

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

ณัฐพร แก้วชอุทอง<sup>1</sup>, กิตตินันท์ มลิวรรณ<sup>1</sup>, มักรัตน์ แวหะยี่<sup>1</sup>, เคนิชิโร ทาเคชิ<sup>2</sup> และ ชยุต นันทดุสิต<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup> ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ อ.หาดใหญ่ จ.สงขลา 90112

<sup>2</sup> 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 ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ของช่องสี่เหลี่ยมแบบสองกลับกำหนดให้คงที่  $Re=10,000$  ในการศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนของช่องสี่เหลี่ยมแบบสองกลับโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์จำลองการไหล ANSYS Ver. 13.0 (Fluent) ผลการวิจัยพบว่า การไหลอันดับที่สองภายในช่องสี่เหลี่ยมแบบสองกลับที่มีการหมุนถูกสร้างขึ้นโดยแรงโคริโอลิสและแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางลอยตัวเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวหนึ่งกลับด้านท้ายและการกระจายการถ่ายเทความร้อนลดลงบนพื้นผิวหนึ่งกลับด้านยอดและพื้นผิวสองกลับด้านท้าย นอกจากนี้ การกระจายของอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ ( $Nu/Nu_0$ ) เพิ่มขึ้นหรือลดลงโดยอากาศหล่อเย็นภายใต้เงื่อนไขการหมุน

**คำหลัก:** ช่องสี่เหลี่ยมแบบสองกลับ, ผลจากการหมุน, การถ่ายเทความร้อน, สมบัติการไหล

### Abstract

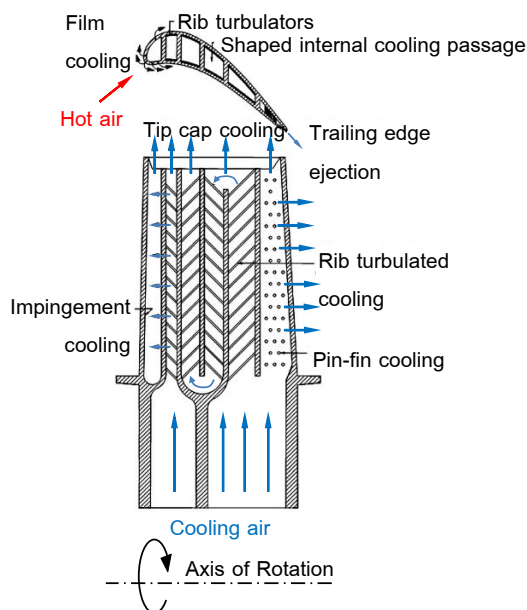
The aim of this research is to study the flow and heat transfer characteristics in two-pass square channel for simulation of cooling in gas turbine blade with rotation. In this study, the height and width of two-pass square channel is fixed at 15 mm, the length of two-pass square channel is 170 mm, and 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

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



รูปที่ 1 แสดงรูปแบบของการระบายความร้อนภายในไบพัตเครื่องยนต์กังหันแก๊ส [1]

ภายใต้เงื่อนไขสนามการไหลแบบหมุนซึ่งมีความซับซ้อนมากขึ้น โดยมิงงานวิจัยของ Wagner และคณะ [2] ได้ทดลองเกี่ยวกับผลกระทบของแรงโคริโอลิสและแรงลอยตัวต่อสัมประสิทธิ์การกระจายการถ่ายเทความร้อนของช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมแบบหลายกลีบที่หมุนด้วยผนังเรียบพบว่า มีความแตกต่างในการถ่ายเทความร้อนระหว่างสภาพการไหลที่หมุนและไม่หมุนเนื่องจากเกิดการไหลอันดับสองที่เกี่ยวข้องกับแรงโคริโอลิสและแรง

เหวี่ยงหนีศูนย์กลางลอยตัว สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของพื้นผิวด้านความดันหรือผิวด้านท้ายของช่องหนึ่งกลีบสูงขึ้นเมื่อเพิ่มค่าตัวเลขการหมุน (Rotation number, Ro) และอัตราส่วนความหนาแน่นหรือความแตกต่างอุณหภูมิหล่อเย็นถึงผนัง อย่างไรก็ตาม สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของพื้นผิวด้านดูดหรือผิวด้านยอดลดลงเมื่อเพิ่มค่าตัวเลขการหมุน (ค่าตัวเลขการหมุน  $Ro=0.24$ ) แต่อัตราส่วนความหนาแน่นหรือความแตกต่างอุณหภูมิหล่อเย็นถึงผนังเพิ่มขึ้น ในขณะที่สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของพื้นผิวด้านความดันหรือผิวด้านท้ายของช่องสองกลีบพบว่า พื้นผิวด้านดูดหรือผิวด้านยอดสูงและพื้นผิวด้านความดันหรือผิวด้านท้ายต่ำซึ่งจะตรงกันข้ามกับหนึ่งกลีบ นอกจากนี้ ยังมีการศึกษาเกี่ยวกับการจำลองการไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลแบบสองกลีบด้วยโปรแกรมทางพลศาสตร์ของไหลโดย Lin และคณะ [3] ได้ใช้รูปแบบความปั่นป่วนในการจำลองการไหลแบบ SST (Shear-stress transport) ในการศึกษาการถ่ายเทความร้อนในช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมแบบสองกลีบที่หมุน ได้ศึกษาผลกระทบของค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ ค่าตัวเลขการหมุนและพารามิเตอร์การลอยตัว Chen และคณะ [4, 5] ได้ใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขคำนวณการไหลแบบ 3 มิติ และการถ่ายเทความร้อนในช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมแบบสองกลีบที่หมุน ( $w/h=1$ ) ด้วยผนังเรียบพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมแบบสองกลีบที่หมุนให้ผลการจำลองที่สอดคล้องกับงานวิจัยของ Wagner และคณะ [2]

ในงานวิจัยนี้จะศึกษากรณีช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมแบบสองกลีบที่หมุนด้วยพื้นผิวเรียบ เพื่อศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวภายในช่องการไหล ในงานวิจัยได้พิจารณาผลของค่าตัวเลขการหมุน (Ro)

### 2. ทฤษฎี

#### 2.1 การคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล

การจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ศึกษาลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในช่องการไหลหน้าตัดสี่เหลี่ยมแบบสองกลีบที่หมุนซึ่งงานวิจัยนี้อยู่ภายใต้สมมติฐานดังนี้คือ 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  $\rho$  คือความหนาแน่นของอากาศ ( $\text{kg/m}^3$ )

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  $\mu$  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 ( $\text{kW/m}^3$ ),  $k$  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)

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

อัตราการสลายตัวเฉพาะ (Specific dissipation rate,  $\omega$ )

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

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

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),  $D_h$  คือเส้นผ่านศูนย์กลางไฮโดรลิกของท่อหน้าตัดสี่เหลี่ยม (m) และ  $\nu$  คือความหนืดของอากาศ ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

สมการนัสเซลต์นัมเบอร์ (Nusselt number)

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

## CST-44

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

สมการนัสเซิลต์นัมเบอร์สำหรับท่อผิวเรียบจากความสัมพันธ์ของ Dittus และ Boelter [7] กรณีการไหลแบบปั่นป่วนอย่างเต็มที่และไม่มีการหมุน

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

เมื่อ  $Re$  คือค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์

สมการตัวเลขการหมุน (Rotation number,  $Ro$ )

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

เมื่อ  $\omega$  คือความเร็วรอบในการหมุน ( $rad/s$ )

สมการอัตราส่วนความหนาแน่นของการหล่อเย็นผนังจากความสัมพันธ์ของ Guidez [8]

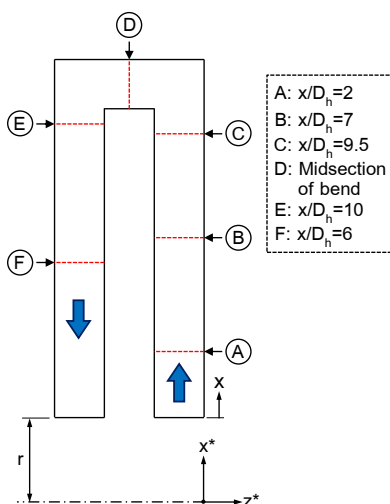
$$\frac{\Delta p}{\rho} = \left( \frac{\rho_b - \rho_w}{\rho_b} \right) = \left( \frac{T_w - T_b}{T_w} \right) \quad (14)$$

เมื่อ  $\rho_b$  คือความหนาแน่นหล่อเย็นผนังของการไหลเข้า ( $kg/m^3$ ),  $\rho_w$  คือความหนาแน่นหล่อเย็นผนังที่พื้นผิวของช่องการไหล ( $kg/m^3$ ),  $T_w$  คืออุณหภูมิของผนัง (K) และ  $T_b$  คืออุณหภูมิทางเข้าของช่องการไหล (K)

### 3. วิธีการดำเนินการวิจัย

#### 3.1 รูปแบบและตัวแปรที่ใช้ในการจำลอง

รูปที่ 2 แสดงรูปแบบของช่องการไหลแบบสองกลับหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่หมุนแบบ 3 มิติ ในการจำลองกำหนดช่องการไหลแบบสองกลับหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่อัตราส่วนระหว่างความสูงและความกว้าง  $w/h=1$  (เท่ากับ  $15 \times 15$

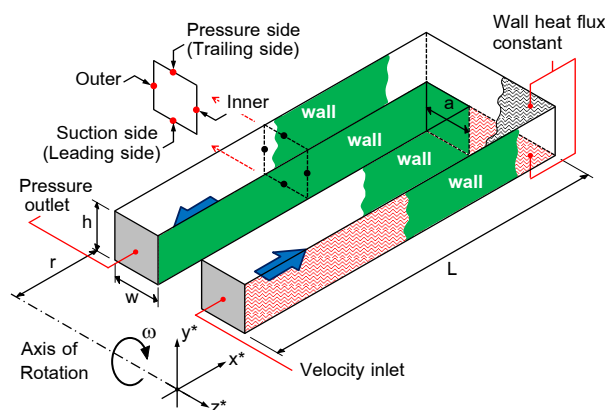


ก) บริเวณที่ศึกษา

รูปที่ 2 แสดงรูปแบบของช่องการไหลแบบสองกลับหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่หมุนแบบ 3 มิติ

$mm^2$ ) โดยมีความยาว  $L/D_h=11.333$  (170 mm) และส่วนกลับยาว  $a/D_h=1$  (15 mm) มีรัศมีการหมุนของช่องการไหลแบบสองกลับหน้าตัดสี่เหลี่ยม  $r/D_h=33.333$  (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 ในการจำลองกำหนดให้อากาศไหลเข้าช่องการไหลแบบสองกลับหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่ค่าเรย์โนลด์คงที่  $Re=10,000$  (ใช้ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางไฮโดรลิกของหน้าตัดสี่เหลี่ยม) นอกจากนี้ได้ทำการจำลองรูปแบบของช่องการไหลแบบสองกลับหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่หมุนเพื่อทำการเปรียบเทียบผลรูปแบบของช่องการไหลแบบสองกลับหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่ไม่หมุน สำหรับจุดกำเนิดของพิกัดจากเริ่มต้นจากปากทางเข้าของช่องการไหลทางเป็นระยะ  $r$  ซึ่งแกน  $Z^*$  อยู่ในแนวตั้งฉากกับการไหล (แกนอ้างอิงการหมุน) แกน  $X^*$  และ  $Y^*$  ตั้งฉากกับแกน  $Z^*$  ในแนวนอนและแนวตั้งตามลำดับ

ในการศึกษาลักษณะการไหลของช่องการไหลแบบสองกลับหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่หมุน ได้ใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์จำลองการไหล (ANSYS Ver.13.0, Fluent) โมเดลของการไหลแบบปั่นป่วนได้ใช้ SST  $k-\omega$  และใช้วิธีการคำนวณแบบ SIMPLE สำหรับค่าความผิดพลาดของการคำนวณครั้งสุดท้ายได้กำหนดให้มีค่าต่ำกว่า  $1 \times 10^{-4}$  [10]

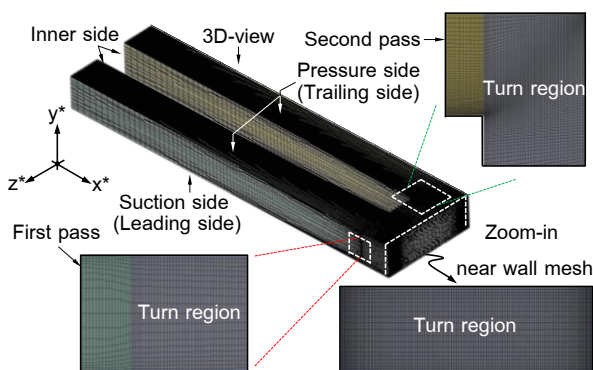


ข) รูปแบบจำลองการไหล

## CST-44

### 3.2 ลักษณะกริดของรูปแบบจำลองการไหล

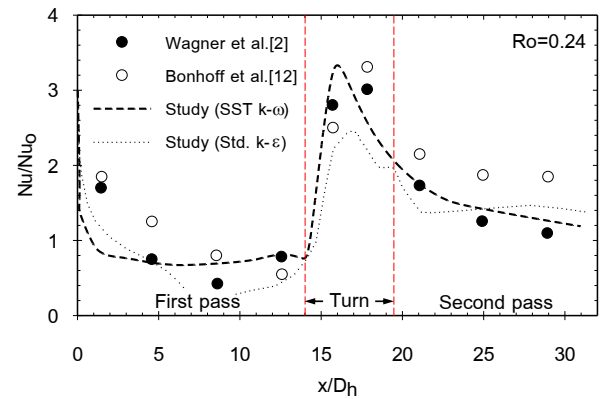
กริด (Mesh) ที่ใช้ในแบบจำลองจะมีลักษณะเป็นลูกบาศก์สี่เหลี่ยมผืนผ้า ลักษณะกริดของแบบจำลองช่องการไหลแบบสองก้นหน้าตัดสี่เหลี่ยม ดังแสดงในรูปที่ 3 โดยบริเวณตรงส่วนโค้ง  $180^\circ$  ของช่องการไหลแบบสองก้นและชั้นชิดผนังทั้งด้านความดันหรือด้านท้ายและด้านดูดหรือด้านยอดจะมีความละเอียดสูง ซึ่งบริเวณดังกล่าวต้องการความละเอียดในการคำนวณสูง [4, 11] บริเวณชั้นชิดผนังทั้งด้านนอกและด้านในมีลักษณะกริดเป็นชั้นๆ ซึ่งมีความละเอียดค่อนข้างสูงใกล้บริเวณส่วนโค้ง  $180^\circ$  และความละเอียดจะลดลงเมื่อห่างจากบริเวณส่วนโค้ง  $180^\circ$



รูปที่ 3 แสดงลักษณะกริดของช่องการไหลแบบสองก้นหน้าตัดสี่เหลี่ยมที่หมุนแบบ 3 มิติ

## 4. ผลการจำลอง

รูปที่ 4 แสดงการเปรียบเทียบของการคำนวณอัตราส่วนนัสเซลต์บนพื้นผิวด้านยอดกับงานวิจัยอื่นๆ ที่เงื่อนไข  $Ro=0.24$  เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์  $Re=25,000$  ซึ่งอัตราส่วนนัสเซลต์ (Nu/Nu<sub>0</sub>) ใกล้เคียงกับงานวิจัยอื่นๆ โดยภาพรวมพบว่า บริเวณด้านหนึ่งกลับให้ค่าการกระจายของอัตราส่วนนัสเซลต์ต่ำกว่าบริเวณด้านสองก้น ในขณะที่บริเวณส่วนโค้ง  $180^\circ$  เพิ่มขึ้นเนื่องจากผลของการหมุน แรงโคริโอลิส และแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง [2, 9] ทำให้เกิดการไหลอันดับที่สอง (Secondary flow) ภายในช่องการไหลส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น นอกจากนี้ ยังพบว่าโมเดลการจำลองความปั่นป่วนแบบ SST k- $\omega$  ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกับงานวิจัยของ Wagner และคณะ [2] มากกว่าโมเดลการจำลองความปั่นป่วนแบบ Standard. k- $\epsilon$



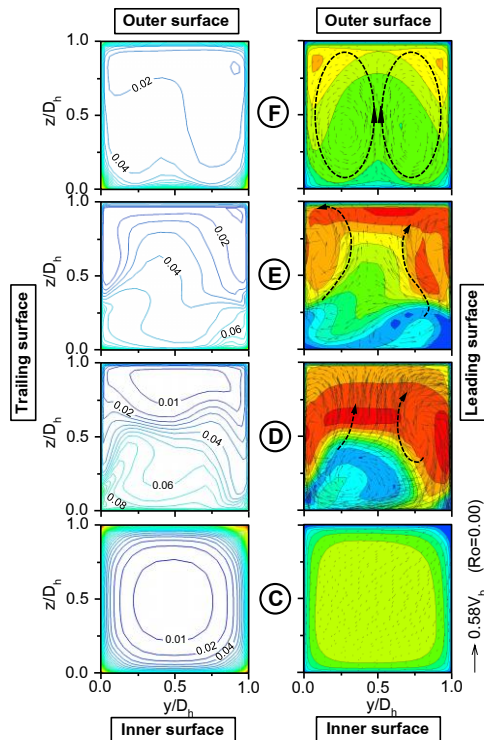
รูปที่ 4 แสดงการเปรียบเทียบของการคำนวณอัตราส่วนนัสเซลต์บนพื้นผิวด้านยอดกับงานวิจัยอื่นๆ

รูปที่ 5 แสดงอัตราส่วนของการกระจายอุณหภูมิแต่ละตำแหน่งที่ศึกษา (รูปที่ 5 (ซ้าย)) และการกระจายเวกเตอร์ความเร็วของการไหลอันดับที่สอง (รูปที่ 5 (ขวา)) สำหรับกรณีที่ไม่หมุน จากการจำลองพบว่า อัตราส่วนของอุณหภูมิก่อนถึงส่วนโค้ง  $180^\circ$  (Upstream) ของเหลวเย็นอยู่ตรงบริเวณมุมของช่องการไหล (รูปที่ 5 (ซ้าย, C)) ในขณะที่บริเวณหลังส่วนโค้ง  $180^\circ$  ของเหลวเย็นถูกผลักดันไปสู่พื้นผิวด้านนอก (Outer surface) เนื่องจากแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางถูกเหนี่ยวนำโดยโค้งบริเวณส่วนกลับนี้ นำไปสู่ความลาดชันของอุณหภูมิหรือความแตกต่างของอุณหภูมิที่สูงและด้วยเหตุนี้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงบนผนังด้านนอกหลังบริเวณส่วนโค้ง  $180^\circ$  ดังแสดงในรูปที่ 5(D-F)

สำหรับการกระจายของเวกเตอร์ความเร็วของการไหลอันดับที่สอง (รูปที่ 5(ขวา)) พบว่า เกิดการกระจายของเวกเตอร์ความเร็วอย่างสม่ำเสมอขึ้นบริเวณตรงกลางท่อและต่ำบริเวณมุมของช่องการไหลในด้านหนึ่งกลับ (First pass) หรือก่อนการไหลถึงส่วนกลับ ดังแสดงในรูปที่ 5(ขวา, C) ในขณะที่บริเวณส่วนกลับ  $180^\circ$  (รูปที่ 5(ขวา, D)) พบว่า เกิดความดันลดบริเวณพื้นผิวด้านในและความดันสูงขึ้นบริเวณพื้นผิวด้านนอกส่งผลทำให้เกิดการไหลแยกตัวของของไหลและเกิดการหมุนวนซึ่งเกิดการพาการไหลของของไหลจากบริเวณมุมช่องการไหลไปยังพื้นผิวด้านนอก นอกจากนี้ การไหลอันดับที่สองนี้จะเริ่มลดลงในบริเวณด้านสองก้น (Second pass) หรือการไหลผ่านส่วนกลับไปแล้ว (Downstream) ดังแสดงในรูปที่ 5(ขวา, E และ F) และหายไปเกือบหมดที่บริเวณปลายของด้านสองก้น



## CST-44

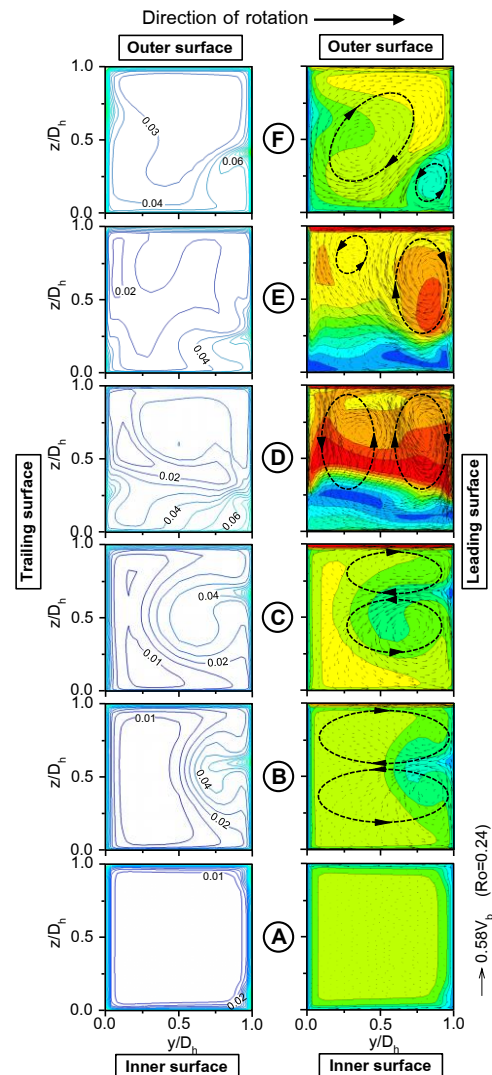


รูปที่ 5 แสดงอัตราส่วนอุณหภูมิ ( $\theta = (T - T_b)/(T_w - T_b)$ ) และการไหลอันดับที่สองสำหรับช่องการไหลที่ไม่หมุน

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  $180^\circ$  และที่ระยะ  $x/D_h=10$  และ  $6$  (ตำแหน่ง E และ F) ในด้านสองกลับ และการกระจายเวกเตอร์ความเร็วของการไหลอันดับที่สอง (รูปที่ 6(ขวา)) จากการจำลองพบว่า เกิดการกระจายของอัตราส่วนอุณหภูมิอย่างสม่ำเสมอบริเวณตำแหน่ง A (รูปที่ 6(ซ้าย)) และอัตราส่วนของอุณหภูมิเริ่มเอียงไปทางด้านซ้ายมากขึ้นที่ตำแหน่ง B และ C ซึ่งเป็นผลมาจากการหมุนของท่อ ในขณะที่บริเวณส่วนกลับ  $180^\circ$  และหลังส่วนโค้ง (รูปที่ 6(ซ้าย, D, E และ F)) ของเหลวเย็นถูกผลักดันไปสู่พื้นผิวด้านนอกมากขึ้นเนื่องจากแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางลอยตัวซึ่งถูกเหนี่ยวมาโดยโค้งบริเวณส่วนกลับ

สำหรับการกระจายของเวกเตอร์ความเร็วของการไหลอันดับที่สองที่ตัวเลขการหมุน  $Ro=0.24$  (รูปที่ 6(ขวา)) พบว่า เกิดการกระจายของเวกเตอร์ความเร็วอย่างสม่ำเสมอขึ้นบริเวณตรงกลางท่อเอียงไปทางด้านซ้ายและต่ำบริเวณมุมของช่องการไหลในด้านหนึ่งกลับแสดงในรูปที่ 6(ขวา, A) ในขณะที่บริเวณก่อนถึงส่วนกลับ  $180^\circ$  (รูปที่ 6(ขวา, B และ C)) พบว่า เริ่มเกิดการไหลอันดับที่สอง

เนื่องจากผลแรงโคริโอลิสและแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางลอยตัวจากการหมุน สำหรับบริเวณส่วนกลับ ดังแสดงในรูปที่ 6 (ขวา, D) เกิดการไหลแยกตัวและเกิดการไหลหมุนวนเปลี่ยนทิศทางการไหลบริเวณพื้นผิวด้านนอกมากขึ้น ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น ในขณะที่บริเวณหลังส่วนโค้ง  $180^\circ$  (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 แสดงอัตราส่วนนัสเซลด์นัมเบอร์ ( $Nu/Nu_0$ ) บนผนังด้านซ้ายและผนังด้านขวาที่เงื่อนไขตัวเลขการหมุนต่างกันในการที่มีหรือไม่มีหมุนของท่อ พบว่า สำหรับกรณีที่ไม่มีหมุนของท่อในด้านหนึ่งกลับการถ่ายเทความร้อนสูงบริเวณใกล้ปากทางเข้าท่อเนื่องจากชั้นขอบเขตความร้อนบางกว่าและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนลดลงเมื่อการไหลพัฒนาอย่างเต็มที่ ในขณะที่

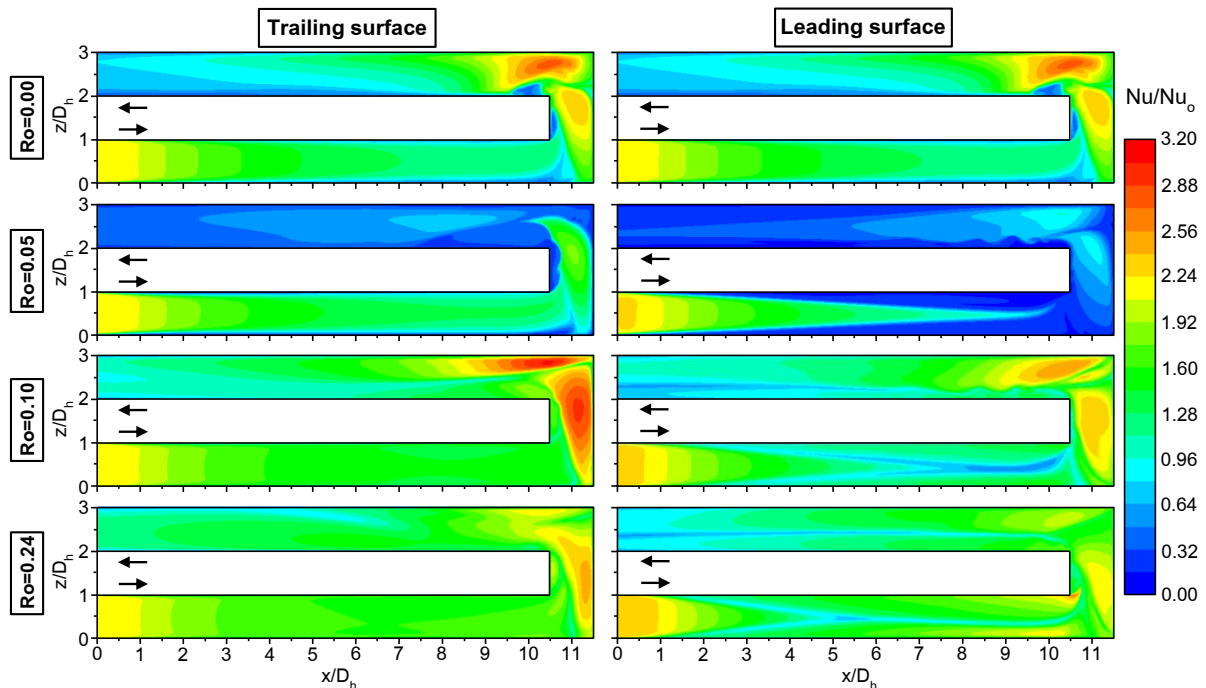
## CST-44

การถ่ายเทความร้อนในบริเวณส่วนโค้ง  $180^\circ$  และพื้นผิวนอกของด้านสองกลับสูงเนื่องจากการไหลอันดับที่สองถูกเหนี่ยวนำโดยผลต่างความดันที่สูงบริเวณส่วนโค้ง  $180^\circ$

สำหรับกรณีที่มีการหมุนของท่อของเงื่อนไขตัวเลขการหมุน  $Ro=0.05$  พบว่า การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณพื้นผิวด้านยอดสูงใกล้บริเวณปากทางเข้าของท่อและลดลงเมื่อระยะ  $x/D_h$  เพิ่มขึ้นในด้านหนึ่งกลับและเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญบริเวณพื้นผิวด้านนอกของส่วนโค้ง  $180^\circ$  และบริเวณสองกลับของท่อ ในขณะที่บริเวณพื้นผิวด้านท้ายพบว่า การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นอย่างรุนแรงในทิศทางตามแนวกระแสการไหลและสูงสุดบริเวณส่วนโค้ง

$180^\circ$  นอกจากนี้ ยังพบว่า บริเวณด้านสองกลับการถ่ายเทความร้อนลดลงตามความยาวของท่อ

สำหรับกรณีที่มีการหมุนของท่อของเงื่อนไขตัวเลขการหมุน  $Ro=0.10$  และ  $0.24$  พบว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในบริเวณด้านหนึ่งกลับของพื้นผิวด้านท้ายจะสูงกว่าพื้นผิวด้านยอด ในขณะที่การถ่ายเทความร้อนบริเวณด้านสองกลับของพื้นผิวด้านยอดต่ำกว่าพื้นผิวด้านท้าย อย่างไรก็ตาม การถ่ายเทความร้อนทั้งบริเวณพื้นผิวด้านยอดและด้านท้ายสูงและจะเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญในบริเวณส่วนโค้ง  $180^\circ$  ซึ่งเป็นผลมาจากแรงโคริโอลิสและแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางลอยตัวโดยการหมุน



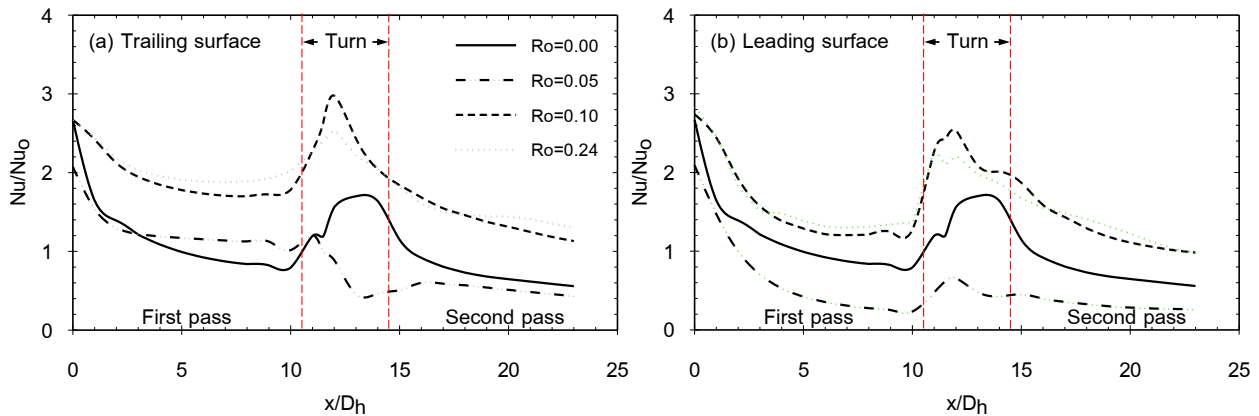
รูปที่ 7 แสดงอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ ( $Nu/Nu_0$ ) ของพื้นผิวด้านท้าย (Trailing surface) และด้านยอด (Leading surface) ที่  $Re=10,000$

รูปที่ 8 แสดงอัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ของพื้นผิวด้านท้ายและด้านยอด โดยภาพรวมพบว่า กรณีที่มีการหมุนของท่อบริเวณพื้นผิวหนึ่งกลับด้านท้าย (รูปที่ 8(a)) อัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์สูงกว่าบริเวณสองกลับเนื่องจากแรงโคริโอลิสและการหล่อเย็นของของไหลทำให้ชั้นขอบเขตร้อนหนึ่งกลับด้านยอดหนากว่าพื้นผิวสองกลับด้านยอด อย่างไรก็ตาม สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น ในขณะที่กรณีไม่มีการหมุนของท่ออัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์บริเวณหนึ่งกลับและสองกลับมีค่าใกล้เคียงกัน นอกจากนี้ ยังพบว่าการเพิ่มตัวเลขการหมุน ( $Ro$ ) ทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

ผลจากแรงโคริโอลิสและแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางลอยตัวโดยการหมุน สำหรับบริเวณพื้นผิวหนึ่งกลับด้านยอด (รูปที่ 8(b)) พบว่า อัตราส่วนนัสเซลต์นัมเบอร์ต่ำกว่าบริเวณสองกลับเนื่องจากผลของแรงโคริโอลิสและการหล่อเย็นของของไหลทำให้ชั้นขอบเขตร้อนหนึ่งกลับด้านยอดหนากว่าพื้นผิวสองกลับด้านยอด อย่างไรก็ตาม สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบริเวณพื้นผิวด้านท้าย ดังแสดงในรูปที่ 8(a) สูงกว่าบริเวณพื้นผิวด้านยอดเนื่องจากผลของแรงโคริโอลิสและแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางลอยตัวจากการหมุนโดยของเหลวเย็นไหลเกาะติดผนังด้านท้ายมากกว่าด้านยอด

## CST-44

30 มิถุนายน - 2 กรกฎาคม 2558 จังหวัดนครราชสีมา

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

## 5. สรุปผลการจำลอง

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยเพื่อศึกษาสมบัติการไหลและการถ่ายเทความร้อนในช่องสี่เหลี่ยมแบบสองกลับที่มีการหมุนของท่อด้วยวิธีการทางพลศาสตร์ของไหล จากการศึกษาพบว่า

1. กรณีช่องการไหลไม่มีการหมุน เกิดการไหลที่สมมาตรบริเวณด้านหนึ่งกลับและจะเกิดการไหลแยกตัวทั้งบริเวณส่วนโค้ง  $180^\circ$  และบริเวณสองกลับ ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนสูง นอกจากนี้ ลักษณะการถ่ายเทความร้อนส่วนใหญ่จะเกิดขึ้นบริเวณส่วนโค้ง  $180^\circ$  และบริเวณด้านสองกลับซึ่งทั้งพื้นผิวด้านยอดหรือด้านดุดและด้านท้ายหรือด้านความดันสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน

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, *8<sup>th</sup> 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., Tamm, 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*.