

진공용 공기베어링의 성능해석

김경호#, 박천홍*, 이후상*, 김승우**

Performance Analysis of a Vacuum-Compatible Air Bearing

Gyungho Khim#, Chun-Hong Park*, Husang Lee* and Seung-Woo Kim**

ABSTRACT

This paper describes a theoretical analysis and experimental verification on the performances of a vacuum-compatible air bearing, which is designed with a cascaded exhaust scheme to minimize the air leakage in a vacuum environment. The design of the vacuum-compatible air bearing equipped with the differential exhaust system requires great care because several design parameters, such as the number of exhaust stages, diameter of exhaust tube, pumping speed of a vacuum pump, and bearing clearance greatly influence the air leakage and thus degree of vacuum. In this study, a performance analysis method was proposed to estimate the performances of the air bearing, such as load capacity, stiffness, and air leakage. Results indicate that the load capacity and stiffness of the air bearing was improved as its boundary pressure, which was determined by the 1st exhaust method, was lowered, and the dominant factors on the chamber's degree of vacuum were the number of exhaust stages, exhaust tube diameter and bearing clearance. A vacuum chamber and air bearing stage using porous pad were fabricated to verify the theoretical analysis. The results demonstrate that chamber pressure up to an order of 10^{-3} Pa was achieved with the air bearing stage operating inside the chamber, and this analysis method was valid by comparing predicted values with experimental data, for the mass flow rates from the porous pad, and pressures at each exhaust port and chamber, respectively.

Key Words : Vacuum-compatible air bearing (진공용 공기베어링), Differential exhaust system(차동배기시스템), Leakage analysis (누출량 해석), Degree of vacuum (진공도)

기호설명

a_i = circumference length of the i^{th} seal ($i=1, \dots, n$)
 C_v = conductance in viscous flow region
 C_m = conductance in molecular flow region
 C_{si} = conductance of the i^{th} seal

C_{ii} = conductance of the i^{th} exhaust tube
 d_i = diameter of the i^{th} exhaust tube
 d_c = diameter of the chamber exhaust tube
 E_z = relative permeability coefficient of restricted layer in porous media
 h = bearing clearance (=seal gap)

☞ 접수일: 2006년 5월 9일; 게재승인일: 2006년 8월 26일

교신저자: 한국기계연구원 지능기계연구센터

E-mail gyungho@kimm.re.kr Tel. (042) 868-7105

* 한국기계연구원 지능기계연구센터

** 한국과학기술원 기계공학과

- H = thickness of porous pad
 k_x, k_y, k_z = permeability coefficient of porous media
 in the x, y and z directions
 \bar{K} = dimensionless stiffness
 K_n = Knudsen number
 L_x = length of a porous pad
 L_y = width of a porous pad
 l_{ii} = length of the i^{th} exhaust tube
 l_{si} = length of the i^{th} seal
 l_{ic} = length of the chamber exhaust tube
 n = the number of exhaust stages
 p = pressure
 P_i = pressure of the i^{th} exhaust groove
 P_e = environment pressure of air bearing
 P_a = atmosphere pressure
 P_c = chamber pressure
 P_s = supply pressure
 \bar{P}_i = average pressure at the two ends of the
 exhaust tube
 \bar{P}_s = average pressure at the two ends of the seal
 P_{pi} = inlet pressure of the i^{th} exhaust pump
 P_{ui} = ultimate pressure of the i^{th} exhaust pump
 \bar{Q} = dimensionless mass flow rate
 Q_0 = mass flow rate from the porous pad
 Q_{p1} = mass flow rate from the first exhaust tube
 Q_{outgas} = outgassing rate
 Q_{leak} = leakage rate from the air bearing
 S_i = pumping speed of the i^{th} exhaust pump
 S_c = pumping speed of the chamber exhaust pump
 S_{c_eff} = effective pumping speed of the chamber
 exhaust pump
 \bar{W} = dimensionless load capacity
 x, y, z = coordinate system of the air bearing in the
 length, width, and height direction
 z' = thickness of restricted layer

Greek symbols

- η = viscosity coefficient of air
 λ = correction factor of molecular flow in
 rectangular tube
 Λ = bearing feed number
 σ = Clausing's factor
 ψ = correction factor of viscous flow in rectangular
 tube

1. 서론

차세대 노광장비나 고밀도 기록장비 등은 가
 공기능한 선풍을 보다 미세화하기 위해 극자외선
 (EUV)이나 전자빔 등 짧은 파장대를 사용하게 되
 므로 빔경로를 제어하기 위해 진공환경을 필요로
 하며, 따라서 이들 장비용 초정밀 스테이지도 진
 공환경하에서의 구동을 전제로 설계되어야 한다.

진공환경에서 적용이 가장 용이한 베어링으로
 는 구름 베어링을 들 수 있으나 윤활제에 의한 진
 공도 저하의 우려가 있으며, 베어링의 운동에 따
 른 반복정밀도가 요구되는 가공 선풍보다 크므로
 초정밀 스테이지에는 적합하지 않다. 따라서 자기
 베어링이나 공기베어링을 적용하고자 하는 연구가
 활발히 진행되고 있다.¹⁻¹⁰

자기 베어링은 하나의 몸체로 부상과 구동이
 가능하고 측정과 제어의 한계까지 정밀도 구현이
 가능하다는 장점이 있다. 그러나 기계적 가이드
 없이 모든 운동이 제어에 의해 이루어지므로 센서
 와 외부 환경 노이즈에 민감할 뿐만 아니라 전자
 석에 의해 발생된 강한 자기장이 전자빔의 궤적에
 악영향을 주는 치명적인 문제가 존재한다.^{1,2} 반면,
 공기베어링은 위와 같은 문제점들이 나타나지 않
 으며, 기계적 가이드가 존재하여 장기간 사용에
 대해서도 뛰어난 반복정밀도를 기대할 수 있다.

공기베어링을 진공환경에서 사용하기 위해서
 는 베어링에서 배출되는 공기가 챔버로 누출되는
 양이 최소가 되도록 배기시스템을 설치하여 고진
 공을 유지할 필요가 있다. 이를 위해서는 공기베
 어링 주위에 다단계의 배기슬롯을 배치하여 순차
 적으로 압력을 낮추는 차동 배기시스템(differential
 exhaust system)이 실용적인 방안으로 강구되고 있
 다.³⁻¹⁰ 차동배기시스템을 적용하기 위해서는 각 배
 기단계에 적용할 진공펌프의 용량, 배관 등을 적
 절히 선정하고 이에 따른 공기베어링의 성능 및
 챔버로의 공기 누출량 등의 예측이 필요하지만 이
 에 대한 해석방법이나 결과 등을 발표한 결과는
 아직 제시되고 있지 않다.

본 논문에서는 진공용 공기베어링 및 차동배
 기시스템의 설계방법을 체계화하기 위한 첫 단계
 로, 차동 배기시스템을 갖는 진공용 공기베어링의
 성능해석 모델을 제안하고 배기상태에 의해 결정
 되는 경계조건에 따른 공기베어링의 성능을 검토
 하였다. 또한 진공용 공기베어링 스테이지를 제작

한편, 베어링간극 내에서의 압력분포는 연속방정식, Navier-Stokes 방정식과 상태방정식으로부터 식 (3)과 같이 나타내어진다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p^2}{\partial x} \right) + h^3 \frac{\partial^2 p^2}{\partial y^2} - 12k_z E_z \frac{\partial p^2}{\partial z'} = 0 \quad (3)$$

식 (1) ~ 식 (3)으로부터 베어링 간극내의 압력분포를 구할 수 있으며 본 논문에서는 유한차분법 (Finite Difference Method)과 과속완화법(Successive Over Relaxation)¹³ 을 이용하여 수치해석을 수행하였다.

구해진 압력분포로부터 다공질 공기베어링의 무차원화 한 부하용량 \bar{W} , 강성 \bar{K} 및 소비유량 \bar{Q} 를 식 (4)~ 식 (6)과 같이 구할 수 있다.

$$\bar{W} = \frac{2 \int_0^{L_y/2} \int_{-L_x/2}^{L_x/2} (p - P_c) dx dy}{L_x L_y (P_s - P_a)} \quad (4)$$

$$\bar{K} = -\frac{d\bar{W}}{dh} h \quad (5)$$

$$\bar{Q} = -\frac{h^3 H}{12L_x L_y E_z k_z (P_s - P_a)^2} \times \left(\int_0^{L_y/2} \left. \frac{\partial p^2}{\partial x} \right|_{-L_x/2}^{L_x/2} dy + \int_{-L_x/2}^{L_x/2} \left. \frac{\partial p^2}{\partial y} \right|_0^{L_y/2} dx \right) \quad (6)$$

여기서 P_c 는 베어링 주변환경의 압력으로 진공챔버 내에서는 챔버의 압력(P_c)과 일치한다. P_a 는 대기압력, P_s 는 공급압력, h 는 베어링간극, L_x, L_y, H 는 각각 다공질 패드의 길이와 폭, 두께를 나타내는 변수이다.

2.3 차동 배기시스템의 배기유량 해석

배기시스템의 각 배기 단계에서의 유량 해석을 위하여 Fig. 1 의 구조에 대해 다공질 패드 및 시일용 패드의 간극은 일정하며, 같은 배기단계에 대한 포켓 내부의 압력은 동일하다고 가정한다.

Fig. 1 로부터 다공질 패드에서 배출되는 유량 Q_0 는 1 차 배관을 통하여 외부로 배출되는 유량과 첫번째 시일을 거쳐 2 차 배기포켓으로 유입되는 유량의 합과 같고, 1 차 배관을 통하여 외부로 배출되는 유량은 1 차 배기펌프의 배출유량과 같으

므로 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} Q_0 &= C_{i1}(P_1 - P_{p1}) + C_{s1}(P_1 - P_2) \\ C_{i1}(P_1 - P_{p1}) &= S_1(P_{p1} - P_{u1}) \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, C_{i1} 은 1 차배기에 사용되는 배관직경 및 배관길이에 의해 결정되는 컨덕턴스 (conductance)를, C_{s1} 은 1 차 시일에 대한 컨덕턴스를 의미하며 P_{p1}, P_{u1}, S_1 은 각각 1 차 배기펌프 입구의 압력, 도달압력, 배기속도를 나타낸다. 여기서 사용되는 유량의 단위는 일반적으로 진공시스템에서 사용되는 $\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ 로 나타내어진다.

임의의 i 차 배기단계에서의 유량의 관계는 식 (8)과 같이 나타낼 수 있으며, 최종적으로 n 차 배기에서의 유량의 관계는 식 (9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} C_{s(i-1)}(P_{i-1} - P_i) &= C_{ii}(P_i - P_{pi}) + C_{si}(P_i - P_{i+1}) \\ C_{ii}(P_i - P_{pi}) &= S_i(P_{pi} - P_{ui}) \end{aligned} \quad (8)$$

$$P_{n+1} = P_c, \quad i = 2, \dots, n$$

$$\begin{aligned} C_{sn}(P_n - P_c) + Q_{outgas} &= C_{tc}(P_c - P_{pc}) \\ C_{tc}(P_c - P_{pc}) &= S_c(P_{pc} - P_{uc}) \end{aligned} \quad (9)$$

여기서, P_c 는 최종적인 진공도를 나타내는 챔버의 압력이며, P_{pc}, P_{uc}, S_c 는 각각 챔버에 연결된 진공펌프 입구부의 압력, 도달압력, 배기속도를 나타낸다. 또한, Q_{outgas} 는 챔버내벽이나 스테이지 등 챔버 내부의 재료 표면에서 방출되는 기체방출량 (outgassing)을 의미한다.

식 (9)로부터 챔버의 진공도에 대해 정리하면 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\lim_{t \rightarrow \infty} P_c = \frac{Q_{leak} + Q_{outgas}}{S_{c_eff}} + P_{uc} \quad (10)$$

여기서, $Q_{leak} = C_{sn}(P_n - P_c)$

$$S_{c_eff} = \frac{S_c}{1 + C_{tc}/S_c}$$

챔버의 진공도는 n 차 배기로부터 챔버로 유입되는 누출량(Q_{leak})과 재료 표면에서의 기체방출량 (Q_{outgas})의 합에 대한 챔버의 유효배기속도(S_{c_eff})의

비단크 영향을 미치게 되며, 유효 배기속도가 충분히 큰 경우 챔버의 진공도는 챔버에 사용된 펌프의 도달압력 P_{uc} 까지 도달가능함을 알 수 있다.

한편, 식 (7), (8) 및 (9)로부터 각 배기단계의 압력 및 챔버의 압력을 구하기 위해서는 각 배기 단계에서의 배관과 시일의 컨덕턴스를 정확히 계산할 필요가 있다.

컨덕턴스는 점성유동(viscous flow), 천이유동(intermediate flow), 분자유동(molecular flow)으로 분류되는 기체유동의 상태 및 배관의 기하학적 치수에 의존하며, 특히 점성유동의 경우에는 배관 양 끝단에서의 압력차에도 영향을 받게 된다. 따라서 컨덕턴스는 Knudsen number (K_n)에 따라 유동상태를 구분하고, 기하학적 형상에 맞는 수식을 이용하여 구해야 한다.¹⁴⁻¹⁷ 일반적으로 천이유동에 대한 컨덕턴스는 정확한 계산식이 알려지지 않아 대부분 무시되지만, 본 논문에서는 보다 정확한 계산을 위하여 식 (11)과 같이 점성유동과 분자유동에 대한 컨덕턴스인 C_v 및 C_m 를 더하여 천이유동 영역까지 포함한 전체 영역에 대한 유동상태를 고려하였다.

$$C = C_v + C_m \tag{11}$$

단면이 원형인 배관에 대한 컨덕턴스는 식 (12)와 같으며, 분자유동 영역에서의 컨덕턴스는 Clausing's factor (σ)를 고려하여 구할 수 있다.¹⁴⁻¹⁶

$$C_v = \frac{\pi d^4}{128\eta l} \bar{P}_1 = 1349 \frac{d^4 P + P_p}{l_i} \tag{12}$$

$$C_m = 121 \frac{d^3}{l_i} \sigma$$

여기서,

$$\sigma = \frac{15(l_i/d) + 12(l_i/d)^2}{20 + 38(l_i/d) + 12(l_i/d)^2}$$

여기서, d 와 l_i 는 각각 배관의 직경 및 길이를, \bar{P}_1 는 배관 양 끝단의 평균압력을, η 는 공기의 점성계수를 의미한다. 아래첨자 'i' 는 배관에 대한 컨덕턴스임을 표시한다.

한편, 시일용 패드와 같이 단면이 사각형인 경우에 대한 컨덕턴스는 슬롯형으로 근사화하여 식 (13)과 같이 구할 수 있다.^{14, 15, 17}

$$C_{v_s} = \frac{1}{12} \left(\frac{ah^3}{\eta} \right) \left(\frac{\bar{P}_s}{l_s} \right) \psi = 4581 \frac{ah^3}{l_s} \bar{P}_s \cdot \psi \tag{13}$$

$$C_{s_m} = 309 \frac{a^2 h^2 \lambda}{(a+h)l_s + (8/3)ah\lambda}$$

$$\approx 309 \frac{ah^2 \lambda}{l_s + (8/3)h\lambda}, \text{ if } h/a \ll 1$$

여기서,

$$\psi = 1 - \frac{192h}{\pi^5 a} \sum_{m=0}^{\infty} \frac{\tanh\{(2m+1)\pi a/2h\}}{(2m+1)^5}$$

$$\lambda = \frac{3(1+r)}{8r^2} \left\{ r \ln(r + \sqrt{1+r^2}) + r^2 \ln\left(\frac{1 + \sqrt{1+r^2}}{r}\right) + \frac{1}{3} [1+r^3 - (1+r^2)^{3/2}] \right\}$$

$$r = h/a$$

여기서, a 는 시일의 폭의 길이로써, Fig. 1 과 같이 사각형으로 구성된 경우 가로와 세로의 길이로 구분해서 계산해야 한다. l_s 는 시일의 길이, h 는 베어링의 간극, \bar{P}_s 는 시일 양쪽 끝의 평균압력을 나타낸다. ψ 와 λ 는 각각 점성유동과 분자유동에 있어 a 와 h 의 비율에 따라 컨덕턴스를 보정해주는 보정계수이다. 아래첨자 's' 는 시일에 대한 컨덕턴스임을 표시한다.

만약 컨덕턴스가 다른 여러 배관이 서로 직렬, 또는 병렬로 연결되어 있는 경우에는 식 (14)를 이용하여 전체 컨덕턴스량을 계산해야 한다.

$$C = \sum_i C_i \text{ if parallel connection} \tag{14}$$

$$\frac{1}{C} = \sum_i \frac{1}{C_i} \text{ if serial connection}$$

이상으로부터 각 배기단계에서의 배출 유량 및 각 배기 포켓의 압력, 챔버의 압력은 다공질 공기베어링에서의 배출 유량 Q_0 에 관한 식 (6)과, 식 (7) ~ 식 (14)의 관계를 적용하고, 뉴턴-랩슨(Newton-Raphson)법¹³을 이용하여 구할 수 있다.

3. 진공용 공기베어링의 성능분석

3.1 성능분석을 위한 변수 설정

앞에서 유도한 이론식을 이용하여 진공베어링의 특성을 분석하기 위해 베어링 및 계산에 필요

한 변수들을 가정하였다. 공기베어링은 Fig. 1 의 구조가 마주보고 배치되는 양면지지형 베어링을 적용하였으며, 차동배기는 최대 3 단계까지로 설정하였다. 여기서, 1 차와 2 차 배기는 로타리펌프를 사용하고, 3 차는 터보분자펌프, 챔버의 배기는 독립적인 터보분자펌프를 사용하는 것으로 하였다. 이외의 다공질 공기베어링, 시일용 패드 및 배기 시스템의 기본적인 변수값은 Table 1 과 같으며, 해석대상에 따라 이 변수값을 변화시켜가며 그 영향을 분석하였다.

Table 1 Design parameters for theoretical analysis

		Pumping speed S_i (m ³ /s)	Ultimate pressure P_{ui} (Pa)	Tube dia. d_i (mm)	Tube length l_{ti} (mm)
Exhaust	1 st	1.1×10^{-2}	1.0×10^{-1}	4	500
	2 nd	1.6×10^{-2}	1.0×10^{-1}	10	500
	3 rd	2.0×10^{-1}	1.0×10^{-7}	10	500
	Chamber	4.0×10^{-1}	1.0×10^{-7}	152	100
Seal pad	Length, l_{ti} (mm), $i=1, 2, 3$			5, 8, 10	
	Circumference length (mm)			a_{xi}	58, 88, 124
				a_{yi}	38, 68, 104
	Clearance, h (μ m)			10	
Porous bearing	Dimension, $L_x \times L_y \times H$ (mm)				50 \times 30 \times 5
	Clearance, h (μ m)				10
	Permeability coefficient (mm ²)		k_x, k_y	2.5×10^{-9}	
			k_z	7.5×10^{-9}	
	Supply pressure, P_s (Pa)				4×10^5

3.2 경계압력 변화에 따른 베어링 성능

공기베어링을 Fig. 1 과 같이 진공환경에서 사용하는 경우 경계압력은 1 차 배기포켓의 압력 P_1 이 된다. 경계압력의 영향을 알아보기 위해 경계압력 P_1 이 각각 진공(0 Pa) 및 대기압(10^5 Pa)일 때의 베어링의 성능특성 해석결과를 Fig. 2 에 나타내었다. 성능에 대한 일반적인 검토를 위해, 공기베어링의 정적 설계변수를 대표적으로 나타내는 베어링 급기계수(Bearing feed number) Λ 에 대한 성능을 무차원하여 나타내었다.

경계압력이 낮아질수록 베어링 내부압력이 경계압력에 대해 상대값이 커지므로 부하용량과 강성이 증가함을 알 수 있다. 한편, 베어링계수가 최대강성을 얻을 수 있는 값을 넘어서면 패드압력 내에 공급압력과 같아지는 부분이 증가하여 상대적으로 베어링계수의 증가에 따른 성능증가의 변

화량은 감소하므로, 경계압력의 감소에 따른 성능 증가 효과를 크게 기대할 수 없다. 따라서 진공 경계압에 따른 성능향상 효과를 얻기 위해서는 베어링 급기계수의 설정범위를 최대 강성점 이전으로 설정하는 것이 효과적임을 알 수 있다.

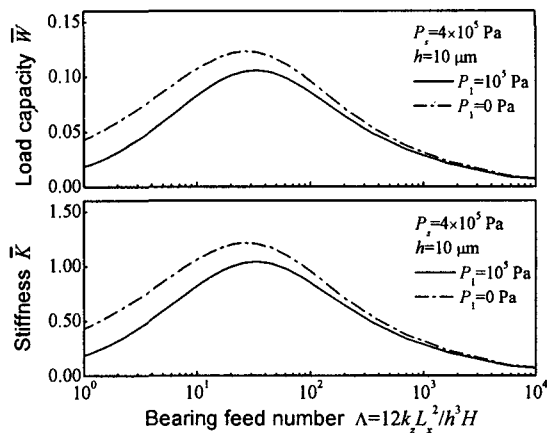


Fig. 2 Load and stiffness characteristics of air bearing with bearing feed number

Fig. 3 은 베어링 경계압력과 성능특성을 전체적으로 보기 위해 베어링 급기계수를 최대강성 부근인 $\Lambda=45$ 로 설정한 후, 경계압력의 변화에 따른 공기베어링의 무차원 부하용량 \bar{W}_1 및 강성 \bar{K}_1 , 유량 \bar{Q}_1 을, 경계조건이 대기압인 경우의 무차원 부하용량 \bar{W}_0 및 강성 \bar{K}_0 , 유량 \bar{Q}_0 와 비교하여 나타낸 것이다. 경계압력이 낮아질수록 부하용량과 강성, 유량이 모두 증가하며, 특히 강성의 증가가 커짐을 알 수 있다.

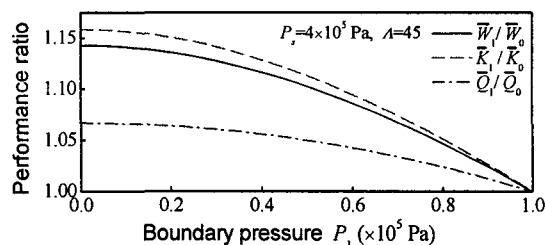


Fig. 3 Performance variations with boundary pressure

3.3 차동배기시스템의 효과 분석

차동 배기시스템에 있어 배기 단계를 1 차로만

설정했을 때와 3 차까지 설정했을 때의 챔버의 도달 가능 진공도를 비교 분석함으로써, 배기 단계의 증가가 챔버 진공도에 미치는 영향을 확인하고자 하였다. 이때 시일용 패드의 폭은 배기 단계의 설정에 관계없이 Table 1 의 1, 2, 3 차와 관련된 패드폭을 모두 합한 47 mm 로 일정하게 설정하였다.

Fig. 4 는 1 차 배기만을 설정했을 경우에 대한 배관 직경, 진공펌프의 배기속도와 베어링 간극이 챔버의 진공도에 미치는 영향을 해석한 결과이며, 여기에서 설정된 배기속도는 로타리펌프 사용영역 ($10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ 이하)과 터보분자펌프 사용영역 ($10^{-1} \text{ m}^3/\text{s}$ 이상)을 함께 고려한 것이다. 또한 진공펌프의 도달압력은 사용펌프의 종류에 맞게 로타리펌프의 경우 10^{-1} Pa , 터보분자펌프인 경우는 10^{-7} Pa 로 설정하였다.

그림으로부터 진공챔버의 진공도는 배관직경과 펌프의 배기속도가 커질수록, 베어링 간극이 작아질수록 향상되는 결과를 보이고 있다. 특히 배관직경에 의한 영향이 상대적으로 크며, 배기속도 및 배관 직경을 크게 하면 10^{-6} Pa 까지의 고진공도 가능함을 보이고 있다. 그러나, 실제 시일용 패드의 공간적인 제약을 고려하면 배관 직경은 현실적으로 20 mm 까지가 설정 가능한 최대 한계로 볼 수 있다. 이 경우 실현 가능한 최소 베어링 간극을 $5 \mu\text{m}$ 로 설정하면, 로타리펌프를 사용하는 경우 $S_1=10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ 에서 $1.8 \times 10^{-4} \text{ Pa}$ 정도까지의 챔버의 진공도를 얻을 수 있으며, $S_1=1 \text{ m}^3/\text{s}$ 의 터보분자펌프를 사용하더라도 챔버의 진공도는 $0.9 \times 10^{-4} \text{ Pa}$ 가 한계가 되어 더 이상의 진공도 향상은 기대할 수 없다.

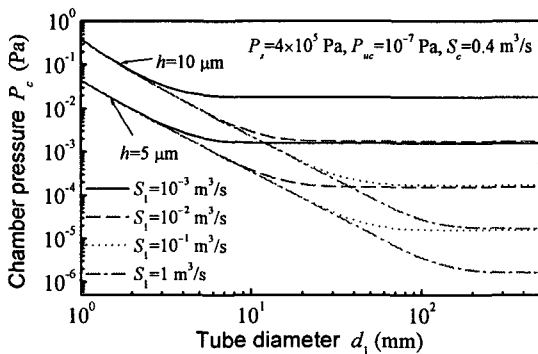


Fig. 4 Effect of design parameters in the first exhaust system

Fig. 5 는 배기단계를 3 차까지 설정했을 때 도달가능한 챔버의 진공도를 계산한 결과이며, 이때 1, 2 차에 관련된 변수는 Table 1 에 나타낸 바와 같다. 이 경우, 시일의 설치를 위해 배관 직경을 10 mm 로 설정하였으며, 이에 따라 얻을 수 있는 챔버의 진공도는, 최소 베어링 간극이 $5 \mu\text{m}$ 이고 로타리펌프를 사용할 경우 $7 \times 10^{-7} \text{ Pa}$, 터보분자펌프를 사용하는 경우는 $2 \times 10^{-7} \text{ Pa}$ 까지 기대할 수 있어, 거의 펌프의 한계까지 가능함을 알 수 있다.

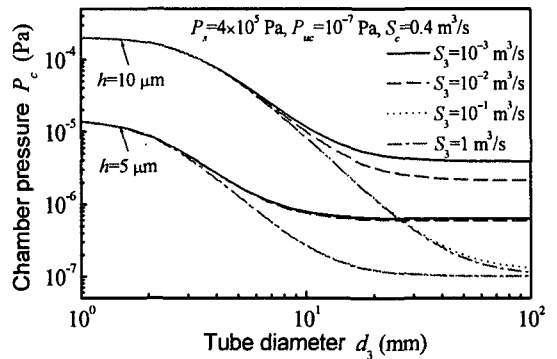


Fig. 5 Effect of design parameters in the first, second and third exhaust system

Fig. 6 은 Table 1 의 변수값들을 기준으로 각각 1 차, 2 차 및 3 차까지 차동배기시스템을 설정했을 경우에 계산된 시일용 패드에서의 진공압력 분포 결과를 나타낸 것이다. 배기 단계의 증가에 따라 패드의 압력분포가 낮아지고 챔버의 진공도가 향상되는 것을 확인할 수 있다.

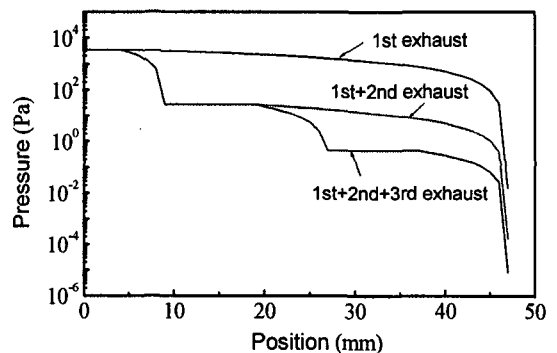


Fig. 6 Pressure distribution of seal pad with the number of exhaust stages

이상으로부터 진공환경에서 사용되는 공기베어링에 차동배기시스템을 적용하여 배기단계를 증가시키는 경우 상대적으로 챔버의 진공도를 고진공 영역까지 향상시킬 수 있음을 확인할 수 있다.

4. 실험적 검증

4.1 실험용 공기베어링 스테이지

이론 해석 결과에 대한 검증을 위하여 진공용 공기베어링 스테이지를 Fig. 7 과 같이 제작하였다. 이론해석에서와 같은 공기베어링 하나로만의 구성은 공간적인 제약으로 배기시스템의 구성이 어렵고 동적으로 불안정할 가능성이 크기 때문에 베어링 여러 개로 이루어진 스테이지를 구성하였으며, 이는 추후 공기베어링의 구동 실험을 위한 것이기 도 하다.

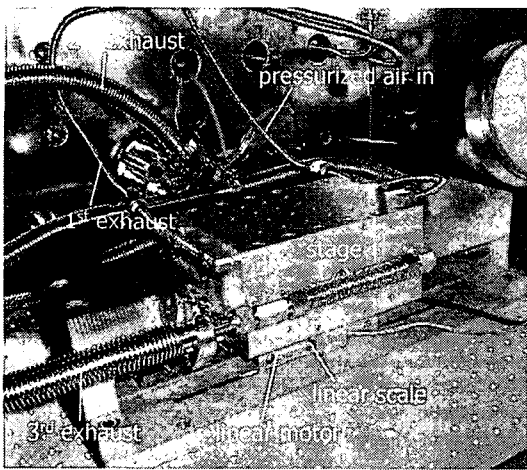


Fig. 7 Experimental setup

스테이지에는 수평방향의 경우 진행방향으로 2 쌍의 양면지지형 다공질 패드가 배치되어 있으며, 수직(상하)방향의 경우에는 진행방향으로 2 쌍의 양면지지형 다공질 패드가 좌우 1 열씩 모두 4 쌍이 배치되어 있다. 차동배기시스템은 3 단계로 되어 있으며, 1 차배기는 대기상태로의 자연배기이며, 2, 3 차 배기는 로타리펌프를 이용하였다. 스테이지의 재질은 알루미늄 7075 계열을 아노다이징(anodizing) 처리하여 사용하였으며, 스테이지는 진공용 리니어 모터와 스케일을 이용하여 구동 및 정지상태를 제어할 수 있도록 하였다. 챔버의 배

기는 로타리펌프에 의해 백업된 터보분자펌프를 사용하였으며, 실험장치의 주요 제원을 Table 2 에 나타내었다.

Table 2 Design parameters for the tests

		Pumping speed S_i (m ³ /s)	Ultimate pressure P_{ul} (Pa)	Tube dia. d_i (mm)	Tube length l_i (mm)	
Exhaust	1 st	atmosphere		4	1800	
	2 nd	1.6×10^{-2}	6.5×10^{-2}	15,9,5	2100,70,200	
	3 rd	1.1×10^{-2}	6.5×10^{-2}	15,9,5	1400,120,70	
	Chamber	4.0×10^{-1}	1.0×10^{-7}	152	100	
Seal pad	Length, l_i (mm)			5,8,10		
	Circumference length, a_i (mm)			736,292,292		
	Clearance, h (μm)			12		
Porous bearing	Dimension $L_x \times L_y \times H$ (mm)		Vertical	50×30×5		
			Horizontal	50×40×5		
	Number of pads (double pads)		Vertical	4		
			Horizontal	2		
	Clearance, h (μm)		12			
	Permeability coefficient (mm ²)		k_x, k_y	2.5×10^{-9}		
		k_z	7.5×10^{-9}			
Supply pressure, P_s (Pa)		4×10^3				

4.2 배기압력 및 유량 실험결과

진공내에서의 특성평가는 매우 제한적으로만 가능하다. 따라서 실험에 있어서는 현실적으로 측정 가능한 각 배기포트 및 챔버의 압력, 공기베어링으로의 유입유량과 대기압 상태인 외부로 직접 배기하는 1 차 배기관에서의 유량 등의 측정값을 이용하여 이론해석 결과와 비교함으로써 해석결과의 타당성을 검증하고자 하였다. 챔버의 압력은 전 영역의 진공도를 측정할 수 있는 전역 진공계이지(PFEIFFER Vacuum, TPG 261, atm. ~ 5×10^{-7} Pa)를 이용하였으며, 2 차와 3 차 배기포트의 압력은 저진공 영역에서 측정 가능한 convectron 게이지(Granville-phillips series 375, atm. ~ 10^{-1} Pa)를 이용하였다. 유량은 질량유량계(MASFLO-OVAL F-200)를 이용하여 측정하였다.

Fig. 8 은 챔버용 배기펌프에 의한 무부하 상태에서의 진공도 및 공기베어링이 작동했을 때의 진공도 변화를 측정된 결과이다. 챔버용 펌프를 작동한 후 11 시간까지 챔버의 진공도는 1.5×10^{-3} Pa 까지 도달하였다. 여기에서 바로 공기베어링을 작동시키면 챔버용 터보분자펌프에 과부하가 걸리게

되므로, 공기베어링을 사용하기 위한 준비단계로써 베어링에 연결된 2, 3 차 배기펌프를 먼저 작동하였으며 이에 의한 챔버의 진공도는 1.0×10^{-3} Pa 까지 강하하였다. 이 상태에서 공기베어링에 4×10^5 Pa의 압축공기를 공급함과 동시에 외부 대기에 직접 연결된 1 차 배기포트를 개방하여 1, 2, 3 차 배기가 모두 이루어지도록 하였다. 5 시간 후에 측정된 챔버의 진공도는 4.2×10^{-3} Pa 로 약간 상승하는 것으로 나타났다. 챔버용 터보분자펌프의 도달가능 압력(P_{uc})은 10^{-7} Pa 까지이지만 배기용 배관치수의 공간적 제한에 의한 배관저항의 증가(컨덕턴스의 감소) 등으로 인해 공기베어링으로부터의 누출량이 증가하여 더 이상의 진공도 향상에는 한계가 있었다.

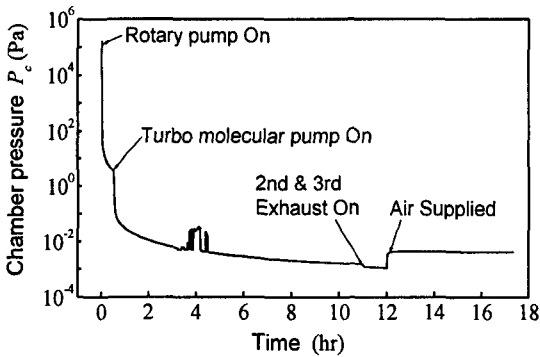


Fig. 8 Influence of air bearing on the chamber pressure

Fig. 9 는 공기베어링의 성능에 대한 수치해석의 타당성을 확인하기 위해 공급압력 P_s 를 3, 4, 5×10^5 Pa 로 변화시켰을 때, 다공질 베어링 패드에서의 누출량(Q_0) 및 1 차 배기관에서의 배기유량(Q_{p1})의 측정치를 이론치와 비교하여 나타낸 것이다. 전체적으로 두 값은 잘 일치하고 있으나, 공급압력의 증가에 따라 미소한 차이를 보이고 있다. 베어링 패드에서의 누출량 Q_0 에 대한 양 값의 차이는 베어링 해석에 있어, 베어링 간극($h = 12 \mu\text{m}$)은 베어링 가공오차의 산술평균치로부터 구했으나 실제로 유량은 베어링간극의 세제곱에 비례하므로 가공오차에 의해 유량이 증가하기 때문으로 추정된다. 또한, 1 차 배기에서의 유량 Q_{p1} 에 대한 양 값의 차이는, 실제 실험장치의 제작에 있어 공간적인 제약으로 배관치수가 작아지고, 배관 연결부나 배관 밸브의 치수가 이론해석에 대입한 값보다 작아져 배기저항이 증가하게 됨으로써 이론치에

비해 감소한 것으로 추정된다.

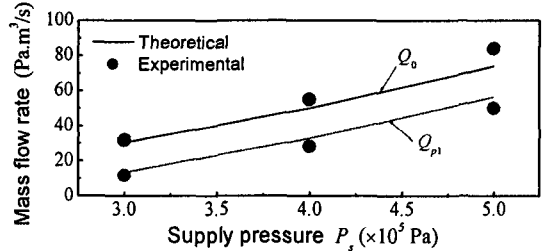


Fig. 9 Comparison of mass flow rate measured from porous pad and the first exhaust port, with predicted values

Fig. 10 은 2, 3 차 배기포트에서의 압력 및 챔버 압력을 측정하여 이론치와 비교한 것이다. Fig. 9 에서와 같이 1 차 배기 이후로 누출되는 유량($Q_0 - Q_{p1}$)이 이론치에 비해 증가하므로 측정된 챔버 압력의 절대값(예로 $P_s = 4 \times 10^5$ Pa 에서 측정치 3.98×10^{-3} Pa, 이론치 2.75×10^{-3} Pa)에서는 다소 차이가 있지만 전체적인 압력변동의 레벨에서는 잘 일치하는 경향을 보이고 있다. 2 차와 3 차 배기포트의 압력인 P_2 와 P_3 는 실제 측정치에 비해 비교적 큰 값을 보이고 있는데, 이는 Fig. 1 에서 보듯이 챔버 내부에 위치하는 공기베어링의 2 차와 3 차 배기포트에 진공센서를 설치할 수 없어, 챔버 외부에 위치한 진공펌프 입구부에 가깝게 설치되었기 때문이다. 따라서 측정된 압력값은 각 펌프 입구부의 압력인 P_{p2} 와 P_{p3} 에 근사한 것을 Fig. 10 으로부터 확인할 수 있다.

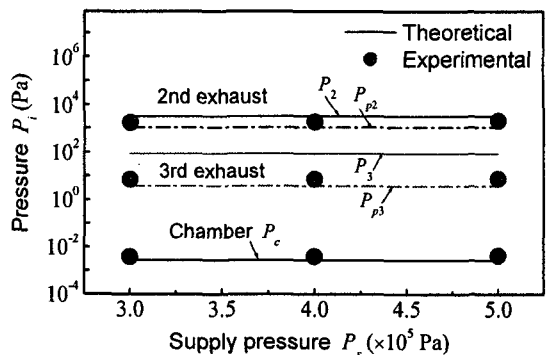


Fig. 10 Comparison of measured pressures at each exhaust port and vacuum chamber, with predicted values

5. 결론

본 논문에서는 차동배기시스템으로 구성된 진공환경용 공기베어링의 성능해석 방법을 제안하였으며, 다공질 공기베어링 패드에서의 유출유량, 1차 배기유량 등의 유량 특성 및 각 배기단계, 챔버 압력 등의 압력 특성에 대한 실험값과의 비교를 통해 성능해석 방법이 유용함을 확인할 수 있었다. 본 성능해석 방법을 이용하여 진공용 공기베어링의 경계압력에 따른 부하특성을 해석하였으며 그 결과, 진공에 따른 성능향상 효과를 얻기 위해서는 베어링 급기계수의 설정범위를 최대 강성점 이전으로 설정하는 것이 효과적임을 알 수 있었다. 또한 차동 배기시스템에 대한 성능 해석을 통해 배기단계를 증가시키면 챔버의 진공도를 고진공 영역까지 향상시킬 수 있음을 이론적으로 검증하였다.

차동배기시스템에 의해 도달 가능한 챔버의 진공도는 공기베어링의 유량특성, 배기단계의 개수, 배관치수 및 사용 펌프 등의 설계변수에 의해 크게 영향을 받으므로, 효율적인 설계방법을 확립할 필요가 있다. 이에 관해서는 최적설계를 위한 후속 연구를 수행할 예정이다.

참고문헌

- Williams, M. E., Tracy, S. P., Fail, P., Bischoff, P. and Wronosky, J., "Magnetic Levitation Scanning Stage for Extreme Ultraviolet Lithography," Proceedings of the ASPE, Vol. 20, pp. 583-586, 1999.
- Konkola, T. P. and Trumper, D. L., "Electromagnetic Design of a Low-Fringing Field Magnetic Bearing Stage for Electron Beam Lithography," JSME International Journal Series C, Vol. 46, No. 2, pp. 370-377, 2003.
- Novak, W. T. and Watson, D., "Nikon Electron Projection Lithography System: Mechanical and Metrology Issues," Proceedings of the ASPE, Vol. 22, pp. 517-520, 2000.
- Ohtsuka, M., Furukawa, M. and Higomura, M., "The Vertical Traverse Stage in Vacuum Condition," JSME International Journal Series III, Vol. 33, No. 1, pp. 61-64, 1990.
- Trust, D., "Using Air Bearings in Vacuum to Control Stage Vibration," Semiconductor International, pp. 165-168, 2002.
- Yokomatsu, T. and Furukawa, M., "Static Pressure Bearing," US Patent No. US 4,749,283, 1988.
- Watson, D. C. and Novak, W. T., "Air Bearing Linear Guide for Use in a Vacuum," US Patent No. US 6,467,960, 2002.
- Higuchi, A., Kato, T. and Iwaski, K., "Slide Apparatus and Its Stage Mechanism for Use in Vacuum," US Patent No. US 6,510,755, 2003.
- Sogard, M. R. and Spicer, D. F., "Air Bearing Operable in a Vacuum Region," US Patent No. US 6,126,169, 2000.
- Sogard, M. R., "Fluid Bearing Operable in a Vacuum Region," US Patent No. US 6,402,380, 2002.
- Singh, K. C. and Rao, N. S., "Static Characteristics of Aerostatic Porous Rectangular Thrust Bearings," Wear, 77, pp. 229-236, 1982.
- Wu, K. H. and Cusano, C., "Analysis of Externally Pressurized, Double-Pad, Gas Porous Thrust Bearing," Journal of Lubrication Technology, Vol. 105, pp. 113-119, 1983.
- Press, W. H., Teukolsky, S. A. and Vetterling, W. T., "Numerical Recipes in C++," Cambridge university press, 2002.
- Roth, A., "Vacuum Technology," second edition, North Holland Publishing, Amsterdam, Netherlands, pp. 62-88, 1982.
- Bae, S. H., In, S. R., Jung, K. H., Lee, Y. B. and Shin, Y. H., "Vacuum Engineering," The Korea Economic Daily Business Publication, pp. 61-116, 2000 (in Korean).
- Fan, P., "A Stratified Flow Model for Calculating the Conductance of Long Tubes with Constant Cross Section," Vacuum, pp. 347-354, 2001.
- Fan, P., Chu, J. G. and Shao, J. D., "Conductance Calculation of Long Tubes with Rectangular Cross Section and Annular Cross Section in the Full Pressure Range," Vacuum, pp. 373-378, 2003.