

각접촉 볼 베어링의 정위치 예압 변화에 따른 회전체 계 동특성 변화 연구

강중옥*(금오공대 대학원), 홍성욱(금오공대 기계공학부)

A study on the dynamic characteristics of rotor systems supported by angular contact ball bearings with the axial displacement preload varied

Joong-Ok Kang(Graduate School, KNUT), Seong-Wook Hong(School of Mechanical Engineering, KNUT)

ABSTRACT

This paper presents the dynamic analysis and experiment for rotor systems supported by angular contact ball bearings subjected to axial displacement preload. A dynamic software, which has been developed by the authors for the analysis of rotor systems supported by angular contact ball bearings, is used to simulate a uniform shaft system supported by two angular contact ball bearings with the axial displacement preload varied. Experiments are also performed to validate the simulation. An experimental system is constructed which consists of a uniform shaft, two bearings and a device for adjusting the axial displacement preload. Through a series of simulation and experiment, the dynamic characteristics of rotor systems with angular contact ball bearings subject to axial displacement preload are investigated.

Key Words : Rotor system(회전체 계), Axial displacement preload(축방향 정위치 예압), Angular contact ball bearing(각접촉 볼 베어링), Natural frequency(고유 진동수), Bearing stiffness(베어링 강성)

1. 서론

회전체의 가장 중요한 요소 중 하나인 베어링은 정밀성, 고속성, 수명, 윤활 방법 등에 의하여 여러 형식이 사용되어지고 있다. 그 중에서도 각접촉 베어링(Angular contact ball bearing)은 고속성, 정밀성 및 축 방향과 반경 방향의 하중을 지지할 수 있는 장점으로 인해 복합 하중을 받는 경우 주로 사용되는 베어링이다. 각접촉 볼 베어링은 설치 시 그 설치 방법과 설치 상태, 운전 시 축 방향의 예압, 반경 방향의 하중, 회전 속도 등의 영향을 받아 그 동특성이 변화한다는 것으로 알려져 있다. 일반적으로 각접촉 볼 베어링의 사용 시 축 방향의 예압을 가함으로서 축의 반경 방향 및 축 방향으로의 위치 결정을 정확히 하여 축의 회전 정밀도를 높이고, 베어링의 강성을 증가시키며 전동체의 미끄럼의 억제 및 정확한 위치 제어가 가능하게 된다.

본 논문에서는 각접촉 베어링에 의해 지지되는 회전체에 정위치 예압(Displacement preload)을 인가한 경우 회전체 계 및 베어링의 동특성 변화에 대한

연구를 수행하였다. 베어링에 너무 작은 예압을 주면 강성이 낮아지고 정밀도가 나빠지게 되며, 베어링에 필요 이상의 예압을 부가하게 되면 마찰 모멘트의 증대 및 베어링 피로 수명의 저하 등의 현상을 초래하므로 베어링 운전 조건에 맞는 적정 예압을 결정해야 한다. 본 논문에서는 정위치 예압량의 변화에 따른 베어링 동특성 및 회전체 계의 동특성을 분석하여 적정 예압량을 결정하는 과정을 제시하는데 그 목적이 있다. 시스템의 모델링 및 해석을 위해 저자 등에 의해 제안되었던 방법^[1-2]을 사용하였다. 또한 시뮬레이션과 동일한 조건의 실험이 가능하도록 축방향 정위치 예압을 인가하면서 실험을 실시할 수 있는 실험장치를 제작하였다. 축 방향 예압량에 따른 회전체 및 베어링 동특성 변화를 시뮬레이션과 실험을 통하여 분석하였다. 실험과 시뮬레이션 비교를 통해 시뮬레이션의 정확도를 검증하였다.

2. 각접촉 볼 베어링을 갖는 회전체 모델링

2.1 각접촉 볼 베어링의 특징

각접촉 볼 베어링의 가장 큰 특이점은 예압을 주고 사용한다는 점이다. 일반적으로 각접촉 볼 베어링의 예압 방법으로는 적절한 예압을 얻을 수 있도록 스페이서(Spacer)나 shim(Shim)의 치수 조정으로 예압량의 변화를 주는 정위치 예압법(Displacement preload method)과 스프링력을 이용하여 예압을 주는 정압 예압법(Force preload method)으로 나눌 수 있다. 정위치 예압은 베어링의 상대적인 위치가 사용 중에도 변화하지 않도록 예압하는 방법이며, 정압 예압법은 예압 스프링의 강성이 베어링 강성에 비해 충분히 작기 때문에 베어링의 상대적인 위치는 변화하지만 그 힘은 거의 일정하게 유지되도록 하는 방법이다.

각접촉 볼 베어링을 사용하는 연삭기, 선반, 측정기 등에서는 내륜 및 외륜 폭면의 평면차 또는 소정량의 예압을 가하는 정위치 예압을 사용하며, 전동기, 와인더 스피들에서는 코일 또는 용수철에 의해 예압을 가하는 정압 예압을 사용하고 있다. 본 연구에서는 베어링 강성의 증가에 대한 효과나 온도 및 하중에 의한 예압 변화에서 정압 예압보다 정위치 예압의 효과가 더 잘 나타나는 이점을 고려하여 정위치 예압을 가한 경우의 회전체 계 동특성을 연구하였다.

2.2 시스템 모델링

유한 회전축 요소는 탄성 변형이 없는 유한 길이의 회전축으로서 요소의 양 끝 절점에서 각각 4개의 자유도를 가지는 유한 선대칭 축 요소로 모델링^[3,4]되며, 축의 전단 변형과 내부 감쇠를 무시한 경우의 운동 방정식 행렬은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} m^s & 0 \\ 0 & m^s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{Bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} 0 & g^s \\ -g^s & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y} \\ \dot{z} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k^s & 0 \\ 0 & k^s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_y^s \\ f_z^s \end{Bmatrix} \quad (1)$$

베어링 요소 모델링은 참고 문헌^[1,2]에서 사용된 DeMul의 모델로 그 개념 및 수식을 적용하였으며, Fig. 1은 각접촉 볼 베어링의 모델을 개략적으로 나타낸 것이다.

그림에서 A의 좌표계를 국소 좌표계로, B의 좌표계를 전역 좌표계로 보았을 때, 각 좌표에서의 변위 벡터는 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{aligned} \{u\} &= [u_r \ u_x \ \theta]^T \\ \{\delta\} &= [\delta_y \ \delta_z \ \delta_x \ \gamma_y \ \gamma_z]^T = [R\phi]^T \{u\} \end{aligned} \quad (2)$$

각 좌표에 대응하는 힘 벡터는 다음과 같다.

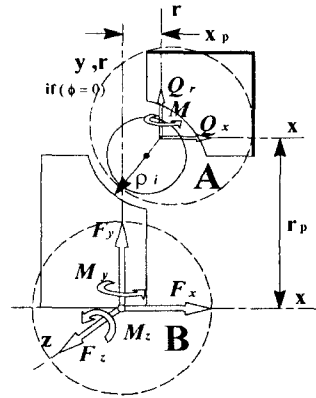


Fig. 1 Schematic diagram of angular contact ball bearing

$$\begin{aligned} \{Q\} &= [Q_r \ Q_x \ M]^T \\ \{F\} &= [F_y \ F_z \ F_x \ M_y \ M_z]^T = [R\phi]^T \{Q\} \end{aligned} \quad (3)$$

A에서 B로의 변환 행렬 구하면 다음과 같다.

$$[R\phi] = \begin{bmatrix} \cos \phi & \sin \phi & 0 & -x_p \sin \phi & x_p \cos \phi \\ 0 & 0 & 1 & r_p \sin \phi & -r_p \cos \phi \\ 0 & 0 & 0 & -\sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix} \quad (4)$$

축방향으로 정위치 예압이 인가되면 식 (2)에서 주어진 변위 중 δ_x 가 미리 주어지는 형식의 문제가 된다. 베어링 강성계수를 결정하기 위해서는 이와 같이 변위가 주어진 경우 평형조건에서의 내륜과 볼의 이동 및 각각의 반력을 계산하여야 한다. 이와같은 평형조건 하에서 베어링 계수를 구하기 위해 베어링 중심에서의 반력을 변위로 편미분한 다음과 같은 계산을 수행하여야 한다.

$$K_b = \frac{\partial \{F\}}{\partial \{\delta\}} = - \sum_{j=1}^n [R\phi]_j^T \frac{\partial \{Q\}_j}{\partial \{u\}} [R\phi]_j \quad (5)$$

식(5)의 결과로부터 축 방향 운동이 없다고 가정한 경우의 각 접촉 볼 베어링은 다음과 같은 스프링 요소 행렬을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} k_{yy}^b & k_{y\theta_x}^b & k_{yz}^b & k_{y\theta_z}^b \\ k_{y\theta_x}^b & k_{\theta_x\theta_x}^b & k_{\theta_x z}^b & k_{\theta_x\theta_z}^b \\ k_{yz}^b & k_{\theta_x z}^b & k_{zz}^b & k_{z\theta_z}^b \\ k_{y\theta_z}^b & k_{\theta_x\theta_z}^b & k_{z\theta_x}^b & k_{\theta_z\theta_z}^b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y^b \\ z^b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_y^b \\ f_z^b \end{Bmatrix} \quad (6)$$

여기서, k_j^b 는 베어링의 강성을 나타내며, j 방향 운동으로 인한 i 방향의 강성을 의미한다. y^b, z^b 는 각도와 전단 변위를 포함한 2차원 베어링 변위 벡터이며, f_y^b, f_z^b 는 각각 XY평면, XZ평면과 관계된 2차원 베어링 가진력 벡터이다.

2.3 시스템 행렬 구성 및 고유치 문제

위에서 축과 베어링의 요소로 나누어 모델링한 행렬들을 전체 계에 대한 모델링을 위하여 각각의 요소들의 운동 방정식들을 합쳐 전역 행렬을 구성하게 된다.

$$M^s \ddot{q} + \{C^b + \Omega G^s\} \dot{q} + \{K^s + K^b\} q = f \quad (7)$$

s 는 축을, b 는 베어링을 의미하며, 전역 좌표 벡터 q 와 힘 벡터 f 는 다음과 같이 정의된다.

$$q = \begin{Bmatrix} y \\ z \end{Bmatrix}, \quad f = \begin{Bmatrix} f_y \\ f_z \end{Bmatrix}$$

y, z 는 각각 절점에서의 y 방향과 z 방향의 변위 좌표를 나타내며, f_y, f_z 는 y 방향과 z 방향에 대응되는 힘 벡터이다.

식 (7)의 상태 방정식으로서의 표현은 다음과 같다.

$$A \dot{Q} + BQ = F \quad (8)$$

여기서

$$A = \begin{bmatrix} 0 & M^s \\ M^s & C^b + \Omega G^s \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} -M^s & 0 \\ 0 & K^s + K^b \end{bmatrix}$$

따라서 식 (8)의 고유치 문제는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\{\lambda_i A + B\} R_i = 0 \quad (9)$$

여기서 λ_i 는 i 번째 고유치, R_i 는 그에 대응되는 고유 벡터를 의미한다.

3. 시뮬레이션 및 실험

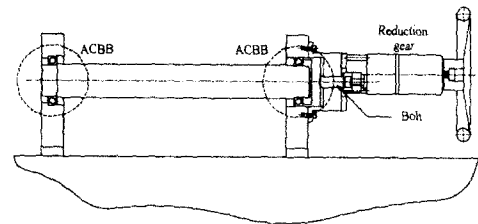
3.1 실험장치

축 방향의 정위치 예압을 받는 회전체 계의 특성을 파악하기 위하여 Fig. 2와 같은 실험 장치를 구성하였다. 우선 시스템의 구성은 Fig. 2에서 볼 수 있는 바와 같이 균일 축과 두 개의 베어링, 그리고 베어링에 정위치 예압을 인가할 수 있도록 제작된 장치가 하우징에 결합되어 있는 형태이다. 시스템에

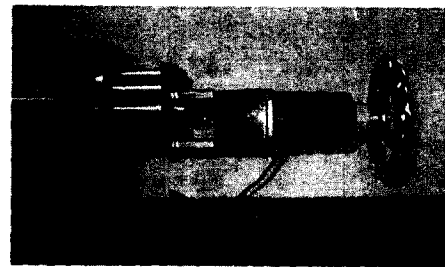
대한 재원은 Table 1에 나타난 것과 같으며, 베어링은 FAG7014C로서 중형 공작기계의 스펀들에 많이 사용되는 모델이다. 베어링 결합의 편의를 위해 베어링 결합부에서의 축직경을 70mm로 하였으며 나머지 부분은 75mm로 제작되어 있다. 이와 같은 방식을 통해 베어링 결합을 위해 별도의 결합장치를 사용하지 않았으며 베어링 외륜에 직접 예압을 줄 수 있도록 하였다. 예압 장치는 Figs. 2에서 보여지는 바와 같이 나사와 감속기로 구성되어 있으며, 나사의 피치는 2mm이며, 감속비는 120:1이다. 감속기의 손잡이를 22.5° 돌렸을 경우 1 μ m 예압이 인가되도록 구성되었다.

Table 1 Specifications of the experimental system

	Property	Data
Shaft	Length	600 mm
	Diameter	70~75 mm
	Young's modulus	209E9 Pa
	Density	7833 Kg/ m ³
	Poisson ration	0.3
Bearing	Bearing Type	7014C
	Ball number	20 EA
	Inner ring diameter	70 mm
	Outer ring diameter	110 mm
	Bearing breadth	20 mm



(a) Experimental setup



(b) The device for the axial displacement preload

Fig. 2 Experimental system

3.2 실험 및 시뮬레이션

Fig. 3은 각각 정위치 예압을 베어링에 가한 경우 예압량의 크기에 따른 고유 진동수의 실험치와 계산치 변화를 비교해서 나타내었다. Fig. 3으로부터 예압량이 증가할수록 고유진동수가 증가하는 것을 알 수 있다. 1~3차 고유 진동수 전체에 대해 실험치와 계산치가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 그림에서 나타낸 것과 같이 고유 진동수에 대한 시뮬레이션 결과에 실험 결과와의 오차는 정위치 예압량이 커질수록 상대적으로 큰 오차 값을 갖지만 전체 실험에서는 평균 1.28% 이내의 오차를 가진다. 예압량이 커질수록 오차가 커지는 것은 실험에서 사용한 베어링의 경우 7 μm 이상의 예압이 가해지면 강성의 변화가 거의 없는 시뮬레이션의 결과와 실제 시스템의 오차로 인한 결과로 보여진다. 따라서 프로그램에서 얻어지는 베어링 강성 계수가 실제값과 잘 일치할 것으로 추정할 수 있다.

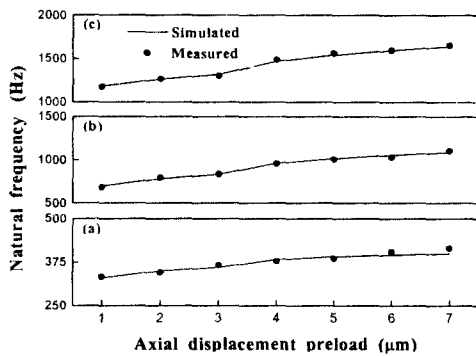


Fig. 3 Comparison of simulated and measured natural frequencies with the axial displacement preload varied: (a) First, (b) Second, (c) Third

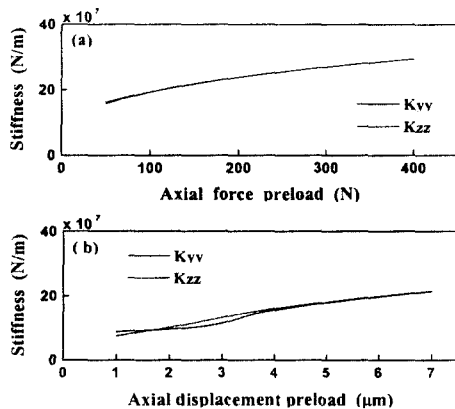


Fig. 4 Comparison of bearing stiffness coefficients: (a) force preload (b) displacement preload

Fig. 5에서는 정위치 예압과 정압 예압을 가한 경우, 시뮬레이션을 통해 각각에 대해 예압량에 따른 베어링 강성 계수를 보여주고 있다.

예압량이 작은 경우 K_{yy} 와 K_{zz} 에 미소한 차이를 보이고 있는데 이는 회전축의 자중에 의해 발생하는 반경 방향 하중에 의한 영향이다. 특히, 정위치 예압에서 1 μm 가 주어진 경우에는 강성계수 계산에 수치오차가 개입되었을 것으로 추정된다.

그러나 예압량이 증가하게 되면 자중에 의한 반경방향하중 효과가 거의 없어 두 방향 강성계수가 잘 일치하는 특성을 보이고 있다. 이상의 시뮬레이션과 실험을 통해 축방향 정위치 예압은 베어링 강성계수를 증가시키게 되며 저자들에 의해 모델 및 프로그램을 사용한다면 베어링의 특성은 물론, 회전체 계 전체가 갖는 동적 특성을 파악할 수 있을 것으로 생각된다.

4. 결론

본 연구에서는 정위치 예압이 가해지는 경우의 각접촉 볼 베어링으로 지지된 회전체 계의 동특성을 시뮬레이션 및 실험으로 분석하였다. 분석 결과 정위치 예압에 의해 베어링의 강성계수가 증가하였으며 이에 따라 회전체계의 고유진동수도 증가하는 것을 확인하였다. 시뮬레이션에 사용하였던 회전체 베어링 계의 모델이 실험 결과와 잘 일치하고 있으므로 개발된 프로그램이 실제적인 회전체 베어링 계에서 적절한 예압을 결정하기 위해 잘 적용될 수 있을 것으로 사료된다.

참고문헌

1. Jorgensen, B.R., "Dynamic analysis of spindle bearing systems," Ph.D Thesis, Purdue University, USA, 1997.
2. 강규용, 강중욱, 홍성욱, "각 접촉 볼 베어링으로 지지된 회전 축 계의 동적 해석 및 실험," 한국정밀공학회 추계학술대회논문집, pp. 247-250, 2000.
3. Lee, C.W. and Hong, S.W., "Asynchronous harmonic response analysis of rotor-bearing systems," The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, Vol.5, No.2, pp.51-65, 1990.
4. Hong, S.W. and Shin, Y.C., "Dynamic analysis of rotor systems with angular contact ball bearings subject to axial and radial loads," Proceedings of the 2001 ISCORMA, Lake Tahoe, USA, 2001.