

공기윤활 웨이브 저어널 베어링의 부하 특성에 관한 연구

조성욱, 임윤철*

연세대학교 기계공학과 대학원

*연세대학교 기계전자공학부

A Study on the Load Characteristics of Air-Lubricated Hydrodynamic Wave Journal Bearing

Sung-oug Cho, Yoon-chul Rhim*

Graduate School Yonsei Univ.

* School of Electrical & Mechanical Eng. Yonsei Univ.

ABSTRACT

A new bearing concept, the wave journal bearing, has been developed to improve the static and dynamic performances of an air-lubricated hydrodynamic journal bearing. This concept features waves on bearing surface. In this study, we present the solution of the compressible Reynolds equation valid for arbitrary Knudsen numbers. Straight wave journal bearing is investigated numerically. The performances of straight wave bearing are compared to the plain journal bearing over relatively wide range of bearing number and eccentricity. The wave journal bearing offers better stability than the plain journal bearing under all bearing numbers covered in this study. The bearing load and stability characteristics are dependent on the geometric parameters such as the amplitude and the starting point of the wave relative to the applied load. Under the condition of Knudsen number > 0.01 , we can not ignore the effect of slip for journal bearing.

Key words : Wave journal bearing, load, stability, slip

1. 서론

최근의 회전기계는 고속화, 소형화 및 우수한 진동특성 그리고 상품화를 위한 저가 격화가 요구된다. 이러한 높은 요구 조건들을 만족시키기 위해 볼베어링을 저어널 베어링으로 대체하는 흐름이 증가하고 있다. 그러나 일반적인 플레인 저어널 베어링은 기본 구조상 여러 종류의 진동모드가 발생한다. 이를 극복하기 위한 대안으로, 1960

년대부터 플레인 저어널 베어링의 형상을 변형시켜 로브(lobes), 나선형의 홈(Spirals), 빗살무늬(herringbone-groove)등을 가공하여 저어널 베어링의 안정성을 향상시키려는 노력이 계속되어왔다.[1-3]

1990년대에 와서 플레인 저어널 베어링의 성능을 향상시키기 위한 새로운 방법으로 저어널 또는 베어링의 안지름에 물결무늬(wave)를 가공한 웨이브 저어널 베어링이 개발되었다. Dimofte [4]는 슬립을 고려하

지않은 압축성 유체에 대한 웨이브 저어널 베어링의 특성을 해석하였다. 또한 Walker [5]는 공기 윤활 웨이브 저어널 베어링에 대한 압력측정과 안정성 실험을 수행하여 슬립을 고려하지 않은 해석과 비교하였다.

본 연구에서는 Burgdorfer가 제안한 1차 슬립(Slip)을 고려한 레이놀즈 방정식을 이용하여 압축성 유체를 사용할 경우의 웨이브 저어널 베어링의 특성을 수치해석을 통해 구하였다.

2. 해석

2.1 지배방정식

웨이브 저어널베어링(Fig. 1)의 간극은 다음과 같이 표현된다.

$$h = h_{plain} + h_{wave} \quad (1)$$

$$= c + e \cos(\theta) + e_w \cos[n_w(\theta + \alpha)]$$

c 는 반지름 방향의 틈새(clearance)이며, 웨이브 저어널 베어링에서는 베어링의 평균 반지름과 회전축 반지름 사이의 차이로 나타낸다.

e 는 편심량, e_w 은 웨이브의 진폭, n_w 는 웨이브의 개수이며, α 는 자세각이다. γ 는 웨이브의 위치각(wave position angle)으로서, 웨이브의 시작점과 작용하중의 방향

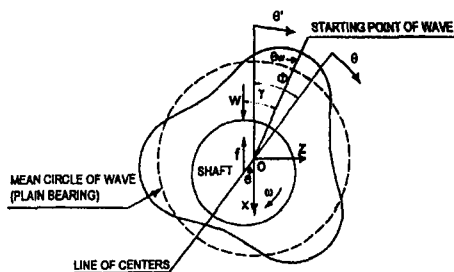


Fig. 1 The 3-wave and plain journal bearing geometry

사이의 각도를 말한다. 웨이브의 진폭은, 웨이브의 진폭을 간극 c 로 나누어준 웨이브진폭비, $\epsilon_w (e_w/c)$, 로 나타낸다.

해석에 사용한 가정은 다음과 같다.

- 1) 윤활유체는 Newtonian fluid로서 점성이 일정하고, 등온의 이상기체이다.
- 2) 유체의 관성력은 무시하였으며 층류유동으로 가정하였고, 유막 두께방향으로의 압력변화는 무시한다.

정상상태에서의 압력분포를 얻기 위해 압축성 유체에 대한 슬립을 고려한 무차원화된 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(1 + \frac{Kn_0}{PH}\right) PH^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(1 + \frac{Kn_0}{PH}\right) PH^3 \frac{\partial P}{\partial y} \right] - \Delta \frac{\partial (PH)}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

여기서 Δ 는 베어링수 ($\Delta = 6\mu \frac{\omega}{P_a} \left[\frac{R}{c} \right]^2$)

이고, R 는 베어링의 반지름이며, μ 는 유체의 점도이다. 그리고 Kn_0 는 Knudsen수 ($Kn_0 = \lambda/h$)를 나타내며, λ 는 공기의 분자 평균 자유거리로 대기압, 상온하에서 $0.064\mu m$ 이다.

2.2 수치해석

식(2)의 레이놀즈방정식은 비선형성이 심하여 Newton-Raphson 반복계산법을 사용하여 계산하였으며 무차원화된 방정식을 유한차분법(FDM)을 사용하여 차분화하였다. 모든 미분항은 중앙차분법을 사용하였고, 주어진 경계조건에 대해 구해진 차분식들을 ADI 법을 사용하여 반복계산을 통해 해를 구하였다. 주어진 수렴조건을 만족하면, 각 노드에서 구해진 압력값을 수치적분하여 무차원화된 반경방향 힘과 접선방향 힘, 자세각을 구하였으며 이들 관계식은 다

음과 같다.

$$Er^* = 2 \sum \sum P_{ij} \cos \theta_{ij} \Delta x_{ij} \Delta y$$

$$Et^* = 2 \sum \sum P_{ij} \sin \theta_{ij} \Delta x_{ij} \Delta y \quad (3)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{Et^*}{Er^*} \right)$$

3. 결과 및 고찰

다음에 나오는 결과는 모두 L/D가 1인 경우에 대해서만 고려한다.

3.1 압력분포

Figure 2에서 보듯이 압력분포는 웨이브에 의해 매우 큰 영향을 받는다. 웨이브 진폭비가 0.2인 세 개의 웨이브를 가진 웨이브 저어널 베어링은 편심율이 0일 때 세 개의 압력 최대 상승점을 갖는다. 이는 플레인 베어링과는 매우 다르다. 이러한 웨이브 베어링의 압력분포는 플레인 베어링에 비해 동심부근에서의 높은 강성과 안정성을 제공한다. 여기서 압력은 무차원화된 압력 P_o 를 사용하여 나타내었다.

$$P_o = \frac{p_o}{p_a} \quad (4)$$

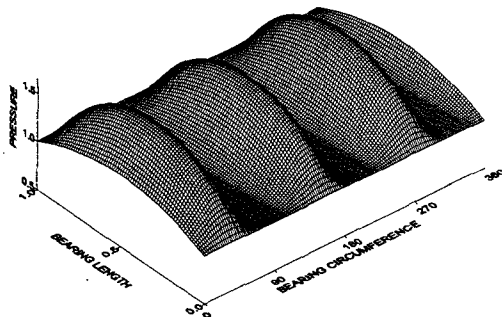


Fig. 2 Pressure distribution for a 3-wave journal bearing ($\epsilon = 0$, $\epsilon_w = 0.2$).

3.2 베어링의 하중지지능력

플레인과 웨이브 저어널 베어링의 하중지지능력을 비교하기 위해 같은 편심율($\epsilon = 0.2$)인 경우에 대한 결과를 검토한다. 웨이브 저어널 베어링의 하중지지능력은 베어링수, 편심율, 웨이브위치각, 그리고 웨이브 진폭비에 의해 결정된다. 여기서 베어링의 하중지지능력은 무차원하중, F 를 사용하여 다음과 같이 나타내었다.

$$F = \frac{f}{p_a LD} \quad (5)$$

먼저 베어링수의 변화에 대한 영향을 고려한다. Figure 3에 3 개의 웨이브를 갖는 저어널 베어링에 대해 베어링수의 변화에 따른 슬립의 영향이 없을 경우의 압축성 및 비압축성 해석의 차이에 의한 하중지지능력의 변화를 나타내었다. 베어링수가 2 이상의 부근에서 부터 차이가 발생하기 시작하여 베어링수가 10이상에서는 일정한 값을 나타내는 결과를 얻었다. 이런 결과의 근본적인 원인은 비압축성해석의 경우

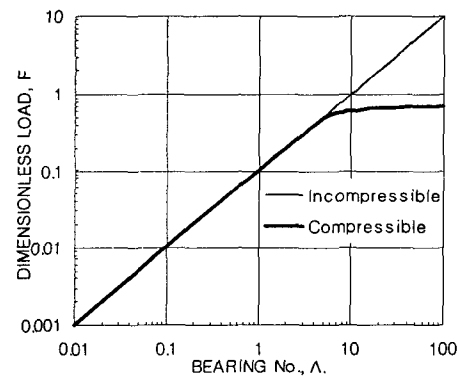


Fig. 3 Bearing No. vs. dimensionless load of 3-wave journal bearing ($\epsilon = 0.2$).

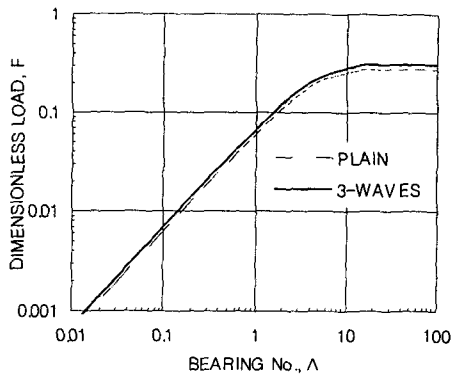


Fig. 4 Bearing No. vs. dimensionless load of 3-wave & plain journal bearing ($Kn = 0.04$, $\epsilon = 0.2$ and $\epsilon_w = 0.2$).

하중지지능력이 속도에 단순히 비례하기 때문이며, 압축성해석의 경우는 속도가 증가할수록 하중지지능력이 경계조건에서 주어지는 주위의 압력과 틈새에 의해서 결정되는 임계값으로 점근적으로 수렴하게되는 결과를 보여주기 때문이다.[7]

Figure 4에는 슬립($Kn=0.04$)을 고려한 압축성 해석의 경우의 3 개의 웨이브를 갖는 저어널 베어링과 플레인 저어널 베어링에 대해 베어링수의 변화에 따른 하중지지능력의 변화를 나타내었다. 웨이브 저어널 베어링은 플레인 저어널 베어링 보다 같은 편심률에 대해 모든 영역의 베어링수에 대해서 10% 정도 우수한 하중지지능력을 나타내는 결과를 얻었다.

한편 슬립을 고려할 경우 3 개의 웨이브를 가진 경우에 대해 웨이브 진폭비를 달리하며 베어링의 하중지지능력을 Figure 5에 도시하였다. 웨이브 진폭비가 커질수록 높은 하중을 지지할 수 있으며 이러한 하중지지능력은 웨이브 위치각에 따라 최대값과 최소값을 갖는다. 따라서 웨이브에 따른 효과를 최대하기 위해서는 웨이브 위치각을 신중히 결정해야 한다. 3개의 웨

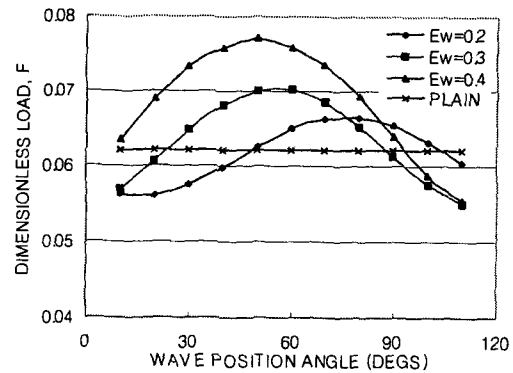


Fig. 5 Load vs. wave position angle of various ϵ_w (3-waves, $\epsilon = 0.2$)

이브를 갖는 경우 하중지지능력을 최대하기 위한 γ 값은 자세각과 웨이브 위치각이 같을 경우에 해당한다. 즉,

$$\gamma = \theta \quad (6)$$

일 경우 최대의 하중지지능력을 보인다.

Figure 6에 베어링 내부에서 최대 압력이 나타나는 중간 평면에서의 압력분포와 슬립의 영향을 나타내었다. 슬립을 고려하지 않은 경우($Kn=0$)는 같은 형상 및 운전조건에서 제일 큰 최대 압력값이 형성되며, 슬

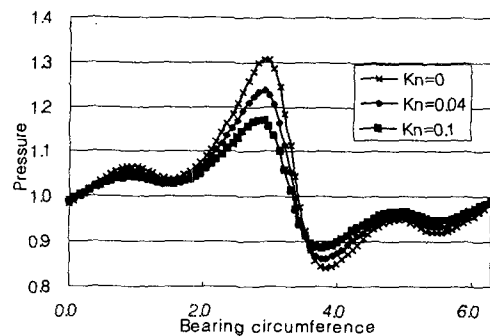


Fig. 6 Mid plane pressure distribution of 3-wave journal bearing for various Knudsen No. ($\epsilon_w = 0.2$ and $\epsilon = 0.2$).

립의 영향이 증대됨에 따라서 최대 압력값이 감소하는 결과를 얻었다. 그리고 베어링 틈새가 줄어드는 구간에서의 최대 압력값이 감소하는 비율이 틈새가 늘어나면서 최소 압력값이 높아지는 비율보다 3배 이상 현저하게 나타나는 현상을 보여준다. 또한 슬립의 영향이 증대됨에 따라서 대기압을 기준으로 최대, 최소 압력 진폭의 차이가 줄어드는 현상을 나타내며, 원주방향으로는 최소틈새를 기준으로 원점대칭을 이루는 분포를 나타내려 하는 것을 알 수 있다.

Figure 7과 8에 편심률 및 Knudsen수의 변화에 따른 하중지지능력 및 자세각의 변화를 3개의 웨이브를 갖는 저어널 베어링에 대해 나타내었다. 하중지지능력을 보면 편심률이 0.5이상에서 급격히 증가하는 경향을 보이지만, 편심률의 변화에 따른 자세각의 변화율은 완만하게 감소하는 경향을 보인다. 또한 Knudsen수의 변화에 따른 경향을 보면 슬립을 고려하지 않은 경우 ($Kn=0$)가 하중지지능력이 높고, 자세각이 낮아 안정성이 우수한 결과를 나타내고 Knudsen가 증가함에 따라 하중지지능력이 낮아지고 자세각도 증가하는 것을 알 수 있다.

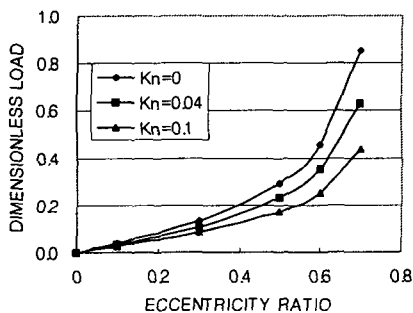


Fig. 7 Eccentricity ratio vs. dimensionless load of 3-wave journal bearing for various Knudsen No.

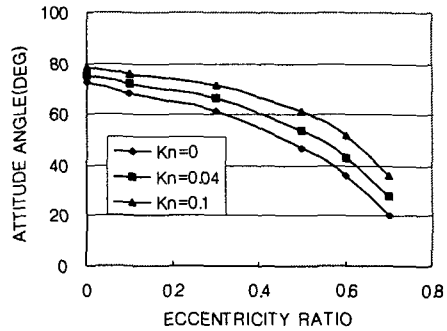


Fig. 8 Eccentricity ratio vs. attitude angle of 3-wave journal bearing for various Knudsen No.

Figure 9에는 하중지지능력에 대한 Knudsen수의 영향도를 나타내었다. 최소틈새의 크기가 공기분자의 평균자유거리의 100배 이하의 크기가 될 경우 ($Kn > 0.01$) 슬립의 영향이 증대되어 하중지지능력이 6%의 차이를 나타내며, 슬립의 영향을 무시할 수 없게 된다. 이러한 현상의 원인은 베어링 내부의 중간 평면에서의 압력분포가 최대, 최소 압력값의 차이가 작아지기 때문이다. 따라서, 베어링 내부의 면적에 대한 적분을 통해 하중을 계산하게 되므로 하중지지능력이 저하되고 자세각이 높아져 불안정한 현상을 나타내게 된다.

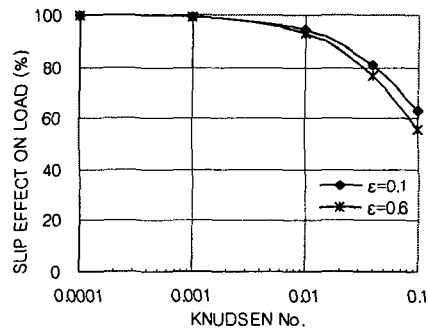


Fig. 9 Knudsen No. vs. slip effect on load of 3-wave journal bearing ($\epsilon=0.1$ & 0.6)

4. 결론

슬립을 고려하고 압축성유체를 사용한 경우의 웨이브 저어널 베어링과 플레인 베어링의 특성을 비교하였다. 세 개의 웨이브를 가진 웨이브 베어링에 대해 베어링수, Knudsen수, 웨이브위치각에 따른 베어링의 부하특성을 수치해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 웨이브 저어널 베어링은 같은 편심률에 대해 모든 영역의 베어링수에 대해서 플레인 베어링에 비해 우수한 하중지지능력을 나타낸다.
2. 베어링에 가해지는 하중의 방향에 대한 웨이브의 위치에 따라 베어링의 성능은 달라진다. 따라서 최대의 정적 성능을 나타내도록 웨이브의 위치를 자세각과 웨이브 위치각이 같게 결정해야 한다.
3. 웨이브 베어링은 Knudsen수 $Kn > 0.01$ 에서 슬립의 영향을 무시할 수 없다.
4. 세 개의 웨이브를 갖는 웨이브베어링은 Knudsen수가 증가할수록 하중지지능력이 감소하고, 자세각이 높아져 안정성이 떨어진다.

후 기

본 연구는 한국과학재단지정 정보저장기기 연구센터의 지원(과제번호 : 97K3-0905-02-01-1)을 받아 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

5. 참고문헌

1. Sternlicht B. and Winn, L. W., "On the Load Capacity and Stability of Rotors

in Self-Acting Gas Lubricated Plain Cylindrical Journal Bearings," Trans. of ASME, Journal of Basic Eng., Series D, 86, 2, pp.505-512, 1963.

2. Cunningham, R. E., Fleming, D. P., and Anderson, W. J., "Experimental Stability Studies of the Herringbone Grooved Gas-Lubricated Journal Bearings," Journal of Lubrication Technology, pp.52-59, 1969.

3. Bootsma, J., "Liquid-Lubricated Spiral Groove Journal Bearings," Thesis, Technological University, Delft, The Netherland, 1975.

4. Florin. D., "Wave Journal Bearing with Compressible Lubricant -Part I: The Wave Bearing Concept and a Comparison to the Circular Bearing," STLE Tribology Trans., Vol. 38, pp.153-160, 1995.

5. James. W., Florin. D., and Harold. E. Jr. "Wave Journal Bearing: Part II-Experimental Pressure Measurements and Fractional Frequency Whirl Threshold for Wave and Plain Journal Bearings," Proceedings of the Energy- Sources Technology Conference and Exhibition, Houston, TX, USA New York, NY, The American Society of Mechanical Engineers, pp.61-68,, 1995.

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

7. Riamondi, A. A., "Numerical Solution for the Gas-Lubricated Bearing of Finite Length," ASLE Trans., 4, 1, pp131-155, 1961.

8. 강경필, 임윤철, "오일윤활 원호홈 단면 저어널 베어링에 대한 수치해석", 대한기계학회 춘계학술대회, 1996.