 90° เนื่องจากผลของมุมเอียง และยังเกิดการกระจายตัวของของไหลสูง สำหรับกรณีมุมครีบริบ V-60° (รูปที่ 5(ง)) ลักษณะการกระจายของกระแสน้ำวนลดลงบริเวณก่อนส่วนกลับเมื่อเทียบกับกรณีมุมครีบริบ 60° (รูปที่ 5(ค)) แต่อย่างไรก็ตาม ยังให้ความปั่นป่วนสูงเมื่อเทียบกับกรณีมุมครีบริบ 90° และผิวเรียบ นอกจากนี้ โดยภาพรวมยังพบว่า ครีบริบที่ติดตั้งบริเวณส่วนกลับยังช่วยเร่งความเร็วในการไหลปะทะบนพื้นผิวหลังส่วนกลับได้ดี

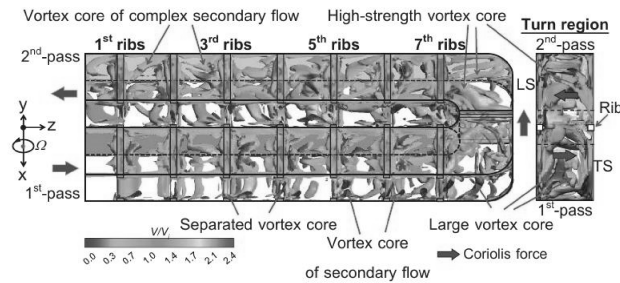
สำหรับการกระจายของกระแสน้ำวนบริเวณช่องทางที่สอง (Second-pass) หลังส่วนกลับในกรณีผิวเรียบ (รูปที่ 5(ก)) อิทธิพลของส่วนกลับสร้างการกระจายของกระแสน้ำวนสูงกว่าบริเวณช่องทางแรก ความเร็วของของไหลสูงปะทะพื้นผิวด้าน leading เพิ่มขึ้นเนื่องจากแรงโคริโอลิส ยังเกิดการไหลอันดับสองขนาดใหญ่ กรณีมุมครีบริบ 90° พบว่า เกิดเส้นทางของการไหลอันดับสองที่ซับซ้อนเพิ่มขึ้นเนื่องจากผลของครีบริบ นอกจากนี้ ของไหลถูกอิทธิพลของการหมุนเหนี่ยวนำการไหลขนาดใหญ่ปะทะด้าน leading เพิ่มขึ้น แต่ความเร็วในการไหลลดลงตามระยะของช่องทางไหล ในขณะที่ กรณีมุมครีบริบ 60° ลักษณะของการกระจายของกระแสน้ำวนมีความปั่นป่วนสูงเมื่อเทียบกับกรณีมุมครีบริบ 90° อาจเกิดจากมุมเอียงของ

ครีบริบและผลของส่วนกลับ นอกจากนี้ ยังสังเกตว่าลักษณะการกระจายความเร็วสูงหลังส่วนโค้งเข้าสู่ช่องทางที่สอง (Second-pass) เกิดเส้นทางการไหลอันดับสองที่ซับซ้อนอย่างเห็นได้ชัดจนกระทั่งผลของการไหลนี้ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวได้ดี สำหรับกรณีมุมครีบริบ $V-60^\circ$ ความเร็วของของไหลหลังบริเวณส่วนกลับสูงกว่ากรณีอื่นๆ อย่างเห็นได้ชัดจนกระทั่งผลของการเอียงครีบริบแบบ V สร้างการไหลอันดับสองที่ซับซ้อนสูงบริเวณต้นกระแสการไหล นอกจากนี้ ยังพบว่าเกิดการไหลแยกตัวจากด้าน trailing ไปยังด้าน leading เนื่องจากการหมุน เกิดการไหลแยกตัวขนาดเล็กบริเวณปลายกระแสการไหล

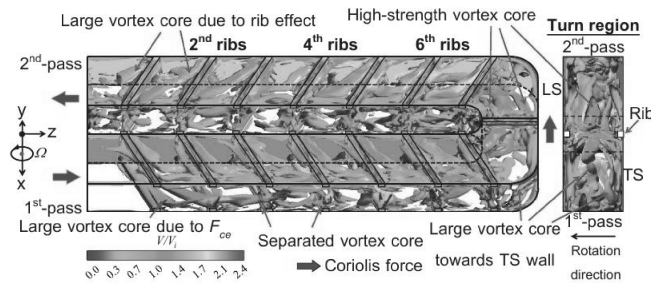
ลักษณะของการกระจายของกระแสที่ขึ้นอยู่กับรูปแบบของการวางครีบริบและการหมุนซึ่งจากการอภิปรายข้างต้น พบว่า ลักษณะการกระจายของกระแสที่แน่นอนจะมีความปั่นป่วนสูงในช่องแรกด้าน trailing และมีค่าปั่นป่วนสูงในช่องสองด้าน leading เนื่องจากผลของการหมุนและส่วนกลับ นอกจากนี้ยังพบว่าผลของมุมการติดตั้งครีบริบเอียง 60° และ $V-60^\circ$ ลักษณะการกระจายของกระแสที่แน่นอนสูงกว่าเมื่อมุมการติดตั้งครีบริบแบบ 90° และผิวเรียบ



(ก) กรณีผิวเรียบ

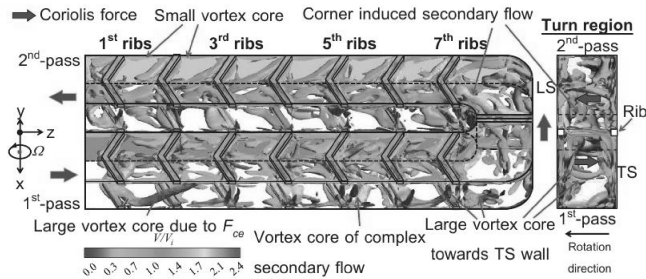


(ข) กรณีครีบริบ 90°



(ค) กรณีครีบริบ 60°

รูปที่ 5 แสดงการกระจายของกระแสที่แน่นอนภายในช่องการไหลแบบสองกลับ กรณี $R_0=0.2$



(ง) กรณีครีบริ V60°

รูปที่ 5 แสดงการกระจายของกระแสวนภายในช่องการไหลแบบสองกลับ กรณี $R_o=0.2$ (ต่อ)

4.3 ลักษณะการกระจายการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 6 แสดงการกระจายของอัตราส่วนนัสเซลต์นิมเบอร์ (Nu/Nu_c) บนพื้นผิวของด้าน leading และ trailing ในช่องการไหลแบบสองกลับภายใต้เงื่อนไขความแตกต่างของมุมเอียงของครีบริที่ 90°, 60° และ V-60° ตามลำดับ เทียบกับกรณีช่องแบบผิวเรียบสำหรับช่องการไหลแรก (First-pass) ที่เงื่อนไข $R_o=0.0$ จากการจำลองพบว่า สำหรับกรณีผิวเรียบ ลักษณะการกระจายการถ่ายเทความร้อนสูงที่ปากทางเข้าของช่องการไหลแล้วค่อยๆ ลดลงตามระยะของช่องการไหล ในขณะที่ กรณีมุมครีบริ 90° การถ่ายเทความร้อนสูงที่ปากทางเข้าของช่องการไหลในช่องการไหลแรก การกระจายการถ่ายเทความร้อนสูงระหว่างครีบริและลดลงด้านหน้าและด้านหลังครีบริ สำหรับกรณีมุมครีบริ 60° การกระจายการถ่ายเทความร้อนสูงบริเวณต้นกระแสการไหล และลดลงบริเวณปลายกระแสการไหล ในทางกลับกัน กรณีมุมครีบริ V-60° การกระจายการถ่ายเทความร้อนสูงตรงกลางระหว่างครีบริและลดลงบริเวณด้านหลังของตัวครีบริ นอกจากนี้ ยังสังเกตว่า ลักษณะการกระจายการถ่ายเทความร้อนสูงด้านหน้าของตัวครีบริอาจจะเป็นผลมาจากการไหลเรียบผิวของครีบริ

สำหรับการกระจายของการถ่ายเทความร้อนบริเวณส่วนกลับ (Turn region) ที่เงื่อนไข $R_o=0.0$ กรณีผิวเรียบ สูงบริเวณใกล้ผิวด้านนอกของส่วนกลับมากกว่าผิวด้านในเนื่องจากผลของการไหลเร่งบริเวณส่วนกลับ ในขณะที่ กรณีมุมครีบริ 90° การกระจายการถ่ายเทความร้อนสูงบริเวณหลังส่วนกลับมากกว่าก่อนส่วนกลับเนื่องจากผลของครีบริ ลักษณะของการกระจายการถ่ายเทความร้อนดีกว่ากรณีแบบผิวเรียบ แต่อย่างไรก็ตาม ลักษณะของการถ่ายเทความร้อนจะแตกต่างจากกรณีมุมครีบริ 60° อย่างเห็นได้ชัดตรงบริเวณใกล้พื้นที่ผิวด้านในให้การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าพื้นที่ใกล้ผิวด้านนอก อาจจะเป็นผลมาจากการเอียงของมุมครีบริ สำหรับกรณีมุมครีบริ V-60° ลักษณะการกระจายการถ่ายเทความร้อนหลังส่วนกลับสูงกว่าก่อนส่วนกลับอย่างเห็นได้ชัดซึ่งเมื่อเทียบกับกรณีมุมครีบริอื่นๆ

สำหรับการกระจายของการถ่ายเทความร้อนบริเวณช่องที่สอง (Second-pass) ที่เงื่อนไข $R_o=0.0$ กรณีผิวเรียบ การกระจายของการถ่ายเทความร้อนสูงบริเวณใกล้พื้นที่ผิวด้านนอกมากกว่าผิวด้านในเนื่องจากผลของส่วนกลับ และค่อยๆ ลดลงตามระยะของช่องการไหล ในขณะที่ กรณีมุมครีบริ 90° การกระจายการถ่ายเทความร้อน

สม่ำเสมอมากกว่ากรณีผิวเรียบและค่อยๆ ลดลง นอกจากนี้ ยังพบว่า ลักษณะการกระจายการถ่ายเทความร้อนช่องที่สองสูงกว่าช่องแรก อาจจะเป็นผลมาจากอิทธิพลของส่วนกลับ กรณีมุมครีบริ 60° อิทธิพลของส่วนกลับสร้างการถ่ายเทความร้อนสูงสุดบริเวณต้นกระแสการไหลของครีบริตัวแรกหลังส่วนกลับและลดลงตามระยะของช่องการไหล แนวโน้มโดยรวมของการถ่ายเทความร้อนของมุมครีบริ 60° ให้การกระจายการถ่ายเทความร้อนสม่ำเสมอเมื่อเทียบกับกรณีมุมครีบริ 90° ในขณะที่ กรณีมุมครีบริ V-60° การถ่ายเทความร้อนต่ำบริเวณตรงกลางตามแนวการไหลและสูงใกล้พื้นที่บริเวณผิวด้านนอกและด้านในของช่องการไหล

สำหรับช่องการไหลแรก (First-pass) ที่เงื่อนไข $R_o=0.2$ จากการจำลองพบว่า ลักษณะการกระจายการถ่ายเทความร้อนของผิวด้าน trailing สูงบริเวณปากทางเข้าของช่องการไหลและค่อยๆ ลดลงตามระยะของช่องการไหล ในขณะที่ การกระจายการถ่ายเทความร้อนของผิวด้าน leading สูงใกล้ขอบของช่องการไหล (ผิวด้านในและด้านนอก) เนื่องจากอิทธิพลของแรงโคริโอลิส สำหรับกรณีมุมครีบริ 90° ด้าน trailing การกระจายการถ่ายเทความร้อนสูงตรงกลางระหว่างครีบริเมื่อเทียบกับด้าน leading จะสูงบริเวณขอบด้านในและด้านนอกของช่องการไหล บริเวณตรงกลางระหว่างครีบริจะต่ำกว่าด้าน trailing เพราะผลจากการหมุน สำหรับกรณีมุมครีบริ 60° การกระจายของการถ่ายเทความร้อนด้าน trailing สูงบริเวณต้นกระแสการไหลและหลังกระแสการไหลบางส่วน ในขณะที่ ด้าน leading สูงสุดบริเวณต้นขอบของกระแสการไหลซึ่งเห็นได้อย่างชัดเจน นี้ อาจจะเป็นผลมาจากมุมการเอียงครีบริและการหมุน ในทางกลับกัน กรณีมุมครีบริ V-60° การกระจายการถ่ายเทความร้อนด้าน trailing สูงบริเวณตรงกลางระหว่างครีบริตัวแรกของช่องการไหลแล้วค่อยๆ ลดลง และสูงอีกครั้งก่อนถึงส่วนกลับของช่องการไหล ในขณะที่ การกระจายการถ่ายเทความร้อนด้าน leading สูงบริเวณใกล้ผิวด้านในและด้านนอกอย่างชัดเจนซึ่งอาจจะเป็นผลมาจากการหมุนและแรงโคริโอลิสที่กระทำ

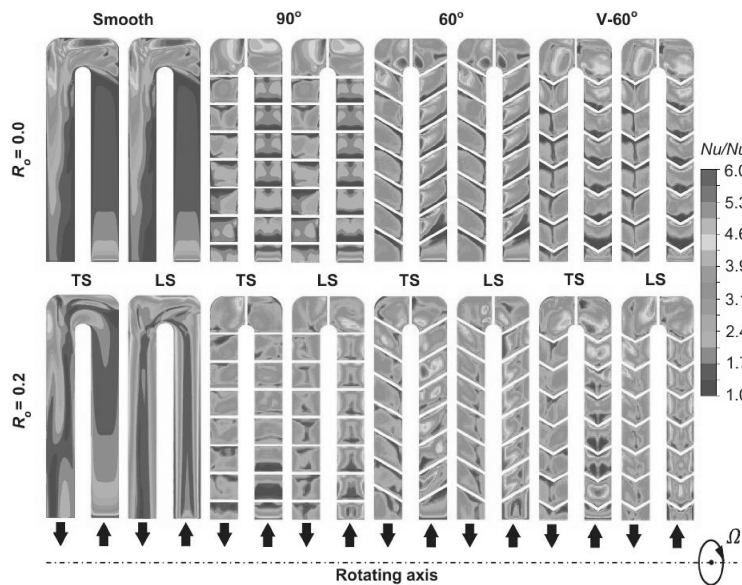
สำหรับการกระจายของการถ่ายเทความร้อนบริเวณส่วนกลับ (Turn region) ที่เงื่อนไข $R_o=0.2$ กรณีผิวเรียบ ลักษณะของการกระจายการถ่ายเทความร้อนบริเวณด้าน leading ต่ำกว่าด้าน trailing แต่อย่างไรก็ตาม การถ่ายเทความร้อนทั้งด้าน leading และ trailing กรณีช่องการไหลที่หมุนให้การถ่ายเทความร้อนต่ำกว่ากรณี

ช่องการไหลที่ไม่หมุน ($Ro=0.0$) สำหรับการถ่ายเทความร้อนกรณีมุมครีป 90° 60° และ $V-60^\circ$ พบว่า เกิดการกระจายของการถ่ายเทความร้อนได้ดีทั้งด้าน leading และด้าน trailing การถ่ายเทความร้อนบริเวณหลังส่วนกลับให้ต่ำกว่าการถ่ายเทความร้อนในช่องการไหลที่ไม่หมุน อาจจะเป็นเพราะผลของการหมุนและรูปแบบของครีปที่ติดตั้ง

สำหรับการกระจายของการถ่ายเทความร้อนบริเวณช่องที่สอง (Second-pass) ที่เงื่อนไข $Ro=0.2$ กรณีผิวเรียบ ลักษณะการกระจายการถ่ายเทความร้อนด้าน trailing สูงใกล้ขอบของผิวด้านนอกและค่อย ๆ ลดลงตามระยะของช่องการไหล ในขณะที่ การถ่ายเทความร้อนด้าน leading ลดบริเวณตรงกลางของช่องการไหล และสูงสุดบริเวณขอบด้านข้างของช่องการไหล แต่อย่างไรก็ตาม เมื่อเทียบกับการถ่ายเทความร้อนกรณีมุมครีป 90° 60° และ $V-60^\circ$

สูงกว่า และยังให้การกระจายการถ่ายเทความร้อนสม่ำเสมอกว่ากรณีผิวเรียบ อิทธิพลของส่วนกลับให้การถ่ายเทความร้อนสูงในด้าน leading เมื่อเทียบกับด้าน trailing เนื่องจากการหมุน

จากผลการจำลองข้างต้นทั้งในกรณีที่มีการหมุน ($Ro=0.2$) ของช่องการไหลและไม่มีหมุน ($Ro=0.0$) ของช่องการไหล โดยภาพรวมพบว่า อิทธิพลของการหมุนสร้างการไหลอันดับสองซึ่งถูกเหนี่ยวนำโดยแรงโคริโอลิสซึ่งส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนสูงในช่องการไหลแรกด้าน trailing และช่องการไหลที่สองด้าน leading แล้วให้ค่าการถ่ายเทความร้อนต่ำของช่องการไหลแรกด้าน leading และช่องการไหลที่สองด้าน trailing นอกจากนี้ ยังพบว่าการถ่ายเทความร้อนจากการหมุนให้สูงกว่าการถ่ายเทความร้อนในช่องการไหลที่ไม่หมุน



รูปที่ 6 แสดงการกระจายการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลแบบสองกลับภายใต้ความแตกต่างครีป ที่ $Re=10,000$

5. สรุปผลการทดลอง

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้เพื่อศึกษาผลของการหมุนต่อการกระจายกระแสภายในช่องสี่เหลี่ยมสองกลับแบบมีครีป ผลการจำลองของงานวิจัยนี้สามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. ผลจากการหมุนสร้างการกระจายกระแสที่ซับซ้อนภายในช่องสี่เหลี่ยมสองกลับมากกว่าการกระจายกระแสที่เรียบง่ายในช่องสี่เหลี่ยมสองกลับแบบไม่มีหมุน
2. สำหรับช่องการไหลแรกการหมุนสร้างการไหลอันดับสองไหลจากด้าน leading ไปยังด้าน trailing ในขณะที่ ช่องการไหลที่สอง การไหลอันดับสองไหลจากด้าน trailing ไปยังด้าน leading เนื่องจากอิทธิพลของแรงโคริโอลิส

3. อิทธิพลของการหมุนส่งผลให้การกระจายการถ่ายเทความร้อนในช่องการไหลแรกด้าน trailing สูงกว่าการถ่ายเทความร้อนด้าน leading ในขณะที่ การถ่ายเทความร้อนในช่องที่สองด้าน trailing ต่ำกว่าการถ่ายเทความร้อนในด้าน leading

4. ผลของการติดตั้งครีปเอียง 60° และ $V-60^\circ$ ภายในช่องการไหลแบบสองกลับให้การไหลที่ปั่นป่วนสูง และยังให้การกระจายการถ่ายเทความร้อนสูงกว่ากรณีมุมการติดตั้งครีป 90° และผิวเรียบ

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณโครงการปริญญาเอกกาญจนาภิเษก (คปก.) รุ่นที่ 17 และภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์เป็นอย่างสูงที่ได้ให้เงินทุนสนับสนุนงานวิจัยนี้

สัญลักษณ์และคำย่อ

D_h	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของช่องการไหล (mm)
e	คือ ความสูงของครีป (m)
H	คือ ความสูงของช่องการไหล (m)
h	คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ($W/m^2 K$)
k	คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของอากาศ ($W/m-K$)
L	คือ ความยาวของช่องการไหล (m)
Nu	คือ ค่าตัวเลขเทย์เลอร์ (-)
Nu_o	คือ ค่าตัวเลขเทย์เลอร์กรณีผิวเรียบ (-)
P	คือ ระยะพิทของครีป (m)
Pr	คือ ค่าพริ้นด์เทย์เลอร์ (-)
\dot{q}	คือ ฟลักซ์ความร้อนที่จ่ายบนผนัง (W/m^2)
Re	คือ ค่าเรย์โนลด์สเทย์เลอร์ (-)
T_w	คือ อุณหภูมิบนผนัง (K)
T_i	คือ อุณหภูมิเข้า (K)
V_i	คือ ความเร็วอากาศเข้าช่องการไหล (m/s)
W	คือ ความกว้างของช่องการไหล (m)
x, y, z	คือ ทิศทางการไหล, ทิศตามแนวการไหล และทิศตั้งฉากกับการไหล (m)
ρ	คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)
ν	คือ ความหนืดไคเนติกของอากาศ (m^2/s)
α	คือ มุมการติดตั้งครีป (degree)
Ω	คือ ความเร็วรอบของการหมุน (rad/s)

เอกสารอ้างอิง

- [1] Han, J.C., Park, J.S. and Lei, C.K., (1985), "Heat transfer enhancement in channels with turbulence promoters," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, pp. 628–635.
- [2] Taslim, M.E., Li, T., and Kercher, D.M., (1996), "Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 118, pp. 20–28.
- [3] Ekkad, S.V. and Han, J.C., (1997), "Detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with rib turbulators." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40(11), pp. 2525–2537.
- [4] Lee, E., Wright, L.M. and Han, J.C., (2003), "Heat transfer in rotating rectangular channels ($AR=4:1$) with V-shaped and angled rib turbulators with and without gaps," *ASME Paper No. GT2003-38900*.
- [5] Lau, S.C., McMillin, R.D. and Han, J.C., (1991), "Heat transfer characteristics of turbulent flow in a square channel with angled discrete ribs," *Journal of Turbomachinery*, Vol.113, pp. 367–374.
- [6] Lin, Y.-L., Shih, T.I.-P., Stephens, M.A. and Chyu, M.K., (2000), "A numerical study of flow and heat transfer in a smooth and ribbed u-duct with and without rotation," *ASME Journal Heat Transfer*, Vol. 123, No. 2, pp. 219–232.
- [7] Shen, Z., Xie, Y. and Zhang, D., (2015), Numerical predictions on fluid flow and heat transfer in U-shaped channel with the combination of ribs, dimples and protrusions under rotational effects, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 80, pp. 494–512.
- [8] Singh, P., Li, W., Ekkad, S. V. and Ren, J., (2017), "Experimental and numerical investigation of heat transfer inside two-pass rib roughened duct ($AR=1:2$) under rotating and stationary conditions," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 113, pp. 384–398.
- [9] Gao, T., Zeng J., Zhu, J., Li, J. and Gong, J., (2018), "Effects of rib angle and rib orientation on flow and heat transfer in two-pass ribbed channels," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 32, No. 1, pp. 513–526.
- [10] Dittus, P.W., and Boelter, L.M.K., (1985), "Heat transfer in automobile radiators of the tubular type", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 12, pp. 3–22.
- [11] Jeong, J. and Hussain, F., (1995), "On the identification of a vortex." *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 285, pp. 69–94.

Appendix B3**Conference Paper (Inter.)**

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, and C. Nuntadusit, Numerical simulations on flow and heat transfer in ribbed two-pass square channels under rotational effects, The 2nd International Conference on Computational Fluid Dynamics in Research and Industry 2017 (CFDRI 2017), 3-4 August 2017, Songkhla, Thailand.



International Conference on Computational Fluid Dynamics
in Research & Industry (CFDRI) 2017

Numerical Simulations on Flow and Heat Transfer in Ribbed Two-Pass Square Channels under Rotational Effects

N. Kaewchoothong, K. Maliwan and C. Nuntadusit*

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, HatYai, Songkhla 90110, Thailand

*E-mail: chayut@me.psu.ac.th

Abstract. The main objective of this research is to study the flow and heat transfer characteristics in a rotating two-pass square channel with ribbed walls. In this study, the channel length-to-hydraulic diameter ratio of the rotating two-pass square channel (L/D_h), the rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h), rib angle of attack (α) and the rib pitch-to-height (p/e) ratio are fixed at 11.33, 0.13, 60° and 10, respectively. The test fluid is air having the flow rate in terms of constant Reynolds number (Re) of 10,000. The rotation numbers (Ro) are varied from 0.1 to 0.4. The details of the local heat transfer distribution and the flow field of the rotating two-pass square channel are numerically studied by using commercial software ANSYS Fluent (ver.15.0). The results show that the ribbed walls enhance the heat transfer rate significantly. Under rotation, the average Nu in the first pass with radial outward flow is increased while that in the second pass is decreased, and also found that maximum heat transfer rate is observed for rotation number of 0.4 which is higher about 10-20% when compared with the other rotation number cases.

Keywords: Ribbed two-pass square channel, Rotational effect, Heat transfer, CFD

1. Introduction

Gas turbine engine is one kind of widely used in the powerful machineries which were applied in the aircraft propulsion, land-based power generation system and industrial applications. In order to achieve the higher thermal efficiency and power output. One of ways is by increasing the turbine inlet temperature (TIT) which current gas turbine engines can operate at TIT up to about $1,700^\circ\text{C}$. Thus, it need effective cooling technologies to augment heat transfer rate with less amount of cooling air, such as rib-roughened channel cooling, impingement cooling, film cooling, pin-fin cooling and dimple or protrusion cooling as shown in Fig. 1. Rib turbulated cooling in internal channel is the most commonly adapted approach in gas turbine blade. Han and his co-workers [1-7] have performed a large amount of research in this field including the discussions of aspect ratio, channel shape, Reynolds number, rib configurations, etc.

Walker and Zausner [8] used commercial software ANSYS CFX to predict local heat transfer distribution in a ribbed two-pass square channel and indicated that SST k- ω was an optimal turbulence model for engineering applications. Bonhoff et al. [9] numerically studied a two-pass channel with 45° ribs using the commercial solver ANSYS FLUENT with Reynolds stress model (RSM) and standard k- ε model. After that, Ekkad and Han [10] studied the detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with the angles of 60° , 90° and 60° discrete rib turbulators. They reported that the heat transfer rate for rib-roughened walls was larger than smooth walls due to the secondary flows induced the effect of the bend and rib turbulators. In addition, Shen et al. [11] numerically investigated smooth and ribbed two-pass square channel under rotation number between 0.4 and 0.6 at constant Reynolds

number fixed at 12,500. They explained that enhanced heat transfer areas were moved to radial inward channel from the sidewalls of radial outward channel as divider-to-tip wall distance was increased. Rotational effect in turbine blade affects the flow and heat transfer characteristics considerably. In general, rotation effect induces Coriolis and centrifugal forces that produce cross-stream secondary flow in the rotating channel. The effect of rotation on the first-pass and second-pass channels is different due to the different outward and inward flow.

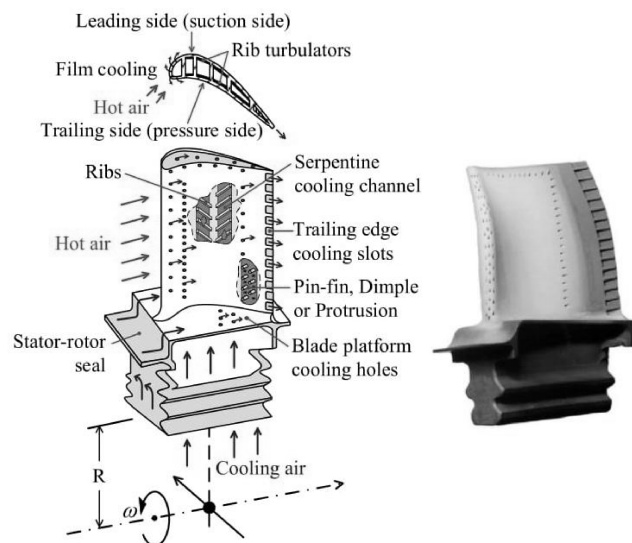


Figure 1. Advance gas turbine rotor blade cooling passage network and defined coordinate system

From the review of obtainable literature on internal flow and heat transfer rate under rotation conditions, it can be noted that the heat transfer characteristics should be investigated more detailed in order to design more effective gas turbine blade cooling. Additionally, few researchers numerically studied both flow characteristics and heat transfer rate overall surface in cooling channel. Thus, the present study focused on the detailed examination of the effect of rotation on the flow behavior and local heat transfer distributions inside the two-pass square channel where the ribs are attached on the two opposite walls. The angle of 60° inclined ribs in two-pass square channel is numerically performed using commercial software ANSYS Fluent (ver.15.0) which all cases are carried out under high rotational number of up to 0.4.

2. Numerical simulation and methods

2.1. Physical model

The geometry of a two-pass square channel with the angle of 60° inclined ribs on the opposite walls for this study is shown in Fig. 2. The coordinate system of x, y, z represents the spanwise, normal to heat transfer wall and streamwise directions, respectively, where the rotating direction of the two-pass square channel is clockwise of x -axis direction. The cross section ($W \times H$) of a channel was square of $15 \text{ mm} \times 15 \text{ mm}$ with aspect ratio AR of 1. In this study, the ribs with square cross section were used to locate on two opposite walls in rotating direction. The rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h), the length-to-diameter ratio (L/D_h) of each of the first and second passages, and the rib pitch-to-height (p/e) ratio were fixed at 0.133, 11.33 and 10, respectively. The air inlet of channel was at $R/D_h=22.0$.

For boundary conditions in these numerical simulation, the flow rate was determined at the entrance in the radial outward channel, which the value of flow rate is defined by Reynolds number (Re) of

10,000. Inlet temperature and turbulence intensity of a channel entrance was imposed at 298.15 K and 5.0%, respectively. The flow exit of the channel was determined to be maintained at a constant pressure of 1.0 atm. All wall surfaces of channel were no-slip conditions with zero velocity component. The constant heat flux of about 300 W/m^2 was defined on trailing and leading surfaces. The rotation numbers of the two-pass square channel were varied between 0.1 to 0.4 into consideration similar with the aircraft blade condition [12].

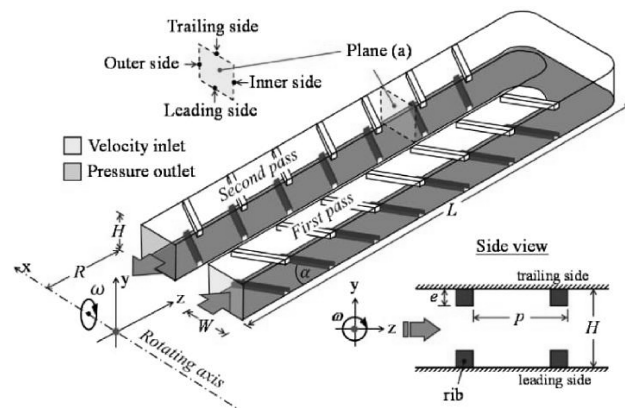


Figure 2. Geometry of a rotating two-pass square channel.

2.2. Computational details

In this numerical study, the 3D flow field and heat transfer on surface of the two-pass square channel are studied by CFD commercial software ANSYS Fluent (ver.15.0). The computational model was operated by solving Reynolds averaged continuity and Navier-Stokes equations. The Reynolds stress model (RSM) was applied in solving turbulent flow [13-15]. For numerical calculations, the SIMPLE algorithm was used for the pressure-velocity coupling in order to successful computations of governing equations. Second order upwind scheme was designated for special discretization of all equations. The solutions were considered to be convergent when the residual values for continuity, velocities and energy were less than 1×10^{-6} , 1×10^{-4} and 1×10^{-7} , respectively [16-17].

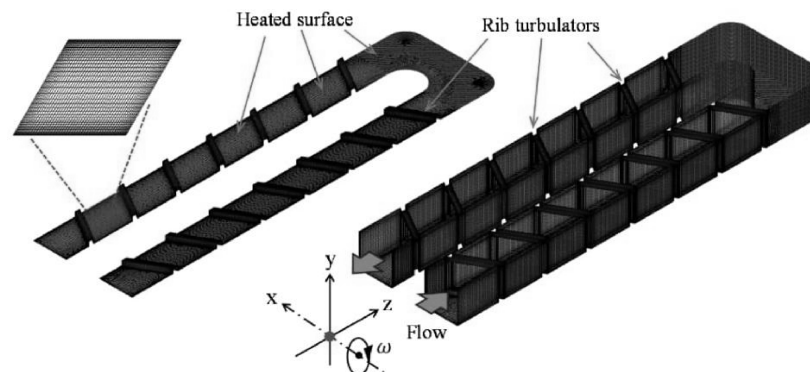


Figure 3. Grid used for computational domain.

Computational domain was generated by structured hexahedral element as shown in Fig. 3. The more intensive grids were used near the walls, bend and ribbed surfaces of rotating channel. In all domains,

the number of grid more than 3.0 million could be considered of the two-pass square channel, which the grid spacing of the first layer normal to the wall corresponding to y^+ values was less than 1.0.

2.3. Data reduction

There are three parameters of interest included Reynolds number (Re), Nusselt number (Nu) and Rotation number (R_o). The Re is determined as

$$Re = \frac{V_i D_h}{\nu} \quad (1)$$

where V_i is the inlet velocity, D_h is the hydraulic diameter of channel, which it can be calculated from $D_h = 2WH/(W+H)$ when W and H were width and height of channel ($D_h=H$), and ν is the kinematic viscosity of air. The local Nu is calculated from Eq. (1).

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (2)$$

where h is the convective heat transfer coefficient of air and k is the thermal conductivity.

The Nusselt number ratio (Nu/Nu_o) is calculated using the correlation of Dittus and Boelter [18] for fully developed flow, a smooth wall with rotation to normalized Nusselt number.

$$Nu/Nu_o = \frac{Nu}{0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}} \quad (3)$$

where Pr is the Prandtl number of air ($Pr=0.71$).

The average Nusselt number ratio (\overline{Nu}/Nu_o) is considered by averaging local Nusselt number values (from Eq. (1)) over the heat transfer surface.

$$\overline{Nu}/Nu_o = \frac{\left(\sum_{i=1}^n Nu_i \right) / n}{Nu_o} \quad (4)$$

where Nu_i is the local Nusselt number at a measured point, n is the total number of measured point over the heat transfer surface.

The R_o is determined from Eq. (5).

$$R_o = \frac{\omega D_h}{V_i} \quad (5)$$

where ω is the rotating speed.

3. Results and discussion

3.1. Validation of CFD model

The computational model for a flow and heat transfer enhancement of the two-pass square channel is predicted using each turbulence model to validate with experimental results under stationary channel of A.K. Sleiti [17] as shown in Fig. 4. Comparison of calculation heat transfer on the first-pass leading surface between the 5th and 6th ribs is considered at $Re=10,000$ under stationary case. The results show

that the predictions using RSM was the most accurate of about 5%. RTD $k-\omega$ and SST $k-\omega$ predicted the trend exactly but over predicted Nu/Nu_o near the rib top by 15% and 25%, respectively. Whereas, the worst are predictions both the standard (STD) $k-\varepsilon$ and RNG $k-\varepsilon$ of scalable wall function option in this numerical study. Thus, the RSM model is the best choice for this flow model.

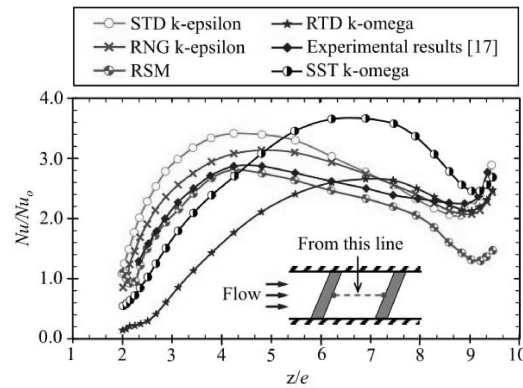


Figure 4. Numerical validation of heat transfer along the centerline of the floor in stationary channel.

3.2. Flow structures

Figure 5 shows the comparisons of 3D flow-field velocity contours and the velocity vector on each plane of channel under rotation number (R_o) of 0.0 (Fig. 5(a)) and 0.2 (Fig. 5(b)). Plane (i), (ii), (iii) and (iv) are on the middle between ribs in the first and second channels, and plane (v) is selected in the center of the bend section. As shown in Fig. 5(a) for the stationary case ($R_o=0.0$), the results show that angle of 60° ribbed channel of each plane in the first-pass channel created simultaneously the large vortex near the inner and the outer sides, which it is induced by the effect of inclined ribs. On the bend region, similar flow behavior occurs large vortex near the inner wall and the outer wall due to the combined effect of the U-bend and ribs in the first pass channel can induce the small counter rotating flow near inner side. After the bend, the flow field in second-pass channel is similar with the flow before the bend in first-pass channel because the rib-induced counter rotating vortex pairs.

For rotating case, the complex secondary flow occurred near the trailing surface in the first-pass channel (see Fig. 5(b)) is created by the angle of inclined ribs and the effect of rotation which is affected to increase the heat transfer enhancements on the walls. On the bend section, it is observed that a counter rotating vortex pair creates near the top side of the bend due to the combined effect of the centrifugal-induced vortex and the Coriolis-induced complex secondary flow in the upstream. In addition, the secondary flow pattern in the second-pass channel is rather complicated due to the combined effect of the bend and the rib-roughened walls, which the flow structure in the bend region is influenced by the angle of 60° inclined ribs, curvature of the bend and the shape of the ribs upstream and downstream of the bend.

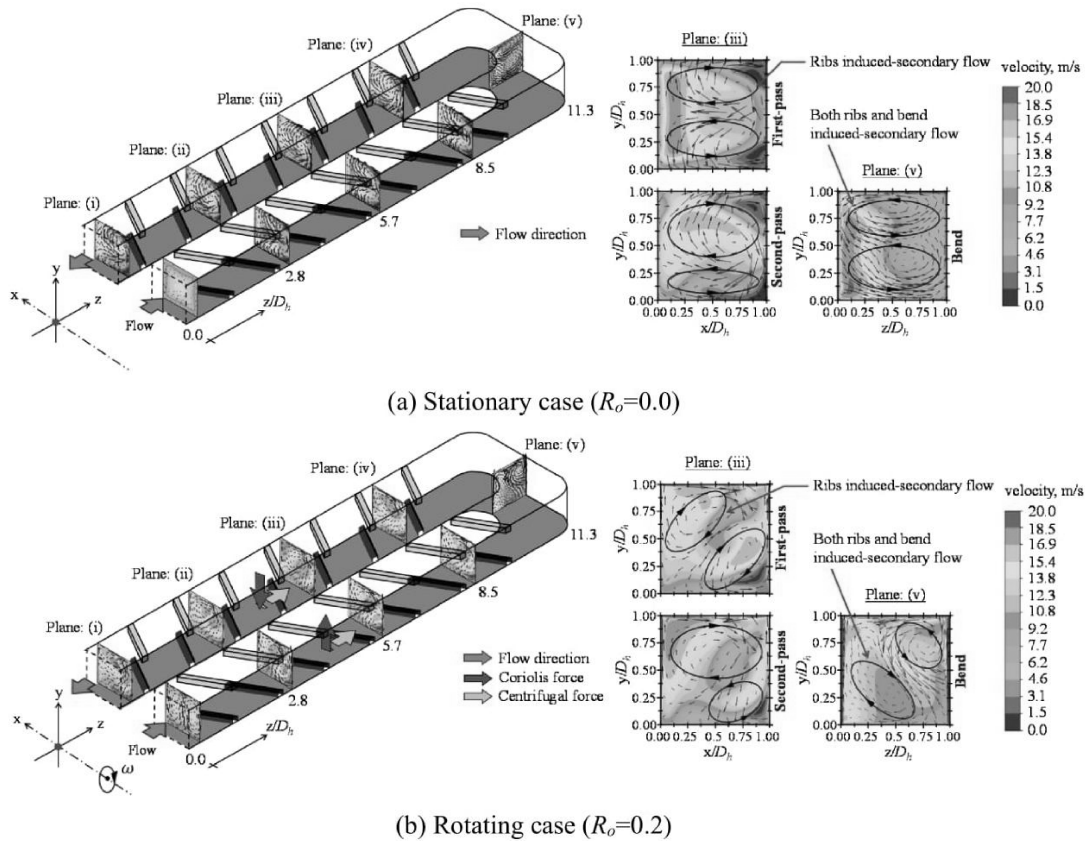


Figure 5. 3D flow-field velocity contours and vectors on each plane of the two-pass square channel.

3.3. Heat transfer distributions

The Nusselt number distribution pattern for the ribbed two-pass square channel is shown in Fig. 6. The results show that trends of Nu/Nu_o distributions are significantly high near the inlet due to the flow entrance effect and decreases along the main flow direction until the bend of channel. In second pass, similar heat transfer distribution can be noted at the different sections cause by the deflection of main fluids by the bend and the rib-induced circulation, which it declines gradually.

For rotational case, it is observed that the heat transfer rate is significantly enhanced in the first-pass trailing surface and distribution patterns between the ribs are different from the stationary case due to the combined effects of the Coriolis and centrifugal forces which can create the main fluids shift and attach on the trailing surface. Similar heat transfer ratio distribution pattern in second-pass leading surface is gradually reduced. Additionally, the computational results are also concluded that the combined effects between the Coriolis and centrifugal forces which happen due to the rotation of flow channel can be enhanced heat transfer on the ribbed surface in two-pass square channel larger than the smooth channel.

The average Nusselt number ratios in each region between the ribs on leading and trailing surfaces of the ribbed walls within the two-pass square channel are shown in Fig. 7. On the leading side, the overall \bar{Nu}/Nu_o tends to increase in the first pass of the channel due to the effect of angle of inclined ribs. After that, heat transfer rate decreases slightly in the second pass channel after the bend due to the effect of the circulation which can induces a pair of counter rotating flows in the cross section of the channel. These circulation flows cause the flow to attach on the first-pass leading surface stronger than the second-pass leading surface. On the trailing side, the results show that the average heat transfer ratios

are significantly increased in the first pass and gradually decrease in second pass after the bend of two-pass square channel. The results also show that increasing of the rotation number gives the highest heat transfer rate on the first-pass and second-pass surfaces when compared with the stationary case. This is because of the stronger rotation-induced secondary flow vortices and the combined effects between the Coriolis and centrifugal forces (see Fig.5).

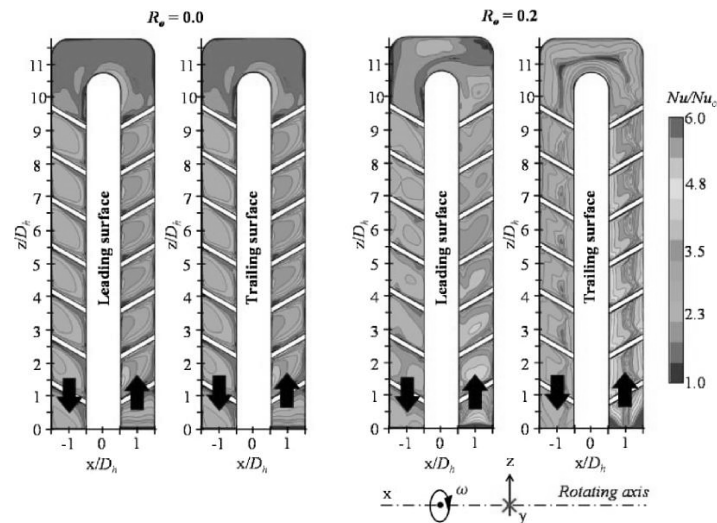


Figure 6. Detailed heat transfer distributions on leading and trailing surfaces of the two-pass square channel.

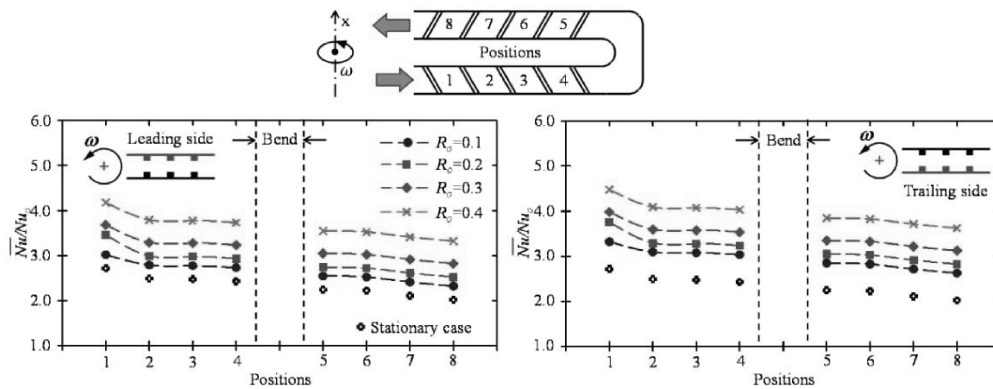


Figure 7. Regional average Nusselt number ratio between ribs for various rotation number. (Left: on leading side, Right: on trailing side)

4. Conclusions

In the present study, 3D flow field and heat transfer distributions were numerically performed in order to investigate the effect of the rotation number on flow and heat transfer characteristics in the two-pass square channel. The main results of this research can be summarized as follows.

1. Effect of the rotation creates heat transfer enhancement differences between the leading and trailing walls for ribbed channels.
2. The maximum value of average Nusselt number ratio is remarked for rotation number of 0.4 which is higher than about 10-20% when compared with the other rotation number cases.

3. Under the effect of rotation, the Coriolis force will increase the heat transfer rate in the first-pass channel for radial outward flow while decrease the heat transfer rate in the second pass as radial inward flow.

Acknowledgment

This research was financially supported by Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Thailand.

Nomenclature

AR	: Channel aspect ratio (-)
D_h	: Hydraulic diameter of channel (m)
e	: Rib height (m)
H	: Channel height (m)
h	: Heat Transfer coefficient ($W/m^2 K$)
k	: Thermal conductivity of air ($W/m K$)
L	: Length of the channel (m)
n	: Total number of pixel over the heated surface. (-)
Nu	: Nusselt number (-)
\overline{Nu}	: Average Nusselt number (-)
Nu_i	: local Nusselt number at a pixel (-)
Nu_o	: Nusselt number of the smooth wall (-)
p	: Pitch of ribs (m)
Pr	: Prandtl number (-)
R	: Radius of rotation (m)
Re	: Reynolds number (-)
Ro	: Rotation number (-)
T	: Temperature of air ($^{\circ}C$)
V_i	: Inlet velocity (m/s)
W	: Channel width (m)

Greek symbols

ν	: Kinematic viscosity of air (m^2/s)
ω	: Rotational speed (rad/s)
ρ	: Density of air (kg/m^3)

5. References

- [1] J. C. Han, L. R. Glicksman, and W.M. Rohsenow, "An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 21(8) (1978) 1143-1156.
- [2] J. C. Han, "Heat transfer and friction in channels with two opposite rib roughened walls," *Journal of Heat Transfer*, 106(4) (1984) 774-781,
- [3] J. C. Han, "Heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with rib turbulators," *Journal of Heat Transfer*, 110(2) (1988) 321-328.
- [4] J. C. Han and J. S. Park, "Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 31(1) (1988) 183-195.
- [5] J. S. Park, J. C. Han, Y. Huang, S. Ou, and R. J. Boyle, "Heat transfer performance comparisons of five different rectangular channels with parallel angled ribs," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35(11) (1992) 2891-2903.
- [6] G. S. Azad, M. J. Uddin, J.-C. Han, H.-K. Moon, and B. Glezer, "Heat transfer in a two-pass rectangular rotating channel with 45-deg angle rib turbulators," *Journal of Turbomachinery*, 124(2) (2002) 251-259.

- [7] M. Huh, Y.-H. Liu, and J.-C. Han, "Effect of rib height on heat transfer in a two pass rectangular channel ($AR = 1:4$) with a sharp entrance at high rotation numbers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(19-20) (2009) 4635-4649.
- [8] D. Walker and J. Zausner, "RANS evaluations of internal cooling passage geometries: ribbed passage and a 180 degree bend," *ASME Paper GT2007-278*, (2007).
- [9] B. Bonhoff, U. Tomm, and B. V. Johnson, "Heat transfer predictions for U-shaped coolant channels with skewed ribs and with smooth walls," *ASME Paper 96-TA-7*, (1996).
- [10] Srinath V. Ekkad and J. C. Han, Detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with rib turbulators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(11) (1996) 2525-2537.
- [11] Z. Shen, Y. Xie, D. Zhang, and G. Xie, Numerical Calculations on Flow and Heat Transfer in Smooth and Ribbed Two-Pass Square Channels under Rotational Effects, *Mathematical Problems in Engineering*, (2014) ID981376-1-7.
- [12] Z. Shen, Y. Xie, and D. Zhang, Numerical predictions on fluid flow and heat transfer in U-shaped channel with the combination of ribs, dimples and protrusions under rotational effects, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 80 (2015) 494-512.
- [13] M. M. Gibson and B. E. Launder, Ground effects on pressure fluctuations in the atmospheric boundary layer, *Journal of Fluid Mechanics*, 86 (1978) 491-511.
- [14] B. E. Launder, Second-moment closure: present and future, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 10 (1989) 282-300.
- [15] B. E. Launder, Reece, G. J. and Rodi, W., Progress in the development of a Reynolds-stress turbulence closure, *Journal of Fluid Mechanics*, 68 (1975) 537-566.
- [16] E. A. Sewall and D. K. Tafti, Large eddy simulation of flow and heat transfer in the developing flow region of a rotating gas turbine blade internal cooling duct with Coriolis and buoyancy forces, *Journal of Turbomachinery*, 130(1) (2007) 011005-011005-7.
- [17] K. Sleiti and J. S. Kapat, Fluid flow and heat transfer in rotating curved duct at high rotation and density ratios, *Journal of Turbomachinery*, 127(4) (2005) 659-667.
- [18] P. W. Dittus and L. M. K. Boelter, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 12 (1985) 3-22.

Appendix B4

Journal Paper 1

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, and C. Nuntadusit, Numerical simulations on flow and heat transfer in ribbed two-pass square channels under rotational effects, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 243(1) (2017) 012004.

Numerical simulations on flow and heat transfer in ribbed two-pass square channels under rotational effects

N. Kaewchoothong, K. Maliwan and C. Nuntadusit*

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, HatYai, Songkhla 90110, Thailand

E-mail: chayut@me.psu.ac.th

Abstract. The main objective of this research is to study the flow and heat transfer characteristics in a rotating two-pass square channel with ribbed walls. In this study, the channel length-to-hydraulic diameter ratio of the rotating two-pass square channel (L/D_h), the rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h), rib angle of attack (α) and the rib pitch-to-height (p/e) ratio are fixed at 11.33, 0.13, 60° and 10, respectively. The test fluid is air having the flow rate in terms of constant Reynolds number (Re) of 10,000. The rotation numbers (R_o) are varied from 0.1 to 0.4. The details of the local heat transfer distribution and the flow field of the rotating two-pass square channel are numerically studied by using commercial software ANSYS Fluent (ver.15.0). The results show that the ribbed walls enhance the heat transfer rate significantly. Under rotation, the average Nu in the first pass with radial outward flow is increased while that in the second pass is decreased, and also found that maximum heat transfer rate is observed for rotation number of 0.4 which is higher about 10-20% when compared with the other rotation number cases.

1. Introduction

Gas turbine engine is one kind of widely used in the powerful machineries which were applied in the aircraft propulsion, land-based power generation system and industrial applications. In order to achieve the higher thermal efficiency and power output. One of ways is by increasing the turbine inlet temperature (TIT) which current gas turbine engines can operate at TIT up to about $1,700^\circ\text{C}$. Thus, it need effective cooling technologies to augment heat transfer rate with less amount of cooling air, such as rib-roughened channel cooling, impingement cooling, film cooling, pin-fin cooling and dimple or protrusion cooling as shown in Fig. 1. Rib turbulated cooling in internal channel is the most commonly adapted approach in gas turbine blade. Han and his co-workers [1-7] have performed a large amount of research in this field including the discussions of aspect ratio, channel shape, Reynolds number, rib configurations, etc.

Walker and Zausner [8] used commercial software ANSYS CFX to predict local heat transfer distribution in a ribbed two-pass square channel and indicated that SST $k-\omega$ was an optimal turbulence model for engineering applications. Bonhoff et al. [9] numerically studied a two-pass channel with 45° ribs using the commercial solver ANSYS FLUENT with Reynolds stress model (RSM) and standard $k-\varepsilon$ model. After that, Ekkad and Han [10] studied the detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with the angles of 60° , 90° and 60° discrete rib turbulators. They reported that the heat transfer rate for rib-roughened walls was larger than smooth walls due to the secondary flows induced the effect of the bend and rib turbulators. In addition, Shen et al. [11]



numerically investigated smooth and ribbed two-pass square channel under rotation number between 0.4 and 0.6 at constant Reynolds number fixed at 12,500. They explained that enhanced heat transfer areas were moved to radial inward channel from the sidewalls of radial outward channel as divider-to-tip wall distance was increased. Rotational effect in turbine blade affects the flow and heat transfer characteristics considerably. In general, rotation effect induces Coriolis and centrifugal forces that produce cross-stream secondary flow in the rotating channel. The effect of rotation on the first-pass and second-pass channels is different due to the different outward and inward flow.

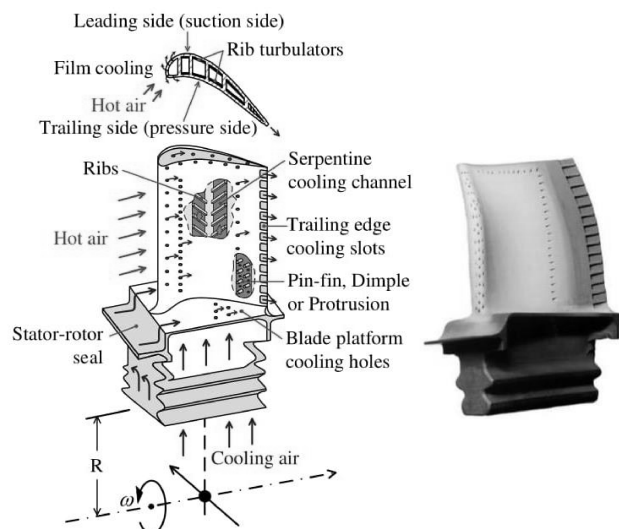


Figure 1. Advance gas turbine rotor blade cooling passage network and defined coordinate system

From the review of obtainable literature on internal flow and heat transfer rate under rotation conditions, it can be noted that the heat transfer characteristics should be investigated more detailed in order to design more effective gas turbine blade cooling. Additionally, few researchers numerically studied both flow characteristics and heat transfer rate overall surface in cooling channel. Thus, the present study focused on the detailed examination of the effect of rotation on the flow behavior and local heat transfer distributions inside the two-pass square channel where the ribs are attached on the two opposite walls. The angle of 60° inclined ribs in two-pass square channel is numerically performed using commercial software ANSYS Fluent (ver.15.0) which all cases are carried out under high rotational number of up to 0.4.

2. Numerical simulation and methods

2.1. Physical model

The geometry of a two-pass square channel with the angle of 60° inclined ribs on the opposite walls for this study is shown in Fig. 2. The coordinate system of x , y , z represents the spanwise, normal to heat transfer wall and streamwise directions, respectively, where the rotating direction of the two-pass square channel is clockwise of x -axis direction. The cross section ($W \times H$) of a channel was square of $15 \text{ mm} \times 15 \text{ mm}$ with aspect ratio AR of 1. In this study, the ribs with square cross section were used to locate on two opposite walls in rotating direction. The rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h), the length-to-diameter ratio (L/D_h) of each of the first and second passages, and the rib pitch-to-height (p/e) ratio were fixed at 0.133, 11.33 and 10, respectively. The air inlet of channel was at $R/D_h=22.0$.

For boundary conditions in these numerical simulation, the flow rate was determined at the entrance in the radial outward channel, which the value of flow rate is defined by Reynolds number (Re) of 10,000. Inlet temperature and turbulence intensity of a channel entrance was imposed at 298.15 K and 5.0%, respectively. The flow exit of the channel was determined to be maintained at a constant pressure of 1.0 atm. All wall surfaces of channel were no-slip conditions with zero velocity component. The constant heat flux of about 300 W/m^2 was defined on trailing and leading surfaces. The rotation numbers of the two-pass square channel were varied between 0.1 to 0.4 into consideration similar with the aircraft blade condition [12].

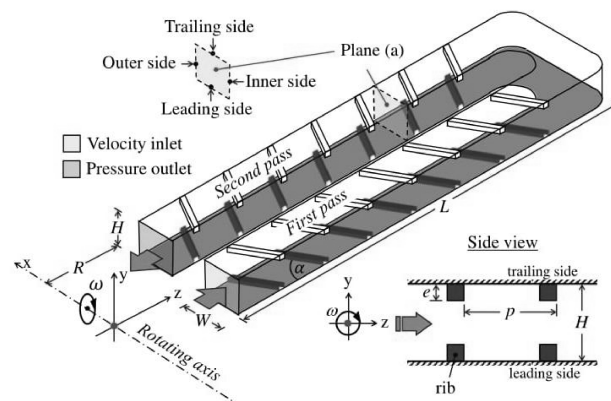


Figure 2. Geometry of a rotating two-pass square channel.

2.2. Computational details

In this numerical study, the 3D flow field and heat transfer on surface of the two-pass square channel are studied by CFD commercial software ANSYS Fluent (ver.15.0). The computational model was operated by solving Reynolds averaged continuity and Navier-Stokes equations. The Reynolds stress model (RSM) was applied in solving turbulent flow [13-15]. For numerical calculations, the SIMPLE algorithm was used for the pressure-velocity coupling in order to successful computations of governing equations. Second order upwind scheme was designated for special discretization of all equations. The solutions were considered to be convergent when the residual values for continuity, velocities and energy were less than 1×10^{-6} , 1×10^{-4} and 1×10^{-7} , respectively [16-17].

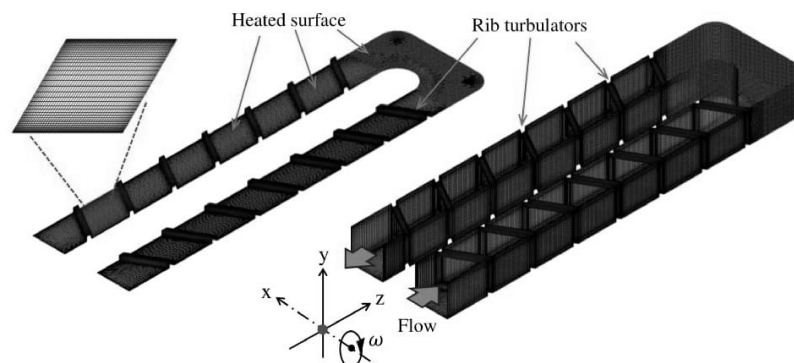


Figure 3. Grid used for computational domain.

Computational domain was generated by structured hexahedral element as shown in Fig. 3. The more intensive grids were used near the walls, bend and ribbed surfaces of rotating channel. In all domains, the number of grid more than 3.0 million could be considered of the two-pass square channel, which the grid spacing of the first layer normal to the wall corresponding to y^+ values was less than 1.0.

2.3. Data reduction

There are three parameters of interest included Reynolds number (Re), Nusselt number (Nu) and Rotation number (R_o). The Re is determined as

$$Re = \frac{V_i D_h}{\nu} \quad (1)$$

where V_i is the inlet velocity, D_h is the hydraulic diameter of channel, which it can be calculated from $D_h = 2WH/(W+H)$ when W and H were width and height of channel ($D_h = H$), and ν is the kinematic viscosity of air. The local Nu is calculated from Eq. (1).

$$Nu = \frac{h D_h}{k} \quad (2)$$

where h is the convective heat transfer coefficient of air and k is the thermal conductivity.

The Nusselt number ratio (Nu/Nu_o) is calculated using the correlation of Dittus and Boelter [18] for fully developed flow, a smooth wall with rotation to normalized Nusselt number.

$$Nu/Nu_o = \frac{Nu}{0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}} \quad (3)$$

where Pr is the Prandtl number of air ($Pr=0.71$).

The average Nusselt number ratio (\overline{Nu}/Nu_o) is considered by averaging local Nusselt number values (from Eq. (1)) over the heat transfer surface.

$$\overline{Nu}/Nu_o = \frac{\left(\sum_{i=1}^n Nu_i \right) / n}{Nu_o} \quad (4)$$

where Nu_i is the local Nusselt number at a measured point, n is the total number of measured point over the heat transfer surface.

The R_o is determined from Eq. (5).

$$R_o = \frac{\omega D_h}{V_i} \quad (5)$$

where ω is the rotating speed.

3. Results and discussion

3.1. Validation of CFD model

The computational model for a flow and heat transfer enhancement of the two-pass square channel is predicted using each turbulence model to validate with experimental results under stationary channel of A.K. Sleiti [17] as shown in Fig. 4. Comparison of calculation heat transfer on the first-pass leading

surface between the 5th and 6th ribs is considered at $Re=10,000$ under stationary case. The results show that the predictions using RSM was the most accurate of about 5%. RTD $k-\omega$ and SST $k-\omega$ predicted the trend exactly but over predicted Nu/Nu_o near the rib top by 15% and 25%, respectively. Whereas, the worst are predictions both the standard (STD) $k-\epsilon$ and RNG $k-\epsilon$ of scalable wall function option in this numerical study. Thus, the RSM model is the best choice for this flow model.

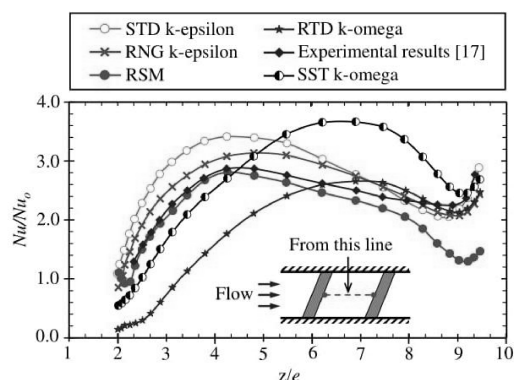


Figure 4. Numerical validation of heat transfer along the centerline of the floor in stationary channel.

3.2. Flow structures

Figure 5 shows the comparisons of 3D flow-field velocity contours and the velocity vector on each plane of channel under rotation number (R_o) of 0.0 (Fig. 5(a)) and 0.2 (Fig. 5(b)). Plane (i), (ii), (iii) and (iv) are on the middle between ribs in the first and second channels, and plane (v) is selected in the center of the bend section. As shown in Fig. 5(a) for the stationary case ($R_o=0.0$), the results show that angle of 60° ribbed channel of each plane in the first-pass channel created simultaneously the large vortex near the inner and the outer sides, which it is induced by the effect of inclined ribs. On the bend region, similar flow behavior occurs large vortex near the inner wall and the outer wall due to the combined effect of the U-bend and ribs in the first pass channel can induce the small counter rotating flow near inner side. After the bend, the flow field in second-pass channel is similar with the flow before the bend in first-pass channel because the rib-induced counter rotating vortex pairs.

For rotating case, the complex secondary flow occurred near the trailing surface in the first-pass channel (see Fig. 5(b)) is created by the angle of inclined ribs and the effect of rotation which is affected to increase the heat transfer enhancements on the walls. On the bend section, it is observed that a counter rotating vortex pair creates near the top side of the bend due to the combined effect of the centrifugal-induced vortex and the Coriolis-induced complex secondary flow in the upstream. In addition, the secondary flow pattern in the second-pass channel is rather complicated due to the combined effect of the bend and the rib-roughened walls, which the flow structure in the bend region is influenced by the angle of 60° inclined ribs, curvature of the bend and the shape of the ribs upstream and downstream of the bend.

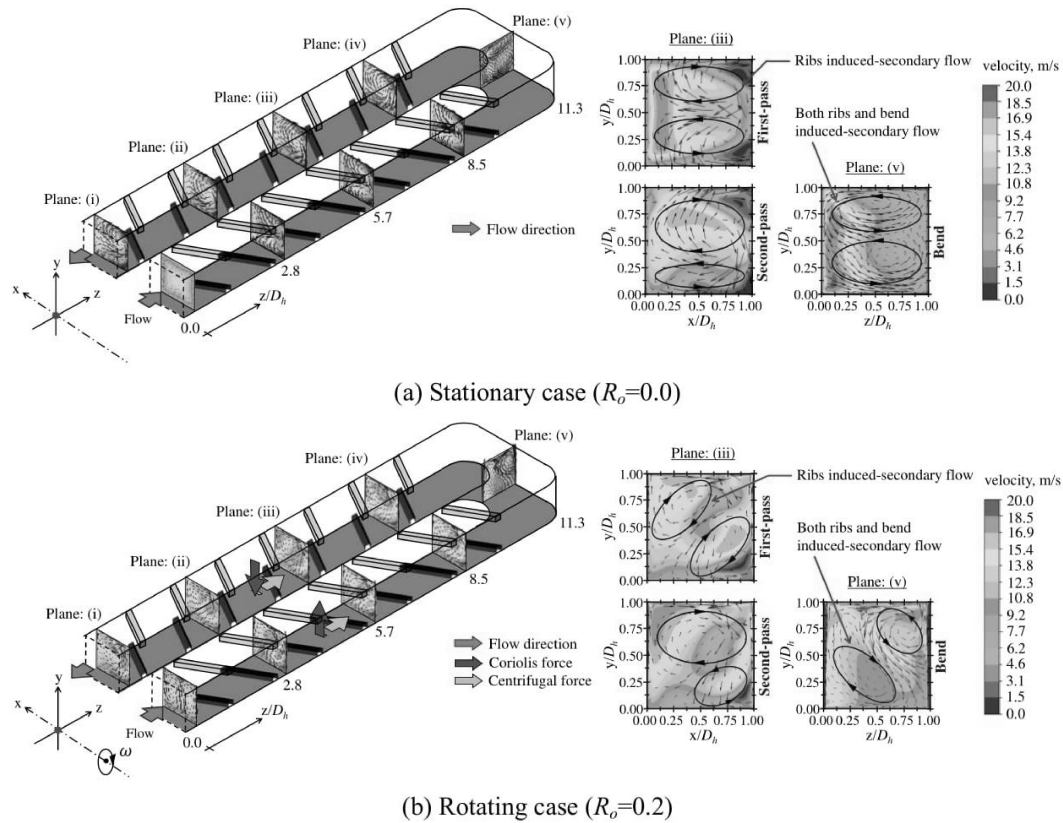


Figure 5. 3D flow-field velocity contours and vectors on each plane of the two-pass square channel.

3.3. Heat transfer distributions

The Nusselt number distribution pattern for the ribbed two-pass square channel is shown in Fig. 6. The results show that trends of Nu/Nu_o distributions are significantly high near the inlet due to the flow entrance effect and decreases along the main flow direction until the bend of channel. In second pass, similar heat transfer distribution can be noted at the different sections cause by the deflection of main fluids by the bend and the rib-induced circulation, which it declines gradually.

For rotational case, it is observed that the heat transfer rate is significantly enhanced in the first-pass trailing surface and distribution patterns between the ribs are different from the stationary case due to the combined effects of the Coriolis and centrifugal forces which can create the main fluids shift and attach on the trailing surface. Similar heat transfer ratio distribution pattern in second-pass leading surface is gradually reduced. Additionally, the computational results are also concluded that the combined effects between the Coriolis and centrifugal forces which happen due to the rotation of flow channel can be enhanced heat transfer on the ribbed surface in two-pass square channel larger than the smooth channel.

The average Nusselt number ratios in each region between the ribs on leading and trailing surfaces of the ribbed walls within the two-pass square channel are shown in Fig. 7. On the leading side, the overall \overline{Nu}/Nu_o tends to increase in the first pass of the channel due to the effect of angle of inclined ribs. After that, heat transfer rate decreases slightly in the second pass channel after the bend due to the effect of the circulation which can induces a pair of counter rotating flows in the cross section of the channel. These circulation flows cause the flow to attach on the first-pass leading surface stronger than the second-pass leading surface. On the trailing side, the results show that the average heat transfer

ratios are significantly increased in the first pass and gradually decrease in second pass after the bend of two-pass square channel. The results also show that increasing of the rotation number gives the highest heat transfer rate on the first-pass and second-pass surfaces when compared with the stationary case. This is because of the stronger rotation-induced secondary flow vortices and the combined effects between the Coriolis and centrifugal forces (see Fig.5).

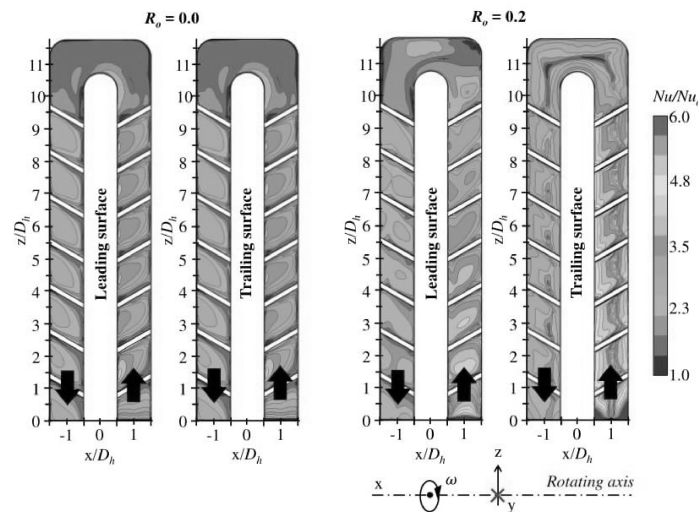


Figure 6. Detailed heat transfer distributions on leading and trailing surfaces of the two-pass square channel.

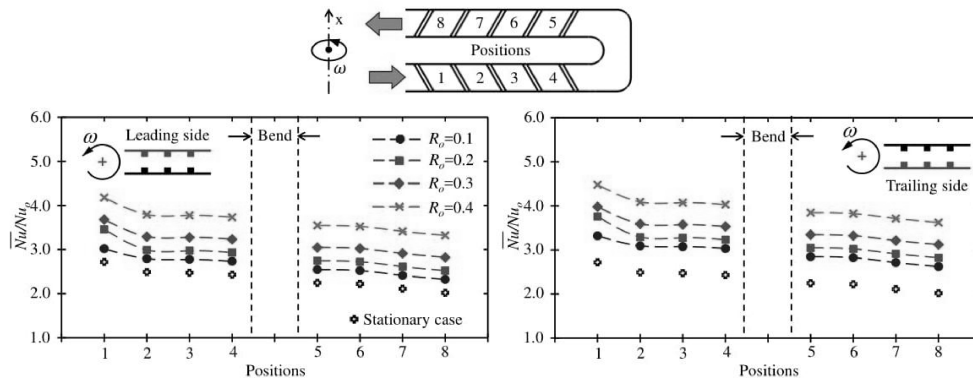


Figure 7. Regional average Nusselt number ratio between ribs for various rotation number. (Left: on leading side, Right: on trailing side)

4. Conclusions

In the present study, 3D flow field and heat transfer distributions were numerically performed in order to investigate the effect of the rotation number on flow and heat transfer characteristics in the two-pass square channel. The main results of this research can be summarized as follows.

1. Effect of the rotation creates heat transfer enhancement differences between the leading and trailing walls for ribbed channels.
2. The maximum value of average Nusselt number ratio is remarked for rotation number of 0.4 which is higher than about 10-20% when compared with the other rotation number cases.

3. Under the effect of rotation, the Coriolis force will increase the heat transfer rate in the first-pass channel for radial outward flow while decrease the heat transfer rate in the second pass as radial inward flow.

Acknowledgment

This research was financially supported by Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Thailand.

References

- [1] Han J C, Glicksman L R and Rohsenow W M 1978 An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces *International Journal of Heat and Mass Transfer* **21**(8) 1143-1156
- [2] Han J C 1984 Heat transfer and friction in channels with two opposite rib roughened walls *Journal of Heat Transfer* **106**(4) 774-781
- [3] Han J C 1988 Heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with rib turbulators *Journal of Heat Transfer* **110**(2) 321-328
- [4] Han J C and Park J S 1988 Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators *International Journal of Heat and Mass Transfer* **31**(1) 183-195
- [5] Park J S, Han J C, Huang Y, Ou S and Boyle R J 1992 Heat transfer performance comparisons of five different rectangular channels with parallel angled ribs *International Journal of Heat and Mass Transfer* **35**(11) 2891-2903
- [6] Azad G S, Uddin M J, Han J C, Moon H K and Glezer B 2002 Heat transfer in a two-pass rectangular rotating channel with 45-deg angle rib turbulators *Journal of Turbomachinery* **124**(2) 251-259
- [7] Huh M, Liu Y H, and Han J C 2009 Effect of rib height on heat transfer in a two pass rectangular channel ($AR = 1:4$) with a sharp entrance at high rotation numbers *International Journal of Heat and Mass Transfer* **52**(19-20) 4635-4649
- [8] Walker D and Zausner J 2007 RANS evaluations of internal cooling passage geometries: ribbed passage and a 180 degree bend *ASME Paper GT2007-278*
- [9] Bonhoff B, Tomm U and Johnson B V 1996 Heat transfer predictions for U-shaped coolant channels with skewed ribs and with smooth walls *ASME Paper 96-TA-7*
- [10] Srinath V Ekkad and Han J C 1996 Detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with rib turbulators *International Journal of Heat and Mass Transfer* **40**(11) 2525-2537
- [11] Shen Z, Xie Y, Zhang D and Xie G 2014 Numerical Calculations on Flow and Heat Transfer in Smooth and Ribbed Two-Pass Square Channels under Rotational Effects *Mathematical Problems in Engineering* ID981376-1-7
- [12] Shen Z, Xie Y and Zhang D 2015 Numerical predictions on fluid flow and heat transfer in U-shaped channel with the combination of ribs, dimples and protrusions under rotational effects, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **80** 494-512
- [13] Gibson M M and Launder B E 1978 Ground effects on pressure fluctuations in the atmospheric boundary layer *Journal of Fluid Mechanics* **86** 491-511
- [14] Launder B E 1989 Second-moment closure: present and future *International Journal of Heat and Fluid Flow* **10** 282-300
- [15] Launder B E, Reece G J and Rodi W 1975 Progress in the development of a Reynolds-stress turbulence closure *Journal of Fluid Mechanics* **68** 537-566
- [16] Sewall E A and Tafti D K 2007 Large eddy simulation of flow and heat transfer in the developing flow region of a rotating gas turbine blade internal cooling duct with Coriolis and buoyancy forces *Journal of Turbomachinery* **130**(1) 011005-011005-7
- [17] Sleiti K and Kapat J S 2005 Fluid flow and heat transfer in rotating curved duct at high rotation and density ratios *Journal of Turbomachinery* **127**(4) (2005) 659-667

- [18] Dittus P W and Boelter L M K 1985 Heat transfer in automobile radiators of the tubular type
International Communications in Heat and Mass Transfer **12** 3-22

Nomenclature

AR	: Channel aspect ratio (-)
D_h	: Hydraulic diameter of channel (m)
e	: Rib height (m)
H	: Channel height (m)
h	: Heat Transfer coefficient ($W/m^2 K$)
k	: Thermal conductivity of air ($W/m K$)
L	: Length of the channel (m)
n	: Total number of pixel over the heated surface. (-)
Nu	: Nusselt number (-)
\overline{Nu}	: Average Nusselt number (-)
Nu_i	: local Nusselt number at a pixel (-)
Nu_o	: Nusselt number of the smooth wall (-)
p	: Pitch of ribs (m)
Pr	: Prandtl number (-)
R	: Radius of rotation (m)
Re	: Reynolds number (-)
R_o	: Rotation number (-)
T	: Temperature of air ($^{\circ}C$)
V_i	: Inlet velocity (m/s)
W	: Channel width (m)

Greek symbols

ν	: Kinematic viscosity of air (m^2/s)
ω	: Rotational speed (rad/s)
ρ	: Density of air (kg/m^3)

Appendix B5
Journal Paper 2

N. Kaewchoothong, K. Maliwan, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Effect of rotation number on flow and heat transfer characteristics in serpentine passage with ribbed walls. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 32(9) (2018) 4461–4471.

Effect of rotation number on flow and heat transfer characteristics in serpentine passage with ribbed walls[†]

Natthaporn Kaewchoothong¹, Kittinan Maliwan¹, Kenichiro Takeishi² and Chayut Nuntadusit^{1,*}

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Hat Yai, Songkhla 90112, Thailand

²Department of Systems Control Engineering, Graduate School of Engineering, Tokushima Bunri University, Kagawa 769-2193, Japan

(Manuscript Received July 19, 2017; Revised March 22, 2018; Accepted May 28, 2018)

Abstract

We studied the flow and heat transfer characteristics in a rotating serpentine passage with ribbed walls. The channel length-to-hydraulic diameter ratio of the rotating serpentine passage (L/D_h), the rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h), rib angle of attack (α), the rib pitch-to-height (p/e) ratio and aspect ratio (AR) were fixed at 11.33, 0.13, 90° , 10 and 1, respectively. Numerical simulations were performed at a constant Reynolds number, $Re = 10000$. The rotation number (R_o) levels were 0.0, 0.1, 0.2 and 0.3. The distribution of local heat transfer coefficients and the flow field in a rotating serpentine channel were studied by numerical simulations using the commercial software ANSYS ver.15.0 (Fluent). The results show that the local heat transfer at the first-pass trailing and the second-pass leading surfaces has significantly higher rates than at the first-pass leading and second-pass trailing surfaces, due to rotational effects with Coriolis forces that are high in the middle region between two ribs, and very low immediately before and after the ribs. In addition, the overall thermal hydraulic performance with rib-roughened walls was best at the highest rotation number tested ($R_o = 0.3$).

Keywords: Rotating serpentine passage; Ribbed wall; Rotation number; CFD

1. Introduction

A recent trend in the gas turbine industry is to increase the thermal efficiency of the gas turbine. The efficiency requirements for gas turbines are increasing to reduce consumption of fossil fuels and CO_2 emissions. One approach is to increase the turbine inlet temperature (TIT). However, the turbine blades are then exposed to higher gas stream temperatures and severe thermal conditions. Hence, complicated cooling technologies, such as rib-roughened serpentine cooling, impingement cooling, film cooling, and pin-fin cooling, have been adopted to reduce the surface temperatures of turbine blades, which requires complex coolant passage configurations inside the rotating blades as shown in Fig. 1.

Rib turbulators are mostly applied inside the turbine blades because they can increase the heat transfer rates on the surfaces. Several studies have investigated both the flow and the heat transfer characteristics of rib attachments in various arrangements, and with various aspect ratios of a serpentine channel under rotating conditions. Wagner et al. [1] experimentally studied the combined effects of Coriolis and rotating buoyancy forces on distributions of flow and local heat trans-

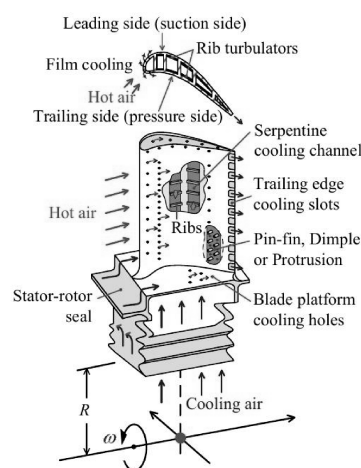


Fig. 1. Modern gas turbine rotor blade with cooling passage network and the coordinate system defined.

fer in a rotating flow channel with smooth walls and normal ribs, as well as with inclined ribs.

They found that Coriolis forces gave high heat transfer rates on trailing surfaces in radial outward flow channels, whereas

*Corresponding author. Tel.: +66 74 287035, Fax.: +66 74 558830

E-mail address: chayut.n@psu.ac.th

[†]Recommended by Associate Editor Ji Hwan Jeong

© KSME & Springer 2018

heat transfer rates on the leading surfaces were decreased in radial inward flow channels. They also found that inclined ribs provided higher heat transfer rates than normal ribs. Han and Park [2], and Park et al. [3] experimentally investigated heat transfer distribution on surfaces for developing flow in short rectangular channels with 30°, 45°, 60° and 90° angles of the inclined ribs. Under various aspect ratio $AR = 1/4, 1/2, 1, 2$ and 4 were studied. They found that 45° and 60° inclined ribs provided high heat transfer coefficients in low aspect ratio passages ($AR = 1$), whereas 30° and 45° inclined ribs performed well in high aspect ratio passages ($AR = 4$). Ekkad and Han [4] studied the detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with discrete rib 60°, 90° and 60° inclined turbulators. They reported that the heat transfer rate on surface was better with rib-roughened walls than with smooth walls due to the secondary flows induced by bend and rib turbulators. After that, Wagner et al. [1, 5] investigated a set of parameters in a square serpentine channel with smooth and 90° continuous ribs under rotating conditions. They found that the local heat transfer increased by up to 200% on the trailing surfaces and decreased by about 60% on the leading surfaces, when compared to stationary conditions in first pass. Furthermore, they noted that the heat transfer at the trailing surfaces increases with rotation number, but decreases with Ro on the leading surfaces.

Recently, several numerical studies have been performed on the behavior of flow and heat transfer distributions in a serpentine passage with ribbed walls (Azad et al. [6] and Al-hadhrami et al. [7]). Al-Qahtani et al. [8] used the RSM turbulence model to study flow and heat transfer characteristics within a square ribbed channel. They studied the effects of Reynolds number (Re) and pitch-to-height ratio (p/e), revealing that the Reynolds stress model (RSM) model provides the trends of flow and heat transfer distributions on surfaces. In addition, Siddique et al. [9], Shen et al. [10], Erelli et al. [11] and Pape et al. [12] applied numerical simulations to predict flow structures and heat transfer in a two-pass rectangular channel with varying aspect ratio. They explained that enhanced heat transfer areas moved to the radial inward channel from sidewalls of the radial outward channel as divider-to-tip wall distance increased. Similar studies were conducted by Singh et al. [13] and Ravi et al. [14], who numerically investigated the flow and heat transfer in two-pass ribbed channels with different ribs using the commercial software ANSYS (Fluent).

From the literature review of internal flow and heat transfer distributions in serpentine channels under rotating conditions, there are only few numerical studies of both flow structure and heat transfer characteristics in a two-pass channel, and negligible explain about 3D flow field inside a rotating serpentine channel. Hence, our main purpose was to investigate the effects of rotation number on flow and heat transfer distributions inside a rotating serpentine channel with rib-roughened walls, using the commercial CFD software ANSYS ver. 15.0 (Fluent).

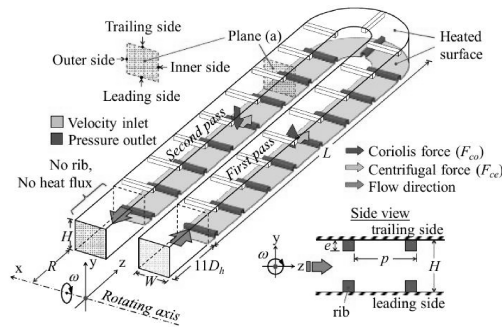


Fig. 2. Geometry of a rotating two-pass square channel.

2. Numerical simulation and methods

2.1 Physical model

The geometry of a serpentine channel with the 90° angle continuous ribs on opposite walls is shown in Fig. 2. In the flow model, the coordinates x, y, z represent the spanwise, normal and streamwise directions, respectively, where the rotating direction of the serpentine channel is clockwise around the x -axis direction. The internal cross section ($W \times H$) of the serpentine channel is square $15 \text{ mm} \times 15 \text{ mm}$ ($AR = 1$), following the experimental set-up of Takeishi et al. [15]. Ribs with square cross section are placed on opposite walls. The rib height-to-hydraulic diameter ratio (e/D_h), the length-to-diameter ratio (L/D_h) of each of the first and second passages with heated surface, and the rib pitch-to-height (p/e) ratio were fixed at 0.133, 11.33 and 10, respectively. The distance between the inlet of a channel and axis of rotation (x -axis) is given by $R/D_h = 22.0$.

For the numerical simulations, atmospheric air was selected as the working fluid. Constant flow rate is determined at the entrance in the radial inward channel, to match the fixed Reynolds number $Re = 10000$. Temperature and turbulence intensity at the channel entrance were set at 300 K and 5.0 %, respectively. The pressure at the flow exit of the channel was assumed constant at 1.0 atm. All surfaces satisfy no-slip conditions with zero velocity. The thermal boundary conditions on trailing and leading surfaces were set as constant 300 W/m^2 heat flux. The sidewall and the tip wall are generally defined as adiabatic with no heat flux, and these surfaces are not the focus of this current study. In general, the typical rotation numbers (Ro) are in range of 0.2-0.4 with Re of 10000-40000 for the aircraft, and the Ro and Re for the land-based gas turbines are about 0.2-0.4 and 100000-200000, respectively [16], which is hardly reached in laboratory conditions. For this research, the rotation numbers of a serpentine channel were varied at levels 0.0, 0.1, 0.2 and 0.3, matching the aircraft blade conditions.

2.2 Mathematical model

The numerical model for flow with heat transfer in the rotat-

ing serpentine channel was developed under the following assumptions:

1. Steady three-dimensional flow and heat transfer.
2. Flow is fully developed, turbulent and incompressible.
3. Constant fluid properties.

Based on these assumptions, the channel flow is governed by the Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS) equations and the energy equation. These equations in the Cartesian tensor system can be written as follows:

$$\begin{aligned} \text{Continuity equation:} \\ \nabla \cdot (\rho U) = 0. \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{Momentum equation:} \\ \nabla \cdot (\rho U U) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau_{ij} - \rho [(2\omega \times U) + (\omega \times \omega \times R)]. \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \text{Energy equation:} \\ \nabla \cdot (\rho U H) = \nabla \cdot (k \nabla T + \tau_{ij} \cdot U). \end{aligned} \quad (3)$$

The momentum equation contains two additional acceleration terms for the rotation. The first term is the Coriolis acceleration $(2\omega \times U)$, and the second term is the centrifugal acceleration $(\omega \times \omega \times R)$ that is directed radially outward, and R is the radius of rotating frame.

Turbulence modeling:

The Reynolds stress model (RSM) as presented in Gibson and Launder [17], Launder [18] and Launder [19] was used to solve the Reynolds stresses, $\tau_{ij} = \rho u'_i u'_j$, using the following differential transport equations:

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial t} + C_{ij} = -D_{T,ij} + D_{L,ij} - P_{ij} - G_{ij} + \phi_{ij} - \varepsilon_{ij} - F_{ij} + S, \quad (4)$$

where $\partial \tau_{ij} / \partial t$ is the local time derivative, C_{ij} is the convection term, $D_{T,ij}$ is the turbulent diffusion term, $D_{L,ij}$ is the molecular diffusion term, P_{ij} is the stress production term, G_{ij} is the buoyancy production term, ϕ_{ij} is the pressure term, ε_{ij} is the dissipation term, F_{ij} is the production term by system rotation, and S is the source term. Actually, the various terms in these exact equations, C_{ij} , $D_{L,ij}$, P_{ij} and F_{ij} do not require any modelling. However, four terms need to be modeled to close the equations: Turbulent diffusion $D_{T,ij}$, buoyancy production G_{ij} , pressure stain ϕ_{ij} and dissipation ε_{ij} . These terms are given by

$$C_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \overline{u'_i u'_j}), \quad (5)$$

$$D_{T,ij} = -\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\rho \overline{u'_i u'_j u'_k} + \overline{p (\delta_{ij} u'_k + \delta_{ik} u'_j)} \right], \quad (6)$$

$$D_{L,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right], \quad (7)$$

$$P_{ij} = -\rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_k u'_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right), \quad (8)$$

Table 1. Effects of element size on simulation results.

Grid points	985214	1684523	2568457	3254589
Nu	78.8	80.9	82.7	83.4
Difference, %	5.515	2.997	0.839	Baseline

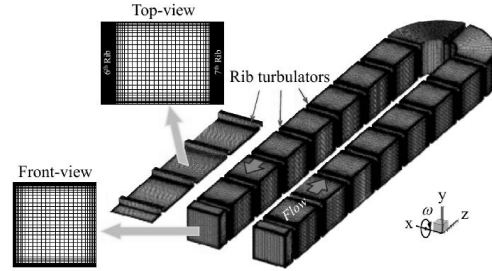


Fig. 3. Details of the element grid in the rotating flow channel.

$$G_{ij} = -\rho \beta (g_i \overline{u'_j \theta} + g_j \overline{u'_i \theta}), \quad (9)$$

$$\phi_{ij} = -C_1 \rho \frac{\varepsilon}{k} \left(\overline{u'_i u'_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \right) - C_2 \left(P_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} P \right), \quad (10)$$

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \delta_{ij} \varepsilon, \quad (11)$$

$$F_{ij} = -2\rho \omega_k (\varepsilon_{ikm} \overline{u'_j u'_m} + \varepsilon_{jkm} \overline{u'_i u'_m}). \quad (12)$$

In this numerical study, the flow and heat transfer characteristics of the rotating serpentine passage were studied by using the commercial CFD software ANSYS ver.15.0 (Fluent). The Reynolds averaged continuity and Navier-Stokes equations were numerically solved. The Reynolds stress model (RSM) [17-20] was adopted for turbulent flow. In all the numerical calculations, the SIMPLE algorithm was used for the pressure-velocity coupling. A second-order upwind scheme was used to discretize all the continuous equations. The solutions were considered to have converged when the normalized residuals for continuity, energy, and velocities, were less than 1×10^{-6} , 1×10^{-7} and 1×10^{-4} , respectively [21-25].

2.3 Computational details

The numerical model used structured hexahedral elements, as shown in Fig. 3. Finer grids were used near the walls, the U-bend, and the ribbed areas of the rotating channel. A grid dependence study was conducted to evaluate grid suitability for turbulent flow through the serpentine channel. As shown in Table 1, four grids were tested, with 985214 elements, 1684523 elements, 2568457 elements and 3254589 elements. The results on average Nusselt number on the surfaces show a difference within 0.839 % of 2568457 elements when compared to the highest element studied (Baseline), which is acceptable in the current study. Furthermore, the grid spacing of the first layer normal to the wall had y^+ values below 1.0, to ensure the validity of scalable wall function option in this

numerical study [26].

2.4 Data reduction

The geometry of the present study is a two-pass square channel with ribs attached to top and bottom surfaces, with five parameters of interest: Reynolds number (Re), Nusselt number (Nu), Rotation number (R_o), friction factor (f), and thermal performance (η). The Re is given by

$$Re = \frac{V_i D_h}{\nu} \tag{13}$$

where V_i is the inlet velocity, D_h is the hydraulic diameter of a channel, which can be calculated from $D_h = 2WH/(W+H)$ when W and H were width and height of channel, and ν is the kinematic viscosity of air. For a square channel, D_h is H of the channel.

The local Nu is calculated from Eq. (14).

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \tag{14}$$

where h is the convective heat transfer coefficient of air and k is the thermal conductivity.

According to Dittus-Boelter correlation [27] for fully developed flow against a smooth wall, the baseline Nusselt number (Nu_o) is given by

$$Nu_o = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \tag{15}$$

where Pr is the Prandtl number of air ($Pr = 0.71$).

The average Nusselt number ratio (\overline{Nu}/Nu_o) is obtained by averaging the local Nusselt numbers (from Eq. (14)) at every element face (pixel) on the heated surface.

$$\overline{Nu}/Nu_o = \frac{\left(\sum_{i=1}^n Nu_i\right)}{Nu_o} \tag{16}$$

where Nu_i is the local Nusselt number at a pixel, n is the total number of pixels on the heated surface.

The rotation number (R_o) is defined from Eq. (17).

$$R_o = \frac{\omega D_h}{V_i} \tag{17}$$

where ω is the rotating speed.

The friction factor (f) is calculated using the measured inlet and outlet pressures as shown in Eq. (18).

$$f = \frac{P_i - P_o}{4 \left(\frac{L}{D_h}\right) \left(\frac{1}{2} \rho V_i^2\right)} \tag{18}$$

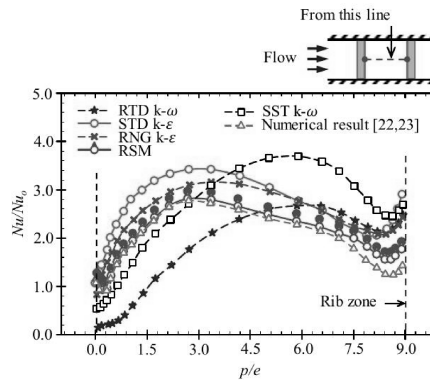


Fig. 4. Heat transfer distribution along the centerline of the floor in stationary channel.

where P_i and P_o are the inlet and outlet pressures, respectively, and L is the total length of the channel along the centerline.

The friction factor ratio can be calculated by dividing the friction factor in Eq. (18) by the turbulent friction factor against a smooth wall as given by the Blasius equation. Hence, this ratio is as given below.

$$\frac{f}{f_o} = \frac{f}{0.079 Re^{-0.25}} \tag{19}$$

The η can be calculated by using the correlation between heat transfer enhancement and pressure losses, as follows:

$$\eta = \frac{\overline{Nu}/Nu_o}{(f/f_o)^{1/3}} \tag{20}$$

3. Results and discussion

3.1 Validation of the CFD model

The simulation model for the flow and heat transfer in the serpentine channel was used with each turbulence model, in order to validate against the numerical results under stationary flow by Sleiti et al. [22, 23] in Fig. 4. A comparison of the calculated Nusselt number ratio on the first-pass leading surface between the sixth and seventh ribs is considered at $Re = 10000$ in a stationary case. The results show that the predictions using RSM are accurate within 5%. The STD $k-\epsilon$ and RNG $k-\epsilon$ turbulence model predicted the trend exactly, but over predicted Nu/Nu_o near the rib top by 15% and by 25%, respectively. On the other hand, the worst predictions were obtained with RTD $k-\omega$ and SST $k-\omega$ turbulence model using the scalable wall function option, in this numerical study. Based on these validation assessments the RSM turbulence model was chosen for further use.

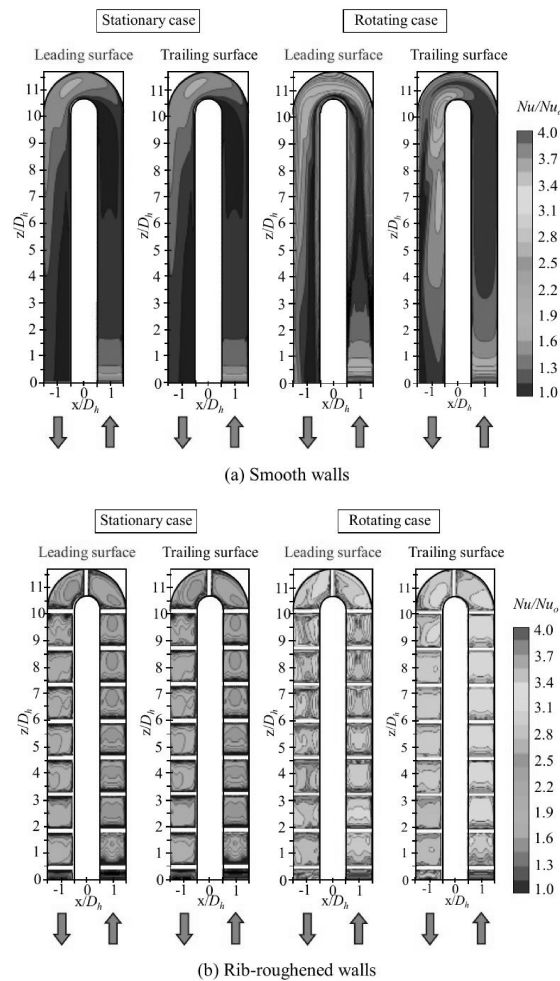


Fig. 5. Detailed local Nusselt number ratio distributions of the smooth wall and the ribbed wall inside serpentine channel at $Re = 10000$.

3.2 Heat transfer distributions

Fig. 5 shows the local Nusselt number ratio distributions (Nu/Nu_0) on the leading and trailing sides with smooth and rib-roughened walls under stationary and rotating conditions. From comparisons of the distributions of local Nusselt number ratio between the smooth walls (see Fig. 5(a)) and the rib-roughened walls (see Fig. 5(b)), the following conclusions can be drawn.

For the smooth wall, the results show that the heat transfer distribution decays towards the bend in both stationary and rotating cases. The heat transfer rate in the stationary case is clearly symmetric until the bend region and slightly increases after the bend. This may be due to the influence of flow turbulence generated in the U-bend, and the flow direction of mainstream is immediately changed to impinge on both leading and trailing surfaces in the second-pass channel. In general,

the heat transfer distribution in the second-pass downstream of the bend is strongly enhanced owing to separated flow and flow deflection, and it rapidly decays in about $4D_h$ approaching a stable value at the channel outlet. In contrast, the heat transfer distributions on both leading and trailing surfaces in the rotating case are clearly different. Additionally, in the numerical results the heat transfer coefficient on the leading surface decreases suddenly at the middle of the surface and slightly increases near the walls of the first-pass channel. This is due to the mainstream flow rapidly shifting at the trailing surface. The heat transfer distributions on the leading surface for the second-pass channel increase significantly because of the U-bend shape and the Coriolis forces generated by the rotation. The general trends of heat transfer coefficient differ at the leading and trailing surfaces due to the rotation.

For the ribbed walls, the numerical results show that the heat transfer coefficients on both leading and trailing surfaces

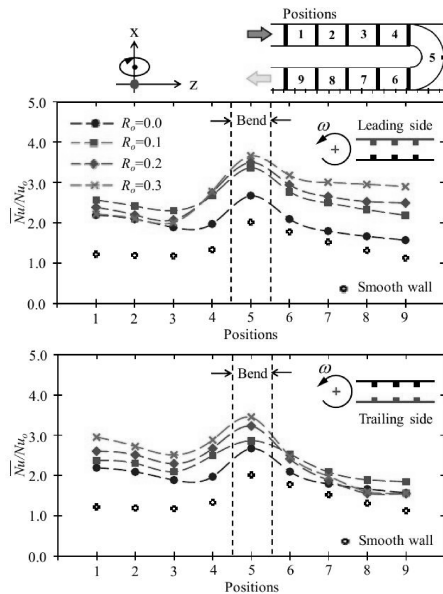


Fig. 6. Effect of increasing R_o on local Nusselt number ratio of the leading and trailing sides.

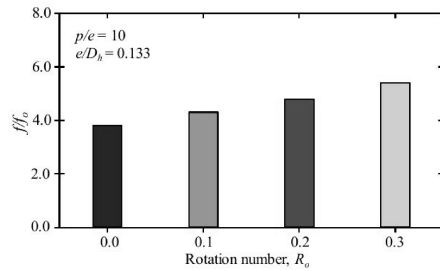


Fig. 7. Effect of rotation number on friction factor with $Re = 10000$.

in the stationary case are significantly enhanced between the entire ribs in the first-pass channel, and decrease gradually after the bend because of the deflection of main flow by the bend and the rib-induced circulation. However, the heat transfer with rotation increases significantly in the first-pass channel and the bend region of the leading surface, more than at the trailing surface. The combined effects of Coriolis and centrifugal forces can make the main flow shift and attach at the leading surface. On the other hand, the heat transfer distribution in the second-pass channel increases slightly at the trailing surface when compared with the leading surface. This may be due to the influences of Coriolis and centrifugal forces caused by the rotation. Additionally, the numerical results also show clearly heat transfer enhancement with the ribbed walls under rotation both at the leading and the trailing surfaces, which is explained by the flow behavior in the next section.

The average Nusselt number ratios in each region between

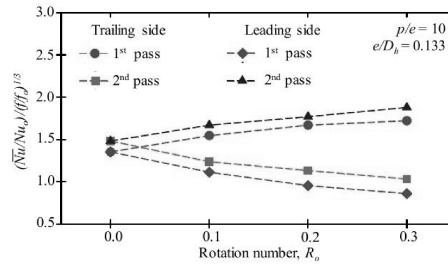


Fig. 8. Comparison of overall thermal performance.

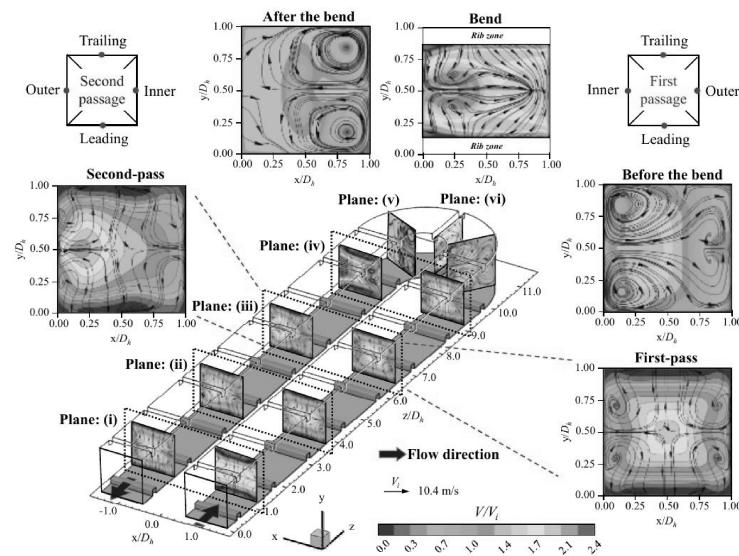
the ribs on leading and trailing surfaces of the smooth and the ribbed walls within the serpentine channel are shown in Fig. 6. On the leading side, the overall Nusselt number ratio tends to decrease in the first pass of the serpentine channel, due to the developing thermal boundary layer. The bend induces complicated secondary flows that cause the Nusselt number ratio to rise to its maximum in the bend region. After that, heat transfer ratio decreases a little in the second pass channel after the bend due to the circulation by a pair of counter rotating flows in the cross section of the channel. On the trailing side, the results show that trend of the average heat transfer ratio significantly increased in the first pass and gradually decreased in the second pass after the bend in the serpentine channel. Because of different Coriolis force. The results also indicate that increasing the rotation number provides increased Nusselt number ratios at the first-pass trailing and at the second-pass leading surfaces, compared with the stationary case. This is because of the stronger rotation-induced secondary flow vortices and the combined effects of Coriolis and centrifugal forces (see Fig. 10). Additionally, the numerical results also imply that the overall average Nusselt number ratios with rib-roughened walls inside the serpentine channel are significantly larger than with smooth walls.

3.3 Friction factor

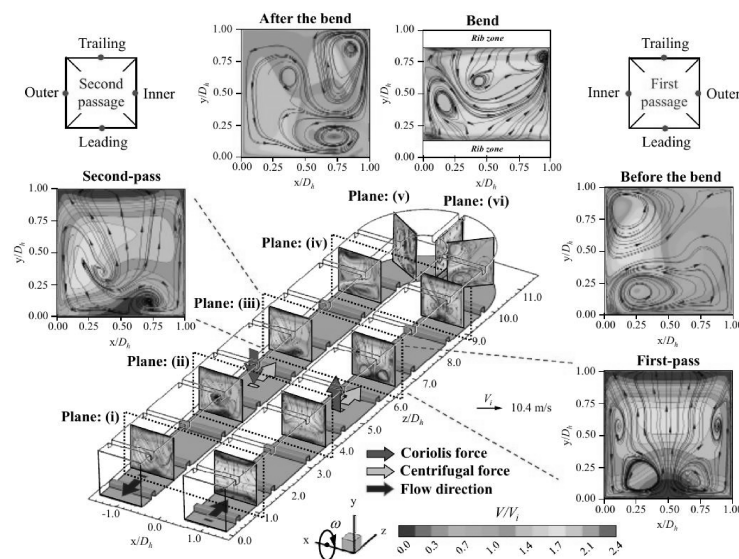
The rotation effect on normalized friction factor (ff_0) with rib-roughened walls inside the serpentine channel is illustrated in Fig. 7. The results clearly show that generally the friction factor tends to increase with the rotation number, and that friction factor at $R_o = 0.1, 0.2$ and 0.3 is above the baseline stationary case by about 13.2 %, 26.3 % and 42.1 %, respectively. Additionally, the maximum of friction factor is found at the relative rotation number $R_o = 0.3$ for which also the maximum Nusselt number was observed. It is essential to consider the overall thermal performance of the rib-roughened channel to evaluate the optimum value.

3.4 Thermo-hydraulic performance

The overall thermal hydraulic performance factors at different rotation numbers, both at leading and trailing surfaces, are compared in Fig. 8. The results show overall thermal per-



(a) Stationary case ($R_o = 0.0$)



(b) Rotating case ($R_o = 0.2$)

Fig. 9. Flow-field velocity contours and streamlines of serpentine passage at $Re = 10000$.

formance matches best thermo-hydraulic performance, due to the combined effects of Coriolis-induced secondary flow and rib-roughened walls. However, the second-pass trailing and first-pass leading surfaces had decreasing performance with the rotation number. Moreover, at $R_o = 0.3$ the first-pass trailing and the second-pass leading surfaces gave maximum thermal performances, elevated by approximately 15-25 % beyond the other rotation number cases. On the other hand, the thermal performance factor of first-pass leading and sec-

ond-pass trailing surfaces with $R_o = 0.3$ decreased by about 20-35 % because of the effects of Coriolis and centrifugal forces.

3.5 Flow structures

The system rotation generates both Coriolis and centrifugal forces, as the angular velocity (ω) is manifested in the velocity fluctuation equation by the appearance of a body force

term (see Eq. (2)). The additional forces that are acting on the flow field are:

Coriolis force: $F_{co} = -2\rho(\omega' \times U)$, in a Cartesian coordinate system in which i, j and k are unit vectors in the three directions (x, y, z), in this case with a rotation vector $\omega' = (\omega i + 0j + 0k)$. Thus, F_{co} can be written as follows:

$$F_{co} = -2\rho[(\omega v)k - (\omega w)j]. \tag{21}$$

(the transverse mean velocity in x -direction u is zero in this case and not shown), v is the vertical mean velocity in y -direction and w is the stream-wise mean velocity in z -direction.

Centrifugal force: $F_{ce} = -\rho[\omega' \times (\omega' \times R)]$, which is a location vector from the origin of rotating frame $R = (0i + 0j + R_w k)$ is calculated from Eq. (22).

$$F_{ce} = (\rho\omega^2 R_w)k. \tag{22}$$

In the first pass the Coriolis force due to w velocity component acts toward the trailing surface, but is reversed in the second pass. In the bend, the Coriolis force due to $+v$ and $-v$ velocity components acts toward inner and outer surfaces, respectively. The centrifugal force for the first and second passes and the bend acts toward positive z velocity away from the axis of rotation, which is clock-wise around the x -axis direction (see Fig. 2).

3-D flow field behavior and velocity streamlines inside the serpentine channel under stationary and rotating conditions were predicted by the commercial software ANSYS (Fluent) ver.15.0 and are shown in Fig. 9. There are five planes (i), (ii), (iii), (v) and (iv), located in the middle between ribs of the serpentine channel.

The stationary case is shown in Fig. 9(a) for the first passage of radially outward flow. The results show that flow-field velocity and velocity streamlines with the ribbed walls in each plane in the first passage periodically produce up-and-down flows and simultaneously generate small vortices near the inner and outer sides, induced by the ribs. Regarding the bend region, plane (v) selected in the middle between ribs in the first passage has radially outward flow near the entrance to the bend region, and plane (vi) is on the top of rib in the center of the bend. The results indicate that the flow has a large vortex closer to the inner wall than the outer wall, due to interaction between the ribs and the bend (see plane (v)), and also that the combined effect of the U-bend and rib arrangement can induce small counter rotating flow near the inner wall (on plane (vi)), while flow structures after the bend are similar to the flow before the bend owing to the influence of the ribs and the curvature. On the other hand, in the second passage with radially inward flow, the numerical results show that flow in the second passage on plane (iv) provides higher velocity ratio (V/V_i) near the outer wall and gradually decreases on planes (iii), (ii) and (i), respectively, due to combination effects of the ribs and curvature.

The rotating case is shown in Fig. 9(b). In the first passage

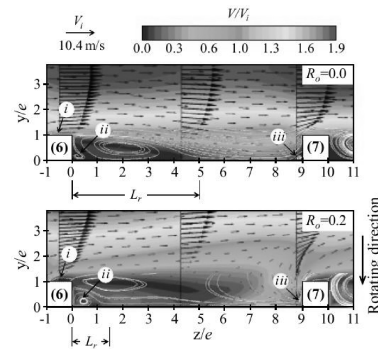


Fig. 10. Vector and velocity contours of in-plan velocity between 6th and 7th ribs at $R_o = 0.0$ and 0.2 , $Re = 10000$.

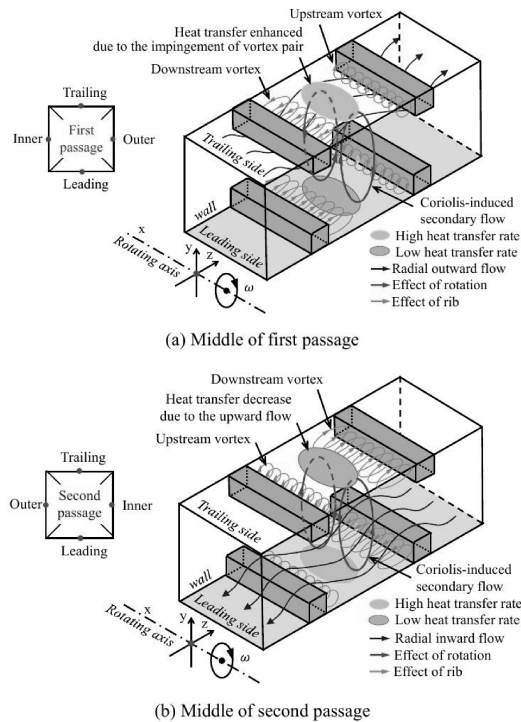


Fig. 11. Conceptual details of 3-D flow structure within ribbed channel.

radially outward, the results show that complicated secondary flows are generated by rotation of the flow channel (see in plane (iii)) near the leading surfaces because the w velocity component acts towards the trailing surface more than the leading surface, due to Coriolis and centrifugal forces, to mix with the mainstream. At the same time, the flow in the U-bend region has a large vortex pair near the inner wall, and also provides a small vortex near the corner between the trailing and outer walls, which enhances the heat transfer coefficient

in the second passage as explained by Jenkins et al. [28] and Siddique et al. [29]. After the bend region with radially inward flow, the complex flow structures near the inner wall (see in plane (v)) are induced by rib arrangement, U-bend, and couple with the effects of rotation that causes the Coriolis forces. The Coriolis force is due to the w velocity component reversing its direction and the centrifugal force aligns with the mainstream. Additionally, numerical results also show complicated secondary flows at the leading surfaces more than at the trailing surfaces, because of the Coriolis forces (see in plane (iii)), and then higher velocity ratio near the outer wall that gradually decreases on the further plane.

Fig. 10 shows a comparison of the vector and contour of mean velocity for both $R_o = 0.0$ and 0.2 in the planes midway between the inner and outer surfaces of the first passage. These planes are set between the 6th and 7th ribs of the first-pass channel near the leading wall. In the stationary case, the results show the appearance of a recirculation zone in front of (zone (iii)) and behind ribs (zone (ii)) and a wide recirculation area. However, the flow reattachment distance (L_r) in the rotating case is approximately 3.33-times that of the stationary case due to the combined effect of the rib-roughened walls and the Coriolis force. After reattachment, in the stationary case, a new boundary layer develops. It is immediately accelerated by the mainstream shear forces and impinges in front of the 7th ribs to introduce a new recirculation area (zone (iii)). In addition, two additional separated areas are importantly identified. The first one is located at the top of 6th rib (zone (i)), while the second one is a very small counter-rotating corner vortex in the downstream bottom edge of the 6th rib (zone (ii)). Similar results were reported in previous research by Casarsa et al. [30]. On the other hand, in the rotating case, no small bubble vortex in the upstream bottom edge of the 7th rib (zone (iii)) occurs.

To understand the flow field and heat transfer distributions in the serpentine channel clearly, conceptual details of the 3-D flow structures inside the rib-roughened walls under rotating conditions are illustrated in Fig. 11. For first-pass channel (Fig. 11(a)), it is clear that a large secondary flow caused by the rotation impinges on the trailing wall more than on the leading wall, which affected the heat transfer by flow impingement on the trailing wall surface. On the other hand, the second-pass channel (Fig. 11(b)) clearly had secondary flows near the leading wall more than at the trailing wall, due to effects of the bend and the rib-roughened wall. The heat transfer distributions on the trailing wall decrease due to vortex pair introduced flow out from the surface. These flow behaviors are clearly explained by Mayo et al. [31] and Kaewchoothong et al. [32]. In addition, the rib-roughened walls also affected the recirculation zone in front of and behind the ribs, which significantly affected the heat transfer on the surface. Several studies [3, 4, 16] have explained the increased heat transfer inside the serpentine channel by effects of Coriolis and centrifugal forces, which depend on the rotation number (R_o) of the serpentine channel.

4. Conclusions

We conducted numerical simulations of flow and heat transfer distributions to investigate the effects of the rotation number on flow and heat transfer characteristics in a serpentine channel. The main results can be summarized as follows.

(1) Rotation creates heat transfer differences between the leading and trailing walls for both smooth and ribbed channels.

(2) The maximal Nusselt number and friction factor were observed at the highest rotation number simulated, larger by about 15–40 % when compared to the other rotation number cases. This indicates high sensitivity of the results to the rotation number.

(3) The thermal-hydraulic performance analysis of ribbed walls at various rotation numbers shows that the first-pass trailing and second-pass leading surfaces were particularly strongly influenced by the sharp bend and the rotation effects.

Acknowledgments

This research was financially supported by the Royal Golden Jubilee Ph.D. program from the Thailand Research Fund (TRF) on contract No. PHD/0061/2557.

Nomenclature

AR	: Channel aspect ratio (-)
D_h	: Hydraulic diameter of channel (m)
e	: Rib height (m)
f	: Friction factor for the ribbed channel (-)
f_o	: Friction factor obtained from Blasius correlation (-)
H	: Channel height (m)
h	: Heat transfer coefficient ($W/m^2 K$)
k	: Thermal conductivity of air ($W/m K$)
L	: Length of the channel (m)
n	: Total number of pixel over the heated surface (-)
\overline{Nu}	: Nusselt number (-)
\overline{Nu}	: Average Nusselt number (-)
Nu_i	: Local Nusselt number at a pixel (-)
Nu_o	: Nusselt number of the smooth wall (-)
p	: Pitch of ribs (m)
P_i	: Inlet pressure (N/m^2)
P_o	: Outlet pressure (N/m^2)
Pr	: Prandtl number (-)
R	: Radius of rotation (m)
Re	: Reynolds number (-)
R_o	: Rotation number (-)
T	: Temperature of air ($^{\circ}C$)
V_i	: Inlet velocity (m/s)
W	: Channel width (m)
x, y, z	: Spanwise, normal and streamwise directions (-)

Greek symbols

ν	: Kinematic viscosity of air (m^2/s)
-------	--

ω : Rotational speed (rad/s)
 η : Thermal performance (-)
 ρ : Density of air (kg/m³)

References

- [1] J. H. Wagner, B. V. Johnson and F. C. Kopper, Heat transfer in rotating serpentine passage with smooth walls, *ASME J. of Turbomachinery*, 113 (3) (1991) 321-330.
- [2] J. C. Han and J. S. Park, Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators, *International J. of Heat and Mass Transfer*, 31 (1) (1988) 183-195.
- [3] J. S. Park, J. C. Han, Y. Huang, S. Ou and R. J. Boyle, Heat transfer performance comparisons of five different rectangular channels with parallel angled ribs, *International J. of Heat and Mass Transfer*, 35 (11) (1992) 2891-2903.
- [4] S. V. Ekkad and J. C. Han, Detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with rib turbulators, *International J. of Heat and Mass Transfer*, 40 (11) (1996) 2525-2537.
- [5] J. H. Wagner, B. V. Johnson, R. A. Graziani and F. C. Yeh, Heat transfer in rotating serpentine passages with trips normal to the flow, *J. of Turbomachinery*, 114 (4) (1992) 847-857.
- [6] G. S. Azad, H.-K. Moon, B. Glezer, M. J. Uddin and J.-C. Han, Heat transfer in a two-pass rectangular rotating channel with 45-deg angled rib turbulators, *J. of Turbomachinery*, 124 (2) (2002) 251-259.
- [7] L. AL-Hadhrami, T. Griffith and J.-C. Han, Heat transfer in two-pass rotating rectangular channels ($AR = 2$) with five different orientations of 45 deg V-shaped rib turbulators, *ASME J. of Heat Transfer*, 125 (2) (2003) 232-242.
- [8] M. Al-Qahtani, Y.-J. Jang, H.-C. Chen and J.-C. Han, Flow and heat transfer in rotating two-pass rectangular channels ($AR = 2$) by Reynolds stress turbulence model, *International J. of Heat and Mass Transfer*, 45 (9) (2002) 823-1838.
- [9] W. Siddique, I. V. Shevchuk, L. El-Gabry, N. B. Hushmandi and T. H. Fransson, On flow structure, heat transfer and pressure drop in varying aspect ratio two-pass rectangular channel with ribs at 45°, *Heat Mass Transfer*, 49 (5) (2013) 679-694.
- [10] Z. Shen, Y. Xie, D. Zhang and G. Xie, Numerical calculations on flow and heat transfer in smooth and ribbed two-pass square channels under rotational effects, *Mathematical Problems in Engineering* (2014) ID981376-1-7.
- [11] R. Erelli, A. K. Saha and P. K. Panigrahi, Influence of turn geometry on turbulent fluid flow and heat transfer in a stationary two-pass square duct, *International J. of Heat and Mass Transfer*, 89 (2015) 667-684.
- [12] D. Pape, H. Jeanmart, J. von Wolfersdorf and B. Weigand, Influence of the 180° bend geometry on the pressure loss and heat transfer in a high aspect ratio rectangular smooth channel, *ASME Proceedings*, GT2004-53753 (2004) 685-695.
- [13] P. Singh, B. V. Ravi and S. V. Ekkad, Experimental and numerical study of heat transfer due to developing flow in a two-pass rib roughened square duct, *International J. of Heat and Mass Transfer*, 102 (2016) 1245-1256.
- [14] B. V. Ravi, P. Singh and S. V. Ekkad, Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in two-pass ribbed channels, *International J. of Thermal Sciences*, 112 (2017) 31-43.
- [15] K. Takeishi, Y. Oda, H. Kitada, K. Ishida and T. Hagari, Heat transfer coefficient of a rotating flow channel with turbulence promoters measured by using naphthalene sublimation method, *8th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics*, Lisbon, Portugal (2013).
- [16] Z. Shen, Y. Xie and D. Zhang, Numerical predictions on fluid flow and heat transfer in U-shaped channel with the combination of ribs, dimples and protrusions under rotational effects, *International J. of Heat and Mass Transfer*, 80 (2015) 494-512.
- [17] M. M. Gibson and B. E. Launder, Ground effects on pressure fluctuations in the atmospheric boundary layer, *J. of Fluid Mechanics*, 86 (1978) 491-511.
- [18] B. E. Launder, Second-moment closure: present and future, *International J. of Heat and Fluid Flow*, 10 (1989) 282-300.
- [19] B. E. Launder, G. J. Reece and W. Rodi, Progress in the development of a Reynolds-stress turbulence closure, *J. of Fluid Mechanics*, 68 (1975) 537-566.
- [20] *The FLUENT user's guide*, Version 6.3, FLUENT Inc., Lebanon, NH.
- [21] E. A. Sewall and D. K. Tafti, Large eddy simulation of flow and heat transfer in the developing flow region of a rotating gas turbine blade internal cooling duct with Coriolis and buoyancy forces, *J. of Turbomachinery*, 130 (1) (2007) 011005-011005-7.
- [22] A. K. Sleiti and J. S. Kapat, Fluid flow and heat transfer in rotating curved duct at high rotation and density ratios, *J. of Turbomachinery*, 127 (4) (2005) 659-667.
- [23] A. K. Sleiti, Effect of Coriolis and centrifugal forces on turbulence and transport at high rotation and buoyancy numbers, *Electronic Theses and Dissertations* (2004).
- [24] M. Schüler, H.-M. Dreher, S. O. Neumann, B. Weigand and M. Elfert, Numerical predictions of the effect of rotation on fluid flow and heat transfer in an engine-similar two-pass internal cooling channel with smooth and ribbed walls, *J. of Turbomachinery*, 134 (2) (2011) 021021-021021-10.
- [25] J. Park, S. Park and P. M. Ligrani, Numerical predictions of detailed flow structural characteristics in a channel with angled rib turbulators, *J. of Mechanical Science and Technology*, 29 (11) (2015) 4981-4991.
- [26] Y.-J. Jang, H.-C. Chen and J.-C. Han, Numerical prediction of flow and heat transfer in a two-pass square channel with 90° ribs, *International J. of Rotating Machinery*, 7 (3) (2001) 195-208.
- [27] P. W. Dittus and L. M. K. Boelter, Heat transfer in auto-

mobile radiators of the tubular type, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 12 (1985) 3-22.

- [28] S. C. Jenkins, F. Zehnder, I. V. Shevchuk, J. von Wolfersdorf, B. Weigand and M. Schnieder, The effects of ribs and tip wall distance on heat transfer for a varying aspect ratio two-pass ribbed internal cooling channel, *J. of Turbomachinery*, 135 (2) (2012) 021001-021001-9.
- [29] W. Siddique, L. El-Gabry, I. V. Shevchuk and T. H. Fransson, Validation and analysis of numerical results for a two-pass trapezoidal channel with different cooling configurations of trailing edge, *J. of Turbomachinery*, 135 (1) (2012) 011027-011027-8.
- [30] L. Casarsa, M. Çakan and T. Arts, Characterization of the velocity and heat transfer fields in an internal cooling channel with high blockage ratio, *ASME Proceedings Heat Transfer*, GT2002-30207 (2002) 451-458.
- [31] I. Mayo, T. Arts, A. El-Habib and B. Parres, Two-dimensional heat transfer distribution of a rotating ribbed channel at different Reynolds numbers, *J. of Turbomachinery*, 137 (3) (2014) 031002-031002-11.
- [32] N. Kaewchoothong, K. Maliwan, K. Takeishi and C. Nuntadusit, Effect of inclined ribs on heat transfer coefficient in stationary square channel, *Theoretical and Applied Mechanics Letters*, 7 (6) (2017) 344-350.



Natthaporn Kaewchoothong is a Ph.D. student of Mechanical Engineering at Prince of Songkla University, Thailand. He received his Master's at the same university in 2013. His research interests are in flow and heat transfer measurement of impinging jet, rib turbulators inside the turbine blade.



Kenichiro Takeishi is a Professor of the Graduate School of Engineering, Tokushima Bunri University (Kagawa campus), Japan. He received the Ph.D. at Osaka University in 1995. His research interests include heat transfer of gas turbines, hypersonic vehicles and energy transfer problems.



Kittinan Maliwan is a lecturer of Mechanical Engineering at Prince of Songkla University, Thailand. He received the Ph.D. at Université Paul Sabatier, Toulouse, France. His research interests include convective stability analysis, natural convection and double diffusive convection.



Chayut Nuntadusit is an Assistant Professor of Mechanical Engineering at Prince of Songkla University, Thailand. He received the Ph.D. at Osaka University in 2004. His current interests include heat transfer enhancement for jet impingement, jet flow control and optical measurement.

Appendix C

Force analysis due to the rotation

Force analysis

For stationary case, which is a classical fluids problem, only two forces are involved: the inertial force ($F_{inertial}$) and the viscous force ($F_{viscous}$), which the constant coefficients are omitted in the formulas.

$$F_{inertial} = \rho V^2 D_h^2 \quad (1)$$

$$F_{viscous} = \rho \nu V D_h \quad (2)$$

The ratio of these forces can be represented by the Reynolds number (Re).

$$\frac{F_{inertial}}{F_{viscous}} = \frac{\rho V^2 D_h^2}{\rho \nu V D_h} = \frac{V D_h}{\nu} = \text{Re} \quad (3)$$

For rotational case, two more forces act in the rotating serpentine channel, viz. the Coriolis force (F_{co}) and the rotational buoyancy force ($F_{buoyancy}$).

$$F_{coriolis} = \rho \Omega V D_h^3 \quad (4)$$

$$F_{buoyancy} = g_{rotation} \Delta \rho D_h^3 \quad (5)$$

where $g_{rotation}$ is the centrifugal acceleration as defined by $g_{rotation} = \Omega^2 r$

$$F_{buoyancy} = (\Omega^2 r) \Delta \rho D_h^3 \quad (6)$$

The ratio between the rotational buoyancy force ($F_{buoyancy}$) and viscous force ($F_{viscous}$) is rotational Grashof number (Gr).

$$Gr = \frac{F_{buoyancy}}{F_{viscous}} = \frac{\Omega^2 r \Delta \rho D_h^3}{\rho \nu V D_h} = (\text{Re}) R_o^2 (DR) \left(\frac{r}{D_h} \right) \quad (7)$$

The ratio between the rotational buoyancy force ($F_{buoyancy}$) and inertial force ($F_{inertial}$) is rotational buoyancy number (B_o), which is equal to Gr/Re^2 in the stationary, gravity-driven buoyancy problem.

$$B_o = \frac{F_{buoyancy}}{F_{inertial}} = \frac{F_{buoyancy} / F_{viscous}}{F_{inertial} / F_{viscous}} = \frac{Gr}{\text{Re}} = \frac{r(DR)R_o^2}{D_h} \quad (8)$$

Similarly, the ratio of the Coriolis force (F_{co}) and inertial force ($F_{inertial}$) is the rotation number (R_o).

$$R_o = \frac{F_{co}}{F_{inertial}} = \frac{\rho \Omega V D_h^3}{\rho V^2 D_h^2} = \frac{\Omega D_h}{V} \quad (9)$$

Table A Comparison of Coriolis force (F_{CO}) on rotation number between the TLC and naphthalene sublimation methods

Rotation number (R_o)	$F_{CO} (\times 10^3)$	
	TLC	Naphthalene
0.10	2.9	0.7
0.15	4.3	1.0
0.20	5.8	1.4
0.25	7.2	1.7
0.30	8.7	2.1

Note: $Re = 10,000$ **Table B** Comparison of centrifugal force (F_{CE}) on rotation number between the TLC and naphthalene sublimation methods

Rotation number (R_o)	$F_{CE} (\times 10^3)$	
	TLC	Naphthalene
0.10	1.4	1.5
0.15	3.2	3.4
0.20	5.8	6.1
0.25	9.0	9.5
0.30	13.0	13.7

Note: $Re = 10,000$ **Table C** Properties of naphthalene

Parameters	Values	Unit
Chemical formula	$C_{10}H_8$	-
Molecular weight	128.17	-
Melting point	80.2	$^{\circ}C$
Freezing point (in air at 1.01325 bar)	80.285	$^{\circ}C$
Normal boiling point (in air at 1.01325 bar)	217.993	$^{\circ}C$
Density of solid (at 20 $^{\circ}C$)	1175.0	kg/m^3
Thermal conductivity of solid	0.333	$W/m \cdot K$

VITAE

Name Mr. Natthaporn Kaewchoothong

Student ID 5710130026

Educational Attainment

Degree	Name of Institution	Year of Graduation
Bachelor's Degree of Master of Engineering	Prince of Songkla University	2014
Bachelor's Degree of Engineering	Prince of Songkla University	2012

Scholarship Awards during Enrolment

1. Graduate school scholarship, Graduate school, Prince of Songkla University, 2014-2017.
2. Royal Golden Jubilee Ph.D. Program Scholarship from the Thailand Research Fund (TRF), 2014-2017.
3. Scholarship for Support Exchange Students and International Credit Transferred through ASEAN Community, Graduate school, Prince of Songkla University, 2017-2018.
4. Energy Policy and Planning Office (EPPO), Ministry of Energy from Thailand, 2015-2019.

List of Publication, Proceedings, and Patent

Journal Publication

1. N. Kaewchoothong, K. Maliwan, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Effect of inclined ribs on heat transfer coefficient in stationary square channel, *Theoretical and Applied Mechanics Letters*, 7(6) (2017) 344–350.
2. N. Kaewchoothong, K. Maliwan, and C. Nuntadusit, Numerical simulations on flow and heat transfer in ribbed two-pass square channels under rotational effects, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 243(1) (2017) 012004.
3. N. Kaewchoothong, K. Maliwan, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Effect of rotation number on flow and heat transfer characteristics in serpentine passage with ribbed walls. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 32(9) (2018) 4461–4471.

4. C. Nuntadusit, M. Wae-hayee, and N. Kaewchoothong, Heat transfer enhancement on a surface of impinging jet by increasing entrainment using air-augmented duct, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127 (2018) 751–767.

5. N. Kaewchoothong, M. Wae-Hayee, P. Vessakosol, B. Niyomwas, and C. Nuntadusit, Flow and Heat Transfer Characteristics of Impinging Jet from Expansion Pipe Nozzle with Air Entrainment Holes, *Advanced Materials Research*, 931-932 (2014) 1213–1217.

6. N. Kaewchoothong, M. Wae-Hayee, P. Vessakosol, and C. Nuntadusit, Effect of modified expansion pipe nozzle on heat transfer enhancement with impinging jet, *Rangsit Journal of Arts and Sciences*, 5(1) (2015) 49–62.

International Conference

1. N. Kaewchoothong, K. Maliwan, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Effect of inclined ribs on heat transfer coefficient in stationary square channel, *The 14th Asian Symposium on Visualization (ASV)*, 22-26 May 2017, Beijing, China.

2. N. Kaewchoothong, K. Maliwan, and C. Nuntadusit, Numerical simulations on flow and heat transfer in ribbed two-pass square channels under rotational effects, *The 2nd International Conference on Computational Fluid Dynamics in Research and Industry 2017 (CFDRI 2017)*, 3-4 August 2017, Songkhla, Thailand.

3. N. Kaewchoothong, N. Kushida, N. Oi, M. Nishimura, M. Asahara, and K. Takeishi, Flow-field velocity measurement of a pin fin channel by using magnetic resonance imaging. *International Forum on Advanced Technologies*. 7-8 March 2016, Tokushima, Japan.

4. N. Kaewchoothong, K. Maliwan, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Effect of inclined ribs on heat transfer coefficient in stationary square channel. In *Proceedings of the 14th Asian Symposium on Visualization*. 22-26 May 2017, Beijing, China, pp. 101.

5. N. Kaewchoothong, M. Wae-hayee, P. Vessakosol, B. Niyomvas, and C. Nuntadusit, Flow and Heat Transfer Characteristics of Impinging Jet from Expansion Pipe Nozzle with Air Entrainment Holes. *The 5th KKU International Engineering Conference 2014 (KKU-IENC 2014)*, 27-29 March 2014, Khon Kaen, Thailand.

6. N. Kaewchoothong, M. Wae-hayee, P. Vessakosol, and C. Nuntadusit, Flow and Heat Transfer Characteristics for Impinging Jet with Air-augmented Duct. *25th International Symposium on Transport Phenomena (ISTP-25)*. 5-7 November 2014, Grabi, Thailand.

7. S. Petchuchuy, M. Wae-hayee, N. Kaewchoothong, P. Vessakosol, and C. Nuntadusit. Effect of Flow Configuration on Drying Performance in a Jet Impingement Dryer. The 20th International Drying Symposium (IDS2016), 7-10 August 2016, Gifu, Japan

National Conference

1. N. Kaewchoothong, K. Maliwan, and C. Nuntadusit, Influences of inclined angle on heat transfer characteristic in a square channel with rib turbulators. The 16th Heat and Mass Transfer in Thermal Equipment and Process, 23-24 February 2017, Chiang Mai, Thailand.

2. N. Torungniphath, C. Chohchoo, N. Kaewchoothong, and C. Nuntadusit, Heat transfer characteristic in a square duct with rib installation. The 16th Heat and Mass Transfer in Thermal Equipment and Process, 23-24 February 2017, Chiang Mai, Thailand.

3. T. Nontula, N. Kaewchoothong, K. Maliwan, and C. Nuntadusit, Effect of pitch ratios on heat transfer characteristic in a square channel with U-ribs. The 18th Heat and Mass Transfer in Thermal Equipment and Process, 20-21 March 2019, Krabi, Thailand.

4. N. Kaewchoothong, K. Maliwan, M. Wae-hayee, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Flow and heat transfer characteristics in a rotating square channel with 90° ribs. The 30th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT 30). 5-8 July 2016, 718–726, Songkhla, Thailand.

5. N. Kaewchoothong, K. Maliwan, and C. Nuntadusit, Effect of rotation on vortex core distribution in a ribbed two-pass square channel. The 18th Heat and Mass Transfer in Thermal Equipment and Process, 20-21 March 2019, 158–167, Krabi, Thailand.

6. N. Kaewchoothong, K. Maliwan, M. Wae-hayee, K. Takeishi, and C. Nuntadusit, Simulation of flow and heat transfer in two-pass square channel with rotation. The 29th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT 29). 30-2 July 2015, Nakhon Ratchasima, Thailand.

7. N. Kaewchoothong, M. Wae-hayee, P. Vessakosol, and C. Nuntadusit, Flow and heat transfer characteristics of impinging jet from expansion pipe nozzle with air entrainment holes, 10th Conference On Energy Network of Thailand (E-NETT 10), 4-6 June 2557, Songkhla, Thailand.

8. T. Sungkato, N. Kaewchoothong, M. Wae-hayee, J. Taweekun, and C. Nuntadusit, Study on heat transfer of a surface with ribs attachment in parallel channel, The 18th Heat and Mass Transfer in Thermal Equipment and Process, 20-21 March 2019, Krabi, Thailand.

Petty Patent

1. C. Nuntadusit, N. Kaewchoothong, and M. Wae-hayee, Heating system or cooling surface with the fluid jet from expansion pipe nozzle, Thai Petty Patent, 10942, 16 July 2557.