대한기계학회논문집 A 권, 제 26 권 제 10 호, pp. 1997~2007, 2002

고속 복합재료 공기 주축부를 위한 추력베어링 설계

방 경 근* · 이 대 길†

(2001년 9월 24일 접수, 2002년 7월 23일 심사완료)

Thrust Bearing Design for High-Speed Composite Air Spindles

Kyung Geun Bang and Dai Gil Lee

Key Words : Air Spindle(공기 주축부), Carbon Composite Shaft(복합재료 주축), Thrust Bearing(추력베어링), Centrifugal Force(원심력), Axial Stiffness(축방향 강성), Machining Deformation(가공변형)

Abstract

Composite air spindles are appropriate for the high-speed and the high-precision machining as small hole drilling of printed circuit board (PCB) or wafer cutting for manufacturing semiconductors because of the low rotational inertia, the high damping ratio and the high fundamental natural frequency of composite shaft. The axial load and stiffness of composite air spindles for drilling operation are determined by the thrust bearing composed of the air supply part mounted on the housing and the rotating part mounted on the rotating shaft. At high-speed rotation, the rotating part of the thrust bearing should be designed considering the stresses induced by centrifugal force as well as the axial stiffness and the natural frequency of the rotating shaft to void the shaft from failure due to the centrifugal force and resonant vibration. In this work, the air supply part of the thrust bearing was designed considering the bending stiffness of the bearing and the applied load. The rotating part of the thrust bearing was designed through finite element analysis considering the cutting forces during manufacturing as well as the static and dynamic characteristics under both the axial and centrifugal forces during high-speed rotation.

1. 서 론

현대 산업사회의 발달과 소비자 요구의 다양화로 최근 제조, 가공 및 기타 서비스 분야에서는 다품종, 소량 생산과 함께 제품의 고 정밀도를 요구하고 있으며, 생산 원가의 절감을 위해 제조 및 가공 시간의 단축에 대한 관심이 증대되고 있다.(1) 일례로, 첨단 전자 산업 및 의료, 광학기기의 발달에 따른 컴퓨터용 하드 디스크(Hard disk), 치과용 드릴(Drill) 및 레이저 스캐너(Laser scanner)용 다면경(Polygon mirror) 등과 같은 정밀한 부품의 필요성이 증대됨에 따라 초고속, 고정도의 정밀 공기 주축부(Air spindle)가 다양한 분야에 폭 넓게 적용되고 있다.

일반적으로 공기 주축부의 반경방향 저널베어링 및 추력베어링은 회전하는 부분을 강체로 가정하여 베어링 내부의 압력분포를 계산하여 베어링의 지지하중 및 강성이 결정된다. 그러나, PCB 구멍가공이나 웨이퍼 가공을 위한 공기 주축부는 100,000 rpm 정도의 고속 회전이 요구되기 때문에 일반적인 공기 주축부의 설계와 동일한 방법으로 추력베어링이 설계된다면, 추력 베어링 하단부에 과도한 응력이 발생하여 주축 금속 전단부가 파괴될 수 있다. 그러므로, 고속 공기 주축부의 추력베어링의 설계에는 고속 회전에 따른 응력을 고려한 설계가 보완되어야 한다. 추력베어링의 성능특성 파악과 설계를 위한 연구가 여러 사람들에 의해 수행되었으며, 본 연구와 관련된 몇 가지 예를 소개하면 다음과 같다.

* 한국과학기술원 기계공학과
† 책임저자, 회원, 한국과학기술원 기계공학과
E-mail : dglee@kaist.ac.kr
TEL : (042)869-3221 FAX : (042)869-5221

Cui 등은 외부가압 다공질 가스 추력베어링의 강성 및 감쇠비를 이론적으로 구하였으며, Heshmat 등은 유한차분법과 유한요소법을 이용하여 유연 추력베어링(Compliant thrust bearing)의 특성을 파악하였다.[2,3] Wang 등은 유한차분법과 유한요소법을 이용하여 스프링지지 추력베어링의 3차원 열탄성 동압 윤활 해를 구하고, 베어링의 성능특성을 파악하였으며, Zhang 등은 실제적인 경계조건을 적용한 CFD(Computational fluid dynamics) 기법을 이용하여 추력베어링의 정밀한 3차원 해를 구하였다.[4,5] Ashour 등은 추력 베어링의 실제 조건을 모사하기 위하여 대형 추력 베어링 패드(Pad)의 굽힘 방정식과 레이놀즈 방정식의 동시해를 반복수렴 기법을 이용하여 구하였다.[6]

Kwan 등은 가공 및 조립시에 발생하는 오차가 사각포켓(Rectangular pocket)을 가지는 공기정압 추력베어링의 강성 및 지지하중에 미치는 영향을 이론적으로 구하였다.[7] Beek 등은 추력베어링 표면의 탄성이 윤활유체막의 압력에 미치는 영향에 관하여 연구하였으며, Lin은 베어링 표면 조도에 따른 정압 추력 베어링의 동강성 및 감쇠비를 이론적으로 구하였다.[8,9]

Iordanoff는 포일(Foil) 추력베어링의 탄성 공기동압 3차원 해석 해를 구하여 포일 베어링의 간단한 설계 방법을 제시하였으며, Fourka 등은 작동유체 공급장치에 따른 가스 추력 베어링의 지지하중, 강성 및 질량유동률을 구하여 각 공급장치의 최적조건을 제시하였다.[10,11] Sinhasan 등은 유한요소법과 적절한 반복 계산 기법을 이용하여 변형계수, 포와송비 및 작동유체 공급장치의 설계인자가 유연 추력패드베어링에 미치는 영향에 관하여 연구하였으며, Boffey 등은 작동유체의 공급압력과 포켓 깊이에 따른 외부가압 공기윤활 추력베어링의 지지하중, 유량 및 안정성을 도시하여 포켓 깊이에 따른 추력베어링의 특성변화에 관하여 연구하였다.[12,13]

추력 베어링에 관한 연구는 대부분 강체로 가정된 추력 베어링의 유동해석 및 성능특성 파악을 통한 베어링 설계와 추력베어링의 윤활유체 공급부분이 공급압력에 의하여 변형되는 유연 추력 베어링의 정밀 유동해석에 관하여 수행되어 왔다. 특히 유연 추력베어링의 해석은 FEM을 이용한 공급압력 및 온도상승에 따른 베어링 변형해석과, FDM을 이용한 베어링변형에 의한 윤활막 두께변화에 따른 유동해석의 복잡한 연립해석으로 이루어진다. 그러나, 기존의 추력 베어링 설계뿐만 아니라 유연 추력베어링 해석에서도 추력을 받는 추력 베어링의 회전하는 부분은 강체로 가정되었기 때문에 기존에 제시된 해석결과나 설계방법을 100,000 rpm 정도의 고속회전에 의하여 과도한 응력이 발생하는 고속 추력 베어링에 적용하기는 어렵다. 따라서, 본 연구에서는 정적 및 동적 해석을 통하여 고속, 정밀 구동에 적합한 고속 복합재료 공기 주축부의 추력 베어링을 설계하였다.

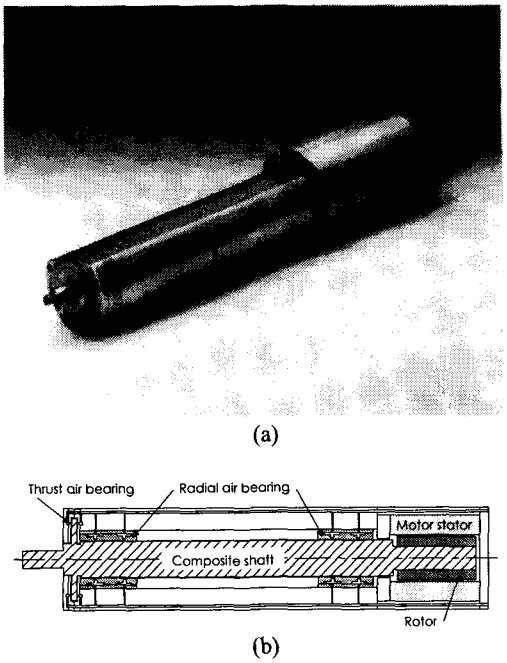


Fig. 1 Air spindle for machining of wafers: (a) Photograph; (b) Schematic diagram

2. 추력베어링 공급부의 설계

높은 비강성 (E/ρ)과 비강도 (S/ρ), 진동에 대한 고감쇠 특성 및 작은 열팽창계수로 주축의 경량화 및 정적, 동적, 열적으로 안정한 탄소섬유 복합재료 주축이 장착된 복합재료 공기 주축부는 고속 정밀 가공이 요구되는 PCB 구멍가공이나 웨이퍼 가공에 적합하다. 고속 고정도의 정밀 복합재료 공기 주축부는 회전정밀도를 높이기 위하여 주로 Fig. 1과 같은 일체형 공기 주축부로 제작되며, 탄소섬유 주축, 하우징, 주축구동을 위한 모터와 반경방향 저널베어링(Journal bearing) 그리고 추력베어링(Thrust bearing)으로 구성된다. Fig. 1의 복합재료 주축은 Fig. 2(a)와 같이 공구 장착부과 추력베어링으로 이루어진 금속 플랜지 전단부와 탄소섬유 에폭시 복합재료로 만들어진 축 그리고, 구동모터의 회전자가 장착된 금속 플랜지 후단부로 이

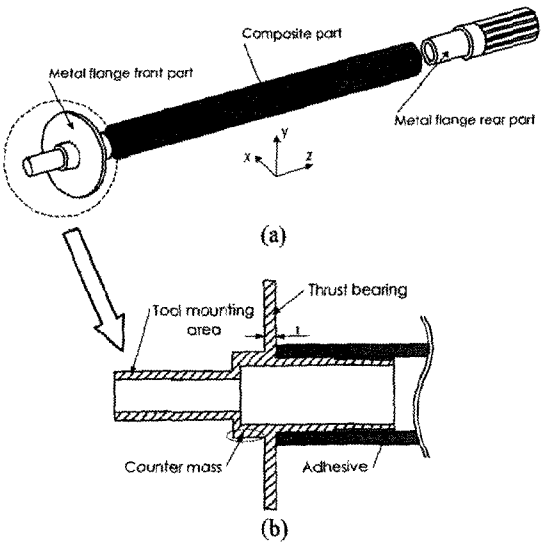


Fig. 2 Schematic diagram of the composite shaft; (a) Composite shaft with the built-in motor and metal flange part, (b) Enlarged view of the metal flange front part

Table 1 Specifications of the high speed composite air spindle

Shaft	Outer diameter	25 mm
	Length	210 mm
	Stacking thickness	3 mm
	Stacking sequence	$[(90)_2/(\pm5)_4/(90)_2/(\pm5)_4]_T$
Radial Bearing	Bearing clearance	15 μm
	Max. load capacity	50 N
	Max. radial stiffness	6 MN/m
Max. operating speed		100,000 rpm

루어진다. Fig. 2(a)의 금속 전단부와 후단부는 탄소섬유 복합재료 축에 접착제를 이용하여 접합되며, 금속 플랜지 전단부는 Fig. 2(b)와 같이 공구 장착부, 추력 베어링 그리고, 복합재료 축과의 접합을 위한 접합부로 이루어진다. Fig. 1과 2의 고속 복합재료 공기 주축부는 웨이퍼 가공과 같이 반경방향 강성이 중요한 고속 정밀 가공을 위하여 설계되었으며, 설계사양은 Table 1과 같다.[14] 그러나, PCB 구멍가공과 같은 수직방향 가공에서는 반경방향 강성보다는 축방향 강성이 중요하기 때문에 본 연구에서는 선행 연구를 통하여 설계된 고속 복합재료 공기 주축부의 축방향 강성을 고려하여 고속회전에 적합한 추력 베어링을 설계하였다.

일체형 공기 주축부에 사용되는 전형적인 추력베어링의 형상은 Fig. 3(a)와 같다. 추력 베어링은 하우징에 고정되어 윤활공기를 공급하는 공급부와 윤활공기에 의해 추력을 받아 회전하는 회전부로 구성되며, 공급부에는 윤활공기의 압력강하를 위한 오리피스(Orifice)나 모세관(Capillary)이 장착된

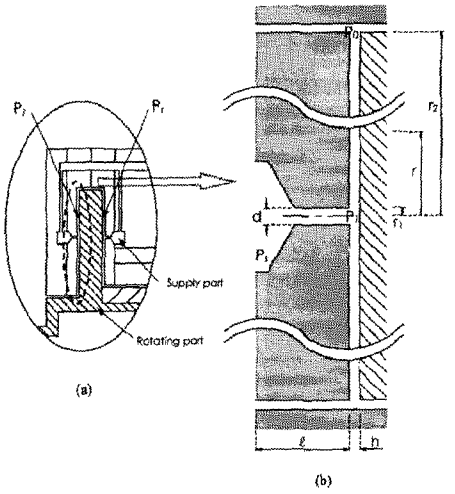


Fig. 3 Schematic diagram of the thrust bearing; (a) Thrust bearing, (b) Capillary restrictor

다. 고속회전용 주축에 사용되는 추력베어링은 회전부의 두께가 증가할수록 원심력에 의해 발생하는 응력의 크기가 커지기때문에 원심력에 의해서 발생하는 응력이 항복응력 이하가 되도록 회전부의 두께가 제한된다. 따라서, 고속회전용 주축에 사용되는 추력베어링의 설계에는 추력베어링의 회전부를 강체로 가정한 기존의 해석방법과는 달리 회전부 두께가 얇기 때문에 발생하는 탄성변형이 추력베어링의 강성에 미치는 영향이 고려되어야 한다. 본 연구에서는 먼저 회전부를 강체로 가정하여 공급부를 설계한 후, 설계된 공급부를 기준으로 회전부의 탄성변형 해석을 통하여 100,000 rpm으로 회전하는 고속회전 복합재료 주축용 추력베어링을 설계하였다.

본 연구의 추력 베어링에는 윤활공기의 압력강하를 위한 장치로 Fig. 3(b)와 같은 모세관을 사용하였다. 정상상태의 층류인 윤활공기가 모세관 출구에서 추력 베어링 내부로 원주방향으로 이동한다고 가정한다면, 모세관 내부의 질량유동율과 베어링 내부의 질량유동율이 같기 때문에 아래의 식 (1)과 (2)에 의해 모세관 출구의 압력(p_1)을 구할 수 있다.[15]

$$\dot{m}_{capillary} = \dot{m}_{bearing} \tag{1}$$

$$\frac{\pi\rho_0 d^4}{256\mu p_0 \ell}\left(p_s^{\,2} - p_1^{\,2}\right) = \frac{\pi\rho_0 h^3}{12\mu p_0 \ln(r_2/r_1)}\left(p_1^{\,2} - p_0^{\,2}\right) \tag{2}$$

여기에서 ρ, μ, p, ℓ , h는 각각 공기의 밀도, 점성계수, 압력, 모세관의 길이 및 추력베어링 간극

을 나타내며, 하첨자 0은 대기압 상태를 나타낸다. 식 (2)에서 구해진 압력으로부터 베어링 내부의 압력분포가 구해지기 때문에 추력베어링의 하중 및 강성은 아래의 식 (3) 및 (4)와 같이 구할 수 있다.

$$Load = \int_{r_1}^{r_2} (p_l - p_r)x \cdot 2\pi dr \tag{3}$$

$$Stiffness = Load/(C-h) \tag{4}$$

식 (3)에서 p_l과 p_r은 주축이 축방향으로 이동하는 경우에 베어링의 반경 r인 지점에서 각각 베어링의 왼쪽면과 오른쪽면에 작용하는 압력을 나타내며, 식 (4)에서 C와 h는 각각 주축이 하중을 받지않는 상태와 하중을 받은 상태의 추력베어링 간극을 나타낸다. 추력베어링의 공급압력 (p_s)이 0.5 MPa, 모세관의 길이 (ℓ) 및 직경 (d)가 각각 5 mm와 50 μm인 경우에 식 (3)과 (4)를 이용하여 추력베어링 간극, 회전부의 크기 및 급기구의 갯수에 따른 지지하중 및 강성을 구하였다. Fig. 4는 z 방향에서 본 Fig. 2의 금속 플랜지 전단부 중에서 해석에 사용된 세가지 회전부 모델을 나타낸다. Fig. 4에서 점선으로 표시된 원안의 작은 회색 원은 윤활공기가 공급되는 위치를 나타내며, 점선으로 표시된 원은 공기 급기구로부터 공기가 흘러나가는 영역을 나타낸다. 각각의 회전부 모델에서 급기구의 갯수는 공기의 흐름을 나타내는 점선으로 표시된 원이 겹쳐지지 않도록 결정되었다. Fig. 5와 6은 각각 세가지 회전부 모델의 편심비 (ε = 1-h/C)에 따른 지지하중과 강성을 나타낸다. Fig. 5와 6에서 급기구의 위치가 가장 효과적으로 배치된, 추력베어링 회전부 크기가 55 mm인 경우의 지지하중과 강성이 회전부의 크기가 60 mm인 경우와 동일한 것을 알 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 가장 효과적으로 공기흐름이 발생하도록 급기구가 배치되고 지지하중 및 강성이 회전부 크기가 60 mm인 경우와 동일한 55 mm를 회전부 직경으로 결정하였으며, 강성값이 최대가 되는 15 μm를 축방향 간극으로 결정하였다. 설계된 추력베어링의 사양은 Table 2와 같다.

Table 2의 추력베어링은 강체로 가정되어 설계되었지만, 실제 추력베어링에서는 탄성변형이 발생한다. 주축의 회전속도가 낮은 공기 주축부에서는 Fig. 2(b)의 추력베어링 회전부 두께 (t)를 증가시키면, 추력베어링의 공급부에 비하여 상대적으로 회전부를 강체로 간주할 수 있지만, 주축의 회전속도가 높은 고속 공기 주축부에서는 추력베어링 회

Table 2 Specifications of the thrust air bearing

Supply pressure (p_s)	0.5 MPa
Bearing diameter	55 mm
No. of supply holes	8
Axial clearance (C)	15 μm
Capillary diameter (d)	0.1 mm
Capillary length (ℓ)	5 mm

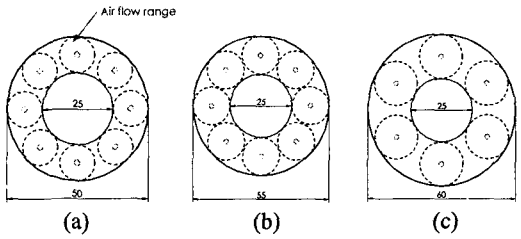


Fig. 4 Models of the rotating part of thrust bearing w. r. t. outer diameter; D_{thrust} = 50 mm, (b) D_{thrust} = 55 mm, (c) D_{thrust} = 60 mm

전부의 질량에 의한 원심력으로 인해 금속 플랜지 전단부에 높은 응력이 유도되기 때문에 회전부 두께 증가가 제한된다. 그러나, 원심력에 의한 응력을 감소시키기 위해서 회전부 두께를 너무 얇게 할 경우에는 회전부의 강성이 공급부에 비하여 상대적으로 낮아지기 때문에 회전부 강성 저하로 인해 추력베어링의 축방향 강성이 감소하게 된다. 그러므로 고속 공기 주축부의 추력베어링은 원심력에 의한 응력과 회전부 두께 감소에 의한 추력베어링 지지하중 및 강성 저하를 고려해서 설계되어야 한다.

본 연구에서는 유한요소해석을 통하여 최대 회전속도가 100,000 rpm인 고속 복합재료 공기 주축부를 위한 추력베어링을 설계하였다. 원심력에 의한 응력 발생이 적고, 강성 및 지지하중이 큰 추력베어링을 설계하기 위하여 설계변수를 추력베어링 회전부의 재질과 두께로 설정하였다. 회전부의 재질로 스테인리스 강과 알루미늄을 고려하였으며 추력베어링의 정적 및 동적 특성과 가공변형을 파악하기 위하여 유한요소해석을 수행하였다.

3. 추력베어링의 정적 특성

추력베어링의 회전부 재질 및 두께에 따른 정적 특성을 파악하기 위하여 유한요소해석을 통하여 원심력에 의해 회전부에 발생하는 응력 및 변형량을 구하고, 축방향 변위에 따른 추력베어링의 하중 및 강성을 구하였다.

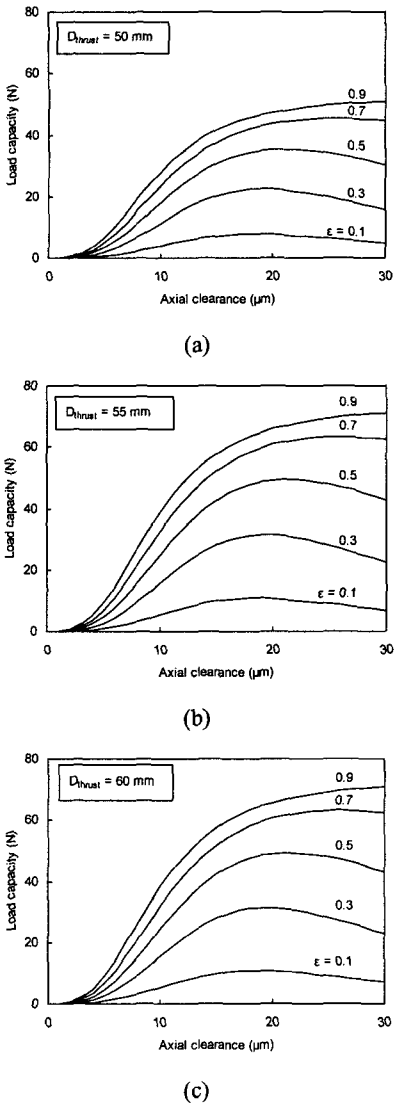


Fig. 5 Load capacity of thrust bearing w. r. t. axial clearance and eccentricity ratio; (a) D_{thrust} = 50 mm, (b) D_{thrust} = 55 mm, (c) D_{thrust} = 60 mm

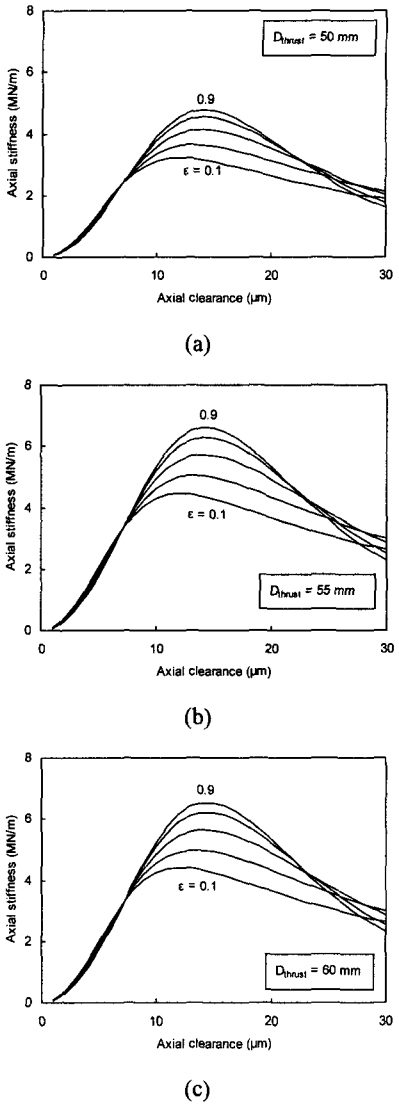


Fig. 6 Stiffness of thrust bearing w. r. t. axial clearance and eccentricity ratio; (a) D_{thrust} = 50 mm, (b) D_{thrust} = 55 mm, (c) D_{thrust} = 60 mm

Fig. 7은 원심력에 의해 추력베어링의 회전부에 발생하는 응력 및 변형 해석을 위한 유한요소모델을 나타낸다. 추력베어링이 부착된 금속 플랜지 전단부, 복합재료 축의 일부분 및 플랜지와 복합재료 축의 접합을 위한 접착제 층이 모델링되었으며, 복합재료 부분에 3차원 직교이방성 물성을 적용하기 위해서 2차원 축대칭 요소대신 3차원 요소인 ANSYS의 solid45 요소를 이용하여 전체 추력베어링 및 복합재료 주축 중 10° 만을 3차원 모델링하였다. 유한요소모델의 모든 원주방향 변위를 구속하고, 축방향 (z방향)으로 잘려진 복합재료 부분 끝단에 축방향 대칭 조건을 적용하기 위하여 축방향 변위을 구속하였으며, 모든 요소에 100,000 rpm 회전에 의해 발생하는 원심력을 부가하였다. 해석은 스테인레스 강과 알루미늄 플랜지 재질인 경우에 대하여 추력베어링 회전부의 두께를 변화시켜가면서 수행되었으며, 해석에 사용된 복합재료 축의 물성과 스테인레스 강, 알루미늄 및 접착제의 물성은 Table 3, 4 및 5와 같다. Fig. 8은 두께가 3 mm인 알루미늄 추력베어링의 축방향 변위 및 Mises 등가 응력을 나 타낸다. Fig. 8(a)에서 축

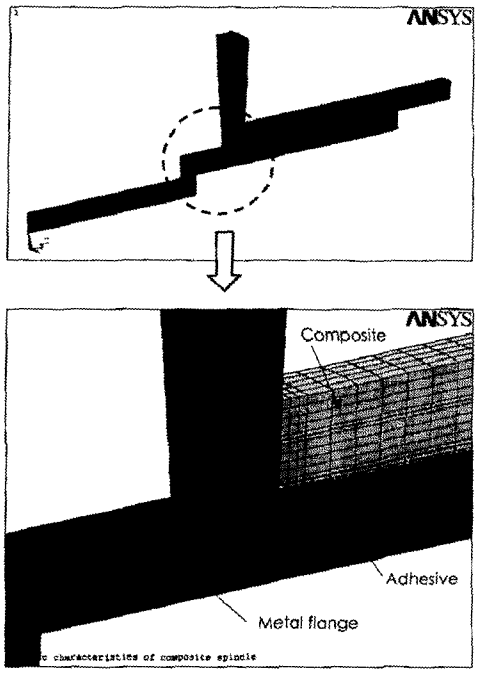
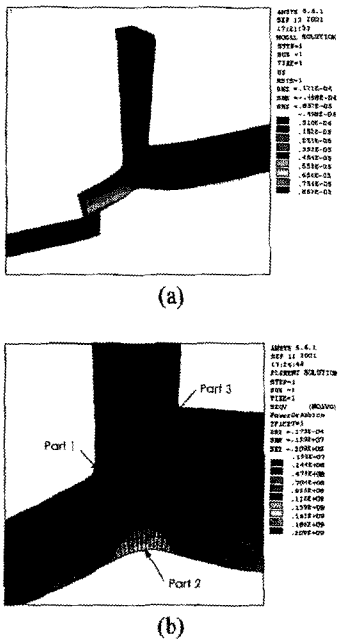


Fig. 7 FE model of rotating part of the thrust bearing under centrifugal force



(a)

(b)

Fig. 8 Finite element analysis results of the aluminum thrust bearing whose thickness is 3 mm under 100,000 rpm.; (a) Axial displacement, (b) Von Mises stress

Table 3 Properties of the unidirectional carbon fiber/epoxy composite material*

Longitudinal modulus	131 GPa
Transverse modulus	8 GPa
Longitudinal C. T. E.	27 ㎛/m°C
Transverse C. T. E.	-0.9 ㎛/m°C
Major poisson's ratio	0.28
Minor poisson's ratio	0.0171
Density	1560 kg/m^3
Thickness of one ply	0.15 mm

* Manufactured by SK Chemical in Korea (USN150)

Table 4 Properties of the stainless steel and the aluminum

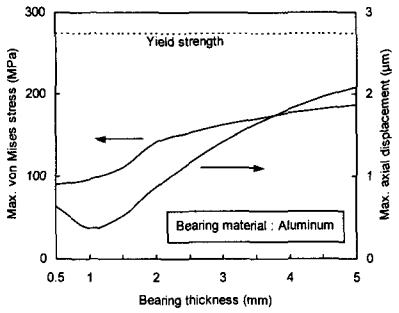
Stainless steel (Type 304)	Young's modulus	200 GPa
	Poisson's ratio	0.3
	Density	7860 kg/m^3
	Yield strength	205 MPa
	Tensile strength	515 MPa
Aluminum (6061-T6)	Young's modulus	70 GPa
	Poisson's ratio	0.3
	Density	2700 kg/m^3
	Yield strength	275 MPa
	Tensile strength	310 MPa

Table 5 Properties of the adhesive*

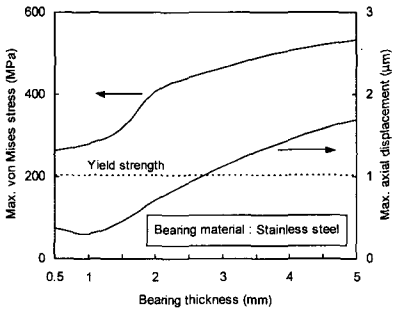
Tensile modulus	5 GPa
Tensile strength	40 MPa
Poisson's ratio	0.4
Density	1400 kg/m^3

* Manufactured by Ciba Geigy in Switzerland (ARALDITE)

방향 변위는 금속 플랜지에 접합된 복합재료에 의한 질량 편심때문에 반경방향에 따라 변하며, Fig. 8(b)에서 최대 등가 응력은 금속 플랜지에서 추력베어링이 시작되는 모서리 부분 (Part 1)에서 발생하지만, 이 응력은 모서리 부분에 모따기(Fillet)를 주면 감소하기 때문에 추력베어링의 회전에 의한 금속 플랜지의 최대 응력은 추력베어링의 위치한 금속 플랜지 하부의 평평한 부분 (Part 2)에서 발생한다. 추력 베어링 재질과 두께에 따른 추력베어링의 최대 축방향 변위와 금속 플랜지 하부의 최대 등가 응력은 Fig. 9와 같다. Fig. 9에서 알루미늄 추력베어링의 응력은 항복응력보다 작고 스테인리스 강 추력베어링의 응력은 항복응력보다 크기때문에 본 연구에서는 알루미늄을 추력베어링의 재질로 선택하였다. Fig. 8(b)에서 알루미늄 추력베어링 회전부의 두께가 3 mm인 경우에는 추력베어링 회전부에 의해 플랜지 하부에 작용하는 원심력이 크기 때문에 플랜지 하부의 등가 응력이 추력베어링 회전부 단면 (Part 3)에 발생하는 등가 응력보다 큰 것을 알 수 있다. 회전부 두께가 감소할수록



(a)



(b)

Fig. 9 Finite element stress analysis results w. r. t. the thrust bearing material and thickness at 100,000 rpm.; (a) Aluminum, (b) Stainless steel

회전부에 의해 플랜지 하부에 작용하는 원심력이 줄어들어 플랜지 하부의 등가 응력이 회전부 단면의 등가 응력에 접근하게 된다. Fig. 9(a)에서 플랜지와 복합재료 축의 접합으로 발생하는 질량 편심에 의한 추력베어링의 최대 축방향 변위는 추력베어링의 두께 1 mm 부근에서 최소가 된다. 따라서, 원심력에 의한 응력과 변형만을 고려한다면 추력베어링의 두께를 1 mm로 하는 것이 최대 등가 응력과 최대 축방향 변위를 감소시키는데 가장 유리한 것을 알 수 있다.

Fig. 5와 6으로부터 설계된 베어링 간극이 15 μm인 추력베어링의 편심비 (ε = h/C)에 따른 하중과 강성은 Fig. 10과 같다. 그러나 Fig. 10의 하중과 강성은 추력베어링 회전부를 강체로 가정하여 구한 값이기 때문에 실제 공기 주축부의 축 방향 하중 및 강성은 Fig. 10의 강성에 추력베어링 회전부 변형을 고려한 값으로 보정되어야 한다. 추력베어링의 윤활공기는 Fig. 10의 강성을 가지는 비선형 스프링으로 작용하기 때문에 추력베어링을 Fig. 11(a)와 같이 회전부를 포함한 금속 플랜지와 비선형 스프링으로 모델링할 수 있다.

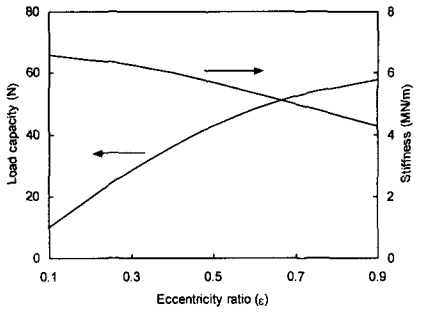
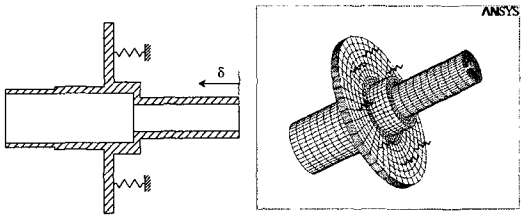


Fig. 10 Axial load capacity and stiffness of the designed thrust bearing whose axial clearance is 15 μm



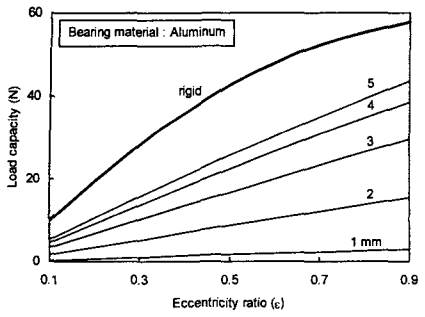
(a) (b)

Fig. 11 Spring model and finite element model of the thrust bearing for stiffness analysis; (a) Spring model, (b) Finite element model

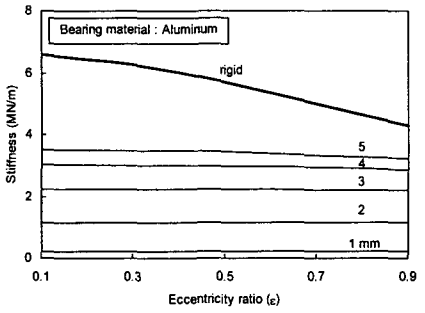
Fig. 10의 하중 및 강성을 가지는 강체 추력베어링과 Fig. 11(a)와 같이 회전부의 변형을 고려한 추력베어링을 비교하기 위하여 Fig. 11(b)와 같은 모델을 이용한 비선형 유한요소 해석을 통하여 Fig. 11(a)의 추력베어링 전단부에 Fig. 10의 편심비에 해당하는 변위(δ)를 주었을 경우에 비선형 스프링에 발생하는 반력을 구하였다. 유한요소해석 모델에서 비선형 스프링은 공기급기구의 위치에 부착하였다. 해석에는 상용유한요소 해석프로그램인 ANSYS를 이용하였으며, Fig. 11(b)의 금속 플랜지와 비선형 스프링은 각각 3차원 요소인 Solid45와 비선형 스프링 요소인 Combin39를 이용하여 모델링되었다. Fig. 12는 알루미늄 추력베어링의 하중 및 강성을 나타낸다. Fig. 12로부터 추력베어링 두께 3 mm 이하에서 하중 및 강성이 현저하게 감소하며, 알루미늄 재질의 추력베어링은 회전부 강성이 낮기 때문에 편심비에 상관없이 베어링 강성이 일정한 것을 알 수 있다.

4. 추력베어링의 동적 특성

공기 주축부의 고유진동수는 주축의 굽힘진동을

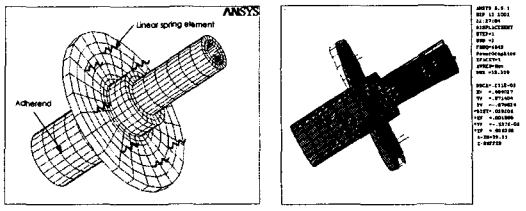


(a)



(b)

Fig. 12 Load capacity and stiffness of the aluminum thrust bearing w. r. t. the thickness; (a) Load capacity, (b) Stiffness



(a) (b)

Fig. 13 Finite element model and mode shape of the thrust bearing for vibrational analysis.; (a) Finite element model, (b) Fundamental mode shape

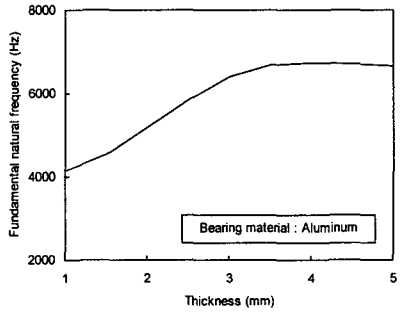


Fig. 14 Fundamental natural frequency of the thrust bearing w. r. t. thickness when the stiffness of thrust bearing is 4 MN/m

고려하여 설계되기 때문에 주축부 전체의 설계에서는 추력베어링의 부분 굽힘이 고려되지 않는다.[14] 그러나, 추력베어링 회전부 두께가 얇아서 추력베어링 회전부의 굽힘 강성이 낮은 경우에는 추력베어링 회전부의 부분 굽힘에 의한 고유진동수가 공기 주축부의 구동 영역과 겹치지 않도록 추력베어링의 회전부 두께를 결정해야 한다. 따라서, 본 연구에서는 Fig. 13(a)의 유한요소모델을 이용하여 추력베어링 재질과 추력베어링 회전부 두께에 따른 추력베어링의 부분 굽힘모드에 의한 1차 고유진동수를 구하였다. Fig. 13(a)의 금속 전단 플랜지는 ANSYS의 3차원 요소인 Solid45로 모델링하였으며, 윤활공기 층의 강성은 선형 스프링요소인 Combin14로 모델링하였다. 실제 윤활공기 층은 Fig. 10과 같이 편심비에 따라 강성이 변하기 때문에 편심비에 따라 추력베어링의 고유진동수가 변하게 된다. 본 연구에서는 추력베어링의 부분 굽힘진동에 의한 한계 고유진동수를 구하기 위하여 윤활공기 층의 강성이 가장 작아지는 편심비 0.9 이하의 4 MN/m를 Fig. 13(a)의 선형스프링 강성으로 선택하였으며, 추력베어링의 부분 굽힘모드만을 고려하기 위하여 Fig. 13(a)에서 복합재료 축과 접합되는 접합부 부분의 모든 방향 변위를 구속하였다.

추력베어링의 1차 부분 굽힘모드는 Fig. 13(b)와 같이 접합부에 대하여 베어링 회전부와 공구 장착부가 같은 방향으로 강체처럼 진동하는 모드를 나타낸다. Fig. 14는 추력베어링 회전부의 두께에 따른 알루미늄 추력베어링의 1차 고유진동수를 나타낸다. Fig. 14에서 알루미늄 추력베어링의 1차 고유진동수가 공기 주축부의 최대 구동회전수인 100,000 rpm (1670 Hz)보다 높으며, 추력베어링 회전부의 두께가 3.5 mm 이상인 경우에 추력베어링의 1차 고유진동수가 포화되는 것을 알 수 있다.

5. 추력베어링의 가공변형

본 연구에서 설계된 추력베어링의 베어링 간극은 15 μm로 매우 작기 때문에 베어링 간극을 유지하면서 윤활공기 공급부와 회전부를 조립하기위해서는 윤활공기 공급부와 회전부 모두 정밀 연삭가공이 요구된다. 추력베어링의 회전부는 금속 플랜지와 일체형으로 제작되기 때문에 Fig. 2와 같은 형상의 금속 플랜지 전단부를 가공하기 위해서는

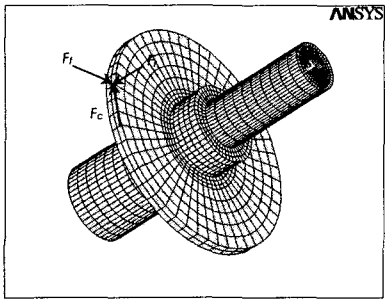


Fig. 15 Finite element model of the thrust bearing for machining analysis

Table 6 Representative machining conditions for aluminum

Work material	Tool	Rake angles (degree)		Cutting speed (m/min)
		Back (α_b)	Side (α_s)	
Aluminum	HSS	35	15	91
	WC	10 - 20	10 - 20	122

Table 7 Specific cutting energy and cutting force of aluminum

Work material	Specific cutting energy (J/m^3)	Cutting force, F_c (N)
Aluminum	5.48×10^8	2.74

정밀 연삭가공 이전에 선반을 이용한 선삭가공을 거쳐야한다. 선삭가공 시에는 연삭가공보다 절입깊이가 깊고 공구와 가공물이 점접촉을 하기때문에 연삭가공보다 큰 가공력이 요구된다. 본 연구에서 제시된 추력베어링의 경우에는 원심력에 의한 응력을 줄이기 위해서 기존의 추력베어링보다 회전부 두께를 감소시켜야 하기때문에 선삭 가공에 의하여 과도한 응력이나 변형이 추력베어링 회전부에 발생할 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 알루미늄의 일반적인 가공데이타를 기준으로 선삭가공 시에 발생하는 가공력을 구하였으며, Fig. 15와 같은 유한요소 모델을 이용하여 가공력에 의하여 가공물에 발생하는 응력 및 변형량을 가공물의 두께에 따라 구하였다.

알루미늄을 고속도강 (HSS)과 텅스텐-카바이드강 (WC) 재질의 공구로 선삭하는 경우에 사용되는 전형적인 공구형상과 가공속도는 Table 6과 같다.[16] 후면 공구각 (α_b)과 이송속도 (f)가 각각 0°와 0.25 mm/rev인 경우의 비절삭에너지 (u_0)가 7.02×10^8 J/m^3 이므로, 가공물의 절삭에너지 및 가공력은 다음과 같이 표현될 수 있다.[17]

$$u = u_0 \cdot \left(1 - \frac{\alpha_b}{100}\right) \cdot \left(\frac{f}{0.25}\right)^{0.2} \quad (5)$$

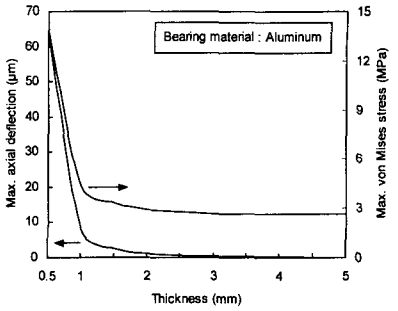


Fig. 16 Max. axial deflection and max. von Mises stress of the thrust bearing induced by machining w. r. t. thickness

$$F_c = u \cdot b \cdot f \quad (6)$$

$$F_f \cong F_p / 2 \quad (7)$$

$$F_r \cong F_f / 2 \quad (8)$$

여기서, b, F_c, F_f, F_r은 각각 절입깊이, 절삭방향 힘, 이송방향 힘 및 가공방향과 이송방향에 대한 직각방향 힘을 나타낸다. 후면 공구각이 클수록 가공에 필요한 절삭에너지는 감소하므로 후면 공구각이 큰 고속도강 재질의 공구를 기준으로 이송속도와 절입깊이가 각각 0.1 mm/rev와 50 μm인 경우에 식 (5), (6), (7) 및 (8)로부터 구해진 알루미늄의 절삭에너지 및 가공력은 Table 7과 같다.

Fig. 15의 유한요소모델에 Table 7의 가공력이 가해지는 경우에 대하여 알루미늄 추력베어링의 축방향 처짐과 등가 응력을 추력베어링 회전부의 두께에 따라 구하였다. Fig. 15에서 가공력은 추력베어링 끝단에 가해졌으며, 가공 경계조건으로 금속 플랜지 양 끝단 부분의 모든 변위를 구속하였다. Fig. 16은 추력베어링 회전부 두께에 따른 알루미늄 추력베어링의 축방향 최대처짐과 등가 최대응력을 나타낸다. Fig. 16으로부터 가공시 발생하는 응력의 크기는 무시할 수 있을 만큼 작으며, 추력베어링 회전부 두께가 1 mm보다 작은 경우에는 가공에 의한 변형이 급격히 증가하는 것을 알 수 있다.

6. 추력베어링의 설계

추력베어링 회전부를 강체로 가정하고 구한 추력베어링의 강성과 지지하중으로부터, 추력베어링 회전부의 외경크기를 55 mm로 선택하였으며, 원심력에 의해 금속 플랜지 전단부에 발생하는 등가응력을 구하여 추력베어링 회전부의 재질을 알루미늄으로 결정하였다. 원심력에 의해 추력베어링

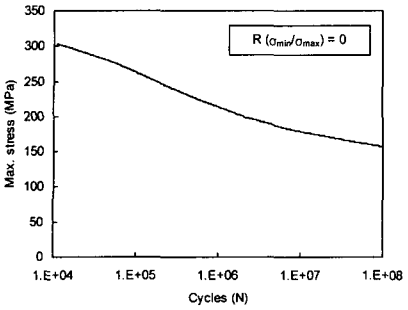


Fig. 17 S-N curve of 6061-T6 aluminum material when stress ratio (R) is 0[18]

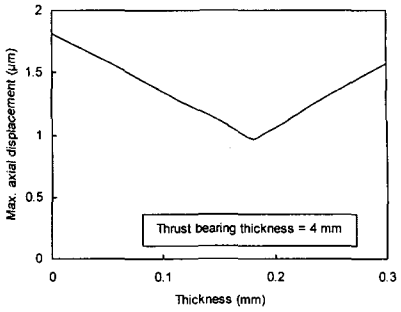


Fig. 18 Maximum axial displacement w. r. t. the thickness of counter balancing mass at the spindle rotating speed of 100,000 rpm

회전부에 발생하는 응력은 주축이 회전하지 않는 경우에는 사라지기 때문에 추력베어링 회전부는 최대응력이 Fig. 9(a)와 같고, 최소응력이 0인 피로하중을 받게 된다. 추력베어링의 경우와 같이 최소 최대 응력비 ($\sigma_{min}/\sigma_{max}$)가 0인 6061-T6 알루미늄의 S-N 선도는 Fig. 17과 같다.[18] 스핀들이 1분에 한번씩 멈추고 스핀들 축의 수명이 20년이라고 가정한다면, 추력베어링의 피로 사이클은 대략 1×10^7이 된다. Fig. 17로부터 피로 사이클이 1×10^7인 피로파괴 응력은 약 178 MPa이며, 이 값은 Fig. 9에서 추력베어링의 두께가 4 mm인 경우에 발생하는 등가 응력과 같다. 따라서, 알루미늄 6061-T6 재질의 추력베어링은 추력베어링 회전부의 두께가 4 mm 이하일 때, 1×10^7의 수명이 보장된다고 판단할 수 있다. 추력베어링의 두께가 감소할수록 피로수명은 늘어나지만, 추력베어링의 두께가 감소에 따라 Fig. 12와 같이 공기 주축부의 강성 및 지지하중이 감소하고 Fig. 16과 같이 선삭가공에 의한 처짐이 증가하게 된다. 그러므로 본 연구에서는 추력베어링의 수명을 1×10^7 이상으로 유지하면서 공기 주축부의 강성 및 지지하중을 증가시키고 선삭가공에 의한 처짐을 감소시키기 위해서 추력베어링의 두께를 4 mm로 결정하였다.

Fig. 9에서 알루미늄 추력베어링의 두께가 4 mm인 경우에 금속 플랜지에 접합된 복합재료 축에 의한 질량 편심으로 발생하는 축방향 최대변위는 약 1.8 μm 정도로 베어링 간극의 약 12 %에 해당한다. 본 연구에서는 질량 편심에 의한 축방향 변위를 감소시키기 위해 Fig. 2(b)의 추력베어링 앞부분에 위치한 금속 플랜지의 두께를 증가시켰으며, Fig. 18과 같이 두께 증가에 따른 추력베어링의 축방향 변위를 Fig. 7의 유한요소모델을 이용하여 구하였다. Fig. 18로부터 주축의 회전속도가 100, 000 rpm인 경우에 추력베어링의 축방향 변위가 최소가 되는 부가질량의 두께는 0.18 mm인 것을 알 수 있다.

7. 결 론

본 연구에서는 주축의 최대회전수가 100,000 rpm인 고속 복합재료 공기 주축부를 위한 복합재료 추력베어링의 정적 및 동적 특성과 가공변형을 파악하기 위하여 유한요소해석을 수행하였으며, 해석 결과를 고려하여 고속 복합재료 공기 주축부에 적합한 추력베어링을 설계하였다.

추력베어링의 윤활 공기 공급부의 축방향 하중 및 강성을 고려하여 추력베어링 회전부의 외부 직경을 결정하였으며, 주축 회전시 발생하는 원심력에 의한 응력해석으로부터 추력베어링 회전부의 재질을 6061-T6 알루미늄으로 선택하였다. 추력베어링 회전부의 두께를 결정하기 위하여 회전부의 탄성변형과 윤활 공기층의 비선형 강성을 고려한 추력베어링의 강성해석과 추력베어링 회전부의 가공변형해석을 수행하였으며, 응력해석, 강성해석 및 가공변형해석 결과로부터 추력베어링 회전부의 피로수명이 1×10^7이 되도록 추력베어링 회전부의 두께를 4 mm로 결정하였다. 또한, 유한요소해석을 통하여 원심력에 의하여 발생하는 추력베어링 회전부의 변형이 최소가 되도록 금속 플랜지 전단부의 부가질량 두께를 결정하였다. 결과적으로 본 연구를 통하여 주축 회전속도 100,000 rpm에서 추력베어링의 피로수명이 1×10^7 이상이고 축방향 최대 변형이 1 μm 이하로 고속회전에서 안정성이 우수한 복합재료 공기 주축부용 추력베어링이 설계되었다.

참고문헌

(1) Weck, M. and Koch, A., 1993, "Spindle-Bearing Systems for High-Speed Applications in Machine

Tools," *Ann. CIRP*, Vol. 42, pp. 445~448.
(2) Cui, C., Ono, K. and Yamamoto, H., 1994, "Fundamental Study on Damping Characteristics of Externally Pressurized Porous Gas Bearing (Analysis of Annular Thrust Bearing with Orifice and Capillary Models)," *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Part C*, Vol. 60, pp. 1775~1782.
(3) Heshmat, C. A., Xu, D. S. and Heshmat, H., 2000, "Analysis of Gas Lubricated Foil Thrust Bearings Using Coupled Finite Element and Finite Difference Methods," *Journal of Tribology Transactions of the ASME*, Vol. 122, pp. 199~204.
(4) Wang, X., Zhang, Z. and Zhang, G., 1999, "Improving the Performance of Spring-Supported Thrust Bearing by Controlling its Deformations," *Tribology International*, Vol. 32, pp. 713~720.
(5) Zhang, J. X. and Rodkiewicz, C. M., 1997, "On the Design of Thrust Bearings Using a CFD Technique," *Tribology Transactions*, Vol. 40, pp. 403~412.
(6) Ashour, N. M., Athre, K., Nath, Y. and Biswas, S., 1991, "Distortion Analysis of Large Thrust Bearing on Elastic Support," *Wear*, Vol. 147, pp. 421~430.
(7) Kwan, Y. P. and Post, J. B., 2000, "Tolerancing Procedure for Inherently Compensated, Rectangular Aerostatic Thrust Bearings," *Tribology International*, Vol. 33, pp. 581~585.
(8) Beek, A. V. and Lepic, L., 1996, "Rubber Supported Hydrostatic Thrust Bearings with Elastic Bearing Surfaces of Infinite Length," *Wear*, Vol 201, pp. 45~50.
(9) Lin, J. R., 2000, "Surface Roughness Effect on the Dynamic Stiffness and Damping Characteristics of Compensated Hydrostatic Thrust Bearings," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 40, pp. 1671~1689.
(10) Iordanoff, I., 1999, "Analysis of an Aerodynamic Compliant Foil Thrust Bearing: Method for a Rapid Design," *Journal of Tribology Transactions of the ASME*, Vol. 121, pp. 816~822.
(11) Fourka, M. and Bonis, M., 1997, "Comparison between Externally Pressurized Gas Thrust Bearings with Different Orifice and Porous Feeding Systems," *Wear*, Vol. 210, pp. 311~317.
(12) Sinhasan, R., Jain, S. C. and Sharma, S. C., 1986, "Elastic Considerations in the Gydrostatic Lubrication of Capillary-Compensated Thrust Bearings of Different Configurations," *Wear*, Vol. 111, pp. 41~62.
(13) Boffey, D. A., Barrow, A. A. and Dearden, J. K., 1985, "Experimental Investigation into the Performance of an Aerostatic Industrial Thrust Bearing," *Tribology International*, Vol. 18, pp. 165~168.
(14) Bang Kyung Geun and Lee Dai Gil., 2001, "Optimal Design of a High Speed Carbon Composite Air Spindle," *Transactions of the KSME, A*, Vol. 25, No. 11, pp. 1767~1776.
(15) Rowe, W. B., 1983, *Hydrostatic and Hybrid Bearing Design*, Cambrige: Butterworth & Co, Chap. 2.
(16) DeGarmo, E. P., Black, J T. and Kohser, R. A., 1988, *Materials and Processes in Manufactureing*, Macmillian Publishing Co., 7th edition, Chap. 22.
(17) Shaw, M. C., 1984, *Metal Cutting Principles*, Oxford University Press, Chap. 3.
(18) Henry, S. D., Dragolich, K. S. and Dimatteo, N. D., 1995, *Fatigue Data Book : Light Structural Alloys*, ASM International, pp. 71~77.