

# 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)

한동대학교 기계제어시스템 공학부

School of Mechanical and Control System Engineering  
Handong University

### ABSTRACT

In order to improve the instability of a plane journal bearing, the leaf spring dampers (LSD) are introduced. The effects of LSD on the stability of a plane journal bearing are investigated theoretically. The stability of a plane journal bearing with LSD are compared with the results of a plane 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.

**key words:** Leaf Spring Damper(LSD), asymmetry of stiffness, Instability, whirl speed

### 1. 서 론

오늘날 대부분의 에너지 기계는 회전기 계로 구성되어 있으며 회전기계의 운전효율을 높이기 위해 고속화하고 있다. 회전체 고속화에 따른 가장 큰 문제는 불안정 진동이다. 회전체의 불안정 진동이 발생하는 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. 이번 논문에서는 이러한 겹판스프링의 지지강성의 비대칭성이 회전체 안정성에 어떠한 영향을 미치는 지에 대하여 연구하였다.

### 2. 댐퍼지지 베어링모델

Fig.1 은 겹판스프링 댐퍼와 저어널 베어링을 조합한 새로운 형태의 베어링을 보여주고 있다. 저어널 베어링의 베어링부가 겹판스프링댐퍼의 내륜으로 사용하는

형태(접판스프링댐퍼 베어링, LSD bearing)의 베어링이 된다. 이로써 접판스프링 대퍼가 플로팅 링 제어널 베어링과 같이 강성과 감쇠를 갖는 탄성지지부 위에 제어널 베어링이 놓여 있는 것과 같이 된다. 플로팅 링 제어널 베어링과는 달리 접판스프링댐퍼 베어링은 제어널 회전수에 무관하게 탄성지지부의 강성과 감쇠를 설계할 수 있는 이점이 있다.

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

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

여기서,  $\mathbf{M}, \mathbf{C}, \mathbf{K}$  는 각각  $4 \times 4$  의 질량, 감쇠, 강성 행렬이고,  $\mathbf{q}$  는  $4 \times 1$  의 변위벡터이며 아래와 같다.

displacement vector

$$\mathbf{q}^T = \{y_j \quad y_d \quad z_j \quad z_d\}$$

mass matrix

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

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

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

새로운 벡터  $\mathbf{W}$  를 다음과 같이 정의하자.

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

식(2)를 이용하면 식(1)은 다음과같이 쓸수 있다.

$$\mathbf{A}\ddot{\mathbf{W}} + \mathbf{B}\mathbf{W} = \mathbf{0} \quad (3)$$

여기서,

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

식(3)의 균일해의 형태는 다음과 같으며,

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

여기서,  $\mathbf{v}, \mathbf{u}$  는 각각  $16 \times 1$ ,  $8 \times 1$ 의 복소벡터가 된다. 식(4)를 식(3)에 대입하면 다음과 같다.

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

식(5)를 만족하는 고유치  $\lambda$  는 다음과 같이 표현되며,

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

켈레복소수 근을 갖는다. 여기서 허수부분이 계의 고유진동수를 나타낸다. 또한 계의 불안정성은  $\phi$  가 양의 값을 가질 때 나타난다.

### 3. 해석결과 및 검토

Fig.4 는 댐퍼의 강성과 감쇠변화에 따른 베어링계의 불안정 개시속도를 나타내고 있다. Fig.5 과 Fig.6 는 댐퍼부착 없이 평면 저어널 베어링만으로 지지했을 때 저널의 고유진동수와 대수감소율을 나타내고 있다. 평면 저어널 베어링만으로 지지했을 때 저널의 불안정 개시속도는 약 10500

rpm 발생하였다. 반면, Fig.4 에서 알수 있듯이 댐퍼를 장착했을 경우 훨씬 높은 안정성 영역이 존재함을 보여주고 있다. 또한 이들 베어링 계의 안정성은 댐퍼의 동특성계수에 크게 영향을 받으며, 최적의 강성, 감쇠 계수가 존재함을 보이고 있다. 대체로 베어링 유막 강성보다 낮은 영역에서 높은 안정성을 보이고 있고 댐퍼 감쇠 크기가 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.4 에서는 특이할만한 몇 가지 점들이 보이고 있다. 불안정개시속도가 강성이나 감쇠에 따라 갑작스럽게 상승 또는 감소하는 영역이 있는 반면, 변화율이 거의 없는 부분도 보이고 있다.

Fig.7 에서 Fig.12 까지는 Fig.4 의 점 A, B, C 에서 고유진동수와 대수감소율을 나타내고 있다. Fig.8 에서 보면 불안정영역으로 들어가는 모드가 2 번모드와 4 번 모드가 있다. 2 번 모드는 비교적 저속에서 불안정성을 보이고 있고, 5 번모드는 고속에서 불안정성을 보이고 있다. A 점 에서 B 점, C 점 으로 옮겨가면서, 즉 감쇠계수를 조금 씩 증가함에 따라 4 번 모드의 감소율은 점점 상승해서 어느 순간 양의 값으로 변하고 있다. 따라서 저속에서의 불안정 모드가 사라지고 불안정 개시속도의 갑작스런 상승으로 이어지고 있다.

Fig.13 은 댐퍼의 비대칭 강성변화에

대한 시스템 안정성을 나타내고있다. 그림에서 x 축은 고정된 나머지 두 방향의 강성과 감쇠값에 대한(Fig.4의 점 B로 고정시킴) 각각 A-A, B-B, C-C(Fig.1) 방향의 강성비를 나타낸다. Fig.13에서 보듯이 댐퍼 강성의 비대칭성에 따라 안정성이 향상될 수 있음을 알 수 있다. Fig.14는 Fig. 3과 같이 간단한 로터시스템에 적용하여 댐퍼 강성과 감쇠변화에 대해 불안정 개시속도를 나타낸 것이다.

#### 4. 결론

플레인 유막베어링에 지지된 회전체의 불안정 진동에 미치는 영향을 연구하기 위하여 겹판스프링 댐퍼를 플레인 유막베어링에 적용하였다. 플레인 유막베어링이 겹판스프링댐퍼에 지지되면 불안정진동 속도가 7배 이상 높아짐을 보일 수 있었다. 겹판스프링 댐퍼를 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 겹판스프링 댐퍼를 적용하면 텀팅패드베어링 등의 고가의 베어링을 사용하지 않아도 고속 운전이 가능한 회전체를 설계할 수 있음을 보였다.

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

## Reference

1. Jei, Y.G, Kim, J.S, Hong,S.W, and Jung, S.Y, "A New Lateral Vibration Damper Using Leaf Spring", ASME J. of Vib. and Acoutics, Vol.121,pp.343-350, 1999
2. 김중수, 최영준, 제양규, "겹판스프링댐퍼를 이용한 저어널베어링의 안정성향상", 한국운활학회지, 2000년도 춘계학술대회
3. 최영준, 김중수, 제양규, "겹판스프링댐퍼를 이용한 저어널베어링의 안정성향상에 관한 실험적 연구", 대한운활학회지, 2000년도 춘계학술대회
4. 제양규, 김중수, 정시영, 홍성욱, "겹판스프링을 이용한 횡방향 진동절연장치", 대한기계학회 논문집 A, Vol.22, pp. 843-858, 1998
5. 김중수, 김상도, 제양규, "겹판스프링 댐퍼에서 측면틈새에 의한 감쇠력조절", 한국 운활학회지, Vol.16, No.1, pp.27-32, 2000.
6. Barrett, L.E., Gunter, E.J, and Allaire, P.E, "Optimum Bearing and Support Damping for Unbalance Response and Stability of Rotating Machinery", ASME J. of Eng. For Power, Vol.100,pp.89-94, 1978
7. 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

**Table 1 Stiffness and damping coefficients of the plane**

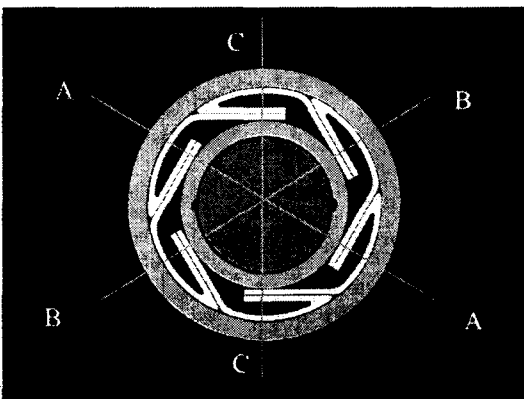
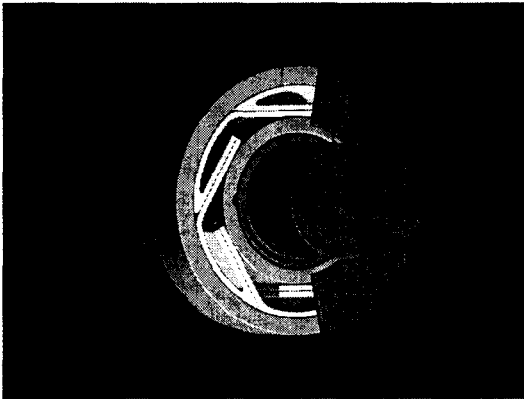
**journal bearing (unit: K[N/m] , C[N.s/m])**

**( $R=L=1.5\text{cm}$ ,  $c=0.005\text{cm}$ ,  $\mu=0.025\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ ,  $\Omega=9000\text{rpm}$ )**

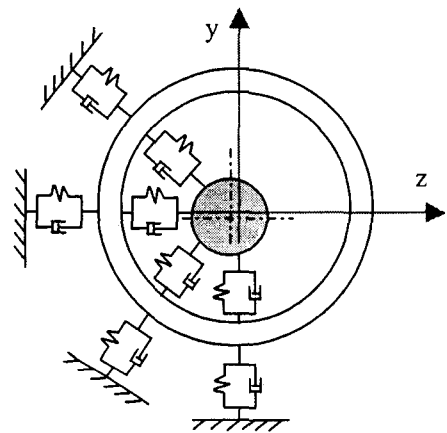
$k_{zz}^j$	0.657E7	$c_{zz}^j$	0.271E5
$k_{yz}^j$	0.143E8	$c_{yz}^j$	0.855E4
$k_{zy}^j$	-0.723E7	$c_{zy}^j$	0.855E4
$k_{yy}^j$	0.800E7	$c_{yy}^j$	0.186E6

**Table 2 Rotor parameters**

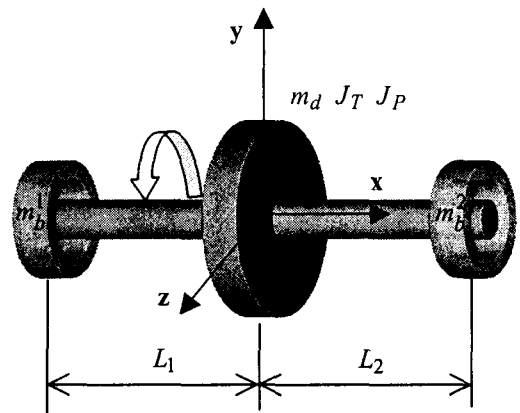
Rotor mass, $kg$	$m_d$	30
Bearing mass, $kg$	$m_b^{1,2}$	1.5
Length of left side of rigid shaft, $m$	$L_1$	0.3
Length of right side of rigid shaft, $m$	$L_2$	0.4
Transverse mass moment of inertia of the disk, $kg \cdot m^2$	$J_T$	1.2
Polar mass moment of inertia of the disk, $kg \cdot m^2$	$J_P$	1.8



**Fig.1 Illustration of a plane journal bearing with LSD**



**Fig.2 LSD bearing system model**



**Fig. 3 Rotor model**

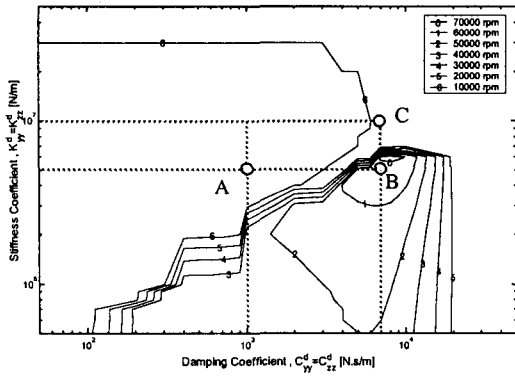


Fig.4 Instability onset speeds with stiffness and damping coefficients of LSD

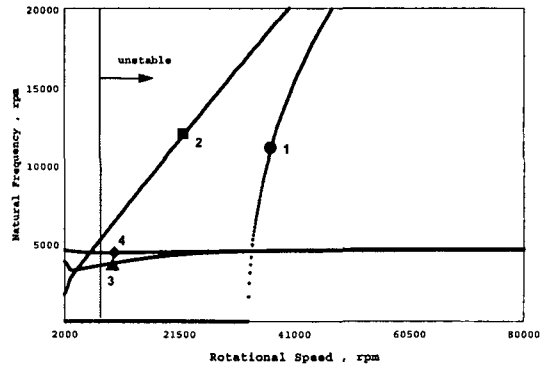


Fig.7 Natural frequency at the point A

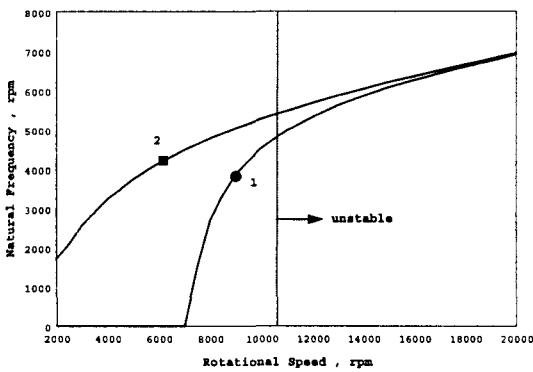


Fig.5 Natural frequency of journal supported by only plane journal bearing.

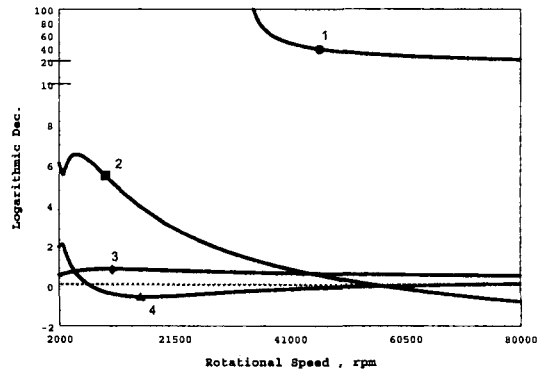


Fig.8 Logarithmic decrement at the point A

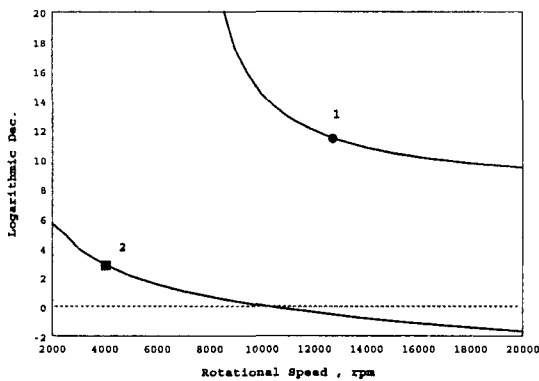


Fig.6 Logarithmic dec. of journal supported by only plane journal bearing

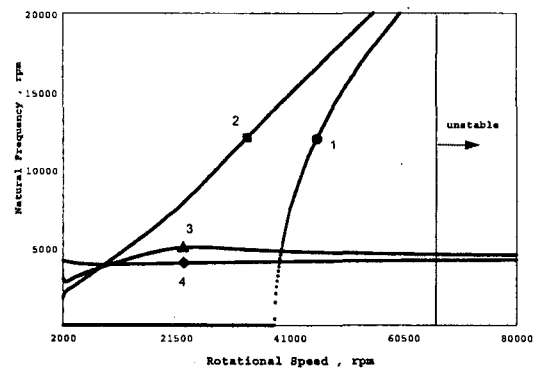


Fig.9 Natural frequency at the point B

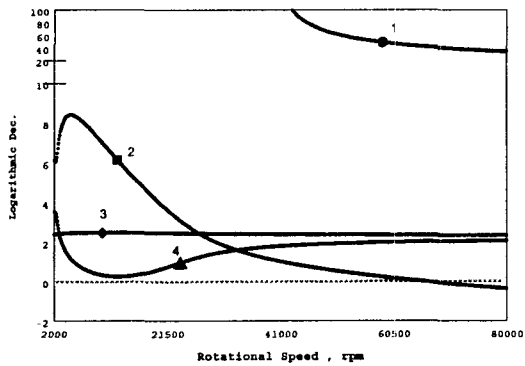


Fig.10 Logarithmic decrement at the point B

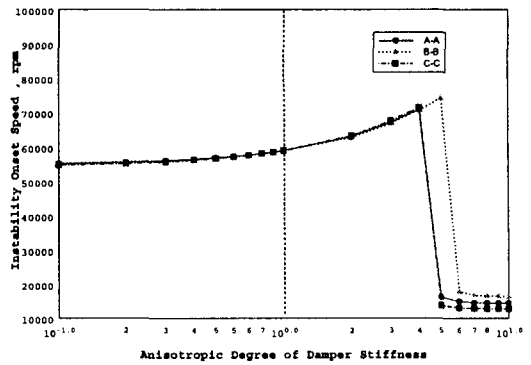


Fig.13 Instability onset speeds with anisotropic degree of damper stiffness

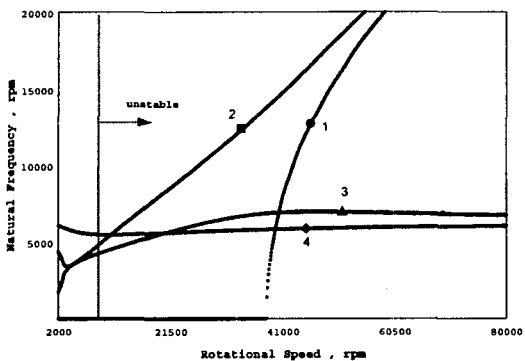


Fig.11 Natural frequency at the point C

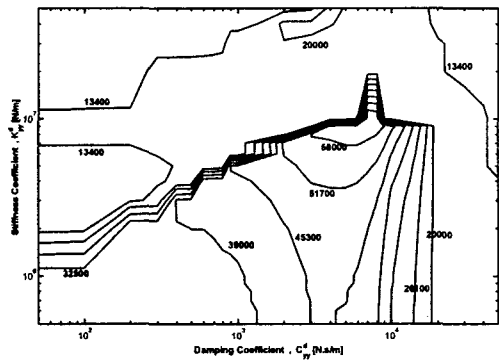


Fig.14 Instability onset speeds of simple rotor system with LSD bearing

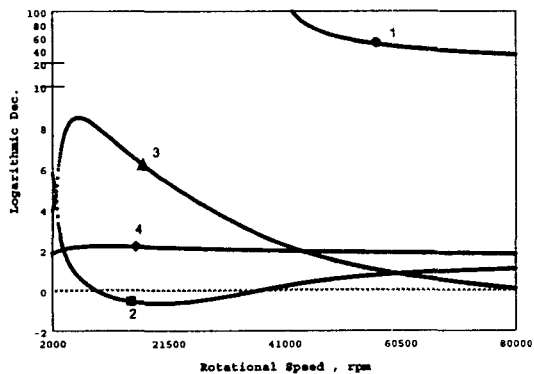


Fig.12 Logarithmic decrement at the point C