

# 동심환내의 회전체 진동에 의한 부가질량, 유체감쇠계수 및 유체탄성계수에 관한 연구

°심 우 건\*, 박진호\*\*, 김기선\*\*\*

## Added Mass, Viscous Damping and Fluid-stiffness Coefficients on the Rotating Inner Cylinder in Concentric Annulus

Woo-Gun Sim, Jin Ho Park, Key Sun Kim

### ABSTRACT

While a rotating inner cylinder executes a periodic translational motion in concentric annulus, the vibration of the rotating inner cylinder is induced by fluid-dynamic forces acting on the cylinder. In the previous study related to journal bearing, the unsteady viscous flow in the annulus and the fluid-dynamic forces were evaluated based on a numerical approach. Considering the dynamic-characteristics of unsteady viscous flow, an approximate analytical method has been developed for estimating added mass, viscous damping and fluid-stiffness coefficients. For the study of flow-induced vibrations and related instabilities, it is of interest to separate the coefficients from the fluid-dynamic forces. The added-mass and viscous damping coefficients for very narrow annular configurations, as journal bearing, can be approximated by considering the gap ratio to the radius of inner cylinder, while the fluid-stiffness coefficient is related to the Reynolds number, the oscillatory Reynolds number and the gap ratio.

### 1. 서론

환내부 실린더의 회전 유동에 관한 연구는 저널 베어링의 하중과 기울기를 구하기 위하여 이미 오래 전부터 수행되었다<sup>(1,2,3)</sup>. 일반적으로 베어링 윤활막의 유동장 해석은 윤활이론에 근거하여 단순화된 지배방정식을 사용하여 수행되었다. 운전조건과 연계하여 저널 베어링의 검토하기 위하여 편심비에 대한 정적 하중과 하중의 기울기를 예측할 수 있다<sup>(4)</sup>. 일반적으로 저널 베어링의 운전 조건은 주기적으로 변동하며 이로 인한 동적 하중에 의하여 베어링을 포함하는 구조물은 불안정하기도 한다<sup>(5)</sup>. 특히 회전체의 회전 속도가 매우 클

때에 주기적인 동적 하중에 의한 구조물의 안정성을 검토하는 것은 매우 중요하다. 따라서 구조물의 안정성을 검토하기 위하여 유체에 의하여 부가되는 동적 하중의 부가질량, 탄성계수와 점성감쇠계수를 구할 필요가 있다. 일체형 원자로의 주냉각펌프 축은 수직으로 설치되어 저널베어링에 의하여 지지되어 있다<sup>(6)</sup>. 이러한 경우에 운전 중에 회전체의 축은 일반적으로 베어링의 중심에 위치하며 비정상 유동장의 해석 결과를 이용하여 직접 동적 하중을 예측할 필요가 있다.

회전체 진동은 베어링의 Oil Whirl<sup>(7)</sup> 등과 관련하여 연구가 수행된다. 일반적으로 저널 베어링의 동적 거동을 묘사하는 비선형 지배방정식은 비교적 진동의 진폭이 작은 경우에 선형화 할 수 있고 정적 상태의 해를 활용하여 탄성계수와 감쇠계수를 구할 수 있다<sup>(1)</sup>. 하지만 이 방법으로 부가질량을 예측하지 못하며 베어링이 플러터링에 의하

\* 한남대학교 기계공학과  
\*\* 한국원자력연구소 KALIMER 기술개발팀  
\*\*\* 천안공업대학 기계공학과

여 불안정한 경우에 한하여 유체탄성을 베어링 부하의 함수로서 표시할 수 있다. 단순화된 지배방정식에 검시체적방법을 사용하여 환 내부에서 회전하는 실린더 주위의 유동장을 예측하고 안정성과 동적 특성을 예측하기 위한 모델이 Antunes<sup>(8)</sup> 등에 의하여 개발되었다. 미소체적에 작용하는 운동량 방정식에 근거하고 스펙트럼 배치방법<sup>(9)</sup>을 사용하여 좀 더 정확하게 유동장을 예측하고 베어링에 작용하는 동하중을 구하는 모델<sup>(10)</sup>이 최근 개발되었으나 동하중으로부터 부가질량과 탄성항을 분리하지는 못하였으며 베어링의 안정성을 분석하려고 할 때에 어려움이 동반된다.

본 연구는 최근 개발된 스펙트럼 배치방법에 근거한 모델의 유동장 해석 결과와 동하중을 분석하여 수직하게 설치된 저널 베어링에 작용하는 부가질량, 점성감쇠 및 유체탄성을 비교적 단순하게 표현하고 그 특성을 제시하려고 한다. 따라서 본 연구의 결과는 베어링의 안정성 분석에 비교적 용이하게 활용할 수 있다.

## 2. 비정상 유동장의 특성

동심환 내부의 회전체가 진동을 동반할 때에는 회전하는 내부 실린더에 의하여 회전 유동장이 형성되며 유동장의 유체변수는 비정상항을 포함하게 된다. 동심환 내부의 정상 회전 유동의 엄밀해는 잘 알려지고 있으나 비정상 유동의 지배방정식은 복잡하여 일반적으로 해를 수치해석방법을 사용하여 구하고 있다. Fig.1에 보이듯이 동심환의 내외부 실린더의 반경은 각각  $a$ 와  $b$ 이고 환의 간격은  $H (=b-a)$ 으로 표시된다.

회전체에 회전과 진동에 의하여 발생하는 유동장의 속도와 압력은 정상과 비정상 항으로 분류되며 정상항은 변위의 함수이고 비정상항은 변위와 시간의 함수이다.

$$\begin{aligned} \vec{V}(x, r, \theta, t) &= \vec{V}_s(x, r, \theta) + \vec{V}_p(x, r, \theta, t) \\ P(x, r, \theta, t) &= P_s(x, r, \theta) + P_p(x, r, \theta, t) \end{aligned} \quad (1)$$

여기에서 아래첨자  $s$ 와  $p$ 는 각각 정상과 비정상항을 표시한다. 환내부에 흐르는 정상 및 비정상 유동의 속도는 각각 축방향( $U, u'$ ), 반경방향( $V, v'$ ) 및 원주방향( $W, w'$ ) 성분으로 표시된다.

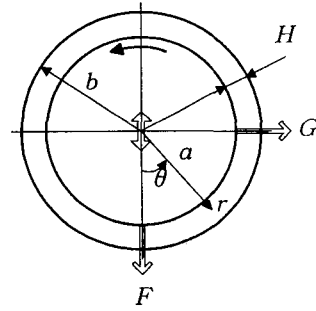


Fig. 1 Geometry of the centre-body in a concentric annulus.

$$\begin{aligned} \vec{V}_s &= U\vec{i}_x + V\vec{i}_r + W\vec{i}_\theta \\ \vec{V}_p &= u'\vec{i}_x + v'\vec{i}_r + w'\vec{i}_\theta \end{aligned} \quad (2)$$

동심인 내부 실린더가 회전할 때 발생하는 정상 회전유동은 반경방향의 유속은 무시되며 두 실린더가 무한히 길다고 가정하면 축방향의 유속 또한 무시된다. 회전 유동의 지배방정식과 경계조건으로부터 원주방향의 유속의 엄밀해를 구할 수 있다<sup>(11)</sup>.

$$W = \frac{W_0}{h(2+h)} \left( \frac{(1+h)^2}{r/a} - \frac{r}{a} \right) \quad (3)$$

여기서 표면에서의 원주방향 유속은  $W_0 = 2\pi a \cdot \text{RPM}/60$ 으로 내부실린더의 분당 회전수, RPM,와 반경,  $a$ ,으로부터 구할 수 있다.

외부실린더와 동심인 내부 실린더의 회전에 의하여 발생하는 정상 유동장의 해를 고려하면 비정상 유동장의 지배방정식에서 정상유동의 원주방향 변화율과 반경방향의 유속을 포함하는 항은 무시할 수 있다. 또한 병진운동의 진폭이 상대적으로 작다고 가정하면 비정상 유속의 곱 혹은 정상 유속의 원주방향 변화율과 반경방향 유속의 곱으로 표시되는 비선형 대류항은 일반적으로 다른항 비하여 상당히 작기 때문에 비정상 유동의 지배방정식을 선형화 할 수 있다<sup>(10)</sup>. 회전체 표면에서의 경계조건은 점성유동의 경우에 경계면에서의 미끄럼이 없으므로  $w' = -\dot{e}_v \sin \theta$ ,  $v' = \dot{e}_v \cos \theta$ 로 나타낼 수 있으며, 여기서 회전동체의 진동속도,  $\dot{e}_v$ 는

$$\dot{e}_v = \iota a \Omega \epsilon e^{-\iota \Omega t} \quad (4)$$

이고  $\Omega$ 는 진동주파수이다. 따라서,  $\epsilon$ 는 내부 실

린더 반경에 대한 무차원 진동 변위이다.

비정상 유동장의 해는 스펙트럼 배치방법에 근거한 수치해석 방법을 사용하여 구하였다<sup>(10)</sup>. 비정상 유동장의 지배방정식의 유동변수들은 해석 결과를 일반화하기 위하여 다음과 같은 무차원 변수를 사용하여 표현하는 것이 편리하다.

$$\begin{aligned} \widehat{W} &= \frac{W}{W_0}, & \widehat{p} &= \frac{p'}{\rho a^2 \Omega^2 \epsilon e^{i\Omega t}}, \\ \widehat{w} &= \frac{w'}{ia\Omega \epsilon e^{i\Omega t}}, & \widehat{v} &= \frac{v'}{ia\Omega \epsilon e^{i\Omega t}} \\ Re_w &= \frac{2W_0(b-a)}{\nu}, & Re_s &= \frac{\Omega a^2}{\nu} \end{aligned} \quad (5)$$

위 식에서 비정상 유동의 유체의 변수는 실수부와 허수부로 분리할 수 있으며  $Re_w$ 는 환의 평균두께와 회전원주속도에 근거한 레이놀즈 수이고  $Re_s$ 는 진동 주파수에 근거한 진동 레이놀즈 수이다.

회전하는 내부 실린더의 진동에 의한 동적 하중은 실린더의 표면에 작용하는 전단응력과 압력을 원주방향으로 적분하여 구할 수 있다. 따라서 회전하는 내부 실린더에 작용하는 대칭선 방향(진동방향)의 힘,  $F$ ,과 대칭선에 수직한 방향(진동방향에 수직방향)의 힘,  $G$ ,은 각각 (Fig. 1 참조)

$$\begin{aligned} F &= \int_0^{2\pi} (\tau_{rr}|_{r=a} \cos \theta - \tau_{r\theta}|_{r=a} \sin \theta) a d\theta \\ G &= \int_0^{2\pi} (\tau_{r\theta}|_{r=a} \sin \theta + \tau_{rr}|_{r=a} \cos \theta) a d\theta \end{aligned} \quad (6)$$

으로 표시되며 여기서  $\tau_{rr}$ 과  $\tau_{r\theta}$ 는

$$\begin{aligned} \tau_{rr} &= -p' + 2\mu \frac{\partial v'}{\partial r}, \\ \tau_{r\theta} &= \mu \left\{ \frac{\partial w'}{\partial r} + \frac{w'}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v'}{\partial \theta} \right\} \end{aligned} \quad (7)$$

으로서 압력에 의한 수직응력과 전단응력항으로 구성되어 있다. 따라서 실린더에 작용하는 동적 하중은 실수부와 허수부로 구분할 수 있으며 비교적 간단하게 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} F &= -\rho \pi a^2 C_{MF} \frac{\partial^2 e_v}{\partial t^2} - C_{vF} \frac{\partial e_v}{\partial t} - C_{kF} e_v \\ &= \rho \pi a^2 \Omega^2 a \epsilon e^{i\Omega t} [Re(\widehat{F}) + iIm(\widehat{F})] \\ G &= -\rho \pi a^2 C_{MG} \frac{\partial^2 e_v}{\partial t^2} - C_{vG} \frac{\partial e_v}{\partial t} - C_{kG} e_v \\ &= \rho \pi a^2 \Omega^2 a \epsilon e^{i\Omega t} [Re(\widehat{G}) + iIm(\widehat{G})] \end{aligned} \quad (8)$$

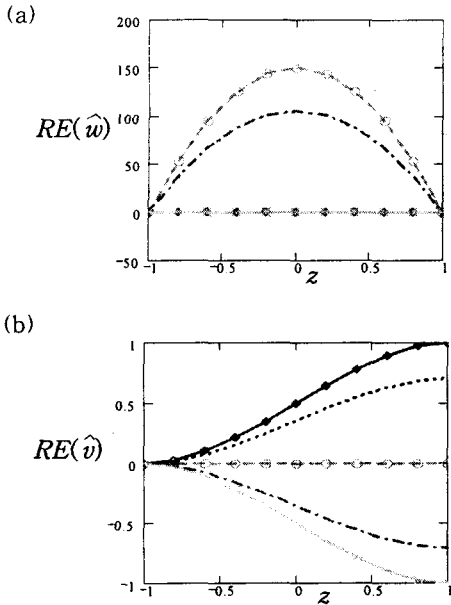
여기서  $C_M$ ,  $C_v$ 와  $C_k$ 는 각각 유체에 의하여 부가되는 질량, 점성감쇠 및 탄성계수를 의미한다. 따라서 실수부는 유체에 의한 부가질량과 탄성을 포함하며 허수부는 감쇠항으로 설명할 수 있다. 예를

들어 유체의 탄성이 매우 작을 때에 진동방향의 부가질량계수와 감쇠계수는 각각  $C_{MF} = Re(\widehat{F})$ ,

$C_{vF} = -\rho \pi a^2 \Omega Im(\widehat{F})$ 으로 표시되며 진동에 의하여 실린더에 작용하는 유체의 부가질량은  $\rho \pi a^2 C_{MF}$ 으로 계산할 수 있다. 일반적으로 포텐셜 유동의 경우에 회전하지 않는 내부 실린더가 단순 횡진동을 할 때에 환사이의 유체에 의한 부가질량계수는 간단하게 구할 수 있다:  $C_{MF} = (b^2 + a^2)/(b^2 - a^2)$ <sup>(12)</sup>.

환의 간격비,  $(b-a)/a$ ,가 0.1이고 진동 레이놀즈 수와 레이놀즈 수가 각각  $Re_s = 50$ ,  $Re_w = 300$ 인 경우에 수치해석 방법으로 구한 비정상 유동의 무차원 유속 분포를 Fig. 2에 예시하였다. 여기서  $\theta$ 는 원주각을 나타내며  $z = (1 - 2*(r-a)/(b-a))$ 는 반경방향의 무차원 좌표이다. 무차원 유속의 허수부( $Im$ )는 실수부( $Re$ )에 비하여 상당히 작기 때문에 나타내지 않았다. 원주방향 유속의 실수부가 반경방향 성분보다 비하여 상당히 큼을 알 수 있다, 원주각에 따른 원주방향 유속의 경향은  $\theta = 90^\circ$ 에서 최대이고  $\theta = 0, 180^\circ$ 에서 0임을 보이고 있고 반경방향의 유속의 경향은 그 반대임을 보이고 있다. 환의 간격이 매우 작은 경우에 비정상 유속은 Fig. 3에 보이듯이 원주방향의 실수 성분이 베어링 회전의 회전수에 의하여 영향을 받지 않으며 유속구배가 포물선 형태임을 알 수 있다.

환의 간격비가  $(b-a)/a = 0.1$ 일 때에 진동수(진동 레이놀즈 수,  $Re_s = 50$ )를 고정하고 회전수(레이놀즈 수,  $0 \leq Re_w \leq 300$ )를 변화시키면서 얻은 원주방향의 압력의 변화율을 Fig. 4에 도시하였다. 압력은 주로 코사인 함수임을 알 수 있으며 실수부는 회전수에 의하여 영향을 받으나 허수부는 회전수에 의하여 거의 영향을 받지 않고 있다. 압력의 허수부가 회전수의 변화에 의하여 영향을 받지 않음은 유체에 의한 감쇠력이 레이놀즈 수에 의하여 영향을 받지 않음을 나타낸다. 회전하지 않을 때와 회전수가 상대적으로 클 때의 압력의 실수부를 비교하면 서로 부호가 반대임을 알 수 있다. 회전하지 않을 때의 실수부는 오직 부가질량으로 설명되고 부가질량과 탄성항은 서로  $180^\circ$ 의 상차이가 있다. 따라서 회전에 의하여 압력의 실수부에 미치는 영향은 탄성항으로 도출됨을 짐작할 수 있다.

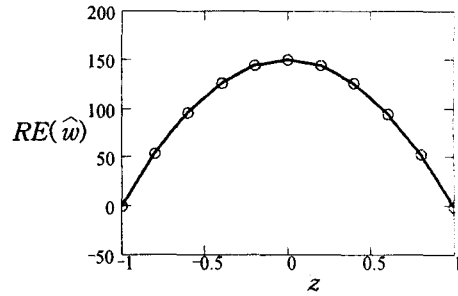


**Fig. 2** The distribution of the nondimensional amplitude of the unsteady flow velocity for  $(b-a)/a=0.1$ ,  $Re_w=300$  and  $Re_s=50$ ; the real components of (a) the circumferential velocity and (b) the radial one:

$\diamond$  ;  $\theta=0^\circ$  , ..... ;  $\theta=45^\circ$  ,  
 $\circ$  ;  $\theta=90^\circ$  , - · - · - ;  $\theta=135^\circ$  ,  
 $\times$  ;  $\theta=180^\circ$

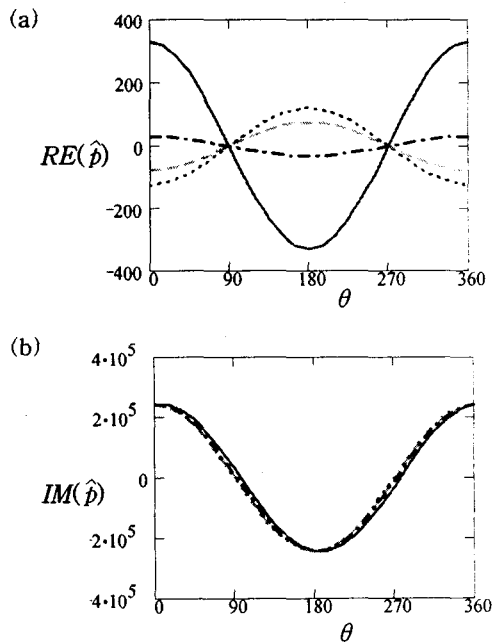
### 3. 부가질량, 점성감쇠 및 유체탄성계수

회전하는 실린더의 진동에 의한 유동장을 분석하고 실린더의 표면에 작용하는 압력과 전단응력을 고려하여 유체동하중을 계산할 수 있고 이로부터 부가질량, 유체탄성 및 감쇠계수를 예측할 수 있다. 스펙트럼 배치방법에 근거한 기존의 수치해석 결과는 환의 간격을 변화시키면서 부가질량과 감쇠계수에 미치는 회전속도 혹은 진동주파수의 영향을 분석하였다. 환의 간격비,  $(b-a)/a$ , 는 0.005에서 0.1까지 변화시켰었으며 레이놀즈 수와 진동 레이놀즈 수는 각각  $0 \leq Re_w \leq 300$  와  $10 \leq Re_s \leq 50,000$  의 범위에서 계산하였다. 수치해석방법을 검증하고 위하여 해석결과를 기존의 어



**Fig. 3** The effects of the rotating speed on the nondimensional amplitude of the real components of the unsteady circumferential velocity for  $(b-a)/a=0.1$ ,  $Re_s=50$ :  
 $\circ \circ \circ$  ;  $Re_w=300$ , \_\_\_\_\_ ;  $Re_w=0$

림해의 결과와 비교 검토하였으며 해석결과를 분석하여 부가질량, 유체탄성 및 감쇠계수를 어렵적



**Fig. 4** Influence of Reynolds number on the (a) real and (b) imaginary components of the nondimensional pressure,  $\hat{p}$ , for  $(b-a)/a=0.1$ ,  $Re_s=50$  ;  
 \_\_\_\_\_ ;  $Re_w=300$ , - · - · - ;  $Re_w=100$ ,  
 - - - ;  $Re_w=50$ , ..... ;  $Re_w=0$

으로 구할 수 있는 방안을 제시하였다. 진동에 수직인 방향의 유체동하중이 진동방향의 하중에 비하여 상당히 작기 때문에 결과를 예시하지 않았다.

진동하는 내부 실린더의 진동 속도가  $\dot{e}_v(t)$  일 때에 유체에 의하여 진동체에 작용하는 관성력은 Lagrange 방정식을 사용하여 유체가 갖는 운동에너지,  $T$ ,의 항으로 표현할 수 있다.

$$F_m = \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{e}_v} = -\rho \pi a^2 C_{MF} \frac{d^2 e_v}{dt^2} \quad (9)$$

여기서  $C_{MF}$ 는 부가질량계수를 나타낸다. 유체의 전체 운동에너지는 원주방향과 반경방향의 유속에 의한 운동에너지를 환의 면적에 대하여 적분하여 구할 수 있다.

$$T = \int_0^{2\pi} \int_a^b \frac{1}{2} \rho r (w^2 + v^2) dr d\theta \quad (10)$$

좁은 환의 경우에는 비정상 유동의 유속은 앞절에서 논의하였듯이 원주방향의 유속 성분이 대부분이며 원주방향의 유속구배는 포물선이다. 또한 원주방향 유속의 진폭이 베어링의 회전수에 거의 영향을 받지 않음을 보이고 있다. 따라서 전체 운동에너지와 부가질량계수를 어렵게 계산할 수 있다. 즉, 유체의 침투깊이,  $\delta_p = a\sqrt{2/Re_s}$ ,가 환의 간격,  $H$ ,의 0.2배 이상일 때에 부가질량계수는

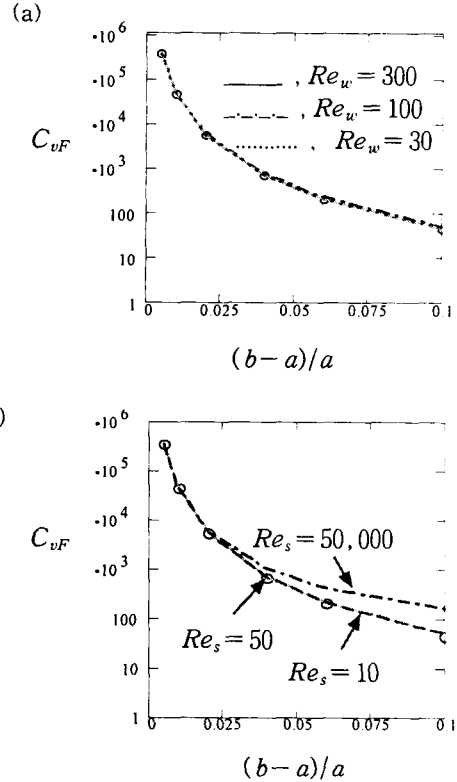
$$C_{MF} = 0.2 + 1.2W_p + \frac{0.4677}{W_p} \quad (11)$$

으로 표현된다<sup>(12)</sup>. 여기서  $W_p = (b^2 + a^2)/(b^2 - a^2)$ 는 포텐셜 유동의 부가질량 계수<sup>(13)</sup>로서 오직 환의 기하학적 형상의 함수이다. Table 1은 환의 간격비가 작을 때의 부가질량계수를 나타낸다.

기존의 수치해석으로 구한 점성감쇠계수를 Fig. 5에 도시하였다. 진동방향의 감쇠계수는 회전수에 의하여 영향을 받지 않고 있으며 환의 간격비가 증가하면 감쇠계수는 감소하고 있다. 진동수에 의한 영향을 분석하기 위하여 고정된 레이놀즈 수

**Table 1** Added Mass Coefficients given by Eq.(11)

$(b-a)/a$	0.005	0.01	0.02	0.04	0.06	0.1
$C_{MF}$	240.8	120.8	60.82	30.83	20.85	12.87



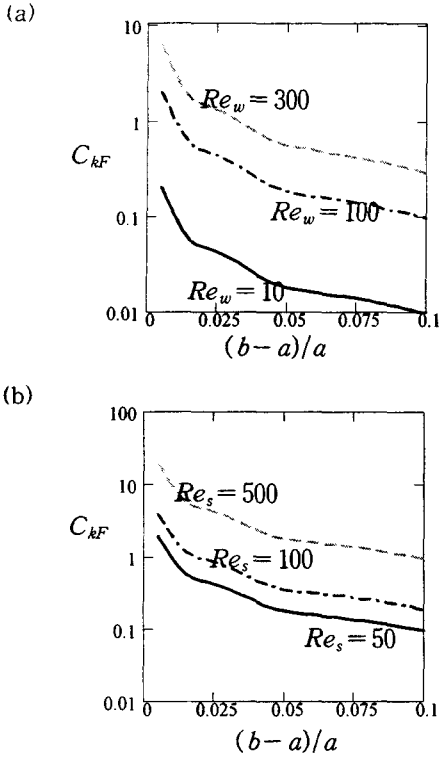
**Fig. 5** The viscous damping coefficients (a) showing the influence of Reynolds numbers for the fixed  $Re_s (= 50)$  and (b) showing the influence of oscillatory Reynolds number for the fixed  $Re_w (= 10)$ :  $\circ$ , obtained by the fluid film lubrication theory - see Eq.(12).

( $Re_s = 10$ )의 경우에 진동수를 변화시키면서 감쇠계수를 구하여 예시하였다. 감쇠계수는 환의 간격이 비교적 크고 진동수가 아주 큰 경우를 제외하고는 진동수에 의하여 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 윤활막 이론에 근거한 감쇠계수와 수치해석 결과가 비교적 잘 일치함을 보이고 있다. 따라서 회전하는 내부실린더가 진동할 때에 유체에 의한 감쇠계수는 윤활막 이론에 근거한 단순화된 레이놀즈 방정식을 활용하여 구할 수 있으며 동심인 경우에

$$C_{vF} = 12\pi\mu \left( \frac{a}{b-a} \right)^3, \quad C_{vC} = 0 \quad (12)$$

으로 표시할 수 있다<sup>(1)</sup>.

유체에 의한 탄성계수는 유체에 의하여 부가되



**Fig. 6** The stiffness coefficients, showing (a) the influence of Reynolds number for the fixed  $Re_s (= 50)$  and (b) the influence of oscillatory Reynolds number for the fixed  $Re_w (= 100)$

는 하중의 실수부에서 관성항을 제거하여 구할 수 있다. 즉, 식(8)을 고려하면 어렵적으로 계산할 수 있으며

$$C_{kF} \approx \rho \pi a^2 \Omega^2 [C_{MF} - Re(\widehat{F})] \quad (13)$$

으로 표현된다.

회전하는 실린더에 작용하는 진동에 의한 진동 방향의 유체탄성계수를 환의 간격비에 따라 Fig. 6에 도시하였으며 진동에 근거한 진동 레이놀즈 수와 회전수에 근거한 레이놀즈 수의 영향을 분석하였다. 계산에 사용된  $\rho \pi a^2 \Omega^2 = 0.006493 (Re_s = 50)$ ,  $0.02597 (Re_s = 100)$  혹은  $0.6493 (Re_s = 500)$ 이다. 유체에 의한 탄성계수는 진동주파수에 근거한 진동 레이놀즈 수,  $Re_s$ ,와 회전수에 근거한 레이놀즈 수,  $Re_w$ 에 비례하며 환의 간격비,  $H/a$ ,에 반비례

함을 알 수 있었다. 즉 유체탄성계수는

$$C_{kF} = Re_s \cdot Re_w \cdot \frac{a}{b-a} \cdot K \quad (14)$$

으로 표현된다. 계산된 영역에서  $K = 1.945 \cdot 10^{-6}$ 임을 알 수 있었다.

베어링의 자체 질량은 고려하지 않고 유체에 의한 부가질량,  $m_a = \rho \pi a^2 C_{MF}$ ,과 유체탄성력에 대한 시스템의 고유진동수는

$$\Omega_o = \sqrt{\frac{C_{kF}}{m_a}} \quad (15)$$

으로 나타낼 수 있다. 따라서 진동주파수에 대한 고유진동수의 비는

$$\overline{\Omega} = \frac{\Omega_o}{\Omega} = \sqrt{\frac{C_{kF}}{\rho \pi a^2 C_{MF} \Omega^2}} \quad (16)$$

으로 표현된다. Table 2에 예시하였듯이 이 값은 환의 간격에 대하여 거의 영향을 받지 않으며 진동 레이놀즈 수가 증가하면 감소하고 레이놀즈 수가 증가하면 증가함을 보이고 있다;  $\overline{\Omega} \sim 1/\sqrt{Re_s}$ ,  $\overline{\Omega} \sim \sqrt{Re_w}$ .

#### 4. 결론

동심환 내에서 회전하는 내부 실린더가 주기적인 병진 운동을 동반할 때에 내부 실린더의 진동에 의하여 발생하는 동심환 내부의 비정상 유동장의 특성을 기존의 수치해석 결과를 활용하여 분석하였다. 진동에 의한 비정상 유속은 원주방향 성분 이 대부분이고 진폭의 구배가 포물선임을 알 수

**Table 2** Nondimensional Natural Frequency,  $\overline{\Omega}$ , with respect to Circular Frequency of the Oscillation,  $\Omega$ .

		$\overline{\Omega}$					
		$(b-a)/a$					
		0.005	0.01	0.02	0.04	0.06	0.1
$Re_w = 100$	$Re_s = 50$	1.116	1.112	1.107	1.099	1.086	1.068
	$Re_s = 100$	0.789	0.787	0.783	0.774	0.768	0.752
	$Re_s = 500$	0.353	0.352	0.350	0.347	0.344	0.338
$Re_s = 50$	$Re_w = 10$	0.354	0.352	0.349	0.346	0.344	0.339
	$Re_w = 100$	1.116	1.112	1.107	1.099	1.086	1.068
	$Re_w = 300$	1.932	1.928	1.918	1.899	1.880	1.840

있었다. 이는 저널 베어링의 환의 간격은 매우 좁으며 침투깊이가 환의 간격에 비하여 상당히 크기 때문이다. 부가질량계수를 Lagrange 방정식을 사용하여 유도하였다. 진동에 수직한 방향의 유체동하중은 진동방향의 동하중에 비하여 매우 작으며 무시할 수 있다. 스펙트럼 배치방법에 근거한 기존의 수치해석 방법으로 구한 점성감쇠계수는 윤향막 이론에 근거한 감쇠계수와 비교하여 비교적 잘 일치함을 보이고 있다. 따라서 점성감쇠계수는 윤향막 이론에 근거한 어림식을 사용하여 구할 수 있다. 유체탄성계수는 수치해석방법으로 구한 유체동하중의 실수부에서 어렵적으로 구한 부가질량을 분리하여 계산하고 그 특성을 분석하였다. 유체탄성계수는 진동주파수에 근거한 진동레이놀즈수,  $Re_s$ ,와 회전수에 근거한 레이놀즈수,  $Re_w$ 에 비례하며 환의 간격비,  $H/a$ ,에 반비례함을 알 수 있었다. 즉 유체탄성계수는  $C_{kf} = Re_s \cdot Re_w \cdot a / (b - a) \cdot K$ 으로 표현되며  $K$ 는 비례상수이다. 앞으로 실험을 통하여 어렵적으로 구한 유체에 의한 부가질량, 점성감쇠 및 유체탄성계수를 확인할 필요가 있고 어렵적으로 제시된 결과는 저널 베어링의 동적 특성을 규명하는데 에 직접 활용할 수 있다.

### 참고문헌

(1) Hamrock, B. J., 1994, Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw Hill Inc., 1st ed., Singapore.

(2) Lund, J.W., 1987, "Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings", ASME Journal of Tribology, Vol. 109, pp. 37~41.

(3) Sommerfeld, A., 1904, "Zur Hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung", Z. Angew Math. Phys., Vol. 50, pp. 97~155.

(4) 심우건, 2000, "편심환내의 비선형 회전 유동", 대한기계학회논문집, 제24권 제1호, pp. 16~28.

(5) Fritz, R., 1970, "The Effects of An Annular Fluid on The Vibrations of a Long Rotor, Part 1- Theory", ASME Journal of Basic

Engineering, Vol. 97, pp. 923~929.

(6) Park, J.S., Kim, J.I., Seo, J.H., Lee,C.W. and Wang Letian, 1998, "Development of a Rotordynamic Analysis Model for Rotar Shaft of SMART", Proceeding of the Korean Nuclear Society Autumn Meeting, Seoul.

(7) Myers, C., 1984, "Bifurcation Theory Applied to Oil Whirl in Plain Cylindrical Journal Bearings", Journal of Applied Mechanics, Vol. 51, pp. 245~250.

(8) Antunes, J., Axisa, F. and Grunenwald, T., 1996, "Dynamics of Rotors Immersed in Eccentric Fluid Annulus. Part 1: Theory", Journal of Fluids and Structures, Vol. 10, pp. 893~918

(9) 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.

(10) 심우건, 2001, "동심환 내에서 회전하는 실린더에 작용하는 유체동하중", 한국소음진동공학회지, 제11권 제2호, 6월 게재 예정.

(11) 심우건, 1997, "동심원 환내의 정상·비정상 회전 유동", 한국소음진동공학회지, 제7권 제4호, pp. 613~620.

(12) 심우건, 1997, "동심원내에서 진동하는 내부 실린더에 작용하는 유체유발력의 근사적 해법", 한국소음진동공학회지, 제7권 제5호, pp. 861~869.

(13) Fritz, R., 1972, "The Effects of Liquids on the Dynamic Motions of Immersed Solids", ASME Journal of enineering for Industry, Vol94, pp. 167~173.