

<학술논문>

# 유한요소해석과 영향함수법을 이용한 압입축의 프레팅 마모해석

이동형<sup>†</sup> · 권석진\* · 최재봉\*\* · 김영진\*\*  
(2007년 9월 22일 접수, 2007년 11월 13일 심사완료)

## Fretting Wear Simulation of Press-Fitted Shaft with Finite Element Analysis and Influence Function Method

Dong-Hyong Lee, Seok-Jin Kwon, Jae-Boong Choi and Young-Jin Kim

**Key Words:** Press-Fitted Shaft(압입축), Fretting(프레팅), Fretting Wear(프레팅 마모), Finite Element Analysis(유한요소해석), Influence Function Method(영향함수법)

### Abstract

In this paper the fretting wear of press-fitted specimens subjected to a cyclic bending load was simulated using finite element analysis and numerical method. The amount of microslip and contact variable at press-fitted and bending load condition in a press-fitted shaft was analysed by applying finite element method. With the finite element analysis result, a numerical approach was applied to predict fretting wear based on modified Archard's equation and updating the change of contact pressure caused by local wear with influence function method. The predicted wear profiles of press-fitted specimens at the contact edge were compared with the experimental results obtained by rotating bending fatigue tests. It is shown that the depth of fretting wear by repeated slip between shaft and boss reaches the maximum value at the contact edge. The initial surface profile is continuously changed by the wear at the contact edge, and then the corresponding contact variables are redistributed. The work establishes a basis for numerical simulation of fretting wear on press fits.

### 1. 서론

스팀 터빈의 로터 또는 철도차량 차축, 커플링 등과 같이 축에 보스가 압입되어 있을 경우 접촉 끝단에서 프레팅(fretting)이 발생한다. 체결부에 반복하중이 작용할 경우 접촉면에 미소한 상대미끄럼(microslip)이 발생하여 손상이 발생하는 현상을 프레팅이라 한다. 프레팅이 발생할 경우 일반 피로현상과 비교하여 2~5배 혹은 그 이상으

로 피로강도가 저하된다.<sup>(1)</sup> 철도차량 차축은 안전에 중요한 역할을 하기 때문에 파손을 방지하기 위하여 프레팅 손상에 의한 피로수명 저감 특성,<sup>(2-4)</sup> 수명향상 방안<sup>(5-7)</sup> 등에 대한 연구가 많이 진행되었다. 그러나, 아직도 차축의 파손이 계속 발생<sup>(8)</sup>되고 있으며 프레팅에 의한 균열발생의 문제,<sup>(7)</sup> 현실적으로 적용할 수 있는 피로수명 예측 모델 개발<sup>(9)</sup> 등은 해결되어야 할 연구 분야이다.

압입축에 프레팅이 발생할 경우 접촉끝단에 프레팅 피로균열과 프레팅 마모가 동시에 발생한다. 최근, Kubota 등<sup>(10)</sup>은 축소형 압입 시험편의 피로실험을 통하여 피로균열은 프레팅 마모깊이가 점차 감소하는 접촉끝단 안쪽에서 발생하며, 프레팅 마모와 접촉응력이 균형을 이루는 접촉영역이 주요 균열발생 위치라고 하였다. Lee 등<sup>(11)</sup>은 파단수명에 대한 피로사이클별 피로균열과 프레팅 마모특성을 실험적으로 분석하였으며, 피로

† 책임저자, 회원, 한국철도기술연구원  
E-mail : dhlee@krii.re.kr  
TEL : (031)460-5246 FAX : (031)460-5279

\* 한국철도기술연구원 철도시스템연구본부

\*\* 성균관대학교 기계공학부

사이클 초기 단계에서 프레팅 마모가 급격히 증가한다고 하였다. 이와 같이 프레팅 피로균열의 발생 및 진전은 프레팅 마모와 밀접하게 관련이 있다. 그러므로 압입축의 프레팅 피로수명 해석 모델의 개발을 위하여 프레팅 마모에 대한 정량적인 해석이 선행되어야 한다.

현재까지 압입축의 프레팅 마모에 대한 해석 및 마모에 의한 접촉면 형상변화, 마모에 의한 접촉끝단 응력변화 등에 대한 연구는 미미하다. 그 이유는 다음과 같다. 첫째, 대부분의 압입축 피로수명에 관한 연구는 피로균열의 발생 및 진전에만 초점을 맞추고 있다.<sup>(2-7)</sup> 즉, 실물 혹은 시험편의 피로시험을 실시하고 피로균열의 발생 및 진전특성, 피로수명의 감소 및 향상방안 등에만 연구가 주로 진행되었고 함께 발생하는 프레팅 마모에 대한 상세한 분석이 부족하였기 때문이다. 둘째, 보스가 축에 압입된 상태에서 굽힘하중을 받을 경우 접촉끝단에는 접촉변수가 급격히 변화하며, 접촉면 경계에는 특이점이 발생하므로 이를 이론적으로 해석하는 것은 매우 어렵기 때문이다. 셋째, 유한요소법을 이용할 경우 수만사이클 이상의 프레팅 마모를 직접 해석하기는 매우 많은 시간과 비용이 소모되기 때문이다. 즉, 미소슬립에 의한 프레팅 현상 해석을 위하여 압입축의 접촉끝단을 미세하게 분할하여야 한다. 그리고 압입축의 압입상태와 굽힘하중을 받을 경우를 해석하기 위하여 3차원 모델링 및 해석이 필요하다. 이렇게 하였을 경우 많은 요소수와 해석변수 때문에 접촉과 같은 비선형해석에 많은 시간과 비용이 소요된다. 또한, 이와 같은 조건에서 수만사이클 이상의 프레팅 마모를 직접적인 방법으로 해석하기는 매우 어렵다. 따라서, 프레팅 마모를 고려한 압입축의 프레팅 피로수명예측 모델 개발을 위해, 압입상태와 굽힘하중을 받을 경우 압입축 끝단에 발생하는 프레팅 마모를 해석할 수 있는 효율적인 방법 및 절차의 확립이 필요하다.

대부분의 프레팅 마모에 대한 해석 연구는 유한요소해석과 수치해석을 병행하고 있다. Johansson<sup>(12)</sup>은 Hertz 탄성접촉을 하는 두 물체가 프레팅 마모에 따른 접촉 형상과 접촉압력의 변화를 해석하기 위한 유한요소해석 알고리즘을 제안하였다. Pödra and Andersson<sup>(13)</sup>은 유한요소해석과 수치해석을 통하여 미끄럼 마모(sliding wear)를 시뮬레이션하였다. Oqvist<sup>(14)</sup>는 형상변화와 시간증분의 변화를 이용하여 로울러와 평판사이의

경마모(mild wear)에 대한 마모해석을 수행하였다. McColl 등<sup>(15)</sup>은 상용 유한요소해석 프로그램과 수치해석을 통하여 gross slip이 일어나는 실린더-평면접촉 프레팅 시험편의 마모해석을 수행하고 실험결과와 비교하여 해석의 타당성을 검증하였다. Ding 등<sup>(16)</sup>은 partial slip과 gross slip이 일어나는 실린더-평면접촉 프레팅 시험편에 대하여 마모해석을 수행하고 균열발생에 영향을 미치는 접촉면의 응력변화에 대하여 검토하였다. 이와 같은 대부분의 프레팅 마모해석에 관한 연구는 비교적 해석이 간단한 형상의 프레팅 시험편을 대상으로 하였고, 2차원해석에 한정되어 있다. 또한, 대부분의 유한요소해석을 이용한 프레팅 마모해석은 해석시간을 단축하기 위하여 마모량 계산 단계에서 마모계수를 키우거나 증분계수(incremental wear factor)<sup>(13-16)</sup>를 적용하고 있다. 그러나, 프레팅과 같이 접촉끝단에 응력집중이 발생할 경우 단순히 증분계수를 곱하여 마모량을 계산하면 응력집중부에 과도한 마모가 예측되는 문제가 발생한다.

따라서, 본 연구에서는 이와 같은 단점을 보완하여 반복 굽힘하중을 받고 있는 압입축을 대상으로 프레팅 마모를 해석할 수 있는 유한요소해석과 수치해석기법을 개발하고자 한다. 이를 위하여 압입축에 굽힘하중 작용시 접촉압력과 미소슬립을 계산할 수 있는 유한요소해석 모델을 구축하였으며, 유한요소해석 결과를 바탕으로 Archard's equation을 기초로 한 마모깊이 계산과 영향함수법(influence function method)을 이용하여 마모에 따라 변화된 접촉압력을 해석할 수 있는 수치해석 절차를 확립하였다. 이 결과를 이용하여 프레팅 마모에 따른 접촉면의 형상 변화와 마모에 의한 접촉압력과 슬립의 변화를 분석하였다. 본 연구는 압입축에 발생하는 프레팅 마모에 의한 접촉변수의 변화를 정확하게 예측할 수 있는 절차를 확립하였으며, 압입축의 프레팅 피로수명해석 모델 개발의 기반이 될 수 있을 것으로 판단된다.

## 2. 해석방법

### 2.1 유한요소해석

축이 보스에 압입될 경우와 굽힘하중이 작용할

경우 접촉면의 압력과 슬립량을 계산하기 위하여 비선형 수치해석에 많이 사용되는 상용 유한요소 해석 프로그램인 ABAQUS<sup>(17)</sup>를 사용하였다. 본 유한요소해석 모델은 이전 연구<sup>(18)</sup>와 같으며 주요 내용을 요약하면 다음과 같다.

압입측은 압입을 할 경우 축대칭의 형상이지만, 굽힘하중 작용시 비대칭 변형을 나타내므로 이를 해석할 수 있는 비대칭-축대칭요소(bilinear asymmetric-axisymmetric element)<sup>(17)</sup>를 사용하였다. 비대칭-축대칭요소를 사용할 경우가 3차원 블록 요소를 사용하여 접촉해석을 수행할 때보다 해석 시간이 약 1/5정도로 크게 감소하였다. 따라서, 마모와 같이 반복적인 해석을 필요할 경우 효율 적이었다.

Fig. 1과 같이 압입시편의 경우 축 방향으로 형상 및 하중 조건이 대칭이기 때문에 전체 시험편의 1/2을 모델링하였다. 프레팅 발생시 접촉영역 끝단에서 응력 분포가 급격히 변화하고, 미세슬립(micro-slip)이 발생하기 때문에 접촉 끝단의 최소 요소를 약 0.015 mm로 분할하였다. 접촉면에서의 간섭량(shrinkage allowance)은 피로시험시 사용한 시험편과 동일하게 Lamé의 평균 공칭접촉 압력( $p_n$ )<sup>(19)</sup>이 90 MPa이 되도록 하였다.

축과 보스의 압입부 접촉영역에는 미끄럼 접촉 요소(axisymmetric slide line element)와 slide line으로 접촉을 모델링하였고, 마찰해석은 라그랑지 방법(Lagrange multiplier friction formulation)과 마찰계수  $\mu$ 는 0.6을 적용하였다.

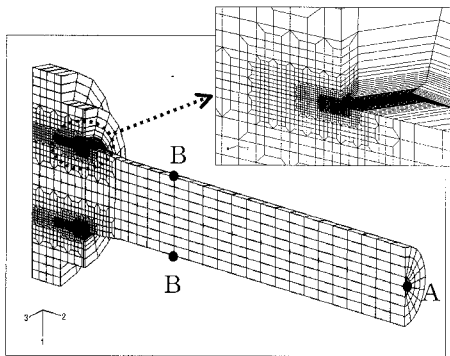


Fig. 1 Finite element model for press-fitted specimen

경계조건은 시험조건과 동일하게 시험편 중앙에 일정한 굽힘응력이 작용하도록 축 끝단(A 위치)을 고정하고 하중은 시험기 그립 끝단에 해당되는 위치의 회전방향  $\theta=0^\circ, 180^\circ$  로드(B 위치)에 집중하중을 주었고, 축방향 대칭면에 대칭조건을 적용하였다. 탄성계수(Young's modulus)는 207,000 MPa, 푸아송비(Poisson's ratio)는 0.3을 적용하였다.

## 2.2 프레팅 마모의 수치해석

압입측에 발생하는 미소슬립에 의한 프레팅 마모량의 계산은 Stowers 와 Rabinowicz<sup>(20)</sup>가 프레팅 마모에도 적용할 수 있다고 하는 Archard's equation을 사용하였다. 미끄럼 마모량을 예측하는 수식으로 널리 사용되고 있는 Archard's equation<sup>(21)</sup>은 마모량( $V$ )이 수직하중( $P$ )과 미끄럼 거리( $S$ )에 비례하고 재료의 경도( $H$ )에 반비례한다는 것으로 다음 식과 같다.

$$V = K \frac{PS}{H} \quad (1)$$

여기에서  $K$ 는 무차원 마모상수(dimensionless wear coefficient)이다. 마모에 따른 접촉면 형상 변화를 예측하기 위하여 마모량의 변화량  $dV$ 에 대한 미끄럼 거리의 증가량  $dS$ 에 미소 접촉면적  $dA$ 를 나누면 국부적으로 접촉하는 한 점에서 발생하는 마모 깊이의 변화량  $dh$ 를 계산할 수 있다.<sup>(15)</sup>

$$\frac{dV}{dAdS} = K \frac{dP}{HdA} \quad (2)$$

$$\frac{dh}{dS} = kp \quad (3)$$

여기에서,  $k = K/H$  ( $MPa^{-1}$ )는 국부영역의 마모계수(local dimensional wear coefficient)이고,  $p$ 는 수직 접촉 압력(MPa)을 나타낸다. 수치해석에는 압입측이 한 사이클의 반복 굽힘하중을 받을 때 접촉면의 미끄럼 거리가  $\Delta s$ 라 하면 한 사이클 당 마모 깊이의 변화량  $\Delta h$ 를 다음과 같이 계산하였다.

$$\Delta h = kp\Delta s \quad (4)$$

유한요소해석 결과로부터 접촉위치( $i$ )별 인장, 압축시 접촉압력( $p_i^t, p_i^c$ )과 미끄럼 거리( $\Delta s_i$ )를

이용하여 다음 식과 같이 각 접촉위치별 인장, 압축시 마모 깊이( $\Delta h_i^t$ ,  $\Delta h_i^c$ )와 총 마모깊이 ( $\Delta h_i^a$ )를 계산하였다.

$$\Delta h_i^t = kp_i^t \Delta s_i \quad (5)$$

$$\Delta h_i^c = kp_i^c \Delta s_i \quad (6)$$

$$\Delta h_i^a = \Delta h_i^t + \Delta h_i^c \quad (7)$$

위 식을 기초로 프레팅 마모해석시 한 사이클마다 마모량을 계산하고 마모된 접촉형상을 업데이트하여 유한요소해석을 수행한다면 반복 해석에 많은 시간이 소요된다. 따라서 기존 연구에서는 마모 깊이의 계산시 식 (4)에 증가계수를 곱하거나,<sup>(15,16)</sup> 시간증분(time step)을 키워<sup>(14)</sup> 계산시간을 단축하고 있다. 그러나 이와 같은 방법은 프레팅과 같이 접촉끝단에 응력집중이 작용할 경우, 마모에 따라 크게 감소하는 접촉 압력의 변화를 정확하게 반영할 수 없기 때문에 응력집중 부위의 마모량이 과도하게 예측되는 문제가 발생한다. 따라서 본 연구에서는 접촉해석에서 많이 사용되고 있는 수치해석 방법인 영향함수법(influence function method)을 응용하여 피로사이클별 마모에 따른 접촉압력을 계산하여 업데이트하였다.

영향함수법은 접촉영역을 일정한 영역으로 분할하고 각 영역에서 접촉압력이 작용한다고 가정하고 접촉 경계조건을 만족하는 해를 계산하는 수치해석 방법<sup>(22)</sup>으로, 수학적으로 해석이 어려운 접촉문제를 수치해석으로 계산할 수 있다.<sup>(23,24)</sup>

영향함수법을 이용한 수치계산은 각각 분할된 영역에 작용하는 접촉응력요소를 고려하여야 한다. 본 연구에서 접촉압력의 분포는 접촉응력요

소 중 겹치게 배열된 이등변 삼각형 접촉응력요소(overlapping triangular pressure element)를 사용하였다. 이등변 삼각형 접촉응력요소는 수치계산시 표면변위 및 응력장이 연속적이기 때문에 접촉해석에 많이 적용되고 있다.

$$\delta = -\frac{(1-\nu^2)}{2\pi E} \frac{p_0}{a} \left\{ (x+a)^2 \ln \left( \frac{x+a}{a} \right)^2 + (x-a)^2 \ln \left( \frac{x-a}{a} \right)^2 - 2x^2 \ln \left( \frac{x}{a} \right)^2 \right\} + C \quad (8)$$

여기에서,  $E$ 는 탄성계수,  $\nu$ 는 푸아송비,  $C$ 는 기준점에 대한 변위를 규정하는 임의 상수이다.

이등변 삼각형 접촉요소가 등간격  $a$ 로 겹치게 분포되었을 경우  $j$ 위치 압력에 의한  $i$ 위치의 전체 상대변위  $\delta_i$ 는 각각 작용하는 접촉위치의 접촉요소를 고려하여 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\delta_i = -\frac{(1-\nu^2)a}{E} \sum C_{ij} p_j \quad (9)$$

여기에서,  $C_{ij}$ 는 영향함수계수(influence coefficient)이며 다음과 같다.

$$C_{ij}(k) = \frac{1}{2\pi} \left\{ (k+1)^2 \ln(k+1)^2 + (k-1)^2 \ln(k-1)^2 - 2k^2 \ln k^2 \right\} + const \quad (10)$$

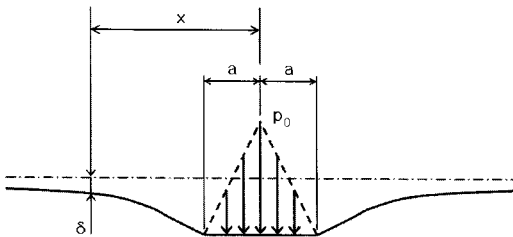


Fig. 2 The elastic displacement of a surface due to triangular pressure element load

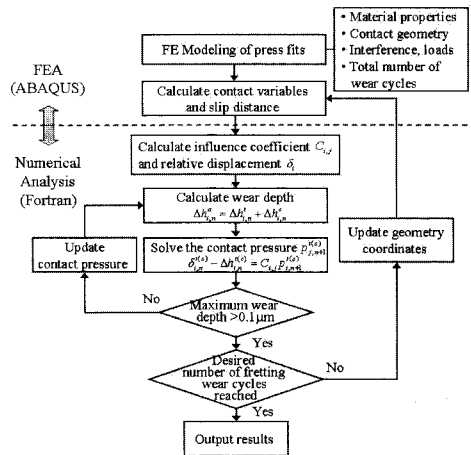


Fig. 3 Flow chart of the numerical simulation of fretting wear

여기에서  $k$ 는 접촉요소  $i$ 와  $j$  사이의 거리이다.

전체 마모의 수치해석 과정은 Fig. 3과 같이 유한요소해석과 수치해석 부분으로 구분된다. 단계별 유한요소해석결과로부터 계산된 접촉압력과 각 접촉점의 거리를 이용하여 식 (9), (10)로부터 각 접촉점의 압축 및 인장하중 상태의 초기상대변위  $\delta_i$ 를 계산한다. 그리고 식 (5)~(7)을 이용하여 각 접촉위치별  $n$ 번째 마모사이클의 경우 인장, 압축시 마모 깊이( $\Delta h_{i,n}^t, \Delta h_{i,n}^c$ )와 총 마모 깊이( $\Delta h_{i,n}^a$ )를 계산하고, 마모가 발생할 경우 접촉점에서의 상대변위가 마모량만큼 변화하므로 식 (9)를 이용하여  $n+1$ 번째 마모사이클의 압축 및 인장하중 상태의 변화된 각각의 접촉압력  $p_{j,n+1}^t, p_{j,n+1}^c$ 을 다음 식과 같이 계산한다.

$$\delta_{i,n}^t - \Delta h_{i,n}^t = -\frac{(1-\nu^2)a}{E} \sum C_{ij} p_{j,n+1}^t \quad (11)$$

$$\delta_{i,n}^c - \Delta h_{i,n}^c = -\frac{(1-\nu^2)a}{E} \sum C_{ij} p_{j,n+1}^c \quad (12)$$

변화된 접촉압력을 이용하여 각 접촉점의 마모 깊이를 재계산하고 마모에 따른 접촉압력의 변화를 계산하였다. 단계별 수치계산시 과도한 마모로 인한 수치오차를 줄이기 위하여 접촉점별 최대마모깊이( $h_{max}$ )가 0.0001 mm 이내로 설정하여 수치계산을 반복하였다. 식 (11), (12)에서 접촉압력해석에 필요한 연립방정식의 해는 conjugate gradient method<sup>(25)</sup>를 이용한 행렬계산 방법을 사용하였다.

수치계산시 계산을 단순화하기 위하여 접촉면에는 마찰 및 슬립의 변화는 없는 것으로 계산하였고, 수치계산부분은 FORTRAN을 이용하여 프로그래밍 하였다. 수치계산이 완료된 경우 마모된 접촉면 형상을 업데이트하여 유한요소해석을 수행하였고, 해석하고자 하는 사이클이 될 때까지 유한요소해석과 수치해석을 반복 수행하였다. 마모 깊이 계산시 마모에 의해 발생하는 마모입자(wear debris)는 접촉면을 빠져 나가는 것으로 하였고, 실험결과 보스에서는 마모가 거의 발생하지 않았으므로 축의 마모만을 해석하였다.

해석에 필요한 국부영역의 마모계수는 현재까지 정확한 계산방법이 확립되지 않았으므로

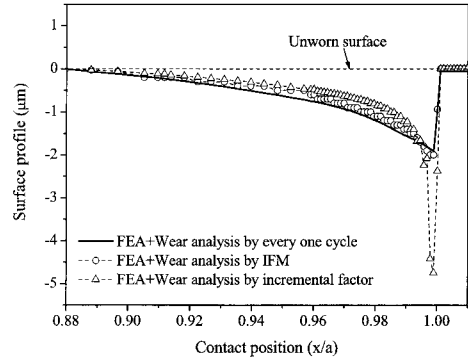


Fig. 4 Predicted wear profiles with different analysis method

McCull 등<sup>(15)</sup>이 사용한 마모계수  $k=3 \times 10^{-8}$  MPa을 적용하였다. 실험결과 전체 과단 수명의 10 % 사이클에서 시험편 단면의 균열깊이가 약 0.04 mm 이었고,<sup>(11)</sup> 응력집중부에 균열이 발생할 경우 응

력 분포와 마모의 양상도 틀려지게 되므로 마모 해석은 전체 과단수명의 10 % 사이클까지 수행하였다.

Fig. 4는 본 연구에서 적용한 유한요소해석과 영향함수법을 이용하여 마모된 접촉면 형상의 수치해석 결과(by IFM)를 나타낸 그림이다. 비교를 위하여 한 사이클마다 마모해석 및 유한요소해석을 수행한 결과(by every one cycle)와 단순히 증가계수를 적용한 계산결과(by incremental factor)를 함께 나타내었다. 그림에서  $x$ 축은 접촉면의 길이( $a=14.5\text{mm}$ )로 나누어 표시하였고,  $x/a=1$ 의 위치는 접촉면의 끝단이다. 마모가 발생하지 않은 접촉면을 기준으로 마모가 발생된 접촉면은 음(-)의 값으로 표현하였다. 해석방법에 따른 차이를 알아보기 위하여 국부영역의 마모계수는  $3 \times 10^{-5}$  MPa로 크게 적용하였고 100 사이클까지의 마모 해석을 수행하였다.

본 연구에서 적용한 영향함수법을 이용한 마모 해석 결과는 한 사이클마다 마모해석 및 유한요소해석을 반복 수행한 결과와 비교하여 마모형상 및 최대마모깊이가 5 % 이내로 잘 일치하였다. 증가계수를 적용한 해석결과는 한 사이클마다 마모해석 및 유한요소해석을 반복 수행한 결과와

비교하여 접촉단 안쪽에는 과소하게, 응력집중부 위인 접촉끝단에서 최대마모깊이가 250 %로 과도하게 예측되었다. 따라서, 수만사이클의 반복하중에 따른 프레팅 마모를 해석할 경우, 증가계수를 적용한 해석결과는 영향함수법을 이용한 방법과 더 큰 차이를 나타낼 것이므로 본 연구에서 제안한 방법이 유용함을 알 수 있다.

### 3. 해석결과 및 토의

#### 3.1 마모에 따른 접촉면의 형상변화

Fig. 5는 압입축이 피로사이클 초기에 한사이클의 굽힘피로 하중을 받을 경우 인장 및 압축상태에서 발생하는 접촉면의 마모깊이 계산결과이다. Fig. 5에 의하면 압입축이 한사이클의 굽힘하중을 받을 경우 전체 마모깊이는 압축상태일 때 발생하는 마모가 대부분을 차지하고 있음을 알 수 있다. 그 이유를 살펴보면 Fig. 6과 같이 한 사이클의 굽힘피로 하중을 받을 경우 미끄럼 거리는 접촉끝단에서 가장 크다. 또한, 마모계산에 사용되는 접촉압력이 압축상태일 때가 인장상태일 때보다 접촉끝단에서 10배 이상 크기 때문에 압입축의 프레팅 마모는 압축상태일 때 주로 발생함을 알 수 있다.

Fig. 7은 공칭 굽힘응력이 180 MPa일 때 피로사이클이 증가함에 따라 발생하는 프레팅 마모에 의한 접촉끝단의 형상변화를 예측한 결과이다. 피로사이클 초기단계(3,600 사이클)에서는 압축하중 작용 시 접촉끝단의 높은 접촉압력 때문에 거의 접촉끝단에서만 마모가 발생한다. 피로사이클이 증가함에 따라 프레팅 마모가 접촉끝단에서만 아니라 접촉끝단 안쪽으로 확대됨을 알 수 있다. 이것은 마모에 의해 접촉면의 형상과 접촉압력이 변화하기 때문이다. Fig. 7과 Fig. 10의 마모에 따른 접촉압력의 변화에 의하면 초기에는 접촉끝단에 높은 접촉압력이 작용하기 때문에 접촉끝단에서만 마모가 발생한다. 그러나 피로사이클이 증가함에 따라 접촉면의 형상변화와 함께 접촉끝단의 접촉압력은 크게 감소하므로 상대적으로 접촉끝단 안쪽에서 마모가 커지게 된다. 따라서 피로사이클이 증가함에 따라 프레팅 손상 영역이 커지는 이유는 마모에 의한 영향임을 명확히 알 수 있다.

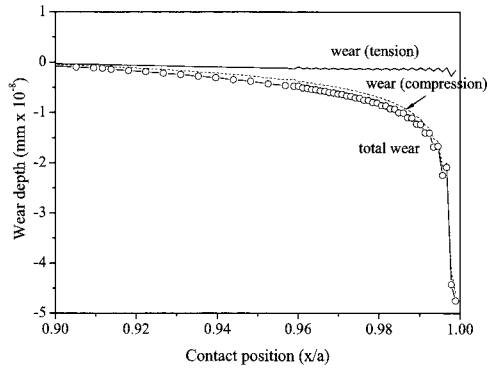


Fig. 5 Wear depth of pres-fitted shaft at cyclic bending load

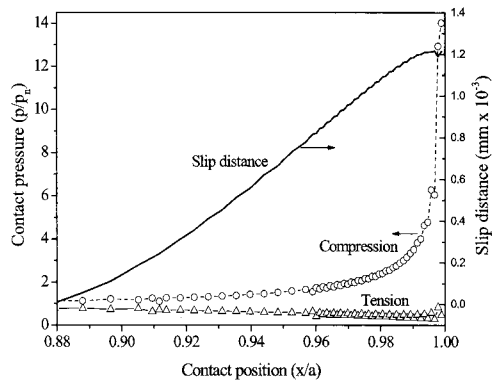


Fig. 6 Contact pressure and slip distance of pres-fitted shaft at cyclic bending load

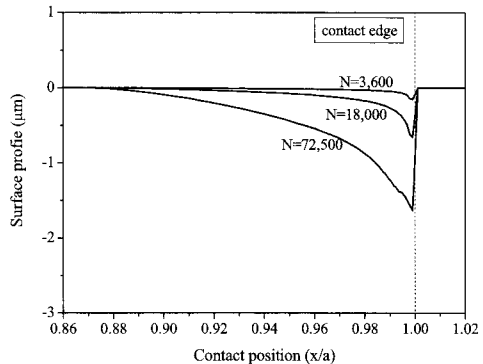


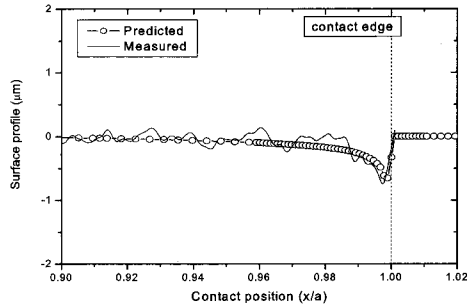
Fig. 7 Surface profiles versus number of fatigue cycles at the nominal bending stress of 180MPa

프레팅 마모해석 결과와 회전굽힘 피로시험기를 이용한 압입측의 피로시험 후 접촉면의 마모형상을 측정된 결과<sup>(11)</sup>와 비교하였다. Fig. 8은 굽힘하중에 따라 예측된 접촉표면의 마모형상과 실험 결과를 비교한 그림이다. 실험결과는 일정사이클 후 시험을 중단하고 시편을 절단하여 축 표면의 접촉끝단부위를 표면거칠기기(profilometer)로 최소 3위치 이상 측정하여 평균한 값을 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 공칭굽힘응력이 180, 224 MPa일 경우 해석결과는 실험결과와 거의 일치하였으며, 본 해석 방법이 압입측에 발생하는 프레팅 마모를 잘 예측할 수 있음을 알 수 있다.

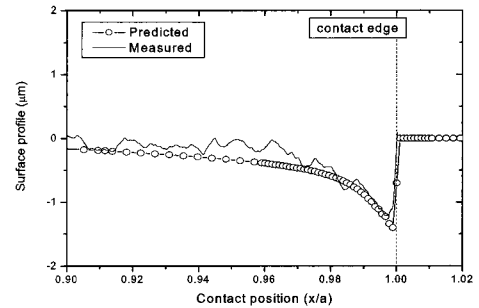
그러나 공칭굽힘응력이 작을 경우(136 MPa일 경우) 해석결과는 실험결과보다 과도하게 예측되었다. 이와 같이 하중이 작을 때 과도하게 마모가 예측되는 것은 해석에 사용한 마모상수의 부정확성 때문인 것으로 판단된다. 이전 연구결과<sup>(11,26)</sup>에 의하면 프레팅 마모가 발생할 경우 초기상태에 급격하게 마모량이 증가한다. 즉, 마모량과 마모계수는 길들이기 현상(running-in period, transient wear)이 나타나는 초기 마모사이클에는 일정하지 않고 비선형적인 특성<sup>(27)</sup>을 나타낸다. 또한, 압입측의 실험결과<sup>(11)</sup>에 의하면 굽힘하중이 작을 경우 길들이기 기간이 굽힘하중이 클 경우보다 더욱 짧고, 길들이기 기간 이후에는 마모가 거의 발생하지 않는 마모특성을 나타내었다. 따라서 굽힘하중이 낮을 경우 하중 및 피로사이클에 관계없이 마모상수를 일정하게 적용한 부분에서 해석결과와의 차이가 발생하여 과도하게 예측된 것으로 판단된다. 향후 더욱 정확한 프레팅 마모 예측을 위하여 하중 및 초기 피로사이클(transient wear)에 따른 마모상수 변화 특성을 고려한 마모해석을 수행할 예정이다.

3.2 마모에 따른 접촉압력의 변화

Fig. 9는 공칭굽힘응력 180 MPa일 경우 피로사이클별 프레팅 마모에 의해 압입시 접촉압력의 변화를 해석한 결과이다. y축은 공칭 접촉압력  $p_n$ 으로, x축은 접촉길이 a로 나누어 표시하였다. 피로사이클 초기 단계에서는 접촉끝단에서 공칭 접촉압력의 약 4.4배 크기의 높은 접촉압력이 발생한다. 프레팅 마모가 진행됨에 따라 접촉끝단의 접촉압력은 크게 감소하며, 18,000 사이클 이상(전체 수명의 2.5 % 이상)에서는 최대 접촉압



(a) After 18,000 wear cycles at the nominal bending stress of 180MPa



(b) After 24,000 wear cycles at the nominal bending stress of 224MPa

Fig. 8 Comparison of predicted wear profiles and experimental results for worn surface profiles of the press-fitted shaft

력의 위치가 안쪽으로 이동한다. 또한, 마모에 의해 축과 보스의 접촉이 발생하지 않아 접촉끝단의 접촉압력이 0이 되는 영역이 발생하고, 그 이상의 피로사이클에서는 마모에 의해 접촉이 발생되지 않는 영역이 더욱 커짐을 알 수 있다. 전체 수명의 10 %인 72,000 사이클에서의 접촉압력은 접촉끝단의 응력집중이 마모에 의해 거의 완화되어 공칭접촉압력과 비슷한 크기가 된다.

Fig. 10은 굽힘하중 180 MPa일 경우 압축 접촉면에서 피로사이클에 따른 접촉압력을 비교한 그림이다. 초기에는 접촉끝단에서 큰 접촉압력이 발생하고, 마모가 진행됨에 따라 최대압력은 크

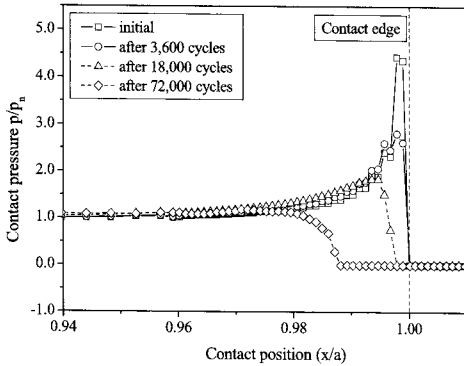


Fig. 9 Contact pressure distributions at press-fitted condition

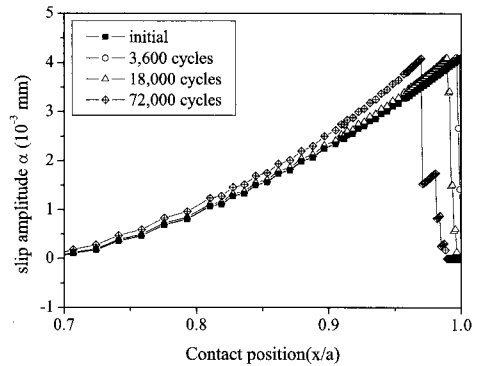


Fig. 11 Slip distance at tensile loading condition

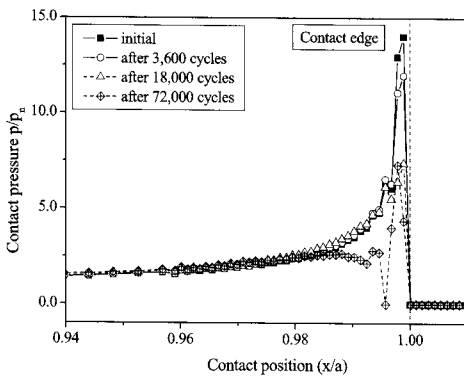


Fig. 10 Contact pressure distributions at compressive loading condition

게 감소한다. 전체수명의 10 %인 72,000 사이클에서는 최대접촉 압력의 위치가 안쪽으로 약 0.03 mm 이동하였다. 따라서 프레팅 초기에는 접촉끝단에서 마모가 집중적으로 발생하며, 일정 피로사이클 이후에는 접촉끝단 안쪽으로 마모의 최대 발생위치가 변화되는 것을 알 수 있다. 인장하중 작용시에는 접촉끝단의 접촉압력은 공접촉압력보다 작게 발생하며, 마모가 진행될수록 접촉면이 서로 분리되어 접촉이 발생되지 않는 영역이 압입시보다도 증가하였다.

Fig. 11은 인장하중 작용시 슬립량의 변화를 나타낸 그림이다. 마모가 진행됨에 따라 상대슬립의 최대값은 거의 비슷하였지만, 최대값을 나타

내는 위치가 접촉끝단에서 안쪽으로 이동하였다. 이것은 압입시 접촉압력이 마모가 진행됨에 따라 접촉이 발생되지 않는 영역이 증가하는 것과 같은 경향을 나타내었다.

### 5. 결론

압입축에 발생하는 프레팅 마모를 예측할 수 있는 유한요소해석과 수치해석 절차를 확립하였고, 프레팅 마모에 의한 접촉형상의 변화와 접촉압력의 변화를 분석하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 유한요소해석과 영향함수법을 이용한 마모 해석 결과는 기존의 해석방법보다 응력집중 부위의 과도한 마모예측을 줄일 수 있으며, 수만 사이클 이상의 반복하중에 따른 프레팅 마모를 해석할 경우 유용하였다.
- (2) 압입축의 마모해석 방법을 이용하여 피로사이클에 따른 접촉면의 마모형상 변화를 예측한 결과 마모량이 거의 일정하게 증가하는 경우의 실험결과와 잘 일치하였다.
- (3) 압입축이 한 사이클의 굽힘피로 하중을 받을 경우 프레팅 마모는 압축상태일 때 주로 발생하며, 피로사이클이 증가함에 따라 프레팅 손상영역이 커지는 이유는 마모에 의한 영향이다.
- (4) 압입축에 프레팅 마모가 진행됨에 따라 접촉끝단의 최대 접촉압력은 크게 감소하며, 일정 피로사이클 이후에는 최대 접촉 압력의 위치가 안쪽으로 이동한다.



## 참고문헌

- (1) Waterhouse, R. B., 1992, "Fretting Fatigue," *International materials reviews*, Vol. 37, No. 2, pp. 77~97.
- (2) Horger, O. J., 1952, "Influence of Fretting Corrosion on the Fatigue Strength of Fitted Members," *ASTM STP144*, pp. 40~51.
- (3) Maxwell, W., Dudley, B. R., Cleary, A. B., Richards, J. and Shaw, J., 1967-68, "Measures to Counter Fatigue Failure in Railway Axles," *Proc. Inst. Mech. Engrs*, Vol. 182, Pt.1, No. 4, pp. 89~99.
- (4) Tanaka, S. I., Hatsuno, K., Mori, B. and Yaguchi, S., 1975, "Fretting Corrosion and Fatigue Strength for Wheel-seat of Car-Axle - Test Results of Full Size Wheel Axle Testing Machine - (Report 1)," *Railway Technical Research Report*, No. 955 (In Japanese).
- (5) Nishioka, K. and Komatshu, K., 1967, "Study on the means for Improvement in Fatigue Strength of Press-fitted Axles," *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, Vol. 33, No. 248, pp. 503~511 (In Japanese).
- (6) Nishioka, K. and Komatshu, K., 1970, "Study on the means for Improvement in Fatigue Strength of Press-fitted Axles (Part2)," *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, Vol. 36, No. 291, pp. 1799~1804(In Japanese).
- (7) Hirakawa, K., Toyama, K. and Kubota, M., 1998, "The Analysis and Prevention of Failure in Railway Axles," *Int. J. Fatigue*, Vol. 20, No. 2, pp.135~144.
- (8) Lonsdale, C. and Stone, D., 2004, "North American Axle Failure Experience," *Proc. Instn Mech. Engrs Part F, J. Rail and Rapid Transit*, Vol. 218, No. 4, pp. 293~298.
- (9) Smith, R. A. and Hillmansen, S., 2004, "A Brief Historical Overview of the Fatigue of Railway Axles," *Proc. Instn Mech. Engrs. Part F: J. Rail and Rapid Transit*, Vol. 218 No. 4 pp. 267~278.
- (10) Kubota, M., Niho, S., Sakae, C. and Kondo, Y., 2003, "Effect of Understress on Fretting Fatigue Crack Initiation of Press-Fitted Axle," *JSME International Journal Series A*, Vol. 46, No. 3, pp. 297~302.
- (11) Lee, D. H., Kwon, S. J., Choi, J. B. and Kim, Y. J., 2007, "Experimental Study on Fatigue Crack Initiation and Propagation due to Fretting Damage in Press-fitted Shaft," *Trans. of the KSME(A)*, Vol. 31, No. 6, pp. 701~709 (In Korean)
- (12) Johansson, L., 1994, "Numerical Simulation of Contact Pressure Evolution in Fretting," *Journal of Tribology*, Vol. 116, pp. 247~254.
- (13) Pödra, P. and Andersson, S., 1999, "Simulating Sliding Wear with Finite Element Method," *Tribology International*, Vol. 32, pp. 71~81.
- (14) Oqvist, M., 2001, "Numerical Simulations of Mild Wear using Updated Geometry with Different Step Size Approaches," *Wear*, Vol. 249, pp. 6~11.
- (15) McColl, I. R., Ding, J. and Leen, S. B., 2004, "Finite Element Simulation and Experimental Validation of Fretting Wear," *Wear*, Vol. 256, pp. 1114~1127.
- (16) Ding, J., Leen, S. B. and McColl, I. R., 2004, "The Effect of Slip Regime on Fretting Wear-induced Stress Evolution," *International journal of fatigue*, Vol. 26, pp. 521~531.
- (17) *ABAQUS user's and theory manual*, Version 6.4, 2003, Hibbit, Karlson & Sorensen, Inc.
- (18) Lee, D. H., Kwon, S. J., Choi, J. B. and Kim, Y. J., 2006, "Fatigue Life Evaluation of Press-fitted Shaft considering the Evolution of Contact Stress and Surface profile under Bending Load," *9th International Fatigue Congress*, CD-ROM ver.
- (19) Ugural, A.C. and Fenster, S.K., 1995, *Advanced strength and applied elasticity*, Prentice-Hall, Inc.
- (20) Stowers, I. F. and Rabinowicz, E., 1973, "The Mechanism of Fretting Wear," *J. Lubrication Technol.*, Vol. 90, pp. 65~70.
- (21) Archard, J. F., 1953, "Contact and Rubbing of Flat Surfaces," *J. Appl. Phys.*, Vol.24, pp.981~988.
- (22) Johnson, K. L., 1985, *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, Cambridge, U.K.
- (23) Allwood, J., 2005, "Survey and Performance Assessment of Solution Methods for Elastic Rough Contact Problems," *Journal of Tribology*, Vol. 127, pp. 10~23.
- (24) Kim, H.-K., Hills, D.A. and Nowell, D., 2000, "Partial Slip between Contacting Cylinders under Transverse and Axial Shear," *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 42, pp. 199~212.
- (25) Press, W.H., Teukolsky, S.A., Vetterling, W.T. and Flannery, B.P., 1992, *Numerical Recipes in Fortran 77, 2nd ed.*, Cambridge University Press.
- (26) Waterhouse, R. B., 1972, *Fretting Corrosion*, Pergamon Press, Oxford.
- (27) Yang, L.J., 2003, "Wear Coefficient Equation for Aluminium-based Matrix Composites against Steel Disc," *Wear*, Vol. 255, No. 1, pp. 579~592.