

자기베어링 시스템을 가진기로 이용한 스퀴즈 필름 댐퍼의 동강성 계수 규명

Identification of Dynamic Stiffness of Squeeze Film Damper using Active Magnetic Bearing System as an Exciter

김근주*.이종원**

Keun-Joo Kim and Chong-Won Lee

Key Words: Squeeze Film Damper (스퀴즈 필름 댐퍼), Dynamic Stiffness (동강성), Active Magnetic Bearing System (능동 자기 베어링), Central Feeding Groove (중앙 이송홈)

ABSTRACT

In this work, the dynamic characteristics of an oil-lubricated, short SFD with a central feeding groove are derived based on a theoretical analysis considering the effect of a groove. The validity of the analysis is investigated experimentally using an Active Magnetic Bearing (AMB) system as an exciter. For the theoretical solution, the fluid film forces of a grooved SFD are analytically derived so that the dynamic coefficients of a SFD are expressed in terms of its design parameters. For the experimental validation of the analysis, a test rig using AMB as an exciter is proposed to identify the dynamic characteristics of a short SFD with a central groove. As an exciter, the AMB represents a mechatronic device to levitate and position the test journal without any mechanical contact, to generate relative motions of the journal inside the tested SFD and to measure the generated displacements during experiments with fairly high accuracy. Using this test rig, experiments are extensively conducted with different clearance, which is one of the most important design parameters, in order to investigate its effect on the dynamic characteristics and the performance of SFDs. Damping and inertia coefficients of the SFD that are experimentally identified are compared with the analytical results to demonstrate the effectiveness of the analysis. It is also shown that AMB is an ideal device for tests of SFDs.

———— 기호설명 ————	
c	반경방향 공극(clearance)
C_{rr}, C_{zz}	감쇠계수(damping coefficients)
D	저어널의 직경(diameter)
D_{mn}	동강성 계수(dynamic stiffness)
f_r	유동특성 전단 함수(flow shear function)
F_r, F_z	유막력
h	무차원 유막 두께
h_r, h_z	$\cos\theta, \sin\theta$
H_g	이송홈의 깊이 $h_g = H_g/c$
l, l_g, L	베어링 폭, 이송홈 폭, 전체 길이(Fig.1)
m_x	축방향 질량 유동량 ($=\rho UH$)
M_{rr}, M_{zz}	관성계수(inertia coefficients)
p	무차원 압력 ($=P/(\mu\omega R^2/c^2)$)
Re_s	스퀴즈 필름 레이놀즈 수 ($=\rho\omega c^2/\mu$)
u	무차원의 축방향 평균 유동속도 ($=U/\omega R$)
x_o	무차원 베어링 폭 ($=l/R=(L-l_g)/D$)
x, y, z	회전 좌표계(rotational coordinates)
X, Y, Z	고정 좌표계(fixed coordinates)
β	유체의 압축계수 ($=(1/\rho)\partial\rho/\partial P$)

γ	관성 유동 속도계수
λ	이송홈의 압축성 계수
θ	원주방향 좌표 ($=z/R$)
ω	가진 주파수
τ	무차원 시간 ($=\omega t$)

1. 서 론

스퀴즈 필름 댐퍼는 구조가 비교적 간단하면서도 감쇠성능이 우수하여 구름 베어링(rolling element bearings)에 의해 지지된 고속 회전체의 감쇠장치로 매우 적합하기 때문에 대부분의 항공기용 터보엔진(turbo engine)에 장착되고 있으며, 그 복잡한 거동으로 인하여 아직도 많은 이론적·실험적 연구가 수행되어 오고 있다.^(1,2) 스퀴즈 필름 댐퍼는 볼 베어링과 저어널 베어링(journal bearing)을 복합적으로 이용하고 있는 구조를 갖고 있다. 즉, 회전축은 볼 베어링에 의해 지지되어 있어 볼 베어링의 내륜(inner raceway)과 함께 회전하지만, 볼 베어링의 외륜(outer raceway)은 회전할 수 없는 구조로서 외륜을 감싸고 있는 하우징 사이의 공극(clearance) 내에서 오직 선회 운동(whirl motion)만 가능하도록 설계되어 있다. 볼 베어링의 외륜과 하우징 사이에는 윤활유(lubricant)가 존재하며 회전축이 진동할 때 볼 베어링의 외륜, 즉 스퀴즈 필름 댐퍼의 저어널이 원주면을 감싸고 있는 윤활유를 압축하게 된다. 이 때 유막 압력이 생성되고 유막 압력으로 인한 유막 저항력이 축진동을 억제하는 감쇠 역할을 하는 것이다. 이러한 스퀴즈 필름 댐퍼의

* 한국과학기술원 기계공학과 대학원
e-mail : gkim@cwllab.kaist.ac.kr
Tel.: (042) 869-3016, Fax.: (042) 869-8220

** 한국과학기술원 기계공학과

작동 기구를 예측하기 위해 많은 연구가 수행되어 왔으나, 아직까지 만족할만한 수준의 해석결과를 내놓지는 못하고 있는 실정이었다. 또한, 이론적인 해석과 함께 스퀴즈 필름 댐퍼의 동적 특성을 실험적으로 얻고자 하는 연구 역시 함께 시도되어 왔다.⁽³⁻⁶⁾

본 논문에서는 중앙 이송홈이 설치된 무한 소폭(open-end) 스퀴즈 필름 댐퍼에 대한 동특성(dynamic characteristics)을 이론적·실험적 방법으로 규명하고자 하였다. 먼저 실험에 의한 동특성 계수들의 도출을 위하여, 능동 자기 베어링을 가진 기로 적용한 장치를 구성하고 스퀴즈 필름 댐퍼에 대한 실험방법을 정립하였다. 또한, 실험을 통해 측정된 동특성 계수들의 타당성을 검증하기 위하여 이론 해석을 통해 유막력을 유도하고 동특성 계수들에 대한 표현식을 도출하였다. 이론식의 유도에서는 중앙 이송홈이 유막내에서 발생하는 유막력의 크기에 미치는 영향을 고려한 해석을 수행함으로써 그 동안의 연구에서 지적되었던 이론과 실험 사이의 차이점을 최소화하고자 하였다. 주요 설계변수인 공극값의 변화에 따른 동특성 계수들의 변화를 비교함으로써 중앙 이송홈에 의한 효과를 고려한 이론해석의 타당성을 검증하고, 능동 자기 베어링이 스퀴즈 필름 댐퍼의 동특성 검증에 적합한 장치임을 증명하고자 하였다.

2. 동특성 계수의 유도

중앙 이송홈이 설치된 무한 소폭 스퀴즈 필름 댐퍼의 동특성 계수들을 구하기 위하여 Fig.1에 나타난 바와 같은 구조의 시스템을 고려하고자 한다. 그림을 통해 윤활유는 외부 공급 장치에 의해 중앙 이송홈으로 공급되고, 축방향으로 흘러서 배출되게 된다는 것을 예측할 수 있다.

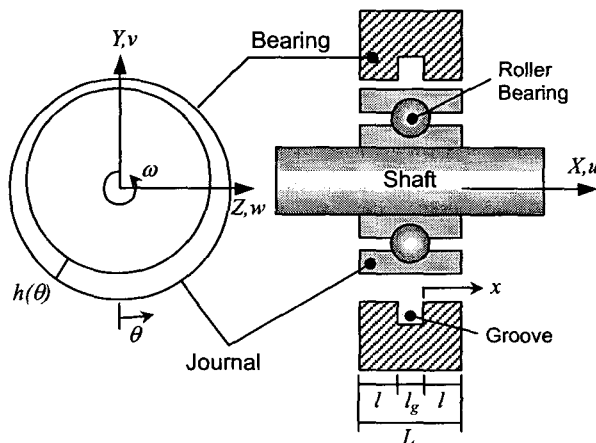


Fig.1 Geometry of a squeeze film damper with a central feeding groove

주어진 시스템에서 스퀴즈 필름 댐퍼의 제어널

은 베어링의 중심에 대하여 ω 의 주파수 값으로 조화운동(harmonic motion)을 하고 있으며, 그 진폭은 공극에 비하여 작은 것으로 간주한다. 이론해석을 위해 도입된 주요 가정들은 다음과 같다.

- 이송홈을 제외한 공극내 영역에 있는 유체는 비압축성(incompressible)이다.
- 제어널의 축방향 길이는 원주방향 길이에 비해 작으므로 원주방향 유동은 무시할 수 있다. (무한 소폭 가정)
- 중앙 이송홈내의 유체는 압축성(compressible)으로 가정하며, 큰 용적으로 인하여 스퀴즈 필름 유동에 대하여 동적 컴플라이언스(dynamic compliance) 역할을 하게 된다.

스퀴즈 필름 댐퍼의 공극내에서 발생하는 유체의 유동에 대한 체적 유동식(bulk flow equations)은 다음과 같은 무차원화 형태로 나타내어 진다.⁽⁷⁾

$$\frac{\partial}{\partial x}(hu) + \frac{\partial h}{\partial \tau} = 0 \quad (1)$$

$$-h \frac{\partial p}{\partial x} = f_r \frac{u}{h} + \gamma \text{Re}_s \frac{\partial}{\partial \tau}(hu) \quad (2)$$

이 식에서 $\text{Re}_s = \rho \omega c^2 / \mu$ 는 스퀴즈 필름 레이놀즈 수(squeeze film Reynolds number)를 나타내고, f_r 는 점성효과와 관성력 간의 관계를 나타내는 벽면에서의 유동특성 전단 함수이며 $12(1 + 0.001 \text{Re}_s^{1/2})$ 로 나타내어 진다. 또한 관성 유동 속도계수인 γ 는 레이놀즈 수가 작은 영역($\text{Re}_s \rightarrow 0$)에서는 1.2이고, 레이놀즈 수가 큰 영역($\text{Re}_s \rightarrow \infty$)에서는 1.0의 값을 가진다.

베어링 중심에 대해서 제어널이 선회운동을 한다고 가정하면, 유막의 두께는 다음과 같은 식의 실수부로 표현될 수 있다.⁽⁸⁾

$$h = 1 + (\varepsilon_r \cos \theta + \varepsilon_z \sin \theta) e^{i\tau} = 1 + \varepsilon_m h_m e^{i\tau} \quad (3)$$

이 식에서 $\varepsilon_r, \varepsilon_z \ll 1$, $m = Y$ 혹은 Z , $i = \sqrt{-1}$, $\tau = \omega t$ 그리고 $h_r = \cos \theta$, $h_z = \sin \theta$ 의 관계를 가진다.

제어널의 운동에 의해 발생하는 동압(dynamic pressure)과 축방향 체적 유동 속도장(axial bulk flow velocity field)도 식 (3)과 유사한 형태로 나타낼 수 있다.

$$p = p_m \varepsilon_m e^{i\tau}, u = u_m \varepsilon_m e^{i\tau} \quad (4)$$

이 때, 압력에 대한 경계조건은 다음과 같다.

$$p = p_{\text{ambient}} = 0 \text{ at } x = x_0 = l/R$$

$$p = p_e(\theta, \tau) = p_{me}(\theta) \varepsilon_m e^{i\tau} \text{ at } x = 0 \quad (5)$$

여기서 p_e 는 이송홈과 공극부분이 접하는 지점에서의 압력값을 나타낸다. 압력 p_e 는 이송홈을 나타내는 제어체적에서의 질량 유동식(mass flow balance equation)을 이용하여 구해지게 된다.

식 (3)과 (4)의 관계식을 앞에서 설명한 지배 방정식 (1)과 (2)에 대입하고 고차항을 무시하면 다음과 같은 편미분 방정식을 얻게 된다.^($\varepsilon_r^2, \varepsilon_z^2 \ll 1$)

$$\frac{du_m}{dx} + ih_m = 0 \quad (6)$$

$$\frac{dp_m}{dx} = -(f_r + iy Re_s) u_m \quad (7)$$

이 편미분 방정식을 적분하면 축방향 속도장과 유막내 압력장에 대한 식을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$u_m = u_{me} - ixh_m \quad (8)$$

$$p_m = p_{me} - (f_r + iy Re_s) (u_{me} x - ih_m x^2 / 2) \quad (9)$$

이 식에서 u_{me} 는 이송홈과 공극부가 만나는 입구에서의 축방향 속도를 나타낸다. 식 (5)에서 정의한 경계조건을 사용하면 압력장에 대한 식 (9)는 다음과 같이 나타내어진다.

$$p_m = -(f_r + iy Re_s) ih_m \frac{x}{2} (x_o - x) + p_{me} \left(1 - \frac{x}{x_o} \right) \quad (10)$$

또한, 입구에서의 축방향 속도 u_{me} 와 이송홈내 압력 p_{me} 는 다음의 관계식으로 표현된다.

$$u_{me} = a_u p_{me} + i b_u h_m \quad (11)$$

여기서, $a_u = 1/x_o (f_r + iy Re_s)$, $b_u = x_o/2$ 의 값을 가진다.

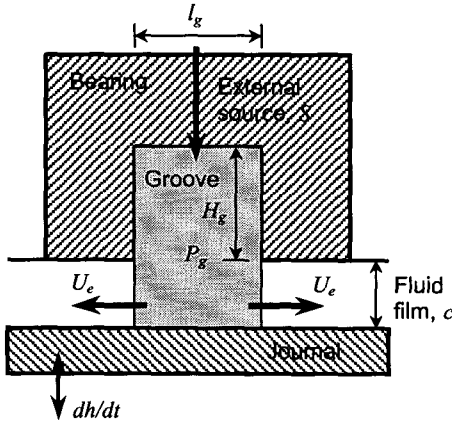


Fig.2 Flow balance at groove volume

기존의 연구에서는 $p_{me} = 0$, 즉 이송홈 내에서의 압력은 0이라 가정하고 해석을 수행하였다. 그러나 이러한 가정을 통해 얻어진 결과와 실험결과 간에 큰 차이가 관찰되었고, 그 이유가 이송홈에서의 압력을 고려하지 않은데 있음이 밝혀졌다.^(9,10)

이송홈에서 발생하는 압력은 스퀴즈 필름 댐퍼의 공극부와 이송홈 사이에서 유체의 질량 연속관계에 의해 발생하게 되는 것이다. 해석을 위해 Fig.2에 나타난 것과 같이 이송홈이 포함된 단면을 고려하기로 한다.

이러한 이송홈을 포함한 단면적에서의 질량 유동 관계식은 다음과 같다.⁽⁷⁾

$$S(z) - \Delta m_z = \Delta m_x + \frac{\partial}{\partial t} (\rho \Delta U_g) \quad (12)$$

이 식에서 $\Delta U_g = (H_g + H) l_g \Delta z$ 는 이송홈의 미소 체

적을 나타내고, $\Delta m_x = 2\rho H U_e \Delta z$ 는 축방향 유동을 의미한다. Δm_z 는 이송홈내 원주방향 유동을 의미하고, $S(z)$ 는 외부 공급장치에 의한 유동을 나타내고 있다. 앞에서 가정한 바와 같이 이송홈내의 유체는 약간의 압축효과를 가지며, 그 관계는 $d\rho = \rho\beta dp$ 로 표현된다. 이 관계식에서 β 는 유체의 압축성과 관련된 인자를 뜻한다. 식 (12)에 대하여 무차원화 과정을 거치고, $\Delta z \rightarrow 0$ 의 조건을 사용하면 다음과 같이 정리된다.

$$s(\theta) + \frac{\partial \bar{m}_z}{\partial \theta} = 2hu_e + \frac{l_g}{R} \frac{\partial h}{\partial \tau} + \lambda \frac{\partial p_e}{\partial \tau} \quad (13)$$

식 (13)에서 $\lambda = \mu\omega\beta (l_g R/c^2) (H_g + c)/c$ 의 값을 가지는 변수이다. 변수 λ 는 가진 주파수에 비례하고, 압축성이 큰 유체의 경우에 더 큰 값을 가지는 것을 알 수 있다.

가정한 바와 같이, 대상이 되는 스퀴즈 필름 댐퍼는 무한 소폭 가정을 만족하는 L/D 값을 가지고 있으므로 식 (13)에서 원주방향 유동은 무시할 수 있다. 또한, 외부 공급장치에 의한 영향은 동압형성에 최소한의 효과만을 반영한다고 가정하면 식 (13)은 다음과 같이 간단하게 나타낼 수 있다.

$$0 = 2u_{me} + i \left(\frac{l_g}{R} h_m + \lambda p_{me} \right) \quad (14)$$

식 (11)과 (14)를 이용하면 이송홈내의 압력 p_{me} 를 얻을 수 있다. 이렇게 얻어지는 압력 p_{me} 는 이송홈내에서 축방향에 대하여 일정한 값을 가지게 되는데, 이러한 가정은 이송홈의 길이가 전체 베어링의 길이에 비해 매우 작은 경우 ($l_g/L \ll 1$)에 대해서 적용 가능하다. 실제로 이송홈의 축방향 길이는 베어링 전체 길이의 10~20% 정도의 값을 가진다.

$$p_{me} = -i \frac{2b_u + l_g/R}{2a_u + i\lambda} h_m = -i \frac{(L+l_g)(L-l_g)(f_r + iy Re_s)}{2D^2 (1-\kappa_r) + i\kappa_i} h_m \triangleq -i\Delta p_e h_m \quad (15)$$

여기서, $\kappa_r = \gamma\rho\omega^2 \beta \frac{l_g(L-l_g)}{4} (h_g + 1)$,

$$\kappa_i = \mu\omega\beta \frac{l_g(L-l_g)}{4c^2} (h_g + 1) f_r \quad (16)$$

를 각각 의미한다. 식 (15)는 $l_g = 0$ 의 경우, 전체 길이 L 의 중앙 부분에서의 압력값을 나타낸다. 식 (15)를 식 (10)에 대입하면 전체 영역에서의 압력에 대한 표현을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$p_m = -ih_m \left\{ (f_r + iy Re_s) \frac{x}{2} (x_o - x) + \Delta p_e \left(1 - \frac{x}{x_o} \right) \right\} \quad (17)$$

식 (17)에서 첫번째 항은 기존 이론에 의한 압력항을 나타내고, 두번째 항은 이송홈내의 유체에 대하여 압축효과가 고려된 압력값을 보여주고 있다. Fig.3에는 식 (17)로 표현된 압력식을 이용하여

$\theta = \pi$ 의 위치에서 형성되는 압력을 축방향 좌표에 대해서 나타내었다.

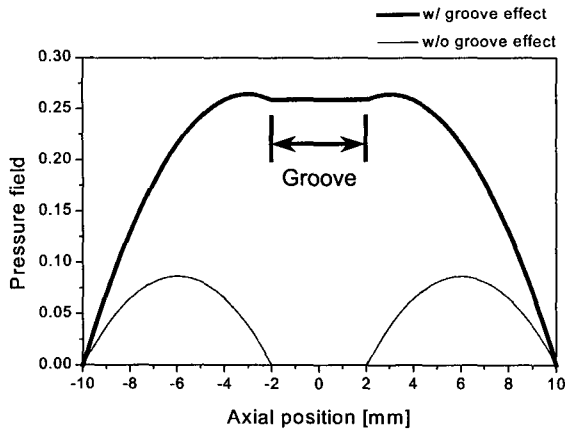


Fig.3 Pressure field at squeeze film damper in axial direction, $\theta = \pi$

압력분포를 살펴보면 기존 연구의 결과와는 달리 이송홈내의 압력이 상당히 큰 값을 가지고 있으며, 이송홈의 영향으로 인해 전체적인 압력의 크기가 상승했다는 것을 알 수 있다.

앞에서 구해진 압력식을 사용하여 적분을 수행하면 다음과 같이 동강성 계수들을 얻을 수 있다.

$$K_{mn} - \omega^2 M_{mn} + i\omega C_{mn} = -\frac{2\mu\omega R^4}{c^3} \int_0^{2\pi} \left\{ \int_0^{l_g} p_{me} dx + \int_0^{l_g} p_m dx \right\} h_n d\theta \quad (18)$$

여기서 $m, n = Y, Z$ 를 의미하며, n 방향 운동에 의해 m 방향에서 나타나는 힘에 대한 관계를 나타낸다. 이 식을 적분하고 실수항과 허수항에 대하여 정리하면 동강성 계수들은 다음과 같이 나타내어진다.

$$C_{Yr} = C_{Zz} = C_o \left(1 + \frac{\sigma}{\Pi} \right) \\ M_{Yr} = M_{Zz} = M_o \gamma \left[1 + \frac{\sigma}{\Pi} \left\{ (1 - \kappa_r) - \frac{\kappa_i^2}{\kappa_r} \right\} \right] \quad (19)$$

여기서, $\Pi = (1 - \kappa_r)^2 + \kappa_i^2$, $\sigma = 3 \frac{(L + l_g)^2}{(L - l_g)^2}$,

$$C_o = \frac{\pi \mu f_r R (L - l_g)^3}{48 c^3} \\ M_o = \frac{\pi}{48} \rho \frac{R}{c} (L - l_g)^3 \quad (21)$$

을 각각 나타낸다.

3. 동특성 측정을 위한 실험장치의 구성

저어널 베어링과 같은 유체 베어링의 동특성을 측정하기 위하여 일반적으로 사용되는 실험장치는 Fig.4에 나타난 바와 같이 특수하게 설계된 부가장치가 서로 연결된 복잡한 구조를 가지고 있다.

그러나 이와 같은 복잡한 부가장치의 필요성 등은 기존 실험장치의 가장 큰 단점으로 지적되어 왔다. 본 연구에서는 이러한 단점을 극복하기 위하여 능동 자기 베어링 시스템을 스퀴즈 필름 댐퍼의 가진장치로 적용하였다.

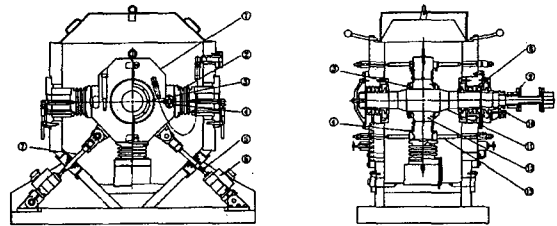


Fig.4 A typical test rig for dynamic characteristics of journal bearing⁽¹¹⁾

- (1. Test bearing casing, 2. Bellows cylinder for static loading, 3. Displacement sensor, 4. Accelerometer, 5. Load cell, 6. Hydraulic exciter head for dynamic loading, 7. Tension load, 8. Support ball bearing, 9. Flexible diaphragm coupling, 10. Rotational speed sensor, 11. Test shaft, 12. Test bearing, 13. Flexible bar for prevention of side inclination)

Fig.5에는 본 연구에서 사용된 실험장치의 구성도와 데이터의 입/출력 관계를 표시한 도표가 나타나 있다. 이 장치에서 스퀴즈 필름 댐퍼의 저어널은 자기 베어링의 축에 고정된다. 저어널은 고정과 분해의 용이함을 위해서 축의 끝단에 장착될 수 있게 설계되었다. 전체 실험장치는 견고한 구조물 위에 설치되어 있어서 지반으로부터 전달될 수 있는 진동에 대해 절연되어 있다. 그리고, 자기 베어링 축의 연성모드가 200Hz 이상에서 존재하므로 가진실험의 주파수 영역을 연성모드의 영향이 없는 0~50Hz 구간으로 제한하였다.

자기 베어링을 가진기로 적용할 경우, 사용자는 임의로 가진 진폭과 주파수를 설정할 수 있다. 저어널의 가진에 의해 형성된 유막력은 스퀴즈 필름 댐퍼의 밑에 설치된 3축 하중계를 사용하여 측정된다. 이처럼 스퀴즈 필름 댐퍼의 하부에 하중계를 설치한 것은 순수한 유막력만을 측정하고자 하는 의도에 의한 것이다. 실험에서 측정된 저어널의 변위신호와 유막력 신호는 DSP장비를 통해 컴퓨터로 저장되고 해석되어진다.

이와 같은 실험장치의 구성은 회전체 실험에서는 새로운 몇 가지 가능성을 제시하게 된다. 즉,

- 자기 베어링의 공극이 허용하는 영역 내에서 저어널의 평형상태(equilibrium position) 위치를 임의로 선택할 수 있다.
- 가진을 위한 기계적 접촉이 없다.
- 가진신호의 진폭, 위상 그리고 주파수를 임의로 설정할 수 있다.
- 회전체에서 발생할 수 있는 여러 현상들을 재현할 수 있다.

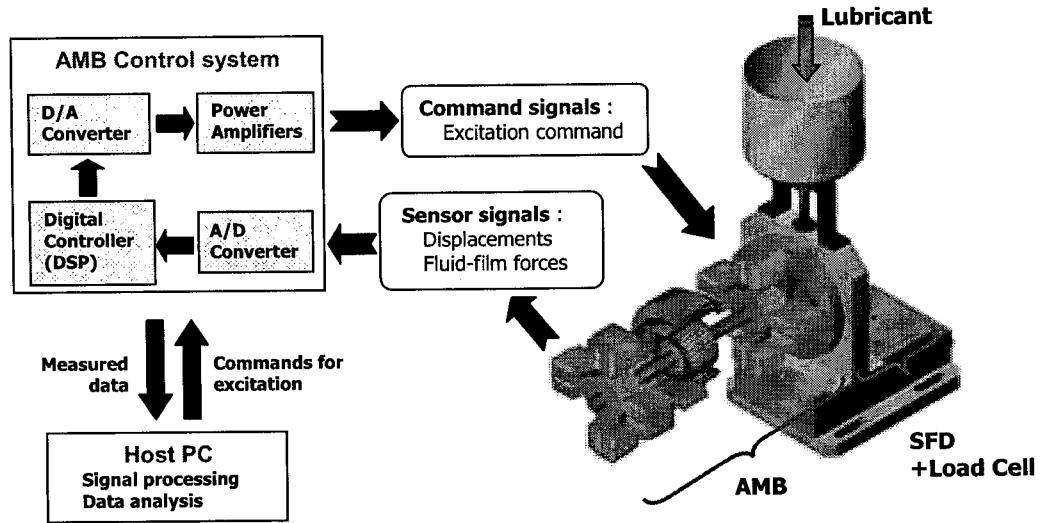


Fig.5 Scheme of the experimental setup

Table 1에는 실험을 위해 사용된 자기 베어링 시스템의 특성이 나열되어 있다. 특히, 사용된 시스템의 허용 공극이 비교적 큰 편이므로 가진을 위해 적합하다는 것을 짐작할 수 있다.

Table 1. Specifications of active magnetic bearing system⁽¹²⁾

Electro-Magnet and Rotor	
Radial air gap/Rotor diameter	$g_a = 0.88\text{mm} / \phi = 89\text{mm}$
Magnetic coils	$N = 400 \text{ turns}, R = 2\Omega, L_o = 56\text{mH}$
Core lamination	0.35mm, 3% Si-steel
Rotor mass	$m = 8.34\text{kg}$
Polar mass moment of inertia	$J_p = 0.0914\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Diametrical moment of inertia	$J_d = 0.00788\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Peripheral Electronic Devices	
Sensor & Amplifier	Eddy current type, Resolution: $0.5\mu\text{m}$ Gain $K_s = 5\text{V/mm}$, Bandwidth = 20kHz
PWM Power Amplifier	Gain: $K_c = 0.42\text{A/V}$ at 60Hz Bandwidth: $0 \sim 400\text{Hz}$ Output: $150\text{V } 10\text{A}$, S/W Freq.: 18.5kHz

4. 동특성 계수의 계산

4.1 실험결과의 해석방법

앞에서 설명한 바와 같이, 실험에서 스퀴즈 필름 댐퍼의 저어널의 가진에 의해 발생하는 유막력은 본체 하부에 설치된 3축 하중계에 의해서 수평 및 수직 방향 성분에 대해 측정된다. 이러한 유막력은 선형 시스템 가정에 의해 가진된 저어널의 변위, 속도 및 가속도에 의해 결정되므로 다음과 같은 행렬 형태로 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} F_Y \\ F_Z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{YY} & K_{YZ} \\ K_{ZY} & K_{ZZ} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y \\ Z \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{YY} & C_{YZ} \\ C_{ZY} & C_{ZZ} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{YY} & M_{YZ} \\ M_{ZY} & M_{ZZ} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{Y} \\ \ddot{Z} \end{Bmatrix} \quad (22)$$

저어널이 ω 의 주파수를 가진 조화함수 신호로 가진될 경우, 식 (22)는 주파수 영역에서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} F_Y(\omega) \\ F_Z(\omega) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{mn} - \omega^2 M_{mn} + j\omega C_{mn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y(\omega) \\ Z(\omega) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{mn}(j\omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y(\omega) \\ Z(\omega) \end{Bmatrix} \quad (23)$$

여기서, $m, n = Y, Z$ 를 의미한다. 식 (23)을 통해 저어널의 가진실험에서 측정된 신호를 이용해 동강성 계수 $D_{mn}(j\omega)$ 를 얻을 수 있고, 이를 이용해 K_{mn} , C_{mn} , M_{mn} 의 크기를 확인할 수 있다는 것을 알 수 있다.

본 연구에서는 실험에서 측정된 변위신호와 유막력 신호의 크기 및 위상을 확인하기 위해서 최소자승오차법(least square error method)을 이용하여 측정된 신호를 조화함수로 근사화 하였다. 이 방법은 스펙트럼 누설(leakage)이 없으며, 주파수 영역에서 윈도우(window)를 사용할 필요가 없다는 장점을 가지고 있다. 또한 잡음이 많이 섞인 신호에 대해서도 효과적으로 적용할 수 있다.⁽¹³⁾

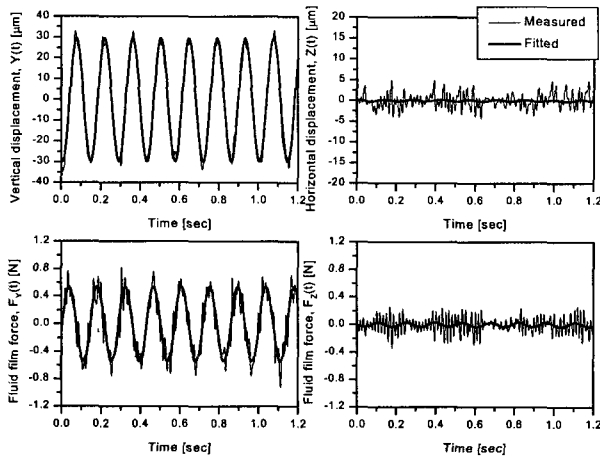


Fig.6 Measured signals vs. fitted signals with least square error method : 7Hz, zero static center position

Fig.6에는 저어널이 수직방향에 대해서 7Hz로 가진되는 실험에서 측정된 신호와 이를 최소자승오차법을 사용하여 곡선맞춤(curve fitting)한 결과가 나타나 있다. 곡선맞춤한 결과와 실제 신호가 비교적 정확하게 일치하고 있다는 것을 확인할 수 있다. 비록 가진되지 않은 수평방향에 대해서도 잡음이 섞인 신호가 측정되고 있지만, 그 크기가 수직방향에 비하여 1~2% 정도이므로 무시할 수 있다.

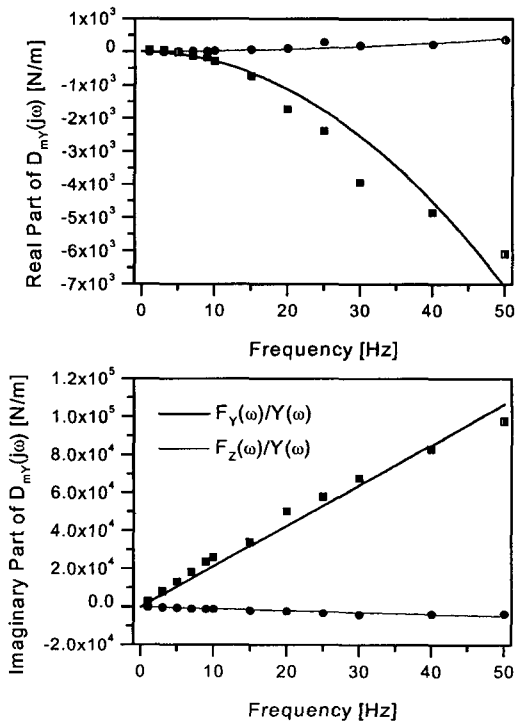


Fig.7 Measured dynamic stiffness

지금까지 설명한 해석방법을 이용하여 측정된

신호를 해석한 결과가 Fig.7에 나타나 있다. Fig.7의 결과는 수직방향에 대한 가진실험으로 측정된 유막력 F_y 와 F_z 를 이용한 것이다. 이 실험에서 공극은 0.8mm를 사용하였으며, 사용된 윤활유의 점성은 0.046Pa-sec의 값을 가진다.

Fig.7의 결과를 통해 유막력이 주로 감쇠와 관성 효과에 의해 형성되는 것을 알 수 있다. 실수부에 대한 결과에서 강성효과는 매우 작고 유체의 관성 효과로 나타나는 영향이 지배적임을 확인할 수 있다. 문헌에 따르면 이러한 관성효과는 유체의 점성이 낮을수록, 가진 주파수가 높을수록 더 크게 나타나는 것으로 보고되어 있다. 허수부에 대한 결과에서는 감쇠력이 지배적으로 나타나고 있고 감쇠계수는 주파수에 무관하다는 것을 보여주고 있다.

4.2 공극의 크기에 따른 동특성 변화 비교

본 연구에서는 실험을 통해 측정된 동특성 계수들의 타당성을 검증하기 위해서 스퀴즈 필름 댐퍼의 성능에 비교적 큰 영향을 미치는 공극의 크기를 변화시키면서 이러한 동특성 계수들이 어떻게 변하는지를 살펴보고, 이를 앞에서 유도한 이론치와 비교하여 그 타당성을 검증하였다.

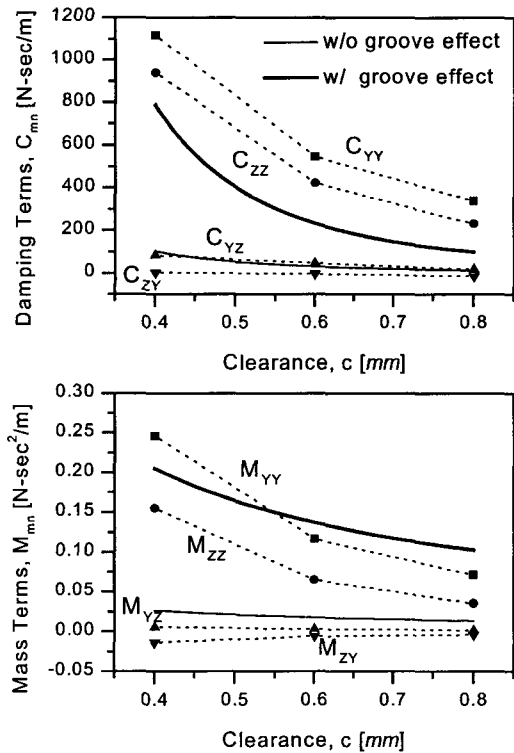


Fig.8 Measured vs. predicted dynamic characteristics: clearance effect

Fig.8에는 공극의 변화에 따라 동특성 계수들이 어떻게 달라지는지 나타나 있다. 이 실험에서 공

극은 0.4mm, 0.6mm, 0.8mm의 크기로 변화하였다. 또한 0.046Pa-sec의 점성값을 가지는 윤활유를 사용하였으며, 무한 소폭의 경계조건을 유지하였다. 결과를 통해서 감쇠계수와 관성항이 공극이 증가함에 따라서 감소하고 있다는 것을 알 수 있다. 또한 이론 해석을 통해 예측된 값 중에서 이송흡의 영향을 고려한 결과는 실제 실험결과와 비교적 잘 맞고 있지만, 기존 해석 방법을 사용한 결과는 매우 작게 예측되고 있다. 따라서, 이송흡에 대한 고려가 해석결과에 큰 영향을 주고 있으며, 실제 실험 결과와도 잘 맞는다는 것을 알 수 있다. 이와 같이 그 타당성이 검증된 해석을 이용하면 회전체의 설계조건에 따라 효과적인 성능을 보일 수 있는 스퀴즈 필름 댐퍼의 설계치들을 결정할 수 있게 된다.

5. 결 론

본 연구에서는 자기 베어링 시스템을 가진기로 하는 스퀴즈 필름 댐퍼 실험장치가 제안되었으며, 중앙 이송흡이 설치된 무한 소폭 스퀴즈 필름 댐퍼에 대한 동특성이 이론적, 실험적인 방법으로 규명되었다.

이론적인 해석을 위해 이송흡에 의한 효과가 고려된 해석을 통하여 동특성 계수들이 유도되었다. 이론을 통해 예측된 결과를 검증하기 위하여 자기 베어링 시스템을 이용한 실험장치가 구성되고 실험을 수행하였다. 측정된 신호를 최소자승오차법을 사용하여 곡선맞춤하여 동특성 계수들을 추출하는 방법을 사용하였다. 이러한 실험장치와 해석 방법을 사용하여 공극의 변화에 따른 동특성 계수의 변화를 측정하고 이를 이론치와 비교하였다. 결과를 통해 이송흡을 고려한 해석이 실제 실험결과와 잘 일치하는 것을 확인하였으며, 자기 베어링 시스템이 기존 시스템에 비하여 유체 베어링의 실험에 이상적으로 사용될 수 있다는 것을 확인하였다.

추가적으로 실링효과가 고려된 모형을 만들고, 이를 실험을 통해 검증하는 연구가 수행되고 있다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 연구비 지원에 의해 수행되었으며, 이에 관계자 여러 분들께 감사드립니다. (과제번호 : KOSEF 97-0200-07-01-3)

참고문헌

[1] Zeidan, F.Y., San Andres, L., and Vance, J.M., 1996, "Design and application of squeeze film dampers in rotating machinery," *Proceedings of the twenty-fifth turbomachinery symposium*, pp.169-188.

[2] Zeidan, F.Y., 1995, "Application of squeeze film dampers," *Turbomachinery International*, pp.50-53.

[3] Burrows, C.R., and Sahinkaya, 1982, "Frequency-domain estimation of linearized oil-film coefficients," *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol.104, pp.210-215.

[4] Zhang, J., Ellis, J., and Roberts, J.B., 1993, "Observations on the nonlinear fluid forces in short cylindrical squeeze film dampers," *ASME Journal of Tribology*, Vol.115, pp.692-698.

[5] Zhang, J., Roberts, J.B., and Ellis, J., 1994, "Experimental behavior of a short cylindrical squeeze film damper executing circular centered orbits," *ASME Journal of Tribology*, Vol.115, pp.528-534.

[6] Ellis, J., Roberts, J.B., and Hosseini, Sianaki A., 1990, "The complete determination of squeeze-film linear dynamic coefficients from experimental data," *ASME Journal of Tribology*, Vol.112, pp.712-724.

[7] San Andres, L., 1992, "Analysis of short squeeze film dampers with a central groove," *ASME Journal of Tribology*, Vol.114, pp.659-665.

[8] Mulcahy, T.M., 1980, "Fluid forces on rods vibrating in finite length annular regions," *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol.47, pp.234-240.

[9] Arauz, G.L., and San Andres, L., 1994, "Effect of a circumferential feeding groove on the dynamic force response of a short squeeze film damper," *ASME Journal of Tribology*, Vol.116, pp.369-377.

[10] Arauz, G.L., and San Andres, L., 1996, "Experimental study on the effect of a circumferential feeding groove on the dynamic force response of a sealed squeeze film damper," *ASME Journal of Tribology*, Vol.118, pp.900-905.

[11] Someya, T., 1988, *Journal-bearing databook*, Springer-Verlag.

[12] Kim, C.S., and Lee, C.W., 1996, "Isotropic optimal control of active magnetic bearing system," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol.118, No.4, pp.721-726.

[13] Hoffman, J.D., 1992, *Numerical methods for engineers and scientists*, McGraw-Hill.