

베어링 지지댐퍼 강성의 비대칭이 회전체 동특성에 미치는 영향

Effects of Asymmetry of Bearing Damper Stiffness on the Stability of Rotors

제 양 규[†]
Yang-Gyu Jei

(2003년 8월 8일 접수 : 2003년 5월 14일 심사완료)

Key Words : Leaf Spring Damper(LSD)(겹판스프링댐퍼), Asymmetry of Stiffness(강성의 비대칭성), Instability(불안정진동), Whirl Speed(선회속도)

ABSTRACT

In order to improve the instability of journal bearings, the leaf spring dampers (LSD) are introduced. The effects of LSD on the stability of journal bearings are investigated theoretically. The stability of the journal bearing with LSD are compared with the results of the journal bearing without LSD. And the effects of the asymmetry of the stiffness of the leaf spring damper on the stability of rotors are also investigated.

1. 서론

오늘날 대부분의 에너지 기계는 회전기계로 구성되어 있으며 회전기계의 운전효율을 높이기 위해 고속화하고 있다. 회전체 고속화에 따른 가장 큰 문제는 불안정 진동이다. 회전체의 불안정 진동을 유발하는 지지 베어링의 동특성을 향상시키기 위해 다양한 베어링이 개발되어 있다. 플레인 유막베어링은 가격은 저렴하나 낮은 속도에서 불안정 진동이 발생하고 틸팅패드 유막베어링은 안정성은 좋으나 가격이 비싸고 또 위험속도를 지날 때 진동감쇠력이 작은 문제점이 있다.

이러한 문제점을 해결하기 위하여 겹판스프링 댐퍼(LSD)를 플레인 유막베어링에 적용하였다.^(1~3) 대량생산이 가능하여 저렴한 겹판스프링 댐퍼를 플레인 유막베어링에 적용하면 불안정 진동문제를 해결할 수 있으며 진동감쇠력도 매우 뛰어나움을 보여주었다.^(4~6)

이번 논문에서는 이러한 겹판스프링의 지지강성의 비대칭성이 회전체 안정성에 어떠한 영향을 미치는 지에 대하여 연구하였다.

2. 댐퍼지지 베어링모델

Fig. 1은 겹판스프링댐퍼와 플레인 유막 베어링을 조합한 새로운 형태의 베어링을 보여주고 있다. 유막 베어링의 베어링부분이 겹판스프링댐퍼의 내륜으로 사용하는 형태(겹판스프링댐퍼베어링, LSD bearing)의 베어링이 된다. 이로써 겹판스프링댐퍼가 플로팅 링 저널 베어링과 같이 강성과 감쇠를 갖는 탄성지지부 위에 저널 베어링이 놓여 있는 것과 같이 된다. 플로팅 링 저널 베어링과는 달리 겹판스프링댐퍼 베어링은 저널 회전수에 무관하게 탄성지지부의 강성과 감쇠를 설계할 수 있는 이점이 있다.

Fig. 2는 본 연구를 위해 구성된 겹판스프링댐퍼 베어링 시스템에 대한 선형 모델을 나타내고 있다. 외력항을 제외한 선형 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

[†] 책임저자 : 정회원, 한동대학교 기계제어시스템공학부
E-mail : ygjei@handong.edu
Tel : (054)260-1311, Fax : (054)260-1312

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = 0 \quad (1)$$

여기서, M , C , K 는 각각 4×4의 질량, 감쇠, 강성 행렬이고, q 는 4×1의 변위벡터이며 아래와 같다.

Displacement vector

$$q^T = \{y_j \ y_b \ z_j \ z_b\}$$

여기서, y , z 는 y , z 방향으로의 변위를 나타내며, 아랫첨자 j , b 는 각각 저널과 베어링을 의미한다.

Mass matrix

$$M = \begin{bmatrix} m_j & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_j & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_b \end{bmatrix}$$

여기서 m_j , m_b 는 각각 저널과 베어링의 질량을 나타낸다.

Damping matrix

$$C = \begin{bmatrix} c_{yy}^j & -c_{yy}^j & c_{yz}^j & -c_{yz}^j \\ -c_{yy}^j & c_{yy}^j + c_{yy}^d & -c_{yz}^j & c_{yz}^j + c_{yz}^d \\ c_{zy}^j & -c_{zy}^j & c_{zz}^j & -c_{zz}^j \\ -c_{zy}^j & c_{zy}^j + c_{zy}^d & -c_{zz}^j & c_{zz}^j + c_{zz}^d \end{bmatrix}$$

Stiffness matrix

$$K = \begin{bmatrix} k_{yy}^j & -k_{yy}^j & k_{yz}^j & -k_{yz}^j \\ -k_{yy}^j & k_{yy}^j + k_{yy}^d & -k_{yz}^j & k_{yz}^j + k_{yz}^d \\ k_{zy}^j & -k_{zy}^j & k_{zz}^j & -k_{zz}^j \\ -k_{zy}^j & k_{zy}^j + k_{zy}^d & -k_{zz}^j & k_{zz}^j + k_{zz}^d \end{bmatrix}$$

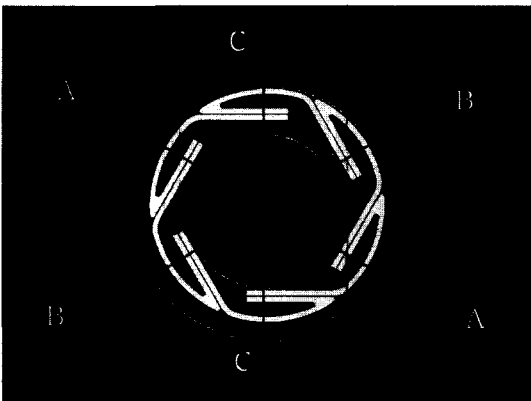
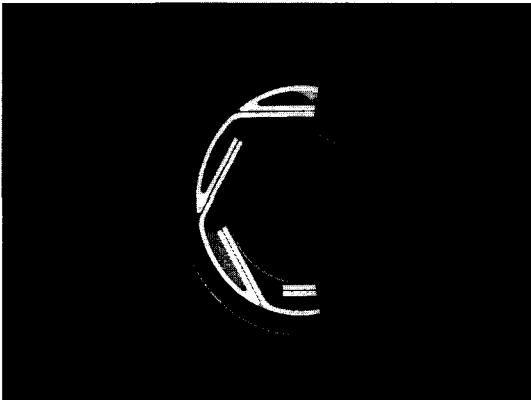


Fig. 1 Illustration of a plane journal bearings with LSD

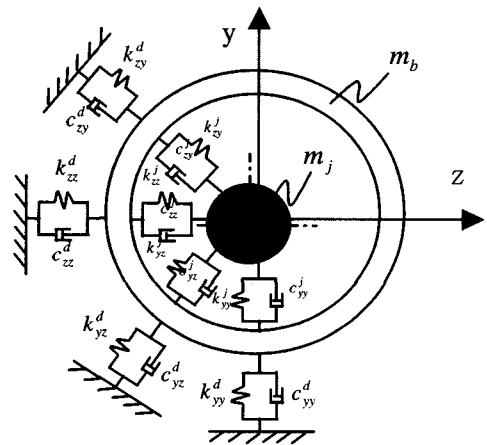


Fig. 2 LSD bearing system model

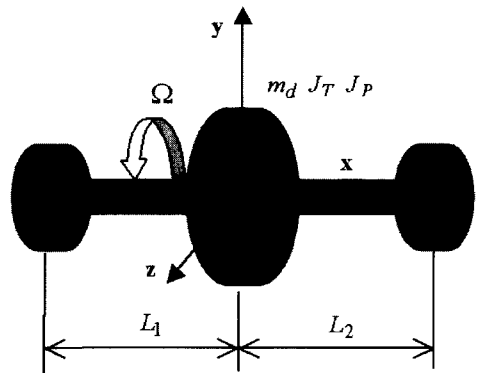


Fig. 3 Simple rotor model

위 강성행렬과 감쇠행렬에서 k^i, c^i 는 각각 평면 저널 베어링의 유막 강성과 감쇠계수를 나타내며 k^d, c^d 는 각각 접판스프링뎀퍼의 강성과 감쇠계수를 의미하며 Fig. 2에서 이들을 표현하였다.⁽⁶⁻⁷⁾

새로운 벡터 W 를 다음과 같이 정의하자.

$$W = \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ q \end{Bmatrix} \quad (2)$$

식 (2)를 이용하면 식 (1)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{A}W + BW = 0 \quad (3)$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & M \\ M & 0 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} -M & 0 \\ 0 & K \end{bmatrix}$$

식 (3)의 균일해의 형태는 다음과 같으며,

$$W(t) = ve^{\lambda t} = \begin{Bmatrix} \lambda u \\ u \end{Bmatrix} e^{\lambda t} \quad (4)$$

여기서, v, u 는 각각 $8 \times 1, 4 \times 1$ 의 복소벡터가 된다. 식 (4)를 식 (3)에 대입하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} (\lambda A + B)v &= 0 \\ |\lambda A + B| &= 0 \end{aligned} \quad (5)$$

식 (5)를 만족하는 고유치는 다음과 같이 표현되며,

$$\lambda_i = \phi_i \pm j\omega_i, \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (6)$$

켈레복소수 근을 갖는다. 여기서 허수부가 계의 고유진동수를 나타낸다. 또한 계의 불안정성은 ϕ 가 양의 값을 가질 때 나타난다.

3. 해석결과 및 검토

본 연구에서 고려된 플레인 유막 베어링의 유막 강성과 감쇠계수는 Lund(1966)가 개발한 방법을 이용하여 구하였다.⁽⁸⁻⁹⁾ Lund는 플레인 유막베어링을 무한히 짧은 베어링($L/D < 0.5$, 베어링 폭과 지름의 비가 0.5보다 작은 경우)으로 가정하고 정상상태 선형반응을 이용하여 유막 강성과 감쇠계수를 구하였다. Table 1에서는 위 방법을 이용하여 $c=0.005$ cm, $\mu=0.025$ kg/(m.s)일 때 $\Omega=9000$ rpm에서의 유막 강성과 감쇠값을 나타낸다. 여기서, c, μ, Ω 는 각각 베어링 틈새크기와 윤활유의 점성계수 그리고 저널 회전수를 의미한다. 회전수 Ω 가 바뀔 때 무한 짧은베어링의 이론적인 강성 및 감쇠계수 계산에 의하여 유막베어링의 강성계수와 감쇠계수는 새롭게 계산되었다.

Fig. 4는 플레인 유막베어링에 지지된 단순질량시스템에 접판스프링뎀퍼를 장착했을 때 뎀퍼의 등방성 강성과 감쇠변화에 따른 계의 불안정 개시속도를 나타내고 있다. 불안정 개시속도는 식 (5)를 풀어서 구한 식 (6)의 ϕ 값이 양의 값이 될 때의 속도를 의미한다. Fig. 5와 Fig. 6은 뎀퍼 장착 없이 플레인 유막 베어링만으로 지지했을 때, 단순질량시스템의 고유진동수와 대수감소율을 나타내고 있다. 뎀퍼가 없을 때는 저널의 불안정 개시속도는 약 10,500 rpm에서 발생하였다. 반면, Fig. 4에서 알수 있듯이 뎀퍼를 장착했을 경우 훨씬 높은 안정성 영역이 존재함을 보여주고 있다. 또한 이들 베어링 계의 안정성은 뎀퍼의 동특성계수에 크게 영향을 받으며, 최적의 강성, 감쇠

Table 1 Stiffness and damping coefficients of the plane journal bearings (unit: K[N/m], C[N.s/m])

($c=0.005$ cm, $\mu=0.025$ kg/(m.s), $\Omega=9000$ rpm)

k_{zz}^j	0.657E7	c_{zz}^j	0.271E5
k_{yz}^j	0.143E8	c_{yz}^j	0.855E4
k_{zy}^j	-0.723E7	c_{zy}^j	0.855E4
k_{yy}^j	0.800E7	c_{yy}^j	0.186E6

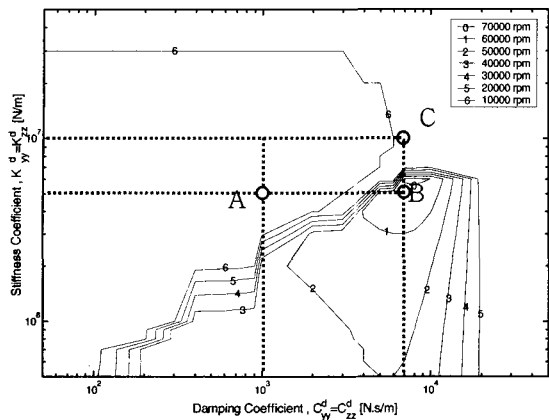


Fig. 4 Unstable speed map of the simple mass system

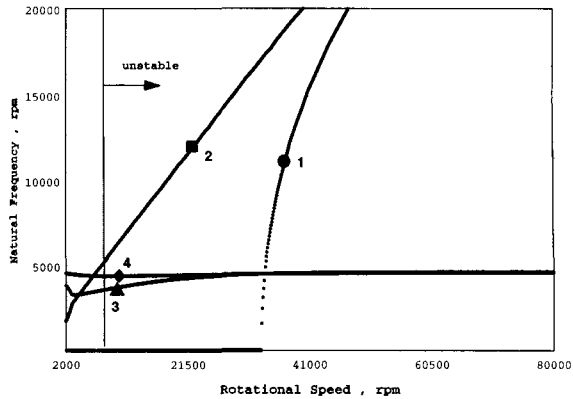


Fig. 7 Natural frequency at point A ($k = 5.0 \times 10^6$ N/m, $c = 1.0 \times 10^3$ N · s/m)

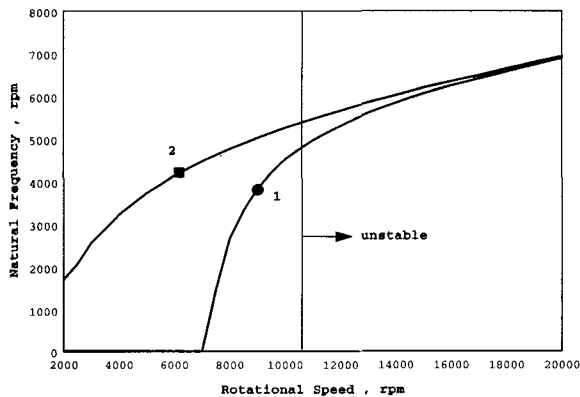


Fig. 5 Natural frequency of the simple mass system without LSD

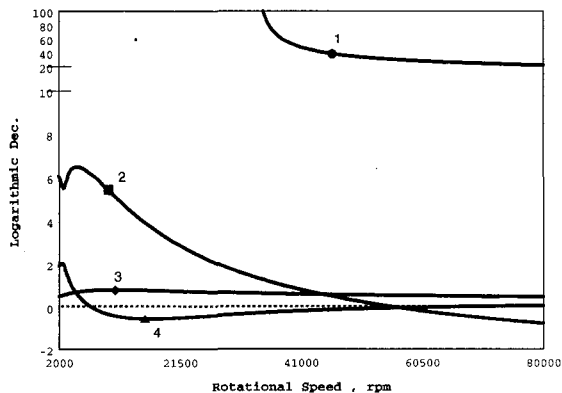


Fig. 8 Logarithmic decrement at point A ($k = 5.0 \times 10^6$ N/m, $c = 1.0 \times 10^3$ N · s/m)

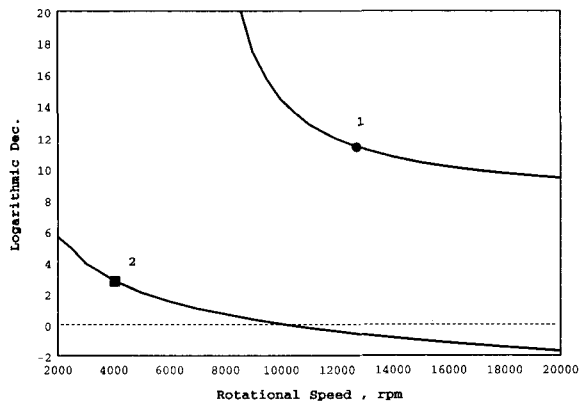


Fig. 6 Logarithmic dec. of the simple mass system without LSD

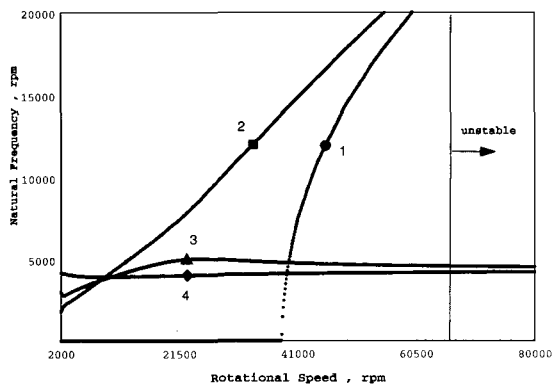


Fig. 9 Natural frequency at point B ($k = 5.0 \times 10^6$ N/m, $c = 1.0 \times 10^3$ N · s/m)

계수가 존재함을 보이고 있다. 대체로 댐퍼 강성이 베어링 유막 강성보다 낮은 영역에서 높은 안정성을 보이고 있고 댐퍼 감쇠크기가 증가함에 따라 안정성이 높아짐을 알 수 있다. 하지만 과도한 감쇠계수는 오히려 안정성을 급격히 감소시킬 수 있음을 보여주고 있다. 즉, 사용회전수에 따라 적절한 감쇠계수의 범위가 존재함을 알 수 있다. Fig. 4에서는 특이한 점들이 보이고 있다. 즉, 불안정개시속도가 댐퍼의 강성이나 감쇠에 따라 갑작스럽게 상승 또는 하강하고 있다. Fig. 7에서 Fig. 12까지는 Fig. 4의 점 A, B, C에서 고유진동수와 대수감소율을 나타내고 있다. 이들을 살펴봄으로써 불안정 개시속도의 갑작스런 변화현상에 대해 설명할 수 있다. Fig. 8에서 보면 불안정영

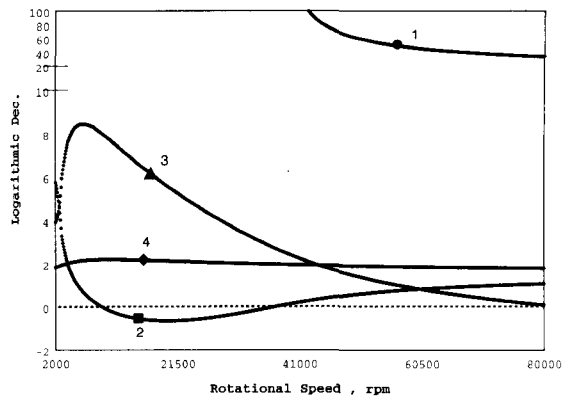


Fig. 12 Logarithmic decrement at point C
($k = 5.0 \times 10^6$ N/m, $c = 1.0 \times 10^3$ N · s/m)

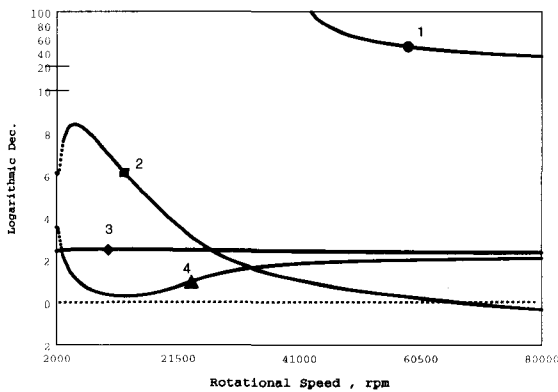


Fig. 10 Logarithmic decrement at point B
($k = 5.0 \times 10^6$ N/m, $c = 1.0 \times 10^3$ N · s/m)

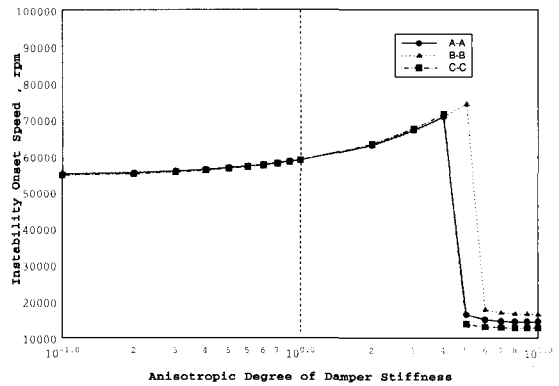


Fig. 13 Unstable speeds with the variation of the anisotropic degree of damper stiffness

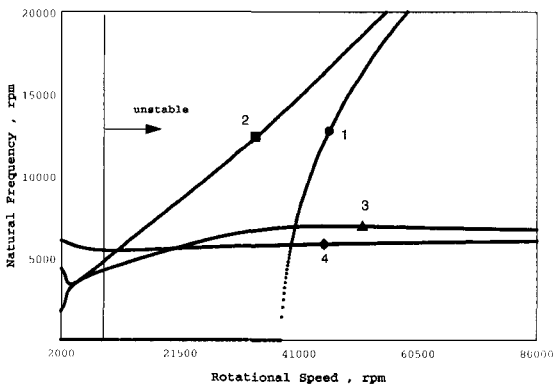


Fig. 11 Natural frequency at point C
($k = 5.0 \times 10^6$ N/m, $c = 1.0 \times 10^3$ N · s/m)

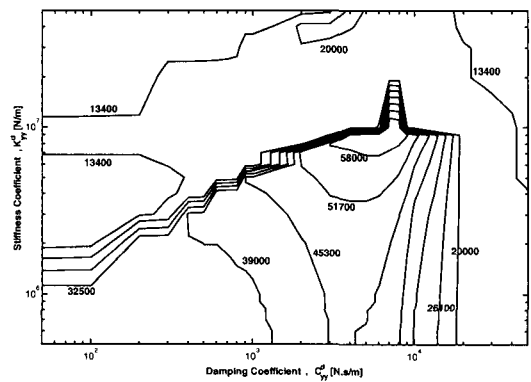


Fig. 14 Unstable speed map of the simple rotor system

역으로 들어가는 모드가 2번 모드와 4번 모드가 있다. 4번 모드는 비교적 저속에서 불안정성을 보이고 있고, 2번모드는 고속에서 불안정성을 보이고 있다. Fig. 8과 Fig. 10을 통해 보면 A점에서 B점으로 옮겨가면서, 즉 댐퍼의 감쇠계수를 증가시켰을 때 4번 모드의 대수감소율은 점점 상승해서 어느 순간 양의 값으로 변하고 있다. 따라서 저속에서의 불안정 모드가 사라지고 불안정 개시속도는 갑작스럽게 상승하게 된다. 이번에는 강성이 변화하는 B점과 C점을 Fig. 10과 Fig. 12을 통해 살펴보면, 모드2의 대수감소율이 갑작스럽게 하강하면서 불안정개시속도의 갑작스런 하강으로 이어지고 있음을 알 수 있다.

Fig. 13은 세 방향(A-A, B-B, C-C, Fig. 1)에 대해서 곁판스프링댐퍼 강성의 비대칭성에 따른 계의 불안정 개시속도를 나타내고 있다. Fig. 13에서 x축은 기준강성에 대한 각 방향의 강성비를 나타낸다. 예를들어, A-A그래프의 경우 x축은 A-A방향의 강성을 변화시키고 나머지 두 방향(B-B, C-C)을 기준강성에 고정시켰을 때 기준강성에 대한 A-A방향의 강성비를 의미한다. 여기서 기준강성은 불안정 개시속도가 비교적 높은 Fig. 4의 점 B로 정하였으며 그때의 강성은 $k_{ref} = 5.0 \times 10^6$ N/m이다. Fig. 13에서 세 로축 점선은 강성비가 1인 점이며 세 방향의 강성이 동일할 때를 의미한다. Fig. 13에서 보듯이 댐퍼 강성의 비대칭성에 따라 계의 안정성이 향상될 수 있음을 알 수 있다.

단순질량시스템(Fig. 2)에 적용하였던 것과 같은 방법으로 Fig. 3과 같은 좀 더 일반적인 회전체 시스

템에 확대 적용하였다. Fig. 3의 회전체 시스템은 회전축의 양단이 곁판스프링댐퍼 베어링으로 지지되어 있으며, 축은 강체로 되어있고, 회전축 질량은 디스크에 집중된 형태로 가정하였다. Fig. 3의 회전체 시스템에 대한 매개변수들은 Table 2에 정리하였고 Table 2에 주어진 값들은 가장 간단하고 일반적인 회전체의 특성 값들이다. Fig. 14는 댐퍼의 지지 강성과 감쇠변화에 대한 회전체 시스템의 불안정 개시속도를 보여주고 있다. 단순 시스템의 Fig. 4의 결과와 같이 Fig. 14에 의하여서 일반적인 회전체시스템에서도 유막베어링에 의한 불안정을 극복할 수 있는 최적의 댐퍼 강성 및 감쇠계수 값을 찾아 낼 수 있다.

4. 결론

유막베어링에 지지된 회전체의 불안정 진동을 개선하기 위하여 곁판스프링댐퍼를 플레인 유막베어링에 적용하였다. 플레인 유막베어링이 곁판스프링댐퍼에 지지되면 불안정진동 속도가 7배 이상 높아짐을 보일 수 있었다. 곁판스프링댐퍼를 적용할 때 최적의 동특성을 보여주는 영역이 있음을 보였고 댐퍼가 대칭일 때 보다는 댐퍼의 지지강성이 비대칭일 때 불안정진동이 40 % 이상 향상될 수 있음도 보였다. 대량생산이 가능하여 가격이 저렴한 곁판스프링댐퍼를 적용하면 틸팅패드베어링 등의 고가의 베어링을 사용하지 않아도 고속 운전이 가능한 회전체를 설계할 수 있음을 보였다.

후 기

이 논문은 2001년도 한국학술진흥재단의 지원에 의하여 연구되었음(2001-003-E00046)

참 고 문 헌

- (1) Jei, Y.G, Kim, J.S, Hong,S.W. and Jung, S.Y, 1999, "A New Lateral Vibration Damper Using Leaf Spring," ASME J. of Vib. and Acoutics, Vol. 121, pp. 343~350.
- (2) 김종수, 최영준, 제양규, 2004, "곁판스프링댐퍼를 이용한 저널 베어링의 안정성향상," 한국윤활학회지, 2000년도 춘계 학술대회.

Table 2 Rotor parameters

Rotor mass, kg	m_d	30
Bearing mass, kg	$m_b^{1,2}$	1.5
Length of left side of rigid shaft, m	L_1	0.3
Length of right side of rigid shaft, m	L_2	0.4
Transverse mass moment of inertia of the disk, kg, m^2	J_T	1.2
Polar mass moment of inertia of the disk, kg, m^2	J_P	1.8

(3) 최영준, 김종수, 제양규, 2000, "접판스프링뎀퍼를 이용한 저널 베어링의 안정성향상에 관한 실험적 연구", 대한윤활학회지, 2000년도 춘계학술대회.

(4) 제양규, 김종수, 정시영, 홍성욱, 1998, "접판스프링을 이용한 횡방향 진동절연장치", 대한기계학회논문집 A, Vol. 22, pp. 843~858.

(5) 김종수, 김상도, 제양규, 2000, "접판스프링뎀퍼에서 측면틈새에 의한 감쇠력조절", 한국윤활학회지, Vol. 16, No. 1, pp. 27~32, 2000.

(6) 홍성욱, 이종원, 1992, "회전체 베어링계의 불균형응답 간접추정과 베어링 매개변수 규명", 한국

소음진동학회논문집, 제 2 권, 제 3호, pp. 193~202.

(7) 김영주, 이동환, 1994, "회전축계의 진동해석 시스템", 한국소음진동학회논문집, 제 4 권, 제 3 호, pp. 264~272.

(8) Rao, J. S., "Instability of Rotors in Fluid Film Bearings," ASME J. of Vib., Acoustics, Stress and Reliability in Design, Vol. 105, pp. 274~279

(9) Lund, J. W., 1966, "Self-Excited, Stationary Whirl Orbits of a Journal in Sleeve Bearing," Ph.D. Dissertation, Rensselaer Polytechnic Institute.