

〈論 文〉

반경방향과 모멘트하중 하에서의 깊은홈 볼베어링의 피로수명 평가 -동등가하중식 제안-

김완두* · 한동철**

(1993년 12월 27일 접수)

Prediction of the Fatigue Life of Deep Groove Ball Bearing under Radial and Moment Loads -Equivalent Dynamic Loads-

Wan Doo Kim and Dong Chul Han

Key Words : Ball Bearing(볼베어링), Misalignment(축경사), Moment(모멘트), Equivalent Dynamic Load(동등가하중), Fatigue Life(피로수명)

Abstract

Even if the ball bearing was conservatively designed considering the dynamic capacity and the rating life, sometimes the bearing was early failed on account of the misalignment and the lubricant contaminations etc. Misalignment was generated when the bearing-shaft system transmitted large power and when the bearing was inadequately mounted. It was possible to predict the fatigue life of ball bearing under the misalignment considering the motions of ball, cage and raceway, and the factors of the effect on fatigue life. Misalignment affected on ball bearing as radial and moment load and the relationships between misalignment and moment were obtained. In this paper, the analysis of the load distributions between ball and raceway, and the prediction of fatigue life of deep groove ball bearing under radial and moment loads were carried out. And, the new formulation of equivalent dynamic load considering the effects of moment load was proposed.

1. 서 론

볼베어링은 수명식에 확률 개념이 포함되어 있어 사용자가 수명을 손쉽게 예측할 수 있으며, 수명의 신뢰성 설계가 가능한 기계요소 부품이다. 회전기계류의 경우, 볼베어링과 같은 요소 부품의 성능이 곧 전체 시스템의 성능을 좌우하게 된다. 따라서,

*정회원, 한국기계연구원

**정회원, 서울대학교 기계설계학과

실제 운전상황에 맞는 볼베어링의 거동해석 및 이를 바탕으로 한 정확한 피로수명예측 등은 시스템의 성능 평가에 필수적이라 하겠다.

볼베어링은 베어링의 정격하중 및 정격수명을 고려하여 충분히 안전하게 설계한 경우에도 외적인 요인, 즉 베어링내의 이물질 혼입, 베어링 설치 시의 오차 등으로 인하여 실제 사용 중에 조기 피로 파손되는 경우가 많이 보고되고 있다. 특히 베어링 설치시의 오차 및 과중한 동력전달시 발생하는 축경사(misalignment)로 인한 피로수명의 감소 효과

는 실제 사용중에 흔히 발생하는 일이지만, 이론적 예측 및 시험을 통한 연구가 미비한 관계로 측정사를 고려한 볼베어링의 수명예측 및 설계에 많은 어려움을 겪고 있다.

볼베어링의 피로수명식은 1940년대 Lundberg와 Palmgren⁽¹⁾에 의해 최초로 체계화되었다. 이 수명 계산식(이하에서 "LP수명식"이라 부른다)은 당시의 재료, 제조품질, 윤활 및 시험조건 등에 맞는 식으로써, 최근의 베어링의 수명은 LP수명식으로 계산한 값보다 월등히 길어 수명식의 수정이 불가피하게 되었다. 이에 1977년 국제표준화기구(ISO)에서는 현실성있는 베어링의 피로수명계산을 위하여 식(1)과 같은 LP수명식에 기초를 둔 수명 보정 계수가 도입된 수명식을 채택하였다.⁽¹⁾

$$L_n = a_1 a_2 a_3 (C/P_{eq})^3 \quad (1)$$

여기서,

L_n : 생존확률 $S\{n=100(1-S)\}$ 일 때의 정격수명

a_1 : 신뢰도계수

a_2 : 재료계수

a_3 : 사용조건계수 또는 윤활계수

C : 기본 동정격하중

P_{eq} : 동등가하중

구름베어링의 피로수명에 대한 연구는 LP수명식이 발표된 이후에도 지속되어 오고 있으며,^(3~10) 최근 LP수명식에서 고려하지 못했던 몇가지 중요한 개념을 함축성있게 표현한 새로운 피로수명식이 발표되었다.^(11,12)

1985년 SFK사의 Ioannides와 Harris⁽¹¹⁾는, LP수명식에서 사용한 응력체적(stress volume)의 개념을 적분 형태로 일반화시켰으며 구름접촉 피로한도의 도입, 구조적 피로와 구름접촉 피로와의 관계 정립, 그리고 LP수명식에서 무시되었던 표면 전단 응력의 영향 등을 수명식에 포함한 새로운 수학적 모델을 제안하였다.

1989년 FAG사의 Lösche⁽¹²⁾는 Ioannides와 Harris가 발표한 수학적 모델과 유사한 일반화된 피로수명식을 발표하였다. Ioannides와 Harris가 발표한 수학적 모델과의 차이점은 응력 발생깊이가중지수(depth exponent)를 삭제한 점과 von Mises 등가응력을 도입한 점, 그리고 수명식에 사용된 각 변수들의 값을 새롭게 도입한 점 등이다.

위의 두가지 새로운 피로수명 모델에 의해 계산된 피로수명식은 실제 시험수명 결과⁽¹³⁾와 잘 일치되며 LP수명식을 일반화시킨 획기적인 수명식이다. 그러나 이들의 피로수명 모델로 수명을 산출하는 데에는 많은 실험과 경험식에 의해 미리 각 변수가 결정되어 있어야 하며, 각 변수가 결정되어 있다 하더라도 아직도 다음과 같은 여러가지 논란의 여지가 남아 있다.

첫째, 정확한 피로한도 값의 결정 및 최근 논쟁의 대상이 되고 있는 구름접촉 피로한도의 적용 여부,⁽¹⁴⁾ 둘째, 수명식에 사용된 응력 발생깊이가중지수의 적용 여부,⁽¹⁵⁾ 셋째, 현재까지 발표된 점접촉 탄성유체윤활 풀이의 한계는 최대 접촉압력이 구름접촉 피로한도로 제시되고 있는 약 2.5 GPa에 훨씬 미치지 못하므로 볼과 케드론 사이의 탄성유체윤활로 인해 발생하는 접촉면의 실제 접촉압력 값의 계산 불가능,⁽¹⁶⁾ 넷째, 접촉표면 근처 각 지점에서의 응력성분을 구하고, 또한 규정된 응력체적 내에서 이 값을 적분해야 하는 등, 수명 계산을 위한 절차가 복잡하고 계산시간이 많이 소요되는 문제점 등이 있다.

이러한 문제점들을 고려해 볼때 위의 피로수명 모델로서 일반 베어링의 피로수명을 예측하기는 아직 어렵겠으며, 식(1)과 같은 공학적으로 계산이 손쉬운 수명식의 유도를 위해서는 더 많은 연구가 뒤따라야 하겠다.

한편, 식(1)에서 보는 바와 같이 베어링의 수명 계산은 베어링의 형식에 따라 한 방향의 하중 값으로 계산되며, 복합하중 상태에서의 수명계산을 위해서는 동등가하중(equivalent dynamic load)이 도입된다. 동등가하중은 복합하중 하에서의 수명과 동등한 수명을 지닌 한 방향의 상당하중을 말하며, 반경방향하중과 축방향하중이 동시에 작용될 경우에는 각 방향의 하중 크기와 베어링의 형식에 따라 동등가하중 계산식이 규격집과 베어링 카탈로그에 명시되어 있다. 그러나, 실제 회전 기계류의 동력 전달 및 베어링 설치시의 오차 등으로 인하여 흔히 발생하는 측정사를 고려한 동등가하중식에 대해서는 발표된 자료가 전무한 실정이다. 측정사는 베어링에 반경방향하중과 모멘트하중으로 작용하게 되며, 이로 인하여 베어링 구성요소들 간의 하중분포와 상대운동 등이 변하게 되어 피로수명에 큰 영향을 끼치게 된다.

본 연구에서는 반경방향과 모멘트하중이 볼베어

링의 피로수명에 끼치는 영향을 밝히기 위해, 먼저 모멘트하중이 포함된 복합하중 하에서의 하중분포 해석을 수행하였으며, 구해진 하중분포로부터 LP 수명식에 의해 피로수명을 예측하였다. 예측된 피로수명과 같은 수명을 지닌 반경방향의 상당하중, 즉 모멘트하중이 고려된 동등가하중식을 제안하였으며, 볼베어링의 새로운 피로수명 설계식으로서의 유용성을 평가하였다.

2. 복합하중 하에서의 하중분포해석⁽¹⁷⁾

Hertz의 탄성접촉이론에 의하면 점접촉인 경우, 힘과 변형과의 관계는 다음식으로 주어진다.

$$Q = K\delta^{1.5} \tag{2}$$

여기서, Q 는 외력, K 는 접촉부위의 기하학적 형상과 재료의 물성치에 따른 상수, δ 는 탄성변형량이다. 볼베어링은 볼과 케드론의 접촉으로 인해 탄성변형을 일으키며, 이로 인하여 내륜과 외륜홈의 곡률 중심간의 거리가 증가되며, Fig. 1에 보는 바와 같이 다음식이 성립됨을 알 수 있다.

$$S = A + \delta_i + \delta_o \tag{3}$$

$$\delta = \delta_i + \delta_o = S - A \tag{4}$$

여기서, A 와 S 는 변형 전후의 곡률 중심간의 거리, δ_i 와 δ_o 는 볼과 내외륜 사이의 변형량, δ 는 전체변형량이다.

중심축에 대한 내륜홈과 외륜홈의 곡률반경 R_i 와 R_o 는 다음식과 같이 표현된다.

$$R_i = 0.5d_m + (r_i - 0.5D)\cos\alpha \tag{5}$$

$$R_o = R_i - A\cos\alpha \tag{6}$$

여기서, d_m 은 베어링 피치원직경, D 는 볼직경, α 는 초기 접촉각, r_i 는 내륜홈 반경이다. 임의 위치각에서 중심축에 대한 내륜홈과 외륜홈의 곡률중심 사이의 거리 S 는 다음식으로 표현된다.

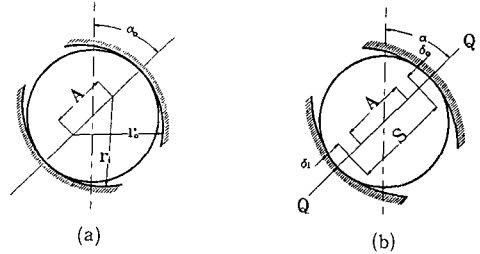
$$S = A\{(\sin\alpha + \bar{\delta}_a + R_i\bar{\theta}\cos\psi)^2$$

$$+ (\cos\alpha + \bar{\delta}_r\cos\psi)^2\}^{1/2} \tag{7}$$

$$F_a - KA^{1.5} \sum_{\psi=0}^{\pm\pi} \frac{[(\sin\alpha + \bar{\delta}_a + R_i\bar{\theta}\cos\psi)^2 + (\cos\alpha + \bar{\delta}_r\cos\psi)^2]^{1/2} - 1]^{1.5} \times (\sin\alpha + \bar{\delta}_a + R_i\bar{\theta}\cos\psi)}{[(\sin\alpha + \bar{\delta}_a + R_i\bar{\theta}\cos\psi)^2 + (\cos\alpha + \bar{\delta}_r\cos\psi)^2]^{1/2}} \tag{16}$$

$$F_r - KA^{1.5} \sum_{\psi=0}^{\pm\pi} \frac{[(\sin\alpha + \bar{\delta}_a + R_i\bar{\theta}\cos\psi)^2 + (\cos\alpha + \bar{\delta}_r\cos\psi)^2]^{1/2} - 1]^{1.5} \times (\cos\alpha + \bar{\delta}_r\cos\psi)\cos\psi}{[(\sin\alpha + \bar{\delta}_a + R_i\bar{\theta}\cos\psi)^2 + (\cos\alpha + \bar{\delta}_r\cos\psi)^2]^{1/2}} \tag{17}$$

$$M - \frac{1}{2}d_mKA^{1.5} \sum_{\psi=0}^{\pm\pi} \frac{[(\sin\alpha + \bar{\delta}_a + R_i\bar{\theta}\cos\psi)^2 + (\cos\alpha + \bar{\delta}_r\cos\psi)^2]^{1/2} - 1]^{1.5} \times (\sin\alpha + \bar{\delta}_a + R_i\bar{\theta}\cos\psi)\cos\psi}{[(\sin\alpha + \bar{\delta}_a + R_i\bar{\theta}\cos\psi)^2 + (\cos\alpha + \bar{\delta}_r\cos\psi)^2]^{1/2}} \tag{18}$$



(a) Ballraceway contact before loading
(b) Ballraceway contact under loading

Fig. 1 Ball raceway contact

여기서, ψ 는 각 볼의 각위치 (angular location), δ_a , δ_r , θ 는 각각 축방향변위, 반경방향변위 및 각변위를 나타내며, $\bar{\delta}_a = \frac{\delta_a}{A}$, $\bar{\delta}_r = \frac{\delta_r}{A}$, $\bar{\theta} = \frac{\theta}{A}$ 이다. 식(7)을 식(4)에 대입하면 다음식을 얻는다.

$$\delta = A\{[(\sin\alpha + \bar{\delta}_a + R_i\bar{\theta}\cos\psi)^2 + (\cos\alpha + \bar{\delta}_r\cos\psi)^2]^{1/2} - 1\} \tag{8}$$

또한 식(8)을 식(2)에 대입하면 다음식을 얻는다.

$$Q = KA^{1.5}\{[(\sin\alpha + \bar{\delta}_a + R_i\bar{\theta}\cos\psi)^2 + (\cos\alpha + \bar{\delta}_r\cos\psi)^2]^{1/2} - 1\}^{1.5} \tag{9}$$

외력 Q 의 반경방향 및 축방향성분과 축방향성분으로 인해 발생하는 모멘트성분은 다음과 같다.

$$Q_a = Q\sin\alpha \tag{10}$$

$$Q_r = Q\cos\psi\cos\alpha \tag{11}$$

$$M = \frac{1}{2}Qd_m\sin\alpha\cos\psi \tag{12}$$

한편, 힘의 평형으로부터 다음식이 유도된다.

$$F_a = \sum_{\psi=0}^{\pm\pi} Q_a\sin\alpha \tag{13}$$

$$F_r = \sum_{\psi=0}^{\pm\pi} Q_r\cos\psi\sin\alpha \tag{14}$$

$$M = \frac{1}{2}d_m \sum_{\psi=0}^{\pm\pi} Q_r\cos\psi\sin\alpha \tag{15}$$

위 식들을 조합하여 정리하면 다음식을 얻는다.

식(16)~(18)은 비선형 방정식이므로 Newton-Raphson방법에 의해 해를 구할 수 있으며, 이로써 모멘트하중이 포함된 복합하중 하에서의 볼베어링의 하중분포를 구할 수 있다.⁽¹⁷⁾

3. 볼베어링의 피로수명식⁽¹⁾

구름 점접촉하의 기본 정적수명(L_c)은 이론과 실험을 통해 다음의 관계가 있음이 알려져 있다.

$$L_c = \left(\frac{Q_c}{Q_e} \right)^3 \quad (19)$$

Q_c 는 접촉 기본동적부하용량으로서, 볼베어링의 경우 아래식으로 제안되며, Q_e 는 접촉동가하중이다.⁽¹⁾

$$Q_c = Ap \cdot B \left(\frac{2f}{2f-1} \right)^{0.41} \frac{(1 \mp \gamma)^{1.39}}{1 \pm \gamma)^{1/3}} \left(\frac{\gamma}{\cos \alpha^{0.3}} \right) D^{1.8} Z^{-1/3} \quad (20)$$

여기서, Ap 는 접촉각 변화에 따른 부하용량 감소 계수로서 $(1 - 0.33 \sin \alpha)$ 로 주어지며, B 는 피로상수 ($2.3615 \times 10^7 \text{ N/m}^{1.8}$), f 는 홈반경/볼직경, Z 는 볼수, $\gamma = D \cos \alpha / d_m$, 위쪽 부호는 내륜, 아래쪽 부호는 외륜의 경우에 대한 계산부호이다.

볼베어링에는 여러개의 볼이 조립되어 있으므로 각각의 접촉하중으로부터 접촉동가하중을 계산해야 한다. 문헌⁽¹⁾에 의하면 점접촉인 경우 삼승평균하중(cubic mean load)이 시험결과와 잘 일치한다고 보고되고 있으며, 따라서 볼베어링의 회전체도륜(첨자 μ 로 표기)의 동가하중과 피로수명은 식(21)과 식(22)로 주어진다.

$$Q_{e\mu} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z Q_j^3 \right)^{1/3} \quad (21)$$

$$L_\mu = \left(\frac{Q_{e\mu}}{Q_e} \right)^3 \quad (22)$$

볼베어링의 정지된 체도륜(첨자 ν 로 표기)의 동가하중과 피로수명은 식(23)과 식(24)와 같다.

$$Q_{e\nu} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z Q_j^{10/3} \right)^{0.3} \quad (23)$$

$$L_\nu = \left(\frac{Q_{e\nu}}{Q_e} \right)^3 \quad (24)$$

볼베어링 전체에 대한 수명 L 은 확률의 곱셈법칙에 의해 아래식으로 계산된다.

$$L = (L_\mu^{-1.11} + L_\nu^{-1.11})^{-0.9} \quad (25)$$

앞의 하중분포 해석결과로부터 얻은 볼베어링 각 볼위치에서의 접촉하중 Q_j 를 이용하여, 식(21)과 식(23)으로부터 접촉동가하중을 구할 수 있으며, (22), (24) 및 식(25)를 이용하여 주어진 복합하중 하에서 수명을 예측할 수 있다.

한편, 접촉 기본동적 부하용량으로부터 내외륜의 기본동적 부하용량은 하중분포계수(load distribution factor)가 0.5일때 다음식으로 계산된다.

$$\text{내륜 } C_\mu = 0.407 Q_{ev} Z \cos \alpha \quad (26)$$

$$\text{외륜 } C_\nu = 0.389 Q_{ev} Z \cos \alpha \quad (27)$$

볼베어링 전체에 대한 기본동적 부하용량 C 는 식(28)과 같으며, 식(25)로부터 구해진 수명 L 로부터 동등가하중은 식(29)로 결정할 수 있다.

$$C = (C_\mu^{-10/3} + C_\nu^{-10/3})^{-0.3} \quad (28)$$

$$P_{eq} = C/L^{1/3} \quad (29)$$

여기서, P_{eq} 는 주어진 복합하중 상태에서의 수명과 동등한 수명을 지닌 반경방향하중으로 환산된 상당하중, 즉 동등가하중을 나타낸다.⁽¹⁾

4. 해석결과 및 동등가하중식 제안

해석은 깊은홈 볼베어링 형번 6005, 6205, 6008 및 6208에 대해 수행하였으며, 해석에 필요한 베어링의 주요 제원은 Table 1과 같다.

Fig. 2에서 5는 각각 6005, 6205, 6008 및 6208 볼베어링에 대한 축경사와 모멘트하중과의 관계를 보여주는 그림이다. 그림으로부터 반경방향하중의 크기는 축경사와 모멘트하중 관계에 크게 영향을 끼치지 않음을 알 수 있다.

모멘트하중이 피로수명에 끼치는 영향을 알아보기 위해 반경방향하중과 모멘트하중이 동시에 작용할때의 하중분포해석을 수행하고 수명을 산출하였다. Table 2에서 5는 식(21)~(25)를 이용하여 계산한 베어링수명과 식(29)로 계산한 동등가하중을 보여준다.

반경방향하중과 모멘트하중을 동등가하중식에 같이 적용하려면 변수의 무차원화가 필요하다. 반경방향하중은 베어링의 형식에 따라 결정되는 기본 동정격하중 C 로 나누어 무차원화(Fr')시켰으며, 모멘트하중은 기본 동정격하중과 베어링의 일반 사용자가 가장 알기쉬운 치수인 베어링 내경의 곱, 즉 $C \cdot D$ 로 나누어 무차원화(M')시켰다. 즉,

$$Fr' = Fr/C \quad (30)$$

Table 1 Dimensions of deep groove ball bearings

Designation	6005	6205	6008	6208
Pitch diameter(mm)	35.5	39.0	54.9	60.0
Inner diameter(mm)	17.75	19.5	27.0	30.0
Ball diameter(mm)	6.350	7.938	7.938	11.906
Number of balls	10	8	12	9
Inner groove radius(mm)	3.21	4.01	4.01	6.02
Outer groove radius(mm)	3.37	4.20	4.20	6.31
Basic dynamic load rating	10070N	14000N	16800N	29100N

$$M' = M / (C \cdot D) \quad (31)$$

$$Fr' < 2.0M' \text{ 일 때 } Peq' = 0.5Fr' + 2.0M' \quad (32)$$

Fig. 6에서 9는 무차원 반경방향하중과 모멘트하중에 따른 무차원 동등가하중 ($Peq' = Peq/C$) 분포 선도를 보여준다. 이 선도를 표현하는 식이 곧 모멘트하중을 고려한 동등가하중 식이 되며, 식(32)와 같은 근사적인 동등가하중식을 제안할 수 있다.

$$Fr' \geq 2.0M' \text{ 일 때 } Peq' = Fr' + M'$$

위식으로 계산된 동등가하중 값은 Fig. 6~9에서 점선으로 나타내었다. Fig. 10~13은 새로이 제안된 식으로 계산된 동등가하중과 베어링의 하중분포 해석결과로부터 구한 동등가하중과의 관계를 보여준다. 해석을 수행한 하중범위 내에서 제안된 동등가하중식에 의한 값과 하중분포 해석결과로부터 계

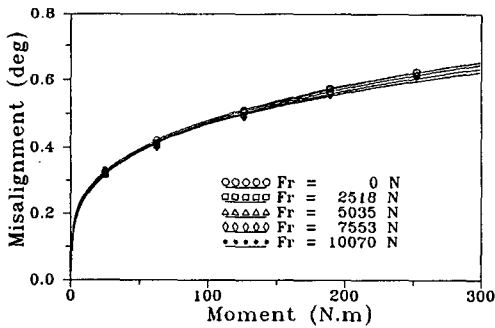


Fig. 2 The relationship between misalignment and moment of 6205 bearing

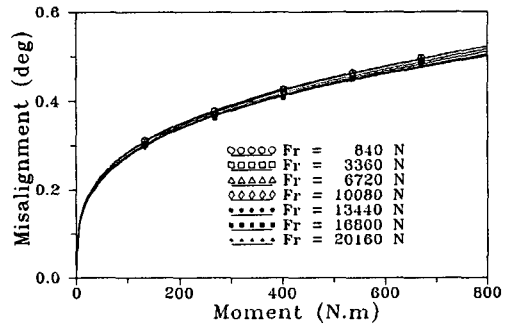


Fig. 4 The relationship between misalignment and moment of 6008 bearing

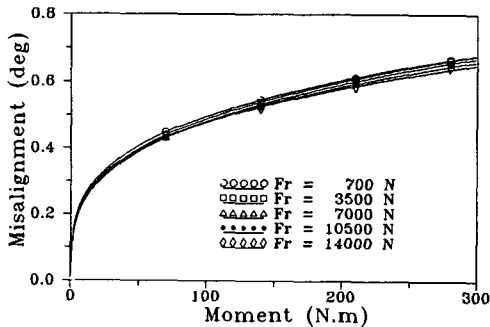


Fig. 3 The relationship between misalignment and moment of 6005 bearing

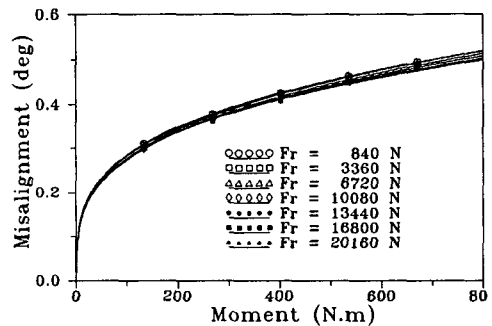


Fig. 5 The relationship between misalignment and moment of 6208 bearing

Table 2 Fatigue lives and dimensionless equivalent dynamic loads of 6005 bearing under radial and moment loads

Moment (N.m)	0		25.2		50.4		75.5		100.7		125.9	
	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$
504	8000	0.05	45.3	0.28	9.27	0.48	3.57	0.65	1.79	0.82	1.05	0.99
2014	125	0.2	20.8	0.36	6.69	0.53	2.99	0.70	1.63	0.85	0.97	1.01
4028	15.6	0.4	6.78	0.53	3.41	0.66	1.93	0.80	1.18	0.95	0.78	1.09
6042	4.63	0.6	2.80	0.71	1.77	0.83	1.18	0.95	0.81	1.07	0.58	1.20
8056	1.95	0.8	1.39	0.90	1.00	1.00	0.73	1.11	0.55	1.22	0.42	1.34

Table 3 Fatigue lives and dimensionless equivalent dynamic loads of 6205 bearing under radial and moment loads

Moment (N.m)	0		25.2		50.4		75.5		100.7		125.9	
	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$
700	8000	0.05	57.7	0.26	10.1	0.46	4.57	0.60	2.30	0.76	1.34	0.91
2800	125	0.2	24.3	0.35	7.24	0.52	3.73	0.65	2.02	0.79	1.23	1.93
5600	15.6	0.4	7.42	0.51	3.63	0.65	2.30	0.76	1.44	0.89	0.96	1.01
8400	4.63	0.6	2.98	0.70	1.86	0.81	1.35	0.91	0.95	1.02	0.69	1.13
11200	1.95	0.8	1.46	0.88	1.03	0.99	0.82	1.07	0.63	1.17	0.49	1.27

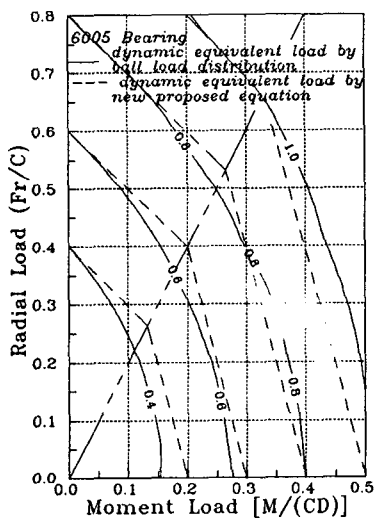


Fig. 6 Equivalent dynamic loads of 6005 bearing under radial and moment loads

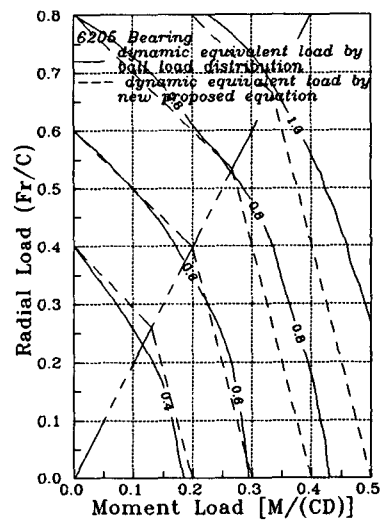


Fig. 7 Equivalent dynamic loads of 6205 bearing under radial and moment loads

Table 4 Fatigue lives and dimensionless equivalent dynamic loads of 6008 bearing under radial and moment loads

Moment (N.m)	0		25.2		50.4		75.5		100.7		125.9	
	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$
840	8000	0.05	40.4	0.29	8.23	0.50	3.16	0.68	1.58	0.86	0.92	1.03
3360	125	0.2	19.3	0.37	6.09	0.55	2.68	0.72	1.43	0.89	0.86	1.05
6720	15.6	0.4	6.53	0.54	3.21	0.68	1.78	0.83	1.08	0.98	0.70	1.13
10080	4.63	0.6	2.74	0.71	1.70	0.84	1.11	0.97	0.76	1.10	0.53	1.23
13440	1.95	0.8	1.37	0.90	0.97	1.01	0.70	1.13	0.52	1.24	0.39	1.37

Table 5 Fatigue lives and dimensionless equivalent dynamic loads of 6208 bearing under radial and moment loads

Moment (N.m)	0		25.2		50.4		75.5		100.7		125.9	
	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$	life ($\times 10^6$)	$\frac{P_{eq}}{C}$
1455	8000	0.05	48.4	0.27	9.96	0.47	3.83	0.64	1.93	0.80	1.13	0.96
5820	125	0.2	21.5	0.36	7.07	0.52	3.18	0.68	1.71	0.84	1.04	0.99
11640	15.6	0.4	6.89	0.53	3.53	0.66	2.07	0.79	1.28	0.92	0.85	1.06
17460	4.63	0.6	2.83	0.71	1.81	0.82	1.21	0.94	0.84	1.06	0.61	1.18
23280	1.95	0.8	1.40	0.89	1.01	1.00	0.75	1.10	0.56	1.21	0.43	1.32

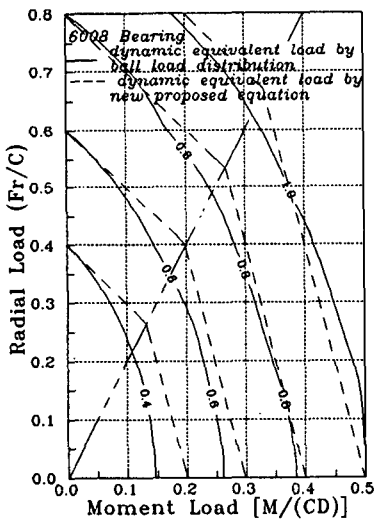


Fig. 8 Equivalent dynamic loads of 6008 bearing under radial and moment loads

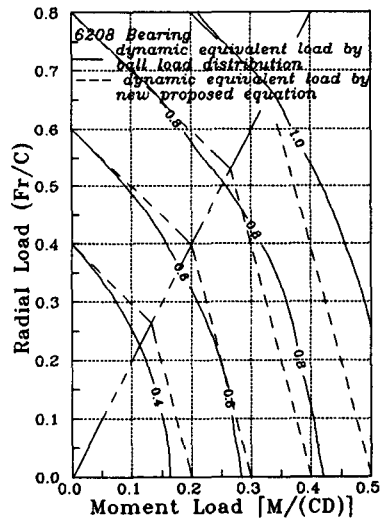


Fig. 9 Equivalent dynamic loads of 6208 bearing under radial and moment loads

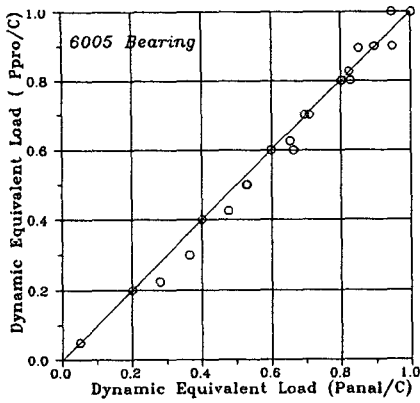


Fig. 11 Dimensionless equivalent dynamic loads by the analysis of ball load distribution(Panal/C) vs. by the proposed equation(Ppro/C) for 6205 bearing

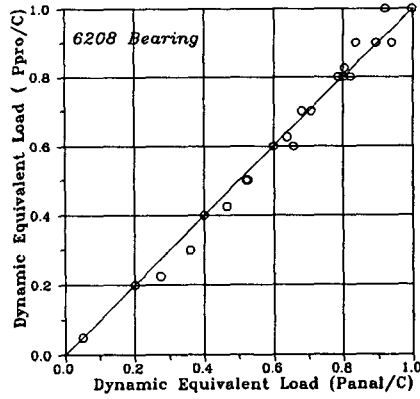


Fig. 13 Dimensionless equivalent dynamic loads by the analysis of ball load distribution(Panal/C) vs. by the proposed equation(Ppro/C) for 6208 bearing

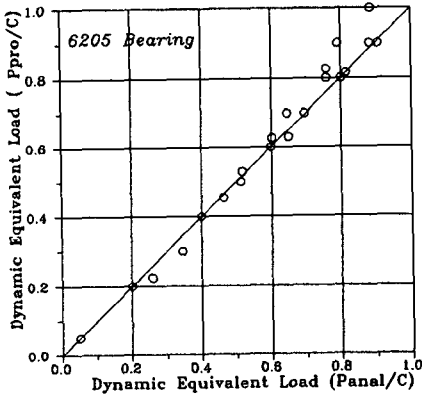


Fig. 10 Dimensionless equivalent dynamic loads by the analysis of ball load distribution(Panal/C) vs. by the proposed equation(Ppro/C) for 6005 bearing

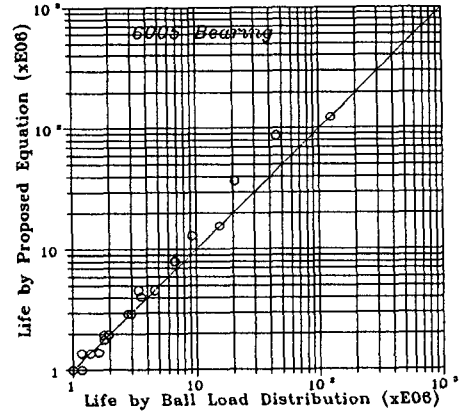


Fig. 14 Fatigue lives by the analysis of ball load distribution versus fatigue lives by the proposed equation for 6005 bearing

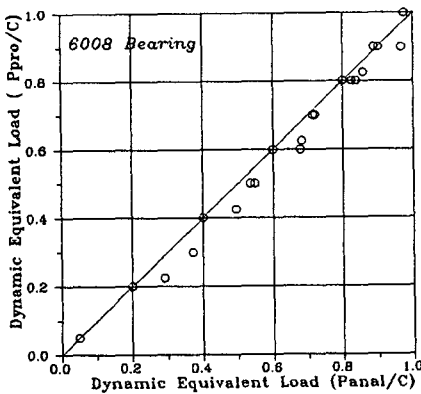


Fig. 12 Dimensionless equivalent dynamic loads by the analysis of ball load distribution(Panal/C) vs. by the proposed equation(Ppro/C) for 6008 bearing

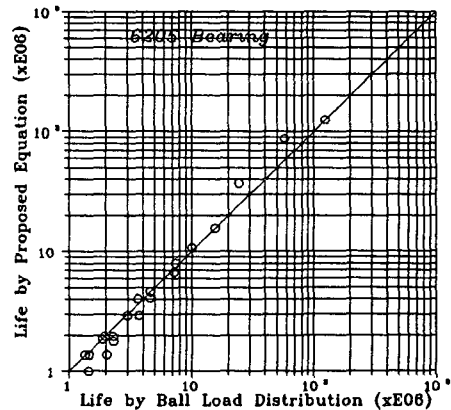


Fig. 15 Fatigue lives by the analysis of ball load distribution versus fatigue lives by the proposed equation for 6205 bearing

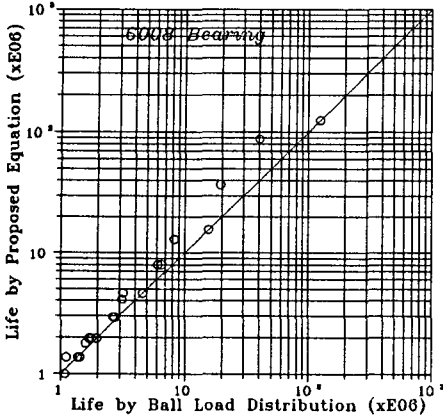


Fig. 16 Fatigue lives by the analysis of ball load distribution versus fatigue lives by the proposed equation for 6008 bearing

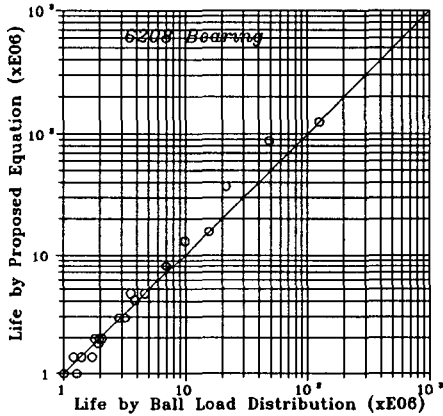


Fig. 17 Fatigue lives by the analysis of ball load distribution versus fatigue lives by the proposed equation for 6208 bearing

산된 동등가하중 값은 20% 정도의 오차가 있음을 알 수 있었으며, 이 값을 수명으로 환산하면 약 2 배의 차이가 된다. Fig. 14~17은 Fig. 10~13의 관계선도를 수명으로 환산한 그림이다.

일반적으로 알려진 볼베어링의 피로수명 데이터의 분산 및 작동조건 변화에 따른 수명차이 등을 고려해 볼때, 모멘트와 반경방향하중을 받는 깊은 홈 볼베어링의 피로수명 설계식으로서 식(32)가 작은 오차범위에서 충분히 유용하게 사용될 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

반경방향과 모멘트하중이 깊은홈 볼베어링의 피

로수명에 끼치는 영향을 밝히기 위해, 모멘트하중이 포함된 복합하중 하에서의 하중분포 해석결과를 이용하여 피로수명을 예측하였다. 예측된 피로수명과 같은 수명을 지닌 반경방향의 상당하중, 즉 모멘트하중이 고려된 새로운 동등가하중식을 제안하였다.

제안된 동등가하중식은 아래와 같으며, 제안식으로 계산된 수명은 하중분포 해석결과로부터 구한 수명과 2배 이내의 차이를 보여, 피로수명 설계식으로서 유용하게 사용될 수 있음을 밝혔다.

$$Fr \geq 2.0M/D \text{ 일 때 } Peq = Fr + M/D$$

$$Fr < 2.0M/D \text{ 일 때 } Peq = 0.5Fr + 2.0M/D$$

단, Peq 는 모멘트하중을 고려한 동등가하중, Fr 는 반경방향하중, M 은 모멘트하중, D 는 베어링 내경 치수이다.

참고문헌

- (1) Lundberg, G. and Palmgren, A., 1947, "Dynamic Capacity of Rolling Bearings," *Acta. Polytech. Mech. Eng., Ser. 1, R. S. A. E. E.*, No. 3, p. 7.
- (2) ISO 281/1, 1977E *Rolling Bearing-Dynamic Load Rating and Rating Life*, International Standardization Organization.
- (3) Tallian, T. E., 1982, "A Unified Model for Rolling Contact Life Prediction," *J. of Lubrication Tech., ASME Trans.*, Vol. 104, July. pp. 336~346.
- (4) Tallian, T. E., 1986, "Unified Rolling Contact Life Model with Fatigue Limit," *Wear*, 107, pp. 13~36.
- (5) Erwin V. Zaretsky, 1985, "Fatigue Criterion to System Design, Life and Reliability," *NASA-TM-87017, 21st Joint Propulsion Conference Sponsored by the AIAA, SAE, and ASME Monterey*, July. California, pp. 8~10.
- (6) Sayles R. S. and Ioannides, E., 1988, "Debris Damage in Rolling Bearings and Its Effects on Fatigue Life," *J. of Tribology, ASME Trans.*, Vol. 110, Jan. pp. 26~31.
- (7) Tallian, T. E., 1988, "Rolling Bearing Life Prediction. Corrections for Material and Operat-

- ing Conditions. Part I : General Model and Basic Life," *J. of Tribology, ASME Trans.*, Vol. 110, Jan. pp. 2~4.
- (8) Tallian, T. E., 1988, "Rolling Bearing Life Prediction. Corrections for Material and Operating Conditions. Part II : The Correction Factors," *J. of Tribology, ASME Trans.*, Vol. 110, Jan. pp. 7~12.
- (9) Gupta P. K. and Tallian, T. E., 1990, "Rolling Bearing Life Prediction-Correction for Material and Operating Conditions. Part III : Implementation in Bearing Dynamics Computer Codes," *J. of Tribology, ASME Trans.*, Vol. 112, Jan. pp. 23~26.
- (10) 구름축수수명의 연구, 1986, 일본학술진흥회, 구름축수수명 제126 위원회.
- (11) Ioannides E. and Harris, T. A., 1985, "A New Fatigue Life Model for Rolling Bearing," *J. of Tribology, ASME Trans.*, Vol. 107, pp. 367~378.
- (12) Thomas Lösche, 1989, "New Aspect in the Realistic Prediction of the Fatigue Life of Rolling Bearings," *Wear*, 134, pp. 337~375.
- (13) Hans-Karl Lorosch, 1982, "Influence of Load on the Magnitude of the Life Exponent for Rolling Bearings," *Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels, ASTM STP 771*, J. J. C. Hoo, Ed., *American Society for Testing and Materials*, pp. 275~292.
- (14) Ioannides, E., Harris T. A. and Ragen, M., 1990, "Endurance of Aircraft Gas Turbine Mainshaft Ball Bearings-Analysis Using Improved Fatigue Life Theory : Part I - Application to a Long-Life Bearing," *J. of Tribology, ASME Trans.*, Vol. 112, April. pp. 304~316.
- (15) Lubrecht, A. A., Jacobson B. O. and Ioannides, E., 1990, "Lundberg Palmgren Revisited," *Rolling Contact Bearings-Towards the 21st Century*, IMechE, pp. 17~20.
- (16) Okamura, H., 1990, "탄성유체윤활(EHL)의 현황과 과제," *일본자동차연구*, 제12권 제1호, pp. 2~12.
- (17) Harris, T. A., 1991, *Rolling Bearing Analysis*, 3rd ed., A Wiley-Interscience Pub., pp. 191~233.