

공기윤활 범프 저어널 베어링의 부상 특성에 관한 연구

이남수, 이용복*, 최동훈, 김창호*

한양대학교 대학원 기계설계학과
*한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터

A Study on the Lift-off Characteristics of an Air-lubricated Bump Foil Journal Bearing

Nam-Soo Lee, Yong-Bok Lee*, Dong-Hoon Choi, Chang-Ho Kim*

Department of Mechanical & Design Engineering, Hanyang University
*Tribology Research Center, KIST

Abstract - In this paper the effect of bump compliance, load, and the number of pad on the lift-off speed is studied. When the load is greater and bump compliance lower, the shaft is lifted off at higher rotating speed. And when the load is applied near the center of pad, lift-off speed is lower. When the number of pad increases, the lift-off speed is higher. The lift-off characteristics can be used to lengthen the life time of the coating and design the rotating machinery supported by bump bearings.

1. 서 론

포일 베어링은 윤활제로 공기 또는 다른 유체를 사용하는 동압 베어링으로서 설계 단순화, 경량화, 고속화, 고온화등 많은 장점을 얻을 수 있으며, 이러한 장점들은 최근 터보기계류의 개발 경향과도 잘 부합된다. 그러나 포일 베어링의 이러한 장점에도 불구하고 하중지지능력, 고온 코팅과 해석 기술의 한계로 인하여 1970년대에는 주로 ACM(Air cycle machine)등 저하중의 제한적인 영역에서 사용되어져 왔으나[1], 하중지지능력의 증가, 코팅 기술의 발전과 해석 기술의 발전으로 인하여 적용분야가 점점 더 넓어지고 있다. 하중지지능력은 다엽, 범프와 이를 보완한 여러 가지 형태를 이용하여 증가하고 있으며, 특히 Heshmat는 서로 크기가 다른 범프를 사용함으로써 두 배 정도 증가된 하중지지능력을 얻었다[2]. 이러한 하중지지능력

의 증가로 인해 TP(Turbo pump)등 점차적으로 고하중이 요구되는 부분으로 적용 분야가 확대되고 있다[3]. 코팅 부분면에서는 과거 PTFE, MoS₂등을 사용하여 300℃보다 낮은 온도에서 사용하였으나[4], 고온에서의 코팅 기술이 발전함에 따라 Turbo-charger와 같은 고온에서의 적용이 검토되고 있다[5]. 이러한 포일 베어링의 여러 가지 성능들을 예측할 수 있는 해석은 과거로부터 많은 연구가 이루어졌으나 범프의 변형, 유체의 동압 발생, 포일과 범프 및 하우징과의 마찰등 복잡한 요인들에 의해서 주로 단순화된 모델을 통하여 해석을 수행하고 있다. 이러한 모델을 통하여 하중지지능력, 강성, 감쇠 및 마찰 토크등 여러 가지 성능들을 예측하였는데, 아직 부상특성에 대해서 언급한 논문이나 자료는 거의 없는 상태이다. 부상속도는 전체 회전체 동역학 해석과 내구성에 영향을 끼치는 중요한 특성중의 하나로서, 공학적인

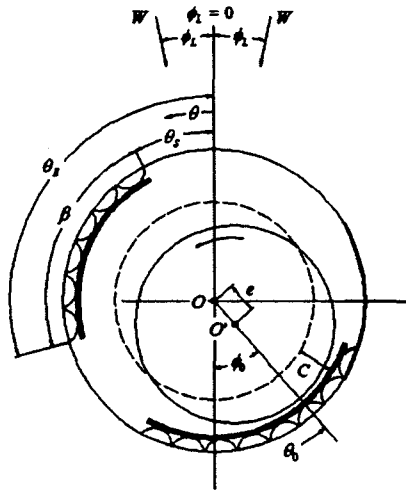


Fig. 1 Nomenclature for foil bearing

관점에서 표면 거칠기보다 최소 유막 두께가 커지는 회전속도라 할 수 있다[6]. 이를 정확하게 예측하기 위해서는 표면 거칠기와 슬립 경계 조건등에 앞서 범프간의 상호 작용, 포일과 범프 및 하우징과의 stick/slip등 보

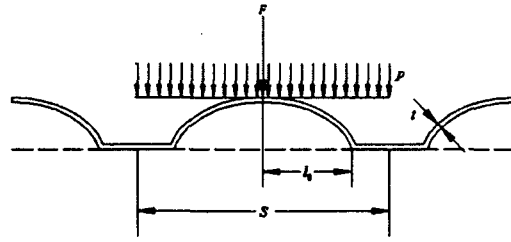


Fig. 2 Configuration of bump foil

다 거시적인 거동을 예측할 수 있는 모델이 필요하다. 이에 대한 연구로는 정적인 힘에 대한 변형에 관한 것이 대부분이며[7], 아직까지 범프간의 상호작용과 stick/slip을 유막력과 동시에 해석한 결과는 거의 없는 상태이다. 범프간의 상호작용과 stick/slip을 유막력과 동시에 해석하지 않고는 표면 거칠기와 슬립 경계 조건등 보다 미시적인 거동, 즉 최소 유막 두께에 대한 공기 자유 비행거리의 비인 Kn (Knudsen number)가 0.01보다 클 때의 거동을 예측하는 것은 의미가 적다고 할 수 있다. 그러므로 본 논문에서는 부

NOMENCLATURE

C = radial clearance	\bar{p} = (p/p_a)
D = diameter of shaft	S = pitch of bump foil
E = modulus of elasticity	t = thickness of bump foil
F = force	α = bearing compliance
F_x = force in the x direction	β = angular extent of bump
F_y = force in the y direction	ϵ = eccentricity ratio, (e/C)
K = structural rigidity of bump	θ = angular coordinate
Kn = Knudsen Number	θ_S = start of pad
O = bearing center	θ_E = end of pad
O' = shaft center	θ_0 = angular position of h_{\min}
U = linear velocity	θ_1 = start of hydrodynamic film
W = load on bearing	θ_2 = end of hydrodynamic film
\bar{W} = dimensionless load carrying capacity	μ = absolute viscosity
e = eccentricity	ν = Poisson ratio
h = film thickness	$\phi_0 = (\theta_0 - \pi)$
$\bar{h} = (h/C)$	ϕ_L = load angle
l_0 = half length of bump	ω = angular velocity
p = pressure	Λ = compressibility number
p_a = ambient pressure	

상속도를 Kn (Knudsen number)이 0.01이 되는 회전 속도, 즉 레이놀즈 방정식을 적용할 수 있는 최소 유막 두께가 형성되는 회전 속도라고 정의하였으며, 하중의 크기 및 방향, 범프의 강성, 패드의 개수등이 부상 속도에 미치는 영향을 고찰하고자 한다.

2. 이론적 고찰

2.1 범프 베어링의 지배 방정식

범프 베어링과 좌표계를 Fig. 1에 나타내었으며, 범프 베어링 내의 공기 유막은 레이놀즈 방정식으로 표현이 가능하며 식(1)과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) \quad (1)$$

공기를 이상 기체라고 가정하고 아래와 같이 무차원수를 도입하면,

$$\theta = (x/R) \quad \bar{z} = (z/R) \quad \bar{p} = (p/p_a) \quad \bar{h} = (h/C)$$

$$\Lambda = \frac{6\mu UR}{p_a C^2} = \frac{6\mu\omega}{p_a} \left(\frac{R}{C} \right)^2$$

식(1)은 아래와 같이 표현된다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p} \bar{h}) \quad (2)$$

범프의 형태를 Fig. 2에 나타내었다. 유막 내의 압력에 의해서 범프의 변형이 발생하며, 이는 유막 두께에 영향을 끼치게 된다. 범프의 강성이 베어링 표면에 걸쳐서 선형이고 일정하다고 가정하면, 범프의 변형에 관계없이 일정한 강성값으로 범프의 변형을 표현할 수 있다. 유막 두께는 편심과 압력에 의한 범프의 변형에 의해서 변화하게 되며, 이는 식 (3)과 같이 표현이 가능하다.

$$h = C + e \cos(\theta - \phi_0) + K(p - p_a) \quad (3)$$

여기서, K 는 범프의 강성을 반영하는 상수를 나타낸다. 이는 참고문헌[8]에 의하면 다음과 같이 표현된다.

$$K = \left(\frac{aC}{P_a} \right) \quad (4)$$

$$a = \frac{2p_a S}{CE} \left(\frac{l_0}{t} \right)^3 (1 - \nu^2)$$

식 (4)에서 a 는 범프 베어링의 컴플라이언스이며, S , l_0 와 t 는 Fig. 2에 표시하였다. 식(3)과 (4)를 이용하면 무차원화된 유막 두께는 아래와 같이 표현된다.

$$\bar{h} = \left(\frac{h}{C} \right) = 1 + \varepsilon \cos(\theta - \phi_0) + \alpha(\bar{p} - 1) \quad (5)$$

범프 베어링내에서는 대기압보다 낮은 압력이 발생하지 않는다. 이는 유막 내에서 대기압보다 낮은 압력이 발생하면, 유막 압력이 대기압이 될 때까지 포일 하부의 대기압이 포일을 위로 상승시키기 때문이다. 또한 유막 끝지점에서는 연속 방정식을 만족하여야 하므로 이를 나타내면 아래와 같이 경계 조건을 쓸 수 있다.

$$\text{at } \theta = \theta_1, \quad \bar{p} = (p/p_a) = 1 \quad (6a)$$

$$\bar{p} = (p/p_a) = 1$$

$$\text{at } \theta = \theta_2, \quad (6b)$$

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} = 0$$

$$\text{at } \bar{z} = \pm \left(\frac{L}{D} \right) \quad \bar{p} = (p/p_a) = 1 \quad (6c)$$

2.2 범프 베어링의 하중지지와 마찰 토크

유막에 관한 지배 방정식, 유막 두께와 경계 조건을 이용하여 압력 분포를 구할 수 있으며, 이를 통하여 하중지지능력과 토크를 구할 수 있다.

$$F_x = \int_{-(L/2)}^{(L/2)} \int_{\theta_1}^{\theta_2} (p - p_a)(\sin \theta) R d\theta dz$$

$$F_y = \int_{-(L/2)}^{(L/2)} \int_{\theta_1}^{\theta_2} (p - p_a)(-\cos \theta) R d\theta dz$$

유막력은 압력을 면적분하여 구할 수 있으며, 이를 무차원화하면 아래와 같이 표현된다.

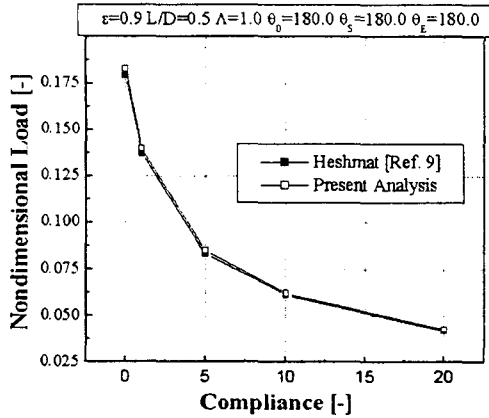


Fig. 3 Effect of compliance on nondimensional load

$$\bar{F}_x = \int_{-(L/D)}^{+(L/D)} \int_{\theta_1}^{\theta_2} (\bar{p}-1)(\sin \theta) d\theta d\bar{z} \quad (7)$$

$$\bar{F}_y = \int_{-(L/D)}^{+(L/D)} \int_{\theta_1}^{\theta_2} (\bar{p}-1)(-\cos \theta) d\theta d\bar{z}$$

무차원화된 하중과 작용각은 무차원화된 유막력을 통하여 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\bar{W} = \frac{W}{p_a R^2} = \sqrt{\bar{F}_x^2 + \bar{F}_y^2} \quad (8)$$

$$\tan \phi_L = (\bar{F}_x / \bar{F}_y) \quad (9)$$

2.3 부상 특성 해석 방법

앞 서 언급한 지배 방정식과 하중지지능력을 이용하면 부상 속도를 결정할 수 있으며, 이에 대한 세부 방법은 아래와 같다. 우선 레이놀즈 방정식에 유막 두께를 대입한 후 유한 차분법을 이용하여 압력에 관한 식을 이산화하였다. 압력 분포는 점연속 이완법(point successive relaxation method)을 이용하여 구하였으며, 유막 두께와 레이놀즈 방정식을 대입하면 비선형 방정식이므로 선형화를 수행하였다. 이렇게 구한 압력 분포는 식(7)을 이용하여 유막력을 구하였다. 이 유막력이 외부에서 주어지는 하중과 같아지도록 반복적으로 평형 위치를 구하였다. 유막력과 외부하중이 같아지는 평형 위치에서 Kn (Knudsen number)이 0.01 되는 회전속도를 산정하였다. 본 연구를 위하여 작성한 해석 프로그램을 검증하기 위하여, 참고문헌[9]

Table 1. Specification of test bearing

Diameter of shaft(D)	55 mm
Length of bearing(L)	40 mm
Radial clearance(C)	0.08 mm
Thickness of bump thickness(t)	0.1 mm
Half length of bump(l_o)	1.24 mm
Pitch of bump foil(S)	4.22 mm

에 있는 수치와 동일하게 입력한 후 서로 비교하였던 결과를 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3을 보면 작성한 해석 프로그램이 참고문헌[9]와 잘 일치함을 알 수 있다.

3. 결과 및 고찰

본 논문에서는 하중의 크기와 방향, 범프의 컴플라이어스, 패드의 개수가 부상속도에 미치는 영향을 고찰하고자 각각의 경우에 대해서 앞서 언급한 방법으로 해석을 수행하였다. 본 논문에서 해석한 범프 저어널 베어링의 직경, 폭과 반경 방향 틈새를 Table 1에 기재하였다. Table 1과 다른 크기를 사용할 경우는 별도로 기재하였다.

하중의 크기와 범프의 컴플라이어스가 부상 속도에 미치는 영향을 Fig. 4에 표시하였다. 컴플라이어스는 0에서 1까지, 하중의 크기는 10 N에서 30 N까지 변화시켰으며, 하중의 방향은 0도로 고정하였다. 컴플라이어스가 0은 대기압보다 낮은 압력이 발생하지 않는 강성 베어링의 경우를 의미한다. Fig. 4에서 컴플라이어스가 0인 경우 하중이 증가함에 따라 부상 속도가 약 1800 RPM 정도로 일정하게 증가한다. 즉 컴플라이어스가 0인 경우는 하중이 증가함에 따라 부상 속도가 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 컴플라이어스가 0이 아닌 다른 경우 하중이 증가함에 따라 부상 속도가 증가하는 것은 컴플라이어스가 0인 경우와 동일하나, 부상 속도의 증가폭은 상이하다. 컴플라이어스가 0.8인 경우를 살펴보면, 6500 RPM과 10000 RPM 정도로 부상속도의 증가폭이 더 증가함을 알 수 있다. 하중이 일정할 때에 컴플라이어스

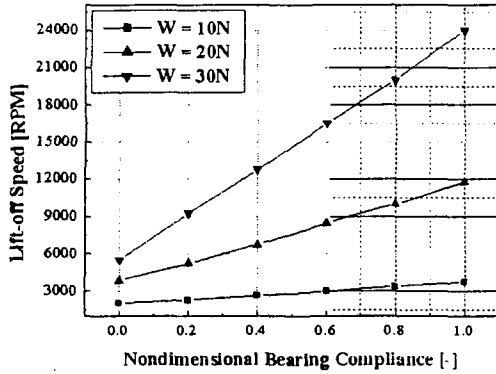


Fig. 4 Effect of compliance and weight on lift-off speed

에 따른 부상 속도의 변화는 하중에 관계없이 거의 선형성을 띠고 있다. 이에 대한 기울기 값을 보면 하중이 10 N, 20 N과 30 N 일 때에 대략 각각 1800 RPM, 8000 RPM, 18000 RPM이다. 그러므로 하중이 증가함에 따라 부상 속도가 급격하게 증가함을 알 수 있다. 이러한 현상들이 나타나는 이유는 강성 베어링과는 달리 범프의 변형이 부상속도를 지연시키기 때문이며, 베어링의 컴플라이어스가 증가할수록 부상속도가 더욱 지연되기 때문이다. Fig. 4에서 부상 속도의 최소치가 2,000 RPM 정도이고 최대치가 24,000 RPM 정도인 것을 고려하면, 범프의 컴플라이어스와 하중이 부상 속도에 많은 영향을 끼침을 알 수 있다.

하중의 크기와 L/D 가 부상속도에 미치는

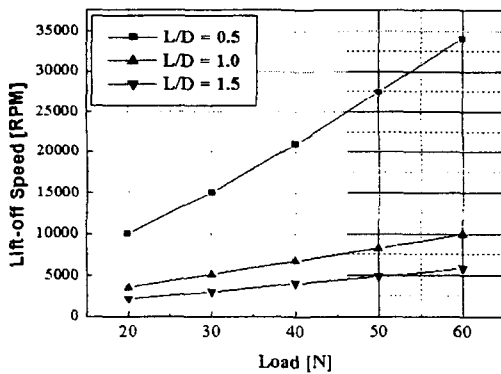


Fig. 5 Effect of weight and L/D on lift-off speed

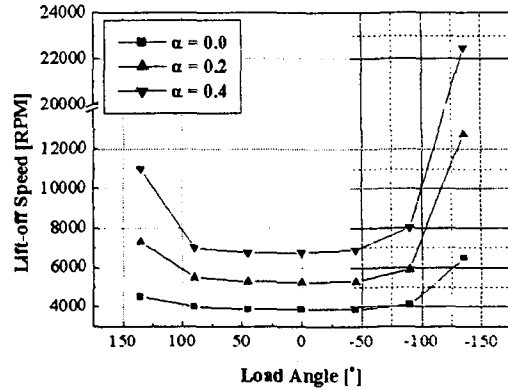


Fig. 6 Effect of Load Angle and Compliance on Lift-off Speed

영향을 Fig. 5에 도시하였다. L/D 는 0.5에서 1.5까지, 하중의 크기는 20에서 60N까지 변화시켰다. 하중의 방향과 컴플라이어스는 0으로 고정하였으며, L/D 의 값은 축 치름이 55mm로 고정한 상태에서 베어링의 길이를 변화시켰다. L/D 가 0.5, 1.0과 1.5인 경우 기울기가 대략 605, 160과 94로 거의 선형적이며, 기울기는 L/D 가 감소할수록 증가한다. 이는 베어링의 폭이 길어져서 범프 베어링 내부에서 압력 발생 구간이 넓어졌기 때문이다.

하중 방향과 범프의 컴플라이어스가 부상 속도에 미치는 영향을 Fig. 6에 표시하였다. 하중 방향은 -135° 에서 135° 까지, 컴플라이어스는 0.0에서 0.2까지 변화시켰다. 베어링의 패드는 1개이며, 하중의 크기는 20 N으로 고정하였다. Fig. 1에 하중 방향을 표시하였으며, 패드의 시작 각도는 0° 로 고정하였다. 하중의 방향이 변화할 때 부상 속도는 앞서 결과와는 달리 선형적이지 않다. 하중의 방향이 0° 근처에서는 부상 속도가 거의 일정하다가 하중의 방향이 패드의 연결부 근처에 위치할 때에 부상속도가 증가하며, 하중 방향이 -135° 일 때에 이러한 현상이 두드러짐을 알 수 있다. 특히 베어링의 컴플라이어스가 증가할수록 부상 속도의 증가폭이 커짐을 알 수 있다. 이러한 현상이 나타나는 이유는 하중의 방향이 패드의 연결부 근처에 위치할 경우, 베어링 내부 압력이 패드 연결부를 통해서 빠져나가 유막력이 거의 발생하

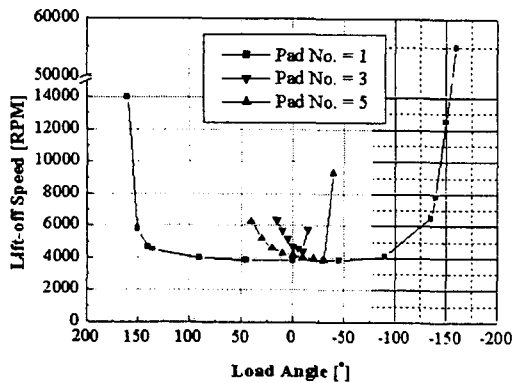


Fig. 7 Effect of load angle and the number of pad on Lift-off speed

지 않기 때문이다. 또한 베어링의 컴플라이 어스가 증가하면 앞서 결과와 유사하게 범프의 변형으로 인해 부상 속도를 지연시킴을 알 수 있다.

하중 방향과 범프 패드 개수가 부상 속도에 미치는 영향을 Fig. 7에 표시하였다. 패드 개수가 여러 개인 경우는 한 개의 패드에 대해서 주기성을 가지므로 하중 방향은 각각의 패드 개수에 맞도록 설정하였다. 패드 시작 각도는 모든 경우에 0도이다. 하중 방향이 변화할 때는 Fig. 6의 결과와 유사하다. 패드 개수가 증가함에 따라 하중 방향이 0도 근처에서는 부상 속도가 증가하나 부상속도 변화가 적음을 알 수 있다. 패드 연결부로 하중이 가해지면 패드가 한 개일 경우는 부상 속도가 현저하게 증가한다. 그러나 패드가 여러 개인 경우는 패드 연결부로 하중이 가해지더라도 다른 패드에서 압력이 발생되므로 부상 속도의 변화폭이 적다.

4. 결론

본 논문에서 공기 범프 저어널 베어링의 부상 특성에 관한 연구를 수행한 결과, 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

i) 하중이 증가, L/D 가 감소, 범프 컴플라이 어스가 증가할수록 부상 속도는 증가함을 알 수 있었다.

ii) 하중 방향이 0도 근처에서는 부상 속도의 변화폭이 적으며, 하중 방향이 패드의 연결부 근처에서는 부상 속도가 현저히 증가함을 알 수 있었다.

iii) 패드의 개수가 증가할 때 하중 방향이 0도 근처에서는 부상 속도가 증가하나 하중 방향이 패드의 연결부 근처에서는 감소함을 알 수 있었다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구 개발사업 중 중점국가연구개발사업 (기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고 문헌

1. Barnett, M. A. and Silver, A. "Application of Air Bearings to High-Speed Turbo-machinery," SAE Paper 700720, 1970
2. Heshmat, H., "Advancements in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings High Speed and Load Capacity," ASME J. of Trib., Vol. 116, pp 287-295, 1994
3. Heshmat, H. "A Feasibility Study on the Use of Foil Bearings in Cryogenic Turbopumps," AIAA-91-2103-CP, 1991
4. Newman, P., "Surface Coatings for Machine Elements Having Rubbing Surface," U.S. Patent No. 4,005,914, 1977
5. Howard, S. A., "Rotordynamics and Design Methods of an Oil-Free Turbocharger," NASA/CR-1999-208689, 1999
6. Dellacorte C. and Valco M. J., "Load Capacity Estimation of Foil Air Journal Bearings for Oil-Free Turbomachinery Applications," ASME/STLE Tribology Conf., Preprint No. 00-TC-4, 2000
7. Roger Ku C. -P. and Heshmat H., "Structural Stiffness and Coulomb Damping in Compliant Foil Journal Bearings: Theoretical Considerations," STLE Tri. Trans., Vo. 37, pp. 525-533, 1994

8. Walowit J. A. and Arno J. N., "Modern Developments in Lubrication Mechanics," Applied Science Publishers, Ltd., London, 1975
9. Heshmat H., Walowit J. A., Pinkus O., "Analysis of Gas-Lubricated Foil Journal Bearings," ASME J. of Lub. Tech., Vol. 105, pp. 467-655, 1983