

응력 기반 볼 베어링의 접촉피로수명 예측

김태완· 이상돈*· 조용주**

부산대학교 기계기술연구소

*부산대학교 정밀기계공학과 대학원

**부산대학교 기계공학부

Stress based Fatigue Life Prediction for Ball Bearing

Tae-Wan Kim · Sang-Don Lee* · Yong-Joo Cho**

Research Institute of Mechanical Technology, Pusan National University

* Graduate School, Precision and Mechanical Engineering, Pusan National University

** School of Mechanical Engineering, Pusan National University

Abstract - The method for fatigue life prediction of ball bearing is proposed applying the algorithm of contact fatigue prediction based on stress analysis. In order to do this, a series of simulation such as initial surface stress analysis, EHL analysis, subsurface stress analysis and fatigue analysis are conducted from the loading at each ball location calculated for a bearing subjected to external bearing load and contact shape function. And uniaxial fatigue tests are performed to obtain fatigue parameter of AISI 52100 steel. It was found that since stress is usually higher at the inner raceway contact than at the outer raceway contact, fatigue failure occurs on the inner raceway first. When the fatigue life calculated in the stress-based method are compared with L_{50} life of L-P model, Crossland criterion for the radial load increment is similar to L_{50} life and Dang Van criterion for the axial load increment is similar. In the case of EHL contact, there is no difference of fatigue life between dry contact and EHL contact, when maximum Hertz pressure exceeds 2.5GPa.

Keywords: Stress based fatigue life, Ball bearing, EHL, High cycle fatigue

1. 서론

구름 베어링에 대한 수명 계산은 크게 외력 기반(external loads based), 전동체 하중 기반(rolling element loads based), 접촉 응력 기반(contact stress based) 등 3가지로 구분할 수 있다. 외력 기반 수명 예측기법은 L-P이론에 기초한 가장 손쉽게 베어링의 수명을 예측할 수 있는 실험적인 공학적 모델이며 전동체 하중 기반 수명예측기법은 구름 베어링의 시스템 해석을 통해 구한 각각의 전동체 하중을 이용하고[1] 실험과 통계적인 접근방법으로 구한 각종 지수들을 이용하여 구름베어링의 수명을 예측하는 방법으로 비교적 고급 응용분야에 활용되고 있으나 이 역시 준실험적인 공학적 모델이라 할 수 있다. 이러한 외력기반 및 전동체 하중기반의 기법은 구름베어링 초기부터 지금까지 많은 연구가 진행되어 오고 있다. 1947년 L-P이론이 정립된 이후, 1960년대와 1970년대에 걸쳐 L-P수명식을 보완하기 위하여 주로 수명계수에 관한 연구가 주류를 이루었다. 대표적으로 Tallian[2]과 Harris[3]의 신뢰성 수명계수에

관한 연구와 Tallian[4]과 Skurka[5]의 윤활 수명계수에 관한 실험적 연구로부터 발전한 ISO[6,7]와 ANSI[8] 규격이 있다. 1980년대 후반 Ioannides & Harris(I-H)[1]는 구름 베어링 시스템 측면에서 원심력과 자이로스코픽 모멘트를 고려하여 외부 작동조건에 의해 각각의 전동체에 작용하는 하중을 계산하여 L-P이론에 적용시켰다. 그는 또한 구름 베어링 피로수명의 평가 시 피로한도의 존재를 밝히고 이를 L-P이론에 보완함으로써 준실험적인 공학적 모델을 개발하였다[9]. 최근에는 전동체 하중기반 수명식에 최적화 설계기법을 도입하여 볼 베어링의 수명 예측 및 설계에도 응용하기도 하였다[10].

그러나 현대의 베어링 적용분야는 갈수록 고부하용량을 지향하면서도 소형화를 요구하고 있고 따라서 보다 컴팩트한 설계를 위해서는 보다 정확한 수명예측기법이 필요하다. 따라서 기존의 실험적인 계수 기반(factor-based) 수명식보다는 해석적인 응력 기반의 수명식이 이러한 목적에 좀더 부합할 수 있다 [11]. 최근 ISO 281/1[6]에서도 응력 기반의 통합 수명예측기법의 필요성을 언급하고 있다.

본 연구에서는 탄성유체윤활 해석기법, 표면아래 응력해석 기법, 그리고 고주기 피로모델을 적용하여 응력기반의 볼 베어링 피로수명을 예측하는 기법을 소개하고자 한다. Fig. 1은 본 연구에서 수행한 볼 베어링 피로수명을 예측하기 위한 해석과정에 대한 전체적인 흐름도를 도시한 것이다. 우선 볼 베어링의 기하학적 분석을 통해 내부형상함수를 구하여 하나의 등가 표면과 반무한체와의 접촉으로 모델링한다. 그리고 볼 베어링의 시스템 분석을 통해 볼 베어링에 작용하는 축방향 및 반경방향의 외력으로부터 각각의 전동체와 궤도륜 사이에 작용하는 전동체 하중을 구한다. 구해진 전동체 하중과 형상정보로부터 탄성 접촉해석을 수행하여 초기 표면 압력을 계산하는데 이는 탄성유체윤활 해석 시 압력에 대한 초기값으로 입력하기 위함이다. 표면 접촉압력은 영향함수법을 이용한 반무한체 해석을 통해 계산하였다. 이렇게 계산한 초기 표면압력, 형상함수, 윤활유 유입속도, 그리고 가정한 윤활유 성질에 관한 정보들을 가지고 탄성유체윤활 해석을 수행하여 실제 윤활면에 작용하는 표면 압력을 계산한다. 탄성유체윤활 해석은 뉴턴랩슨법을 이용하였다. 표면아래의 응력분포를 구하기 위해서 표면에 작용하는 압력분포를 사각조각면으로 이산화 시키고 Love와 Cho의 사각조각면에 대한 해를 이용하여 표면아래의 응력장을 구한다. 표면아래의 응력 정보로부터 피로해석을 수행하기 위해서 다축 응력상태에서 적용할 수 있는 세가지 고주기 피로판정식을 이용하여 볼 베어링의 피로수명을 예측한다.

이상 정립된 해석기법을 적용하기 위한 예제로서 현재 양산되고 있는 6209 볼 베어링에 대하여 작동 조건에 따른 피로수명을 예측하였으며 이 결과를 기존의 전동체 하중 기반의 수명 예측기법의 결과와 비교하였다.

2. 이론

2.1 볼 베어링의 형상 및 모델링

볼 베어링의 접촉해석 및 탄성유체윤활해석을 위해서는 형상함수가 필요하다. 해석의 편의를 위해 볼과 궤도륜의 접촉은 하나의 등가 표면(equivalent surface)과 강체 평판과의 접촉으로 모델링 할 필요가 있다. Fig. 2는 볼과 궤도륜의 형상함수, 즉 두 표면간의 간극을 계산하기 위한 것으로, 궤도륜의 경우 볼이 안착되는 그루부(groove)부와 그루부와 쇼울더(shoulder) 사이의 곡률부, 그리고 쇼울더부로 나누어 그 형상함수를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

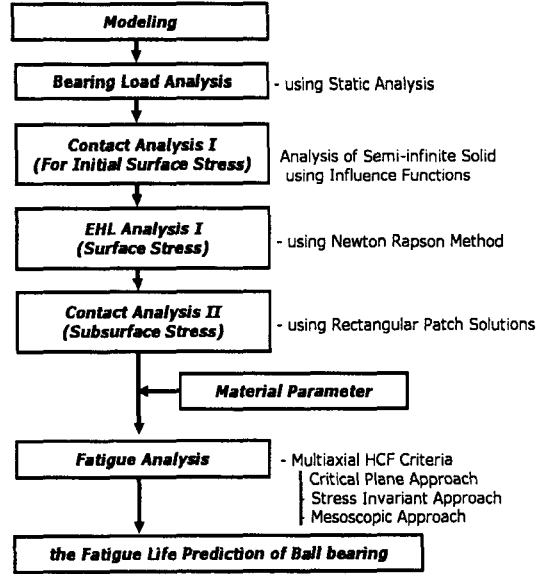


Fig. 1. Analysis procedure for the stress based fatigue life prediction

$$(1) X_v \geq X$$

$$Z = \sqrt{\{R_r - (r_f^2 - X^2)^{1/2}\}^2 - Y^2} \quad (1)$$

$$(2) X_s \geq X > X_v$$

$$Z = \sqrt{\{R_f + (r_f^2 - (X_f - X)^2)^{1/2}\}^2 - Y^2} \quad (2)$$

$$(3) X > X_s$$

$$Z = \sqrt{(R_s^2 - Y^2)} \quad (3)$$

여기서, R_r 은 베어링 축중심에서 궤도륜의 곡률 중심까지의 거리, r_f 는 궤도륜의 곡률반경, $R_f = R_s - r_f$, R_s 는 쇼울더 반경, r_f 는 그루부와 쇼울더 사이 곡률부의 곡률 반경이다. 본 연구에서 적용하고자 하는 베어링은 깊은 홈 베어링이므로 쇼울더의 높이(h)를 충분히 크게하여 완전한 타원 접촉형태를 가지도록 가정하였다.

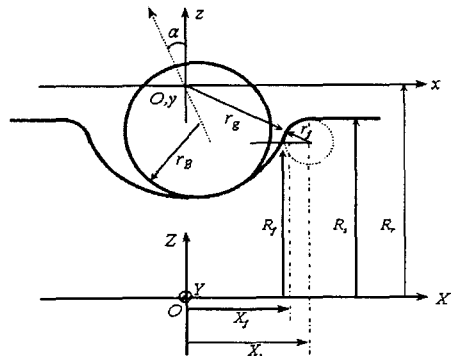


Fig. 2. Coordinates of raceway and ball.

2.2 베어링 하중 해석

Fig. 3은 볼 베어링의 기준 좌표계와 볼 베어링에 작용하는 하중과 변위 성분들을 표시한 것으로 베어링 내륜의 기하학적 중심에 좌표계의 중심을 위치시켜 축방향(x-axis)과 반경방향(y-, z-axis) 기준 좌표를 표시하였다. 베어링에 가해지는 5개의 외력 성분은 식 (4)에 고정 외륜에 대한 내륜의 5개 상대 변위는 식 (5)에 각각 나타내었다.

$$F = \{ F_x, F_y, F_z, M_y, M_z \}^T \quad (4)$$

$$\delta = \{ \delta_x, \delta_y, \delta_z, \theta_y, \theta_z \}^T \quad (5)$$

각각의 전동체는 케이지에 의하여 원주 방향으로 등 간격으로 위치하게 되며, 각 전동체의 각위치(ψ_j)는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\psi_j = \frac{2\pi}{z}(j-1) \quad (6)$$

만약 볼에 작용하는 원심력과 자이로스코픽 모멘트를 무시한다면, 내·외륜의 전동체 하중 및 접촉각은 식 (7)과 식 (8)과 같이 동일하게 된다.

$$Q_{oj} = Q_{ij} = Q_j \quad (7)$$

$$\alpha_{oj} = \alpha_{ij} = \alpha_j \quad (8)$$

Fig. 4에서 보는 바와 같이, 변형 후 내·외륜 궤도 곡률 중심간의 거리(s_j)는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$s_j = Bd_B + \delta_{ij} + \delta_{oj} = \sqrt{A_{1j}^2 + A_{2j}^2} \quad (9)$$

여기서, $Bd_B = (f_i + f_o - 1)d_B$ 는 변형전의 궤도 곡률 중심간의 거리이며, δ_{ij} 및 δ_{oj} 는 j 번째 볼과 내륜 궤도 및 볼과 외륜 궤도 사이의 변형량이다. 볼과 내·외륜 사이의 변형량의 합을 전체 변형량(δ_{oj})이라 하면 이는 식 (10)로 나타낼 수 있으며, 이 때 볼과 궤도륜의 접촉각은 식(11)으로부터 구할 수 있다.

$$\delta_j = \delta_{ij} + \delta_{oj} = s_j - Bd_B = \sqrt{A_{1j}^2 + A_{2j}^2} - Bd_B \quad (10)$$

$$\alpha_j = \tan^{-1} \left[\frac{A_{1j}}{A_{2j}} \right] \quad (11)$$

전동체 하중 Q_j 는 Hertz 식으로부터 다음 식과 같은 관계를 갖는다.

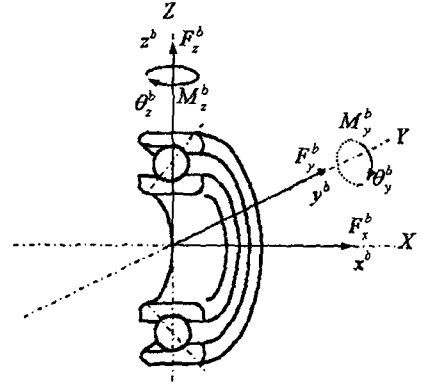


Fig. 3 Loads and displacement of a ball bearing

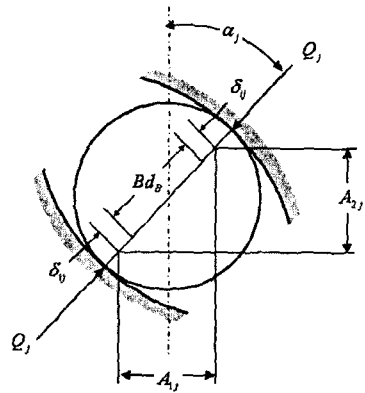


Fig. 4 Shape of ball-raceway contact under static loads

$$Q_j = K_n \delta_n^{3/2} \quad (12)$$

여기서, K_n 은 볼과 내륜, 볼과 외륜 접촉 변형상수의 조화평균으로 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$K_n = \left[\frac{1}{(1/K_i)^{2/3} + (1/K_o)^{2/3}} \right]^{3/2} \quad (13)$$

베어링에 가해지는 외력과 각 전동체 하중과의 힘-모멘트 평형관계식은 다음의 식 (14) ~ (18)과 같이 유도될 수 있다.

$$F_x - \sum_{j=1}^z Q_j \sin \alpha_{ij} = 0 \quad (14)$$

$$F_y - \sum_{j=1}^z Q_j \cos \alpha_{ij} \sin \psi_j = 0 \quad (15)$$

$$F_z - \sum_{j=1}^z Q_j \cos \alpha_{ij} \cos \psi_j = 0 \quad (16)$$

$$M_y - R_i \sum_{j=1}^z Q_{ij} \sin \alpha_{ij} \cos \psi_j = 0 \quad (17)$$

$$M_z - R_i \sum_{j=1}^z Q_{ij} \sin \alpha_{ij} \sin \psi_j = 0 \quad (18)$$

이들 5개의 식은 비선형 방정식으로 Newton-Raphson 방법에 의해 5개의 미지수 $\{\delta_x, \delta_y, \delta_z, \theta_y, \theta_z\}$ 를 구할 수 있으며, 전동체 하중(Q), 접촉각(α)의 분포를 구할 수 있다.

2.4 탄성유체윤활 해석

일반화된 Reynolds 방정식[12]으로부터 시간에 관한 항을 무시하고 윤활유가 x 방향으로만 일정속도로 유입된다면 최종적으로 식 (19)와 같이 유도될 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12\tilde{u} \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (19)$$

여기서, $\tilde{u} = (u_1 + u_2)/2$ 로서 윤활면의 평균속도를 의미한다. 식 (19)를 풀기 위하여 본 연구에서는 다음과 같은 Reynolds 경계조건을 적용하였다.

$$\begin{aligned} p &= 0 \text{ at } x_{in} \\ p &= \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \text{ at } x_{out} \end{aligned} \quad (20)$$

식 (9)에서 구해진 압력은 다음과 같은 하중조건을 만족해야 한다.

$$w = \iint p dx dy \quad (21)$$

윤활제가 높은 압력을 받게 되면 점도는 압력의 영향에 의하여 변화하게 된다. 본 연구에서는 Roelands가 제시한 점도-압력 관계식을 적용한다 [13].

$$\begin{aligned} \eta &= \eta_0 \left(\frac{\eta_\infty}{\eta_0} \right)^{1-(1+p/c_p)^z} \\ \eta_\infty &= 6.31 \times 10^{-5} \text{ Ns/m}^2 \\ c_p &= 1.96 \times 10^8 \text{ N/m}^2 \end{aligned} \quad (22)$$

여기서 p 는 압력, η_0 는 대기압 상태($p=0$)에서의 점도이고 z 는 점도-압력 지수이다. 윤활유의 밀도-압력

관계는 Dowson과 Higginson [14]이 제시한 다음의 식을 적용한다.

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right) \quad (23)$$

여기서, ρ_0 는 대기압 상태($p=0$)에서의 밀도이다.

탄성유체윤활의 지배방정식은 비선형성이 강하므로 수치해석에 의하여 수립된 결과치를 얻는 것은 쉽지 않다. 또한, 탄성변형과 압력, 점도와 압력, 밀도와 압력 등이 서로 연관되어 있는 문제에서 이들의 상관 관계를 매 계산단계에서 반영할 수 있는 방법을 택하여 해의 정확도를 높여야 한다[15]. 따라서 본 연구에서는 비선형 방정식에 대하여 수렴성이 높고 여러 변수들의 상관 관계를 반영할 수 있는 뉴턴 랩슨법을 유한 차분법에 적용하여 해를 구하였다.

2.5 표면아래 응력해석

표면 아래 응력분포를 구하는 절차는 다음과 같다. 우선, 탄성유체윤활 해석을 통해 얻은 표면 접촉 압력분포로부터 균일한 분포하중이 작용하는 사각조각 표면들로 이산화한다. 하중이 작용하는 반 무한체 표면을 미소 사각요소로 나누어, 각 미소 요소의 균일한 수직하중을 그 요소의 중심에 작용하는 미소 집중하중으로 등가시킨다. 각 미소 사각표면에 작용하는 집중하중에 의한 반 무한 탄성체내의 임의의 점에서의 응력성분을 Love[16]와 Cho 등[17]의 변위해를 통해 계산하여 각 미소 사각요소들이 반 무한체내의 임의의 점에 미치는 영향을 중첩함으로써 반 무한체내의 임의의 점에서의 응력을 근사적으로 구할 수 있다. 미소요소의 크기가 작을수록 정확해에 수렴한다

2.6 고주기 피로 모델

(1) 임계 평면법

임계평면법은 균열이 시작되는 임계면을 정의하여 그 면에 대한 응력과 변형을 정보를 이용하여 피로를 판정하는 방법으로 Matake 조건이 대표적이다. Matake[18] 조건은 임계평면에 작용하는 전단 응력의 진폭 C_a 와 최대 수직응력 N_{max} 의 선형 조합으로 구성되어 있는데 이 조건에서는 전단 응력의 진폭이 최대가 되는 면을 임계평면으로 정의한다.

$$(\phi^*, \theta^*): \text{Max}[C_a(\phi, \theta)] \quad (24)$$

여기서, (ϕ^*, θ^*) 는 임계 평면에 해당하는 (ϕ, θ) 값을 나타낸다. 피로 조건은 다음과 같다.

$$C_a(\phi^*, \theta^*) + \kappa N_{max}(\phi^*, \theta^*) \leq \lambda \quad (25)$$

여기서, κ 와 λ 의 값들은 식 (2)를 순수 완전 반복 비틀림의 경우와 완전 반복 굽힘의 경우에 적용함으로써 구할 수 있다.

$$\kappa = \left(\frac{2t_{-1}}{f_{-1}} \right) - 1, \quad \lambda = t_{-1} \quad (26)$$

식 (2)를 만족하게 되면 균열이 발생하지 않게 되고 만족하지 않게 되면 균열이 발생하여 무한수명이 되지 않게 된다.

(2) 응력 불변량법

응력 불변량을 이용한 피로 조건은 정수압 응력과 편차응력의 이차 불변량을 사용하여 표현된다. 지금까지 제안된 응력 불변량법 중 Crossland[19]가 제안한 피로조건 식은 $\sqrt{J_2}$ 의 진폭과 정수압 응력 σ_H 의 최대값로 구성되어 다음과 같다.

$$\sqrt{J_{2,a}} + \kappa \sigma_{H,max} \leq \lambda \quad (27)$$

여기서, κ 와 λ 는 다음과 같다.

$$\kappa = \frac{3t_{-1}}{f_{-1}} - \sqrt{3}, \quad \lambda = t_{-1} \quad (28)$$

(3) Mesoscopic 법

금속의 피로 거동은 미시적(microscopic) 영역 즉 전위(dislocation) 영역에서 분석될 수 있다. Meso 영역은 미시적 영역과 거시적 영역의 중간 범위의 것으로 금속의 결정 크기의 영역에 해당된다. Mesoscopic 접근법은 Dang Van[20]에 의해 소개되었으며 다음과 같다.

$$f(\sigma) \equiv \tau' \pm \kappa \sigma'_H \mu \lambda = 0 \quad (28)$$

$$\max_i \{ \tau'(t) + \kappa \sigma'_H(t) \} < \lambda \quad (30)$$

여기서, $\tau'(t)$ 와 $\sigma'_H(t)$ 는 각각 meso 영역의 Tresca 전단응력과 정수압 응력을 나타내며, κ 와 λ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\kappa = \frac{t_{-1} - f_{-1}/2}{f_{-1}/3}, \quad \lambda = t_{-1} \quad (31)$$

3. 해석 조건

본 연구의 해석대상으로 삼은 것은 현재 양산중인 6209 볼 베어링으로 그 주요치수와 물성치는 Table 1에 제시한 바와 같다.

윤활유는 Hertz 접촉 타원의 단축방향으로 유입된다고 가정하였다. 윤활제는 20°C에서 41cP의 점도를 갖는 광유로서 밀도는 861.6kg/m³, 점도-압력 계수는 22 GPa⁻¹, 점도-압력 지수 0.71로 적용하였다. 그리고 계산 전과정에 걸쳐 순수 구름운동을 가정하여 마찰 계수는 0으로 두었다. 순수 구름 시 볼 베어링의 윤활 영역으로 유입되는 윤활유의 평균 속도(\bar{u})는 Hamrock의 연구로부터 다음과 같이 가정하였다[21].

$$\bar{u} = \frac{|\omega_i - \omega_o| (d_m^2 - d_B^2)}{4d_m} \quad (32)$$

Table 1 Material properties and geometry of 6209 bearing

Bearing		6209
<i>Material properties</i>		
AISI 52100	<i>E</i>	209 (GPa)
	<i>v</i>	0.3
<i>Geometry</i>		
Number of balls	<i>Z</i>	9 (ea)
Ball diameter	<i>d_B</i>	12.7 (mm)
Pitch circle diameter	<i>d_m</i>	65.0 (mm)
Initial contact angle	<i>α₀</i>	0 (deg.)
Initial diametral clearance	<i>c_d</i>	0.015 (mm)
Inner raceway conformity ratio	<i>f_i</i>	0.52
Outer raceway conformity ratio	<i>f_o</i>	0.52

볼 베어링의 경우 볼과 내륜 및 볼과 외륜 각각은 동일한 전동체 하중을 받는다 하더라도 접촉영역의 차이로 인해 표면에 작용하는 응력 역시 서로 다르게 응력을 받는 사이클의 형태도 다르기 때문에 내-외륜 각각의 피로수명을 계산할 필요가 있다. Fig. 5는 볼 베어링의 외륜이 고정되어 있다고 가정했을 때, 내륜과 외륜의 한 점에 작용하는 응력 사이클 주기를 도시한 것이다. 고정된 외륜의 경우 최하단의 한 점에서 동일한 크기의 최대 하중을 계속 받게 되며 축의 1회전시 한 점을 지나는 볼의 수는 $(1 - d_B \cos \alpha / d_m) \cdot Z / 2$ 이고 내륜의 임의의 한 점을 지나는 볼의 수는 $(1 + d_B \cos \alpha / d_m) \cdot Z / 2$ 이지만 모든 볼에서 접촉이 발생하지 않으므로 베어링 시스템 해석을 통해 실제 접촉이 일어나는 볼 수(Z_c)를 고려

하여 축의 1회전시 내륜의 한 점에 발생하는 응력의 수는 $(1+d_b \cos \alpha / d_m) \cdot Z_c / 2$ 로 계산할 수 있다. 그리고 내륜의 한 점은 동일한 하중을 받지 않고 그림과 같이 포물선 형태의 변동 하중을 받게 되므로 다음과 같은 선형 누적손상법칙(Palmgren-Miner rule)을 이용하여 계산할 수 있다[22].

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots + \frac{n_k}{N_k} = \sum_{j=1}^k \frac{n_j}{N_j} = 1 \quad (33)$$

여기서, n_1, n_2, \dots, n_k 는 특정 크기의 응력이 가해지는 사이클 수이며, N_1, N_2, \dots, N_k 은 이들 응력 수준에서의 수명이다. 이때 피로수명은 각각의 수명비(life fraction)의 합이 1이 될 때 발생한다.

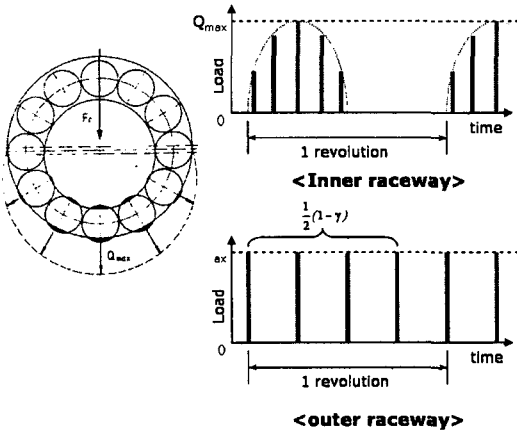


Fig. 5 Load cycle for a point in inner and outer raceway

4. 베어링강의 단축 피로시험

볼 베어링의 피로해석을 수행하기 위해서는 재료 파라미터 값이 요구된다. 따라서 본 연구에서는 볼 베어링에 가장 널리 사용되는 재료인 고탄소 크롬 베어링 강(AISI 52100)에 대하여 단축 인장-압축 및 비틀림 시험을 수행하였다. AISI 52100 강(62 HRC)의 열처리는 830°C에서 30분간 구상화 어닐링 처리를 한 후 150°C에서 오일 퀴칭을 하고 530°C에서 40분간 템퍼링 처리를 하였다. AISI 52100강에 대한 화학적 조성표는 Table 2에 보인 바와 같다.

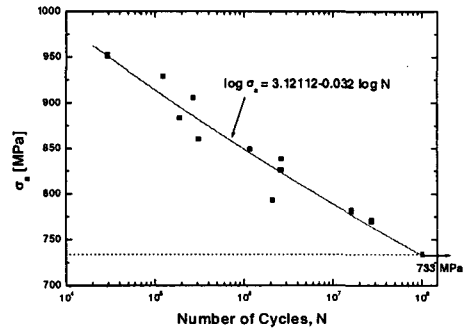
본 연구의 피로시험에서 사용한 시편은 ASTM 규격(E 8M-90a)에 따랐다. 시편의 표면은 선삭후 연마 공정을 거쳐 알루미늄을 이용해 경면가공까지 수행하였다. 시험기는 MTS사 2축(axial-torsion) 피로 시

험기로 폐쇄 유압회로 방식이며 피로 시험은 하중제어로 수행하였다.

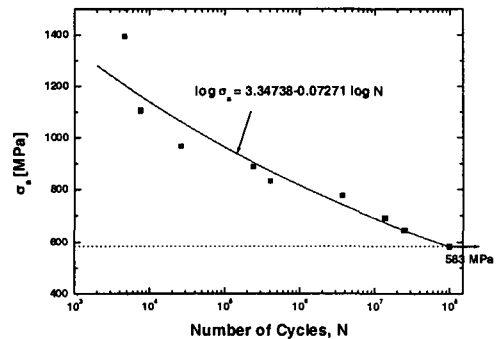
Fig. 6은 인장-압축 및 비틀림 시험 결과를 도시한 것이다. AISI 52100강의 피로한도에 해당하는 수명은 10^8 사이클로서 인장 압축에 대한 피로 한도는 733MPa이고 비틀림에 대한 피로한도는 583MPa임을 알 수 있다.

Table 2 Chemical composition of AISI 52100 steel

Element (Wt. %)						
C	Cr	Fe	Mn	P	S	Si
0.98-1.1	1.45	97	0.35	≤0.025	≤0.025	0.23



(a) Fully reversed tension-compression



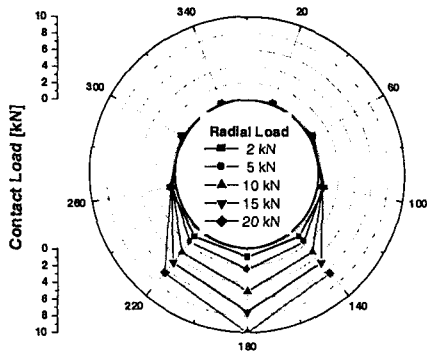
(b) Fully reversed torsion

Fig. 6 Fatigue parameter data of AISI52100

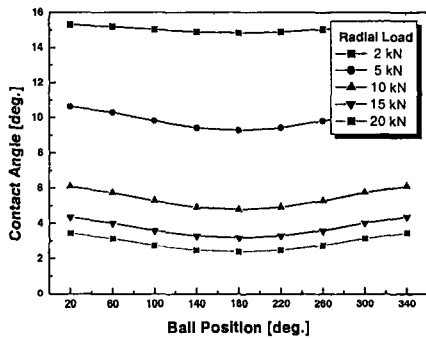
4. 결과 및 고찰

4.1 베어링 하중 해석 결과

Fig. 7은 볼 베어링에 축방향 하중(axial load, F_a)이 1kN으로 일정하게 작용할 때 반경방향의 하중(radial



(a) Contact load



(b) Contact angle

Fig. 7 Variation of contact load and angle distribution due to radial load change

load, F_r) 증가에 따른 각 전동체에 작용하는 하중 및 접촉각의 변화를 도시한 것이다. 반경방향의 하중이 2kN일 때는 축방향 하중의 영향으로 인해 전 전동체에서 접촉하중이 발생하나 반경방향의 하중이 증가할수록 하단부에 위치한 전동체만이 하중을 받음을 알 수 있다. 또한 반경방향의 하중이 증가할수록 축방향 하중의 영향이 줄어들어 볼과 케드론의 접촉각이 작아짐을 알 수 있다.

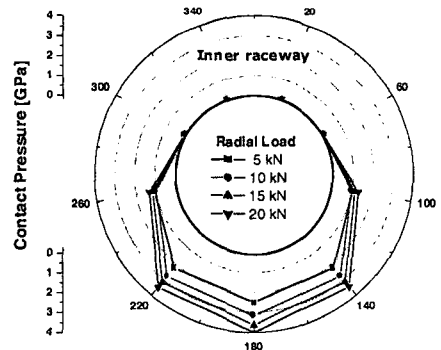
4.2 무윤활 상태의 접촉피로수명 결과

본 연구에서는 정립된 응력 기반의 피로수명 예측 기법을 이용하여 6209 베어링의 피로수명을 예측한 결과를 보이고 기존의 전통적인 L-P이론에 의한 전동체 하중 기반의 수명 예측기법과 그 결과를 비교하였다. L-P 이론의 L_{10} 수명과 비교하기 위해서는 단축 피로 시험 결과의 통계적 처리를 통해 90% 신뢰도를 가질 수 있는 재료 파라미터의 상한과 하한을 정의하여 피로 판정식에 적용하여야 하나, 본 연구에서는 단지 단축 피로 시험 결과의 커브피팅식만을 적용하

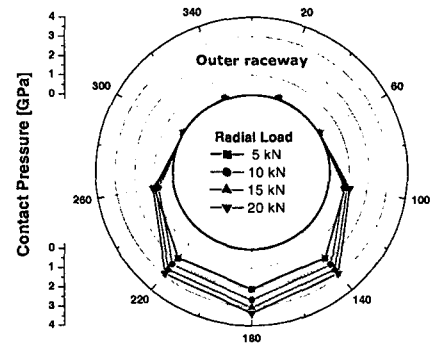
였다. 따라서 본 연구의 볼 베어링 예측수명은 약 50%의 신뢰도를 가지고 있다고 볼 수 있으므로 비교 대상으로 L-P 이론의 L_{50} 수명과 비교하는 것이 타당하다.

Fig. 8은 축방향 하중이 1kN이고 반경방향 하중이 증가할 때 베어링 하중해석을 통해 얻은 각각의 전동체 하중으로부터 접촉해석을 수행한 결과를 도시한 것이다. 볼과 외륜은 축방향과 반경방향 모두 conformal 접촉을 하나 볼과 내륜은 반경방향으로 non-conformal 접촉을 하기 때문에 동일한 전동체 하중이 작용하더라도 볼과 내륜의 접촉압력이 보다 높게 나타남을 확인할 수 있다.

Fig. 9와 Fig. 10은 반경방향의 하중이 증가할 때 세가지 피로 판정식 및 L-P 이론에 의한 내륜과 외륜의 접촉피로수명을 비교하여 도시한 것이다. 두 그래프에서 x 축은 축의 회전수를 나타낸 것으로 AISI 52100강의 재료 파라미터 값은 10^8 사이클까지 구했으나 축의 1회전당 볼과 내, 외륜간의 접촉횟수를 고려하면 내륜의 경우 3.33×10^7 사이클에서, 외륜의 경우 2.73×10^7 사이클에서 무한수명이 각각 표시된다.



(a) Inner raceway



(b) Outer raceway

Fig. 8 Contact pressure between ball and raceway according to radial load

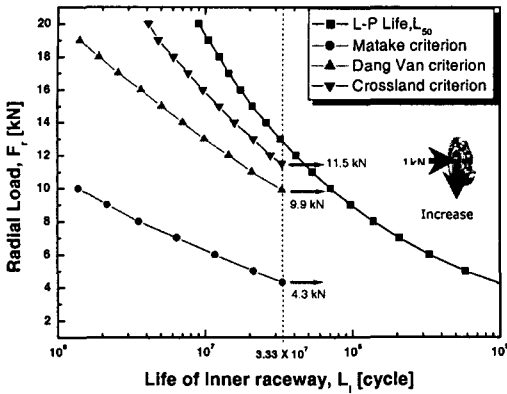


Fig. 91 Contact fatigue life of inner raceway

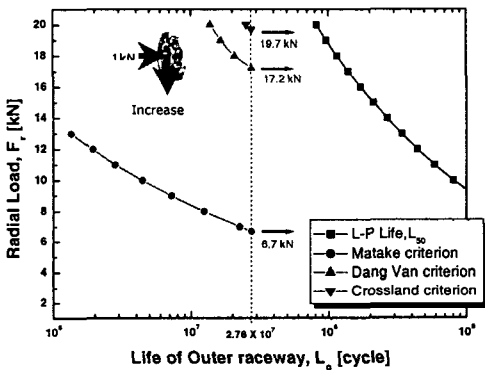


Fig. 10 Contact fatigue life of outer raceway

두 그래프에서 보는 바와 같이 세 가지 피로 판정식에 의한 피로수명의 결과는 내·외륜 모두에서 L-P 이론식에 의한 수명에 비해 낮게 평가되고 있음을 알 수 있다. Crossland 조건이 2~3배 정도의 차이로 가장 근접하게 평가하는 것으로 나타났으며 Matake 조건은 10배 이상 차이가 남을 확인할 수 있다. 그리고 L-P이론과 마찬가지로 세가지 피로 판정식 모두 외륜의 수명이 외륜보다 높게 나타남을 확인할 수 있다.

4.3 EHL 상태의 접촉피로수명 결과

Fig. 11에서 Fig. 14까지는 탄성유체윤활 상태에서의 피로해석 결과를 도시한 것이다. Fig. 11는 축의 회전수 3600rpm이고 축방향 하중 1kN, 반경방향 하중 8kN이 작용할 때 각각의 볼과 내륜에 작용하는 탄성유체윤활 압력을 3차원적으로 도시한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 높은 하중을 받는 180°와 140°

에 위치한 볼과 내륜에 발생하는 3차원적인 유체압력은 거의 Hertz 압력과 구분이 안 될 정도로 유사하게 나타남을 알 수 있고 실제 최대압력의 차이도 각각 10MPa와 18MPa로 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 그러나 비교적 낮은 하중이 작용하는 100°에 위치한 볼과 내륜의 유체압력은 출구부에 상당한 압력 스파이크가 발생함을 볼 수 있고 중앙부의 최대압력도 Hertz 압력에 비해 62MPa만큼 감소하여 상당한 차이가 남을 알 수 있다. 이러한 경향은 Fig. 12의 압력 프로파일을 통해 좀더 명확히 알 수 있다. 그리고 Fig. 12의 180°의 압력 프로파일에서 압력 스파이크가 나타나기 직전에 불안정한 프로파일의 형상을 볼 수 있는데 이는 수치해석상 격자수가 충분하지 않기 때문에 발생한 것으로 사료된다. 실제적으로 본 연구에서 적용한 Newton Rapson법으로는 3GPa 이상의 압력이 발생하는 경우의 결과를 얻지 못했으며 만일 계산영역을 좀더 잘게 나눈다면 3GPa 이상의 경우도 계산할 수 있지만 엄청난 계산시간이 소요되는 문제점이 있다. 앞서 무윤활 상태로 가정한 볼 베어링 피로해석결과에서 Matake 조건을 제외한 Crossland 조건과 Dang Van 조건에서는 모두 3GPa 이상에서 피로한도에 해당하는 수명이 나타남을 확인하였기 때문에 본 연구에서는 Matake 조건에 대해서만 탄성유체윤활 상태를 고려한 피로해석을 수행하였다.

Fig. 13은 축의 회전속도 1800rpm과 3600rpm의 두 가지에 대하여 축방향 하중을 1kN으로 일정하게 가하고 반경방향의 하중을 증가시켰을 때 최대하중을 받는 180°에 위치한 볼과 내륜의 유체압력 및 Hertz 압력의 변화를 도시한 것이다. 하중이 증가함에 따라 접촉압력이 거의 선형적으로 증가함과 아울러 최대 Hertz 압력과 최대 탄성유체윤활 압력의 차이가 감소함을 알 수 있다. 실제 축방향 하중 1kN만 작용했을 경우($P_H=1.392\text{GPa}$)는 최대 Hertz 압력과 3600rpm 조건의 유체압력간의 차이가 53MPa로 상당한 차이가 있으나 반경방향 하중 5kN ($P_H=2.51\text{GPa}$) 이상에서는 20MPa 이하로 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

Fig. 14는 Matake 조건에서 축의 회전속도가 내륜의 피로수명에 미치는 영향을 도시한 것이다. 보다 넓은 범위에서의 탄성유체윤활 상태의 영향을 알아보기 위하여 Fig. 6의 재료 파라미터 정보를 10° 사이클까지 커브 피팅 시켜 10° 사이클을 피로한도에 해당하는 수명으로 정의하였고 따라서 축의 회전수로 3.33×10^8 사이클에서 임계 피로하중이 결정된다. 그림에서 보듯이 축의 회전속도가 내륜의 피로수명에 미치는 영향은 크지 않음을 알 수 있으며 특히 5kN 이상에서는 거의 영향이 없음을 확인할 수 있다. 따라서 볼 베어링과 같은 높은 하중에서 작동되는 기계요

소의 피로수명 예측 시 접촉해석에 의한 피로해석만으로도 충분히 만족할만한 결과를 얻을 수 있음을 알

수 있다. 그러나 본 연구 결과는 표면 거칠기를 고려하지 않은 매끈한 면에서만 그 타당성이 있으며 만약

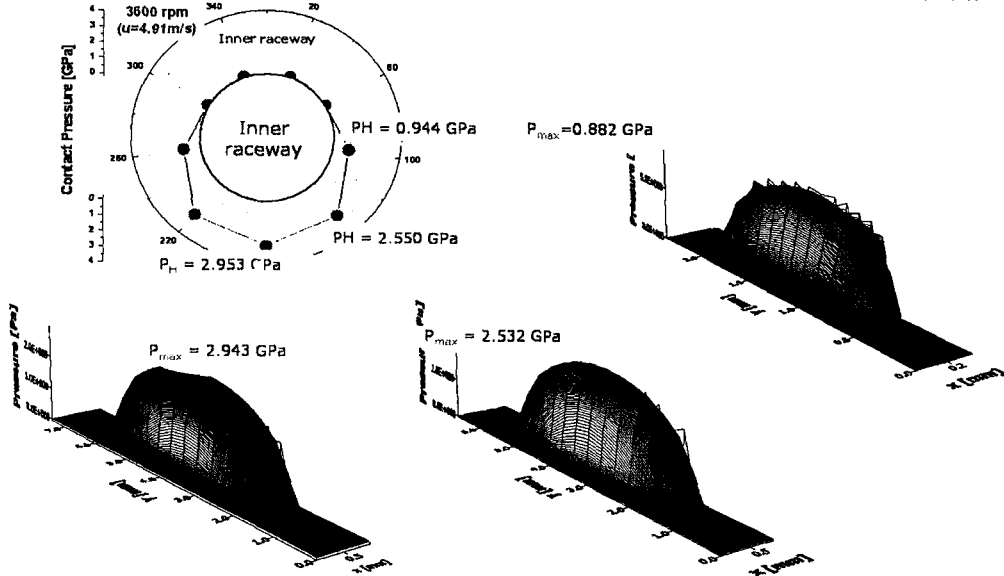


Fig. 11 3D Pressure distribution between ball and inner raceway

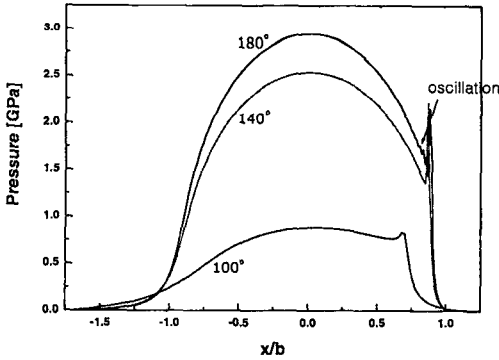


Fig. 12 pressure profile between ball and inner raceway

성유체윤활 해석, 표면아래 응력해석, 그리고 피로 해석 등의 일련의 시뮬레이션을 거쳐 접촉 피로수명 및

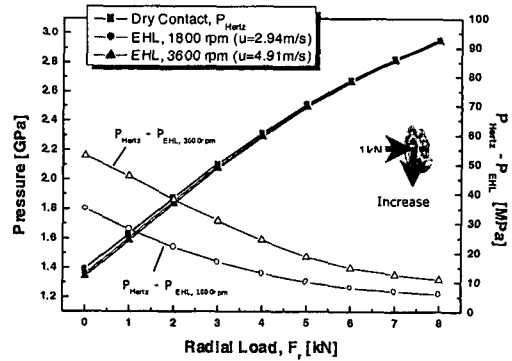


Fig. 13 Variation of surface pressure in the EHL state as a function of radial load

표면 거칠기나 외부 이물질이 침투한 상태 또는 온도 등을 고려한다면 피로수명 및 그 발생형태는 현저히 달라질 것으로 사료된다.

5. 결론

본 연구에서는 응력기반 접촉 피로수명 예측 기법을 볼 베어링에 적용하여 볼 베어링의 피로수명을 예측하는 알고리즘을 개발하였다. 볼 베어링의 하중해석을 통한 전동체 하중 및 볼과 궤도륜의 접촉형상합수를 이용하여 초기 압력값을 계산하였다. 이 값을 탄

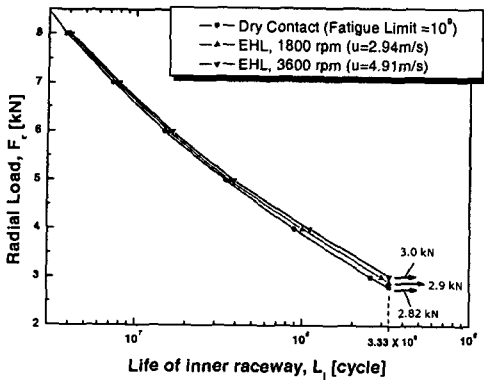


Fig. 14 Effect of shaft speed on fatigue life of inner raceway(Matake)

임계 접촉피로하중을 계산하는 알고리즘을 개발하였다. 축방향 하중, 반경방향 하중, 그리고 탄성유체윤활 상태에서의 축의 회전속도가 내, 외륜의 접촉피로수명을 예측하였으며, 기존의 전통적인 L-P 이론에 의한 전동체 하중 기반의 수명 예측기법과 그 결과를 비교하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 볼 베어링의 피로해석에 필요한 AISI 52100강의 단축 피로시험을 수행하여 피로한도에 해당하는 수명을 10^8 사이클로 정의하고 인장 압축에 대한 피로 한도는 733MPa이고 비틀림에 대한 피로한도는 583MPa임을 보였다.

(2) 볼 베어링의 반경방향 하중에 대한 접촉피로해석 결과 볼과 내륜간의 접촉이 외륜에 비해 접촉면적이 작아 접촉압력이 높고 따라서 피로수명이 짧음을 확인하였다.

(3) L-P 이론의 L_{50} 수명과 비교에서 반경 방향 하중에 대해서는 Crossland 피로 조건이, 축방향 하중에서는 Dang Van 피로 조건이 L_{50} 수명에 근접함을 알 수 있었다.

(4) 볼 베어링의 탄성유체윤활 상태를 고려한 접촉 피로수명 예측 결과 최대 Hertz 압력 2.5GPa 이상에서는 Hertz 압력과 탄성유체윤활 압력의 차이가 거의 나지 않아 실제 피로수명에 미치는 영향도 크지 않음을 알 수 있었다.

6. 참고 문헌

1. Ioannides, E., Harris, T.A. and Ragen, M., 1990, "Endurance of Aircraft Gas Turbine Main Shaft Ball Bearings-Analysis Using Improved Fatigue Life Theory: Part 1-Application to a Long-Life Bearing", *Journal of Tribology*, 112, pp. 304-308

2. Tallian, T. 1962, "Weibull Distribution of Rolling Contact Fatigue Life and Deviation Therefrom," *ASLE Trans.*, 5, 5

3. Harris, T. 1963, "Predicting Bearing Reliability," *Mach. Des.*, pp. 129-132.

4. Tallian, T. 1967, "On Competing Failure Modes in Rolling Contact," *ASLE Trans.*, 4, 10, pp. 418-439

5. Skurka, J. 1969, "Elastohydrodynamic Lubrication of Roller Bearings," *ASME paper 69-LUBS-18*

6. ISO, 1985, "Explanatory Note on ISO 281/1-1977," *Technical Report 8646*

7. International Standards Organization, "Rolling Bearings-Dynamic Load Ratings and Rating Life-Part I: Calculation Method", *International Standard 281/1-1977(E)*.

8. American National Standard (ANSI/AFBMA) 9-1978, "Load Ratings and Fatigue Life of Ball Bearings"

9. Ioannides, E. and Harris, T.A., 1985 "A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings," *Journal of Tribology*, 107, 3, pp. 367-378

10. 윤기찬, 2000, "유전 알고리즘을 이용한 응용분야 기반 전용 볼 베어링의 설계방법," 한양대학교, 박사학위 논문

11. Harris, T.A., Barnsby, R.M., 2001, "Life Ratings for Ball and Roller Bearings," *Proc. Instn. Mech. Engr.*, 215, pp. 577-595

12. Lee, Rong-Tsong, and Hamrock, B. J., 1989, "Squeeze and Entraining Motion in Nonconformal Line Contacts. Part II- Elastohydrodynamic Lubrication," *Journal of Tribology*, 111, pp. 8-16

13. Roelands, C.J.A., 1966, *Correlational Aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubrication oils*, Druk, V.R.B., Groningen, Netherland

14. Dowson, D. Higginson, G.R., 1966, *Elastohydrodynamic Lubrication*, Pergamon, Oxford

15. 구영필, 2000, "비정상상태의 3차원 탄성유체윤활해석," 부산대학교, 박사학위 논문

16. Love, A. E. H., "Stress Produced in a Semi-Infinite Solid by Pressure on Part of the Boundary," *Phil. Trans. Royal Society*, A228, pp.377-420, 1929.

17. Cho, Y. J., Kim, T. W., Lee, M. J., "The Stress Field in a Body Caused by the Tangential Force of a Rectangular Patch on a Semi-infinite Solid," *KSTLE International Journal*, 2, 1, pp.29-34, 2001.

18. Matake, T., "An Explanation on Fatigue Limit under Combined Stress," *Bull of JSME*, 20, 257, 1977.

19. Crossland, B. In, "Effect of Large Hydrostatic Pressure on The Torsional Fatigue Strength of An Alloy

Steel", Pro. Int. Conf. on Fatigue of Metals, London, pp. 138-149, 1956.

20. Dang Van K., Griveau B., and Message O., "On A New Multiaxial Fatigue Criterion; Theory and Application", 2nd Int. Conf. on Biaxial/Multiaxial Fatigue, Sheffield, UK, 1985.

21. Hamrock, B. J., 1994, Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGrawHill, Singapore

Hearle, A.D., Johnson, K.L., 1987, "Cumulative Plastic Flow in Rolling and Sliding Line Contact," Journal of Applied Mechanics, 54, pp.1-7