946 대한기계학회논문집 A권, 제27권 제6호, pp. 946-953, 2003

동력학 시뮬레이션에 의한 다축 랜덤하중 하에서 자동차 서브프레임의 고 되풀이수 피로손상 평가

이학주* · 강재윤† · 최병익* · 김주성**

(2002년 8월 16일 접수, 2003년 4월 3일 심사완료)

High Cycle Fatigue Damage under Multiaxial Random Loading through Dynamic Simulation for an Automotive Sub-Frame

Hak-Joo Lee, Jae-Youn Kang, Byung-Ick Choi and Joo-Sung Kim

Key Words : Fatigue Damage(피로손상), Multiaxial Loads(다축하중), Critical Plane(임계면), Equivalent Stress(등가응력), High Cycle Fatigue(고 되풀이수 피로)

Abstract

A FEM-based analytical approach was used to evaluate the multiaxial high cycle fatigue damage of an automotive sub-frame. Elastic Multi Body Simulation (MBS) has been applied in order to determine the multiaxial load histories. The stresses due to these loads have been given by FE computation. These results have been used as the input for the multiaxial fatigue analysis. For the assessment of multiaxial high cycle fatigue damage, the signed von Mises, the signed Tresca, the absolute maximum principal stress and critical plane methods have been employed. In addition, the biaxiality ratio, a_e, the absolute maximum principal stress, σ_1 and the angle, φ_p, between σ_1 and the local x-axis, have been calculated to evaluate the stress state at each node.

기호설명

σ_a : 응력진폭
R : 응력비
σ_m : 평균응력
σ_u : 인장강도
a_e : 다축비
σ_1 : 절대 최대 주응력
φ_p : σ_1 과 국부 x축 사이의 각도

1. 서 론

자동차 서브 프레임은 운행중 시간에 따라서 응력진폭 및 주응력 방향이 불규칙하게 변하는 다축 랜덤하중을 받는다. 이러한 다축 랜덤하중을 받는 구조부품의 설계 및 경량화를 위해서는 컴퓨터 응용 피로해석 및 최적설계와 같은 고등 설계 방법이 요구된다.

현재 서브프레임과 같은 대부분의 자동차 부품은 거시적으로 탄성변형 안에서의 피로거동을 나타내는 고 되풀이수 피로(high cycle fatigue)와 매우 관련이 깊다. 또한 피로균열발생은 대부분 부품의 표면에서 발생하므로, 유한요소모델 중 표면 요소들에 대해서 피로해석을 수행하면 된다. 표면 응력상태는 평면응력 상태이므로 응력상태는 2차원 응력으로 간단화 될 수 있다.

다축 랜덤하중 하에서 고 되풀이수 피로손상을 평가하는 방법에는 다축응력을 단축등가응력으로 환산하고, 응력의 부호는 절대 최대 주응력(absolute maximum principal stress) 값의 부호를 취하는 부호 등가응력 방법(signed equivalent stress

† 책임저자, 회원, 한국기계연구원
E-mail : jykang@kimm.re.kr
TEL : (042)868-7850 FAX : (042)868-7884
* 회원, 한국기계연구원
** 쌍용자동차㈜ CAE 팀

method)[1]과 피로손상을 파손 가능한 모든 면을 따라서 계산을 한 후, 최대 피로손상이 발생하는 면 또는 최대 인장변형률(최대 전단변형률)이 발생하는 면을 임계면(critical plane)으로 하여 피로손상을 평가하는 임계면 방법[2]이 있다.

본 연구에서는 ADMAS/FEA[3]를 이용하여 서브프레임에 작용하는 하중이력(load history)을 동력학 시뮬레이션에 의해서 계산하고, 이것을 이용하여 서브프레임 표면의 각 절점에 작용하는 2차원 랜덤응력을 계산하였다. 다축 랜덤하중 하에서 서브프레임의 피로손상평가를 위하여, 부호 등가응력 방법으로는 signed von Mises, signed Tresca, absolute maximum principal stress 방법과 임계면 방법으로는 normal strain 방법[4]과 Smith-Waston-Topper(S.W.T.) 방법[5]을 사용하였으며, 각 방법에 의해서 얻어진 피로수명을 비교하였다. 또한 표면의 각 절점에서의 응력상태를 평가하기 위해서, 다축비(biaxiality ratio) $a_e = \frac{\sigma_2}{\sigma_1}$, 절대 최대 주응력(absolute maximum principal stress) σ_1 및 모아원(Mohr's circle)에서 σ_1과 x축사이의 각도 φ_p를 계산하였다. ADMAS/FEA[3]에 의해 계산된 하중이력 결과로부터 피로수명을 계산하는 모든 계산과정은 Visual C++로 프로그램 하였다.

2. 동력학 시뮬레이션 및 유한요소 해석

동력학 시뮬레이션을 위해서 서브프레임을 Fig. 1과 같이 2차원 Shell 요소 16912개와 16656개의 절점으로 구성하였다.

Fig. 2는 ADAMS에서 MBS(Multi Body Simulation)와 유한요소해석을 연계하여 모달응력(modal stress)과 모달변형의 크기(magnitude of modal deformation)를 구하고, 이것을 피로해석의 입력 데이터로 사용하는 과정을 나타낸 것이다.

동응력 계산을 위한 차량 동력학 해석방법에는 구조 동역학적 방법과 다물체 동력학 해석방법이 있다. 그러나 차량과 같이 차체구조와 함께 조인트와 부쉬류, 감쇠기 및 스프링 등의 여러 가지의 요소들로 구성된 다물체 계의 경우, 구조 동역학 해석방법은 연산비용 즉 연산시간 및 하드웨어의 사양측면에서 비효율적이어서 내구해석을 수행하기 어려운 방법이다. 따라서 1990 년대 이후에는 유연 다물체 동력학 해석방법에 관한 연구가 많이 수행되고 있다.

동력학 시뮬레이션에 의한 하중이력계산은 ADMAS 사의 상용 프로그램을 사용하였으며, 상세한 내용은 참고문헌[3]에 설명되어 있으므로, 본 연구에서는 요점만을 간단히 설명하기로 한다.

유연 다물체 동력학 해석은 다물체 계의 동력학 해석을 수행하면서 유연체의 탄성변형을 기술하는 독립변수로서 유연체 유한요소의 절점변위 벡터를 사용하지 않고 선택된 변형모드에 대한 모달변위 벡터를 사용한다. 이러한 방법으로 계산을

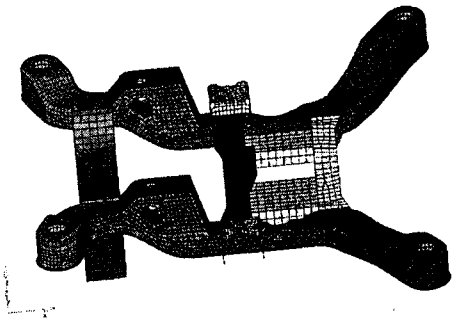


Fig. 1 Finite element model of sub_frame

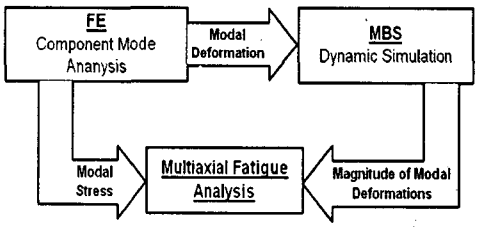


Fig. 2 Multiaxial fatigue analysis based on modal stresses

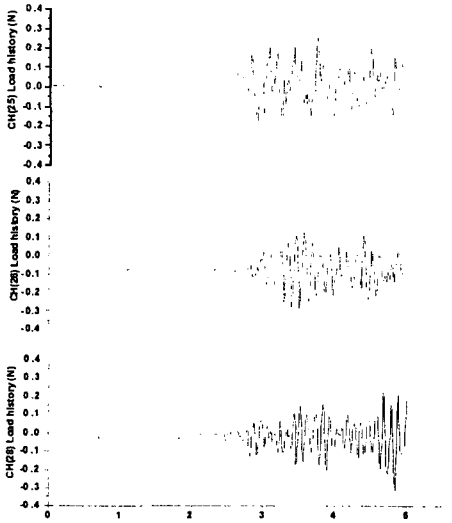


Fig. 3 Load histories calculated by ADAMS/FEA

하면 ADAMS/FEA[3]에서 사용된 정적구속 수와 해석모델의 고유진동 모드 즉, 노말모드(normal mode) 수의 합 만큼의 모달변형의 종류가 발생한다. 본 연구에서는 이것을 하중종류(load case)라고 정의하였다. 즉, 동역학 해석에서 얻어지는 시간에 따른 모달변형의 크기변화가 하중이력이 된다. 해석대상의 서브프레임 경우에는 70 개의 하중종류가 발생하였다.

Fig. 3 은 서브프레임에 작용하는 하중이력들 중 일부를 나타낸 것이다.

각 절점에서의 응력성분은 식 (1)에서와 같이 선형 중첩(linear superposition)에 의해서 구하여지며, 그 결과가 다축 피로해석에 사용된다.

$$\sigma_{ij} = \sum_{k} \sigma_{ij,k} P_k(t) \qquad (1)$$

여기서,

k : 하중종류

$\sigma_{ij,k}$: 하중종류 k 에 대한 응력성분

P_k (t) : 시간 t 에서 하중종류 k 에 대한 하중 크기이다.

3. 서브프레임의 피로손상 평가

3.1 서브프레임의 재질 및 응력-수명 곡선

서브프레임의 재료는 SAPH 45이며 정적강도 특성은 Table 1과 같다.

SAPH 45 재료의 응력-수명 곡선은 Fig. 4와 같이 피로강도 데이터베이스[6]에서 구하였으며, 파손확률 50%에 대한 응력-수명 관계를 Basquin식[7]으로 표시하면 다음과 같다.

$$\sigma_a(MPa) = 1309(2N_f)^{-0.113} \qquad (2)$$

여기서 σ_a 는 응력진폭, N_f 는 파손 되풀이수 이다.

자동차 서브프레임과 같은 구조부품의 경우 용접부위에 대한 피로수명평가도 매우 중요하며, 이를 위해서는 맞대기 용접 및 필렛 용접된 재료의 피로수명곡선이 필요하다. 그러나 SAPH 45 재료의 맞대기 용접 및 필렛 용접에 대한 피로수명 데이터를 가지고 있지 않아서, 다축 랜덤하중 하에서 서브프레임의 피로수명평가 시 용접부위는 제외하였다.

3.2 부호 등가응력 방법

3.2.1 Signed von Mises 방법

Von Mises 방법은 정적하중 상태에서의 항복조건을 피로하중에 적용한 것으로, 사용의 간편성 때문에 현재까지 비교적 많이 사용되고 있다. 그러나 다축하중 상호간의 위상차(phase difference)를 고려할 수 없으며, 인장과 압축응력의 차이를 구분할 수 없는 단점이 있다. 인장과 압축응력을 구분하지 않고 단지 크기만으로 등가응력을 정의하면 응력상태에 따라서는 응력진폭이 매우 중요한 변수인 피로손상을 과소평가하게 되므로, 인장과 압축응력 상태를 표현하기 위하여 절대값의 크기가 가장 큰 주응력의 부호를 취하는 방법이 이용되고 있으며, 이를 signed von Mises 방법이라 한다.

부품내부에 존재하는 결함이 없는 경우, 일반적으로 피로파손은 부품의 자유표면(free surface)에서 발생되며, 자유표면은 평면응력 상태이다. 평면응력 상태에서 주응력은 식 (3)과 같이 표시되며, 주

Table 1 Tensile properties of SAPH 45

인장강도(MPa)	항복응력(MPa)	연신율(%)
445	306	40.2

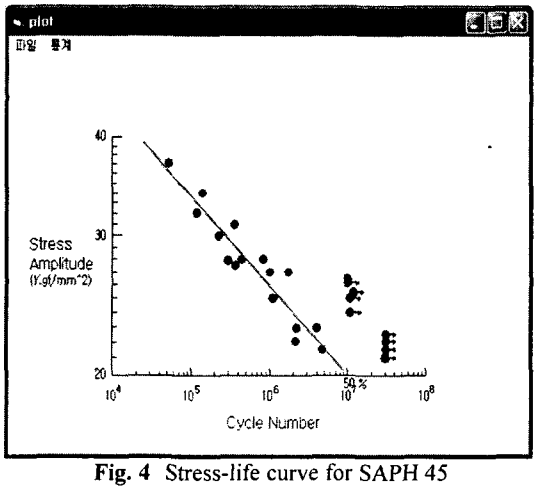


Fig. 4 Stress-life curve for SAPH 45

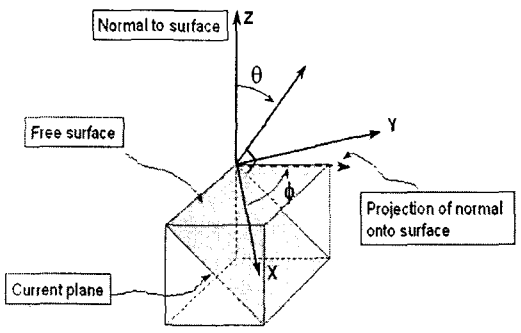


Fig. 5 Each plane defined by two angle θ and ϕ

응력 중에서 절대 값이 큰 주응력을 σ_1이라 하면, signed von Mises 에 의한 등가응력은 식 (4)와 같이 표시된다.

$$\sigma_{1,2}=\frac{\sigma_x+\sigma_y}{2}\pm\sqrt{\tau_{xy}{}^2+\left(\frac{\sigma_x-\sigma_y}{2}\right)^2} \tag{3}$$

$$\begin{aligned}\sigma_e&=\frac{\sigma_1}{|\sigma_1|}\times\frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_1-\sigma_2)^2+\sigma_1{}^2+\sigma_2^2}\\&=\sigma_1\times\sqrt{1+\left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^2-\frac{\sigma_2}{\sigma_1}}\\&=\sigma_1\times\sqrt{1+a_e{}^2-a_e}\end{aligned} \tag{4}$$

여기서 $a_e=\frac{\sigma_2}{\sigma_1}$ 는 다축비 이며, $-1\le a_e\le 1$ 이다.

3.2.2 Signed Tresca 방법

Signed von Mises 방법과 유사하며, 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned}\sigma_e&=\frac{\sigma_1}{|\sigma_1|}\times|\sigma_1-\sigma_2|\\&=\sigma_1\times\left|1-\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right|=\sigma_1\times|1-a_e|\end{aligned} \tag{5}$$

3.2.3 Absolute maximum principal stress 방법

주응력의 절대값이 큰 값을 단축 등가응력으로 하는 것으로 등가응력은 식 (6)과 같이 표시된다.

$$\sigma_e=\sigma_1 \tag{6}$$

3.3 임계면 방법

임계면 방법은 균열이 특정 평면을 따라 진전된다는 가정에 기반을 두고 있으며, 여러 연구자들[2,8,9]이 최대 전단응력(또는 전단변형률)이 발생되는 평면 또는 최대 피로손상이 발생되는 평면을 결정하고, 결정된 평면에 작용하는 전단응력(또는 전단변형률)과 수직응력(또는 수직변형률)의 조합을 이용하여 다축하중 효과를 설명하였다.

임계면은 Fig. 5 와 같이 각도 θ,ϕ 를 0 에서 180^0 까지 변화시켜 가면서 조사되어야 한다.

평면응력 상태에서는 Brown 과 Miller[2]가 제안한 두 가지 균열진전 모델인 Case A 와 Case B 에 대해서 피로손상을 계산하면 된다. Case A 는 균열이 표면을 따라 진전하는 경우이며, Case B 는 균열이 표면안쪽으로 진전하는 경우이다. Case A 는 인장과 전단변형률에 의해서 일어나며, $\theta=90^0$ 에서 최대 전단 또는 인장 값이 발생한다. Case B 는 전단변형률에 의해서만 일어나며, $\theta=45^0$ 에서 최대 전단 값이 발생한다. 따라서 인장모드로 피로손상을 계산할 경우에는 $\theta=90^0$ 로 하고, 응력의 대칭성을 고려하며 ϕ 를 0~180^0 사이에서 10^0 씩 증가시켜 가면서 18 개의 평면에 대해서 계산하면 된다. 전단모드로 피로손상을 계산할 경우에는 $\theta=90^0$, 45^0로 하고 ϕ를 0~180^0 사이에서 10^0씩 증가시켜 가면서 32 개의 평면에 대하여 계산하여야 한다.

임계면 방법들 중 대표적인 것으로는 다음과 같은 식이 많이 사용되고 있다.

- Normal strain [4]

$$\frac{\Delta\varepsilon_n}{2}=\frac{\sigma_f'-\sigma_m}{E}(2N_f)^b+\varepsilon_f'(2N_f)^c \tag{7}$$

여기서, $\Delta\varepsilon_n$: strain range normal to the critical plane

σ_m : 평균응력 이다.

- Smith-Watson-Topper [5]

$$\frac{\Delta\varepsilon_n}{2}\cdot\sigma_{n,max}=\frac{\sigma_f'^2}{E}(2N_f)^{2b}+\sigma_f'\cdot\varepsilon_f'(2N_f)^{b+c} \tag{8}$$

여기서, $\sigma_{n,max}$: maximum normal stress on the critical plane 이다.

- Fatemi-Socie[8]

$$\begin{aligned}\frac{\Delta\gamma}{2}\left(1+n\frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_y}\right)&=\frac{(1+\nu_e)}{E}\sigma_f'(2N_f)^b+\\&\frac{n(1+\nu_e)\sigma_f'^2}{2E\sigma_y}(2N_f)^{2b}+(1+\nu_p)\varepsilon_f'(2N_f)^c\\&+\frac{n(1+\nu_p)\varepsilon_f'\sigma_f'}{2\sigma_y}(2N_f)^{b+c}\end{aligned} \tag{9}$$

여기서, n : 다축하중 실험에서 결정되는 재료상수 ($0<n<1$) 이다.

- Wang-Brown[9]

$$\begin{aligned}\frac{0.5\Delta\gamma_{max}+S.\delta\varepsilon_n}{1+\nu'+S(1-\nu')}&=\frac{\sigma_f'-2\sigma_{n,mean}}{E}(2N_f)^b\\&+\varepsilon_f'(2N_f)^c\end{aligned} \tag{10}$$

여기서, $\Delta\gamma_{max}$: maximum shear strain range on a critical plane

$\delta\varepsilon_n$: range of normal strain on the maximum shear plane from start to end of the

reversal

$\sigma_{n,mean}$: mean stress normal to the maximum shear plane

ν' : 유효 Poissons 비

S : 다축하중실험에 의해서 결정되는 재료상수 (=0 for 45°, 1< S <2 for 90°) 이다.

고 되풀이수 피로영역에서 재료는 탄성거동을 하고, 소성변형율 진폭은 무시될 수 있다. 따라서, 위의 식들을 다음과 같이 수정하였다.

- Normal strain

$$\frac{\Delta\varepsilon_n}{2}=\frac{\sigma_f'-\sigma_m}{E}(2N_f)^b \tag{11}$$

- Smith-Watson-Topper

$$\frac{\Delta\varepsilon_n}{2}\cdot\sigma_{n,max}=\frac{\sigma_f'^2}{E}(2N_f)^{2b} \tag{12}$$

- Fatemi-Socie

$$\Delta\tau\left(1+n\frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_y}\right)=\sigma_f'(2N_f)^b+\frac{n\sigma_f'^2}{2\sigma_y}(2N_f)^{2b} \tag{13}$$

-Wang-Brown

$$\frac{0.5\Delta\gamma_{max}+S.\delta\varepsilon_n}{(1.3+0.7S)}=\frac{\sigma_f'-2\sigma_{n,mean}}{E}(2N_f)^b \tag{14}$$

식 (7)~(10) 경우에는 피로수명을 계산하기 위해서는 되풀이 계산이 필요한 수치해석이 사용되어야 하기 때문에 계산시간이 많이 소요되나, 식 (11)~(14)는 되풀이 계산이 필요 없으므로 계산시간을 크게 단축시킬 수 있다.

평면응력 상태에서는 계산되어야 할 평면의 수가 많이 줄어 들지만, 유한요소모델의 전체 절점에 대하여 피로수명을 계산할 경우, 시간이 많이 소요되고, 특히 전단변형률 방법은 인장변형률 방법에 비하여 계산시간이 2 배 많아진다. 그리고 전단변형률 방법인 Fatemi-Socie 방법[8]과 Wang-Brown 방법[9]은 다축 하중실험에 의해서 결정되는 재료상수 n, S 가 필요하다. 따라서 본 연구에서는 인장변형률 방법인 *normal strain* 방법[4]과 Smith-Watson-Topper 방법[5]을 사용하였다.

3.4 다축성 평가

불규칙 변동하중에 의한 취약부위의 응력상태가 주응력 방향이 일정한 동위상(proportional) 응력상태, 또는 주응력 방향이 불규칙하게 변하는 비위상(non-proportional) 응력상태인가를 판단하기 위해서는 다축성을 평가하여야 한다. 다축비 $a_e=\frac{\sigma_2}{\sigma_1}$, 절대 최대 주응력 σ_1, 그리고 모아원(Mohr's circle)에서 σ_1과 x축사이의 각도 φ_p를 계산한 후, σ_1과 a_e의 관계 또는 σ_1과 φ_p의 관계로부터 다축성을 평가할 수 있다.

a_e의 분산이 작은 경우에는 동위상 응력상태로 가정할 수 있으며, 이 경우에는 signed von-Mises, signed Tresca 또는 absolute maximum principal stress 방법으로 피로수명을 계산할 수 있다. 한편 a_e의 분산이 큰 경우에는 임계면 방법과 같은 다축하중 피로수명평가 방법을 사용하여야 한다. 작은 응력이 피로손상에 주는 영향은 매우 작지만 a_e의 평균 및 분산에 미치는 영향은 매우 크기 때문에, 본 연구에서는 이러한 점을 고려하여, a_e의 평균 및 표준편차를 계산할 때 인장강도의 20% 보다 작은 σ_1에 대한 a_e는 제거하였다.

3.5 파형계수법 및 누적손상방법

부호 등가응력 방법은 다축응력을 단축등가응력으로 변환 것이므로, 부호 등가응력 방법에서는 랜덤 단축응력 이력에 대하여 일반적으로 많이 사용되고 있는 ASTM E1049 의 단순 레인플로우 파형계수법(simplified rainflow cycle counting)을 사용하였다.

임계면 방법의 경우에는 Wang 과 Brown[10]의 파형계수법과 Bannantine 와 Socie[11]의 파형계수법을 적용할 수가 있다.

Wang 과 Brown[10]방법은 등가변형률에 기초한 다축 파형계수법(multiaxial cycle counting method)으로, 각 반파(reversal)의 시작점과 끝점을 정의하기 위하여 상대 변형률 개념이 도입되었으며 등가 상대 변형률은 시작점에서 최대치까지 단순 증가하며 이것을 반파로 파형계수하는 방법이다.

Bannantine 와 Socie[11]의 방법은 각 평면에 대한 수직변형률 이력 또는 전단변형률 이력을 단순 레인플로우 파형계수법으로 파형계수하고, 동시에 각 사이클의 시간 범위에 대응하는 수직응력 또는 수직변형률 이력의 평균값과 최대값을 계산하는 방법이다. 본 연구에서는 Bannantine 와 Socie 의 방법이 사용되었다.

누적손상 방법은 피로한도 이하까지 응력-수명 곡선을 연장하여 선형누적 방법을 적용한 수정 Miner 법칙을 사용하였다.

3.6 피로손상 평가

서브프레임에 대한 유한요소모델의 전체 절점(16656 개)에 대하여 signed von Mises 방법, signed

Tresca 방법, absolute maximum principal stress 방법, normal 방법 과 S.W.T. 방법으로 피로수명을 계산한 다음, normal 방법에 의한 계산결과에서 피로수명이 짧은 순으로 5 개의 절점(절점번호 14989, 6093, 14988, 6092, 6277)을 취약부위로 선택하였다. Fig. 6 에서 보는 바와 같이 취약부위는 단이 있는 부분(절점번호 6092, 6093)과 서브프레임을 차체와 연결시키는 고무부시가 장착되는 구멍부위(절점번호 6277, 14988, 14989)이다. Fig. 6 은 signed von Mises 방법으로 계산한 피로손상 분포를 log 척도로 표시한 것이다.

Fig. 7 은 위에서 설명한 여러 방법으로 피로수명을 계산한 결과를 비교한 것으로, 부호 등가응력 방법에서는 5 개 절점 모두 signed Tresca > signed von Mises > absolute maximum principal stress 순으로 피로수명이 크게 계산되었으며, 임계면 방법에서는 절점번호 6277 이외에는 normal 방법이 S.W.T. 방법보다 피로수명이 작게 계산되었다. Signed Tresca 방법은 다른 방법들에 비하여 피로수명을 과대평가하고 있으며, absolute maximum principal stress 방법과 normal 방법에 의한 피로수명은 거의 같다.

취약부위에서의 응력상태를 알아보기 위해서 절점번호 6093 과 14988 에 대하여 σ_1과 a_e의 관계 및 σ_1과 φ_p의 관계를 Figs. 8 ,9 에 나타내었다. 그림에서 보듯이, 절점번호 6093 경우에는 a_e가 0.5~0.7 사이, φ_p 는 80^0~100^0 사이에, 절점번호 14988 경우에는 a_e가 0.1~0.3 사이, φ_p는 70^0~90^0 사이에 큰 σ_1값이 거의 모여 있다.

Table 2 는 취약부위에서 a_e의 평균과 표준편차를 표시한 것이다. Figs. 8, 9 와 Table 2 로부터 취약부위에서 응력상태는 $a_e > 0$ 인 동위상 응력상태와 유사함을 알 수 있다.

식 (4)~(6)으로부터 $a_e > 0$ 인 동위상 응력에서는 등가응력의 크기가 signed Tresca < signed von Mises < absolute maximum principal stress 이 되는 것을 알 수 있다. 따라서 피로수명은 signed Tresca > signed von Mises > absolute maximum principal stress 이 되며, 이러한 경향은 Fig. 7 의 결과와 일치한다.

또한 반대로 $a_e < 0$ 인 동위상 응력에서는 등가응력의 크기가 signed Tresca > signed von Mises > absolute maximum principal stress 이 되며, 피로수명은 signed Tresca < signed von Mises < absolute maximum principal stress 이 된다.

Fig. 4 에서 보듯이 단축하중 피로시험 데이터의 흩어짐이 매우 크며, Tipton 과 Fash[12]의 연구에 의

Table 2 Mean and standard deviation of biaxility ratio at critical locations

Node no.	a_e 평균	a_e 표준편차
6092	0.070	0.074
6093	0.639	0.092
6277	0.472	0.024
14988	0.059	0.084
14989	0.641	0.103

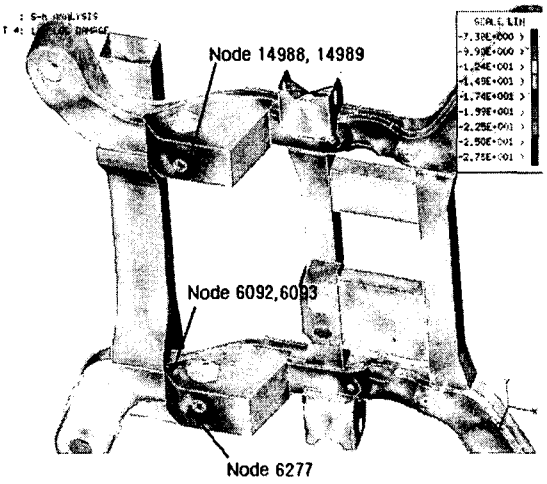


Fig. 6 Log scale contour of fatigue damage calculated by signed von Mises method for sub-frame

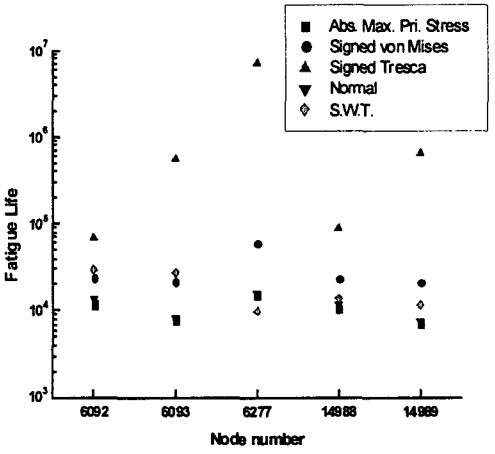
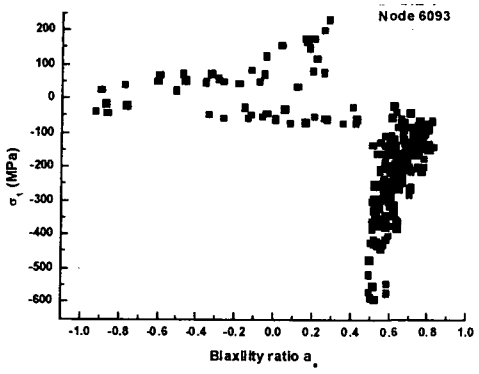
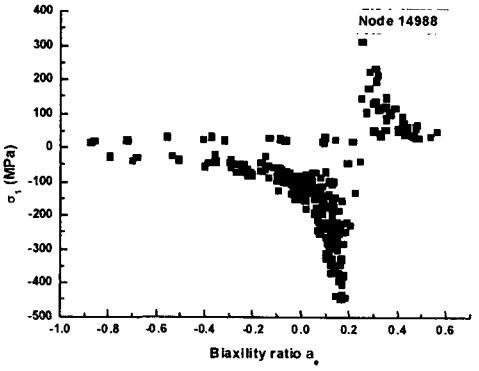


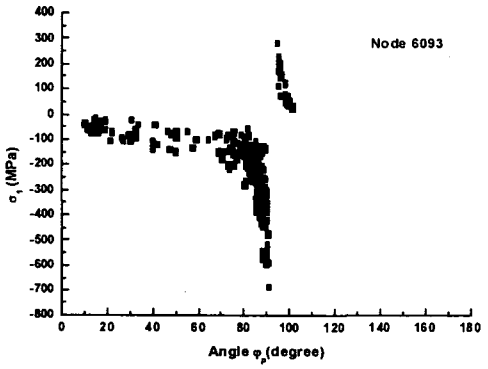
Fig. 7 Fatigue life predicted by various methods at critical locations



(a) Relation between σ_1 and a_e at node 6093

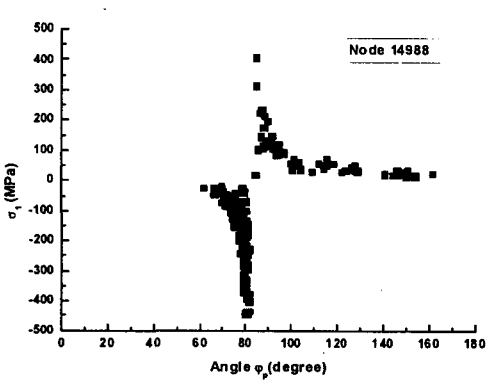


(a) Relation between σ_1 and a_e at node 14988



(b) Relation between σ_1 and φ_p at node 6093

Fig. 8 Variation of σ_1 at node 6093



(b) Relation between σ_1 and φ_p at node 14988

Fig. 9 Variation of σ_1 at node 14988

하면 다축하중의 경우에도 피로시험 데이터의 흩어짐은 매우 크다. 또한 Tipton 과 Fash[12]의 다축 피로수명예측 결과에 의하면 signed von Mises 방법, signed Tresca 방법, absolute maximum principal stress 방법 중 어느 방법도 다축 피로시험 데이터 전체에 대하여 안전측으로 예측하지는 못하였다. 따라서 피로수명을 안전측으로 예측하기 위해서는 a_e 의 평균 값이 0 보다 큰 경우에는 absolute maximum principal stress 방법을, a_e의 평균 값이 0 보다 작은 경우에는 signed Tresca 방법을 사용할 것을 제안한다.

랜덤 다축하중 하에서 취약부위의 응력상태는 Table 2 에서 알 수 있듯이 다축비 a_σ의 표준편차가 0.1 과 거의 같거나 작으며, 다축비 a_e의 평균 값이 0 보다 크다. 따라서 부호 등가응력 방법으로는 앞에서 설명한 바와 같이 absolute maximum principal stress 방법을 사용하는 것이 좋으며, 이때의 수명예측 결과는 Fig. 7 에서 알 수 있듯이 계산과정이 복잡하고 계산시간이 많이 소요되는 임계면 방법(특히 Normal 방법)에 의한 수명예측 결과와 차이가 작음을 알 수 있다. 임계면 방법은 부호 등가응력 방법보다 약 18 배의 시간이 필요하다. 서브프레임의 경우 부호 등가응력 방법은 전체 절점을 계산하는데 PC (CPU:1.7MHz)로 계산하였을 때 45 분, 임계면 방법은 13 시간이 소요되었다.

4. 결 론

동력학 시뮬레이션에 의해서 계산된 랜덤 다축 하중 하에서의 피로수명을 평가하는 프로그램을 개발하였으며, 이 프로그램을 이용하여 자동차 서브프레임의 피로강도를 평가하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 다축 저 되풀이수 피로강도평가를 위해서 제안된 임계면 방법들을 고 되풀이수 피로강도평가에 적합하도록 수정하여, 피로수명 계산시간을 크게 단축시켰다. 따라서 기존의 상용 다축 피로강도평가 프로그램에서는 계산시간 때문에 현실적으로 매우 어려운, 임계면 방법을 이용한 유한요소 모델의 전체 절점에 대한 피로강도평가를 수행하였다.

(2) 다축비의 표준편차가 0.1이하인 경우에는 계산시간이 많이 필요한 임계면 방법 보다는 등가부호응력 방법을 사용하여도 계산된 피로수명의 차이는 거의 없다.

(3) 부호 등가응력 방법으로 피로수명을 계산할 때, 안전측으로 피로수명을 평가하기 위해서는 다축비의 평균값이 0보다 큰 경우에는 absolute maximum principal stress 방법을, 0보다 작을 경우에는 signed Tresca 방법을 사용하여야 한다.

후 기

본 연구는 21세기 프론티어사업인 "차세대 소재성형 기술개발 사업"의 일환으로 수행된 연구결과의 일부이다.

참고문헌

(1) MSC/FATIGUE User's Guide, 1998, Ver. 8, Vol. 1, pp. 462~463.

(2) Brown, M.W. and Miller, K.J., 1973, "A Theory for Fatigue under Multiaxial Stress-Strain Conditions," Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Vol. 187, 1973, pp. 745~756.

(3) ADAMS/FEA Reference Manual, 1998, Ver. 8.0.

(4) Morrow, J., 1965, "Cyclic Plastic Strain Energy and Fatigue of Metals," ASTM STP 378, ASTM, pp. 45~87.

(5) Smith, K.N., Watson, P. and Topper, T.H., 1970, "A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals," *J. Mater.*, Vol. 5, No. 4, pp. 767~778.

(6) Kang, J.Y., Song. J.H. and Park, J.H., 1998, "Development of Fatigue Strength Database for Windows 95," *Proceeding of Korean Society for Railway*, pp. 323~329.

(7) Bannantine, J.A., Comer, J.J. and Handrock, J.L., 1990, Fundamentals of Metal Fatigue Analysis, Prentie Hall, Englewood Cliffs, pp. 59~60.

(8) Fatemi, A. and Socie, D., 1988, "A Critical Plane Approach to Multiaxial Fatigue Damage Including Out-of-Phase Loading," *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, Vol. 11, No. 3, pp. 149~165.

(9) Wang, C. and Brown, M., 1993, "A Path-Independe nt Parameter for Fatigue Under Proportional and Non-Proportional Loading," *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, Vol. 16, pp. 1285~1298.

(10) Wang, C.H., and Brown, M.W., 1996, "Life Prediction Techniques for Variable Amplitude Mulitaxial Fatigue-Part1: Theories," *Journal of Engineering Materials and Technology*, Vol. 118, pp. 367~370.

(11) Bannantine, J.A., and Socie, D.F., 1991, "A Variable Amplitude Multiaxial Fatigue Life Prediction Method," *Fatigue Under Biaxial and Multiaxial Loading, European Structural Integrity Society*, ESIS Publication 10, Mechanical Engineering Publications, London, pp. 35~51.

(12) Tipton, S.M., and Fash, J.W., 1989, "Multiaxial Fatigue Life Predictions of SAE Specimen using Strain Based Approaches," *Multiaxial Fatigue: Analysis and Experiment*, SAE AE-14, pp. 67~80.