

반경하중을 받고있는 결함 볼베어링의 진동분석

Vibration Analysis for the Defective Ball Bearing under Radial Loads

강 병 용*, 이 우 섭*, 장 호 경**, 김 예 현*

(Byoung-Yong Kang*, Woo-Seop Lee*, Ho-Gyeong Chang**, Ye-Hyun Kim*)

요 약

본 연구에서는 반경하중과 축회전 속도를 변화시켜 가며 하중으로 인한 베어링의 부하-변위량 특성을 Harris 이론과 비교분석하였다. 실험결과 결함이 없는 경우 하중이 적을 때는 Harris이론과 비교적 잘 일치하나, 하중이 증가할 수록 구동축의 변곡, 볼베어링 하중의 불균형 등의 영향을 받아 이론값과 차이를 보였다. 반경방향 하중이 있는 단일결함과 다중결함의 경우 하중이 증가함에 따라 변위량의 변화는 축심변위량 보다 반경변위량이 더욱 커지게 된다는 것을 알았다. 베어링의 결함형태에 따라 하중과 변위량의 기울기인 부하-변위량 특성을 구함으로써 볼베어링의 결함유무를 검출하였다.

ABSTRACT

In this study, comparison between Harris-theoretical values and experimental data of load-deflection characteristics in bearing was made. The experiments are conducted under the conditions of the various radial loads and speed of shaft. In the case of non-defective ball bearing, the experimental data agreed well with the Harris-theoretical values for the small steady radial load but not for the large steady radial load. For the radial load bearing, the experimental results show that the stiffness of bearing at the single and multiple defective bearing are bigger in the radial deflection than in the axial deflection. Load-deflection characteristics for the bearing defect part make it possible to detect the presence of a defect in bearing.

I. 서 론

볼 베어링은 볼과 내, 외륜의 상호 접촉력 때문에 경로 내의 하중영역을 볼이 통과 할 때마다 진동이 발생하며, 베어링을 구성하는 부품들의 결함에 따라 각기 다른 베어링 결함신호가 나타난다.⁽¹⁾ 볼베어링 굴림체에 결함이 생기면 접촉하중 분포는 불균일하게 되고 축심불량, 볼, 내륜 및 외륜의 불량은 베어링 진동을 증가시키며 다른 요소 부품의 부상을 촉진시킨다.⁽²⁾

베어링에 작용하는 접촉하중은 반경력, 추력 및 이들의 합성력으로 분류되며,⁽²⁾ 베어링의 간격과 하중 분포율의 영향을 고려한 반경하중 계산식을 Harris⁽³⁾, White⁽⁴⁾ 등이 유도하였다. 하중 및 변위계산 이론은 많은 사람들에게 의해 검토 되었으나 대부분 정적 최대치를 구하는 것이었으며, White⁽⁴⁾의 실험결과에서 베어링 형식, 마찰상태에 따라 계산치와 측정치가 큰 차이를 보이고 있다. 볼과 내, 외륜이 접촉하중에 의해 상호 접근되는 이동량인 축심변위량과 반경변위량은 Wan Changsen⁽⁵⁾의 접촉이론이 적용된다. Meyer⁽⁶⁾의 경우 하중 분포가 균일한, 비교적 계산이 용이

한 추력 베어링에 대한 외륜 변위신호를 이용하여 베어링의 상태를 검진하였다. 회전체 불평력에 의한 변위량은 진산기를 이용해 수치해석에 의한 축심변위량을 Tamura⁽⁷⁾ 등이 연구하였다.

본 연구에서는 부하하중과 축회전 속도를 변화시켜 가며 집중하중으로 인한 베어링의 반경방향과 축심방향의 탄성변위량을 단일결함과 다중결함이 있는 베어링의 결함 상태에 따라 분석하였다. 결함 볼베어링의 구조적 공진을 가속도와 변위의 진동신호로 스펙트럼 분석을 통해 알아보았으며, 지지구조물계의 공진점을 고찰하기 위해 반경하중 10.2kg일 때 축회전 속도를 600rpm~1800rpm으로 변화시켜 가며 진동신호를 조사하였다. 지지구조물의 공진이 아닌 960rpm에서 반경하중을 받는 결함 볼베어링에 대해 하중을 변화시켜 가며 볼베어링의 축심방향의 변위량과 반경방향의 변위량을 측정하여 Harris 이론과 비교분석하였다. 하중과 변위량의 결과로부터 결함 형태에 따라 하중-변위량의 기울기를 구하여 동작 중에 있는 볼베어링의 결함유무를 진단하였다.

II. 이 론

볼베어링의 진동 변위량은 접촉하중에 의해 발생하며, Harris⁽³⁾, Wan Changsen⁽⁵⁾ 등이 베어링 치수로 정해지는

*영남대학교 물리학과

**경산대학교 물리학과

접수일자: 1996년 10월 7일

정적접촉 강성계수를 이용하여 축심변위량의 값을 유도하였다. Fig. 1은 볼 베어링이 일정한 속도로 회전한다고 가정하였으며, 볼베어링이 회전축에 의해 일정한 하중을 받으며, 볼의 미끄러짐이 없고 볼과 궤도면의 접촉점이 불변이며 동적인 영향을 무시하였다.

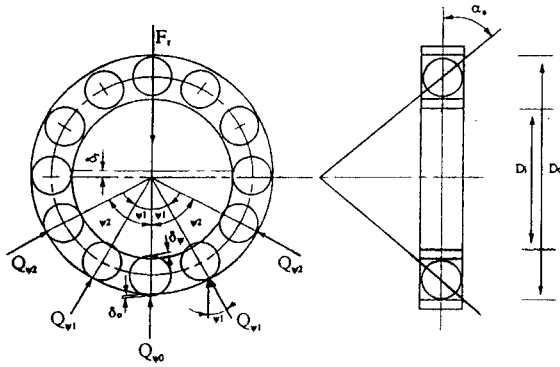


Fig 1. Schematic diagram of rolling ball bearing.

2.1 축심변위량

Hertz의 탄성 접촉이론에서 j번째 볼에서 접촉하중(Q)에 따른 변위량(\delta)의 관계는 (1)식과 같다.⁽⁹⁾

$$\delta_j = K_n Q_j^{\frac{2}{3}} \tag{1}$$

여기서 K_n는 볼베어링의 점 접촉에 따른 부하-변위량 계수(load-deflection factor)⁽¹⁰⁾이다. 접촉하중에 의한 최대 축심변위량은 (2)식과 같다.

$$\delta_n = \delta_i + \delta_o \tag{2}$$

여기서 \delta_i는 내륜과 볼 사이의 변위량, \delta_o는 외륜과 볼 사이의 변위량이다. (2)식과 유사한 방법으로 베어링 홈(groove)의 곡률반경을 고려한 Tamura⁽⁷⁾의 계산식은 (3)식과 같다

$$\delta_i = 1.55 \left[\left(\frac{Q^2}{E^2} \right) \left(\frac{D_i + D_b}{D_i D_b} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \tag{3}$$

$$\delta_o = 1.55 \left[\left(\frac{Q^2}{E^2} \right) \left(\frac{D_o - D_b}{D_o D_b} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

여기서 D_i는 내륜 직경, D_b는 볼 직경, D_o는 외륜 직경이다. 접촉하중이 \Psi만큼 이동할때 볼과 내륜, 외륜 사이의 간격 C_d를 갖는 볼베어링의 축심변위량은 반경하중 방향에 수직인 점에서 최대치 \delta_{max}이며, 이것은 (2)식에서 구한 변위량과 같으므로 Harris⁽¹¹⁾등의 이론에서 (4)식과 같다.

$$\delta_{\Psi} = \delta_{max} \cos \Psi - \frac{C_d}{2} \tag{4}$$

또, Wan Changsen⁽⁵⁾은 부하하중이 있을 경우에 앵글러 컨택트 볼베어링의 탄성 변위량을 구하였는데 (5)식과 같다.

$$\delta_{\Psi} = G D_b [(N^2 + L^2)^{\frac{1}{2}} - 1] \tag{5}$$

여기서 G, N, L은 상수이며 G는 탄성의 전단변형률(shear strain of elasticity)로서 (6)식과 같고 N과 L을 (7), (8)과 같이 쓸 수 있다.⁽⁵⁾

$$G = R_o + R_i - 1 \tag{6}$$

여기서 R_o는 외륜의 곡률반경이고 R_i는 내륜의 곡률반경이다.

$$N = \sin \alpha_0 + \bar{\delta}_o + \bar{\theta} \cos \Psi \tag{7}$$

$$L = \cos \alpha_0 + \bar{\delta}_r \cos \Psi \tag{8}$$

여기서 \bar{\theta}는 내륜의 평균 흔들림 각도이며 \alpha_0는 볼베어링의 초기 접촉각이고, \bar{\delta}_o는 평균 축방향 변위량이며 \bar{\delta}_r는 평균 반경방향 변위량이다.

이 (5)식을 (1)식을 이용해 회전각 \Psi에서의 볼의 최대 접촉하중을 구해보면 (9)식과 같이 쓸 수 있다.

$$G_{\Psi} = \left(\frac{G D_b}{K_n} \right)^{\frac{3}{2}} [(N^2 + L^2)^{\frac{1}{2}} - 1]^{\frac{3}{2}} \tag{9}$$

2.2 접촉하중^{(5), (12)}

회전 기계의 정적하중이나 불평형 질량, 굴림체에 의한 변동하중을 받는 볼베어링은 하중방향에 따라 반경하중, 추력 및 이들의 합성하중을 받으므로 축심변위 계산의 경우 이들 접촉하중은 베어링의 종류, 하중 분포율, 접촉각을 고려해야 한다.⁽⁶⁾⁽¹²⁾

Fig. 2는 Fig. 1의 볼베어링의 볼 하나에 대한 하중영역 \Psi_L에 따른 하중 분포율 \epsilon와의 관계이다. 여기서 반경하중은 Q_{\Psi}이며 \Psi_L은 하중영역(angular extent of load zone)이고, 볼의 수 Z, 하중 중심선과 볼 사이의 각 \Psi인 베어링의 하중 분포율 나타낸다.

베어링의 볼과 내, 외륜 사이의 간격 C_d=0, 볼의 회전각 \Psi=0 일 때 볼의 최대 반경 접촉하중 Q_{\Psi}는 (10)식과 같다.

$$Q_{\Psi} = \frac{F_r}{Z J_r(\epsilon)} \tag{10}$$

여기서 F_r은 외부 반경하중(external radial load)이다. 하중 분포율(load distribution factor) \epsilon를 고려한 베어링

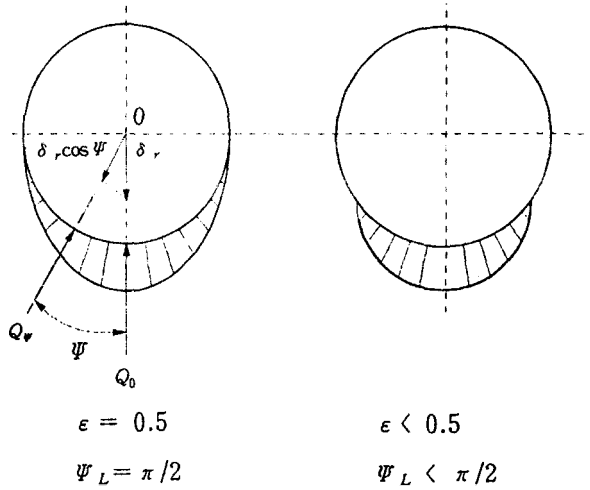


Fig 2. Load distribution factor in ball bearing.

의 추력 접촉하중 Q_0 는 (11)식과 같다.

$$Q_0 = \frac{F_a}{Z J_a(\epsilon) \sin \alpha} \quad (11)$$

여기서 F_a 는 외부 축 하중(extend axial load)이다. J_a 는 볼베어링의 볼이 받는 하중 분포율 ϵ 에 따른 축 부하량(axial load integral)이며, J_r 은 볼베어링의 볼이 받는 하중 분포율 ϵ 에 따른 반경 부하량(radial load integral)이다. 하중 분포율 ϵ 에 따라 계산된 J_a 와 J_r 의 값은 Table. 1과 같다.⁽⁵⁾

Table. 1 Values of $J_a(\epsilon)$ and $J_r(\epsilon)$

ϵ	$J_a(\epsilon)$	$J_r(\epsilon)$
0.0	$\frac{1}{Z}$	$\frac{1}{Z}$
0.1	0.1196	0.1156
0.2	0.1707	0.1596
0.3	0.2110	0.1892
0.4	0.2462	0.2117
0.5	0.2782	0.2288
0.6	0.3084	0.2416
0.7	0.3374	0.2505
0.8	0.3658	0.2559
0.9	0.3945	0.2576
1.0	0.4244	0.2546

III. 실험방법

반경하중을 받는 볼베어링의 결합종류, 축회전 속도 및

하중의 크기에 따른 진동신호를 가속도신호와 변위신호로 분석하였으며, 진동레벨, 주파수, 결합위치 등의 분석을 위해 Fig. 3과 같이 실험장치를 설정하였다.

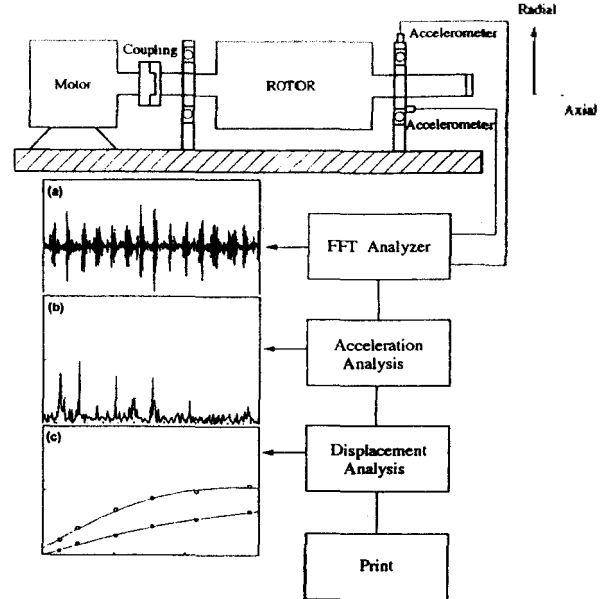


Fig 3. Configuration of the analysis system.

모터는 정격출력 400W(1/2 HP), 토오크 0.22인 직류모터(D.C. Motor, Sung IL Type SDF-90)를 사용하였으며, 베어링 외륜은 고정시키고, 내륜은 D.C. 모터와 Coupling을 이용하여 회전수를 600rpm~1800rpm으로 변화시켜 가며 측정하였다. 운전중의 상태에서 베어링의 결합으로 인해 발생한 Fig. 3(a)와 같은 충격신호는 압전가속도계(Piezoelectric Accelerometer B&K Type 4370)와 진동분석계(FFT Analyzer DI Type PL20)를 이용하여 베어링의 진동신호를 측정하고, 이 신호를 컴퓨터로 입력하였다.

이 입력된 신호는 본 연구를 위해 C언어로 만들어진 주기성을 쉽게 검출하기 위한 포락선 검파 프로그램에 의해 고주파공진기법(High Frequency Resonance Technique)으로 처리된 후 Fig. 3(b)와 같이 FFT시커 주파수 영역에서의 진동특성을 분석하였다. 진동신호는 960rpm에서 결합이 있을 때와 없을 때에 반경방향으로 부하를 가하여 반경방향과 축심방향으로 나타나는 변위량을 측정하였다. 측정 변위량은 모터의 회전 진동수의 불규칙한 변동에 따른 주파수 흔들림과 베어링 내,외륜의 흔들림 오차를 적용하여 20회 반복측정하여 하중에 대한 변위량을 Fig. 3(c)와 같이 그 평균값을 적용하여 분석하였다.

베어링 시험편은 볼베어링의 내륜, 외륜, 볼, 내륜과 볼, 내륜과 외륜, 볼과 외륜 등에 인위적으로 진기 연필을 이용하여 깊이 20 μ m, 폭 30 μ m의 결합이 있도록 제작하였다. 부하하중은 회전체(rotor)를 이용해 2.4kg, 4.8kg, 10.2kg, 15.4kg, 21.4kg, 28.7kg으로 변화시켜 가며 진동을 측정하였다. 결합이 없는 베어링의 경우 내륜, 외륜의 혼

들림을 20회 측정한 결과 내륜의 흔들림이 평균 $4.6\mu\text{m}$ 이며, 외륜의 흔들림은 평균 $2.3\mu\text{m}$ 이었다. 이러한 흔들림 현상은 베어링의 제작과 조립 설치시의 미비로 나타나는 현상이며, 흔들림은 베어링의 진동을 증대시켜 접촉불량으로 인한 마멸을 촉진하여 베어링이 파손되는 원인이 되기도 한다.

IV. 실험결과

부하하중에 따른 응력의 정보를 얻기위해 기계진동을 측정할 경우 직접적인 힘의 측정이 곤란하므로 베어링 등의 진동응답으로 측정한다.⁽¹³⁾ 반경방향의 부하조건에서 결합 볼베어링의 진동을 가속도신호와 변위신호로 분석하였다.

결합 볼베어링의 구조적 공진을 알아보기 위해 외륜결합이 있을 때 축회전 속도 960rpm에서 Fig. 4와 같이 가속도신호와 변위신호에 대해 주파수 스펙트럼으로 살펴 보았다. 진동신호의 측정은 특정 관심 주파수대역을 설정하여 분리시킨 다음 고주파 공진기법으로 처리하여 신호의 포락선(envelope)을 찾아냄으로써 결합의 특징적 주파수 및 주기성을 알 수 있게 하였다.⁽¹⁴⁾

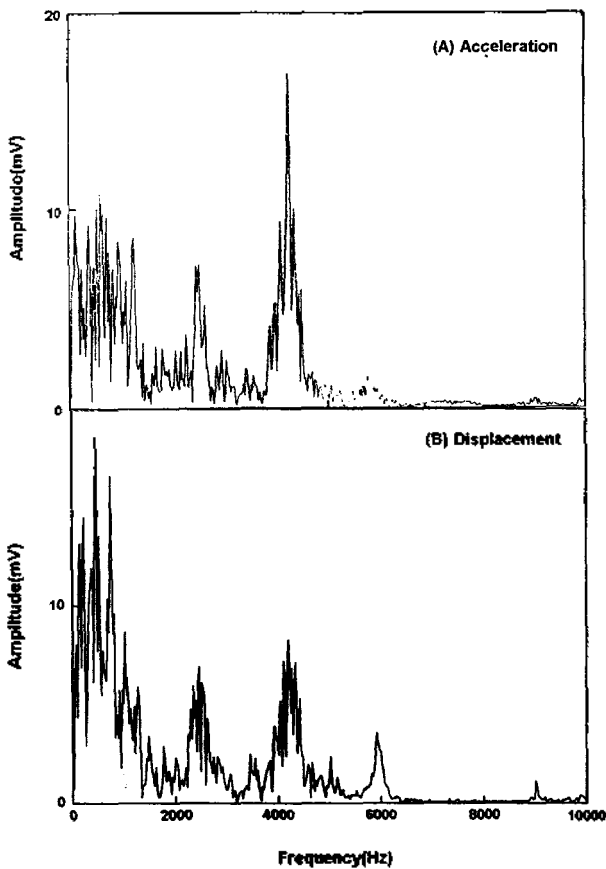


Fig 4. Frequency spectrum for the acceleration and displacement signal.

Fig. 4는 가속도신호와 변위신호에 대한 주파수 스펙트럼으로써 약 4.5kHz 부근의 고주파대역에서 베어링의 구조적 공진이 일어남을 알 수 있다. 변위신호를 파라미터로 하는 경우 가속도신호보다 저주파 성분이 상대적으로 크게 나타남을 알 수 있다.

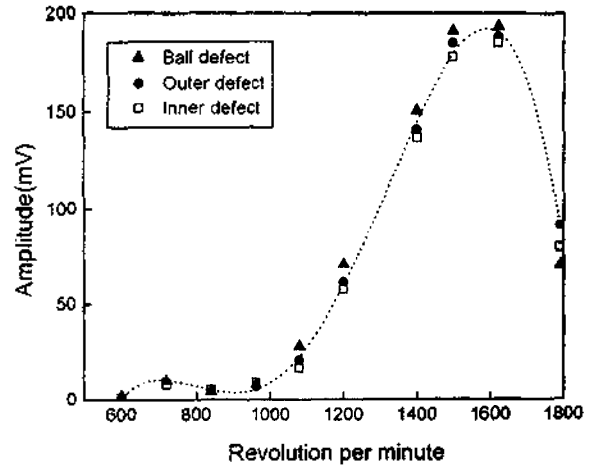
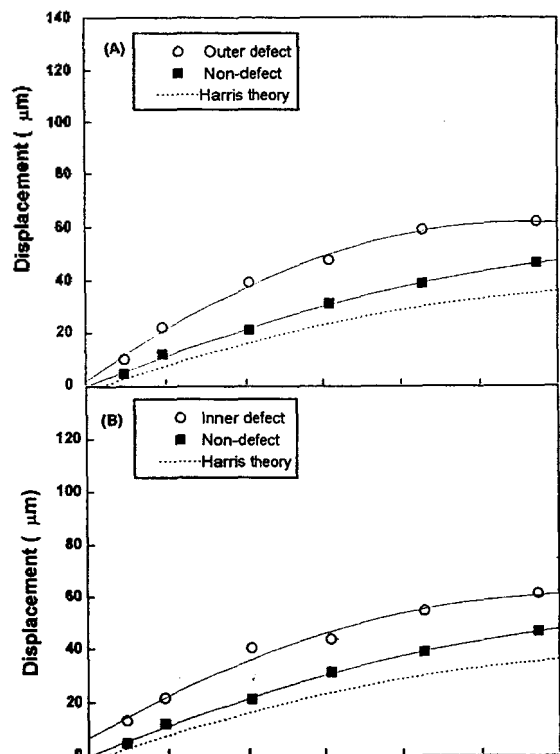


Fig 5. Bearing deflection for the r.p.m. (10.2kg)

Fig. 5는 지지구조물계의 공진점을 고찰하기 위하여 부하하중이 10.2kg일 때 모터의 축회전 속도를 600~1800rpm으로 변화시켜 가며 측정된 진동신호이다. 볼, 외륜, 내륜 결합이 있을 때 축회전 속도가 1600rpm 부근에서 지지구조물계의 공진이 일어남을 알 수 있었다.



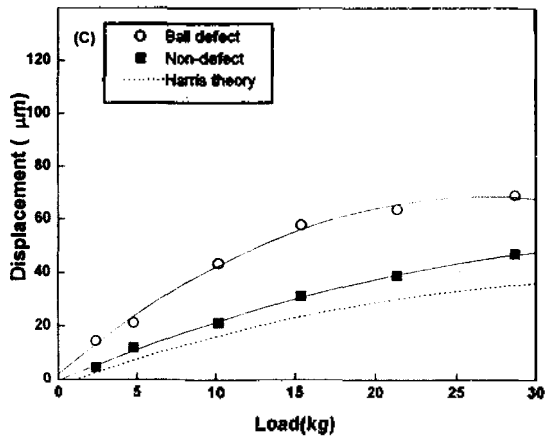


Fig. 6. Axial deflection and load for the single defect bearing.

Fig. 6과 Fig. 7은 이론식(3), (4)식을 이용해 구한 정적 상태의 하중변화에 따른 볼베어링의 결함이 없는 경우와 결함이 단일결함, 복합결함이 있을 때 나타난 축심변위량을 측정된 것이다. Fig. 6은 결함이 (A)외륜 (B)내륜 (C)볼에 있는 경우이고, Fig. 7은 결함이 (A)볼과 내륜 (B)볼과 외륜 (C)외륜과 내륜에 있는 경우이다. 진동측정은 구조물의 공진이 일어나지 않는 960rpm에서 결함 볼베어링에 대한 변위량을 분석하였다.

Fig. 6에서 결함이 없을 경우 하중이 적은 때는 축심변위량은 이론계산치와 비교적 일치하나, 하중이 클수록 큰 차이를 보이고 있다. 이것은 Harris의 경우 하중의 접촉점등이 일정한 이상적인 베어링의 경우이고, 실험에서는 하중이 증가할수록 시험베어링의 볼과 내륜, 외륜사이의 마찰, 구동축의 변곡, 볼베어링 하중의 불균형 등의 영향을

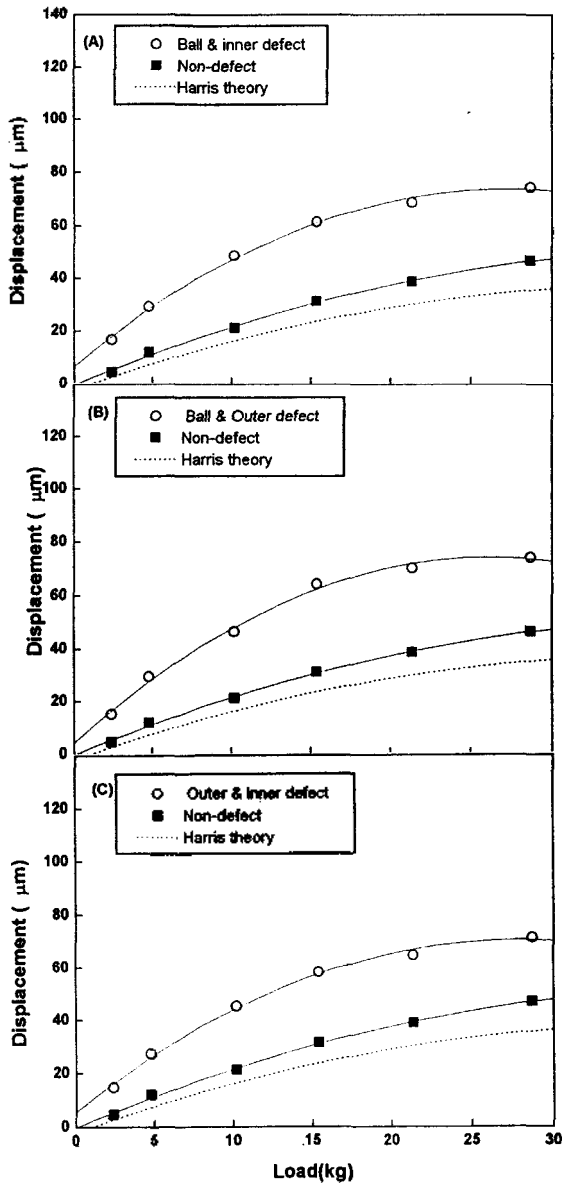


Fig. 7. Axial deflection and load for the multiple defect bearing.

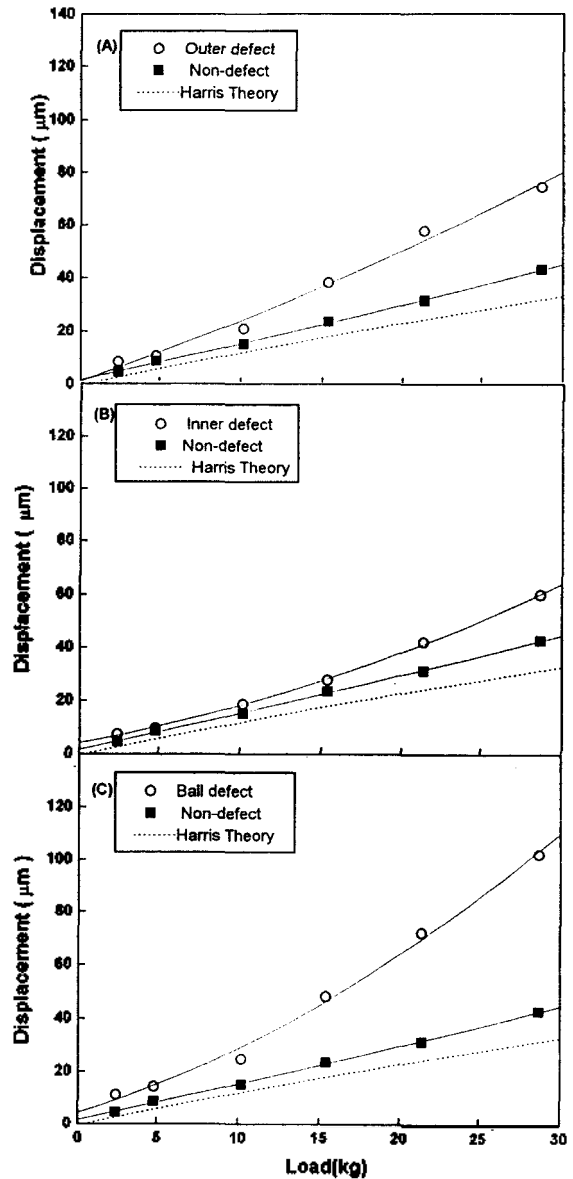


Fig. 8. Radial deflection and load for the single defect bearing.

크게 받기 때문이다. 실험결과 부하하중이 28.7kg일 때 축심변위량의 정량적 값을 비교해 보면, 결함이 없는 경우는 46.7 μm 이고, 단일결함이 있는 경우 61.3 μm ~68.7 μm 의 변화를 보이고 있다. 결함이 있는 경우 결함이 없는 베어링에 비해 변위량이 크게 나타났다.

다중결함이 있는 Fig. 7의 경우 부하하중이 28.7kg일 때 축심변위량은 71.3 μm ~74.1 μm 의 변화를 보이고 있으며, 단일결함이 있을 때 보다 축심변위량이 더 크다. 하중이 커질수록 변위량의 증가 기울기는 결함이 없는 베어링의 경우보다 결함이 있는 베어링이 다소 완만하게 나타났다. 결함이 없는 경우 부하하중의 증가에 따라 비교적 선형적으로 증가하나 결함이 있는 경우 비선형적이다.

Fig. 8과 Fig. 9는 하중영역을 불이 통과할 때 반경방향 변위량을 나타낸 것이다. 이론식(5)식을 이용해 구한 정

적상태의 하중변화에 따른 반경변위량과 모터의 축회전수 960rpm일 때, 불베어링에 결함이 없는 경우와 결함이 단일결함, 복합결함이 있을 때 나타낸 변위량이다. Fig. 8은 결함이 (A)외륜 (B)내륜 (C)불에 있는 경우이고, Fig. 9는 결함이 (A)불과 내륜 (B)불과 외륜 (C)외륜과 내륜에 있는 경우이다.

측정점이 Fig. 2의 하중의 중심점 ψ_0 에 있을 때 반경방향 최대변위량은 결함이 없는 경우 반경하중이 증가함에 따라 비교적 선형적으로 증가하며, Fig. 8에서와 같이 이론치와 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 반경변위량은 부하하중이 28.7kg일 때 정량적 값을 비교해보면 결함이 없는 경우 42.8 μm 이고, 단일결함이 있는 경우 60.1 μm ~102.3 μm 의 변화를 보였고, 다중결함일 때 106.4 μm ~135.2 μm 의 변화를 보였다. 결함이 없는 베어링에서도 불 통과시 주기신호는 존재하며 하중이 커질수록 진동 레벨은 접촉 이론에 따라 변함을 알 수 있었다. 결함이 있는 경우는 결함이 없는 베어링보다 변위량이 크게 나타나고, 다중결함이 있는 Fig. 9의 경우 단일결함이 있을 때 보다 반경 변위량이 더 크다. 즉 결함이 클수록 변위량이 크다는 의미이며, 하중이 커질수록 변위량의 증가기울기는 결함이 없는 베어링보다 크게 나타남을 알 수 있다. 측정치에서 변위량에 대한 기울기가 하중이 클 때 크게 증가하는 이유는 베어링 마찰, 불과 내륜, 외륜사이의 간극이 존재하고 하중분포율(load distribution factor)이 0.5보다 작아짐으로써 변위량 계산에 이용한 (10)식과 (11)식의 최대 접촉하중 Q 보다 실제의 최대 하중이 큰 값으로 작용하여 변위량의 크기가 다소 큰값으로 작용한 것으로 생각된다. 결함을 갖는 베어링은 하중의 변화에 따라 변위량이 급변하는 것으로부터 그 존재를 알 수 있다.⁽¹⁰⁾

부하하중에 따라 나타나는 축심변위량과 반경변위량을 측정함으로써 부하하중이 있을 때 Fig. 6~9에서 구한 하중과 변위량의 결과로부터 변위량의 기울기 즉, 접촉하중에 따른 부하-변위량 계수를 구함으로써 불베어링의 결함유무를 검출할 수 있었다.

V. 결 론

부하하중이 있는 불베어링에 대해 결함특성에 따라 나타나는 반경방향 변위량과 축심방향 변위량을 하중의 변화에 따라 구하여 Harris의 이론과 비교하여 진동신호를 분석하였다.

결함 불베어링의 구조적 공진을 알아보기 위해 외륜결함이 있을 때 축회전 속도 960rpm에서 가속도신호와 변위신호에 대한 주파수 스펙트럼 결과 변위신호를 파라미터로 하는 경우 가속도신호 보다 저주파수 성분이 상대적으로 크게 나타남을 확인 하였다. 축회전 속도를 600rpm~1800rpm으로 변화시켜 가며 진동신호를 측정된 결과 1600rpm 부근에서 지지구조물계의 공진이 발생함을 확인하였으며, 지지구조물의 공진이 아닌 960rpm에서 변위

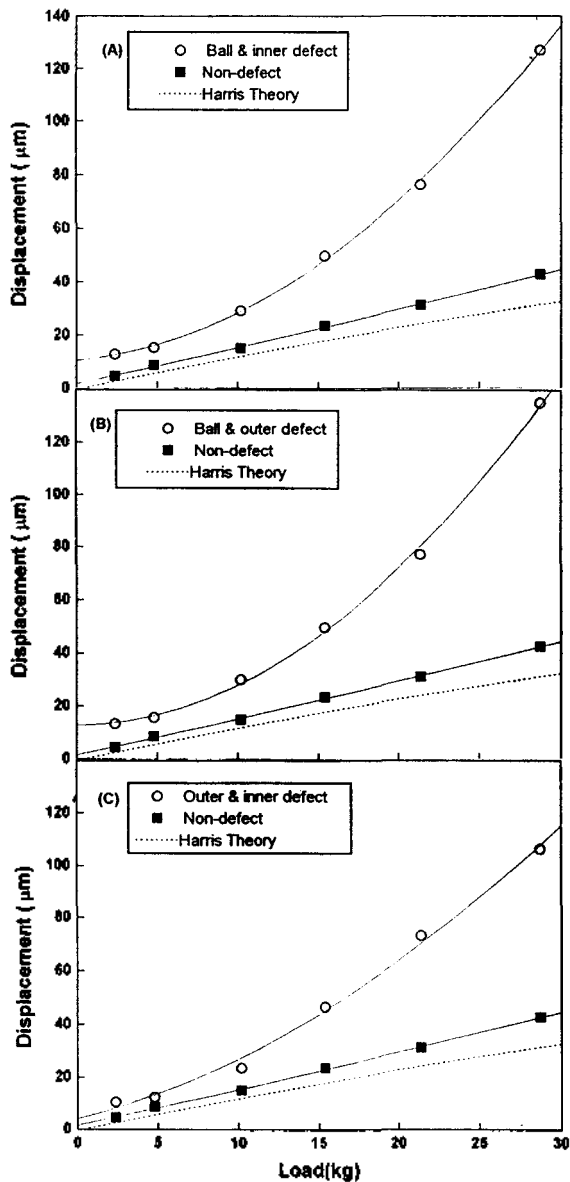


Fig. 9 Radial deflection and load for the multiple defect bearing.

량을 측정하여 베어링의 결합유무와 특성을 분석하였다.

축심변위량의 경우 하중이 증가 할수록 변위량의 증가 기울기는 결합이 없는 경우 비교적 선형적으로 증가하였다. 그러나 결합이 있는 경우 하중분포가 균일한 이상적인 베어링에서 계산된 Harris 이론값과는 볼베어링 하중의 불균형 등의 영향으로 큰 차이를 보이며, 비선형적으로 증가하였다. 또한 반경변위량은 하중이 증가할 수록 변위량의 증가 기울기는 결합이 없는 경우 비교적 선형적으로 증가하며, 결합이 있는 경우 변위량의 증가 기울기가 급격히 커짐을 알 수 있었다. 반경방향의 부하하중이 있는 결합 베어링의 경우 변위량의 변화는 하중의 증가에 따라 축심변위량보다 반경방향 변위량이 커짐을 알았다. 베어링의 결합 형태에 따라 하중과 변위량에 대한 변위량의 기울기인 부하-변위량 계수를 구함으로써 볼베어링의 결합유무를 판별할 수 있다.

볼베어링 결합진단 프로그램의 개발을 위해 베어링 하중에 의한 변위량을 베어링 흔들림 오차를 고려한 확률 밀도함수를 적용하여 진동특성에 대한 데이터베이스를 더 확보하는 방향으로 연구할 계획이다.

참 고 문 헌

1. T.S.Sankar, "Time domain analysis of machinery vibration signals using digital techniques", Trans. of A.S.M.E., Journal of Mechanical Design, Vol. 102, 211-216 (1980).
2. J.V.Poplawski, J.A.Mauriello, "Skidding in lightly loaded high-speed ball thrust bearings", Trans. of A.S.M.E., Journal of Lubrication Technology, paper No. 69-Lubs-20 (1969).
3. T.A.Harris, "Ball motion in thrust-loaded, angular contact bearing with coulomb friction", Trans. of A.S.M.E., Journal of Lubrication Technology, 32-38 (1971).
4. M.F.White, "Rolling element bearing vibration transfer characteristics: effect of stiffness", Trans. of A.S.M.E., Journal of Applied Mechanics, Vol.46, 677-684 (1979).
5. Wan Changsen, "Analysis of rolling element bearings", China Machine Press (1991).
6. L.D.Meyer, "An analytic model for ball bearing vibration to predict vibration response of distributed defect", Trans. of A.S.M.E. Journal of Mechanical Design, Vol. 102, 205-210 (1980).
7. H.Tamura, "On the radial vibration of ball bearings(Computer simulation)", J.S.M.E. paper No. 84-0076B (1984).
8. T.A.Harris, "The effect of misalignment on the fatigue life of cylindrical roller bearings having crowned rolling members", Trans. of A.S.M.E., Journal of Lubrication Technology, 295-300 (1969).
9. B.Mével and J.L.Guyader, "Routes to chaos in ball bearings", J. of Sound and Vibration, 162(3), 471-487 (1993).
10. T.C.Lim and R.Singh, "Vibration transmission through rolling element bearings", J. of Sound and Vibration, 169(4), 547-553 (1994).

11. T.A.Harris, "An analytical method to predict skidding in thrust-loaded, angular-contact ball bearings", Trans. of A. S.M.E., Journal of Lubrication Technology, paper No. 70-Lubs-7 (1970).
12. 김완두, 한동철, "반경방향과 모멘트 하중하에서의 깊은 홈 베어링의 피로 수명 평가", 대한기계학회 논문집, 제18권, 제12호, 3149-3158 (1994).
13. H.R.Martin and F.Honarvar, "Application of statistical moments to bearing failure detection", Applied Acoustics, 44, 67-77 (1995).
14. 김예현, 강병용, 김동일, 장호경, "HFRT기법을 이용한 결합 볼 베어링의 진동 분석", 한국음향학회, 제14권, 제2호, 92-100 (1995).

▲강 병 용(Byoung-Yong Kang)



1986년 2월:영남대학교 물리학과 졸업(이학사)
 1988년 8월:영남대학교 대학원 물리학과 졸업(이학석사)
 1997년 2월:영남대학교 대학원 물리학과 졸업(이학박사)

▲이 우 섭(Woo-Seop Lee)



1993년 2월:영남대학교 물리학과 졸업(이학사)
 1995년 2월:영남대학교 대학원 물리학과 졸업(이학석사)
 1995년 3월~현재:영남대학교 대학원 물리학과 박사과정

▲장 호 경(Ho-Gyeong Chang)



1984년 2월:영남대학교 물리학과 졸업(이학사)
 1986년 2월:영남대학교 대학원 물리학과 졸업(이학석사)
 1992년 2월:영남대학교 대학원 물리학과 졸업(이학박사)
 1994년 3월~현재:경산대학교 물리학과 조교수

▲김 예 현(Ye-Hyun Kim)



1956년 9월: 서울대학교 물리학과 졸업(이학사)

1975년 2월: 영남대학교 대학원 전자공학과 졸업(공학석사)

1980년 9월: 영남대학교 대학원 전자공학과 졸업(공학박사)

1980년~1981년: 영국 University of Southampton, Institute of

Sound and Vibration 객원 선임 연구원

1981년~현재: 영국 음향학회 정회원(MIOA)

1983년~1985년: 한국음향학회 이사

1966년 3월~현재: 영남대학교 물리학과 교수