

타원접촉 EHL 상태에서의 접촉피로수명 예측

김태완[†] · 이상돈* · 구영필** · 조용주***

오하이오 주립대학교, *부산대학교 대학원
(재)부산테크노파크 기술지원사업팀, *부산대학교 기계공학부

Contact Fatigue Life Prediction under Elliptical Elastohydrodynamic Lubrication

Tae-Wan Kim[†], Sang-Don Lee*, Young-Pil Koo** and Yong-Joo Cho***

Nanotribology Laboratory for Information Storage and MEMS/NEMS (NLIM), The Ohio State University

**Graduate School, Pusan National University*

***Busan Techno-Park Technical Support Team*

****School of Mechanical Engineering, Pusan National University*

Abstract – In this study, the simulation of rolling contact fatigue based on stress analysis is conducted under Elastohydrodynamic Lubrication state. To predict a crack initiation life accurately, it is necessary to calculate contact stress and subsurface stresses accurately. Contact stresses are obtained by contact analysis of a semi-infinite solid based on the use of influence functions and the subsurface stress field is obtained using rectangular patch solutions. And a numerical algorithm using Newton-Rapson method was constructed to calculate the Elastohydrodynamic lubrication pressure. Based on these stress values, several multiaxial high-cycle fatigue criteria are used and the critical loads corresponding to fatigue limits are calculated.

Key words – Contact fatigue, high cycle fatigue criteria, EHL analysis, crack initiation life.

1. 서 론

피로는 응력에 기인하는 것이기 때문에 미끄럼이나 구름 등의 조건에서 각각의 재료가 각기 다른 응력에 응답하는 성질에 따라 균열형태가 결정되고 또한 접촉 피로 수명이 결정된다. 이처럼 피로마멸과 응력은 밀접한 관계를 가지게 되므로 구름 미끄럼 접촉 상태에 따른 표면 및 표면 아래의 응력 해석은 필수적이며 아울러 신뢰성 있는 피로수명의 예측을 위해서는 접촉 표면이 받는 하중의 형태를 고려한 피로수명 모델의 선정이 관건이라 할 수 있다.

접촉피로모델은 크게 공학적 모델(engineering model)과 해석적 모델(research model)로 분류할 수 있다[1]. 공학적 모델의 대표적인 연구는 Lundberg & Palmgren

(L-P)[2], Ioannides & Harris(I-H)[3] 등으로 실용적인 측면에서 장점이 있긴 하지만 실험적이고 통계적인 방법으로 상황에 따라서 수정계수를 고려해야 하는 한계가 있다. 이에 반해 해석적 모델들은 접촉상황에 대한 재료내부의 응력과 변위에 관한 완벽한 정보들을 요구하지만 재료 파손 모델과 연계하여 구름접촉 손상을 설명할 수 있는 장점이 있다. 일반적으로 해석적 모델은 응력 기반의 고주기 피로(High Cycle Fatigue, HCF) 모델과 변형률 기반의 저주기 피로(Low Cycle Fatigue, LCF) 모델[4,5,6,7]로 구분되는데, 저주기 피로 모델은 접촉 피로에 많이 활용되어 왔다. 그러나 이러한 소성 변형이 지배적인 저주기 피로 모델들은 구름 베어링이나 기어와 같은 고강도 재료의 고주기 피로특성을 지니는 기계요소에 적용하기에는 개념적으로 무리가 있어 지금까지는 주로 Weibull 이론을 기초로 한 공학적 모델을 대부분 사용하고 있다.

[†]주저자 · 책임저자 : tw0826@hanmail.net

고주기 피로 모델로는 단축 비례 하중의 경우 수정된 Goodman 식이 널리 사용되어 왔고[8] 접촉 문제와 같이 다축 비비례하중(multi axial nonproportional loading)이 작용하는 경우에는 응력불변량을 이용한 방법[9], 임계 평면을 정의하여 판정하는 방법[10], mesoscopic 접근에 의한 방법 등의 방법[11]을 적용시킬 수 있다. 그러나 아직까지 이들 모델을 접촉 피로와 관련하여 적용시킨 사례는 거의 없으며 최근 두 구의 구름, 미끄럼 접촉시 고주기 피로 모델을 적용하여 균열시작수명을 예측한 연구결과가 발표되었다[12].

기어나 구름베어링과 같이 비접합 접촉(non-conformal contact)을 하는 대부분의 기계요소들은 탄성유체윤활 상태에서 운전되고 있기 때문에 표면 및 표면아래의 응력계산시 탄성유체윤활 상태를 고려할 필요가 있다.

탄성유체윤활 상태에서의 피로수명에 관한 연구는 대부분 공학적 모델에 기초하고 있다. 대표적인 연구로 블베어링에 대해서는 L-P 모델[2], Tallian[13,14], I-H 모델[3], Schlicht[15] 등이 있고 기어의 경우에는 Townsend[16]와 AGMA/ANSI 표준[17] 등이 있다. 이들 연구의 대부분은 실험적인 결과에 기초하여 표면 거칠기에 대한 유막두께의 비인 유막 상수(λ)의 함수로 표현되는 보정계수를 곱함으로써 피로수명을 예측하고 있다. 탄성유체윤활 상태에서의 피로수명에 관한 해석적 모델은 찾아보기가 힘들며, Zhou 등[18]이 부분 탄성유체윤활 상태에서의 피로균열 시작수명을 제안한 바 있으나 이는 재료 물성에 해당하는 피로 파라미터의 선정이 어려운 단점이 있다.

따라서 본 연구에서는 구름베어링이나 기어와 같이 고주기 피로특성을 지니는 기계요소의 수명예측에 적용할 수 있는 응력 기반의 접촉수명 예측기법을 개발하고자 하였다. 본 연구에서는 무윤활 상태의 접촉압력 및 표면아래의 응력계산을 위해 영향계수법과 사각 조각면의 해를 이용한 수치적 접촉해석방법을 적용하였으며 탄성유체윤활 해석을 위해 비교적 수렴률이 우수하다고 알려진 Newton Rapson법을 이용하였다. 그리고 구름-미끄럼 접촉 상황과 같은 다축 비비례 하중이 작용할 때의 피로수명을 예측하기 위하여 세 가지 고주기 피로 판정식, 즉 응력 불변량법, 임계 평면법, 그리고 mesoscopic 접근법을 이용하여 접촉 피로 수명을 예측하고자 하였다. 이들 해석 기법을 바탕으로 타원 접촉시의 피로 수명을 예측하였으며 표면 거칠기를 고려하지 않은 매끈한 면이라는 가정하에서 탄성유체윤활 상태에서의 접촉피로수명을 예측하였다.

2. 이 론

2-1. 고주기 피로 모델

접촉 문제와 같이 다축 비비례하중에 적용할 수 있는 피로 판정식은 지금까지 많은 이론들이 나와 있으나 본 논문에서는 세 가지 부류의 피로 이론을 사용하고자 한다.

2-1-1. 임계 평면법

임계평면법은 균열이 시작되는 임계면을 정의하여 그 면에 대한 응력과 변형률 정보를 이용하여 피로를 판정하는 방법으로 Matake 조건이 대표적이다. Matake [10] 조건은 임계평면에 작용하는 전단 응력의 진폭와 최대 수직응력 의 선형 조합으로 구성되어 있는데 이 조건에서는 전단 응력의 진폭이 최대가 되는 면을 임계평면으로 정의한다.

$$(\phi', \theta') : \text{Max}[C_a(\phi, \theta)] \tag{1}$$

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

$$C_a(\phi', \theta') + \kappa N_{max}(\phi', \theta') \leq \lambda \tag{2}$$

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

$$\kappa = \left(\frac{2t_{-1}}{f_{-1}}\right) - 1, \quad \lambda = t_{-1} \tag{3}$$

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

2-1-2. 응력 불변량법

응력 불변량을 이용한 피로 조건은 정수압 응력과 편차응력의 이차 불변량을 사용하여 표현된다. 이 조건은 임계평면 이론과는 달리 균열이 시작되는 방향은 알 수 없다. 다만 주어진 사이클 동안 균열의 발생 여부만 결정할 수 있다. 지금까지 제안된 응력 불변량법 중 Crossland[9]의 피로 조건이 가장 널리 알려져 있다. Crossland가 제안한 피로조건 식은 $\sqrt{J_2}$ 의 진폭과 정수압 응력 σ_H 의 최대값로 구성되어 다음과 같다.

$$\sqrt{J_{2,a}} + \kappa \sigma_{H,max} \leq \lambda \tag{4}$$

여기서, κ 와 λ 는 순수 전단 실험과 반복 굽힘 실험으로 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\kappa = \frac{3t_{-1}}{f_{-1}} - \sqrt{3}, \quad \lambda = t_{-1} \quad (5)$$

2-1-3. Mesoscopic법

금속의 피로 거동은 여러 가지 영역(scale)으로 분석될 수 있다. 공학에서 사용되는 영역은 재료를 연속체로 볼 수 있는 범위 즉 거시적(macroscopic) 영역을 주로 사용한다. 지금까지 제시된 피로 조건 식은 이 영역에 해당한다. 또한 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[11]에 의해 소개되었으며 다음과 같다.

$$f(\sigma) = t \pm \kappa \sigma_H \mp \lambda = 0 \quad (6)$$

$$\max\{t(t) + \kappa \sigma_H\} < \lambda \quad (7)$$

여기서, $t(t)$ 와 $\sigma_H(t)$ 는 각각 meso 영역의 Tresca 전단응력과 정수압 응력을 나타내며, κ 와 λ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\kappa = \frac{t_{-1} - f_{-1}/2}{f_{-1}/3}, \quad \lambda = t_{-1} \quad (8)$$

2-2. 탄성유체윤활 해석

일반화된 Reynolds 방정식[19]으로부터 시간에 관한 항을 무시하고 윤활유가 x 방향으로만 일정속도로 유입된다면 최종적으로 식 (9)와 같이 유도될 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12 \tilde{u} \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (9)$$

여기서, $\tilde{u} = \frac{u_1 + u_2}{2}$ 로서 윤활면의 평균속도를 의미한다.

식 (9)를 풀기 위하여 본 연구에서는 다음과 같은 Reynolds 경계조건을 적용하였다.

$$\begin{aligned} p &= 0 \text{ at } x_{in} \\ p &= \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \text{ at } x_{out} \end{aligned} \quad (10)$$

식 (9)에서 구해진 압력은 다음과 같은 하중조건을 만족해야 한다.

$$w = \iint p dx dy \quad (11)$$

윤활제가 높은 압력을 받게 되면 점도는 압력의 영

향에 의하여 변화하게 된다. 본 연구에서는 Roelands가 제시한 점도-압력 관계식을 적용한다[20].

$$\eta = \eta_0 \left(\frac{\eta_z}{\eta_0} \right)^{1 - ((1+p)/c_p) z^n} \quad (12)$$

$$\eta_\infty = 6.31 \times 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$$

$$c_p = 1.96 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

여기서 p 는 압력, η_0 는 대기압 상태($p=0$)에서의 점도이고 z 는 점도-압력 지수이다. 윤활유의 밀도-압력 관계는 Dowson과 Higginson[21]이 제시한 다음의 식을 적용한다.

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right) \quad (13)$$

여기서, ρ_0 는 대기압 상태($p=0$)에서의 밀도이다.

탄성유체윤활의 지배방정식은 비선형성이 강하므로 수치해석에 의하여 수렴된 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[22]. 따라서 본 연구에서는 비선형 방정식에 대하여 수렴성이 높고 여러 변수들의 상관 관계를 반영할 수 있는 Newton-Rapson 법을 유한 차분법에 적용하여 해를 구하였다. 본 연구에서는 주곡률반경이 (R_1, R_2)인 타원체가 무한평면 위를 운동하는 경우에 대한 타원접촉의 EHL 문제를 수치해석 하였다.

2-3. 표면아래 응력해석

표면 아래 응력분포를 구하는 절차는 다음과 같다. 우선, 탄성유체윤활 해석을 통해 얻은 표면 접촉압력 분포로부터 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[23]와 Cho 등[24]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.

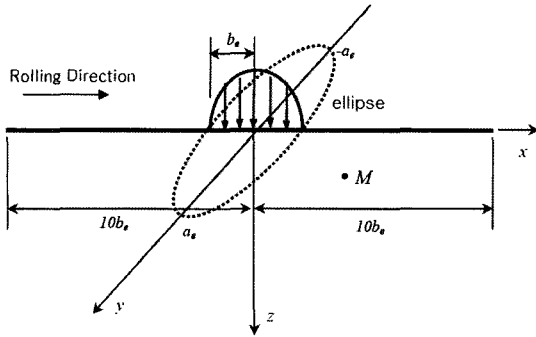


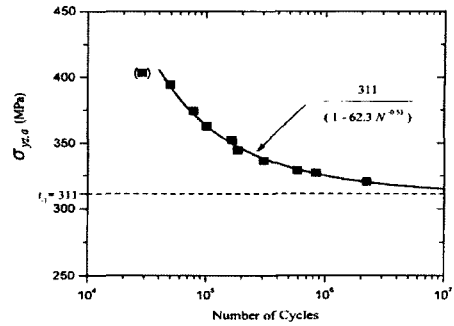
Fig. 1. Coordinate system for elliptical contact.

3. 해석 조건

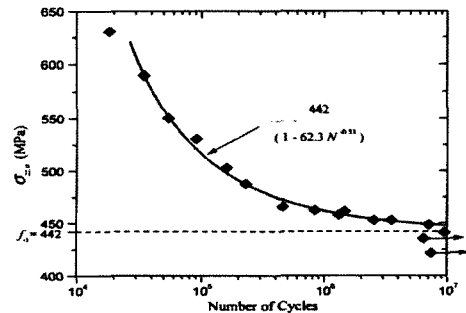
Fig. 1은 타원 형상의 Hertz 접촉 압력이 반무한체 표면 위를 지나가는 상태를 도식적으로 나타낸 것이다. 본 연구에서 적용한 접촉 타원비($k=a_e/b_e$)는 9로서 이는 볼 베어링의 일반적인 타원비에 해당된다. 한편, 본 연구에서는 접촉 타원이 $-10b_e$ 에서 $+10b_e$ 까지 이동하는 것을 한 사이클로 정의하였다. 여기서 b_e 는 접촉 타원의 단반경이다. 반 무한체 표면 아래의 임의의 한 점 M 은 시간에 따라서 다른 응력 상태에 놓이게 된다. 이 점 M 이 $-10b_e$ 에서 $+10b_e$ 까지 이동하는 동안에 받게 되는 응력 상태를 접촉 해석 기법을 통해 구할 수 있고 이 응력 정보들을 각각의 피로수명 판정식에 적용함으로써 피로수명을 구할 수 있다.

피로해석을 수행하기 위해서는 재료 파라미터 값이 요구된다. 본 절의 해석에 사용된 재료는 AISI 1040 강이며 탄성계수는 213 GPa, 프야송비는 0.3이다. AISI 1040 강의 피로한도에 해당하는 수명은 10^7 사이클로서 이는 Fig. 2에서 제시한 Lee[25]의 실험결과로부터 도출하였다. 따라서 굽힘 피로한도 f_1 및 비틀림 피로한도 t_1 값을 각각의 피로 판정식에 대입하면 무한수명 10^7 사이클에 해당하는 작동조건을 구할 수 있는 것이다.

윤활 조건으로 윤활유는 Hertz 접촉 타원의 단축방향으로 유입된다고 가정하였다. 윤활제는 20°C에서 41 cP의 점도를 갖는 광유로서 밀도는 861.6 kg/m^3 , 점도-압력 계수는 22 GPa^{-1} , 점도-압력 지수 0.71로 적용하였다. 하중에 대한 해석 범위는 최대 Hertz 압력으로 1.256 GPa 에서 2.327 GPa 로 하였고 속도에 대한 범위는 1 m/s 에서 7 m/s 로 하였다. 그리고 계산 전과정에 걸쳐 순수 구름운동을 가정하여 마찰계수는 0으로



(a) Fully reversed torsion



(b) Fully reversed bending

Fig. 2. Data of AISI 1040 steel.

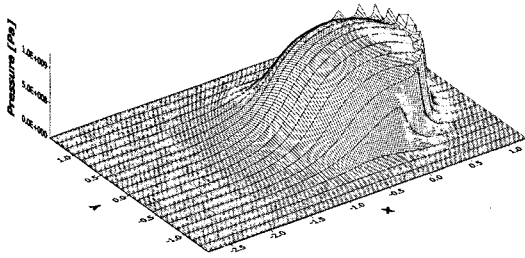
두었다. 계산영역은 Hertz 접촉타원의 장반경과 단반경을 각각 a_e 와 b_e 라고 할 때, 입구부와 출구부의 위치는 각각 $x = -2.75b_e, 1.25b_e$ 에, 측면경계는 $y = \pm 1.48a_e$ 에 두었다. 무차원화된 좌표계를 사용하기 때문에 Hertz의 접촉 타원은 Hertz의 접촉원으로 된다. 계산에 사용된 격자의 수는 해석조건에 따라 251×21 과 301×21 로 사용하였다.

4. 해석 결과 및 분석

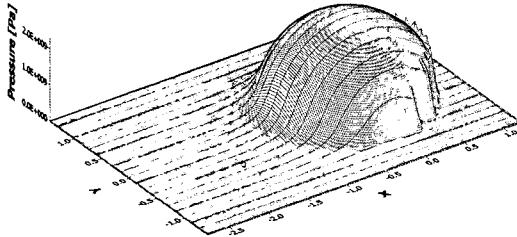
4-1. 탄성유체윤활 및 응력해석 결과

각 피로 판정식에 부합하는 접촉 피로 수명을 보다 정확하게 예측하기 위해서는 표면 압력과 이로 인해 발행하는 표면아래 응력의 정확한 계산이 무엇보다도 필수적이다. 따라서 피로 수명에 영향을 미치는 탄성 유체윤활 상태에서 발생하는 표면 압력 및 표면아래 응력에 대해 먼저 고찰해 볼 필요가 있다.

Fig. 3에서 Fig. 5는 접촉 타원의 최대 Hertz 압력의 변화에 따른 표면 압력 및 표면아래 응력의 해석결과를 도시한 것이다. Fig. 3은 윤활유의 유속도가 3 m/s 일 때 작용하중이 각각 $P_H = 1.256 \text{ GPa}$, $P_H = 2.327 \text{ GPa}$ 인 경



(a) $P_H = 1.256$ GPa



(b) $P_H = 2.327$ GPa

Fig. 3. 3D pressure distribution at $u=3$ m/s.

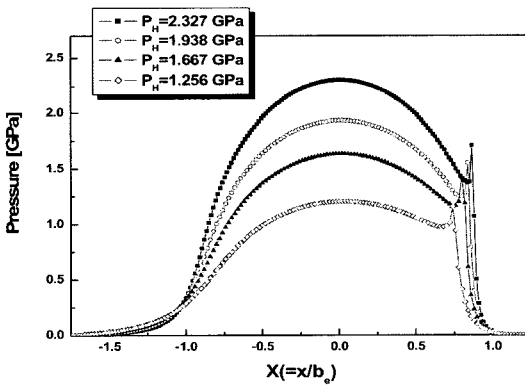
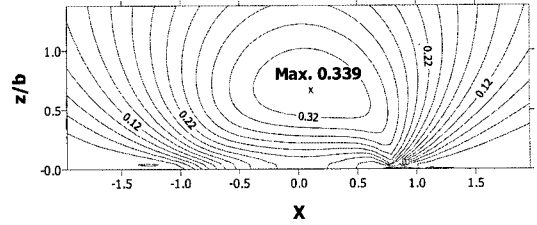
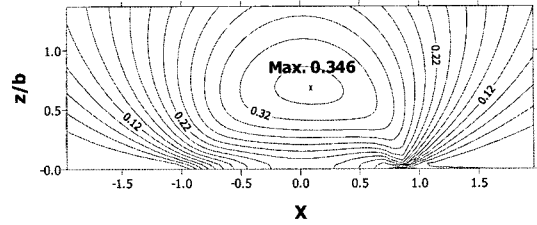


Fig. 4. Pressure profiles in the rolling direction at different Hertz pressure ($u=3$ m/s).

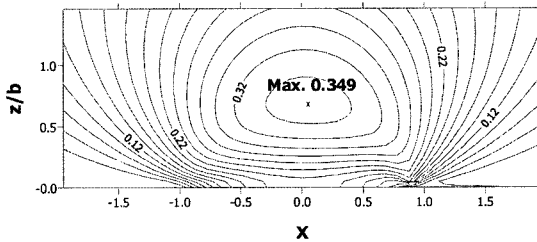
우의 3차원 유막 압력을 도시한 것인데, 상대적으로 낮은 하중인 $P_H=1.256$ GPa인 경우는 출구측의 압력 스파이크(pressure spike)가 중심압력보다 높게 나타나 Hertz 압력과는 크게 달라진 압력형상을 보임에 반해 $P_H=2.327$ GPa인 경우는 Hertz 압력과 거의 유사한 압력형상을 가짐을 확인 할 수 있다. 이러한 경향을 Fig. 4의 구름방향 중심단면($y=0$)에서의 압력 프로파일에서도 확인할 수 있다. Fig. 5는 다양한 최대 Hertz 압력에 의한 표면아래의 응력상태를 도시한 것이다. 낮은 하



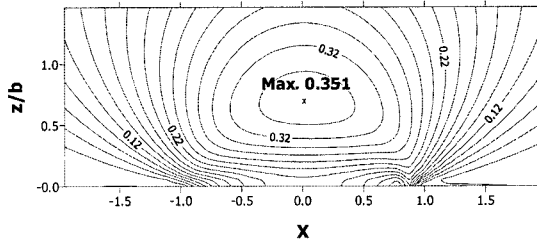
(a) $P_H = 1.125$ GPa



(b) $P_H = 1.667$ GPa



(c) $P_H = 1.938$ GPa

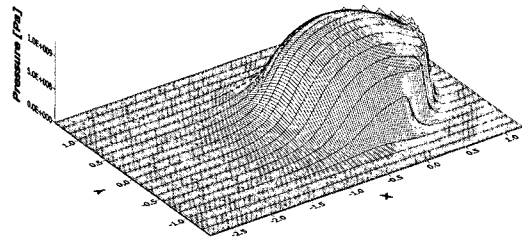


(d) $P_H = 2.327$ GPa

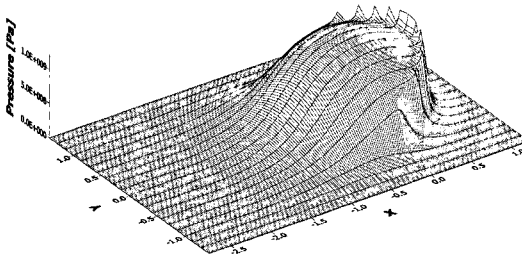
Fig. 5. Distribution of subsurface stress, $\sqrt{J_2}/P_H$ on plane $y=0$ ($u=3$ m/s).

중에서는 출구측의 압력 스파이크에 의한 비대칭적인 분포를 보이지만 하중이 증가할수록 Hertz 접촉 압력시 발생하는 응력 분포에 근접하고 있음을 알 수 있고 아울러 최대 값은 증가함을 확인할 수 있다. 그러나 최대 값이 발생하는 위치는 크게 변하지 않음을 알 수 있다.

Fig. 6~Fig. 11은 윤활유 유입속도의 변화에 따른 표면 압력 및 표면 아래 응력의 영향을 살펴보기 위한



(a) $u = 1\text{m/s}$



(b) $u = 7\text{m/s}$

Fig. 6. 3D pressure distribution at $P_H = 1.256\text{ GPa}$.

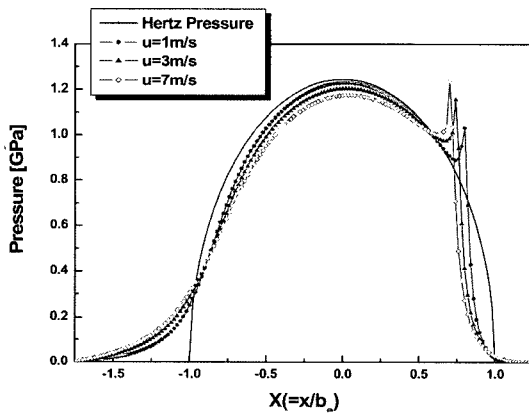
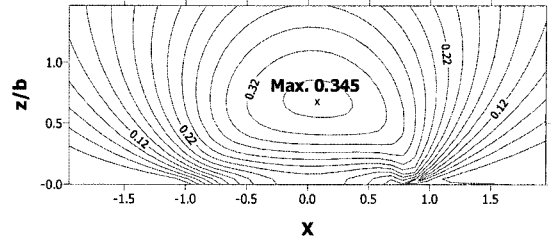
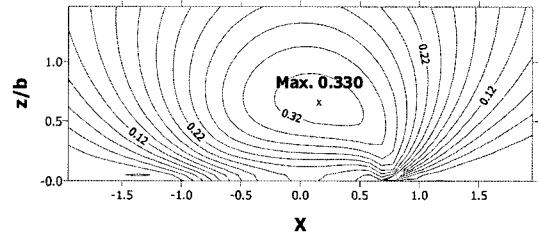


Fig. 7. Pressure profiles in the rolling direction at different velocities ($P_H = 1.256\text{ GPa}$).

것으로 Fig. 6~Fig. 8은 $P_H = 1.256\text{ GPa}$ 조건에서, Fig. 9~Fig. 10은 상대적으로 높은 하중인 $P_H = 1.938\text{ GPa}$ 조건에서의 결과를 도시한 것이다. 두 경우 모두 동일한 Hertz 압력에서 속도가 증가할수록 유체동력학적 영향으로 인해 입구측의 압력은 높아지고 접촉 중앙부의 압력은 낮아지는 경향을 확인할 수 있다. 그러나 Fig. 7과 Fig. 10을 비교해보면 낮은 하중($P_H = 1.256\text{ GPa}$, Fig. 7)에서는 속도의 증가에 따른 접촉 중앙부

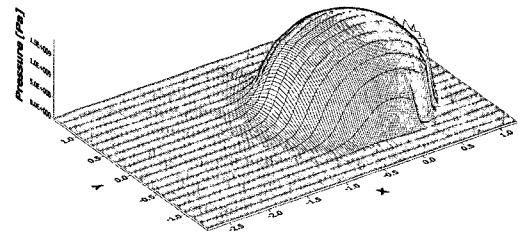


(a) $u = 1\text{m/s}$

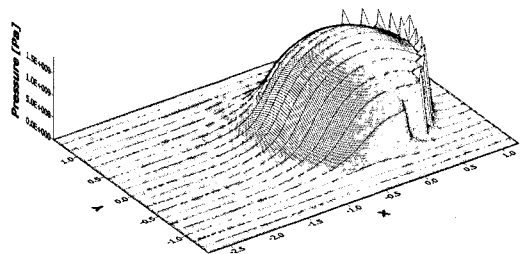


(b) $u = 7\text{m/s}$

Fig. 8. Distribution of subsurface stress, $\sqrt{J_2}/P_H$ on plane $y=0$ ($P_H = 1.256\text{ GPa}$).



(a) $u = 1\text{m/s}$



(b) $u = 7\text{m/s}$

Fig. 9. 3D pressure distribution at Hertz pressure, $P_H = 1.938\text{ GPa}$.

의 압력저하 폭이 크에 비해 높은 하중($P_H = 1.938\text{ GPa}$, Fig. 10)에서는 속도에 따른 접촉 중앙부의 압력의 영향이 크지 않음을 확인할 수 있다. 이러한 경향은 표

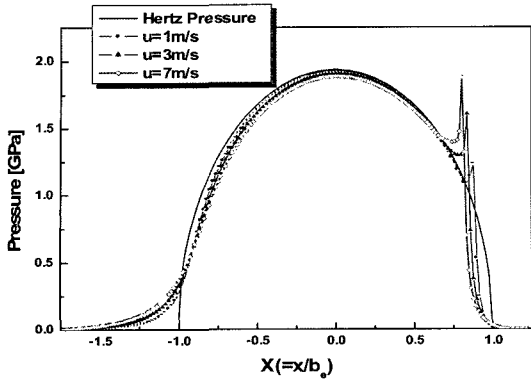


Fig. 10. Pressure profiles in the rolling direction at different velocities ($P_H = 1.938$ GPa).

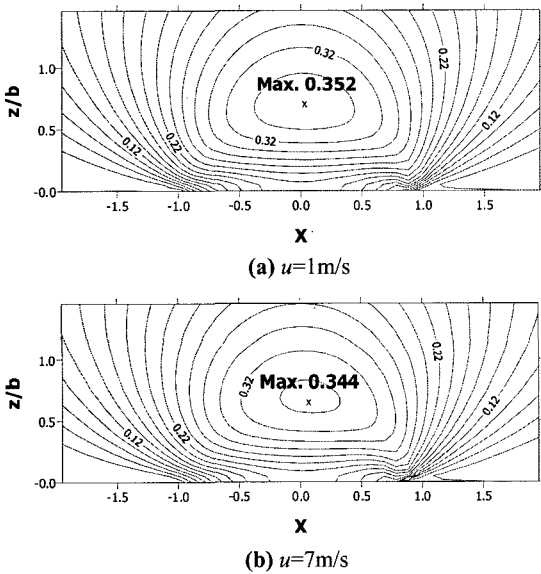


Fig. 11. Distribution of subsurface stress, $\sqrt{J_2}/P_H$ on plane $y=0$ ($P_H = 1.938$ GPa).

면 아래의 응력분포에도 그대로 영향을 미치게 된다. $P_H = 1.256$ GPa 조건에서는 $u = 1$ m/s와 $u = 7$ m/s일 때의 최대 $\sqrt{J_2}/P_H$ 값은 각각 0.345와 0.330으로 그 감소폭이 0.015임에 반해(Fig. 7), $P_H = 1.938$ GPa 조건에서는 각각 0.352와 0.344로 최대 $\sqrt{J_2}/P_H$ 값의 감소폭은 0.008로 나타나(Fig. 10) 높은 하중일수록 탄성유체윤활 상태가 표면 아래 응력에 미치는 영향은 상대적으로 적음을 알 수 있다.

4-2. 접촉피로해석 결과

Fig. 12~Fig. 14는 탄성유체윤활 상태에서 순수 구

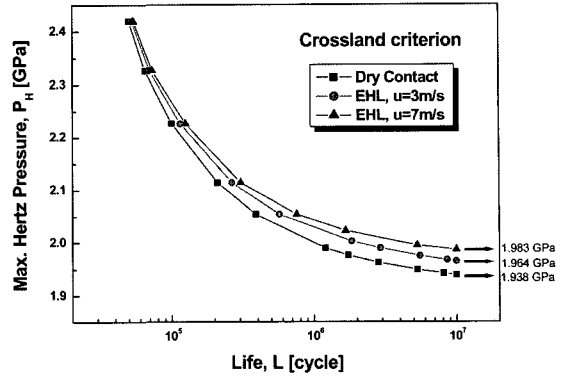


Fig. 12. Maximum Hertz pressure as a function of crack initiation life under EHL state (Crossland).

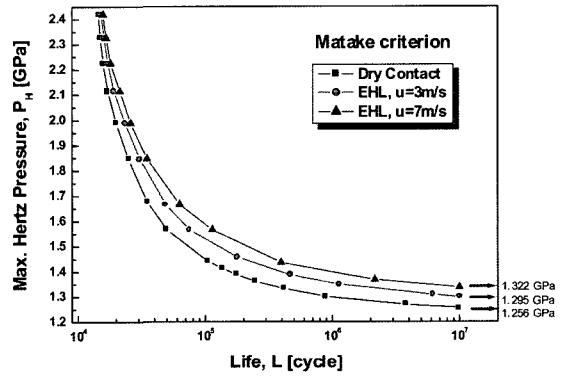


Fig. 13. Maximum Hertz pressure as a function of crack initiation life under EHL state (Matake).

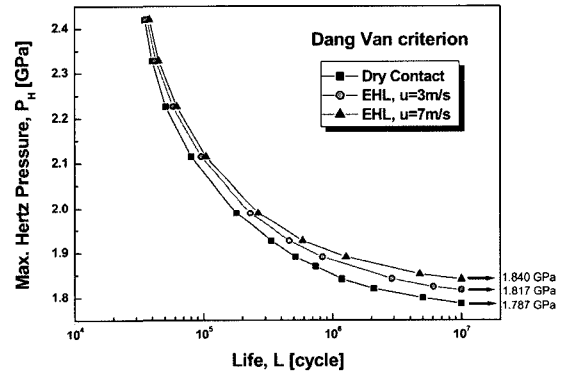


Fig. 14. Maximum Hertz pressure as a function of crack initiation life under EHL state (Dang Van).

름운동을 하는 접촉타원의 최대 Hertz 압력에 대한 균열 시작 수명을 각각의 피로 판정식으로 계산한 결과를 도시한 것이다. 각각의 그래프에서는 무윤활 상태

에서의 결과와 윤활유의 유입속도가 각각 3 m/s인 경우와 7 m/s인 경우 계산된 피로 수명의 결과를 도시하였다. 세가지 피로 판정식의 경우 모두 무윤활 상태의 결과와 유사하게 최대 Hertz 압력에 대한 피로수명이 지수적으로 감소하고 있음을 볼 수 있다. 그리고 탄성 유체윤활 해석결과에서 작용하중이 작고 윤활유의 유입속도가 증가할수록 접촉 중앙부에 발생하는 유체압력의 감소폭이 크기 때문에 이러한 영향이 그대로 피로수명에도 영향을 미쳐 낮은 하중에서 윤활유의 유입속도가 증가할수록 피로수명은 크게 증가함을 확인할 수 있다. 각각의 피로 판정식에서 탄성유체윤활 상태시 균열이 시작되는 깊이는 윤활을 고려하지 않았을 때의 결과와 거의 동일하였는데, 이는 탄성유체 윤활 압력에 의한 표면아래의 응력분포의 형태는 윤활유의 유입속도에 따라 다소 다르나 최대 응력이 발생하는 깊이는 거의 변화가 없기 때문인 것으로 사료된다.

Fig. 15는 각각의 피로 판정식에 대해서 윤활유 유입속도에 따른 10⁷ 사이클의 무한 수명에 해당하는 임계 최대 Hertz 압력의 변화를 도시한 것이다. 무윤활 상태와 7 m/s의 속도로 윤활유가 유입되는 탄성유체윤활상태의 임계 Hertz 압력의 차이가 Crossland 조건에서는 약 45 MPa, Mataka 조건에서는 약 66 MPa, 그리고 Dang Van 조건에서는 약 53 MPa로 각각 차이가 남을 확인할 수 있는데, 이 역시 낮은 하중에서 실제 발생하는 탄성유체윤활 압력이 속도의 영향이 크기 때문인 것으로 보인다.

이상의 결과에서 탄성유체윤활상태로 반복 구름 접촉하는 기계요소들의 설계시 윤활유의 유입속도, 즉 작

동속도의 변화가 표면 유체압력 및 접촉 피로 수명에 미치는 영향을 고려해야 함을 보여주고 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 AISI 1040 강의 탄성유체윤활상태에서의 타원 접촉시 피로수명을 예측해 보았다. 탄성유체윤활 상태에서의 접촉피로해석 결과 작용하중이 작고 윤활유의 유입속도가 증가할수록 접촉 중앙부에 발생하는 유체압력의 감소폭이 크게 되고 이러한 영향이 그대로 피로수명에도 영향을 미쳐 낮은 하중에서 윤활유의 유입속도가 증가할수록 피로수명은 크게 증가함을 확인할 수 있었다.

참고 문헌

1. T. E. Tallian, "Simplified Contact Fatigue Life Prediction Model: Part I. Review of Published Models," *Journal of Tribology*, Vol. 114, pp. 207-213, 1992.
2. G. Lundberg and A. Palmgren, "Dynamic Capacity of Rolling Bearing," *ACTA Polytechnica Mechanical Engineering Series*, 1, 3, Stockholm, 1947.
3. E. Ioannides and T. A. Harris, "A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings," *Journal of Tribology*, Vol. 107, No. 3, pp. 367-378, 1985.
4. J. W. Ringsberg, "Life Prediction of Rolling Contact Fatigue Crack Initiation," *International Journal of Fatigue*, Vol. 23, pp. 575-586, 2001.
5. Y. Jiang and H. Sehitoglu, "A Model for Rolling Contact Fatigue," *Wear*, Vol. 224, pp. 38-49, 1999.
6. V. Bhargava, G.T. Hahn and C.A. Rubin, "Rolling Contact Deformation, Etching Effects and Failure of High Strength Steels," *Metallurgical Trans.*, Vol. A21A, pp. 1921-1931, 1990.
7. A.D. Hearle and K.L. Johnson, "Cumulative Plastic Flow in Rolling and Sliding Line Contact," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 54, pp. 1-7, 1987.
8. Ky Dang Van, "High-Cycle Metal Fatigue From Theory to Applications," SpringerWien, NewYork, 1999.
9. T. Mataka, "An Explanation on Fatigue Limit under Combined Stress," *Bull of JSME*, Vol. 20, pp. 257, 1977.
10. B. In Corssland, "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.
11. K. Dang Van, B. Griveau and O. Message, "On a New Multiaxial Fatigue Criterion; Theory and Application," *2nd Int. Conf. on Biaxial/Multiaxial Fatigue*, Sheffield, UK, 1985.

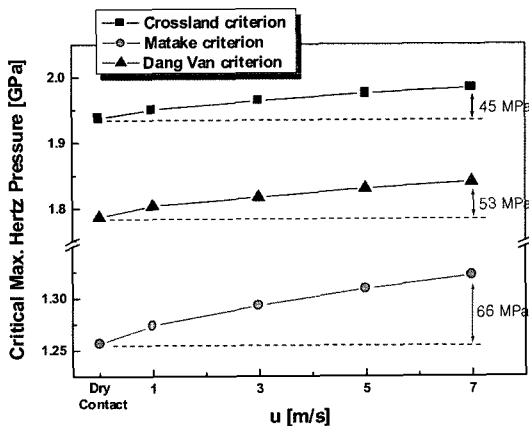


Fig. 15. Critical maximum Hertz pressure as a function of the entraining velocity of lubricant.

12. T. W. Kim, Y. J. Cho, D. M. An and H. W. Lee, "The Fatigue Crack Initiation Based on Several High-Cycle Fatigue Criteria under Spherical Rolling Contact," *Tribology Transactions*, Vol. 46, pp. 76-82, 2003.
13. T. E. Tallian, "Simplified Contact Fatigue Life Prediction Model: Part II. New Models," *Journal of Tribology*, Vol. 114, pp. 214-220, 1992.
14. T. E. Tallian, "Rolling Bearing Life Prediction Corrections for material and operating conditions: Part I. General Model and basic life. Part II. The correction factors," *Journal of Tribology*, Vol. 110, pp. 2-12, 1998.
15. H. Schlicht, E. Schreiber and O. Zwirlein, "Fatigue and Failure Mechanism of Bearings," *Proceedings, Institution of Mechanical Engineers*, London C Vol. 285, pp. 85-90, 1986.
16. D.P. Townsend, J.J. Coy and E.V. Zaretsky, "Experimental and Analytical Load-life Relation for AISI 9310 Steel Spur Gears," *Journal of Mechanical Design*, Vol. 100, pp. 54-60, 1978.
17. AGMA, ANSI/AGMA Standard 2001. BV88, "Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur Gear and Helical Gea Teeth," *American Gear Manufacturers Association Alexandria, VA*, 1989.
18. R.S. Zhou, H.S. Cheng and T. Mura, "Micropitting in Rolling and Sliding Contact under Mixed Lubrication," *Journal of Tribology*, Vol. 111, pp. 605-613, 1989.
19. R.-T. Lee and B. J. Hamrock, "Squeeze and Entraining Motion in Nonconformal Line Contacts. Part II-Elastohydrodynamic Lubrication," *Journal of Tribology*, Vol. 111, pp. 8-16, 1989.
20. C.J.A. Roelands, Correlational Aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubrication oils, Druk, V.R.B., Groinen, Netherland, 1966.
21. D. Dowson and G.R. Higginson, *Elastohydro-dynamic Lubrication*, Pergamon, Oxford, 1966.
22. 구영필, "비정상상태의 3차원 탄성유체윤활해석," 부산대학교, 박사학위 논문, 2000.
23. A. E. H. Love, "Stress Produced in a Semi-Infinite Solid by Pressure on Part of the Boundary," *Phil. Trans. Royal Society*, Vol. A228, pp. 377-420, 1929.
24. Y. J. Cho, T. W. Kim and M. J. Lee, "The Stress Field in a Body Caused by the Tangential Force of a Rectangular Patch on a Semi-infinite Solid," *KSTLE International Journal*, Vol. 2, No. 1, pp. 29-34, 2001.
25. B. R. You and S. B. Lee, "A Critical Review on Multiaxial Fatigue Assessments of Metals," *International Journal of Fatigue*, Vol. 19, No. 4, pp. 235-244, 1996.