

실린더 형상 변화가 실린더 주위 강제대류에 미치는 영향에 관한 수치적 연구

김민호, 하만영[†], 윤현식*, 이진욱
부산대학교 기계공학부, *부산대학교 첨단조선공학연구센터

A Numerical Study on the Effect of the Cylinder Shape Modification on the Forced Convection Around a Circular Cylinder

Min Ho Kim, Man Yeong Ha[†], Hyun Sik Yoon*, Jin Wook Lee

School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

*Advanced Ship Engineering Research Center, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

(Received July 18, 2011; revision received September 15, 2011)

ABSTRACT: Direct numerical simulation are performed in order to investigate the effect of the circular cylinder shape on the forced convection around a circular cylinder at the Reynolds number of 300 and Prandtl number of 0.71. Three-dimensional characteristics of fluid flow and heat transfer around the smooth, wavy and torsional cylinders are investigated. A wavy cylinder has the sinusoidal variation in the cross sectional area along the spanwise direction with the wave length of $\pi/3$ and wavy amplitude of 0.1. A torsional cylinder has the twisted elliptic cross section with a torsional period of $\pi/2$ and an axis ratio of 1.35 corresponding to the major axis of 1.15 and the minor axis of 0.85. The value of time- and surface-averaged drag coefficient for the smooth cylinder is similar to that for the wavy cylinder, but larger than that for the torsional cylinder. The time- and surface-averaged lift coefficient for the smooth cylinder is larger than that for the wavy and torsional cylinders. The time-averaged local heat transfer rate for the wavy and torsional cylinders shows different distribution along the circumferential direction, compared to that for the smooth cylinder because of the shape change in the spanwise direction for the cases of the wavy and torsional cylinders.

Key words: Numerical analysis(수치 해석), Forced convection(강제 대류), Cylinder shape modification(실린더 형상 변화), Drag and lift reduction(항력 및 양력 감소)

기 호 설 명

D : 실린더의 지름
 U_∞ : 자유 유동 속도

AR : 장축과 단축의 비
 a : 진폭
 Re : Reynolds 수, $U_\infty D/\nu$
 St : Strouhal 수, fD/U_∞
 Pr : Prandtl 수, ν/α
 C_D : 양력계수
 C_L : 항력계수
 C_{pb} : 기저압력계수

[†] Corresponding author

Tel.: +82-51-510-2440; fax: +82-51-515-3101

E-mail address: myha@pusan.ac.kr

Nu	: Nusselt 수, hD/k_f
J^{-1}	: Jacobian 변환의 역
U_m	: Contravariant Velocity
PG	: 압력구배 항

그리스 문자

α	: 열 확산 계수
λ	: 주기
ν	: 동점성 계수
ρ	: 밀도
Φ	: Torsional 실린더 회전각(Radian)
ξ	: 반지름 방향
η	: 원주 방향
ζ	: 축 방향

상첨자

$-$: 시간 평균 값
$\langle \rangle$: 축 방향 국소 표면 평균 값
$\langle \langle \rangle \rangle$: 전 공간 평균값

하첨자

w	: Wavy 실린더
t	: Torsional 실린더
rms	: Root mean square

1. 서론

원형 실린더 주위의 유동은 그 형상이 비교적 간단한 것에 비해 많은 물리적인 현상을 내포하고 있기 때문에 오랫동안 많은 실험 및 수치적 연구가 진행되어왔다. 실린더 주위의 유동은 실린더 앞쪽의 경계층유동(Boundary layer flow), 실린더 양 옆에서 박리가 일어나는 전단층유동(Shear layer flow) 그리고 실린더 뒤쪽의 후류유동(Wake flow)으로 구분할 수 있다.^(1, 2) 레이놀즈 수(Reynolds number)가 증가함에 따라 유동의 불안정성이 증가하며 1차 불안정성(Primary instability)에 의한 카르만 와류 유출(Kármán vortex shedding), 모드(Mode) A 및 B의 삼차원 불안정성 그리고 난류 유동으로의 천이 등의 현상들이 나타난다.^(1, 2) Zhang et al.,⁽³⁾ Thompson et al.,⁽⁴⁾ Kim and Choi⁽⁵⁾는 3차원 천이 영역에 대한 수치해석을 수행하였다. 이들은 실험에서 발견

되었던 모드 A 및 B의 삼차원 불안정성 그리고 와류 전위(Vortex dislocation) 등을 수치적으로 확인하였다.

실린더 주위의 유동에서 발생하는 카르만 와류 유출은 후류 영역에서 생기는 와 구조(Vortical structure)와 밀접한 관계가 있다. 이러한 카르만 와류 유출은 실린더 표면에서 발생하는 항력과 양력의 주기적인 변화를 야기하며 또한 실린더 표면에서의 열전달에도 영향을 미친다.

Choi and Lee⁽⁶⁾는 폭이 좁고 경사진 2차원 타원형상 실린더 주위의 유동에 대한 실험을 수행하였다. Ahn et al.⁽⁷⁾은 Wavy 실린더 주기 변화에 따른 항력 계수(Drag coefficient), 양력 계수(Lift coefficient) 및 Nusselt 수의 변화에 관한 연구를 수행하였다.

본 논문에서는 모드 B에서 일어나는 삼차원 천이 영역의 특성을 연구하기 위해 이에 해당하는 레이놀즈 수 300에서 실린더 주위의 3차원 유동 및 온도장 계산을 수행하였다. 여기서 프란틀 수(Pr)는 공기에 해당하는 0.71을 사용하였다. 본 계산에서는 실린더 형상이 실린더 주위의 강제 대류 열전달에 미치는 영향을 조사하기 위하여 실린더 축 방향으로 단면적이 변하지 않는 Smooth 실린더, 실린더 축 방향으로 단면적이 변하는 Wavy 및 Torsional 실린더를 고려하였다. 이러한 실린더 형상 변화가 실린더 주위의 열 및 유동장 분포, 항력, 양력 및 열전달에 미치는 영향을 조사하였다.

2. 수치해석 방법

본 연구에서는 직접수치모사(Direct Numerical Simulation) 기법을 사용하여 실린더 주위의 삼차원 열유동에 대한 수치해석을 수행하였다. 이 때 사용된 질량, 운동량 및 에너지 보존 지배방정식은 아래와 같다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} - q = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{Re} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \tag{2}$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{1}{Re \cdot Pr} \frac{\partial^2 T}{\partial x_j \partial x_j} \tag{3}$$

여기서 t 는 시간, u_i 는 속도성분, p 는 압력, T 는 온

도, 그리고 Re 는 Reynolds 수를 나타낸다. 차원을 가지는 모든 변수들은 자유 유동속도 U_∞ 와 실린더 지름 D , 그리고 동점성계수 ν 를 사용하여 무차원화하였다. 이 지배방정식을 일반화좌표계(Generalized Coordinate)로 좌표 변환하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial(J^{-1}U_m)}{\partial\xi_m} = 0 \tag{4}$$

$$\begin{aligned} &\frac{\partial(J^{-1}u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial\xi_m}(J^{-1}U_m^n u_i) \\ &= \nu \frac{\partial}{\partial\xi_m} \left(J^{-1} \frac{\partial\xi_m}{\partial x_j} \frac{\partial\xi_n}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_n} \right) - PG \end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned} &\frac{\partial(J^{-1}T)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial\xi_m}(J^{-1}U_m^n T) \\ &= \alpha \frac{\partial}{\partial\xi_m} \left(J^{-1} \frac{\partial\xi_m}{\partial x_j} \frac{\partial\xi_n}{\partial x_j} \frac{\partial T}{\partial x_n} \right) \end{aligned} \tag{6}$$

여기서 J^{-1} , U_m , 및 PG 는 Jacobian 변환의 역, Contravariant Velocity 및 압력구배 항을 나타내며, 다음과 같이 정의된다.

$$J^{-1} = \det \left(\frac{\partial x_i}{\partial \xi_j} \right) \tag{7}$$

$$U_m = \frac{\partial \xi_m}{\partial x_j} u_j \tag{8}$$

$$PG = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial \xi_m} \left(J^{-1} \frac{\partial \xi_m}{\partial x_i} p \right) \tag{9}$$

본 계산에 사용되어진 시간 미분항에 대한 적분 방법은 압력 구배 항을 운동량 방정식으로부터 분리하는 분할 단계 방법(Fractional step method)을 사용하였다. 비선형 대류항의 선형화를 위하여 2차의 Adams-Bashforth 방법을 사용하였고, 압력 Poisson 방정식은 2차 Crank-Nicolson 방법을 사용하여 적분하였다. 공간에 대한 적분은 2차 정확도의 중양차분법을 적용하였다.⁽⁸⁾ 본 연구에서 사용한 비정렬격자(Non-staggered grid) 방법을 사용하여 적분을 하는 경우 발생하는 진동해를 방지하기 위해서 압력구배를 계산할 때, Rhie and Chow⁽⁹⁾가 제안한 방법을 사용하였다.

Fig. 1은 계산 영역의 개략도 및 좌표계를 보여주고 있다. 본 연구에서는 격자 표면에서 나타나는 격자의 뒤틀림과 특이점에 의한 오차를 최소화하기

위하여 O형 격자계를 사용하였다. O형 격자의 반지름 방향을 일반화 좌표계의 ξ 좌표, 원주방향과 축 방향을 각각 η 좌표와 ζ 좌표로 정의하였다. 본 계산에 사용된 Fig. 1에 보여준 계산 영역의 크기는

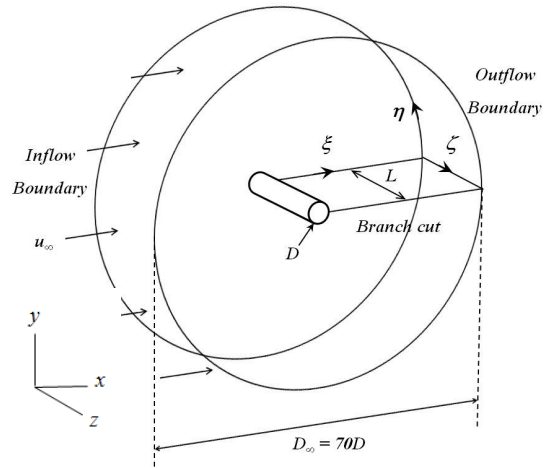
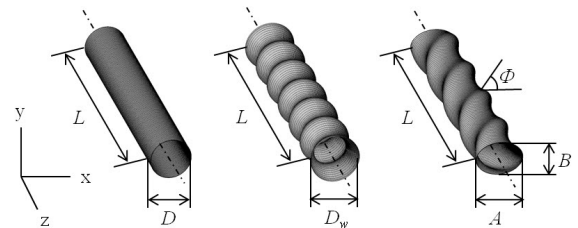
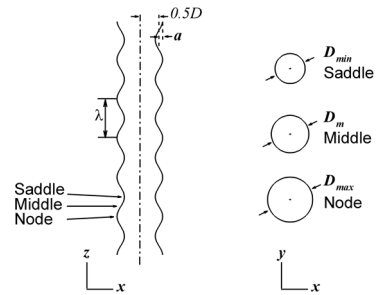


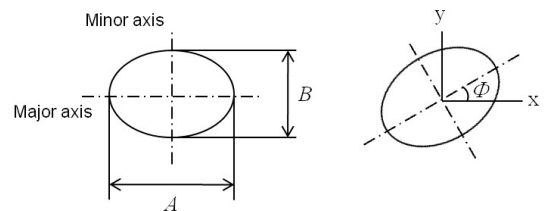
Fig. 1 Physical domain and coordinate system.



(a) Schematic diagram of Smooth, Wavy and Torsional cylinder



(b) Geometry of Wavy cylinder



(c) Geometry of Torsional cylinder

Fig. 2 Schematic diagram and geometry.

$D_\infty = 70D$ 및 $L = 2\pi D$ 이다. 여기서 D 는 실린더의 평균지름을 나타낸다. 사용한 격자수에 따른 계산 결과의 의존성을 검토한 후 최종적으로 현재의 계산에 사용된 격자수는 $201(N_\xi) \times 201(N_\eta) \times 121(N_\zeta)$ 이다.

주기 경계 조건이 O형 격자계의 Branch-cut에 적용되었다. Dirichlet 경계조건 및 대류경계조건이 각각 유동장의 입구 및 출구에 각각 적용되었다. 실린더 벽면에서 속도 및 온도에 대한 경계 조건으로서 각각 점착 및 일정 온도 조건이 적용되었다. 실린더의 축 방향으로서는 주기 조건을 사용하였다.

Fig. 2는 본 연구에서 사용된 Smooth 실린더, Wavy 실린더 그리고 Torsional 실린더의 형상을 보여주고 있다. Smooth 실린더의 경우 축 방향으로 단면 형상의 변화가 없다. 그러나 Wavy 및 Torsional 실린더의 경우 축 방향으로 단면 형상이 변한다. Wavy 실린더의 축 방향에 다른 형상변화는 $D_w = D + 2a_w \cos(2\pi z/\lambda_w)$ 에 의해 정의된다. 여기서 D_w 는 국소지름, D 는 평균지름, a_w 는 표면 굴곡의 진폭, λ_w 는 사인곡선의 파장, z 는 축 방향의 위치를 나타낸다. Wavy 실린더의 축 방향으로 최대, 중간 및 최소 지름을 갖는 축 방향의 위치를 각각 'Node', 'Middle' 및 'Saddle'이라고 정의하였다. Torsional 실린더의 형상은 Fig. 2(c)에 보여준 것처럼 축 방향 타원 단면에 대하여 장축과 단축의 비(AR ; axis ratio), 비틀어진 각도 ϕ 및 비틀림 주기는 λ_t 를 사용하여 정의하였다. 본 연구에서는 $D = 1$, $a_w = 0.1$, $\lambda_w = \pi/3D$, $AR = 1.35$ (장축 = 1.15, 단축 = 0.85) 그리고 $\lambda_t = \pi/2D$ 인 형상을 계산에 사용하였다.

3. 수치해석 결과

본 연구에 사용된 수치해석 방법의 타당성을 검증하기 위하여 $Re = 300$ 에서 정지된 Smooth 실린더 외부로 지나가는 유동에 대한 계산을 수행하여 선행 연구결과와 비교하였다. Table 1은 $Re = 300$ 에서 Smooth 실린더에 대하여 시간 및 공간에 대하여 평균된 항력계수($\overline{C_D}$), 양력 계동 제곱평균근($\overline{C_{L,rms}}$), 기저압력계수($\overline{C_R}$), Strouhal 수(St) 및 Nusselt 수($\langle\langle \overline{Nu} \rangle\rangle$)를 보여주고 있다. 본 연구에서 구한 Table 1에 보여준 값들은 선행 연구인 Ahn et al.,⁽⁷⁾ Kim and Choi,⁽⁵⁾ Kravchenko et al.,⁽¹⁰⁾ Posdziech and Grundmann,⁽¹¹⁾ Churchill and Bernstein⁽¹²⁾ 및 실험

에서 구한 결과와 비교되었으며, Table 1에 보여준 것처럼 본 연구 결과는 선행 연구 결과와 잘 일치하고 있다.

Fig. 3은 Smooth 실린더, Wavy 실린더, Torsional 실린더 주위의 순간 와 구조(Vortical structure)를 보여주고 있다. Fig. 3에서 순간 와 구조를 나타내기 위하여 Jeong and Hussain⁽¹⁴⁾의 λ_2 방법을 사

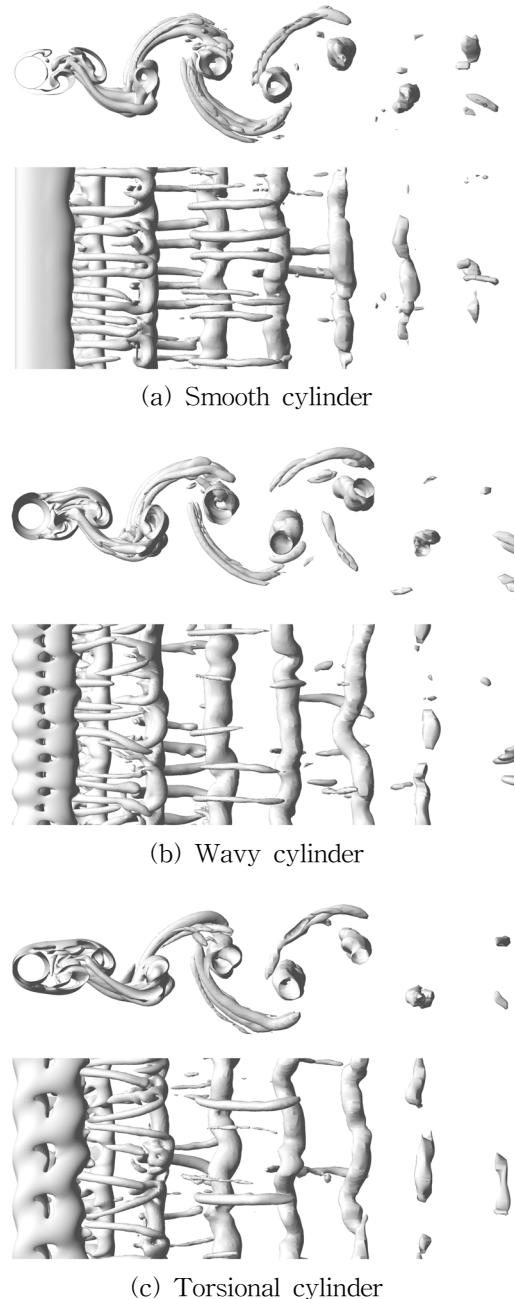


Fig. 3 Instantaneous vortical structures where the upper figure shows the side view and the lower figure shows the top view.

용하였다. 3가지 경우 모두 후류에서 3 차원 구조가 존재하며 Smooth 실린더의 경우 모드 B에서 나타나는 불안정성이 확인 되었다.^(1, 2, 8) Wavy 실린더 주위의 유동은 원형 실린더와 달리 상류에서 Saddle

로 수렴하게 되고 후류에서는 Saddle 로부터 출구 방향으로 발산하는 유동이 나타난다.⁽¹⁵⁾ 그리고 Torsional 실린더 주위의 유동은 상류에서 하류로 흐를 때 사선으로 흐르므로, 실린더 상부와 하부의 유동이 서로 엇갈리게 교차하여 서로 간섭하지 않게 된다. 이로 인하여 Wavy 및 Torsional 실린더에서 축 방향 압력차가 존재하고 축 방향 속도 성분 나타나게 되어 Smooth 실린더에 비하여 Wavy 및 Torsional 실린더의 3차원 유동 크기가 증가한다. 유동 박리점이 Wavy 및 Torsional 실린더의 표면 형상을 따라 사인 곡선적(Sinusoidal) 혹은 구불구불하게 나타난다. 이로 인하여 완곡한 와류 유출 모드 (Oblique vortex shedding mode)가 생성되고, 전단층에서 일어나는 섭동 진폭(Amplitude of fluctuation)이 완화되어 진다.⁽¹⁶⁾ 이러한 결과는 Fig. 4에 보여준 PSD 그래프에서 잘 나타난다. 세 가지 경우에 대한 St 수 값은 비슷하다. 그러나 Wavy 및 Tor-

Table 1 Comparison of the present computational results with those obtained from the previous results for the smooth cylinder

Case	\bar{C}_D	$\bar{C}_{L,s}$	\bar{C}_{Pb}	St	$\ll \bar{Nu} \gg$
Present	1.28	0.43	-0.99	0.200	9.06
Ahn ⁽⁷⁾	1.30	0.46	-1.01	-	8.87
Kim and Choi ⁽⁵⁾	1.32	0.46	-1.03	0.202	-
Kravchenko et al. ⁽¹⁰⁾	1.28	0.46	-1.01	0.203	-
Posdziech and Grundmann ⁽¹¹⁾	1.27	0.46	-1.00	-	-
Churchill and Bernstein ⁽¹²⁾	-	-	-	-	8.71
Experiment*	1.22	0.457	0.96	0.203	8.71

Note) * Experimental \bar{C}_D and $\bar{C}_{L,s}$ are from Norberg,⁽¹³⁾ St and \bar{C}_{Pb} are from C. H. K. and Williamson,⁽¹⁾ $\ll \bar{Nu} \gg$ is from Churchill and Bernstein.⁽¹²⁾

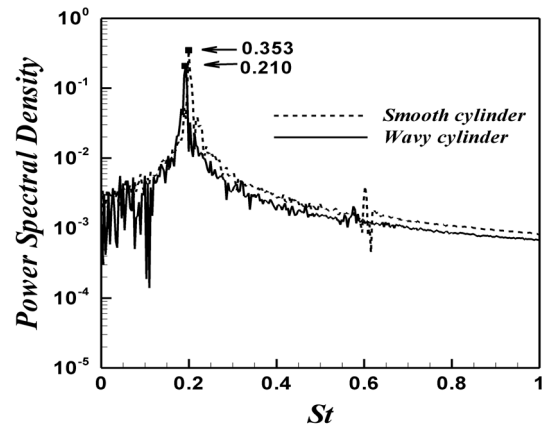
Table 2 Summary of the present simulation results

Case	\bar{C}_D	$\bar{C}_{L,s}$	\bar{C}_{Pb}	St	$\ll \bar{N} \gg$
Circular	1.28	0.430	-0.99	0.200	9.06
Wavy	1.28	0.293	-0.91	0.200	9.05
Torsional	1.16	0.178	-0.80	0.203	8.77

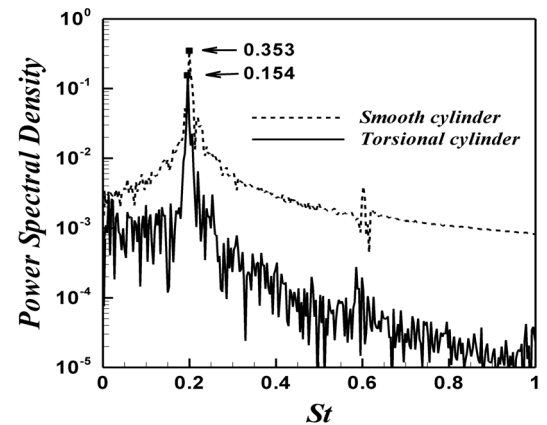
Table 3 Thermo-aerodynamic force ratios of Smooth, Wavy, and Torsional cylinder

Case	Surface area	$\frac{\dot{q}}{q_0}$
Circular	$2\pi 2$	1.00
Wavy	21.38	1.08
Torsional	20.28	0.99

Note) * The subscript '0' in the definitions of each ratio denotes the circular cylinder.



(a) Smooth and Wavy cylinder

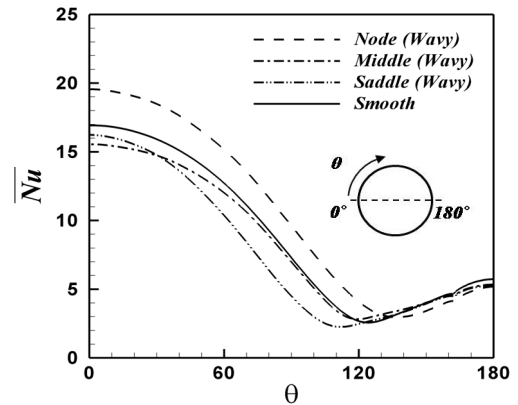


(b) Smooth and Torsional cylinder

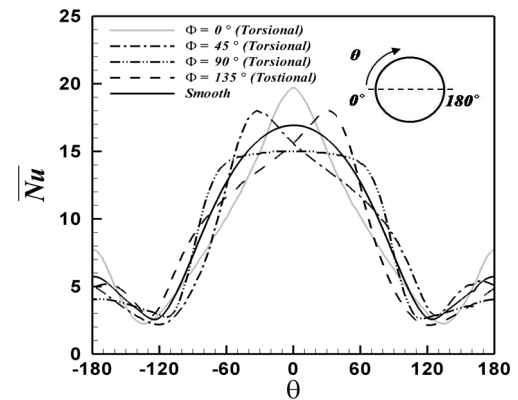
Fig. 4 Profile of power spectral density of time-dependent lift coefficient.

sional 실린더의 PSD 값의 크기는 Smooth 실린더에 비해 각각 40.5% 및 56.4% 작다. 이러한 영향으로 Table 2에서 보는 것처럼 Wavy 및 Torsional 실린더의 양력 섭동 계수($\overline{C_{L,rms}}$) 값의 크기도 Smooth 실린더에 비해 각각 31.8% 및 58.6% 작다. 실린더 후류에서 생성되는 초기 단계의 와 구조가 자유 유동 방향으로 뻗어나갈 때 형성되는 전단층의 길이가 증가하면, 실린더 후류의 기저 압력(Base pressure)이 증가하고 이로 인하여 시간 및 공간 평균항력계수($\overline{C_D}$)의 값은 감소한다. Fig. 3에서 와 구조의 top view를 보았을 때, Wavy 실린더의 전단층 길이는 Smooth 실린더와 비슷하다. 그러나 Torsional 실린더 전단층의 길이는 Smooth 실린더와 보다 더 크게 나타난다. 그러므로 Table 2에서 보는 것처럼 Wavy 실린더의 $\overline{C_D}$ 값은 Smooth 실린더의 $\overline{C_D}$ 값과 같으나, Torsional 실린더의 $\overline{C_D}$ 값은 Smooth 실린더의 $\overline{C_D}$ 값과 비교하여 9.4% 감소하였다.

Fig. 5(a)는 Wavy 실린더의 축 방향 Node, Middle 및 Saddle 위치에서 시간 평균 국소 Nusselt 수(\overline{Nu})의 원주 방향(θ)에 따른 변화를 보여주고 있다. Fig. 5(b)는 Torsional 실린더의 회전각도 $\Phi = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$ 에 대하여 시간 평균 국소 Nusselt 수(\overline{Nu})의 원주 방향에 따른 변화를 보여주고 있다. Fig. 5에서 Wavy 및 Torsional 실린더의 \overline{Nu} 분포는 Smooth 실린더의 \overline{Nu} 분포와 비교되어 졌다. 여기서 $\theta = 0^\circ$ 와 180° 은 각각 Smooth 실린더 전방 및 후방 정체점을 나타낸다. Wavy 실린더의 θ 에 따른 \overline{Nu} 분포의 변화는 Smooth 실린더의 \overline{Nu} 분포와 전체적으로 비슷하다. \overline{Nu} 는 전방 정체점에서 최대 값을 가지고 θ 가 증가함에 따라서 그 값이 감소하며, 박리점 근처에서 최소값을 가진다. 박리점으로부터 θ 가 더 증가하면 유동 박리에 의한 재순환 영역의 존재에 의한 혼합 효과의 증가로 인하여 \overline{Nu} 값은 다시 증가한다. Wavy 실린더의 경우 실린더의 \overline{Nu} 는 $\theta = 0^\circ$ 에서 최대값을 가지고 하류로 가면서 그 값이 감소하고 박리점 이후에서 다시 증가한다. 그리고 Torsional 실린더의 상부 표면($0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$)에서의 \overline{Nu} 분포는 하부 표면($-180^\circ \leq \theta \leq 0^\circ$) Node에서는 단면적의 지름이 Middle 및 Saddle에서의 지름보다 크기 때문에, 입구로부터 흘러온 유체가 Wavy 실린더의 Node에서 상대적으로 먼저 만나게 된다. 그러므로 Wavy 실린더의 Node에서



(a) Smooth and Wavy cylinder



(b) Smooth and Torsional cylinder

Fig. 5 Time-averaged local Nusselt number as a function of the circumferential direction θ .

의 는 Middle 및 Saddle에서의 \overline{Nu} 보다 큰 값을 가진다. 아울러 Wavy 실린더의 Node에서의 \overline{Nu} 는 Smooth 실린더의 \overline{Nu} 보다 큰 값을 가진다. 그러나 Wavy 실린더의 Middle 및 Saddle에서의 \overline{Nu} 는 Smooth 실린더의 \overline{Nu} 보다 조금 작은 값을 가진다.

Torsional 실린더의 경우 θ 에 따른 \overline{Nu} 분포의 변화는 Smooth 실린더의 경우와 다른 분포를 보여주고 있다. $\Phi = 0^\circ$ 및 90° 인 경우 Torsional 실린더의 \overline{Nu} 는 Smooth 실린더와 유사한 분포를 가진다. 즉 $\Phi = 0^\circ$ 및 90° 인 경우 Torsional에서의 \overline{Nu} 분포와 동일하다. $\Phi = 0^\circ$ 인 경우 단축이 유동의 흐름에 수직하게 위치한다. 그러므로 Smooth 실린더의 \overline{Nu} 에 비하여, $\Phi = 0^\circ$ 인 경우 Torsional 실린더의 \overline{Nu} 는 전방 정체점인 $\theta = 0^\circ$ 근처에서 큰 값을 가지고, θ 가 증가하면 작은 값을 가지고, 후류 영역에서 두 값의 차이는 크지 않다. 그러나 $\Phi = 90^\circ$ 인 경우

반대로 장축이 유동의 흐름에 수직하게 위치하므로, $\Phi = 90^\circ$ 인 경우 Torsional 실린더의 \overline{Nu} 는 전방 정체점 근처에서는 $\Phi = 0^\circ$ 인 경우에 비하여 완만하게 감소하다가 하류로 가면서 급격하게 감소하다가 후류에서는 다시 증가한다. 그러므로 Smooth 실린더의 \overline{Nu} 에 비하여, $\Phi = 90^\circ$ 인 경우 Torsional 실린더의 \overline{Nu} 는 전방 정체점인 $\theta = 0^\circ$ 근처에서 작은 값을 가지고, θ 가 증가하면 큰 값을 가지고, 후류 영역으로 접근하면서 두 값의 차이는 크지 않다. 그러나 $\Phi = 45^\circ$ 및 135° 인 경우, 전방 정체점이 $\Phi = 0^\circ$ 및 90° 인 경우처럼 $\theta = 0^\circ$ 에 위치하지 아니하고 각각 $\theta = -33^\circ$ 및 $+33^\circ$ 에 위치하므로, Torsional 실린더의 상부 표면에서의 \overline{Nu} 분포는 하부 표면 \overline{Nu} 분포와 동일하지 않다. Smooth 실린더의 \overline{Nu} 에 비하여, $\Phi = 45^\circ$ 및 135° 인 경우 Torsional 실린더의 \overline{Nu} 는 전방 정체점인 $\theta = -33^\circ$ 및 $+33^\circ$ 근처에서 큰 값을 가지고, 하류로 가면서 작은 값을 가지다가 후류 영역으로 접근하면서 두 값의 차이는 작아진다.

Table 2에서 보는 것처럼 Wavy 실린더의 시간 및 공간 평균 Nusselt 수 ($\langle \overline{Nu} \rangle$) 값은 Smooth 실린더의 $\langle \overline{Nu} \rangle$ 값과 비슷하다. 그러나 Torsional 실린더의 $\langle \overline{Nu} \rangle$ 값은 Smooth 실린더의 $\langle \overline{Nu} \rangle$ 값과 비교하여 3.2% 감소하였다. 하지만 Wavy 및 Torsional 실린더의 유동에 노출된 총 면적이 Smooth 실린더에 비해 각각 8.3% 및 2.7% 크기 때문에 Table 3에서 보는 것처럼 Wavy 실린더의 표면적을 고려한 열전달량(\dot{q}/\dot{q}_0)은 Smooth 실린더 열전달량과 비교하여 8% 증가하고 Torsional 실린더의 열전달량(\dot{q}/\dot{q}_0)은 Smooth 실린더 열전달량과 비슷한 값을 가진다.

4. 결 론

본 연구에서는 실린더 형상이 실린더 주위의 강제 대류 열전달에 미치는 영향을 조사하기 위하여 실린더 축 방향으로 단면적이 변하지 않는 Smooth 실린더, 실린더 축 방향으로 단면적이 변하는 Wavy 및 Torsional 실린더를 고려하였다. 수치해석은 유한체적법에 기반을 두며 일반화좌표계로 좌표변환을 하여 계산을 수행하였다. 계산에서는 약 500만개의 격자를 사용하였고 선행 연구 결과들과 비교하여 연구에서 사용된 수치해석 기법의 타당성을 검증하였다.

본 연구에서 다음 결론을 얻을 수 있었다.

(1) Smooth 실린더에 비하여 Wavy 및 Torsional 실린더의 3차원 유동 크기가 증가하기 때문에 유동 박리점이 Wavy 및 Torsional 실린더의 표면 형상을 따라 사인 곡선적 혹은 구불구불하게 나타난다. 이로 인하여 완곡한 와류 유출 모드가 생성되고, 전단층에서 일어나는 섭동 진폭이 완화되어 진다. 이러한 영향으로 Wavy 및 Torsional 실린더의 양력 섭동 계수 평균값($\overline{C_{L,rms}}$) 값의 크기도 Smooth 실린더에 비해 각각 32.6% 및 58.6% 작다.

(2) 실린더 후류에서 생성되는 초기 단계의 와 구조가 자유 유동 방향으로 뻗어나갈 때 형성되는 전단층의 길이가 증가하면, 실린더 후류의 기저 압력이 증가하고 이로 인하여 시간 및 공간 균형력계수($\overline{C_D}$)의 값은 감소한다. Wavy 실린더의 전단층 길이는 Smooth 실린더와 비슷하다. 그러나 Torsional 실린더 전단층의 길이는 Smooth 실린더와 보다 더 크게 나타난다. 그러므로 Wavy 실린더의 $\overline{C_D}$ 값은 Smooth 실린더의 $\overline{C_D}$ 값과 비슷하나, Torsional 실린더의 $\overline{C_D}$ 값은 Smooth 실린더의 $\overline{C_D}$ 값과 비교하여 9.4% 감소하였다.

(3) Wavy 실린더와 Torsional 실린더의 $\langle \overline{Nu} \rangle$ 는 Smooth 실린더 비해서는 작게 나타난다. 하지만 유동에 노출된 총 면적을 고려할 경우 Wavy 실린더의 열전달량(\dot{q}/\dot{q}_0)은 Smooth 실린더에 비해 8% 증가하고 Torsional 실린더의 열전달량(\dot{q}/\dot{q}_0)은 Smooth 실린더와 비슷한 값을 가진다.

후 기

이 논문은 2009년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국학술진흥재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No.20110027445).

이 논문은 2011년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 해외우수연구기관유치사업 연구임(No.K20703001798-11E0100-00310).

참고문헌

- Williamson, C. H. K., 1996, Vortex dynamics in the cylinder wake, Ann. Rev. Fluid Mech., Vol. 28, pp. 477-539.

2. Williamson, C. H. K., 1996, Three-dimensional wake transition, *J. Fluid Mech.*, Vol. 328, pp. 345-407.
3. Zhang, H. Q., Fey, U., Noack, B. R., König, M., and Eckelmann, H., 1995, On the transition of the cylinder wake, *Phys. Fluids*, Vol. 7, pp. 779-794.
4. Thompson, M., Hourigan, K., and Sheridan, J., 1996, Three-dimensional instabilities in the wake of a circular cylinder, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, Vol. 12, pp. 190-196.
5. Kim, J. S. and Choi, H. C., 2005, Distributed forcing of flow over a circular cylinder, *Phys. Fluids*, Vol. 17, pp. 33-103.
6. Choi, J. H. and Lee, S. J., 2001, Flow characteristics around an inclined elliptic cylinder in a turbulent boundary layer, *J. Fluids and Structures*, Vol. 15, pp. 1123-1135.
7. Ahn, C. T., Yoon, H. S., Ha, M. Y., and Lee, H. G., 2009, Waviness effect of a wavy circular cylinder on the heat transfer at a Reynolds number of 300, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 345-354.
8. Zang, Y., Street, R. L., and Koseff, J. R., 1994, A non-staggered grid, fractional step method for time-dependent incompressible Navier Stokes equations in curvilinear coordinates, *J. Comput. Phys.*, Vol. 114, pp. 18-33.
9. Rhie, C. M. and Chow, W. L., 1983, Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Edge Separation, *AIAA*, Vol. 21, No. 11, pp. 1525-1532.
10. Kravchenko, A. G., Moin, P., and Shariff, K., 1999, Bspline method and zonal grids for simulations of complex turbulent flows, *J. Comput. Phys.*, Vol. 151, pp. 757-789.
11. Posdziech, O. and Grundmann, R., 2001, Numerical simulation of the flow around an infinitely long circular cylinder in the transition regime, *Theoret. Comput. Fluid Dynamics*, Vol. 15, pp. 121-141.
12. Churchill, S. W. and Bernstein, M., 1977, A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in cross flow, *J. Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 300-306.
13. Norberg, C., 2003, Fluctuation lift on a circular cylinder : reviwie and new measurements, *J. Fluid struct.*, Vol. 17, pp. 57-96.
14. Jeong, J. and Hussain, F., 1995, On the identification of a vortex, *J. Fluid Mech.*, Vol. 285, pp. 69-94.
15. Lam, K. and Lin, Y. F., 2008, Large eddy simulation of flow around wavy cylinders at a subcritical Reynolds number, *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 29, pp. 1071-1088.
16. Prasad, A. and Williamson, C. H. K., 1997a, The instability of the shear layer separating from a bluff body, *J. Fluid Mech.*, Vol. 333, pp. 375-402.