

<논 문>

동심원 환내의 정상·비정상 회전 유동

Steady and Unsteady Rotating Flows between Concentric Cylinders

심 우 건*

Woo-Gun Sim

(1997년 3월 19일 접수 ; 1997년 6월 25일 심사완료)

Key Words : Steady Rotating Flow (정상회전유동), Unsteady Rotating Flow (비정상회전유동) Added-inertia Torque Coefficient (비틀림 부가관성계수), Added-damping Torque Coefficient (비틀림 부가감쇠 계수)

ABSTRACT

Steady and unsteady flows between rotating cylinders are of interest on lubrication, convective heat transfer and flow-induced vibration in large rotating machinery. Steady rotating flow is generated by rotating cylinder with constant velocity while the unsteady rotating flow by oscillating cylinder with homogeneously oscillating velocity. An analytical method is developed based on the simple radial coordinate transformation for the steady and unsteady rotating flows in concentric annulus. The governing equations are simplified from Navier-Stokes equations. Considering the skin friction based on the radial variation of circumferential flow velocity, the torques acting on the fixed and the rotating cylinder are evaluated in terms of added-inertia and added-damping torque coefficients. The coefficients are found to be influenced by the oscillatory Reynolds number and the radius ratio of two cylinders; however, the effect of the oscillatory Reynolds number on the coefficients is minor in case of relatively low radius ratio.

1. 서 론

원환 내부에 흐르는 환상유동(annular flow)에 대한 연구는 윤활 이론⁽¹⁾, 열전달^(2,3) 및 유체유발진동^(4,5)과 관련하여 최근 많은 연구가 수행되고 있다. 이와 같은 연구는 저널 베어링에 작용하는 힘과 대류 열전달계수를 산출하고 실린더가 진동에 대하여 불안정한 임계유속을 예상하여 원환형 구조물의 설계에 상당히 활용되고 있다. 저널 베어링에 작용하는 힘을 계산하기 위하여 유동장의 지배방정식은 단순화하여 해를 구하였으며 실험적으로 검증하여 근사적

으로 힘을 예측하였다. 유동장내에 박리점과 재부착점이 존재하며 half Sommerfeld 방법⁽⁶⁾에 근거하여 박리부의 음압을 무시하고 베어링에 작용하는 힘을 예측하고 있다. 대류 열전달계수를 구하기 위하여 일반좌표계는 극좌표계로 전환하여 온도분포를 구하거나 수치해석 방법에 의하여 해를 구하였다. 환상 유동에 의한 구조물의 동적 특성을 구하고 임계유속을 예측하기 위하여 비정상 유동은 진동모드의 형태임을 가정하고 수치 해석적으로 접근하였다. 대부분의 해석은 기하학적 형상의 복잡성 때문에 복잡한 좌표변환 혹은 수치해석 방법을 사용하여 접근하였음을 알 수 있다. 본 논문은 동심인 비교적 단순한 형상의 경우에 간단한 좌표변환을 통하여 정상 및 비정상 유동장을 해석적으로 분석하였다.

*정회원, 한국전력기술주식회사 안전계통설계분야

무한히 긴 두 평판 사이의 비정상 유동은 갑자기 평판이 움직이기 시작할 때와 혹은 주기적인 진동을 할 때 발생되며 각각 Stokes의 1 & 2 문제⁽⁷⁾로 분류되고 있다. 평판이 갑자기 움직일 때의 과도해석은 상사변수를 사용하여 해석하였고 주기적인 진동을 할 때의 해는 유동이 평판과 같은 주기적인 진동의 함수로 가정하여 구하였다. 그러나 원환내의 비정상 회전유동에 대한 엄밀해는 아직까지 연구되지 않고 있다. 원환내의 비정상 유동에 대한 연구는 비틀림 진동의 동적 특성을 예측하는 측면에서도 상당히 중요하다. 점성유체에 의하여 가로 병진운동을 하는 횡진동체에 작용하는 부가질량과 감쇠력⁽⁸⁾에 대하여 상당한 연구가 진행되고 있으나 비틀림에 의한 관성계수와 감쇠계수에 대한 연구는 미진한 상태이다. 유체에 의하여 부가되는 비틀림 관성계수, 감쇠계수 및 유체탄성계수에 대한 연구는 회전체의 회전속도가 증가할수록 그 중요성이 인식되고 있다. 본 논문에서는 유체에 의하여 조화 회전 진동을 하는 실린더에 작용하는 비틀림 힘을 산출하여 비틀림 부가관성계수와 감쇠계수를 구하였다.

가로 병진운동을 하는 횡진동체의 부가질량과 감쇠계수는 일반적으로 진동 레이놀즈 수와 원환의 기하학적 형상의 함수로서 정의된다⁽⁸⁾. 따라서 본 논문에서도 회전진동체에 작용하는 비틀림 부가관성계수와 감쇠계수를 정의하고 진동 레이놀즈 수와 반경비를 변화시키면서 정의된 계수의 특성을 분석하였다. 정상류에 놓인 회전체의 경우에는 비틀림 감쇠력만 존재하므로 감쇠계수만 구하였다. 유동장을 해석하기 위한 지배방정식은 Navier-Stokes의 운동량 방정식으로부터 유도하였으며, 경계조건을 고려하여 해를 구하였다. 강체가 비틀림 회전 진동을 할 때, 회전 진폭의 축방향의 변화율이 작다고 가정하면 축방향의 변화율에 의한 유동방정식의 비선형항을 무시할 수 있고 유체변수는 회전 진폭의 함수로 표시되어 선형적으로 예측할 수 있다. 즉 축 방향의 변화율에 의하여 생성되는 두 유체변수의 곱(예: 축 방향의 유속 혹은 유체변수의 축 방향의 변화율)으로 표시되는 비선형항은 무시할 수 있다. 또한 강체가 비틀림이 없이 순수한 일차원 회전 진동을 할 때에는 유동장은 이차원적으로 해석되며 감쇠력과 부가관성계수는 회전 진동의 진폭에 대한 함수로서 선형적으로 계산된다. 따라서 본 논문에서는 일차원으로 축 방향의 변화율을 무시하고 유동장을 해석하였다.

2. 운동량 방정식의 해법

Fig. 1의 동심인 두 실린더 중에서 하나의 실린더가 일정 속도로 회전하거나 원주방향의 조화 회전진동을 할 때, 환내에 정상 혹은 비정상류가 생성된다. 두 실린더가 동심이기 때문에 반경방향의 유속은 무시할 수 있으며, 두 실린더가 무한히 길다고 가정하면 축방향의 유속도 무시할 수 있다. 두 실린더의 반경은 각각 a 와 $b=a+H$ 이며, H 는 원환 사이의 틈새(annular clearance)이다. 편심원환의 경우에 비하여 동심원환의 경우에는 유동장을 해석적으로 구할 수 있으며, 지배방정식은 Navier-Stokes의 운동량 방정식으로부터 반경방향의 유속과 유체변수의 원주방향의 변화율을 제거하여 다음과 같이 간략하게 표시할 수 있다.

$$\rho \frac{w^2}{r} = \frac{dp}{dr} \tag{1}$$

$$\frac{1}{\nu} \frac{\partial w}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial w}{\partial r} \right) + \frac{w}{r^2} \tag{2}$$

여기서 ρ , ν , w , p 는 각각 유체의 밀도, 동점성계수, 원주방향의 유속과 압력을 나타낸다. 경계조건을 고려하여 식 (2)로부터 원주방향의 유속을 구할 수 있으며, 이로부터 식 (1)을 사용하여 원주방향의 압력변화율을 계산할 수 있다.

지배방정식을 해석적으로 풀기 위하여 다음과 같은 반경방향의 새로운 좌표를 정의하면,

$$r = e^q \text{ or } q = \ln r \tag{3}$$

반경방향의 일 이차 미분은 각각

$$r \frac{\partial w}{\partial r} = \frac{\partial w}{\partial q} \tag{4}$$

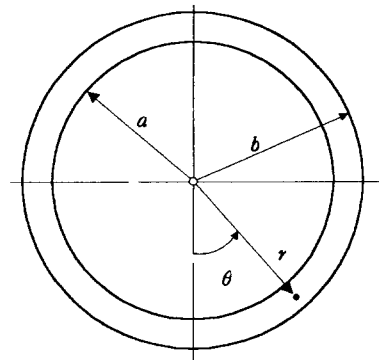


Fig. 1 The geometry of the annular space between two concentric cylinders

$$r \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} = \frac{\partial^2 w}{\partial q^2} + \frac{\partial w}{\partial q} \quad (5)$$

으로 나타낼 수 있다. 따라서 윗 식을 지배방정식 (2)에 대입하면

$$\frac{\partial^2 w}{\partial q^2} - \left(1 + \frac{r^2}{\nu} \frac{\partial}{\partial t}\right) w = 0 \quad (6)$$

으로 간단하게 정리할 수 있다.

2.1 정상 회전유동

내부 혹은 외부의 실린더가 일정속도 W_0 로 회전할 때, 비정상항을 제거하여 지배방정식 (6)은

$$\frac{d^2 w^*}{dq^2} - w^* = 0 \quad (7)$$

으로 단순화되며, 여기서 $w^* = w/W_0$ 이다. 회전하거나 고정된 실린더 표면에서의 경계조건은

$$w^*|_{r^*=1} = 1 - \delta \quad (8)$$

$$w^*|_{r^*=1+H^*} = \delta \quad (9)$$

이다. 본 논문에서 윗 첨자 * 는 무차원 변수를 나타내며, 내부 실린더가 회전할 때 $\delta=0$ 이고 외부 실린더가 회전할 때 $\delta=1$ 이다. 내부실린더의 반경에 대한 무차원 원환의 두께는 $H^* = H/a$ 이다. 반경방향의 좌표는 내부 실린더의 반경에 대하여 무차원화하였다; $r^* = r/a$.

지배방정식 (7)의 일반해는

$$w^* = C_1 e^q + C_2 e^{-q} \quad (10)$$

으로 나타낼 수 있으며 식 (3)을 고려하면 물리적 영역에서는

$$w^* = C_1 a r^* + C_2 \frac{1}{a r^*} \quad (11)$$

임을 알 수 있다. 경계조건을 고려하면 미지수 C_1, C_2 를 구할 수 있으며 원주방향의 무차원 유속을 구할 수 있다.

$$w^* = \frac{1}{H^*(2+H^*)} \left\{ \delta(1+H^*) \left(r^* - \frac{1}{r^*} \right) - (1-\delta) \left(r^* - \frac{(1+H^*)^2}{r^*} \right) \right\} \quad (12)$$

2.2 비정상 조화 회전유동

원주방향으로 주기적인 회전 진동운동($w = W_0 e^{i\Omega t}$)을 하는 내부 혹은 외부실린더에 의하여 원환 내부에 비정상 회전 유동장이 생성되며 원환의 틈새가 a 에 비하여 비교적 작을 때 유동장을 해석적으로 구할 수 있다. 지배방정식은 식 (6)으로부터

다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d^2 w^*}{dq^2} - [1 + i Re_s r^{*2}] w^* = 0 \quad (13)$$

여기서 w^* 는 실린더의 진동속도에 대한 유체의 무차원 원주방향의 유속($w^* = w(r, t)/[W_0 e^{i\Omega t}]$)을 나타낸다. 그리고 Re_s 는 진동 레이놀즈 수(oscillatory Reynolds number)로서

$$Re_s = \frac{\Omega a^2}{\nu} \quad (14)$$

으로 표시된다. 무차원화된 원주방향의 유속을 고려하면 비정상 유동의 경계조건은 식 (8), (9)로 나타낼 수 있으며 이를 고려하여 지배방정식의 해를 구할 수 있다.

비교적 원환의 두께가 내부 반경에 작은 경우, $r^* \approx 1$ 이며 식 (13)은 다음과 같이 선형화 되어 근사적으로 고쳐 쓸 수 있다.

$$\frac{d^2 w^*}{dq^2} - [1 + i Re_s] w^* = 0 \quad (15)$$

따라서 일반해는

$$w^* = D_1 e^{\alpha q} + D_2 e^{-\alpha q} \quad (16)$$

으로 표시되며 여기서

$$\alpha^2 = (1 + i Re_s) = [1 + Re_s^2]^{1/2} (\cos \beta + i \sin \beta) \quad (17)$$

이다.

경계조건을 고려하여 미지수 D_1, D_2 를 구할 수 있으며 해는 다음과 같다.

$$w^* = \frac{1}{(1+H^*)^{2\alpha}-1} \left\{ \delta(1+H^*) \left(r^{*\alpha} - \frac{1}{r^{*\alpha}} \right) - (1-\delta) \left(r^{*\alpha} - \frac{(1+H^*)^{2\alpha}}{r^{*\alpha}} \right) \right\} \quad (19)$$

진동 레이놀즈 수가 영인 경우 $\alpha=1$ 이며 위의 해는 정상 회전 유동장의 해와 일치함을 알 수 있다. 무차원 원주방향의 유속은 실수부(RE)와 허수부(IM)로 나누어지며 실린더의 회전에 대한 상변위 ϕ 는 실수부에 대한 허수부의 비로 표시된다.

$$w^* = \hat{W} e^{i\Omega t + \phi}, \quad \phi = \tan^{-1} \left[\frac{IM(w^*)}{RE(w^*)} \right] \quad (20)$$

여기서 진폭의 크기는 $\hat{W} = \sqrt{[RE(w^*)]^2 + [IM(w^*)]^2}$ 으로 나타낸다.

2.3 비틀림 응력계수

실린더의 정상 혹은 비정상 회전운동에 의하여 생

성되는 유동장을 해석하여 원주방향의 유속을 구하였으며 이로부터 실린더의 표면에 작용하는 전단응력을 계산할 수 있다. 유체의 전단응력을 원주방향으로 적분하여 실린더에 작용하는 비틀림 힘을 구할 수 있다. 정상류의 경우 유체의 전단응력에 의한 비틀림은 감쇠항으로 표시되고 비정상 유동의 경우에는 실수항(RE)과 허수항(IM)으로 표시된다.

$$\begin{aligned}
 T_{ij} &= \int_0^{2\pi} \mu \frac{\partial w_i}{\partial n} \Big|_{r=R_j} R_j^2 d\theta \\
 &= 2\pi\mu R_j^2 \frac{W_0}{a} \frac{\partial w_i^*}{\partial r^*} \Big|_{r^*=R_j^*} e^{i\Omega t} \\
 &= [RE(T_{ij}) + iIM(T_{ij})] e^{i\Omega t} \quad (21)
 \end{aligned}$$

여기서 $(\partial w_i)/(\partial n)$ 은 i 실린더의 회전에 의해 생성된 원주방향 유속의 표면에 수직한 방향의 변화율을 나타내며, 아래첨자 ij 는 i 실린더의 회전에 의하여 j 실린더에 작용하는 비틀림을 표시하기 위하여 정의되었다. 즉 w_i 와 R_j 는 각각 i 실린더의 회전에 의하여 생성된 원주방향의 속도와 j 실린더의 반경을 표시한다. 따라서 유체에 의한 비틀림 힘은 관성항과 감쇠항으로 표시되며

$$\begin{aligned}
 T_{ij} &= -J_{ij} C_{Jij} \ddot{\theta} - C_{a ij} \dot{\theta} \quad (22) \\
 \ddot{\theta} &= \frac{i\Omega}{R_i} W_0 e^{i\Omega t} \\
 \dot{\theta} &= \frac{W_0 e^{i\Omega t}}{R_i} \quad (23)
 \end{aligned}$$

으로 정의된다. 여기서 유체에 의한 극관성모멘트는

$$J_{ij} = \frac{\rho}{2} \left\{ \frac{\pi}{4} R_i^4 + \frac{\pi}{4} R_j^4 \right\} \quad (24)$$

로 표시되며 C_{Jij} , $C_{a ij}$ 는 각각 유체에 의하여 부가되는 비틀림 관성계수와 감쇠계수이다. 예를 들면 내부($R_i=a$) 실린더의 운동에 의한 외부($R_j=b$) 실린더에 작용하는 비틀림 관성계수를 계산하기 위하여 사용되는 극관성모멘트, J_{ab} 는 $\pi\rho(a^4+b^4)/8$ 으로 표시된다. 여기서 a , b 는 각각 내외부 실린더의 반경을 표시한다.

따라서 식 (21), (22), (23) 및 (24)를 고려하면, 부가관성계수와 감쇠계수는 각각

$$\begin{aligned}
 C_{Jij} &= -\frac{IM(T_{ij})R_i}{J_{ij}Re_s \frac{\nu}{a^2} W_0} \\
 &= -\frac{16R_j^2 R_i a}{(R_i^4 + R_j^4) Re_s} IM \left(\frac{\partial w_i^*}{\partial r^*} \Big|_{r^*=R_j^*} \right) \quad (25) \\
 C_{a ij} &= -\frac{RE(T_{ij})R_i}{W_0}
 \end{aligned}$$

$$= -2\pi\mu \frac{R_j^2 R_i}{a} RE \left(\frac{\partial w_i^*}{\partial r^*} \Big|_{r^*=R_j^*} \right) \quad (26)$$

으로 정의된다. 따라서 관성계수는 기하학적 형상과 진동 레이놀즈 수의 함수이며 감쇠계수는 형상과 진동 레이놀즈 수 및 점성계수의 함수임을 알 수 있다. 또한 감쇠계수는 감쇠율, ζ_{ij} 의 향으로 나타낼 수 있다; $C_{a ij} = 2\zeta_{ij} J_{ij} C_{Jij} \Omega$. 정상 회전 유동의 경우 진동 레이놀즈 수는 영이며 비틀림 전단응력은 실수부로부터만 표시되고 따라서 부가관성계수는 영이다.

3. 해석 결과 및 고찰

정상 비정상 유동장의 유동특성을 검토하기 위하여 원주방향의 무차원유속을 구하여 내부 실린더의 반경에 대한 원환의 간격비에 따라 도시하였다. 원주방향 유속의 반경방향의 변화율을 고려하여 실린더에 작용하는 비틀림 전단응력을 계산하였으며 이

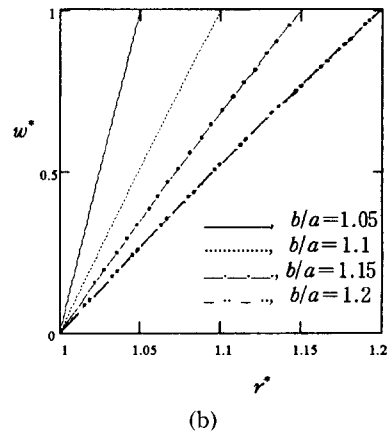
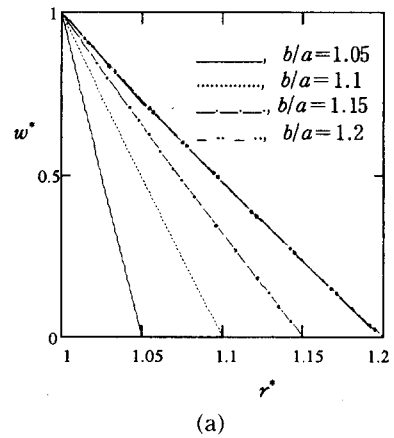


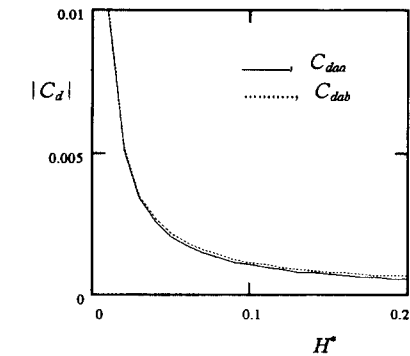
Fig. 2 Nondimensional circumferential flow velocity generated by rotating (a) inner or (b) outer cylinder.

로부터 부가 비틀림 관성계수와 감쇠계수의 특성을 진동 레이놀즈 수와 반경비에 따라 해석하였다. 계수들은 고정체에 작용하는 힘의 감쇠계수를 제외한 모든 값이 양의 값을 갖는다. 해석에 사용된 내부 실린더의 반경은 $a=10\text{ cm}$ 이고 유체의 점성계수는 $\mu=1.6\times 10^3\text{ N}\cdot\text{sec}/\text{m}^2$ 이다.

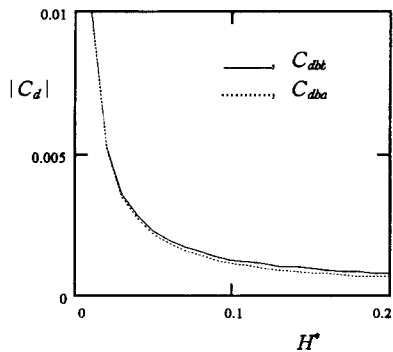
일정속도로 회전하는 내부 혹은 외부 실린더에 의하여 형성되는 정상류의 무차원 원주속도를 Fig. 2 (a), (b) 에 각각 도시하였다. 해석한 반경비내 ($b/a < 1.2$)에서는 원주속도의 반경방향의 구배는 Couette의 흐름에 유사함을 알 수 있었다. 이 때 감쇠계수를 Fig. 3 (a), (b)에 각각 도시하였으며 간격비가 증가할수록 감쇠계수가 지수적으로 감소하고 있다. 이는 주로 무차원 유속의 반경방향의 기울기가 감소하기 때문이다. 또한 해석 반경비 내에서는 고정된 실린더에 작용하는 비틀림 감쇠계수는 진동 축의 감쇠계수의 크기와 거의 같음을 알 수 있었다.

실린더의 원주방향의 조화진동에 의하여 형성되는 비정상 회전유동을 보이기 위하여 원주방향의 유속

을 반경방향에 따라 도시하였다. Fig. 4 (a) (b)는 각각 내부 실린더가 진동할 때와 외부 실린더가 진동할 때의 비정상 유속의 무차원 진폭을 나타낸다. Fig. 5 (a), (b), (c)는 내부실린더가 진동할 때 원주방향의 무차원 유속의 실수부, 허수부의 진폭과 실린더의 진동에 대한 유속의 상변위를 각각 나타낸다. 해석에 사용된 진동 레이놀즈 수는 $Re_s=500$ 이다. 원주방향 유속의 진폭과 실수부의 진폭의 반경방향의 변화율은 반경비가 작은 경우에는 Couette의 흐름에 유사하고 반경비가 증가할수록 포물선 형태로 변하며 진폭의 최대점은 진동 표면에 존재한다. 진동에 대한 유속의 상변위는 반경비가 증가함에 따라 증가하며 진동체로부터 멀어질수록 커짐을 알 수 있고 고정체 부근에서는 비교적 일정함을 보이고 있다. 허수부의 진폭은 포물선 형태로서 반경비가 증가할수록 포물선의 최대점이 증가하며 최대점이 중앙점에서 진동체 쪽으로 이동함을 보이고 있다.

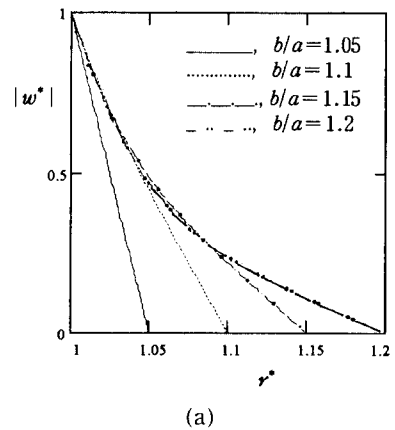


(a)

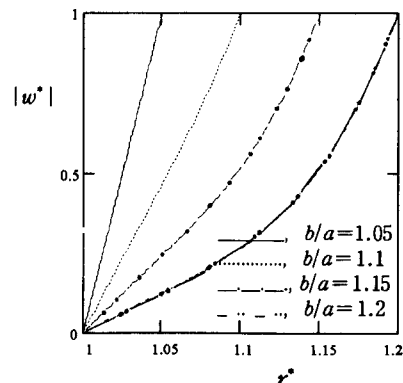


(b)

Fig. 3 Added-damping torque coefficient generated by rotating (a) inner cylinder or (b) outer cylinder.

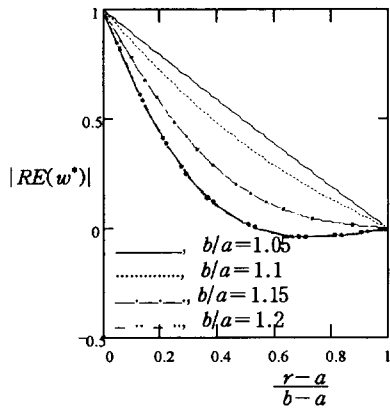


(a)

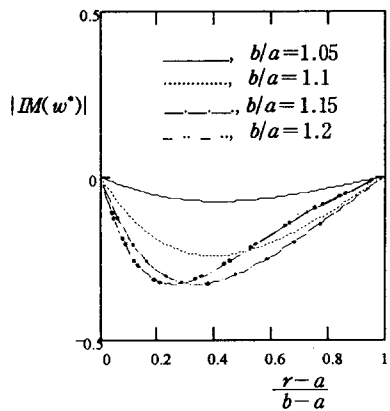


(b)

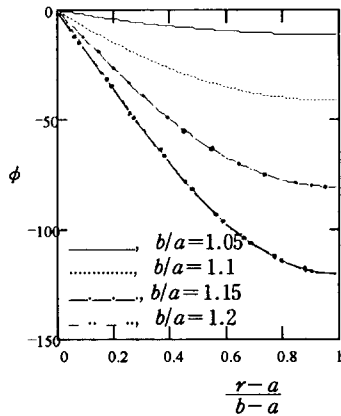
Fig. 4 Amplitude of nondimensional circumferential flow velocity generated by oscillating (a) inner or (b) outer cylinder ($Re_s=500$):



(a)



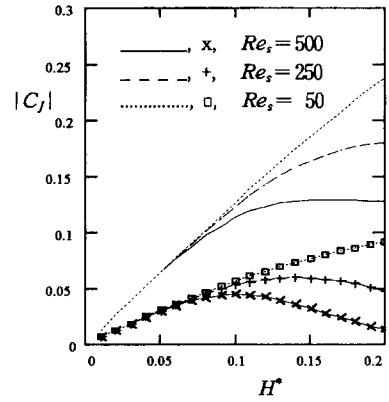
(b)



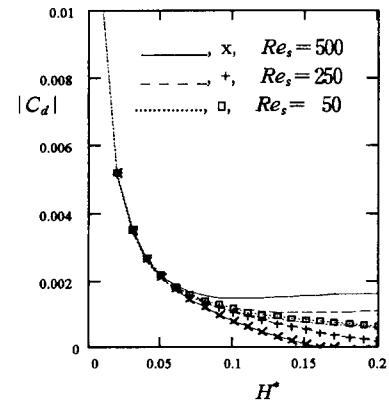
(c)

Fig. 5 Amplitudes of (a) the real and (b) the imaginary parts of the nondimensional flow velocity and (c) Phase angle of the unsteady flow to the velocity of oscillating inner cylinder ($Re_s=500$).

실린더가 조화 회전진동을 할 때, 유체에 의하여 진동체에 작용하는 비틀림의 부가관성계수와 감쇠계



(a)



(b)

Fig. 6 (a) Added-inertia and (b) added-damping torque coefficients by oscillating inner cylinder acting on inner cylinder without symbols and on outer cylinder with symbols:

수의 절대값을 진동 레이놀즈 수의 함수로서 반경비 $(1+H^*)$ 의 변화에 따라 도시하였다. Fig. 6 (a), (b)는 내부 실린더가 진동할 때, 관성계수와 감쇠계수를 각각 나타내며 Fig. 7 (a), (b)는 외부 실린더가 진동할 때의 결과로서 진동체와 고정체에 작용하는 계수들을 비교하여 검토하였다. 비교적 좁은 원환의 경우 ($H^* \leq 0.1$)에는 감쇠계수는 반경비가 증가하면 지수적으로 감소하고 관성계수는 증가함을 보이고 있다. 관성계수가 증가함은 유속의 허수부의 기울기가 반경비의 증가에 따라 증가하기 때문이다. 그 이상의 반경비인 경우에는 감쇠계수는 비교적 일정하며 관성계수는 높은 진동 레이놀즈 수의 경우 서서히 감소함을 보이고 있다. 이는 유속의 변화율이 반경비에 따라 크게 변하지 않기 때문이다. 일반적으로 진동 레이놀즈 수를 증가시키면 관성계수는 감소하며 진동체에 작용하는 감쇠계수는 증가하나

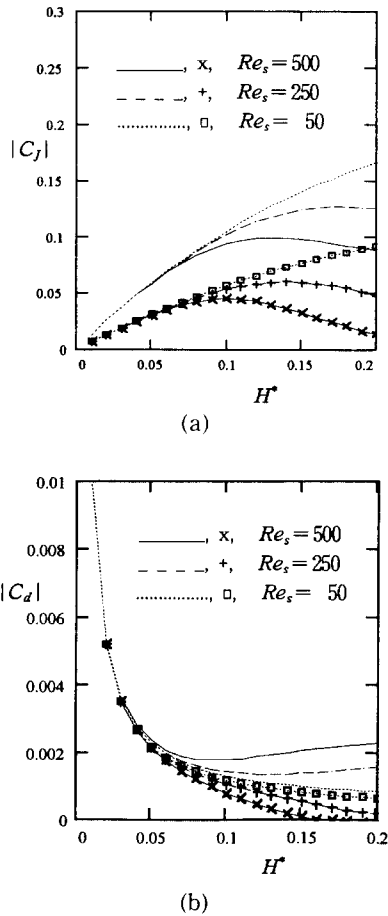


Fig. 7 (a) Added-inertia and (b) added-damping torque coefficients by oscillating outer cylinder acting on inner cylinder with symbols and on outer cylinder without symbols:

고정체에 작용하는 감쇠계수는 감소함을 알 수 있다. 진동 레이놀즈 수에 따라 관성계수가 감소함은 주로 관성계수가 진동 레이놀즈 수에 반비례하기 때문이다. 낮은 진동 레이놀즈 수의 경우와 비교적 좁은 원환의 경우에는 고정체와 진동체에 작용하는 감쇠계수는 거의 일치함을 보이고 있다. 감쇠계수가 거의 일치함은 유속의 기울기가 Couette의 흐름에 유사하기 때문이다. 일반적으로 고정체에 작용하는 관성계수와 감쇠계수는 진동체 작용하는 관성계수와 감쇠계수에 비하여 작음을 알 수 있다. 반경비가 작을 때에는 관성계수와 감쇠계수는 거의 진동 레이놀즈 수에 무관함을 보이고 있다.

4. 결 론

동심인 내외부 실린더중 한 개의 실린더가 회전운

동을 하거나 조화 회전진동을 할 때에 동심원 환내에 정상 및 비정상 유동장이 형성되며 유동장의 특성을 규명하기 위한 해석적 방법이 제시되었다. 운동량 방정식은 Navier-Stokes의 방정식으로부터 반경방향의 유속과 유체변수의 원주방향의 변화율을 제거하여 유도되었다. 지수함수를 사용하여 반경방향의 좌표를 좌표 변환하였으며 변환된 운동량 방정식의 해를 경계조건을 고려하여 해석적으로 구하였다. 원주방향 유속의 반경방향의 기울기를 구하여 실린더에 작용하는 비틀림 힘을 계산하였으며, 이로부터 비틀림 관성계수와 감쇠계수를 예측할 수 있었다. 진동축과 고정축에 발생하는 관성계수와 감쇠계수를 반경비와 진동 레이놀즈 수를 변화시키면서 검토하였다.

실린더의 일정회전에 의한 정상류의 반경방향의 속도구배는 해석한 범위의 반경비 내, $H^* < 0.2$ 에서 Couette의 흐름에 유사함을 알 수 있었고 반경비가 증가할수록 감쇠계수가 지수적으로 감소하였다. 실린더가 조화 회전진동을 할 때 얻은 해석결과로부터 다음과 같은 일반적인 사실을 발견할 수 있었다: (1) 진동에 대한 유속의 상변위는 반경비와 진동 레이놀즈 수가 증가할수록 증가한다. (2) 감쇠계수는 반경비가 증가할수록 지수적으로 감소한다. (3) 비틀림 관성계수와 감쇠계수는 진동 레이놀즈 수에 의하여 영향을 받으며 진동 레이놀즈 수가 증가하면 관성계수는 감소하고 진동축의 감쇠계수는 증가함을 알 수 있다. (4) 진동 레이놀즈 수를 증가시키면 진동축과 고정축의 감쇠계수의 크기가 근접해짐을 보인다. (5) 반경비가 비교적 작으면 관성계수와 감쇠계수에 미치는 진동 레이놀즈 수의 영향은 매우 적다. 이와 같은 결과를 활용하여 원환내에 유동장에 의하여 비틀림을 받는 내부 혹은 외부 실린더의 동적 특성을 규명할 수 있다. 또한 복잡한 형상의 회전 진동체에 의한 유동장을 수치 해석적으로 분석할 때에 유용한 비교 검증자료로서 활용될 수 있다.

참 고 문 헌

- (1) San Andres, A. and Szeri, A. Z., 1984, Flow between Eccentric Rotating Cylinders, Journal of Applied Mechanics, Vol. 51, pp. 869~878.
- (2) Trombetta, M. L., 1971, Laminar Forced Convection in Eccentric Annuli, Int. Journal Heat Mass Transfer, Vol. 14, pp. 1161~1173.
- (3) Antunes, J., Axisa, F. and Grunenwald, T., 1996,

- Dynamics of rotors immersed in Eccentric Fluid Annulus, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 10, pp. 893~913.
- (4) Mateescu, D., Paidoussis, M. P. and Sim, W. G., 1994, A Spectral Collocation Method for Confined Unsteady Flows with Oscillating Boundary, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 8, pp. 157~181.
- (5) Sim, W. G., Han, K. N. and Hwang, S. T., 1995, Dynamic Stability of a Flexible Cylinder in a Confined Inviscid Flow Based on Spectral Method, *The Fourth Pan American Congress of Applied Mechanics*, Buenos Aires, Vol. 2, pp. 365~371.
- (6) Cameron, A. and Ettles, C. M. M., 1981, *Basic Lubrication Theory*, Ellis Horwood Limited, 1st ed., Chichester.
- (7) Currie, I. G., 1974, *Fundamental Mechanics of Fluids*, McGraw Hill, New-york.
- (8) Mateescu, D., Paidoussis, M. P. and Sim, W. G., 1994, Spectral Solutions for Unsteady Annular Flows between Eccentric Cylinders Induced by Transverse Oscillations, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 177(5), pp. 635~649.