

## 다공질 공기 베어링을 적용한 반도체 웨이퍼 연마용 스피indle 개발

이동현<sup>1\*</sup> · 김병욱<sup>1</sup> · 전병찬<sup>2</sup> · 허균철<sup>3</sup> · 김기수<sup>4</sup>

<sup>1</sup>한국기계연구원 시스템다이나믹스연구실 책임연구원

<sup>2</sup>한국기계연구원 시스템다이나믹스연구실 선임기술원

<sup>3</sup>한국기계연구원 시스템다이나믹스연구실 선임연구원

<sup>4</sup>카스윈(주) 기술연구소 이사

## Development of Wafer Grinding Spindle with Porous Air Bearings

Donghyun Lee<sup>1\*</sup>, Byungock Kim<sup>1</sup>, Byungchan Jeon<sup>2</sup>, Gyunchul Hur<sup>3</sup> and Kisoo Kim<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Senior Researcher, Dept. of System Dynamics, Korea Institute of Machinery and Material

<sup>2</sup>Junior Technician, Dept. of System Dynamics, Korea Institute of Machinery and Material

<sup>3</sup>Junior Researcher, Dept. of System Dynamics, Korea Institute of Machinery and Material

<sup>4</sup>Director, Research Center, Kaswin

(Received Feb. 20, 2023; Revised Feb. 28, 2023; Accepted Feb. 28, 2023)

**Abstract** – Because of their cleanliness, low friction, and high stiffness, aerostatic bearings are used in numerous applications. Aerostatic bearings that use porous materials as means of flow restriction have higher stiffness than other types of bearings and have been successfully applied as guide bearings, which have high motion accuracy requirements. However, the performances of porous bearings exhibit strong nonlinearity and can vary considerably depending on design parameters. Therefore, accurate prediction of the performance characteristics of porous bearings is necessary for their successful application. This study presents a porous bearing design and performance analysis for a spindle used in wafer polishing. The Reynolds and Darcy flow equations are solved to calculate the pressures in the lubrication film and porous busing, respectively. To verify the validity of the proposed analytical model, the calculated pressure distribution in the designed bearing is compared with that derived from previous research. Additional parametric studies are performed to determine the optimal design parameters. Analytical results show that optimal design parameters that obtain the maximum stiffness can be derived. In addition, the results show that cross-coupled stiffness increases with rotating speed. Thus, issues related to stability should be investigated at the design stage.



© Korean Tribology Society 2023. This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution License(CC BY, <https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>), which permits unrestricted use, distribution, and reproduction of the work in any medium, provided the original authors and source are properly cited.

**Keywords** – Aerostatic bearing(공기 베어링), Porous bearing(다공질 베어링), Spindle(스핀들)

### Nomenclature

$C$  : Radial clearance (m) (베어링 간극)

$D$  : Bearing diameter (m) (베어링 직경)

$H$  : Dimensionless film thickness (무차원 윤활막두께)

\*Corresponding author: Donghyun Lee  
Tel: +82-42-868-7662, Fax.: +82-42-868-7098  
E-mail: donhyun2@kimm.re.kr  
<http://orcid.org/0000-0001-6469-2569>

- $h$  : Film thickness (m) (윤활막 두께)  
 $k$  : Permeability (m<sup>2</sup>) (투과율)  
 $L$  : Bearing length (m) (베어링 길이)  
 $P$  : Dimensionless pressure (무차원 압력)  
 $p$  : Pressure (bar) (압력)  
 $p_s$  : Supply pressure (bar) (공급압력)  
 $r_b$  : Bearing radius (m) (베어링 반경)  
 $t$  : Time (s) (시간)  
 $t_p$  : Thickness of busing (m) (다공질 부싱 두께)  
 $\mu$  : Viscosity of lubricant (Pas) (윤활제 점도)  
 $A$  : Compressibility factor (압축 계수)  
 $A_p$  : Feed parameter (급기 계수)  
 $\omega$  : Rotating speed (rad/s) (회전속도)  
 $\omega_s$  : Whirling speed (rad/s) (휨링속도)  
 $\tau$  : Dimensionless time (무차원 시간)  
 $\theta$  : Circumferential coordinate (rad) (원주방향 좌표)

## 1. 서 론

외부 가압 베어링은 외부에서 가압된 기체를 베어링으로 공급할 때 유동 저항을 통과하도록 설계되며, 이러한 유동 저항은 모세관(Capillary), 오리피스(Orifice), 슬롯(Slot), 다공질 소재(Porous material) 등이 사용된다. 따라서, 외부 가압 베어링은 사용되는 유동 저항의 종류에 따라 베어링의 성능이 달라지기 때문에 적용처의 목적에 따라 적절한 형태의 베어링을 선정해야 한다. 외부 가압 베어링 중 다공질 베어링은 미세 기공을 가진 다공질 소재를 베어링 부싱(Bushing)으로 제작하여, 외부에서 공급되는 고압의 기체를 통해 회전축을 윤활하는 원리로 작동하게 된다. 다공질 베어링은 가압된 기체가 베어링면 전체에 공급되기 때문에 다른 외부 가압 베어링에 비해 하중지지능력이나 강성이 크다고 알려져 있어 고정 밀도가 요구되는 가이드 베어링이나 이송 장치 등에 적용되고 있다. 그러나, 이러한 다공질 베어링은 다른 베어링에 비해 상대적으로 제작이 어렵고, 윤활을 위한 기체 소비량이 많다는 단점 또한 가지고 있다[1].

다공질 베어링에 대한 연구는 1960년대 부터 수행되었으며, 수치해석을 통해 베어링의 성능을 예측하고 실험을 통해 검증하는 연구들이 수행 되었다. Sneck등은 다공질 베어링에 의해 지지되는 회전축의 성능 해석을 위해 지배 방정식을 유도하였으며, 이를 통해 베어링의 성

능 해석을 수행하였다[2]. 이후, Sneck등은 연속된 연구에서 편심율이 0.6 보다 작은 영역에서 예측된 베어링의 특성이 실험과 일치함을 보였다[3]. Majumdar는 다공질 베어링으로 지지되는 회전축이 회전하는 경우와 회전하지 않는 경우에 대해 하중지지능력, 베어링 가스 유량 등을 해석을 통해 예측하였다[4]. 상기연구에서 다공질 소재 내부의 기체 유동은 Darcy법칙을 통해 유도된 지배 방정식이 적용되었다. Sun은 다공질 소재의 투과율(Permeability)과 관련된 무차원 수인 급기 계수(Feeding parameter)와 베어링 수(Compressibility number) 변화에 따른 베어링의 성능 해석을 수행하였다[5]. Lee등은 다공질 베어링에 대한 성능 해석을 통해 다공질 소재의 투과율(Permeability)에 따른 성능 해석을 통해 베어링 설계시 적절한 급기 계수 선정이 필요함을 보였다[6]. 이후, Lee등은 다공질 베어링의 형상 변수들에 대한 성능 해석을 통해 적절한 형상 변수 범위를 제시하였다[7]. Otsu등은 다공질 베어링의 안정성 향상을 위해 베어링 표면에 투과율이 작은 다공질 층을 추가한 베어링을 제안하였으며, 해석을 통해 안정성 향상을 위한 최적의 간극이 존재함을 보였다[8]. 유사한 연구로 Miyatake등은 표면에 투과율이 작은 다공질 층을 적용하여 안정성을 향상시킬 수 있음을 해석을 통해 보였다[9]. Fleming등은 다공질 베어링의 정특성 및 동특성 해석을 통해, 회전속도 증가에 따라 강성의 연성향이 증가함을 보였다[10]. San Andres등은 회전축이 동심 상태일 때 압력 계산을 위한 Reynolds 방정식의 해를 제시하였으며, 고속 회전시 강성의 연성향 증가로 불안정 진동이 발생할 수 있음을 보였다[11]. Khan등은 진공 예압이 적용된 슬라이더 베어링에 대한 성능 해석을 수행하였으며, 패드 형상, 예압의 크기에 따른 성능 예측을 수행하였다[12]. 유사한 연구로 Kim등은 다공질 패드와 진공 패드가 평행하게 배치된 슬라이더 베어링에 대한 강성을 예측하였으며, 진공 패드에 의한 강성 저하를 최소화하기 위해 진공펌프의 유효배기속도를 높이는 것이 필요하다고 발표하였다[13].

상기 연구들과 같이 최근까지 다공질 베어링의 성능 예측 및 설계를 위한 많은 연구들이 수행되었으며, 이를 바탕으로 다공질 베어링은 다양한 회전 기계 및 정밀 이송 장치에 성공적으로 적용 되었다. 또한, 최근에는 다공질 베어링을 정밀 가공에 이용되는 고속 스핀들에 적용하기 위한 연구들도 진행 되고 있다. 앞서 언급하였듯이 다공질 베어링은 다른 베어링에 비해 우수한 강성을 가지므로, 피삭재에 의해 큰 하중을 받는 스핀들에 적용시 많은 장점이 있을 것으로 예상할 수 있다. 그러나, 다

공질 베어링을 스피indle에 적용하기 위한 연구들은 충분히 수행되지 않고 있다. 본 연구는 다공질 베어링을 반도체 웨이퍼 연마용 스피indle에 적용하기 위한 기초 연구로서, 다공질 베어링에 대한 성능 해석을 통해 설계 변수에 따른 베어링의 성능 예측을 수행하였으며, 이를 바탕으로 설계안을 도출한 과정을 소개하고자 한다.

## 2. 연구방법 및 내용

### 2-1. 지배 방정식

Fig. 1은 다공질 베어링의 개략도와 해석에 사용된 좌표계를 나타낸다. 다공질 베어링은 베어링 외경에서  $p_s$ 로 가압된 공기가 공급되며, 다공질 부싱을 통과한 공기는 회전축과 베어링 부싱사이에서 형성된 윤활막으로 공급된다. 이때, 다공질 부싱 축 방향 양단은 압축 공기의 누설 방지를 위해 밀봉되는 구조를 가진다.

윤활막에서 발생하는 압력  $p_1$ 은 압축성 유체에 대한 Reynolds방정식을 통해 계산할 수 있으며, 식(1)과 같이 무차원화된 형태로 표현할 수 있다[6,7].

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (\Lambda P_1 H - P_1 H^3 \frac{\partial P_1}{\partial \theta}) - \frac{\partial}{\partial Z} (P_1 H^3 \frac{\partial P_1}{\partial Z}) + 2\Lambda \gamma \frac{\partial}{\partial \tau} (P_1 H) = \Lambda_p P_1 \left( \frac{\partial P_2}{\partial R} \right) \tag{1}$$

식 (1)에서 다공질 부싱을 통해 윤활막으로 공급되는 공기의 유량은 Darcy의 법칙을 따른다고 가정하였으며, 사용된 식 (1)에서 사용된 무차원 변수들은 식 (2)와 같이 정의된다.

$$Z = \frac{z}{r_b}, P_1 = \frac{p_1}{p_a}, H = \frac{h}{C}, \tau = \omega_s t, \Lambda = \frac{6\mu\omega}{p_a} \left( \frac{r_b}{C} \right)^2, \gamma = \frac{\omega_s}{\omega}, \Lambda_p = \frac{12kr_b^2}{C^3 t_p} \tag{2}$$

다공질 부싱 내부의 공기 압력  $p_s$ 는 원통좌표계에서 유도된 Darcy 유동방정식을 통해 계산되며, 투과율이 등방성이라고 가정하면 식 (3)과 같은 무차원 방정식 형태로 표현할 수 있다.

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R P_2 \frac{\partial P_2}{\partial R} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( P_2 \frac{\partial P_2}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left( P_2 \frac{\partial P_2}{\partial Z} \right) = 0 \tag{3}$$

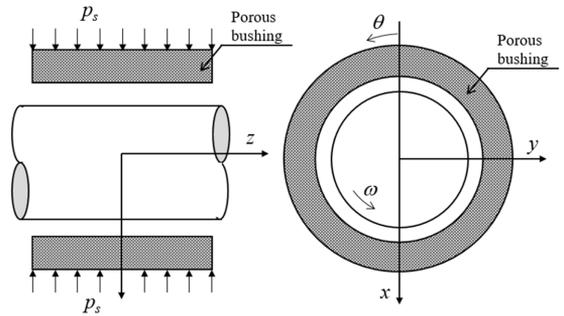


Fig. 1. Schematic of porous bearing.

식 (3)에서 사용된 무차원 변수들은 식 (4)와 같이 정의된다.

$$R = \frac{r}{r_b}, Z = \frac{z}{r_b}, P_2 = \frac{p_2}{p_a} \tag{4}$$

상기 지배방정식을 풀기 위한 경계조건들은 식(5)와 같다. 다공질 부싱 외경 압력은 공급 압력과 동일하며, 내경 압력은 베어링압력과 동일하다. 또한, 부싱 축방향 양단은 누설 방지를 위해 밀봉되어 있기 때문에 비 유동 조건을 적용하였다.

$$\begin{aligned} P_1(\theta, L/2R) &= P_1(\theta, -L/2R) = 1 \\ P_1(\theta, Z) &= P_1(\theta + 2\pi, Z) \\ P_1(\theta, Z) &= P_2(R_i, \theta, Z) \\ P_2(R_o, \theta, Z) &= P_s \\ P_2(R, \theta, Z) &= P_2(R, \theta + 2\pi, Z) \\ \frac{\partial P_2}{\partial Z}(R, \theta, L/2R) &= \frac{\partial P_2}{\partial Z}(R, \theta, -L/2R) = 0 \end{aligned} \tag{5}$$

상기의 지배 방정식을 통해 베어링과 다공질 부싱의 압력 분포를 계산하며, 이를 통해 베어링의 특성 해석을 수행하였다. 또한, 베어링의 강성, 감쇠는 식(1), (3)으로부터 섭동법을 통해 유도된 지배 방정식을 사용하여 해석을 수행하였다[6,7]. 수치 해석은 유한요소법을 사용하여 수행하였으며, 사용된 격자는 베어링의 경우 원주 방향과 축 방향으로 80x40개 다공질 부싱은 반경방향, 원주방향, 축방향으로 각각 20x80x40개의 격자를 사용하여 해석을 수행하였다.

### 2-2. 스피indle 설계

Fig. 2는 본 연구를 통해 개발중인 반도체 웨이퍼 연

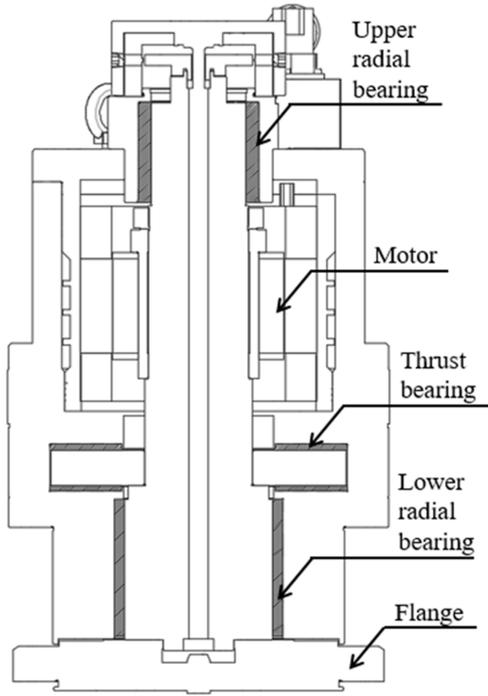


Fig. 2. Schematic of spindle for wafer polishing.

마용 스피들의 단면을 나타낸다. 회전축은 반경 방향 하중을 지지하는 2개의 레디얼 베어링과 축방향 하중 지지를 위한 1쌍의 스러스트 베어링에 의해 지지된다. 레디얼 베어링과 스러스트 베어링 모두 다공질 베어링이 적용되며, 외부에서 압축공기 공급을 위한 유로가 베어링하우징 내부에 가공되어 있다. 회전축은 수직방향으로 설치되며, 회전축 끝단에는 연마 공구 장착을 위한 Flange가 조립된다. 스피들 구동은 회전축에 조립된 유도 전동기를 통해 공급된 동력으로 회전하게 된다.

Table 1은 스피들에 적용된 베어링의 치수 정보를 나타낸다. 연마 공구가 장착되는 Flange 상단에 위치한 레디얼 베어링은 회전축에 Flange 조립을 위한 조립 공간 확

Table 1. Design parameters for porous bearing

Properties	Unit	Value
Rotating speed	rpm	2,500
Lower bearing length to diameter ratio	-	1
Upper bearing length to diameter ratio	-	1
Porous material permeability	mm <sup>2</sup>	$5 \times 10^{-9}$
Supply pressure	bar	5

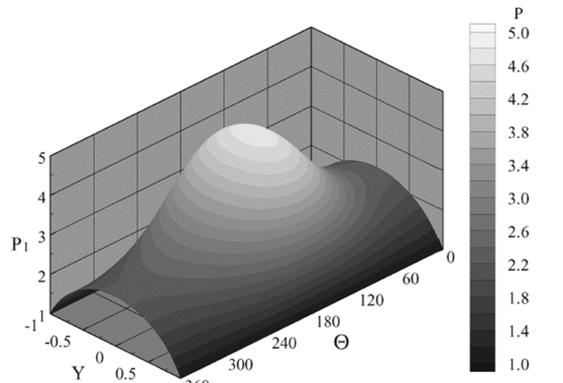
보를 위해 전동기 상단에 위치한 레디얼 베어링보다 직경을 크게 설계하였다. 상부와 하부 레디얼 베어링의 길이대 직경비는 모두 1로 선정하였다. 베어링에 사용된 다공질 재료의 투과율(Permeability)은  $5 \times 10^{-9} \text{mm}^2$ 이며, 공급 압력은 5 bar 스피들의 정격 속도는 2,500 rpm이다.

### 3. 결과 및 고찰

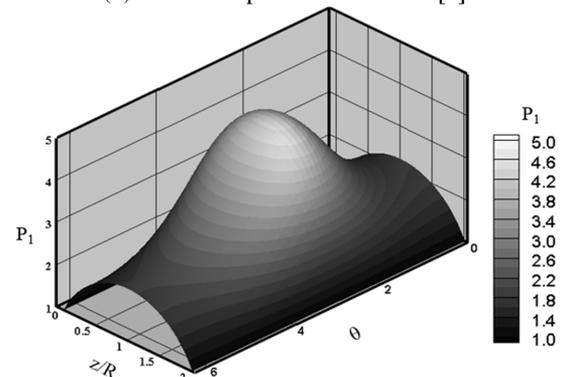
#### 3-1. 기존 연구결과와 비교

본 연구를 통해 개발된 다공질 베어링 해석 프로그램의 정확도를 검증하기 위해 기존 연구에서 소개된 해석 결과와 본 연구를 통해 제작된 프로그램의 결과를 비교하였다.

Fig. 3은 베어링의 길이대 직경비, 간극비가 각각  $L/D=1$ ,  $C/R=0.001$ 인 다공질 베어링에 대해  $e=0.5$ ,  $L=5$ ,  $L_p=1$ ,  $P_s=5$ 인 조건에서 예측된 압력 분포를 나타낸다.

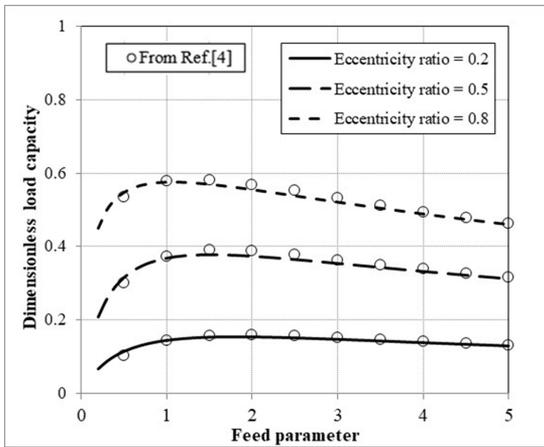


(a) Predicted pressure from Ref. [6]



(b) Predicted pressure from current research

Fig. 3. Pressure distribution in the porous bearing. ( $C/R=0.001$ ,  $L/D=1$ ,  $\varepsilon=0.5$ ,  $P_s=5$ ,  $L=5$ ,  $A_p=1$ ).



**Fig. 4. Dimensionless load capacity for various eccentricity ratios ( $C/R = 0.001$ ,  $L/D = 1$ ,  $P_s = 3$ ,  $A = 0$ ).**

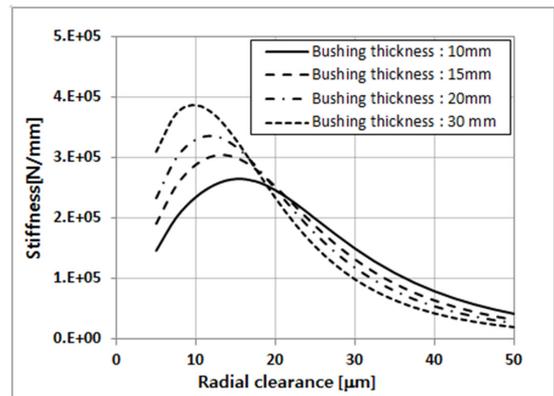
Fig. 3-(a)는 참고 문헌[6]에 기술된 결과이며, Fig. 3-(b)는 본 연구를 통해 해석한 결과이다. Fig. 3을 통해 확인할 수 있듯이, 베어링 내부 압력은 외부 가압으로 모든 영역에서 대기압 보다 높은 압력이 나타났다. 베어링 압력은 축방향 중심에서 가장 높은 압력이 나타났으며, 축방향 양단으로 갈수록 낮아져 대기압으로 수렴된다. 원주 방향 압력은 동압 효과로 최소 공기막 두께 부근에서의 가장 큰 압력이 나타나는 것을 확인할 수 있었다. 또한, Fig. 3-(a)와 Fig. 3-(b) 비교를 통해 본 연구의 해석 결과가 기존 연구결과와 유사하게 나타나는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 4는 길이대 직경비, 간극비가 각각  $L/D = 1$ ,  $C/R = 0.001$ 인 베어링에 대해  $L = 0$ ,  $P_s = 3$ 인 조건에서 급기 계수( $L_p$ ) 변화에 따른 하중지지능력을 예측한 결과이며, 3가지 편심율에 대한 해석 결과를 함께 표기하였다. 또한, Fig. 4에는 참고 문헌[4]에 기술된 결과를 심볼로 함께 표기하였다. Fig. 4를 통해 볼 수 있듯이 베어링 하중지지능력은 편심율 증가에 따라 커짐을 확인할 수 있었으며, 급기 계수( $L_p$ ) 증가에 따라 하중지지능력은 증가하다가 편심율이 작은 경우( $e = 0.2$ )는 일정한 값에 수렴하고, 편심율이 큰 경우( $e = 0.5, 0.8$ )에는 다시 감소하는 경향을 보였다. 따라서, 베어링 설계 시 운전 조건에 따라 적절한 급기 계수를 선정하는 것이 필요함을 확인할 수 있었다. 또한, 본 연구의 해석 결과는 참고 문헌[4]의 결과와 5% 이내로 일치하는 것을 확인할 수 있었으며, 결과의 차이는 사용된 격자 수나 수렴 정도의 차이에 기인하는 것으로 판단된다.

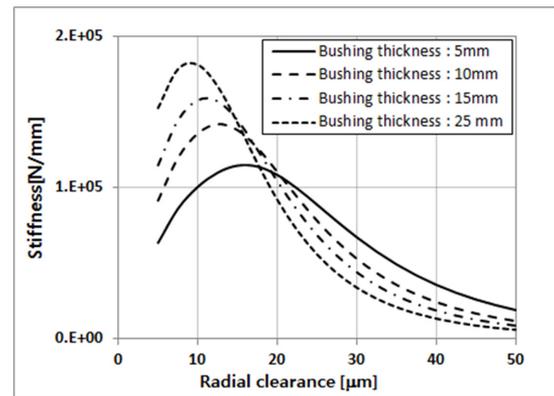
### 3-2. 설계 변수에 따른 성능해석

본 연구의 개발 대상인 반도체 웨이퍼 연마용 스펀들에 적용될 레디얼 베어링의 설계 변수 결정을 위해 성능 해석을 수행하였다. 베어링에 사용될 다공질 소재의 투과율은 Table 1과 같으며, 사용될 다공질 소재에 적합한 베어링 간극과 다공질 부싱의 두께를 결정하는 방법으로 설계를 수행하였다.

Fig. 5는 스펀들의 하단과 상단베어링의 간극 변화에 따른 강성을 나타낸다. 그래프 상에 표기된 베어링 강성은 회전축이 베어링과 동심 상태일 때 계산된 수직 방향 강성( $k_{zz}$ )으로, 회전축이 동심 상 태로 수직방향 강성( $k_{zz}$ )과 수평방향 강성( $k_{yy}$ )은 동일하다. 베어링 강성 해석은 다공질 부싱의 두께를 변화시키며 해석을 수행하였다. 해석 결과 Fig. 5에서 볼 수 있듯이 주어진 다공질 부싱 두께에 대하여 베어링 강성이 최대가 되는 간극이 존재함을 확인할 수 있었다. 또한, 강성이 최대가 되는 베어링 간극은 다공질 부싱의 두께 증가에 따라 작아지



(a) Lower bearing



(b) Upper bearing

**Fig. 5. Stiffness for various radial clearance.**

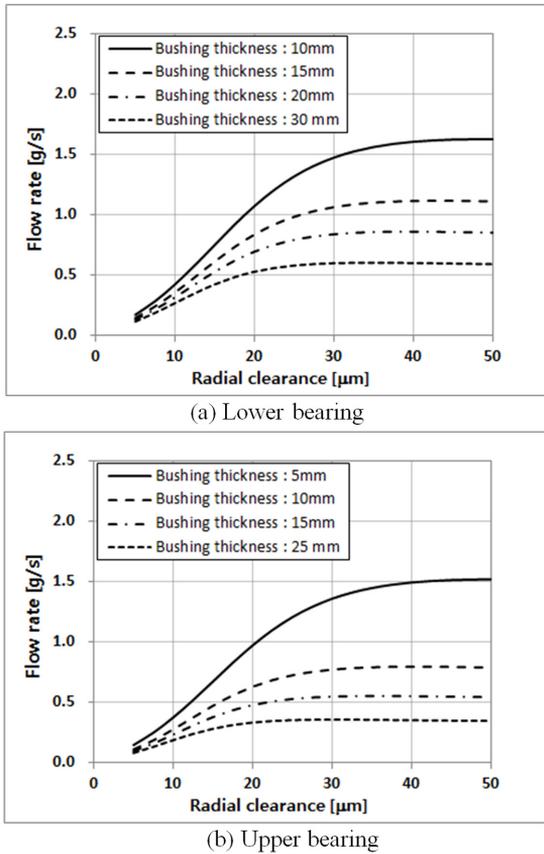


Fig. 6. Flow rate for various radial clearance.

는 경향을 보였으며, 최대 강성은 다공질 부싱의 두께가 클수록 커지는 경향을 보였다. 또한, Fig. 2와 같이 하단 베어링의 직경이 상단 베어링의 직경보다 크기 때문에 모든 동일한 간극에 대하여 하단 베어링의 강성이 상단 베어링보다 크게 예측되었다.

Fig. 6는 베어링 하단과 상단 베어링의 간극 변화에 따른 공기의 유량을 나타낸다. 동일한 다공질 부싱 두께에 대해 간극이 증가할수록 공기의 유량은 증가하며, 일정한 값으로 수렴하는 경향을 보였다. 또한, 동일한 간극에 대하여 부싱 두께가 클수록 다공질 부싱의 유동 저항 증가로 유량은 감소하는 것으로 예측 되었다.

상기의 해석 결과를 바탕으로 다공질 베어링의 설계 변수를 선정하였다. 다공질 베어링의 간극은 가공 정밀도를 고려하여 10 μm이하로는 제작하기 어렵기 때문에 최소 간극은 10 μm로 설정하였다. 또한, 가공 오차에 의한 공차 10 μm 고려하여 상, 하부 베어링 모두 10~ 20 μm로 선정하였다. 설계 시 베어링 강성은 선정된 간극 범

위에서 하부 베어링은  $2.5 \times 10^5$  N/mm, 상부 베어링은  $1.2 \times 10^5$  N/mm 이상이 되도록 기준을 정하였다. 하부 베어링의 경우 Fig. 5-(a)에서 볼 수 있듯이 다공질 부싱의 두께가 15 mm인 경우 상기 강성 기준을 만족하며, 선정된 간극 범위에서 최대 강성이 나타났다. 간극 범위 10~20 μm에서 최대 강성은 부싱 두께가 20, 30 mm인 경우가 15 mm인 경우보다 크지만, 두께가 15 mm인 경우가 선정된 간극 범위에서 강성 변화가 작기 때문에 간극 공차내에서 균일한 진동 특성 확보를 위해 하부 베어링 부싱 두께는 15 mm로 선정하였다. 상부 베어링의 경우는 Fig. 5-(b)에서 볼 수 있듯이 부싱의 두께가 10 mm인 경우 강성기준을 만족하였으며, 선정된 간극 범위에서 최대 강성이 나타났다. 또한, 간극 공차내에서 강성 변화를 고려하여 부싱의 두께를 10 mm로 선정하였다. 선정된 베어링의 유량은 Fig. 6을 통해 하부 베어링은 0.6 g/

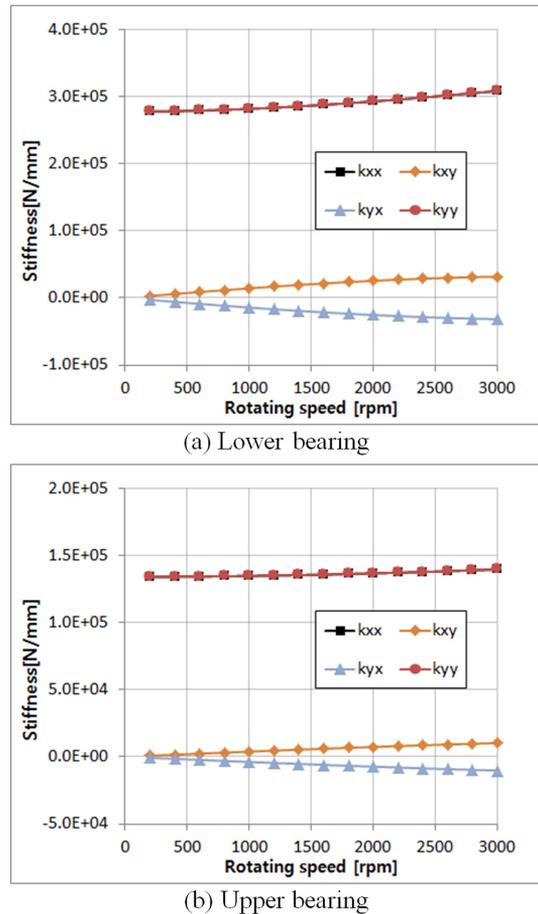


Fig. 7. Stiffness for rotating speed.

s, 상부 베어링은 0.5 g/s 수준으로 예측 되었다.

Fig. 7은 선정된 상, 하부 베어링의 회전속도에 따른 강성 변화를 나타낸다. 상, 하부 베어링 모두 회전축이 동심 상태에서 운전되므로 수직 방향과 수평 방향 강성은 동일하게 예측되었다. 상, 하부 베어링 모두 회전 속도 증가에 따라 강성의 직접항, 연성항이 모두 증가하는 경향을 보였으나, 연성항 증가율이 직접항 증가율 보다 크게 나타났다. 따라서, 고속 회전시에는 강성의 연성항에 의한 불안정 진동이 나타날 수 있을 것으로 예측되었으며, 회전체 동역학 해석을 통한 검토가 필요할 것으로 판단되었다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 다공질 베어링을 반도체 웨이퍼 연마용 스펀들에 적용하기 위해 다공질 베어링에 대한 성능 해석을 수행하였으며, 해석 결과를 바탕으로 설계 변수를 선정하였다. 본 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 베어링 간극 변화에 따라 다공질 베어링의 강성이 최대가 되는 간극이 존재하며, 강성이 최대가 되는 간극은 다공질 부싱 두께가 클수록 감소 하였다.
2. 베어링 간극 증가에 따라 베어링에서 소비되는 공기의 유량은 증가하다 일정한 값으로 수렴하는 결과를 보였다.
3. 회전속도 증가에 따라 강성의 직접항과 연성항은 증가하며, 강성의 연성항 증가율이 직접항 증가율 보다 크게 나타났다.

#### Acknowledgements

이 논문은 2023년도 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국에너지기술평가원의 지원(No. 20223A10100040, 폐지 화력발전설비의 동기조상설비 용도전환 설계기술 개발)과 한국기계연구원 기본사업(NK244B, 인공지능 기반 기계시스템의 예측 진단 및 사고 대응 기술 개발)의 지원을 받아 수행된 연구임.

#### References

[1] Gao, Q., Chen, W., Lua, L., Huo, D. and Cheng, K.,

- “Aerostatic Bearings Design and Analysis with the Application to Precision Engineering: State-of-the-Art and Future Perspectives,” *Tribology Int.*, Vol. 135, pp.1-17, 2019.
- [2] Sneek, H. J. and Yen, K. T., “The Externally Pressurized, Porous Wall, Gas-Lubricated Journal Bearing-I,” *ASLE Trans.*, Vol.7, pp.288-298, 1964.
- [3] Sneek, H. J. and Elwell, R. C., “The Externally Pressurized, Porous Wall, Gas-Lubricated Journal Bearing-II,” *ASLE Trans.*, Vol.8, pp.339-345, 1965.
- [4] Majumdar, B. C., “Analysis of Externally Pressurized Porous Gas Journal Bearings-I,” *Wear*, Vol.33, pp.25-35, 1975.
- [5] Sun, D. C., “Analysis of the Steady State Characteristics of Gas-Lubricated, Porous Journal Bearings,” *J. Lub. Tech.*, Vol.97, pp.44-51, 1975.
- [6] Lee, C. C., You, H. I., “Characteristics of Externally Pressurized Porous Gas Bearings Considering Structure Permeability,” *Tribol. Trans.*, Vol.52, pp.768-776, 2009.
- [7] Lee, C. C. and You, H. I., “Geometrical Design Considerations on Externally Pressurized Porous Gas Bearings,” *Tribol. Trans.*, Vol.53, pp.386-391, 2010.
- [8] Otsu, Y., Miyatake, M. and Yoshimoto, S., “Dynamic Characteristics of Aerostatic Porous Journal Bearings with a Surface Restricted Layer,” *J. Tribol.*, Vol. 133, pp.011701, 2011.
- [9] Miyatake, M., Yoshimoto, S. and Sato, J., “Whirling Instability of a Rotor Supported by Aerostatic Porous Journal Bearings with a Surface-Restricted Layer,” *J. Eng. Tribol.*, Vol. 220, pp.95-103, 2006.
- [10] Fleming, D. P., Thayer, W. J. and Cunningham, R. E., “Numerical and Experimental Investigation on the Performance of Hybrid Porous Gas Journal Bearings,” *Lubr. Science*, Vol. 33, pp. 60-78, 2022.
- [11] San Andres, L, Yang, J. and Devitt, Andrew, “Porous Gas Journal Bearings: An Exact Solution Revisited and Force Coefficients for Stable Rotordynamic Performance,” *Appl. Sci.*, Vol. 11, pp. 7949, 2021.
- [12] Khan, P., Lee, C., Kim, E. and Hwang, P., “Finite Difference Analysis of Dynamic Characteristics of Negative Pressure Rectangular Porous Gas Bearings,” *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol.22, No.2, pp.93-98, 2006, <https://doi.org/10.9725/kstle.2006.22.2.093>
- [13] Kim, G. and Park, C., “Analysis on the Static Performance of Vacuum-Preloaded Porous Air Bearings,” *J. Korean Soc. Precis. Eng.*, Vol.30, pp.1327-1333, 2013.