

생산자동화 시스템의 설계 및 정비를 위한 프레팅 피로수명 예측

Fretting fatigue life prediction for Design and Maintenance of Automated Manufacturing System

김진광^{1*}

Jin-Kwang Kim^{1*}

〈Abstract〉

Predicting the failure life of automated manufacturing systems can reduce overall downtime, maintenance costs, and total plant operation costs. Therefore, there is a growing interest in fatigue failure mechanisms as the safety or service life assessment of manufacturing systems becomes an important issue. In particular, fretting fatigue is caused by repeated tangential stresses that are generated by friction during small amplitude oscillatory movements or sliding between two surfaces pressed together in intimate contact. Previous studies in fretting fatigue have observed size effects related to contact width such that a critical contact width exists where there is drastic change in the fretting fatigue life. However, most of them are the two-dimensional finite element analyses based on the plane strain assumption. The purpose of this study is to investigate the contact size effects on the three-dimensional finite element model of a finite width of a flat specimen and a cylindrical pad exposed to fretting fatigue. The contact size effects were analyzed by means of the stress and strain averages at the element integration points of three-dimensional finite element model. This study shows that the fretting fatigue life of manufacturing systems can be predicted by three-dimensional finite element analysis based on SWT critical plane model.

Keywords : Automated manufacturing system, Fretting fatigue, Contact size effect, Critical plane model, Stress gradient effect, SWT model.

^{1*} 정회원, 교신저자 타이코에이앰피 코리아
E-mail: jkkim@te.com

^{1*} corresponding Author, Tyco Electronics AMP Korea Co., Ltd.

1. 서론

생산자동화 시스템의 가동중단 혹은 유지보수를 위한 생산비용의 증가로 인해, 그 안정성과 사용 수명에 대한 평가는 매우 중요하다. 금속피로가 기계장치에서 문제가 되는 요인은 피로에 의한 파손현상이 일반적인 개념으로 도출된 안전설계응력 이하에서도 발생한다는 것이며, 실제 산업현장에서 발생하는 파손사고의 약 90% 이상이 금속피로 현상에 의한 피로파괴이다. 이러한 피로파손현상은 여러 가지 크고 작은 형태로 나타나게 되며, 특히 프레팅 피로는 접촉하고 있는 두 기계부품 사이에 작은 진폭의 상대운동이 발생할 때, 접촉 표면에서의 파손현상을 말한다. 일반적으로 생산 자동화 시스템에서 흔히 볼 수 있는 현상으로 리벳 또는 볼트로 체결된 연결부 혹은 두 부재 간의 접촉면에서 발생한다. 이러한 프레팅 피로는 일반 평판 피로수명보다 50% 정도 감소하는 것으로 알려져 있다. [1, 2] 그 원인은 기계장치의 구동하중에 기인한 응력상태에 추가로 접촉응력이 수반되어, 접촉표면에 국부적인 응력집중을 일으켜 균열 발생과 성장을 현저히 가속화시키기 때문이다. 프레팅 피로에는 접촉표면에서의 완전상대운동이 발생하는 전면슬립(gross slip) 현상과 접착부(stick zone)와 슬립부(slip zone)가 함께 공존하는 부분 슬립(partial slip) 현상으로 구분할 수 있다. [3]

이와 같은 프레팅 피로현상을 실험과 해석을 통해 규명하기 위해서 많은 연구들이 진행되어왔다. Nishioka[4] 등이 수행한 실린더 패드와 평판 시험편 간의 프레팅 피로시험은 Hertz[5]와 Mindlin[6]의 접촉문제 해석방법을 통해 접촉표면에서의 응력상태를 쉽게 설명할 수 있는 장점을 가지고 있다. 따라서 이러한 프레팅 피로시험모델은 기계장치의 연결부에서 발생할 수 있는 하중상태를 묘사한 일정한 수직력과 반복적인 접선력 및

인장응력을 받는 형태로 발전하였으며, 최근에는 프레팅 피로현상에 의한 균열생성을 설명하고, 수명예측을 위해 위험단면모델(critical plane model)을 활용한 연구가 활발히 진행되고 있다.

위험단면모델은 생산자동화 시스템의 다축가진에 의한 다축피로 파라미터에 기초된 접근법으로 접촉표면에서의 응력과 변형률의 조합으로부터 최대 손상면을 찾을 수가 있다. Socie[7]는 다축피로 파라미터에 의한 위험단면모델을 개발하기 위해 SWT-파라미터에 기초하여 하중 사이클 동안 주 변형률 진폭이 최대가 되는 단면에서 초기균열이 발생한다고 가정한 위험단면 SWT-모델을 제안하였다. 또한, Szolwinski[8]는 하중 사이클 동안 발생하는 주변형률 진폭과 그 단면에서의 수직응력의 곱이 최대가 되는 단면을 위험단면으로 간주하였다. 이러한 위험단면 SWT-모델을 활용하여 균열핵 생성지점과 균열진전 방향 및 프레팅 피로수명을 예측하였고, 위험단면 SWT-모델이 프레팅 피로의 초기균열 위치를 예측하는데 적합함을 보였으며, 또한 프레팅 접촉면에서의 마찰계수 영향성을 검토하였다.

Lykins[9]은 초기균열 생성지점과 균열각도 및 그 프레팅 피로수명을 예측하기 위해 평면변형률 문제로 유한요소해석을 수행하였고, 전단응력기준 파라미터의 위험단면모델을 제안하였다. Nowell [10, 11] 등은 실린더 패드와 평판 시험편의 프레팅 피로실험에서 실린더 패드의 반경과 수직하중의 크기를 변화시켜 헤르츠(Hertz) 접촉압력의 최대값을 일정하게 유지한 몇 종류의 시험들로부터 프레팅 피로수명이 접촉길이(contact size)에 따라 변화하는 크기효과(size effect)가 존재함을 보였고, 유한요소모델의 절점응력과 절점변형률 값을 활용한 위험단면모델은 과도하게 보수적인 피로수명 예측결과를 제공함을 언급하였다. 이러한 보수적인 수명예측 결과를 보완하기 위한 방안으

로 절점응력대신 평균응력개념을 도입한 임계응력 체적(critical stressed volume) 법을 제안하여 프레팅 피로수명 예측결과가 시험결과와 일치함을 보였다.

그러나 이러한 연구결과들은 모두 2차원 평면 문제의 유한요소해석에 기초하여 도출된 것이다. 산업현장에서의 생산자동화 시스템들을 단순한 2차원 평면문제로 평가하는 것은 거의 불가능하다. Kim과 Mall[12] 등은 실린더 패드와 플랫-라운드 패드의 프레팅 피로거동에 관해 접촉표면에서의 유한접촉 폭(finite contact width)의 영향성을 검토하기 위하여 3차원 유한요소해석을 수행하였고, 기존의 2차원 해석에 의한 결과들이 대부분의 접촉길이에 걸쳐 3차원 해석결과와 일치함을 보였다.

본 논문에서는 산업현장의 생산자동화 시스템들에서 발생할 수 있는 프레팅 피로현상에 관하여 강건한 시스템 설계 및 부품의 적절한 정비시점 예측이 가능할 수 있도록 3차원 유한요소해석에 기반을 둔 시뮬레이션 방법을 연구하였다. 본 연구는 Nowell[10, 11] 등이 제안한 평균응력개념인 임계응력체적법을 3차원 유한요소해석결과에 반영할 수 있도록 접촉표면에서의 각 요소 내에 적분 점들에서의 응력과 변형률의 평균값을 위험단면 SWT-모델에 사용하였다. Araújo와 Nowell[10]에 의한 시험조건들을 위험단면 SWT-모델에 기반을 둔 3차원 유한요소해석 결과로부터 예측된 프레팅 피로수명과 시험결과를 비교하여 본 연구의 시뮬레이션 방법에 대한 타당성을 보였다. 이러한 접근법에 의해 모든 생산자동화 시스템들의 접촉부에서 발생하는 프레팅 피로파손수명에 관한 강건 설계 및 적절한 정비시점의 예측이 가능할 수 있을 것으로 기대된다.

2. 위험단면모델

위험단면모델은 피로균열이 구조부재 내의 특정 단면에서 시작되고 성장하는 물리적인 현상에 기초된 방법으로 초기균열이 생성되는 단면의 위치와 그 방향을 변동하중 내의 특정 단면에서 작용하는 응력과 변형률 성분들의 복잡한 조합에 의해 결정한다. 이러한 위험단면에서의 주응력과 주변형률은 다축하중 사이클 내에서 그 크기와 방향이 변화하는 비비례 거동으로 인해 위상차이가 발생함에 따라 프레팅 피로현상을 분석하기 위해서는 다축피로 이론의 도입이 필요하다. 위험단면모델은 최대 손상이 발생하는 위험단면을 다축피로 파라미터에 의해 예측하고, 변형률-수명식의 단축 피로 물성치들에 의해 그 손상수명을 계산할 수 있다.

2.1 위험단면 SWT-모델

Smith[13] 등은 Basquin 식을 변형률-수명식에 단순히 곱함으로써 평균응력효과를 다음식과 같이 표현하였다.

$$\sigma_{\max} \epsilon_a = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \epsilon'_f (2N_f)^{b+c} \quad (1)$$

여기서 σ'_f , b , ϵ'_f , c , $2N_f$, E 는 각각 피로강도계수, 피로강도지수, 피로연성계수, 피로연성지수, 파단까지의 반복수 및 탄성계수이다.

Socie[7]는 하중 사이클 동안 주변형률 진폭이 최대가 되는 단면에서 초기균열이 발생하고, 그 단면에 작용하는 최대 수직응력에 의해 균열이 진진한다는 위험단면 SWT-파라미터를 제안하였다. 논문에서는 위험단면 SWT-파라미터를 I 이라 표기할 것이다. 이러한 위험단면 SWT-모델의 식 (1)의 좌

변 파라미터 I 에 의해 균열핵이 발생하는 단면의 위치와 진진각도를 예측하고, 우변의 변형률-수명 식으로부터 그 손상수명을 예측할 수 있다.

2.2 위험단면 결정법

실린더 패드와 평판 시험편 간 프레팅 피로시험을 3차원 문제로 유한요소 모델링하여 하중 사이클에 대한 접촉표면에서의 응력텐서와 변형률텐서의 시간이력들을 구하고, 그 결과값들과 위험단면모델들을 활용하여 프레팅 피로수명과 초기균열이 발생하는 위험단면 및 그 균열진진각도를 예측하고자 한다.

Nowell[10, 11] 등은 프레팅 피로시험에 의한 손상수명이 위험단면모델에 의해 예측된 수명보다 더 길게 나타남을 언급하였고, 그 원인은 균열핵 생성지점에서 응력이 급격하게 증가하는 응력구배 현상에 의한 것이라고 설명하였다. 그리고 그들은 적절한 크기의 체적당 응력값과 변형률값을 활용한 임계응력체적법을 제시하였다. 본 논문에서는 이러한 평균응력개념을 유한요소모델에 적용하기 위해 유한요소의 각 절점에서의 절점응력과 절점 변형률 대신 각 요소의 적분점들에서의 응력들과 변형률들의 평균값인 요소응력과 요소변형률 값을 사용하고자 한다.

평면변형률상태의 2차원 유한요소해석과 응력텐서 및 변형률텐서로부터 균열핵이 발생하는 위험단면에서의 수직응력과 수직변형률 및 전단변형률을 다음 식으로부터 구할 수 있다.

$$\sigma_n = \frac{\sigma_{xx} + \sigma_{yy}}{2} + \frac{\sigma_{xx} - \sigma_{yy}}{2} \cos 2\theta_i + \tau_{xy} \sin 2\theta_i \quad (2)$$

$$\epsilon_n = \frac{\epsilon_{xx} + \epsilon_{yy}}{2} + \frac{\epsilon_{xx} - \epsilon_{yy}}{2} \cos 2\theta_i + \frac{\gamma_{xy}}{2} \sin 2\theta_i \quad (3)$$

$$\gamma_s = (\epsilon_{xx} - \epsilon_{yy}) \sin 2\theta_i + \gamma_{xy} \cos 2\theta_i \quad (4)$$

평면변형률상태의 경우는 패드와 평판시험편의 폭 변화에 따른 프레팅 현상을 분석할 수가 없다. 따라서 본 논문에서는 3차원 시뮬레이션을 통해 접촉표면 전 영역에 대한 위험

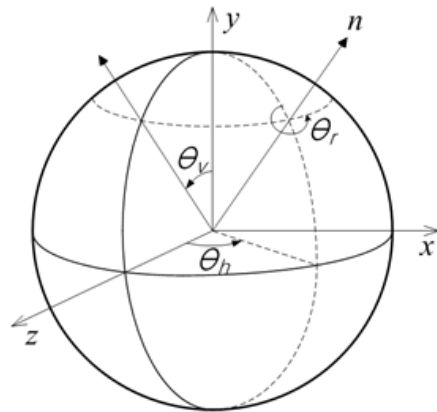


Fig. 1 Orientation of unit normal n is defined by angles of θ_v and θ_h

단면 파라미터 값들을 구하여 폭 변화에 따른 프레팅 현상을 분석하고자 한다. 3차원 유한 요소 해석으로부터 얻어진 응력과 변형률의 각 성분들을 Fig. 1에 나타낸 θ_v , θ_h 의 각도로 정의된 다음의 변환식 (5)에 의해 위험단면에 대한 응력과 변형률 성분들로 나타낼 수 있다.

$$A'_{ij} = a_{ij} \cdot A_{lm} \quad (5)$$

여기서

$$a_{ij} = \begin{bmatrix} \cos \theta_h & 0 & -\sin \theta_h \\ \sin \theta_v \sin \theta_h & \cos \theta_v & \sin \theta_v \cos \theta_h \\ \cos \theta_v \sin \theta_h & -\sin \theta_h & \cos \theta_v \cos \theta_h \end{bmatrix} \quad (6)$$

a_{ij} 는 방향코사인이고, 변환된 $x' y' z'$ 직교좌표계

의 y' 축과 단면에 수직한 단위벡터 n 은 서로 일치하며 $x' z'$ 는 기울어진 단면이다. 기울어진 단면에서의 수직응력과 수직변형률 및 전단변형률들은 다음과 같다.

$$\sigma_n = a_{21}^2 \sigma_{xx} + a_{22}^2 \sigma_{yy} + a_{23}^2 \sigma_{zz} + 2(a_{21}a_{22}\tau_{xy} + a_{22}a_{23}\tau_{yz} + a_{21}a_{23}\tau_{xz}) \quad (7)$$

$$\epsilon_n = a_{21}^2 \epsilon_{xx} + a_{22}^2 \epsilon_{yy} + a_{23}^2 \epsilon_{zz} + a_{21}a_{22}\gamma_{xy} + a_{22}a_{23}\gamma_{yz} + a_{21}a_{23}\gamma_{xz} \quad (8)$$

$$\gamma_{nx} = 2(a_{21}a_{11}\epsilon_{xx} + a_{22}a_{12}\epsilon_{yy} + a_{23}a_{13}\epsilon_{zz}) + (a_{21}a_{12} + a_{22}a_{11})\gamma_{xy} + (a_{22}a_{13} + a_{23}a_{12})\gamma_{yz} + (a_{21}a_{13} + a_{23}a_{11})\gamma_{xz} \quad (9)$$

$$\gamma_{nz'} = 2(a_{21}a_{31}\epsilon_{xx} + a_{22}a_{32}\epsilon_{yy} + a_{23}a_{33}\epsilon_{zz}) + (a_{21}a_{32} + a_{22}a_{31})\gamma_{xy} + (a_{22}a_{33} + a_{23}a_{32})\gamma_{yz} + (a_{21}a_{33} + a_{23}a_{31})\gamma_{xz} \quad (10)$$

이와 같은 3차원 유한요소해석에 기초한 위험 단면모델로부터 기계장치의 초기균열 생성 위치와 방향 및 피로수명의 예측이 가능하다.

위험단면모델의 알고리즘을 간략히 소개하면, 먼저 3차원 유한요소해석 결과로부터 프레팅 접촉표면과 그 근방의 각 요소들의 적분점들에서의 하중사이클에 대한 응력텐서와 변형률텐서의 응답이력을 얻는다. 다음은 각 요소의 적분점들의 응력과 변형률의 평균값인 요소응력과 요소변형률 값을 계산한다. 그리고 $\theta^\circ \leq \theta_h \leq 180^\circ$ 와 $\theta^\circ \leq \theta_v \leq 180^\circ$ 사이의 θ_h, θ_v 각도를 5° 씩 증가시키며 각 요소들의 최대 주변형률 진폭 $\epsilon_{amax} = (\epsilon_{nmax} - \epsilon_{nmin})/2$ 을 조사한다. 예측된 위험 단면에서 반복 사이클 내의 최대 수직응력 σ_{nmax} 을 구하고, SWT 파라미터 Γ 값을 결정한다. 마지막으로 프레팅 접촉표면과 그 근방의 요소들에 관하여 파라미터 Γ 값과 단축 변형률-수명 피로 물성치들로부터 프레팅 피로수명을 예측한다.

3. 실린더-평판 유한요소모델

실린더 패드와 평판 시험편 간 프레팅 접촉 모델은 Fig 2와 같고, 적용된 하중은 세 종류이다. 작용하중 P 는 실린더 패드에 일정하게 작용하는 압축력이고, Q 는 반복적인 접선력이며, σ_B 는 평판에 가해지는 피로하중(bulk stress)이다. 이러한 하중들에 대한 프레팅 접촉표면에서의 응답응력텐서와 응답변형률텐서의 이력들을 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS[14]를 활용한 수치해석으로부터 구하였다. 프레팅 시험은 두 대칭면이 존재하므로 1/4만 유한요소 모델링하였다, 즉 평판 시험편의 두 중립면(xy평면, xz평면)이 대칭면이 된다. 유한요소해석을 위한 3차원 요소는 8절점과 8개의 적분점을 갖는 Solid 185번 요소를 활용하였다. 그리고 Ti6Al4V 재질에 대한 유한요소모델의 접촉표면에서의 요소크기는 각각 $130\mu\text{m}, 150\mu\text{m}, 180\mu\text{m}, 200\mu\text{m}$ 로 하였다. 또한 유한요소해석시간을 단축시키기 위해 Fig. 3에서와 같이 프레팅 접촉영역 부근에서는 조밀한 요소망을 생성시켰고, 그 외 영역은 상대적으로 적은 수의 격자로 구성하였다. 또한 패드와 평판 간 두 접촉표면에서의 마찰은 쿨롱마찰모델을 활용하였다.

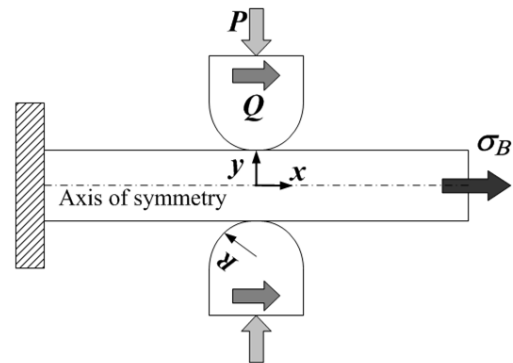


Fig. 2 Schematic of fretting fatigue

4. 프레팅 피로해석 방법의 검토

실린더 패드와 평판 시험편 간 프레팅 피로현상을 분석하기 위해 본 연구에 적용된 유한요소법에 기초한 수치해석적 방법의 유효성과 타당성을 부분슬립 조건하에서 수행된 Araújo 와 Nowell [10]에 의한 프레팅 피로시험 결과들을 활용하여 검토하고자 한다.

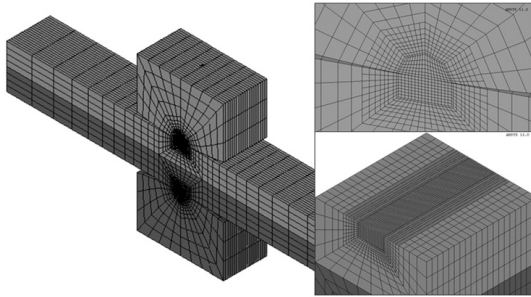


Fig. 3 FE model of cylindrical pad and flat specimen

4.1 프레팅 피로시험 데이터

Table 1과 2에 Araújo와 Nowell[10]의 논문에서 제시된 Ti6Al4V 티타늄 합금에 대한 기계적 성질과 변형률-수명 접근법에 따른 피로물성치를 나타내었다. 그리고 Table 3에 프레팅 시험에서의 실린더 패드의 치수, 접촉길이, 피로수명 값 및 하중조건들을 나타내었다. 프레팅 피로시험은 실린더 패드에 가해지는 압축력 P 와 패드의 반경 R 에 $\sqrt{P/R}$ 의 관계로 비례하는 헤르츠 접촉압의 최대값 P_0 를 일정하게 유지시키면서, 압축력 P 와 반경 R 을 변화시켜 그 피로수명을 평가하였다.

이러한 프레팅 피로시험과정을 유한요소해석으로 분석하기 위해 적용된 하중이력은 Fig. 4에서

와 같이 5단계로 구성된다. 1단계에서는 프레팅 패드에 수직력 P 가 주어지고, 2단계부터 5단계까지 일정한 크기의 수직력을 계속 유지하고, 접선력 Q 와 인장응력 σ_B 을 양진피로 하중으로 인가한다. 즉 2단계에서 양의 방향으로 접선력 Q 와 인장응력 σ_B 을 각각 패드와 평판에 동일한 위상으로 가하고, 3단계에서 접선력과 인장응력을 제거한다. 4단계에서 접선력과 인장응력을 음의 방향으로 동일한 위상으로 가하고, 5단계에서는 인가된 접선력과 인장응력을 제거한다. 2단계에서 5단계까지의 이력이 하중 사이클이 되며, 마찰에 의한 전단접촉응력이 발생한다.

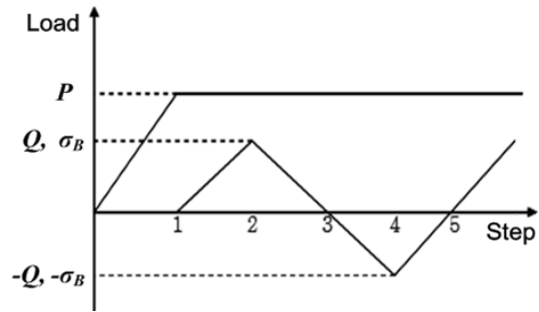


Fig. 4 Cylinder-on-flat loading history

Table 1 Mechanical property of Ti6Al4V

Material	E(GPa)	ν	σ_{ys} (MPa)
Ti6Al4V	115	0.32	974

Table 2 Fatigue properties for Ti6Al4V

Materials	σ'_f (MPa)	b	ϵ'_f	c
Ti6Al4V	2030	-0.104	0.841	-0.688

4.2 프레팅 피로 3차원 해석결과

유한요소해석에 의한 접촉표면에서의 헤르츠

접촉응력과 전단 접촉응력의 분포도를 이론해와 비교하여 그 정확성과 유효성을 보이고자 한다. Table 3에 나타낸 Ti6Al4V의 모델2에 대하여 패드에 수직하중만 인가되는 1단계의 끝 시점에서의 헤르츠 접촉응력의 분포도와 패드에 접선력과 평판 시험편에 인장응력이 같은 위상으로 가해지는 2단계의 끝 시점에서의 전단 접촉응력 분포도를 평면변형률 상태로 유한요소해석한 결과와 이론해를 함께 나타내면 각각 Fig. 5, 6과 같다. 유한요소해석 결과가 이론해와 거의 일치함을 알 수 있다.

Table 3 Fretting total life for each theoretical contact size, a and pad radius, R based on paper by Araújo and Nowell

Ti6Al4V	Model1	Model2	Model3	Model4
P (N/mm)	777	1036	1243.2	1450
Q/P	0.16	0.16	0.16	0.16
σ_B (MPa)	280	280	280	280
f	0.55	0.55	0.55	0.55
Pad radius, R(mm)	37.5	50	60	70
Contact size, a(mm)	0.76	1.01	1.22	1.42
Life (10^5 cycles)	5.21	3.74	1.96	1.73

하지만 2차원 평면변형률 상태의 수치해석으로는 평판 시험편의 폭 방향 영향성을 검토할 수 가 없다. 본 연구에서는 3차원 유한요소해석을 통해 패드와 평판 시험편 간 접촉 폭의 길이에 따른 영향성을 검토하고자 한다. Table 3에 나타낸 Ti6Al4V재질의 모델 3에 대하여 시험편의 폭 길이가 2, 4, 그리고 6 mm인 경우에 대한 유한요소해석을 수행하여 그 결과 값들을 Fig. 7~9에 나타내었다. Fig. 7은 접촉 폭 6mm에 대한 유한

요소해석 결과로 Fig. 4의 하중단계 1에 해당하는 헤르츠 접촉응력을 나타낸 것이다. 대칭면인 시험편의 중앙에서 가장 큰 헤르츠 접촉응력이 발생하고, 그 크기는 평면변형률 상태의 650 MPa 보다 다소 큰 값으로 약 668 MPa로 나타났고, 외각 쪽으로 갈수록 헤르츠 접촉응력이 감소함을 알 수 있다. Fig. 8은 Fig. 4의 하중단계 2에 해당하는 전단 접촉응력분포도를 나타낸 것이다. 중앙에서는 2차원 평면변형률 해석결과와 유사한 분포를 나타내었고, 시험편의 폭이 증가할수록 외각 쪽의 전단 접촉응력 값이 증가함을 알 수 있다. Fig. 9는 시험편의 폭 길이 변화에 따른 접촉표면에서의 최대 위험단면 SWT 값의 분포도를 나타낸 것이다. 동일한 조건하에서 시험편의 폭이 길어짐에 따라 위험단면 SWT 값들이 점점 더 증가함을 확인할 수 있다. 그리고 그 최대값은 시험편의 대칭면 지점이 아닌 외각 표면으로부터 약간 안쪽 지점에서 발생함을 확인할 수 있다.

Nowell[10, 11] 등은 Muskhelishvili의 포텐셜 이론과 위험단면 모델에 기초한 해석적 접근방법으로 반무한판으로 가정한 시험편에 관한 평균응력개념을 도입하여 실험값에 근접한 피로수명 값을 예측하였다. 본 논문에서는 Fig. 3에 나타낸 유한 평판 시험편에 대하여 임계체적의 평균값에 해당하는 요소응력과 요소변형률 값들을 사용하여 Table 3에 나타낸 프레팅 시험들에 대한 피로수명 값들을 예측하였고, 그 결과를 Fig. 10에 나타내었다. Ti6Al4V 소재 시험편의 폭 길이 6 mm에 대하여 임계체적의 한 변의 요소길이 l_c 를 130 μm , 150 μm , 180 μm , 그리고 200 μm 로 가정하여 예측한 피로수명과 실험에 의한 피로수명 값들을 함께 도시한 것이다. 접촉 폭 길이가 $a=0.71$ 의 경우는 $l_c=150 \mu m$ 가 실험치와 잘 일치하고, $a=1.42$ 의 경우는 200 μm 이상이 되어야 잘 일치할 것으로 예상된다. 이 범위 내에

서 전체적으로 볼 때에 한 변의 요소길이 $l_c=180 \mu\text{m}$ 로 가정한 일정한 크기의 입체체에 대한 평균값으로부터 예측된 피로수명 값들은 접촉길이 변화에 따른 실험값들과 비교적 잘 일치함을 확인할 수 있다.

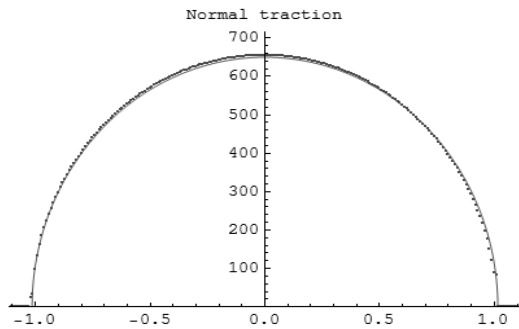


Fig. 5 Comparison of hertz contact stress between 2D FEA and analytical solution

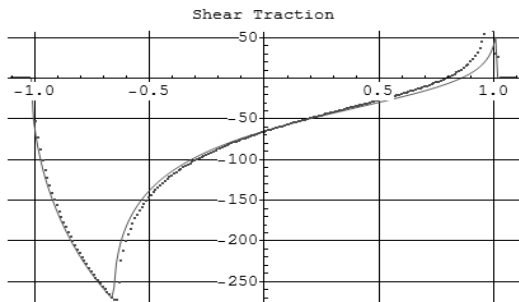


Fig. 6 Comparison of tangential contact stress between 2D FEA and analytical solution

5. 결론

실린더 패드와 평판 시험편 간의 프레팅 피로 문제를 3차원 유한요소해석에 기초한 위험단면 SWT모형을 활용하여 평가한 결과, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 3차원 유한요소해석을 통해 프레팅 피로시험의 접촉상태를 정확히 표현할 수 있음을 확인할 수 있었다.
2. 유한요소해석 결과에 기초한 SWT 모델은 실린더 패드와 평판 시험편 간의 프레팅 수명평가에서 요소의 크기를 $180 \mu\text{m}$ 로 하였을 때에 실험값과 잘 일치함을 볼 수 있었다.
3. 본 논문에서 제시된 프레팅 피로수명 예측방법은 생산자동화 시스템들의 피로수명에 관한 강건 설계 및 적절한 정비시점의 예측에 유용하게 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

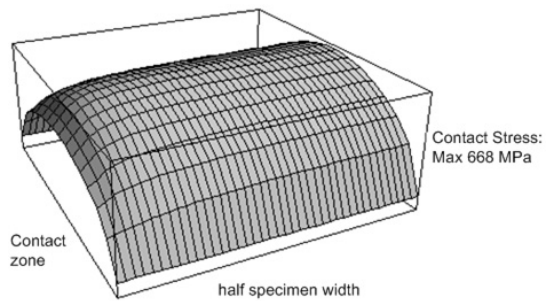


Fig. 7 Hertz contact stress distribution

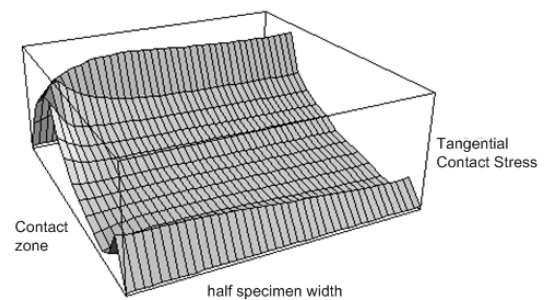
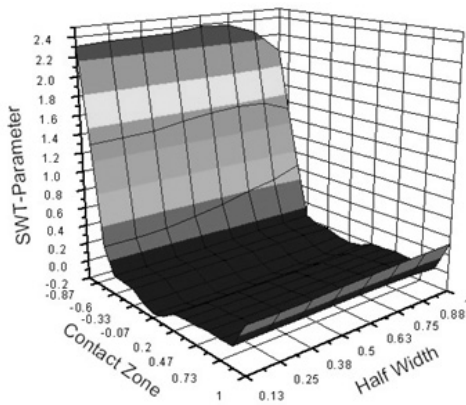
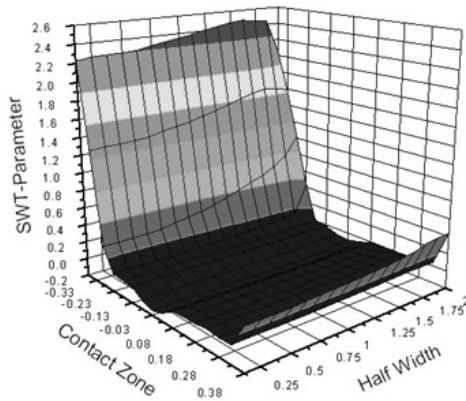


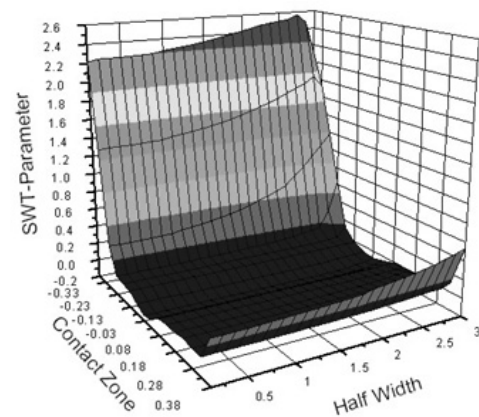
Fig. 8 Tangential contact stress



(a) W=2 mm



(b) W=4 mm



(c) W=6 mm

Fig. 9 Distribution of maximum SWT parameters over the contact surface

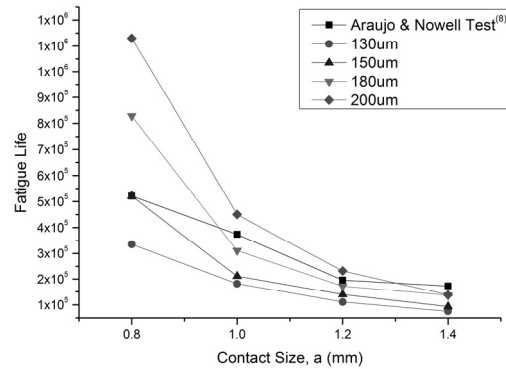


Fig. 10 Total life versus contact size using critical plane SWT model

참고문헌

- [1] Hattori, T., Nakamura, M., Watanabe, T., "Fretting fatigue analysis by using fracture mechanics," ASME Paper No. 84-WA/DE-10, 1984.
- [2] King, R. N., and Lindley, T. C., "Fretting fatigue in a 31/2 Ni-Cr-Mo-V rotor steel," Proc. ICF5, pp. 631-640, 1980.
- [3] Magaziner, R., Jin, O. and Mall, S., "Slip regime explanation of observed size effects in fretting" Wear, Vol.257, Issues 1-2, pp. 190-197, 2004.
- [4] Nishioka, K., Hirakawa, K., Bull JSME, Vol. 15, pp. 135-144, 1972.
- [5] Hertz, H., "On the contact of elastic solids," J. reine und angewandte mathematik, Vol. 92, pp. 156-171, 1882.
- [6] Mindlin, R.D., "Compliance of elastic bodies in contact". J Appl Mech, Vol. 16, pp. 259-268, 1949.
- [7] Socie, D., "Multiaxial fatigue damage models". J Eng Mater Technol, Vol. 109, No. 4, pp. 293-298, 1987.
- [8] Szolwinski, M. P. and Farris, T. N., "Mechanics of Fretting Fatigue Crack Formation," Wear,

Vol. 221, pp. 24-36, 1988.

- [9] Lykins, C. D., Mall, S. and Jain, V., "An evaluation of parameters for predicting fretting fatigue crack initiation". *Int J Fatigue*, Vol. 22, pp. 703-716, 2000.
- [10] Araujo, J. A. and Nowell, D., "The effect of rapidly varying contact stress fields on fretting fatigue". *Int J Fatigue*, Vol. 24, pp. 763-775, 2002.
- [11] Nowell, D. and Dini, D., "Stress gradient effects in fretting fatigue". *Tribology Int.* Vol. 36, pp. 71-78, 2003.
- [12] Kim, H. S., and Mall, S., "Investigation into three-dimensional effects of finite contact width on fretting fatigue", *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 41, pp. 1140-1159, 2005.
- [13] Smith, K. N., Watson, P. and Topper, T. H., "A stress strain function for the fatigue of metals". *J Mater*, Vol. 15, pp. 767 - 778, 1970.
- [14] ANSYS User's and Theory manual Version 16.

(접수:2017.04.03. 수정: 2017.05.09. 게재확정: 2017.05.12.)