

## 겹판스프링댐퍼를 이용한 저어널베어링의 안정성 향상

김종수<sup>†</sup> · 최영준 · 제양규\*

한국해양대학교 기계공학부, \* (주)머신나우

### An Improvement of the Stability of Plane Journal Bearing using Leaf Spring Damper

Jong-Soo Kim<sup>†</sup>, Young-Jun Choi and Yang-Gyu Jeon\*

Dept. of Mech. Sys. Engineering, Korea Maritime University \*MachineNow Co., Ltd.

**Abstract** – In order to improve the instability of plane journal bearing, it is introduced the leaf spring damper (LSD). The effects of dynamic characteristics of LSD on the stability of a plane journal bearing were investigated theoretically. The improvements on the stability of a plane journal bearing with LSD are compared with the results of a floating ring journal bearing and of journal bearing without LSD. It found that a plane journal bearing with LSD will be an effective way in the improvement on the stability of rotor system.

**Key words** – leaf spring damper (LSD), instability, critical speed.

#### 1. 서 론

회전기계에는 회전체를 지지하기 위하여 반드시 베어링이 사용되고 있다. 회전기계의 종류와 그 용도에 따라 적절한 베어링의 사용은 매우 중요한 공학기술이라 할 수 있다. 오늘날 전 산업에서의 고 효율화에 따라 회전기계의 사용속도도 증가하지 않을 수 없으며, 많은 고속 회전기계에서는 이미 주축의 1차 위험속도 이상에서 사용되고 있다. 그러나 이와 같은 고속에서는 기존의 볼베어링(ball bearings)이나 평면 저어널베어링(plain journal bearings)으로는 더 이상 안정한 회전운동을 얻을 수 없게 되었다. 볼베어링을 고속회전기에 사용하기 위하여는 댐퍼, 주로 스퀴즈필름 댐퍼(squeeze film damper, SFD)와 같이 사용되어야 한다. 스퀴즈필름 댐퍼는 강성계수를 얻기가 어렵고 감쇠계수가 편심율에 매우 민감하기 때문에 설계가 쉽지 않다. 고속 터보회전기계에서는 회전 불안정(oil whip)현상이 없는 틸팅패드 저어널 베어링을 주로 사용하게 된다. 틸팅패드 저어널베어링은 평면 저어널베어링과는 비교가 안

될 정도로 매우 고가이다. 그리고 피벗에서의 마모나 패드의 플러터링(fluttering)현상으로 사용에 주의가 요구된다.

본 연구에서는 보다 간단하게 고속 터보기계에 적용할 수 있는 새로운 형태의 베어링시스템을 제시하고자 한다. 저자들에 의하여 개발된 겹판스프링댐퍼(leaf spring damper, LSD)[1-3]와 평면 저어널베어링을 같이 사용하는 것으로 평면 저어널베어링의 안정성을 많이 향상시킬 것으로 기대된다. 이 베어링시스템이 성공적일 경우, 향후 고가인 틸팅패드 저어널베어링의 사용을 대체 할 수 있을 것으로 사료된다. 겹판스프링댐퍼의 동특성의 변화에 따른 평면 저어널베어링의 안정성 변화를 조사하여 새로운 형태의 베어링시스템의 타당성을 조사하고자 한다.

#### 2. 겹판스프링댐퍼로 지지된 저어널베어링

Fig. 1은 LSD와 저어널베어링을 조합한 새로운 형태의 베어링을 보여주고 있다. 저어널베어링의 베어링부가 겹판스프링댐퍼의 내륜으로 사용하는 형태(겹판스프링댐퍼 베어링, LSD bearing)의 베어링이 된다. 이로써

<sup>†</sup>주저자 · 책임저자 : jongsoo@hanara.kmaritime.ac.kr

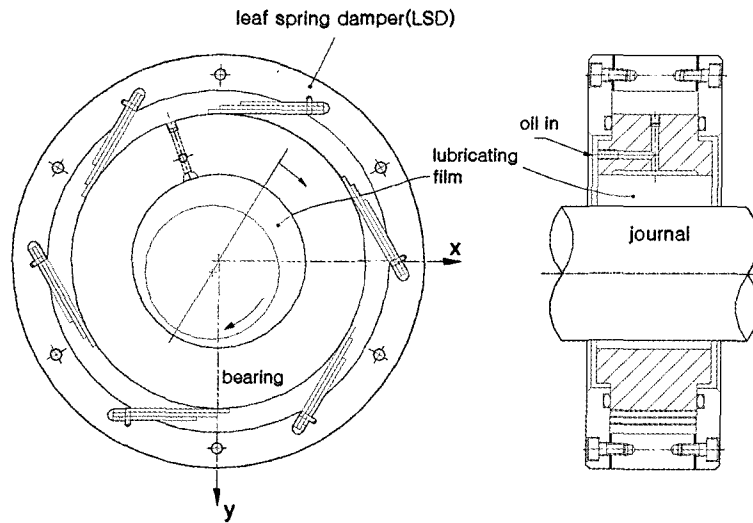


Fig. 1. Illustration of a plane journal bearing with LSD.

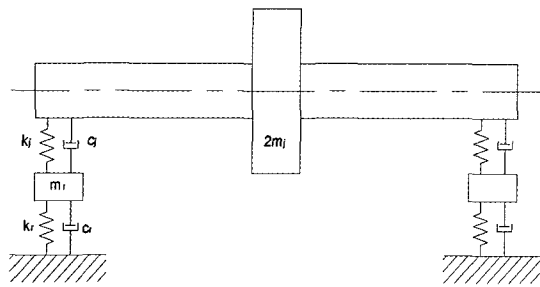


Fig. 2. Rotor-bearing system with elastic supports.

겹판스프링댐퍼가 플로팅 링 저어널베어링과 같이 강성과 감쇠를 갖는 탄성지지부 위에 저어널베어링이 놓여 있는 것과 같이 된다. 플로팅 링 저어널베어링과는 달리 겹판스프링댐퍼 베어링은 저어널의 회전수에 무관하게 탄성지지부의 강성과 감쇠를 설계할 수 있는 이점이 있다.

### 3. 탄성지지 저어널베어링의 특성방정식

Fig. 2와 같은 베어링계의 정적 평형위치에서의 저어널 및 탄성지지부의 운동방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} m_j \frac{d^2 x_j}{dt^2} &= -f_x \\ m_j \frac{d^2 y_j}{dt^2} &= -f_y \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} m_r \frac{d^2 x_r}{dt^2} &= -f_x + f_s \\ m_r \frac{d^2 y_r}{dt^2} &= -f_y + f_s \end{aligned} \quad (2)$$

하첨자  $j$ 는 저어널을 의미하고  $r$ 은 탄성지지부를 의미한다. 그리고 저어널 및 탄성지지부에 작용하는 반력은 각각 아래와 같이 표현된다.

$$\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{xx} & b_{xy} \\ b_{yx} & b_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} \quad (3)$$

여기서,

$$\Delta x = x_j - x_r, \quad \Delta y = y_j - y_r$$

$$\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{xx} & b_{xy} \\ b_{yx} & b_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_r \\ y_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_r \\ y_r \end{Bmatrix} \quad (4)$$

저어널에 작용하는 반력을 상당 동특성계수(equivalent dynamic coefficients)로 표현하면 아래와 같다.

$$\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{xx} & b_{xy} \\ b_{yx} & b_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_j \\ y_j \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} \quad (5)$$

저어널 및 링의 운동을 아래와 같은 조화함수로 가정하면

$$\begin{Bmatrix} x_j \\ y_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_j e^{i\Omega t} \\ Y_j e^{i\Omega t} \end{Bmatrix} = X_j e^{i\Omega t} \quad (6a)$$

$$\begin{Bmatrix} x_r \\ y_r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_r e^{j\Omega t} \\ Y_r e^{j\Omega t} \end{Bmatrix} = X_r e^{j\Omega t} \quad (6b)$$

식(6a, 6b)을 식(3)과 식(4)에 대입한 후 식(1)과 식(2)에 대입하여 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} z_{xx} + z_{xx} - \Omega^2 m_r & z_{xy} + z_{xy} \\ z_{yx} + z_{yx} & z_{yy} + z_{yy} - \Omega^2 m_r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta X \\ \Delta Y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} z_{xx} - \Omega^2 m_r & z_{xy} \\ z_{yx} & z_{yy} - \Omega^2 m_r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_j \\ Y_j \end{Bmatrix} \quad (7)$$

여기서,

$$z = k + j\Omega b \quad (8)$$

그러므로 식(7)을 식(3)에 대입한 후 식(5)과 비교하면 상당 강성 및 감쇠계수를 구할 수 있으며, 정리하면 다음 식과 같이 된다.

$$\begin{aligned} z_{xx} &= \frac{z_{xx}(a_{xx}a_{22} - z_{xy}a_{21}) - z_{yx}(a_{xx}a_{12} - z_{xy}a_{11})}{\Gamma} \\ z_{xy} &= \frac{z_{xy}(a_{xx}a_{22} - z_{xy}a_{21}) - z_{yx}(a_{xx}a_{12} - z_{xy}a_{11})}{\Gamma} \\ z_{yx} &= \frac{z_{xx}(z_{yx}a_{22} - a_{yy}a_{21}) - z_{yy}(z_{yx}a_{12} - a_{yy}a_{11})}{\Gamma} \\ z_{yy} &= \frac{z_{xy}(z_{yx}a_{22} - a_{yy}a_{21}) - z_{yx}(z_{yx}a_{12} - a_{yy}a_{11})}{\Gamma} \end{aligned} \quad (9)$$

여기서,

$$a_{xx} = z_{xx} - \Omega^2 m_r$$

$$a_{yy} = z_{yy} - \Omega^2 m_r$$

$$a_{11} = z_{xy} + a_{xx}$$

$$a_{12} = z_{xy} + a_{yy}$$

$$a_{21} = z_{yx} + a_{xx}$$

$$a_{22} = z_{yx} + a_{yy}$$

$$\Gamma = a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}$$

위 식으로부터 각각의 상당 강성계수( $k$ ) 및 감쇠계수( $b$ )는 아래와 같이 구해진다.

$$k = \text{Re}\{z\}, \quad b = \frac{\text{Im}\{z\}}{\Omega} \quad (10)$$

베어링의 불안정 개시 속도(instability onset speed)를 예측하기 위하여 저어널이 아래와 같은 운동을 한다고 가정하여

$$x_j = X_j e^{st}, \quad y_j = Y_j e^{st}$$

식(1)로부터 특성방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & m_j^2 s^4 + m_j(b_{xx} + b_{yy})s^3 \\ & + [m_j(k_{xx} + k_{yy}) + b_{xx}b_{yy} - b_{xy}b_{yx}]s^2 \\ & + (b_{xx}k_{yy} + b_{yy}k_{xx} - b_{xy}k_{yx} - b_{yx}k_{xy}) \\ & + (k_{xx}k_{yy} - k_{xy}k_{yx}) = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

여기서  $s$ 는 실수부와 허수부를 가지고 있는데 실수부가 0보다 크게 되면 진폭이 점점 커져서 베어링이 불안정해 질 것이다. 그러므로 불안정 시작은 실수부가 0일 때이다. 즉,

$$s = 0 + j\Omega_s$$

위 식을 식(10)에 대입한 후 실수부와 허수부를 정리하면 다음과 같은 두 개의 방정식이 얻어진다.

$$b_{xx}k_{yy} + b_{yy}k_{xx} - (b_{yx}k_{xy} + b_{xy}k_{yx}) - (b_{xx} + b_{yy})m_j\Omega_s^2 = 0 \quad (12)$$

$$(k_{xx} - m_j\Omega_s^2)(k_{yy} - m_j\Omega_s^2) - k_{xy}k_{yx} - (b_{xx}b_{yy} - b_{xy}b_{yx})\Omega_s^2 = 0$$

위 식으로부터

$$\begin{aligned} D &= \frac{B_{xx}K_{yy} + B_{yy}K_{xx} - B_{yx}K_{xy} - B_{xy}K_{yx}}{B_{xx} + B_{yy}} \\ &= \frac{m_j c \omega_s^2}{W} \left( \frac{\Omega_s}{\omega_s} \right)^2 \end{aligned} \quad (13)$$

$$\left( \frac{\Omega_s}{\omega_s} \right)^2 = \frac{(K_{xx} - D)(K_{yy} - D) - K_{xy}K_{yx}}{B_{xx}B_{yy} - B_{xy}B_{yx}} \quad (14)$$

여기서  $\omega_s$ 는 저어널의 불안정 개시속도(instability onset speed)를 의미하고  $\Omega_s$ 는 그때의 저어널의 선속도(whirling speed)를 의미한다. 또한 무차원 상당 강성계수 및 감쇠계수는 다음과 같이 정의 되었다.

$$K_{ij} = \frac{c}{W} k_{ij}, \quad B_{ij} = \frac{\omega c}{W} b_{ij} \quad (15)$$

여기서,  $c$ 는 베어링의 틈새를 의미하고,  $W$ 는 하중이다.

#### 4. 해석결과 및 검토

Fig. 3은 강체 회전체에 대하여 일반적인 평면 저어널베어링과 플로팅 링 저어널베어링[4] 및 겸판스프링 댐퍼 베어링의 안정성에 대한 비교한 것이다.

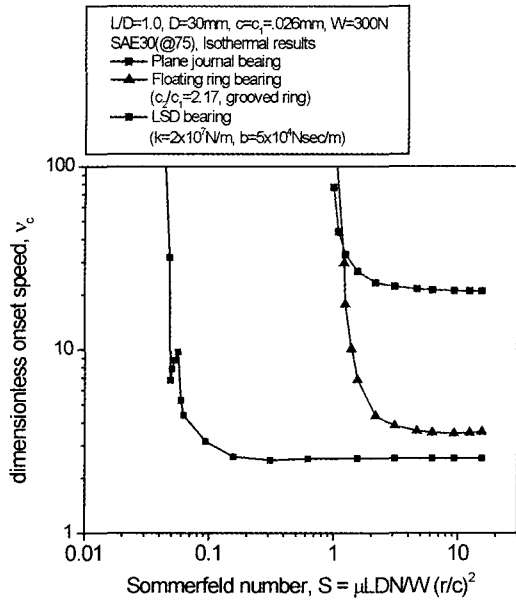


Fig. 3. Comparison of instability onset speeds.

여기서 무차원 불안정 개시속도는 다음과 같다.

$$v_c = \omega_s \sqrt{\frac{m_1 c}{W}}$$

$$\text{or } \omega_s \sqrt{\frac{m_1(c_1 + c_2)}{W}} \text{ for float ring bearing}$$

Fig. 3에서 Sommerfeld 수가 적으면 즉, 베어링의 편심율이 크면 베어링은 안정하지만 회전속도가 점점 증가하여 편심율이 작아지게 되면(Sommerfeld 수가 점점 증가하는 것과 동일) 베어링은 불안정 개시속도가 사용속도 보다 낮게 되어 오일 휠(oil whirl) 또는 오일 휩(oil whip)이 발생하게 된다. Sommerfeld 수가 적은 영역(편심율이 큰 영역)에서는 사용속도가 불안정 개시속도 보다 항상 낮아서 불안정 문제를 염려할 필요가 없다. 오히려 Sommerfeld 수가 클수록 불안정 개시속도를 높이는 것이 베어링의 안정성을 위해 바람직하다. 플로팅 링 저어널베어링은 일반적인 평면 저어널베어링에 비하여 전체적으로 안정성이 향상되었음을 알 수 있다. 그러나 고속 영역에서의 안정성 향상 정도가 별로 크지 않음을 알 수 있다. 실제로 플로팅 링 베어링은 고속에서 운전되는 경우가 많은데 이때의 선형안정성은 항상 불안정 한 영역에서 운전되고 있으며 다만 limit cycle을 가지고 운전되고 있는 것으로 알려져 있다[5-9]. 그것에 비하여 본 LSD bearing은

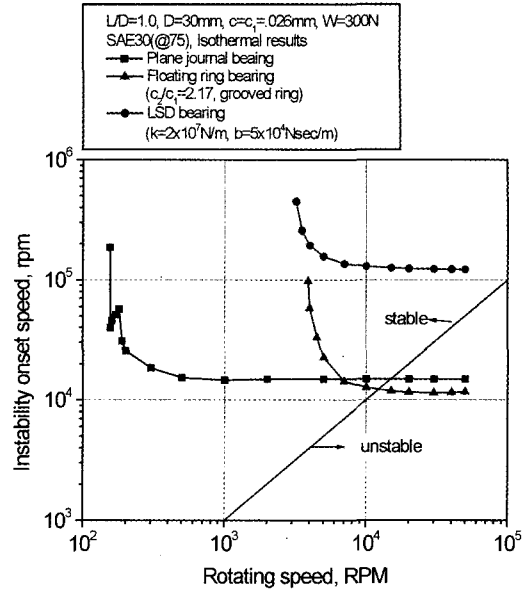


Fig. 4. Instability onset speeds.

일반적인 평면 저어널베어링 비하여 상당히 안정성이 향상되었음을 알 수 있다. 특히 플로팅 링 베어링과는 달리 고속영역에서의 안정성 향상 정도가 뛰어남을 알 수 있다. 이는 LSD bearing으로 기존의 플로팅 링 베어링뿐만 아니라 고가의 틸팅 패드 저어널베어링도 대체가 가능함을 보여주고 있다.

Fig. 4는 주어진 베어링의 크기에 대하여 축의 회전수와 불안정 개시속도를 나타내고 있다. 일반적인 저어널베어링과 플로팅 링 저어널베어링의 불안정 개시속도가 대략 12,000 - 15,000 rpm 사이에 존재함을 보여주고 있다. Fig. 3과 달리 플로팅 링 베어링의 불안정 개시속도가 저어널베어링 보다 더 낮게 나타나는 것은 내경틈새( $c_1$ )를 동일한 기준으로 잡았기 때문이다. 그렇지만 LSD 베어링은 불안정 개시속도가 100,000 rpm 이상으로 유체윤활 베어링에서는 현실적으로 발생하지 않는다고 볼 수 있다.

Fig. 5는 겹판스프링댐퍼의 감쇠계수를 일정한 값으로 고정하고 강성계수를 변화시킬 때 저어널베어링의 안정성변화를 보여주고 있다. 본 저어널베어링에서는 댐퍼의 강성계수가 클수록 고속영역(높은 Sommerfeld 수)에서의 안정성이 좋아짐을 보여주고 있다. 겹판스프링댐퍼는 강성계수가 등방성의 특징을 가지고 있어서 연성항이 없기 때문에 댐퍼의 큰 강성계수는 저어널베어링의 연성항의 영향을 상대적으로 줄여주는 효과가 있다. 이는 고속으로 될수록 저어널이 동심상태가 되

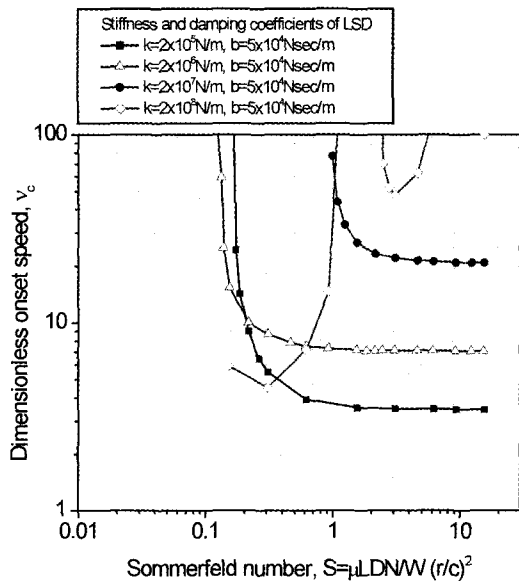


Fig. 5. Effects of stiffness of LSD on instability onset speed of LSD bearing.

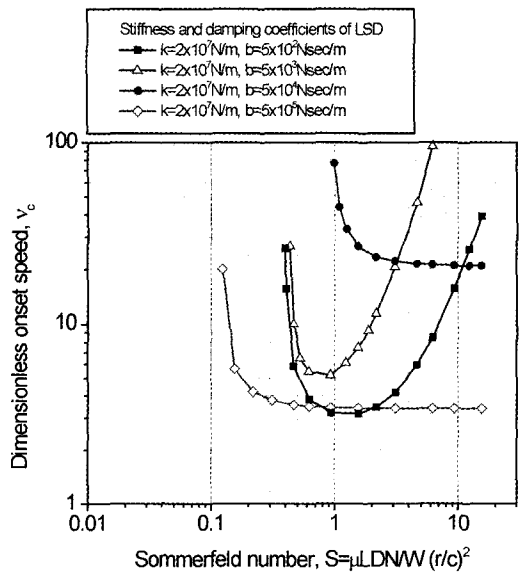


Fig. 6. Effects of damping of LSD on instability onset speed of LSD bearing.

이 불안정을 일으키는 원인인 연성항의 차가 커지는 것의 효과를 반감하는 시키는 역할을 하여 안정성이 향상되는 것으로 보여진다.

Fig. 6은 겹판스프링댐퍼의 강성계수를 동일한 값으로 하고 감쇠계수를 변화시킬 때 저어널베어링의 안정

성의 변화를 보여주고 있다. 감쇠계수의 변화에 따른 저어널베어링의 안정성의 변화는 큰 차이를 나타내고 있다. 감쇠계수가 증가함에 따라 고속영역에서의 안정성이 향상됨을 보여주고 있는데 어느 값 이상으로 더 큰 감쇠계수를 가지게 되면 오히려 안정성이 급격히 나빠짐을 보여주고 있다. 즉, 사용회전수에 따라 적절한 감쇠계수의 범위가 존재함을 알 수 있다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 기 개발된 겹판스프링댐퍼를 일반적인 평면 저어널베어링과 같이 사용함으로써 안정성을 향상되어 고가의 틸팅 패드 저어널베어링을 대체 할 수 있는지에 대하여 고찰하였다. 겹판스프링댐퍼와 저어널베어링을 같이 사용하면 저어널베어링의 안정성을 크게 향상시킬 수 있음을 알 수 있었다. 댐퍼는 연성항의 강성계수가 존재하지 않으므로 강성계수가 클수록 저어널베어링의 안정성이 좋아짐을 알 수 있었다. 댐퍼의 감쇠계수에 따라 저어널베어링의 안정성이 크게 변하며 회전기계의 사용회전수에 따라 적절한 감쇠계수의 범위가 존재한다. 일반적으로 과도한 감쇠계수는 저어널베어링의 안정성에 별 도움이 되지 않는다. 본 연구는 저어널베어링을 사용하는 강체 회전체의 안정성에 대한 것으로 탄성회전체에 대하여는 안정성을 향상시키기 위한 적절한 겹판스프링댐퍼의 동특성계수 값이 다르게 존재할 것이며 차후에 연구할 예정으로 있다.

### 후 기

본 연구는 두뇌한국21 사업에 의하여 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

### 참고문헌

1. Jei, Y.-G., Kim, J.-S., Hong, S.-W., and Jung, S.-Y., "A New Lateral Vibration Damper Using Leaf Springs," ASME J. of Vib. and Acoustics, Vol.121, pp.343-350, 1999.
2. 제양규, 김종수, 정시영, 홍성욱, "겹판스프링을 이용한 횡방향 진동절연장치," 대한기계학회 논문집 A, Vol.22, pp.843-858, 1998.
3. 김종수, 김상도, 제양규, "겹판스프링댐퍼에서 측면특성에 의한 감쇠력 조절," 한국윤활학회지, Vol.16, No.1, pp.27-32, 2000.

4. 김중수, 최상규, 유광택, “내측유막으로의 공급유량이 플로팅 링 저어널베어링의 성능에 미치는 영향,” 한국윤활학회지, Vol.15, No.1, pp.98-107, 1999.
5. Jeong, Y.M., A Study on the Floating Ring Journal Bearing, PhD Thesis, KAIST, 1992.
6. Orcutt, F.K. and Ng, C.W., “Steady-State and Dynamic Properties of the Floating-Ring Journal Bearings,” ASME J. of Lub. Tech., Vol.90, pp.243-253, 1968.
7. Trippet, R.J., and Li, D.F., “High-Speed Floating-Ring Bearing Test and Analysis,” ASLE Trans., Vol. 27, pp.73-81, 1984.
8. Tanaka, M., and Hori, Y., “Stability Characteristics of Floating Bush Bearings,” ASME J. of Lub. Tech., Vol.94, pp.248-259, 1972.
9. Li, C.H., “Dynamics of Rotor Bearing Systems Supported by Floating Ring Bearings,” ASME J. of Lub. Tech., Vol.104, pp.469-477, 1982.