

여러가지 형식의 동압 공기 윤활 스러스트 베어링의 성능에 대한 비교 연구

강지훈 • 김경웅
한국과학기술원 기계공학과

A Comparison study on the Performance of Several Types of Air Lubricated Hydrodynamic Thrust Bearings

Ji-Hoon Kang and Kyung-Woong Kim
Department of Mechanical Engineering, KAIST

Abstract

In this paper, numerical analyses were undertaken to calculate the static and dynamic performances of step-pocket, inward pumping spiral grooved, outward pumping spiral grooved and herringbone grooved bearings. For each bearing, optimal values for various design parameters were obtained to maximize the load capacity and the stiffness and bearing performances were calculated. The optimized performances of these bearings were compared to conclude that the performance of step-pocket bearing is better than the other bearings.

1. 서 론

산업의 발달에 따른 각종기기 장치들의 고속화, 소형화, 정밀화로 인해 고속, 고정밀 스피들의 필요성은 점점 커지고 있다. 지금까지의 소형 회전기기들은 주로 볼베어링을 이용하여 스피들을 지지해왔으나 스피들이 고속화 됨에 따라 마찰에 따른 동력 손실과 열발생의 문제가 심각해지고 있다. 또한 볼베어링의 결합에 따라 필수적으로 생기는 스피들의 런아웃(runout)은 운전정밀도를 나쁘게 하므로 고정밀을 요구하는 회전기기에 볼베어링을 사용하기에는 한계가 있다. 볼베어링에 대한 대안으로 제시되어 현재 일부 기기에서 사용되고 있는 기름을 이용한 유체베어링은 두 윤활면이 기름으로 된 윤활막에 의해 분리되어 있으므로 운전정밀도는 볼베어링에 비해 좋으나 기름의 누설과 마찰에 따른 열발생과 동력 손실 때문에 사용이 제한된다.

공기를 윤활제로 이용한 동압 공기 베어링은 공기의 점성 마찰계수가 낮으므로 마찰에 의한 동력손실과 열발생이 적어 고속회전에 유리하며 공기의 압축성에 기인한 평균화 효과로 인해 고정밀의 회전이 가능하다. 또한 외부에서 가압된 공기를 급기하여 스피들을 지지하는 정압 공기 베어링과는 달리 외부에서 공기를 공급하는 별도의 장치가 요구되지 않으므로, 고속, 소형기에 적합한 베어링이라 할 수 있다. 그러나 볼베어링과 유체베어링에 비해 상대적으로 낮은 부하지능과 강성, 감쇠 때문에 크기가 매우 작은 윤활막이 필요하여 베어링의 형상에 대한 정확한 설계와 가공이 요구된다. 또한 볼베어링과는 달리 축방향의 부하를 지지할 수 없기 때문에 축방향의 부하를 지지할 수 있는 적절한 스러스트 베어링이 별도로 필요하다.

축방향의 하중을 지지할 수 있는 스러스트 베어링은 스러스트 평판에 여러가지 형상의 그루

Table 1 Design parameters of bearings of several types

브를 내어 동압을 발생시키게 된다. 각 베어링의 형상은 설계 변수에 의해 결정된다. Ausmas[1]은 스텝형 스텝 베어링에 대해 베어링의 성능을 해석하였으며, Malanoski와 Pan[2]은 스파이럴 그루브 스텝 베어링에 대해 무한개의 그루브가 나있어 원주방향으로의 압력분포는 일정하다는 가정하에 베어링의 정특성과 동특성을 해석하였다. James와 Potter[3]는 유한개의 그루브를 갖는 스텝 베어링에 대해 그루브 면을 따라 적용되는 점프방정식을 도입하여 스파이럴 그루브 스텝 베어링의 성능을 해석하였다. Bonneau, Huitric과 Tourmerie[4]는 유한개의 그루브를 갖는 스파이럴 그루브 스텝 베어링의 정특성을 유한요소법을 이용하여 해석하였으며, 이를 James와 Potter[3]의 결과와 비교하였다. Zhu와 Ono[5]는 HDD 스피들용 4가지 형식의 동압 오일 스텝 베어링들에 대해 성능을 해석하고 테이퍼-포켓 베어링의 성능이 우수함을 보였다. 그러나 지금까지 여러가지 형식의 동압 공기 베어링의 성능은 개별적으로 제시되었을 뿐, 각 베어링간의 성능 비교는 이루어지지 않았다.

본 연구의 목적은 몇 가지 형식의 동압 공기 베어링을 선정하여 각각의 성능을 해석하고 비교하는 데에 있다. 이를 위해 우선 몇 가지 형식의 베어링을 선정하였다. 그리고 각각의 베어링의 성능을 달라지게 하는 설계 변수들을 고려하여 베어링의 성능을 가장 좋게 하는 설계 변수들의 값을 구하였으며 구해진 최적 설계 변수 값을 갖는 베어링들의 성능을 구하고 비교하였다.

2. 이 론

2.1 해석 모델

본 연구에서는 스텝 베어링으로 사용될 수 있는 스텝-포켓 베어링(Step-pocket bearing : SPB), 헤링본 그루브 베어링(Herringbone grooved bearing : HGB), 스파이럴 그루브 베어링(Spiral

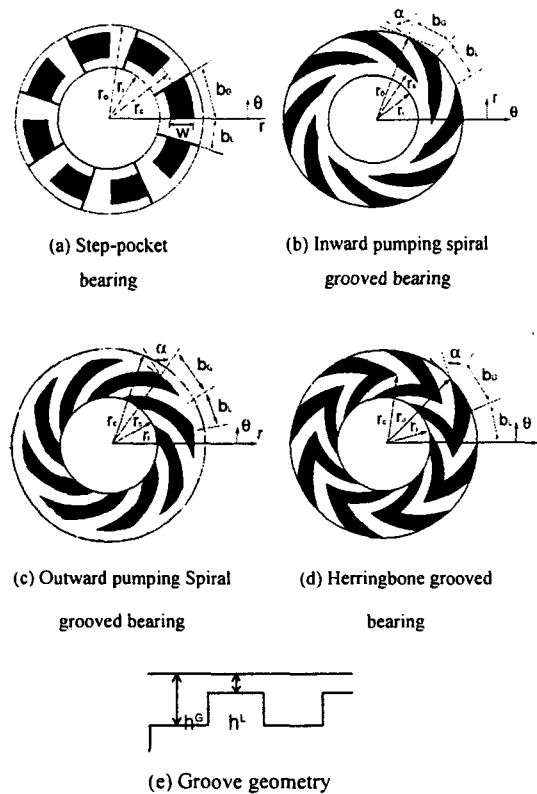


Fig.1 Schematic diagrams of thrust bearings of several types

grooved bearing SGB)을 선정하였다. 스파이럴 그루브 베어링은 형상에 따라 Inward pumping spiral grooved bearing(ISGB)과 Outward pumping spiral grooved bearing(OSGB)으로 나누어지므로 선정된 베어링은 4가지가 된다. Fig. 2.1은 선정된 베어링의 기하학적 형상을 나타낸다. 모든 베어링은 8개의 패드로 구성되어 있다.

스텝-포켓 베어링은 베어링 입구 및 출구에서 생기는 압력을 대기압과 같게 만들기 위해 pressure reservoir에 해당하는 깊은 홈을 베어링 패드마다 가지고 있다. 또한 side leakage를 막기 위해 그루브가 가공된 지역의 바깥쪽과 안쪽에 그루브가 나있지 않은 시일(seal)부를 둔다. 그 결과 그루브가 포켓 형상을 가지게 된다. 스파이럴 그루브 베어링의 나선 형상은 아르키메디안 나선으로 반지름과 나선의 교점에서 나선의 접선과 반지름이 이루는 각이 항상 일정하다.

베어링 형식	SPB	ISGB	OSGB	HGB
그루브높이비 (HR)	$\frac{h_G}{h_L}$	$\frac{h_G}{h_L}$	$\frac{h_G}{h_L}$	$\frac{h_G}{h_L}$
그루브길이비 (LR)	$\frac{b_i}{b_i + b_o}$	$\frac{b_i}{b_i + b_o}$	$\frac{b_i}{b_i + b_o}$	$\frac{b_i}{b_i + b_o}$
그루브각 (α)		α	α	α
그루브폭비 (WR)	$\frac{w}{r_o - r_i}$			
시일비 (SR)		$\frac{r_s - r_i}{r_o - r_i}$	$\frac{r_s - r_i}{r_o - r_i}$	
중심반지름비 (CR)	$\frac{r_c - r_i}{r_o - r_i}$			$\frac{r_c - r_i}{r_o - r_i}$

이 그루브를 따라 공기가 펌핑되어 동압을 발생시키게 되는데, Inward 타입과 Outward 타입에 따라 누설을 막아주는 시일부의 위치가 달라진다. 헤링본그루브 베어링은 기체를 베어링 가운데 쪽으로 펌핑하여 압력을 발생시킨다.

선정된 베어링들은 베어링의 형상을 결정하는 설계 변수 값들의 변화에 따라 그 성능이 달라지게 된다. Table. 1은 선정된 베어링들의 설계 변수들을 정의한 것이다. 이 중 그루브높이비를 제외한 다른 변수들은 그루브가 나있는 위치와 그루브의 크기를 결정해주는 설계 변수들이라 할 수 있다.

2.2 수식 유도

정상상태의 압축성 유체에 대해 단위 길이당 통과하는 질량유량은 (r, θ) 좌표계에서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_r = -\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (1)$$

$$M_\theta = -\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{r \partial \theta} + \frac{\rho \omega r h}{2} \quad (2)$$

스파이럴 그루브 스톱스트 베어링은 그루브와 랜드 지역이 스파이럴 형태로 경계지어져 있기 때문에 그루브 경계를 따라가는 일반 좌표계 (ζ, η) 를 Fig. 2와 같이 설정하여 좌표계의 변환

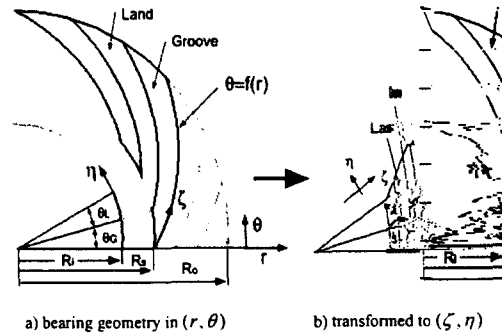


Fig. 2 Coordinate transformation

을 이용하여 해석하였다.

(r, θ) 와 (ζ, η) 좌표계 사이의 변환식은 스파이럴의 형태가 아르키메디안 나선이므로 다음과 같다.

$$\zeta = r \quad (3)$$

$$\eta = \theta - f(r) = \theta - \tan \alpha \ln \frac{r}{r_i} \quad (4)$$

좌표 변환된 검사체적에 (Fig. 3) 대해 ζ 방향과 η 방향으로 단위 길이를 통과하는 질량유량을 각각 M_ζ, M_η 라 하면 M_ζ 와 M_η 는 다음과 같이 구해진다.

$$M_\zeta = M_r \quad (5)$$

$$M_\eta = (M_\theta - \tan \alpha M_r) / \sqrt{B} \quad (6)$$

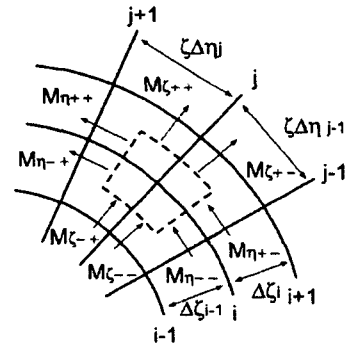


Fig. 3 Control volume and mass flux

여
기서

$$B = 1 + \tan^2 \alpha \quad (7)$$

식(5)와 (6)의 M_r, M_θ 는 식(3)과 (4)로부터 다음과 같이 ζ 와 η 에 관해 나타낼 수 있다.

$$M_r = -\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \zeta} + \tan \alpha \frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\zeta \partial \eta} \quad (8)$$

$$M_\theta = -\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\zeta \partial \eta} + \frac{\rho \omega r h}{2} \quad (9)$$

베어링 내부의 공기가 이상기체이며 등온이라는 가정을 하면 Fig.3의 검사체적에 대한 질량 보존식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & (M_{\zeta+\eta})\zeta\Delta\eta + (M_{\zeta-\eta})\zeta\Delta\eta_{,-1} \\ & - (M_{\zeta-\eta})\zeta\Delta\eta - (M_{\zeta+\eta})\zeta\Delta\eta_{,-1} + (M_{\eta+\zeta})\Delta\zeta \\ & + (M_{\eta-\zeta})\Delta\zeta_{,-1} - (M_{\eta+\zeta})\Delta\zeta - (M_{\eta-\zeta})\Delta\zeta_{,-1} \\ & + \frac{\partial}{\partial t}((CV_{\zeta+\eta}) + (CV_{\zeta-\eta}) + (CV_{\eta+\zeta}) + (CV_{\eta-\zeta})) = 0 \quad (10) \end{aligned}$$

여기서,

$$CV = \rho h \frac{\Delta\zeta}{2} \frac{\zeta\Delta\eta}{2} = \rho h \zeta \frac{\Delta\zeta\Delta\eta}{4} \quad (11)$$

식 (10)에 이상기체의 상태 방정식 $p = \rho RT$ 를 대입하고 무차원화하여 질량 보존식을 완성할 수 있다.

$$\begin{aligned} & (M_{R+\eta}) + (M_{R-\eta}) - (M_{R-\eta}) - (M_{R+\eta}) \\ & + (M_{\theta+\zeta}) + (M_{\theta-\zeta}) - (M_{\theta+\zeta}) - (M_{\theta-\zeta}) \\ & + j \frac{\partial}{\partial \tau}((V_{\zeta+\eta}) + (V_{\zeta-\eta}) + (V_{\eta+\zeta}) + (V_{\eta-\zeta})) = 0 \quad (12) \end{aligned}$$

$$(M_R) = \left(-PH' \frac{\partial P}{\partial R} + \tan \alpha PH' \frac{\partial P}{R \partial \phi} \right) \frac{R \Delta \phi}{2} \quad (13)$$

$$(M_\theta) = \left(-(1 + \tan^2 \alpha) PH' \frac{\partial P}{R \partial \phi} + \tan \alpha PH' \frac{\partial P}{\partial R} + \Delta PHR \right) \frac{\Delta R}{2} \quad (14)$$

$$(V) = \sigma PH \frac{\Delta R}{2} \frac{R \Delta \phi}{2} = \sigma PHR \frac{\Delta R \Delta \phi}{4} \quad (15)$$

공기막의 강성을 구하기 위해서 P, H 에 대하여 다음과 같이 가정하는 섭동법을 이용한다.

$$H = H_0 + (\varepsilon) e^t \quad (16)$$

$$P = P_0 + P_\zeta (\varepsilon) e^t \quad (17)$$

이 식을 식(13), 식(14), 식(15)에 대입하여 P_ζ 에 관한 방정식을 얻을 수 있다. P_ζ 는 복소수로서 실수부와 허수부는 각각 다음과 같이 강성과 감쇠에 관계된 항이다.

$$K_\zeta = \frac{k_z h_{L_0}}{\rho_a r_o^2} = \iint_{R, \phi} \text{Re}\{P_\zeta\} R dR d\phi \quad (18)$$

$$C_\zeta = \frac{c_{ij} h_{L_0} \nu}{\rho_a r_o^2} = \iint_{R, \phi} \text{Im}\{P_\zeta\} R dR d\phi \quad (19)$$

2.3 해석 방법

그루브와 랜드 지역이 하나씩 붙어 있는 해석 영역에 대하여 반경 방향 및 원주 방향으로 20×20 개의 검사체적을 구성하였다. 식(10)에 이상기체의 방정식 $p = \rho RT$ 를 대입하면 격자점의 압력에 관한 2차 방정식이 나오므로 $q = p^2/2$ 로 치환하였다. 사용된 압력 경계조건은 다음과 같다.

베어링 경계 :

$$P(r = r_o \text{ or } r = r_i, \phi) = 1 \quad (20)$$

$$P_\zeta(r = r_o \text{ or } r = r_i, \phi) = 0 \quad (21)$$

주기조건 :

$$P(r, \phi) = P(r, \phi + 2\pi) \quad (22)$$

$$P_\zeta(r, \phi) = P_\zeta(r, \phi + 2\pi) \quad (23)$$

압력의 수렴조건은 다음과 같다.

$$\frac{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N |P_i^n - P_i^{n-1}|}{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N P_i^n} \leq 10^{-4} \quad (24)$$

3. 최적 설계

3.1 설계 변수 값에 따른 베어링 성능 변화

동압 공기 베어링은 공기의 낮은 점성계수 때문에 부하용량이 비슷한 크기를 가지는 볼베어링이나 동압 유체 베어링에 비해 매우 작다. 따라서 부하용량이 베어링의 성능을 판단하는 매우 중요한 인자가 된다. 또한 외란의 영향을 줄이고 운전정밀도를 높이기 위해서는 높은 강성이 필수적이다. 선정된 베어링의 부하용량과 강성은 베어링의 형상을 결정하는 설계 변수에 따라 달라지게 된다. 따라서 주어진 크기와 운전 조건을 가지는 베어링에 대해 부하용량과 강성을 최대가 되게 하는 설계 변수들의 값을 구하는 것이 중요하다.

선정된 베어링들의 운전 조건을 나타내는 베어링수는 HDD 스피들 등의 소형 기기에서 보통 2.0~5.0 정도의 값을 가지게 된다. 따라서 본 연구에서는 베어링 수가 5.0인 경우에 대해서 최적 설계 변수들의 값을 구했다.

Fig. 4는 스텝-포켓 베어링의 설계 변수 값들의 변화에 따른 무차원 부하용량과 무차원 강성의 변화를 나타낸다. Fig. 4(a)는 스텝-포켓 베어링의 설계 변수인 중심반지름비가 0.55, 그루브 길이비가 0.70, 그루브 폭비가 0.75, 그루브 높이비가 2.5일 때 무차원 부하용량이 최대가 됨을 나타내고 있으며, Fig. 4(b)는 중심반지름비가 0.55, 그루브 길이비가 0.70, 그루브 폭비가 0.75, 그루브 높이비가 2.0일 때 무차원 강성이 최대 값을 가짐을 나타낸다.

3.2 최적 설계 조건에 따른 베어링 성능

스텝-포켓 베어링뿐만 아니라 다른 세가지 형식의 베어링에 대해서도 최적 설계 그래프를 그려서 무차원 부하용량과 무차원 강성을 최대로 되게 하는 최적 설계 변수 값을 구하고 그 때의 베어링 성능을 계산해서 Table 2에 나타내었다. 네가지 형식의 베어링 중에 Inward pumping 스파이럴 그루브 베어링이 강성과 부하용량 면에서 다른 베어링 보다 우수함을 확인할 수 있다. 그 다음으로 스텝-포켓 베어링의 성능이 우수

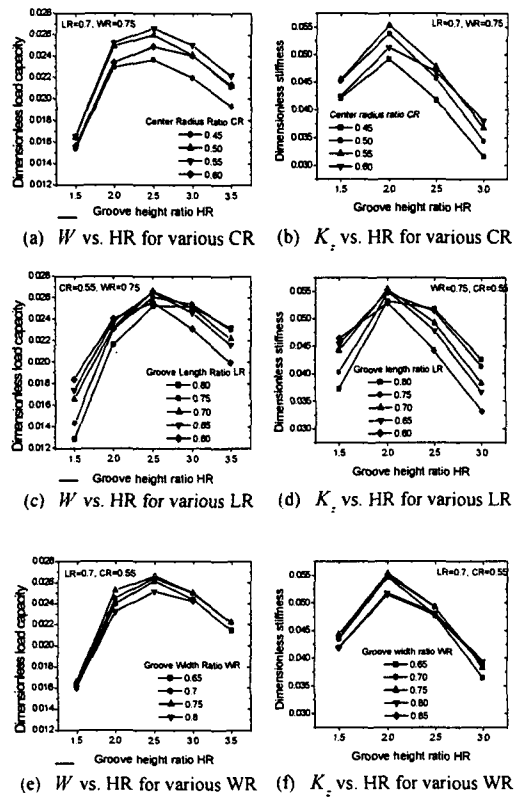


Fig. 4 Optimal design graph for a step-pocket bearing

하고 outward pumping 스파이럴 그루브 베어링의 성능이 가장 떨어지는 것을 알 수 있다. 특히 강성값은 다른 베어링에 비해 15%정도 크다는 것을 알 수 있다. 또한 최대 무차원 부하용량을 가지는 베어링의 설계 변수 값과 최대 무차원 강성을 가지는 베어링의 설계 변수 값이 약간 다를 수 있다. 특히 모든 형식의 베어링에 대해 최대 무차원 강성 조건의 그루브 높이비가 최대 무차원 부하용량 조건의 그루브 높이비보다 작음을 알 수 있다. 따라서 베어링의 강성을 최대로 하기 위해서는 베어링의 그루브 깊이를 최대 부하용량 조건일 때보다 얇게 내는 것이 바람직하다.

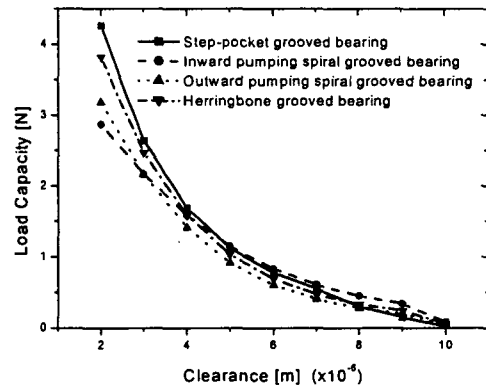
Table 2 Optimal values of design parameters and bearing performances

Bearing number = 5.0				
	SPB	ISGB	OSGB	HGB
Optimal values of design parameters for maximum dimensionless load capacity				
Center radius ratio (CR)	0.55			0.45
Seal ratio (SR)		0.25	0.75	
Groove angle (α)		74	70	72
Groove length ratio (LR)	0.7	0.5	0.65	0.4
Groove width ratio (WR)	0.75			
Groove height ratio (HR)	2.5	4.0	4.0	3.0
Bearing performances under maximum dimensionless load capacity condition				
Dimensionless load	0.02733	0.02864	0.02167	0.02440
Dimensionless axial stiffness	0.05025	0.05721	0.04624	0.05097
Optimal values of design parameters for maximum dimensionless stiffness				
Center radius ratio (CR)	0.55			0.5
Seal ratio (SR)		0.25	0.75	
Groove angle (α)		72	68	74
Groove length ratio (LR)	0.7	0.65	0.65	0.45
Groove width ratio (WR)	0.75			
Groove height ratio (HR)	2.0	3.5	3.0	2.5
Bearing performances under maximum dimensionless stiffness condition				
Dimensionless load	0.02477	0.02563	0.01917	0.02174
Dimensionless axial stiffness	0.05670	0.06466	0.04960	0.05521

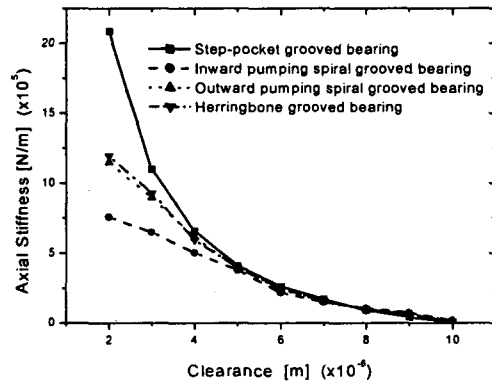
4. 베어링 성능 비교

선정된 베어링의 성능 비교를 위해 다음과 같은 크기와 운전 조건을 갖는 스티스트 베어링에 대해 각각의 베어링 형식을 적용하여 베어링의 간극변화에 따른 부하용량과 강성의 변화를 살펴본다.

운전조건 :
 베어링 외경 1 cm
 베어링 내경 0.5 cm
 회전속도 15,000 rpm



(a) Load capacity versus bearing clearance



(b) Axial stiffness versus bearing clearance

Fig. 5 Performance of bearings of several types

최대 부하용량 조건으로 베어링의 설계 변수 값을 결정하였으며 베어링의 그루브깊이를 결정하기 위해 베어링의 랜드부 간극은 $5\mu\text{m}$ 를 기준으로 두었다. 이상의 조건에서 베어링 수는 대략 5.5 정도가 되어 Table 2에 나타나 있는 설계 변수 값들을 이용하여 베어링의 성능을 구할 수 있다. 베어링의 랜드부 간극변화에 따른 부하용량과 강성의 변화를 각각 Fig. 5에 나타내었다. 베어링 랜드부 간극이 작은 경우(대략 $5\mu\text{m}$ 이하) 부하용량이나 축방향 강성 모두 스텝-포켓 베어링이 우수함을 알 수 있으며, Inward pumping 스파이럴 그루브 베어링의 부하용량이 가장 작음을 알 수 있다. 그러나 랜드부 간극이 $5\mu\text{m}$ 보다 커질 때는 Inward pumping 스파이럴 그루브 베어링의 성능이 우수해지는데 이는 베어링수가 달라져 필요한 최적 설계 변수 값이 다르기 때문이다.

5. 결 론

본 연구에서는 스텝-포켓 베어링, Inward pumping 스파이럴 그루브 베어링, Outward pumping 스파이럴 그루브 베어링, 헤링본그루브 베어링을 선정하여, 그루브의 형상을 결정하는 설계 변수로 중심반지름비, 그루브 길이비, 그루브폭비, 그루브높이비, 그루브각, 시일비의 변화에 따른 베어링의 성능 변화를 수치 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 각 베어링의 설계 변수 값들의 변화에 따라 베어링의 부하용량과 강성은 달라지며, 주어진 운전조건(베어링수=5.0)하에서 베어링의 부하용량이나 강성을 최대화 하는 설계 변수 값들을 제시하였다.

(2) 베어링수가 5.0인 운전조건에서는 Inward pumping 스파이럴 그루브 베어링의 성능이 부하용량과 축방향 강성을 고려할 때, 다른 형식의 베어링보다 우수하며 스텝-포켓 베어링의 성능도 이에 견줄만큼 우수하다.

(3) 베어링수가 5.0에서 부하용량을 최대화 하는 설계 변수 값을 가지는 베어링들의 성능을 베어링의 랜드부 간극 변화에 따라 계산한 결과 역시 Inward pumping 스파이럴 그루브 베어링과 스텝-포켓 베어링의 성능이 우수하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부 산업기반기술개발사업(A03-A07-2207-01)의 위탁과제로서 지원을 받아 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

기호 설명

b_l	land arc length
b_g	groove arc length
C	dimensionless damping coefficients
CR	center radius ratio
c	axial damping coefficient
h_g	groove height
h_l	land height
h	film thickness
HR	groove depth ratio, h_g/h_l
k	axial stiffness coefficient
K	dimensionless axial stiffness coefficient
LR	groove length ratio, $b_g/(b_g + b_l)$

M_r	mass flux in r direction
M_θ	mass flux in θ direction
M_ζ	mass flux in ζ direction
M_η	mass flux in η direction
p_a	atmosphere pressure
p	pressure in fluid film
r, θ	coordinates of cylindrical coordinate system
r_o	outer radius of thrust bearing
r_s	seal radius of thrust bearing
r_i	inner radius of thrust bearing
SR	seal ratio, $(r_o - r_s) / (r_s - r_i)$
v_r	velocity of r direction
v_θ	velocity of θ direction
w	groove width
WR	groove width ratio
W	load capacity
\bar{W}	dimensionless load capacity, $W / \pi p_a r_o^2$
α	groove angle

$$A = \text{bearing number, } \frac{6\mu\omega}{p_a} \left(\frac{R_o}{h_L} \right)^2$$

$$\sigma = \text{squeeze number, } \frac{12\mu v}{p_a} \left(\frac{R_o}{h_L} \right)^2$$

μ	viscosity of air
ρ	density of air
ω	rotating speed
σ	perturbation frequency
ζ, η	coordinates of transformed coordinate system
r, θ	coordinates of cylindrical coordinate system

참 고 문 헌

- [1] Ausman J. S., "An Approximate Analytical Solution of Self-Acting Gas Lubrication of Stepped Sector Thrust Bearings" *ASLE Transaction*, Vol. 4, 1961, pp. 304-314
- [2] Malanoski, S. B., and Pan, C. H. T., "The Static and Dynamic Characteristics of the Spiral-Grooved Thrust Bearing." *ASME Journal of Basic Engineering*, Vol. 87, 1965, pp. 541-558
- [3] James, D. D., and Potter, A. F., "Numerical Analysis of Gas Lubricated Spiral Groove Thrust Bearing Compressor," *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 89, 1967, pp. 439-444.
- [4] Bonneau, D., Huitric, J., and Tournerie, B., "Finite Element Analysis of Grooved Gas Thrust Bearings and Grooved Gas Face Seals," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 115, 1993, pp. 348-354
- [5] Jiasheng Zhu, Kyosuke Ono, "A Comparison study on the Performance of Four Types of Oil Lubricated Hydrodynamic Thrust Bearings for Hard Disk Spindles," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 121, 1999, pp. 114-120