

การจำลองการไหลของอากาศผ่านใบพัดหม้อน้ำด้วยวิธีหลายแกน Simulation of Flow from Radiator Fan with Multiple Reference Frame Technique

จรรูวัต เจริญสุข¹ นีวัฒน์ นาคะโยธินสกุล นีวัฒน์ ภูเจริญ

¹ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ถนนฉลองกรุง เขตลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520 โทร 0-2326-4197 โทรสาร 0-2326-4198 E-mail: kcjaruwat@kmitl.ac.th

Jaruwat Charoensuk¹, Nivat Nakayothinskul, Niwat Phoocharoen

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang
Chalongkrung Rd. Ladkrabang Bangkok 10520 Thailand Tel: 0-2326-4197 Fax: 0-2326-4198 E-mail: kcjaruwat@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอถึงการนำวิธีการจัดรูปแบบของเซลล์ภายในแบบจำลองที่สร้างไว้มาประยุกต์ใช้ร่วมกับวิธีการคำนวณเชิงตัวเลขที่เรียกว่า วิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม (Finite Volume Method) เพื่อจำลองการไหลของอากาศผ่านใบพัดหม้อน้ำ วิธีการแบบ Multiple Reference Frames ได้ถูกนำมาใช้ซึ่งเหมาะสมกับลักษณะการไหลของอากาศที่ถูกผลักให้หมุนด้วยแรงเหวี่ยงจากการทำงานของใบพัดหม้อน้ำ สมการความปั่นป่วนแบบ 2 วิธีได้ถูกนำมาใช้ คือ วิธี $k - \epsilon$ กับ Quadratic (Non Linear $k - \epsilon$ Model) เพื่อศึกษาและเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่เกิดขึ้น สมมุติฐานที่ใช้ในการจำลองประกอบไปด้วยการไหลอัดตัวไม่ได้แบบบอเดย์บาติค (Adiabatic Incompressible Flow) และความหนืดของอากาศมีค่าคงที่ ในการทดลองได้ทำการวัดการกระจายความเร็วของอากาศในแนวแกนความยาวที่ตำแหน่งทางออก (Outlet Axial Air Velocity Profiles) เพื่อพิจารณาอัตราการไหลโดยมวลของอากาศ (Mass Flow Rate of Air) ที่เกิดขึ้นตามสมรรถนะการทำงานของใบพัดลมและได้นำมาเปรียบเทียบกับผลจากแบบจำลองที่มีแบบจำลองความปั่นป่วนต่างกัน พบว่าผลที่ได้จากแบบจำลองความปั่นป่วนทั้ง 2 แบบมีค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ในระดับที่น้อย เป็นที่น่าพอใจ

Abstract

This paper presents the technique in the problem specification of flow passing through the rotating fan by using numerical technique called finite volume method. The technique called multiple reference frame was adopted to correspond with flow induced by a rotating fan. Three turbulence models were incorporated into calculation procedure. Simulations were performed and total mass flow rates at the exit plane obtained

from using each model were compared with those calculated from exit velocity profile measured from the wind tunnel. Result suggested that this method is suitable for prediction of flow passing the fan where the difference in turbulence model does not have significant effect to the value of total mass flow rate at the exit plane, as far as the scale of accuracy required by the radiator manufacturer is concerned.

สัญลักษณ์

- x_i velocity component in i direction
- u_i absolute fluid velocity component in direction x_i
- $\tilde{u}_j = u_j - u_{cj}$, relative velocity between fluid and local (moving) coordinate frame that moves with velocity u_{cj}
- p piezometric pressure = $p_s - \rho_0 g_m x_m$ where p_s is static pressure, ρ_0 is reference density, the g_m are gravitational field components and the x_m are coordinates from a datum where ρ_0 is defined
- ρ density
- τ_{ij} stress tensor components
- S_i momentum source components
- δ_{ij} Kronecker delta
- S_{ij} rate of strain tensor
- ω_k rotation vector
- r_k radius vector
- u_k user-specified axis

S_{ij} mean strain
 Ω_{ij} vorticity tensors
 μ_t turbulence viscosity
 V radial velocity
 W tangential velocity

1. บทนำ

เทคนิคการจำลองการไหลด้วยตัวคอมพิวเตอร์ได้มีการใช้งานกันอย่างแพร่หลายและได้นำไปประยุกต์ใช้กับปัญหาวิศวกรรมที่เกี่ยวข้องกับการไหล พัดลมหม้อน้ำรถยนต์เป็นอุปกรณ์ที่ใช้กับการระบายความร้อนของเครื่องยนต์ การศึกษาการทำงานของพัดลมจะเป็นประโยชน์ต่อการออกแบบและพัฒนาประสิทธิภาพของพัดลม การจำลองการไหลของอากาศผ่านใบพัดได้ถูกนำมาพิจารณาเพื่อต้องการอธิบายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นกับอากาศ วิธีการนี้ได้มีการศึกษากันมาอย่างต่อเนื่อง เช่น

ir. H.W. Krus [1] ใช้แบบจำลอง RNG/k- ϵ models และใช้ LUD scheme ในครั้งแรก แต่เนื่องจาก LUD scheme เป็น second-order scheme จึงทำให้ไม่เสถียร ต่อมาได้เปลี่ยนมาใช้ gamma differencing scheme โดยทำการศึกษาเปรียบเทียบอยู่ด้วยกัน 2 วิธี 1. การใช้เทคนิคการเพิ่มผลของ body forces เข้าไว้ใน source terms 2. การใช้เทคนิค multiple reference frame ในการทำนายอัตราการไหลของอากาศผ่านใบพัดหม้อน้ำรถยนต์ ผลปรากฏว่าวิธี multiple reference frame ให้ผลใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุด และสะดวกต่อการใช้งานมากกว่าวิธีการเพิ่มผลของ body forces

H. Reister และ F. Ross [2] ใช้แบบจำลอง k- ϵ models และใช้ UD scheme โดยทำการศึกษาเปรียบเทียบ 3 วิธี คือ 1. การใช้เทคนิคการเพิ่มผลของ body forces เข้าไว้ใน source terms 2. multiple reference frame 3. transient sliding mesh ในการทำนายการกระจายตัวของความเร็วและอัตราการไหลของอากาศผ่านใบพัดหม้อน้ำรถยนต์ ผลปรากฏว่าวิธี multiple reference frame ให้ผลใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุด

Thomas Spindler และ Prof. Heinz Stetter [3] ใช้แบบจำลอง k- ϵ models และใช้ UD scheme เทียบกับ MARS differencing scheme [18,19] โดยทำการศึกษาเปรียบเทียบอยู่ด้วยกัน 3 วิธี 1. การใช้เทคนิคการเพิ่มผลของ body forces เข้าไว้ใน source term เช่นเดียวกับนักวิจัยก่อนหน้านี้ 2. ใช้เทคนิค multiple reference frame และ 3. ใช้ transient sliding mesh ในการทำนายการกระจายตัวของความเร็วของการไหลของอากาศผ่านใบพัดหม้อน้ำรถยนต์ เช่นเดียวกับนักวิจัยก่อนหน้านี้ ผลปรากฏว่าวิธี multiple reference frame โดยใช้ MARS differencing scheme ให้ผลใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุด

Sun Qingkuan [4] ใช้แบบจำลอง Non-linear k- ϵ models และใช้ MARS differencing scheme ในการทำนายการกระจายตัวของความเร็วของอากาศผ่าน centrifugal fan ของระบบปรับอากาศ ด้วยวิธี transient sliding mesh ผลปรากฏว่าเป็นที่น่าพอใจเป็นอย่างมาก

Alberto Tamm, Gerhard Ludwing และ Bernd Stoffel [5] ได้ทำการศึกษาเปรียบเทียบการใช้แบบจำลอง Standard k- ϵ , RNG/k- ϵ และ RSM models และใช้ UD scheme ในการทำนายประสิทธิภาพของ centrifugal pump ด้วยวิธี multiple reference frame ผลปรากฏว่าแบบจำลอง RNG/k- ϵ models ให้ผลใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุดเนื่องจาก RNG/k- ϵ models ใช้ได้ดีกว่า Standard k- ϵ models กับปัญหาการไหลที่มีการหมุนและ RSM models ไม่เสถียร ในการทำซ้ำในช่วงใกล้ convergence

บทความนี้ได้้นำโปรแกรม CFD ที่ชื่อว่า STAR CD V3.150 ซึ่งใช้วิธีการปริมาตรสืบเนื่องมาทำการจำลองการไหลของอากาศผ่านใบพัดหม้อน้ำรถยนต์ โดยอาศัยเทคนิค Multiple Reference Frame การไหลที่เกิดขึ้นถูกพิจารณาเป็นการไหลคงสถานะแบบปั่นป่วนและอัดตัวไม่ได้ ความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นมีผลต่อการไหลของอากาศซึ่งในบทความนี้ได้ทำการเปรียบเทียบระหว่าง สมการความปั่นป่วนแบบ k- ϵ และ non-linear k- ϵ ในการสร้างสมการ Discretised ได้นำ differencing scheme แบบ MARS มาประยุกต์ใช้กับแบบจำลอง พัดลมที่ใช้ทดสอบเป็นแบบที่มีจำนวนใบ 5 ใบ และมีเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับ 0.30 เมตร ปริมาณอัตราการไหลโดยมวลที่ได้จากแบบจำลองจะถูกนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดลอง พบว่า มีผลที่น่าพอใจ

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 สมการพื้นฐานการไหล

สมการ Reynolds-averaged continuity และ Navier-Stokes ที่ใช้อธิบายพฤติกรรมของการไหลแบบปั่นป่วนที่อัดตัวไม่ได้และอยู่ในสภาวะคงตัว (steady state) ได้เขียนอยู่ในรูปสมการแบบ tensor ดังต่อไปนี้ สมการอนุรักษ์มวล

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \tilde{u}_j) = 0 \quad (1)$$

สมการอนุรักษ์โมเมนตัม

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \tilde{u}_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i \quad (2)$$

Newtonian turbulence

$$\tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u_i u_j} \quad (3)$$

$$\text{เมื่อ } \delta_{ij} = 1 \quad \text{ถ้า } i = j \\ \delta_{ij} = 0 \quad \text{ถ้า } i \neq j$$

จากสมการที่ (3) เทอมสุดท้ายด้านขวามือเรียกว่า Reynolds Stresses

Rotational forces [19]

$$s_i = f(u_k, \omega_k, r_k) \quad (4)$$

2.2 แบบจำลองความปั่นป่วนแบบไม่เชิงเส้น

Turbulence energy

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \tilde{u}_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \mu_t P - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \mu_t P_{NL} \quad (5)$$

rate of strain tensor

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (6)$$

Normal Stresses

$$P = 2s_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (7)$$

Non-linear term

$$P_{NL} = -\frac{\rho}{\mu_t} \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \left[P - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\rho k}{\mu_t} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] \quad (8)$$

เมื่อ $P_{NL} = 0$ สำหรับ แบบจำลองความปั่นป่วนแบบเชิงเส้น

Turbulence dissipation rate

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \tilde{u}_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t P - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + C_{\varepsilon 4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P_{NL} \quad (9)$$

ตารางที่ 1. Values Assigned to Standard k-ε Turbulence Model

Coefficients

C_μ	σ_k	σ_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 4}$	κ	E
0.09	1.0	1.22	1.44	1.92	-0.33	0.42	9.0

Non-linear quadratic k-ε models (Lumley-Shih) [19]

สมการนี้มีความสัมพันธ์ระหว่าง Reynolds stresses และ rate of strain ดังนี้

$$\rho \frac{\overline{u_i' u_j'}}{k} = \frac{2}{3} \left(\frac{\mu_t}{k} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho \right) \delta_{ij} - \frac{\mu_t}{k} S_{ij} + C_1 \frac{\mu_t}{\varepsilon} \left[S_{ik} S_{kj} - \frac{1}{3} \delta_{ij} S_{kl} S_{kl} \right] + C_2 \frac{\mu_t}{\varepsilon} \left[\Omega_{ik} S_{kj} + \Omega_{jk} S_{ki} \right] + C_3 \frac{\mu_t}{\varepsilon} \left[\Omega_{ik} \Omega_{jk} - \frac{1}{3} \delta_{ij} \Omega_{kl} \Omega_{kl} \right] \quad (10)$$

โดย

$$C_1 = \frac{c_{NL1}}{(c_{NL6} + c_{NL7} S^3) C_\mu}, C_2 = \frac{c_{NL2}}{(c_{NL6} + c_{NL7} S^3) C_\mu} \quad (11)$$

$$C_3 = \frac{c_{NL3}}{(c_{NL6} + c_{NL7} S^3) C_\mu}$$

และ

$$C_\mu = \frac{A_0}{A_1 + A_2 S + A_3 \Omega} \quad (12)$$

$$S = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{\frac{1}{2} S_{ij} S_{ij}}$$

$$\Omega = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{\frac{1}{2} \Omega_{ij} \Omega_{ij}}$$

Turbulence viscosity

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (13)$$

เมื่อ $C_\mu =$ ค่าคงที่ ดังนั้นสมการที่ (13) เรียกว่า isotropic turbulence viscosity

$C_\mu =$ สมการที่ 12 ดังนั้นสมการที่ (13) เรียกว่า anisotropic turbulence viscosity

mean strain

$$S_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (14)$$

vorticity tensors

$$\Omega_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (15)$$

ตารางที่ 2. Values Assigned to Non-linear k-ε Constitutive Relation Coefficients [19]

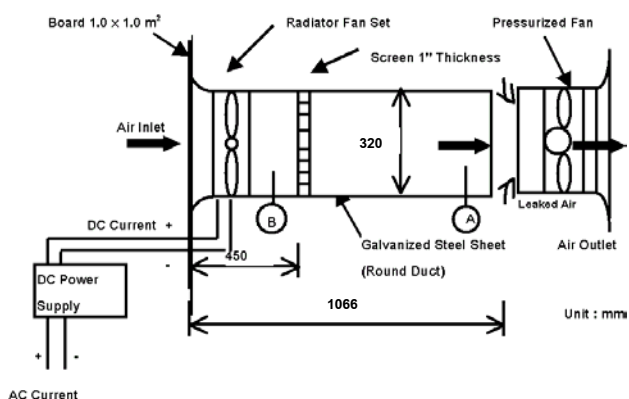
A_0	0.667	A_3	0.9	C_{NL3}	4.75
A_1	1.25	C_{NL1}	0.75	C_{NL6}	1000.0
A_2	1.0	C_{NL2}	3.75	C_{NL7}	1.0

3. ใบพัดหม้อน้ำรถยนต์และชุดการทดลอง

ใบพัดหม้อน้ำที่ใช้ทดสอบเป็นใบพัดที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับ 0.30 เมตร และมีจำนวนใบเท่ากับ 5 ใบ ดังแสดงในรูปที่ 1



รูปที่ 1. ใบพัดหม้อน้ำรถยนต์



รูปที่ 2. ชุดการทดลอง

ชุดการทดลองดังแสดงในรูปที่ 2 ได้ถูกสร้างขึ้น พัดลมทดสอบจะถูกติดตั้งที่ปลายด้านหนึ่งของอุโมงค์ ภายในอุโมงค์จะติดตั้งแผงตะแกรงเพื่อช่วยให้การกระจายของอากาศสม่ำเสมอมากขึ้น ที่ตำแหน่ง A และ B

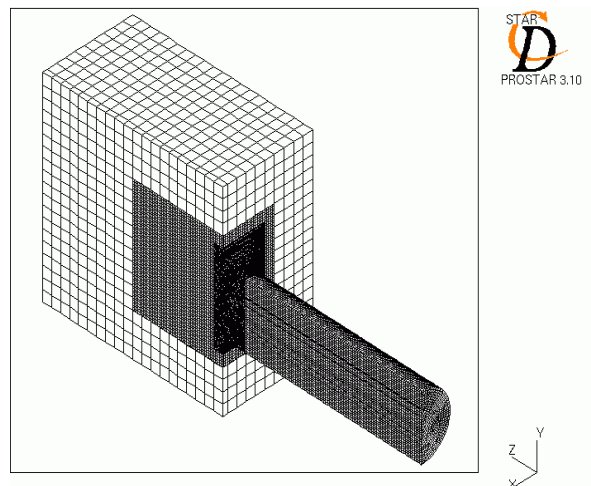
จะติดตั้งอุปกรณ์วัดความเร็วและความดันของอากาศตลอดแนวเส้นผ่าศูนย์กลางของอุโมงค์ ความดันที่ตำแหน่ง A จะจำลองสภาวะการทำงานจริงซึ่งถูกกำหนดให้มีค่าเท่ากับความดันบรรยากาศ ความเร็วที่วัดได้จากตำแหน่ง B จะถูกนำไปคำนวณหาอัตราการไหลโดยมวล

4. แบบจำลองและเงื่อนไขการคำนวณ

โปรแกรม STAR CD V3.150 เป็นโปรแกรมที่ใช้วิธีการปริมาตรสี่เหลี่ยม (Finite Volume Method) [10] เพื่อจำลองการไหลพลศาสตร์ของของไหล บทความนี้ได้กำหนดให้คุณลักษณะการไหลของอากาศผ่านใบพัดเป็นการไหลคงสถานะแบบปั่นป่วนและอัดตัวไม่ได้ สมมุติฐานที่ใช้ประกอบด้วย

1. ความดันของอากาศที่ทางเข้าและออกพัดลมเท่ากับบรรยากาศ
2. ไม่มีการถ่ายเทความร้อนผ่านผิวผนัง
3. แรงลอยตัวมีผลน้อยมากต่อการไหล
4. อุณหภูมิของการไหลมีค่าคงที่
5. คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศมีค่าคงที่ เช่น ความหนาแน่น ความจุความร้อนจำเพาะ ความหนืด เป็นต้น
6. กำหนดให้ความเร็วรอบของพัดลมมีค่าคงที่

แบบจำลองได้ใช้เทคนิค cell couple matching [20] และ embedded grid refinement [20] เพื่อช่วยลดการทำงานของคอมพิวเตอร์ รูปแบบของเซลล์ที่สร้างขึ้นเป็นแบบ unstructured body-fitted coordinates [17] และมีจำนวนทั้งหมดเท่ากับ 486,868 เซลล์ ดังแสดงในรูปที่ 3



รูปที่ 3. ลักษณะขอบเขตของการคำนวณ

เทอมของ Body Forces ซึ่งได้แก่ Centrifugal และ Coriolis Force จะสร้างขึ้นจากสมการโมเมนตัมเพื่อให้สอดคล้องกับลักษณะการไหลของอากาศที่มีการหมุนควง พฤติกรรมการหมุนควงของอากาศจะเป็นการไหลแบบ Anisotropic ซึ่งจะถูกริบายด้วยสมการความปั่นป่วนแบบ Non-linear k-ε และนำไปเปรียบเทียบกับสมการ k-ε ที่อธิบายปรากฏการณ์การไหลแบบ Isotropic

ตารางที่ 3. เงื่อนไขและพารามิเตอร์ของแบบจำลอง

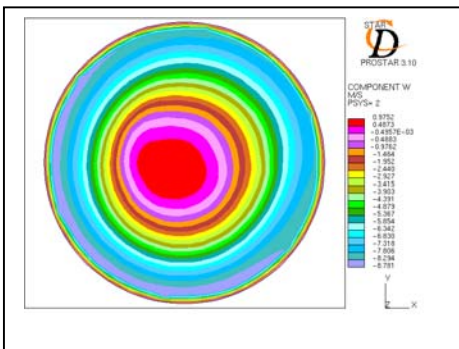
1. Turbulence Model	Standard $k-\epsilon$ Non-linear $k-\epsilon$
2. Boundary Conditions	Speed 2,179 rpm. Static Pressure 1 atm Adiabatic Wall
3. Physical Properties	Density 1.205 kg/m ³ Viscosity 1.81 x 10 ⁻⁵ m ² /s
4. Numerical Parameters (non-staggered grid)	SIMPLE Algorithm MARS differencing scheme CG Solver

5. ผลการคำนวณและการวิเคราะห์

จากผลการจำลองที่ทางออกที่ระยะ 1.047 เมตร เป็นการจำลองการไหลตามแนวแกน จากด้านหลังของใบพัด (downstream) แบบจำลอง $k-\epsilon$ models ได้อธิบายปรากฏการณ์ที่บริเวณทางออกว่าไม่เกิดการไหลย้อนกลับ (non-recirculation zone) เนื่องจากการไหลที่บริเวณดังกล่าวไม่มีทิศทางเป็นบวก (กำหนดทิศ downstream เป็น -z) ดังในรูปที่ 4.ก และจากแบบจำลอง non-linear $k-\epsilon$ models ได้อธิบายปรากฏการณ์ที่บริเวณเดียวกันว่าเกิดการไหลย้อนกลับ (recirculation zone) เนื่องจากการไหลที่บริเวณดังกล่าวมีทิศทางเป็นบวก ดังในรูปที่ 4.ข

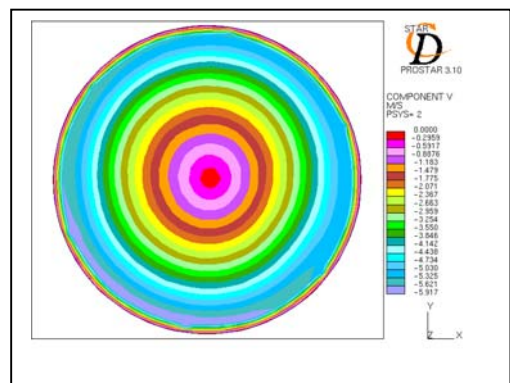


รูปที่ 4.ก แบบจำลอง $k-\epsilon$ models (non-recirculation zone)

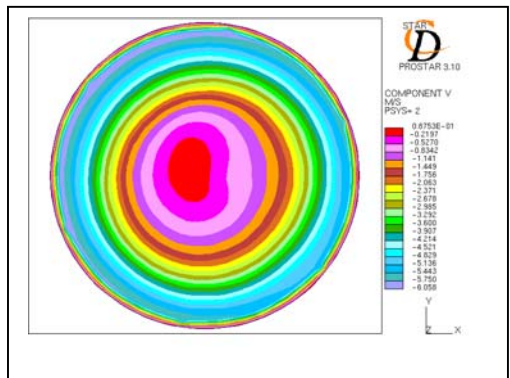


รูปที่ 4.ข แบบจำลอง non-linear $k-\epsilon$ models (recirculation zone)

จากผลการจำลองที่ทางออกที่ระยะ 1.047 เมตร เป็นการจำลองความเร็วตามแนวเส้นสัมผัสในทิศ θ จากด้านหลังของใบพัด (downstream) พบปรากฏการณ์การเกิดการไหลแบบหมุนควงขึ้น (swirl) ปรากฏการณ์นี้เกิดขึ้นเนื่องจากการถ่ายโอนโมเมนตัมจากใบพัดสู่อากาศจึงเป็นผลให้เกิด body forces [15] ซึ่งประกอบไปด้วย Centrifugal Force และ Coriolis Force ซึ่งสามารถอธิบายด้วยสมการ $\rho w^2/r$ และ $-\rho v w/r$ ตามลำดับ จากสมการดังกล่าวสามารถสร้างขึ้นในเทอมของการสูญเสียในสมการโมเมนตัมได้ จากแบบจำลอง $k-\epsilon$ models ให้ความสัมพันธ์ระหว่างรัศมีและความเร็วในแนวเส้นสัมผัสเป็นแบบ solid body rotation [8] ดังในรูปที่ 5.ก และจากแบบจำลอง non-linear $k-\epsilon$ models ให้ความสัมพันธ์ระหว่างรัศมีและความเร็วในแนวเส้นสัมผัสเป็นแบบ non linear [8] ดังในรูปที่ 5.ข



รูปที่ 5.ก แบบจำลอง $k-\epsilon$ models



รูปที่ 5.ข แบบจำลอง non-linear $k-\epsilon$ models

ตารางที่ 4. ผลการเปรียบเทียบการทดลองและผลจากแบบจำลอง

Models	Mass Flow Rate (kg/s)	Error (%)
1. Experiment	0.4502	reference
2. $k-\epsilon$	0.5018	11.46
3. non-linear $k-\epsilon$	0.4851	7.75

ผลการคำนวณอัตราการไหลโดยมวลจากแบบจำลองด้วยวิธี $k-\epsilon$ และ non-linear $k-\epsilon$ models ได้ถูกแสดงไว้ดังตารางที่ 4 พบว่าผลจาก

การทดลองให้ค่าอัตราการไหลโดยมวลเท่ากับ 0.4502 kg/s ในขณะที่สมการความปั่นป่วนแบบ $k-\epsilon$ และ non-linear $k-\epsilon$ models ให้ค่าเท่ากับ 0.5018 และ 0.4851 kg/s หรือ ความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 11.4 และ 7.75 % ตามลำดับ สิ่งนี้สรุปได้ว่าสมการ non-linear $k-\epsilon$ ให้ผลที่น่าพอใจกว่าสมการ $k-\epsilon$

6. สรุป

จากผลลัพธ์ที่ได้จากแบบจำลอง non-linear $k-\epsilon$ ให้ค่าอัตราการไหลโดยมวลดีกว่าแบบจำลอง $k-\epsilon$ เนื่องจากความเร็วในทิศทางการไหลตามแนวแกนของแบบจำลอง non-linear $k-\epsilon$ จะเกิดการไหลย้อนกลับ และความเร็วในแนวเส้นสัมผัสของแบบจำลองนี้มีแนวโน้มการกระจายตัวที่สอดคล้องกับลักษณะการไหลที่มีการหมุนควงโดยทั่วไป คือมีการกระจายตัวไม่เป็นเชิงเส้นกับระยะทางในแนวรัศมี ซึ่งต่างจากผลที่ได้จากแบบจำลอง $k-\epsilon$ นอกจากนี้ การไหลย้อนกลับที่สังเกตได้นั้น มีส่วนทำให้ได้ผลการจำลอง ในแง่ของอัตราการไหลรวมใกล้เคียงกับผลการทดลองมากกว่า แบบจำลอง $k-\epsilon$ โดยให้ผลคลาดเคลื่อนจากการทดลองไม่เกิน 10 % และจากการทำ Grid Refinement (independent) ทั้ง 2 models ก็พบว่าไม่สามารถช่วยให้ผลการจำลองแม่นยำขึ้นได้ ดังนั้น สิ่งที่ต้องพิจารณาคือการกำหนดสมการคณิตศาสตร์ที่สอดคล้องกับพฤติกรรมการไหลจริงซึ่งจะนำไปสู่กระบวนการที่จะช่วยสร้างความถูกต้องให้กับผลการจำลอง

เอกสารอ้างอิง

[1] ir. H.W. Krus, An evaluation of the simulation flow through the engine cooling system of a truck, present in Essen, Warmemanagement Tagung, 23 Sept. 1998

[2] H.Reister Mercedes-Benz AG F.Ross adapco, Numerical Simulation of an Axial Cooling Fan, Editor's note: First presented in 1997

[3] Thomas Spindler MSc(Eng.), DaimlerChrysler AG / University of Stuttgart Prof. Heinz Stetter PhD (Eng.), University of Stuttgart, NUMERICAL SIMULATION AND MEASUREMENT OF THE VEHICLE COOLING FAN'S INFLUENCE ON THE ENGINE COMPARTMENT FLOW, www.adapco-online.com

[4] Sun Qingkuan, Chunlan Institute of Electric Appliances, Numerical Analysis and Application of an Air Conditioning Centrifugal Fan System, www.adapco-online.com

[5] Alberto Tamm, Gerhard Ludwig, Bernd Stoffel, Chair of Turbomachinery and Fluid Power Darmstadt University of Technology, NUMERICAL, EXPERIMENTAL AND THEORETICAL ANALYSIS OF THE INDIVIDUAL EFFICIENCIES OF A CENTRIFUGAL PUMP, Magdalenenstrasse 4, 64289 Darmstadt, Germany

[6] H. Selen, D. Volkers, Prediction of cooling airflow and cooling system performance, 1st Conference on Heat Management, Haus der Technik, Essen, 22-23 Sept. 1998

[7] Spindler, T.; Reister, H.; Stetter, H.: 'Numerical Simulation and Measurement of a Vehicle Cooling Fan at a Fan Test Rig', 4th VTMS Conference, C543-70, IMechE and SAE, London, UK, 1999

[8] John F. Widmann, S. Rao Charagundla, Cary Presser, Benchmark Experimental Database for Multiphase Combustion Model Input and Validation: Characterization of the Inlet Combustion Air, NISTIR 6370, July 1999

[9] Reister, H.: 'Flow Through an Engine Compartment: Comparison of Numerical Results with Measurements' Proceedings of the Second European Computational Fluid Dynamics Conference, 1994

[10] Bauer, W.; Ehrenreich, H.; Reister, H.: 'Design of Cooling Systems with Computer Simulation and Underhood Flow Analysis using CFD', 2nd VTMS Conference, C496/042, IMechE, 1995

[11] El Tahry, S.H.: 'k-e. Equation for Compressible Reciprocating Engine Flows.' AIAA J. Energy, 7, No.4, pp.345-353, 1983

[12] Reister, H.; Ross, F.: 'Numerical Simulation of an Axial Cooling Fan', SAE Technical Paper Series, 971777, 1997

[13] Launder, B. E.; Spalding, D. B.: 'The Numerical Computation of Turbulent Flow', Comp. Meth. In Appl. Mech. & Eng., 3, p.269, 1974.

[14] Binner, T.; Cigarini, M.: 'A Study of Experimental and Computational tools for Automotive Cooling Design', Conference Proceedings WUA-CFD, Freiburg, 1998

[15] Mitsuru Yaga, Kousuke Sasada, Tsuyoshi Yamamoto, Hideyuki Aoki, Takatoshi Miuura, AN EDDY CHARACTERISTIC TIME MODELING IN LES FOR GAS TURBINE COMBUSTOR, Proceedings of 2000 International Joint Power Generation Conference Miami Beach, Florida, July 23-26, 2000

[16] J. Ferziger, M. Peric, Computational Methods for Fluid Dynamics, Springer, 1996

[17] H. K. VERSTEEG and W. MALALASEKERA, An Introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method, Longman Scientific&Technical, 1995

[18] John D. Anderson, COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS The Basics with Applications, Jr. McGraw-Hill, Inc, 1995

[19] StarCD 3.15, Methodology, 2001, Computational Dynamics, London.

[20] StarCD 3.15, User Guide, 2001, Computational Dynamics, London.

