

〈論 文〉

반경방향과 모멘트하중 하에서의 깊은홈 베어링의 피로수명평가
— 수명시험 및 수명보정계수 제안

김완두* · 한동철**

(1994년 3월 24일 접수)

Prediction of the Fatigue Life of Deep Groove Ball Bearing Under Radial and Moment Loads — Fatigue Life Tests and Proposal of the Life Adjustment Factors

Wan Doo Kim and Dong Chul Han

Key Words: Ball Bearing(볼베어링), Moment(모멘트), Fatigue Life Test(피로수명시험), Film Parameter(유막계수), Weibull Distribution(와이블분포), Life Adjustment Factor(수명보정계수)

Abstract

In this paper, using the formulation of dynamic equivalent load considering the effects of moment load and the equation to estimate the cage rotational speed, the new life equation of deep groove ball bearing under radial and moment loads was proposed. Fatigue life test apparatus with the measuring equipment of shaft and cage speed was designed and developed to be capable of subjecting combined radial and moment load. Fatigue life tests were executed by sudden death test method and the reliability of fatigue lives was evaluated by Weibull distribution analysis. From the results of fatigue tests and analysis, the relationships between film parameters and life adjustment factors were acquired. And it was turned out that so as to estimate the effect of moment load on fatigue life, the life adjustment factor as well as the dynamic equivalent load must be taken into account.

1. 서 론

베어링의 피로수명식은 1940년대 Lundberg와 Palmgren⁽¹⁾에 의해 최초로 체계화되었으며, 이 수명계산식(이하에서 “LP수명식”이라 부른다)은 그 당시 제작된 베어링의 재료, 제조 품질, 윤활 및 작동조건 등에 맞는 식으로써 최근의 베어링의 수명은 LP수명식으로 계산한 값보다 월등히 길어 수명식의 수정이 불가피하게 되었다. 이에 1977년 국

제 표준화 기구(ISO)에서는 현실성있는 베어링의 피로수명계산을 위하여 식(1)과 같은 LP수명식에 기초를 둔 수명보정계수가 도입된 수명식을 채택하고 있으며,⁽²⁾ 베어링수명식으로서 널리 사용되어 오고 있다.

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

여기서, a_1 은 신뢰도계수, a_2 는 재료계수, a_3 는 사용조건 계수 또는 윤활계수, C 는 기본동정격하중, P_{eq} 는 동등가하중이다.

볼베어링은 베어링의 정격하중 및 정격수명을 고려하여 충분히 안전하게 설계한 경우에도 외적인

*정회원, 한국기계연구원

**정회원, 서울대학교 기계설계학과

요인, 즉 베어링내의 이물질 혼입, 베어링설치 시의 오차 등으로 인하여 실제 사용중에 조기 피로파손되는 경우가 많이 보고되고 있다. 특히 베어링설치시의 오차 및 큰 동격전달시 발생하는 축경사(misalignment)로 인한 피로수명의 감소효과는 실제 사용중에 흔히 발생하는 일이지만, 이론적 예측 및 시험을 통한 연구가 미비한 관계로 축경사를 고려한 볼베어링의 수명예측 및 설계에 많은 어려움을 겪고 있다.

축경사는 베어링에 반경방향하중과 모멘트하중으로 영향을 미치고, 이로 인하여 베어링 구성요소들간의 하중분포와 상대운동 등이 변하게 되어 피로수명에 큰 영향을 끼치게 된다.

모멘트하중이 작용할 경우 베어링 구성요소간의 하중분포변화는 피로수명식에서 동등가하중 값의 변화를 초래하며, 볼과 궤도륜 사이의 상대운동 즉, 미끄럼 및 스핀운동 등은 접촉응력 및 유막두께의 변화를 초래하여 결국 피로수명 보정계수로서 피로수명에 영향을 끼치게 된다.⁽³⁾

본 논문에서는, 저자들에 의해 제안된 반경방향과 모멘트하중 작용시의 볼베어링의 동등가하중식(equivalent dynamic load)⁽⁴⁾과 볼의 미끄럼속도와 스핀속도를 정량화한 케이지의 회전속도에 관한 제안식⁽⁵⁾등을 이용하여 새로운 수명설계식을 제안하였으며, 실제 수명시험을 통하여 이를 검증하였다.

볼베어링의 피로수명시험은 2베어링—축계 시스템 원리를 이용하여 시험베어링에 반경방향과 모멘트하중을 동시에 가해줄 수 있는 장치에서 실시하였다. 이때, 2개의 시험베어링에 시험하중이 부가되게 하며, 2개중 1개의 베어링이 파손되면 시험을 중단하는 급속파손방법(sudden death method)⁽⁶⁾으로 시험을 실시하였다. 피로수명의 신뢰성은 Weibull분포해석을 통하여 평가하였다.

2. 시험장치

본 연구에서는 2베어링—축 부정정계의 개념을 도입하여 시험 베어링에 모멘트하중과 반경방향하중을 동시에 가해줄 수 있는 Fig. 1과 같은 장치를 구성하였다.⁽³⁾ 시험기는 크게 하중장치, 구동장치, 윤활장치, 파손감지장치 및 케이지 회전속도 측정장치 등으로 구성된다.

하중장치에는 유압실린더 이용방법, 스프링 이용방법 및 추를 이용하는 방법 등이 있다. 본 연구에서 시험대상으로 한 베어링은 깊은홈 볼베어링 형번 6005에서 6208까지로써, 이중 가장 큰 기본 동정격 하중(C)은 약 30,000 N이다. 본 시험기에서는 베어링의 피로수명시험을 위한 최대 시험하중을 C 값의 50%로 취하여 하중장치의 설계하중으로 하였다. 이 하중은 코일 스프링으로 적절하게 조절할

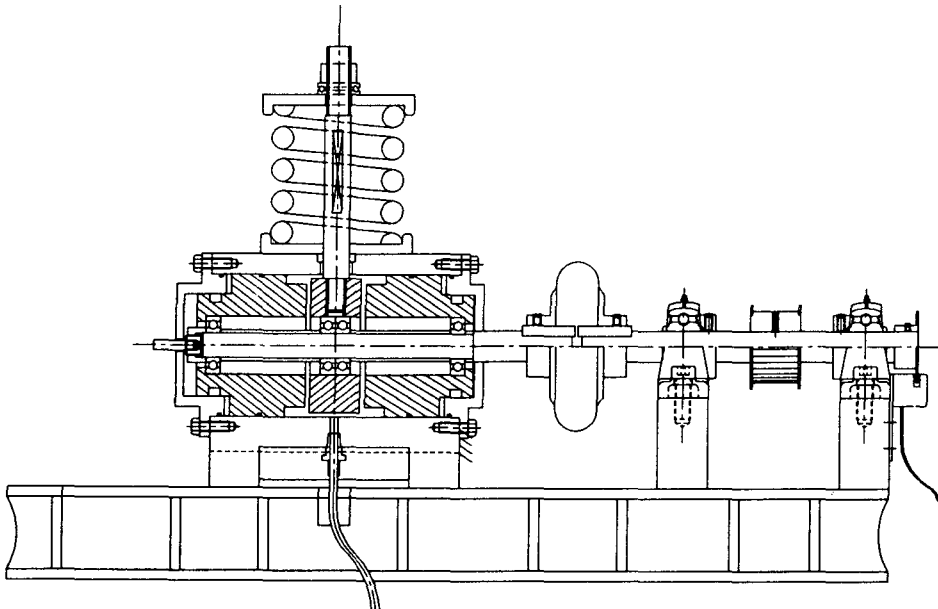


Fig. 1 Schematic diagram of ball bearing fatigue life tester

수 있는 값이며, 조작의 용이함과 비용절감을 고려하여 스프링을 이용한 하중방식을 택하였다.

시험기의 구동장치는 전동기, 동력전달장치 등으로 구성된다. 본 시험기에 사용된 전동기는 가변속 교류 전동기이며, 전동기 축과 시험기 보조축과는 동력과 속도전달을 정확히 하기 위하여 타이밍 벨트로 연결하였다. 시험기의 주축과 보조축과는 동력전달과 서로의 진동절연, 그리고 시험기 설치 시의 측정사를 흡수할 수 있도록 고무커플링으로 연결하였다.

베어링의 윤활방법에는 수동급유, 적하급유 및 윤활급유 등 여러가지 방법들이 있으며, 본 시험기에서는 Fig. 2와 같은 순환급유장치를 구성하였다. 본 장치는 탱크의 윤활유를 펌프로 가압하여 유압 조절밸브와 필터를 통해 시험기내에 공급시켜 주며, 불순물은 탱크 내의 침전과 필터로써 걸러지게 된다. 한편, 탱크의 용량을 적절히 조절하면 별도의 냉각장치 없이도 정상 온도 상태의 운전이 가능하며, 윤활상태 파악 및 윤활유의 온도측정을 위해 베어링 외륜과 탱크내에 열전대를 설치하여 시험하는 동안의 온도변화를 기록하였다. 작동 온도는 유량, 탱크용량 그리고 주위 온도에 따라 다르지만 통상 60°C~80°C를 유지하였다.

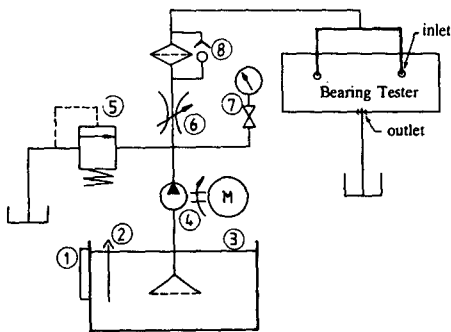
볼베어링의 회전축계의 진동 및 소음은 주로 운동체인 볼 및 케드론 표면의 불균일, 베어링 간극

의 증가 및 축의 마모 등에 의해서 변화된다. 따라서 베어링의 진동 및 소음의 특징을 분석하여 베어링의 파손여부를 판별할 수가 있게 된다.^(7,8) 본 시험기에서는 시험기 몸체와 축에 각각 가속도계 및 간격 감지계(gap detector)를 부착하여 진동을 측정하여 파손을 감지하였다. 측정된 진동값이 일정 수준 이상이 되면 시험기의 작동이 중단되도록 회로를 구성하였으며, 측정장치의 구성도는 Fig. 3과 같다.

Fig. 4는 완성된 시험기의 모습으로, 좌측으로부터 시험에 관련된 계측기인 스펙트럼 분석기(F-FT), 간격감지계, 진동측정기(vibration meter), 온도기록기, 동적증폭기(dynamic amplifier)와 스프링으로 구성된 하중장치가 부착된 시험기 몸체, 그리고 플렉시블커플링 등을 보여준다.

3. 시험결과 및 고찰

볼베어링의 피로수명은 파손의 정의 및 감지방법 등에 따라 크게 달라질 수 있다. 수명 판정의 일관성을 유지하기 위하여 본 시험기에서는 시험기 몸



- ① Level gage with thermometer
- ② Air breather
- ③ Oil tank
- ④ Pump
- ⑤ Flow control valve
- ⑥ throttle valve
- ⑦ Pressure gage
- ⑧ Filter

Fig. 2 Oil lubrication system for bearing fatigue life tester

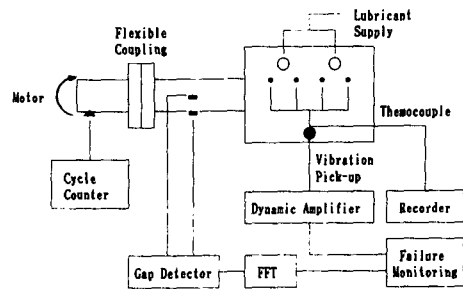


Fig. 3 Schematic diagram of failure monitoring equipment

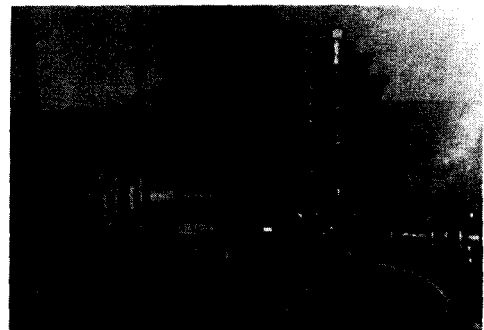


Fig. 4 Overall view of bearing fatigue life tester

체와 축에 각각 가속도계 및 간격감지계 (gap detector)를 부착하여 진동을 측정하는 방법을 이용하였으며, 측정된 진동의 주파수 특성을 분석하여 볼베어링의 손상이 발생된 부위를 정확히 파악할 수 있었다. Table 1은 볼베어링 회전시 예상되는 진동 주파수와 특정 부위에 결함이 존재하는 경우 나타나는 특성 진동주파수의 산출식을 보여준다.

Fig. 5는 6208베어링을 시험베어링으로 한 경우, 파손되기 전의 파워스펙트럼 (power spectrum)으로

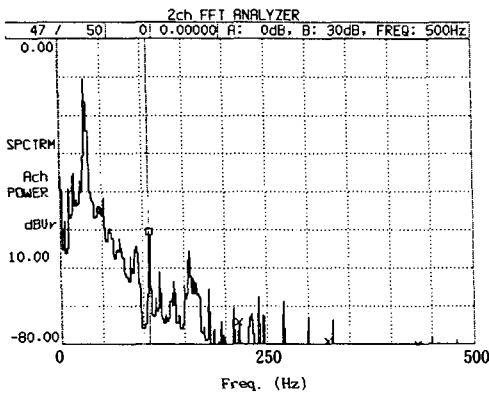


Fig. 5 Power spectrum of DGBB 6208 before failed when shaft speed is 30 Hz

Table 1 Characteristic frequencies due to the defaults of bearing element

Frequency (Hz)	Failed locations and vibration characteristics
$f=n/60$	(Shaft speed)
$f=\left(\frac{n}{120}\right)\left(1-\frac{D}{d_m}\cos\alpha\right)$	Cege speed
$f=\left(\frac{Zn}{120}\right)\left(1-\frac{D}{d_m}\cos\alpha\right)$	Frequency when outer raceway failed
$f=\left(\frac{Zn}{120}\right)\left(1+\frac{D}{d_m}\cos\alpha\right)$	Frequency when inner raceway failed
$f=\left(\frac{n}{60}\right)\left(\frac{d_m}{D}\right)\left(1-\frac{D^2}{d_m^2}\cos^2\alpha\right)$	Frequency when ball failed

(*) n : Shaft speed (rpm)
 Z : Number of balls (9)
 d_m : Pitch circle diameter (60.0 mm)
 D : Diameter of ball (11.906 mm)
 α : Contact angle (0°)

전체적으로 진동수준이 낮으며, 축회전 주파수인 30 Hz에서 최대치를 띠며, 외륜 파손시의 특정 주파수인 107.5 Hz의 성분이 작으며 이의 조화 (harmonic) 성분도 찾아볼 수 없음을 알 수 있다. Fig. 6은 외륜 파손시의 파워스펙트럼으로서, 외륜 파손시의 특정 주파수인 약 145 Hz 부근에서 최대치가 존재함을 알 수 있다. 이때 축회전 주파수는 40 Hz이다. Fig. 7은 내륜 파손시의 주파수 성분으로써, 내륜 파손시의 특정 주파수인 약 220 Hz 근처에서 최대치가 존재하며, 이의 조화성분도 나타남을 알 수 있다. Fig. 8은 베어링의 케이지가 파손된 경우의 파워스펙트럼으로써 주파수의 분포는 특정한 최대치 값을 지니지 않고 모든 주파수대에 걸쳐 커짐을 알 수 있다. 베어링의 케이지가 파손될 경우 볼의 위치 및 내외륜과의 접촉이 임의로 변하기 때문에 이러한 주파수 특성이 나타나는 것으로 추정된다.

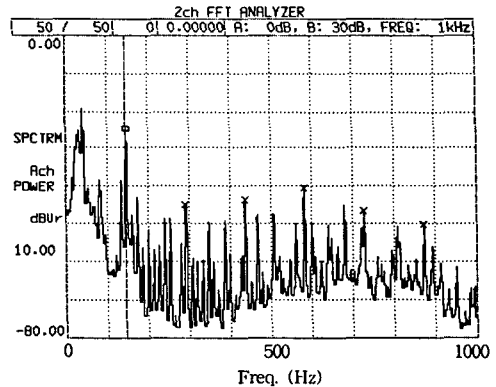


Fig. 6 Power spectrum when DGBB 6208 is failed on outer raceway and shaft speed is 40 Hz

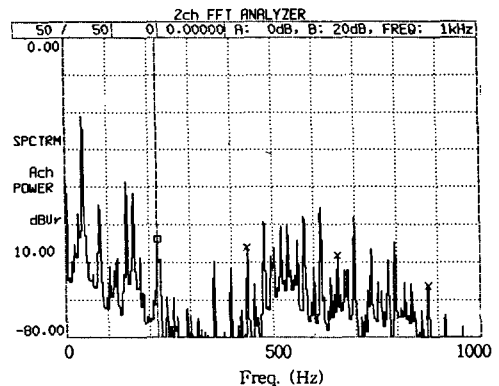


Fig. 7 Power spectrum when DGBB 6208 is failed on inner raceway and shaft speed is 40 Hz

이상으로부터 볼베어링 파손시 발생하는 주파수를 분석함으로써 파손감지 및 파손부위를 정확히 파악할 수 있었다. Figs. 9~11은 각각 외륜, 내륜 및 케이지가 파손된 전형적인 모습을 보여준다.

볼베어링의 수명식에는 식(1)에서 알 수 있는 바와 같이 통계적 개념이 포함된 신뢰도계수가 도입되며, 피로수명은 아래식과 같은 Weibull 분포 해석으로 신뢰성을 평가하여 왔다.^(1,9)

$$F(t) = 1 - \exp[-(N_f/\theta)^\beta] \quad (2)$$

$$\ln(N_f) = \frac{1}{\beta} \ln\left\{\ln\frac{1}{1-F(t)}\right\} + \ln\theta \quad (3)$$

단, $F(t)$ 는 시간 t 에서의 파손확률, N_f 는 피로 파손수명, β 는 Weibull분포 기울기, θ 는 Weibull 분포 특성수명이다. 한편 생존확률이 $S(=1-F(t))$ 일 때의 피로수명 ($L_{100(1-S)}$ 로 표기됨)은 다음식으로 계산할 수 있다.

$$L_{100(1-S)} = [-9.49 \ln S]^{1/\beta} \cdot L_{10} \quad (4)$$

단, L_{10} 은 90%의 신뢰도 때의 수명이다.

Table 2는 베어링 수명시험 결과이다. 여기에서 $L_{15.9}$ 는 4개의 베어링을 동시에 시험하여 최초의 시편이 파손될 때까지의 수명으로 4개중 1개가 파손될 확률, 즉 84.1%의 신뢰도를 지닌 수명이다. 마찬가지로 $L_{29.3}$ 은 2개중 1개가 파손될 확률, 즉 70.7%의 신뢰도를 지닌 수명이다. 이 수명을 L_{10} 수명으로 환산하기 위해서는 식(4)가 이용되며, Weibull기울기가 변수로 사용된다.

본 시험장치에서 베어링에 반경방향하중만 전달될 경우는 4개의 베어링이 모두 시험베어링이 되어 최초 시편이 파손될 때까지의 수명이 곧 $L_{15.9}$ 이며, 시험베어링에 반경방향 하중과 모멘트 하중이 전달되는 경우는 2개의 베어링이 시험베어링이 되어 최초 시편이 파손될 때까지의 수명이 곧 $L_{29.3}$ 이 된다.

최근의 Weibull기울기에 대해 언급한 연구보고⁽¹⁰⁾에 의하면 기존 볼베어링에 사용되어 오던 값인

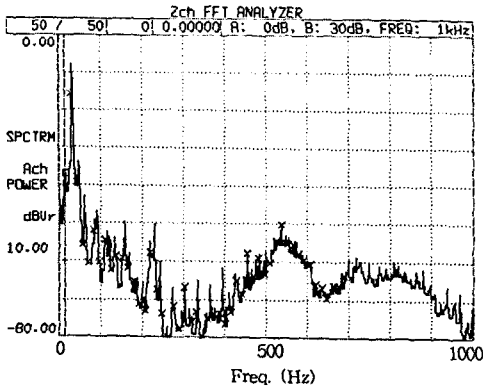


Fig. 8 Power spectrum when DGBB 6208 is failed on cage and shaft speed is 30 Hz

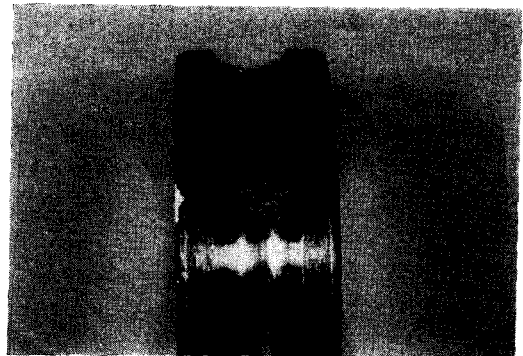


Fig. 10 Fatigue flaking of the inner ring of a DGBB 6208

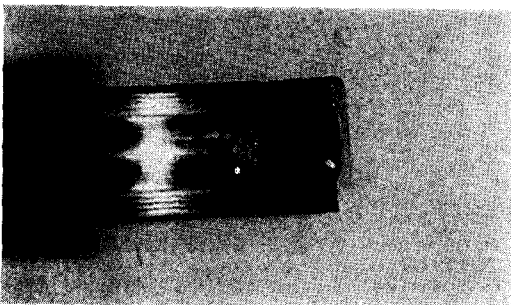


Fig. 9 Fatigue flaking of the outer ring of a DGBB 6208

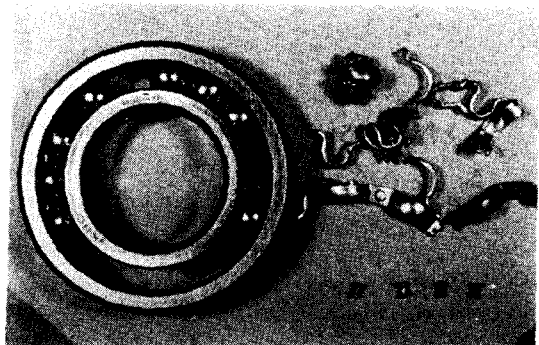


Fig. 11 Fatigue failure of the cage of a DGBB 6208

Table 2 The results of bearing fatigue life tests

Test ID.	Bearing designation	Test loads Fr (N) M (N·m)	Tested lives (×10 ⁶ cycles)	Weibull analysis L ₁₀ lives
1	6205	Fr=8408 M=0	14.80	L ₁₀ =12.80 (β=2.94)
			16.40	
			17.99	
			30.58	
			33.95	
			34.37	
2	6208	Fr=9700 M=0	L _{15.9} =80.30	L ₁₀ =66.92
3	6208	Fr=9700 M=0	L _{15.9} =65.30	L ₁₀ =54.42
4	6208	Fr=11325 M=0	L _{15.9} =38.66	L ₁₀ =32.22
5	6208	Fr=13140 M=0	L _{15.9} =28.55	L ₁₀ =23.79
6	6005	Fr=7080 M=0	L _{15.9} =4.06	L ₁₀ =3.38
7	6005	Fr=7690 M=0	L _{15.9} =3.80	L ₁₀ =3.17
8	6005	Fr=7384 M=0	L _{15.9} =2.71	L ₁₀ =2.26
9	6005	Fr=7080 M=0	L _{15.9} =10.20	L ₁₀ =8.50
10	6005	Fr=4050 M=44.2	L _{29.3} =7.67	L ₁₀ =4.98
11	6005	Fr=4050 M=44.2	L _{29.3} =4.44	L ₁₀ =2.88
12	6005	Fr=4050 M=26.0	L _{29.3} =9.00	L ₁₀ =5.84
13	6005	Fr=2440 M=97.84	L _{29.3} =4.12	L ₁₀ =2.68
14	6005	Fr=5869 M=2.87	L _{29.3} =16.25	L ₁₀ =13.54

1.11보다 훨씬 큰 값인 2.75가 제안되고 있으며, 문헌⁽¹¹⁾에 의하면 접촉압력이 커질수록 기울기가

1.11보다 커진다고 보고되고 있다. 한편, Kim의 연구⁽⁶⁾에서도 기울기가 2.66으로 제시되었으며, Table 3의 6205 베어링에 대한 기울기도 2.94인 점들을 감안하여 본 논문에서는 Weibull기울기를 2.75로 하여 수명을 평가하였다. 식(4)를 이용하여 정리하면,

$$L_{15.9} = 1.20L_{10} \tag{5}$$

$$L_{29.3} = 1.54L_{10} \tag{6}$$

을 얻는다

Fig. 12는 6205 베어링의 Weibull 해석결과를 보여주는 그림으로써, 수명의 신뢰성평가에 필요한 Weibull기울기, 63.2% 특정수명, 기대수명, 분산계수 및 각 신뢰도에서의 90% 신뢰구간 등을 나타내었다.

Table 3은 볼베어링의 피로수명에 직접 연관이 있는 볼과 케도를 사이의 최소 유막두께와 유막계수 그리고, 최소 유막두께 계산을 위한 윤활유의 특성, 회전속도 및 베어링 케도륜과 볼의 표면조도 (rms) 값 등을 보여준다. 최소 유막두께는 가장 큰 불하중을 받는 볼위치에서 케도륜과의 사이에 형성된 탄성유체 윤활막의 두께이며, 이 값을 표면조도로 나누어준 값인 유막계수는 피로수명과 밀접한 관계가 있음이 잘 알려져 있다.⁽¹²⁾ 즉, 볼과 케도륜 사이에 원활한 윤활막이 형성되어 있으면 피로수명이 증가하게 되며, 이의 영향을 정량적으로 나타내 주는 것이 수명보정계수이다. 볼과 케도륜의 표면조도는 정밀도 0.01 μm, 측정범위가 수평방향으로 120 mm, 수직방향으로 4 mm인 Stylus type 조도측정기를 이용하여 측정하였다.

유막계수 (A; film parameter)는 다음식으로 정의된다.

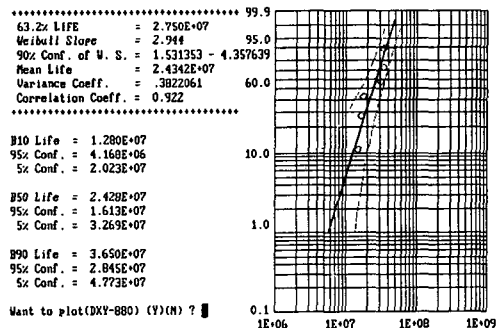


Fig. 12 Weibull analysis of fatigue lives of 6205 bearing

Table 3 Minimum film thicknesses and film parameters of test bearings

Bearing designation	Test loads Fr (N) M (N.m)	Speed (rpm)	Lubricant						Min film thick. (μm)	Surface rms		Lubricant firm parameter (Δ)
			Vis. index	Density	Temp. °C	Viscosity		Pressure visco. coef. (mm ² /n)		Ball (μm)	Race-way (μm)	
						cST	Pa.S					
6205	Fr=8408 M=0	1400	68	0.87	50	40	0.035	0.023	0.145	0.030	0.045	2.69
6208	Fr=9700 M=0	1800	32	0.87	65	12	0.010	0.023	0.119	0.032	0.052	1.95
6208	Fr=11325 M=0	1800	46	0.87	70	14	0.012	0.023	0.117	0.032	0.052	1.92
6208	Fr=13140 M=0	1800	46	0.87	70	14	0.012	0.023	0.116	0.030	0.052	1.90
6005	Fr=7080 M=0	1800	46	0.87	65	16	0.014	0.023	0.082	0.030	0.062	1.19
6005	Fr=7690 M=0	1800	46	0.87	60	20	0.017	0.023	0.093	0.030	0.062	1.35
6005	Fr=7384 M=0	1800	46	0.87	65	16	0.014	0.023	0.082	0.030	0.062	1.18
6005	Fr=7080 M=0	1800	320	0.88	65	75	0.066	0.023	0.235	0.030	0.062	3.41
6005	Fr=4050 M=44.2	1800	46	0.87	45	25	0.022	0.023	0.113	0.030	0.062	1.64
6005	Fr=4050 M=44.2	1800	46	0.87	60	20	0.017	0.023	0.095	0.030	0.062	1.37
6005	Fr=4050 M=26.0	1800	46	0.87	60	20	0.017	0.023	0.095	0.030	0.062	1.39
6005	Fr=2446 M=97.84	1400	320	0.88	65	75	0.066	0.023	0.200	0.030	0.062	2.90
6005	Fr=5869 M=2.870	1400	320	0.88	65	75	0.066	0.023	0.199	0.030	0.062	2.89

$$\Lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{SRr^2 + SRb^2}} \quad (7)$$

단, h_{min} 은 볼과 케도를 사이의 최소 유막두께, SRr 과 SRb 는 각각 케도륜과 볼의 표면조도의 제곱근 평균(rms) 값이다.

Fig. 13은 유막계수와 수명보정계수와와의 관계를

나타낸 그림으로써, 최소자승법을 이용하여 아래와 같은 관계식을 유도하였다. 단, 모멘트하중이 작용하는 경우의 데이터는 제외한 관계식이다.

$$a_{adj} = 2.15 \ln \Lambda + 0.709 \quad (8)$$

여기서, a_{adj} 는 수명보정계수, Λ 는 유막계수이다.

베어링에 모멘트하중이 작용하면, 볼과 케드론의 접촉각 변화로 인하여 스핀운동이 발생하게 되나, 스핀운동과 최소 유막두께와의 정량적인 관계를 알지 못하므로^(13,14) 유막두께와 피로수명 보정계수와와의 관계도 구하기 불가능한 실정이다.

한편, 스러스트하중을 받는 볼베어링의 경우, 기

본동적 부하용량(basic dynamic load capacity)의 감소계수(capacity reduction factor)를 도입하여 볼과 케드론의 접촉각 변화로 인해 발생하는 스핀운동의 영향을 평가하는 방법이 문헌에 소개되어 있다.^(1,15) 이 감소계수는 근사적으로 $(1 - 0.33 \sin \alpha)$ 로 주어지고 있다.

본 논문에서는 모멘트하중으로 인한 볼의 스핀운동이 최소 유막두께에 끼치는 영향을 정량적으로 표현하지 못하고 또한 모멘트하중이 작용할 경우, 부하용량 감소계수 식에서 접촉각을 하나의 값으로 나타낼 수 없는 점 등을 고려하여 부하용량 감소계수가 아닌 수명보정계수를 아래식과 같이 제안하였다.

$$a_{mom} = (1 - 0.33 \sin \alpha_m)^3 \tag{9}$$

여기서, a_{mom} 은 모멘트하중을 고려한 피로수명 보정계수, α_m 은 볼과 케드론 사이의 최대 접촉각과 최소 접촉각의 절대치 평균 값으로 저자들에 의해 새로이 주어진 변수 값이다.⁽⁵⁾ 결국, 최종 수정된 예상수명(L_{cor})은 다음식으로 계산된다.

$$L_{cor} = a_{adj} \times a_{mom} \times L_{pred} \tag{10}$$

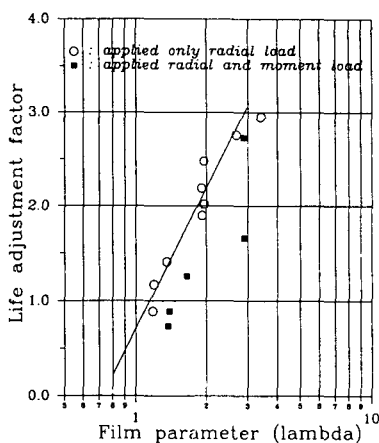


Fig. 13 Correlation of film parameters with life adjustment factors

Table 4 Tested lives and corrected lives under radial and moment loads

Test ID.	Tested lives ($L_{test}, \times 10^6$)	Predicted lives ($L_{pred}, \times 10^6$)	a_{adj}	α_m (deg)	a_{mom}	Corrected predicted lives ($L_{cor}, \times 10^6$)	$\frac{L_{test}}{L_{cor}}$ (%)
1	12.80	4.63	2.84	0.0	1.00	13.15	97.3
2	66.92	27.00	2.14	0.0	1.00	57.78	115.8
3	54.42	27.00	2.14	0.0	1.00	57.78	94.2
4	32.22	17.00	2.11	0.0	1.00	35.87	89.8
5	23.79	10.86	2.09	0.0	1.00	22.70	104.8
6	3.38	2.88	1.08	0.0	1.00	3.11	108.7
7	3.17	2.25	1.35	0.0	1.00	3.04	104.3
8	2.26	2.54	1.06	0.0	1.00	2.69	84.0
9	8.50	2.88	3.35	0.0	1.00	9.65	88.1
10	4.98	3.96	1.77	27.3	0.61	4.28	116.4
11	2.88	3.96	1.39	27.3	0.61	3.36	85.7
12	5.84	6.54	1.42	24.3	0.64	5.94	98.3
13	2.68	1.61	3.00	33.0	0.55	2.66	100.8
14	13.54	4.96	2.99	19.5	0.70	10.38	130.4

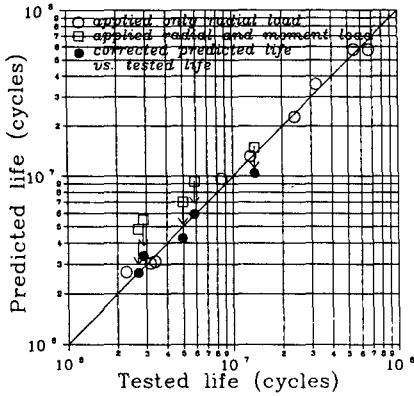


Fig. 14 Correlation of estimated lives with experimental lives

Table 4는 식(10)을 이용하여 수정계산된 예상 피로수명값과 실제 시험수명값을 보여주며, 예상수명은 아래식으로 주어지는 동등가하중값을 이용하여 계산하였다.⁽⁴⁾

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

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

(11)

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

Fig. 14는 Table 4의 수정된 예상수명과 실제 시험수명을 나타낸 그림으로서, 특히 모멘트하중이 작용하는 경우의 데이터는 식(10)을 이용하여 구한 예상 수명과 실제 수명이 잘 일치하여, 피로수명 보정계수로서 적절하게 사용될 수 있음을 보여준다.

4. 결 론

반경방향과 모멘트하중 하에서의 깊은홈베어링의 피로수명시험과 수명보정계수 제안에 관한 연구를 통하여 아래의 결론을 얻었다.

(1) 수명시험은 2베어링-축계 시스템을 이용하여 시험베어링에 반경방향과 모멘트하중을 동시에 가해줄 수 있는 장치에서 실시하였으며, 시험중 측정된 진동신호를 주파수 분석함으로써 파손감지 및 파손부위를 정확히 예측할 수 있었다.

(2) 급속 파손방법과 와이블분포해석을 통하여 얻은 수명시험 결과로부터 유막계수와 수명보정계

수와의 관계를 구하였으며, 깊은홈베어링에 모멘트하중이 작용하면 이를 고려한 새로운 수명보정계수의 도입이 필요함을 알았다.

(3) 도입된 수명보정계수 식을 이용하여 계산된 예상수명과 시험수명과는 잘 일치하였으며, 모멘트하중이 볼베어링의 피로수명에 끼치는 영향을 평가하기 위해서는 동등가하중과 피로수명 보정계수를 동시에 고려하여야 함을 밝혔다.

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, 1977, Rolling Bearing — Dynamic Load Rating and Rating Life, International Standardization Organization (E).
- (3) 김완두, 1993, "축경사가 볼베어링의 피로수명에 끼치는 영향에 관한 연구," 공학박사학위논문, 서울대학교.
- (4) 김완두, 한동철, 1994, "반경방향과 모멘트하중 하에서의 깊은홈베어링의 피로수명평가 — 동등가하중식 제안," 대한기계학회논문집, 제18권, 제7호, pp. 1654~1663.
- (5) 김완두, 한동철, 1993, "베어링 — 축계의 부정정계해석 및 볼베어링의 거동 예측," 한국윤활학회지, 제10회, 제1호, pp. 62~68.
- (6) Kim, W. D., 1993, "Reliability Evaluation of the Fatigue Life of Ball Bearing," '93 *Asian Pacific Conference on Fracture and Strength*, Tsuchiura, Japan, pp. 603~608, July 26~28.
- (7) 윤중호, 1990, "회전기계 볼베어링의 자동진단 시스템에 관한 연구," 서울대학교, 공학박사학위논문.
- (8) 은희준, 1989, "음향신호분석에 의한 기계상태진단 및 결함방지," 한국표준연구소.
- (9) Weibull, W., 1956, "Scatter of Fatigue Life and Fatigue Strength in Aircraft Structural Materials and Parts," *Fatigue in Aircraft Structures*, N. Y., Academic Press, pp. 126~145.
- (10) 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.

- (11) Moyer, C. A., 1990, "Tapered Roller Bearing Life Prediction and Performance for the 21st Century," *Rolling Contact Bearings—Towards the 21th Century*, *IMechE*, pp. 21~29.
- (12) Skurka, J. C., 1970, "Elastohydrodynamic Lubrication of Roller Bearings," *J. of Lubrication Tech., ASME Trans.*, Vol. 92, pp. 281~291.
- (13) Dowson, D., Taylor, C. M. and Xu, H., 1991, "Elastohydrodynamic Lubrication of Elliptical Contacts with Spin and Rolling," *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 205, pp. 165~174.
- (14) Mostofi, A. and Gohar, R., 1982, "Oil Film Thickness and Pressure Distribution in Elastohydrodynamic Point Contacts," *J. of Mech. Engineering Science, IMechE*, Vol. 24, No. 4, pp. 173~182.
- (15) Palmgren, A., 1959, *Ball and Roller Bearing Engineering*, 3rd ed., Burbank.