

MPV 프레임의 피로수명 예측

Fatigue Life Prediction of a Multi-Purpose Vehicle Frame

천 인 범*, 조 규 종**
I. B. Chyun, K. Z. Cho

ABSTRACT

Recently, for the development of vehicle structures and components there is a tendency to increase using numerical simulation methods compared with practical tests for the estimation of the fatigue strength. In this study, an integrated powerful methodology is suggested for fatigue strength evaluation through development of the interface program to integrate dynamic analysis quasi-static stress analysis and fatigue analysis, which were so far used independently. To verify the presented evaluation method, a single and zigzag bump run test, 4-post road load simulation and driving durability test have been performed. The prediction results show a good agreement between analysis and test. This research indicates that the integrated life prediction methodology can be used as a reliable design tool in the pre-prototype and prototype development stage, to reduce the expense and time of design iteration

주요기술용어 : Vehicle Structures(차량구조물), Fatigue Strength(피로강도), Quasi-static Stress Analysis(준 정적 응력해석), Bump(범프)

1. 서 론

노면으로부터 불규칙한 반복하중을 받는 차량 및 부품의 내구성 평가는 설계 과정에서 반드시 고려되어야 할 중요한 사항이다. 따라서 피로강도

를 신속하고 정확하게 판단할 수 있는 수명 예측 방법의 개발이 필요하게 되었다.

그 동안의 차량 및 부품의 피로강도 평가는 실험실에서의 시뮬레이션(road load simulation) 및 주행 내구시험을 수행하므로 많은 시간과 비용이 요구되었다. 또한, 평가과정에서 문제점이 발생하더라도 원인을 밝혀내는 것이 쉽지 않았으며, 재현시험에서도 동일한 문제를 야기시킬 것인가에

* 정회원, 아시아자동차 기술연구소

** 정회원, 전남대학교 공과대학

대해서 확신하기 어려웠다.

본 연구에서는 (1) 주행중인 차량의 프레임에 작용하는 응력이력을 정확히 해석하여 피로강도 평가의 신뢰성을 향상시키고자 하며, (2) 준 정적 응력해석과 시험결과와의 비교분석을 통하여 피로파괴에 지배적인 역할을 하는 하중을 파악하고, 기존의 상용 소프트웨어(software)를 통합시킬 수 있는 인터페이스 프로그램(interface program)을 작성하여 내구성 설계의 신뢰도를 향상시킬 수 있는 절차를 확립하고자 한다.

Fig.1에는 준 정적 응력해석과 응력-수명관계를 이용한 수명 예측절차를 나타내었다.

2. 차량동역학 해석

동적 운동해석에 사용되는 다물체 동역학 시뮬레이션(simulation)기법은 차량구조물의 동적 해석에도 적용할 수 있다. 본 연구에서는 프레임(frame)

이 있는 다목적 차량(MPV)를 대상으로 해석을 하였다. 해석모델은 상용 CAE(Computer Aided Engineering) tool인 DADS(Dynamic Analysis and Design System)를 이용하여 구성하였으며¹⁾, 관심의 대상인 프레임의 유연성을 고려한 것을 제외하고는 모든 부품을 강체로 가정하였다. 부품을 강체로 가정할 때는 부품의 1차 고유진동 주파수가 주행하중의 주파수에 비해 훨씬 높은 영역에 있는지를 확인해야 하지만 분명한 정량적 기준은 알려져 있지 않다.

모델의 시뮬레이션은 차량을 single/zigzag 범프(bump)를 일정속도로 통과시키는 것으로 하였으며, 그 목적은 통과시 차량에 부하되는 하중에 대한 현가계 각 조인트(joint)에서의 반력과 토오크를 구하는 것이다. 범프는 Fig.2와 같은 형상으로 가정하였으며, 동역학 모델의 전체 시스템이 정적 평형에 도달한 후 범프를 통과하도록 하였다. 범프 통과시의 차량 속도는 20, 30, 40km/h 이고, 각각의 속도에 대하여 좌우 바퀴가 동시에 범프를 통과하는 단독 범프(single bump)인 경우와 좌우 바퀴가 시차를 두고 범프를 통과하는 지그재그 범프(zigzag bump)인 경우를 선정하였다.

Fig.3에는 단독과 지그재그 범프 위치를 나타내었다. Fig.4는 차량 주행시뮬레이션의 결과인 지그재그 범프 통과시의 graphic animation 장면(30km/h)이다.

각 조인트에서 발생하는 동하중 중에서 지그재그 범프를 30km/h로 통과할 때의 front upper control arm과 프레임의 뒤쪽 조인트에서의 반력 및 토오크를 Fig.5에 나타내었다. 이와 같이 동역학 시뮬레이션으로 구한 조인트의 동적 하중이력

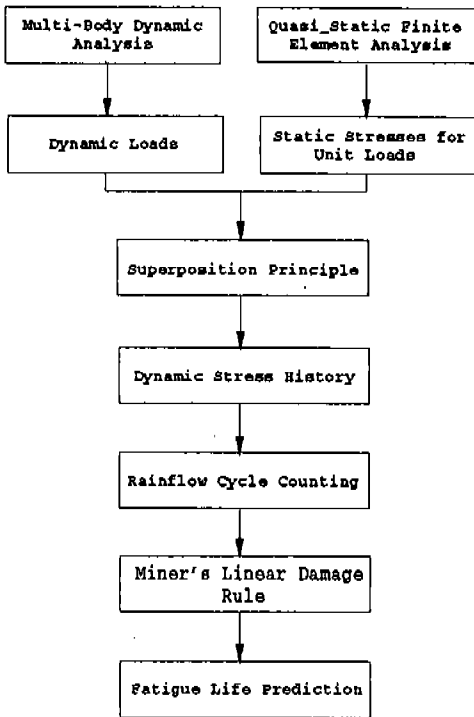


Fig.1 The routine for fatigue strength evaluation

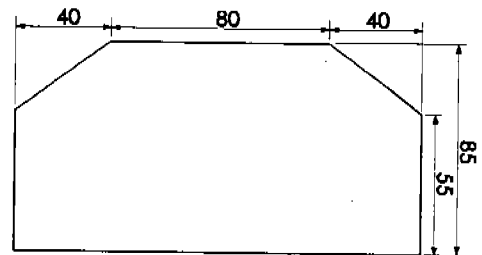
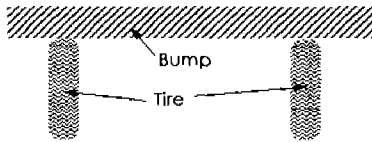
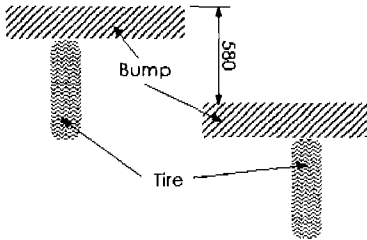


Fig.2 Bump shape(mm)



(a) Single bump



(b) Zigzag bump

Fig.3 Position of bumps(mm)

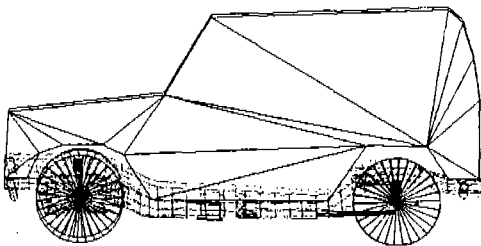


Fig.4 Graphic animation of zigzag bump run

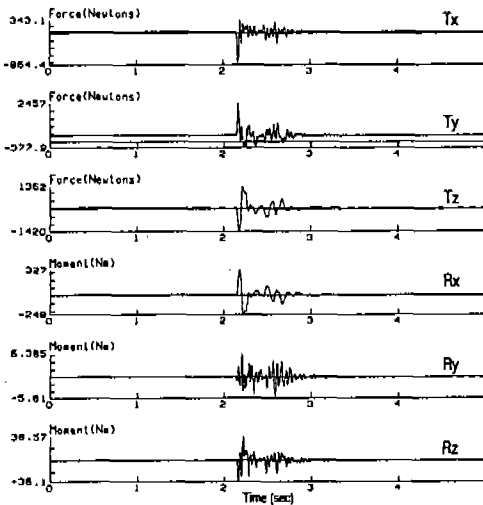


Fig.5 Reaction force and torque history

들은 프레임의 피로수명 예측을 위한 입력조건으로 활용된다.

3. 준 정적 유한요소 해석

대상 프레임의 동용력을 구하기 위해 준 정적 해석 방법을 적용하였으며, 동용력은 동역학 해석으로부터 각 부품의 상대운동을 구속하는 조인트에서의 반력 및 토크를 이용한 유한요소 응력 해석으로 산출할 수 있다.

탄성 물체의 유연성이 고려된 다물체 동역학 시스템의 연성된 운동 방정식은 다음과 같다.

$$[M] \begin{bmatrix} \ddot{r} \\ \dot{\omega}' \\ \ddot{a} \end{bmatrix} + S(\dot{a}, \omega') + U(a) + \phi_0^T \lambda - Q_{ex} = 0 \quad (1)$$

여기에서 S 는 속도 의존적인 일반화된 힘 벡터, U 는 내력 벡터이다. 준 정적 해석에서 변형에 관련된 속도와 가속도를 무시하면 식(1)은 다음과 같이 쓸 수 있다.²⁾

$$[M] \{ \ddot{R} \} + U(a) + \phi_0^T \lambda - Q_{ex} = 0 \quad (2)$$

식(2)의 두 번째 항은 탄성변형과 관계 있다. 이 식에 유한요소 모델의 자유도를 고려하면

$$U(a) = [K] \{ u \} = Q_{ex} - [M] \{ \ddot{R} \} - \phi_0^T \lambda \quad (3)$$

여기서 $\{ u \}$ 는 변위 벡터, $[M] \{ \ddot{R} \}$ 는 관성력, $\phi_0^T \lambda$ 는 동역학 해석에서 구한 조인트 반력이다. 임의의 시간에서 이방정식은 $U(a)$ 가 외력, 관성력, 조인트 반력 등과 평형을 이루는 정적 방정식이 된다. 따라서, 동역학 시뮬레이션의 매 순간마다 식(3)은 준 정적 유한요소 해석으로 풀 수 있다.

일반적인 하중이력을 $F_i(t)$ 라고 하면, 물체의 특정 위치에서의 대응하는 응력이력은 n 개의 하중이력의 선형 함수로 표현할 수 있다. 즉,

$$\sigma_i(t) = f(F_j(t)) \quad i=1, \dots, n \quad (4)$$

만일, e_i 가 하중이력 $F_i(t)$ 의 단위 힘 벡터이면

$$F_i(t) = C_i(t)e_i \quad i=1, \dots, n \quad (5)$$

여기서 $C_i(t)$ 는 시변 하중의 크기이다.

준 정적 응력해석에서 응력 field는 특정 순간에 일정하다고 가정하면 선형 연산자(linear operator) f 는 시간에 독립적이다. 중첩의 원리(Superposition principle)와 준 정적 가정으로부터,

$$f\left[\sum_{i=1}^n C_i(t)e_i\right] = \sum_{i=1}^n C_i(t)f(e_i) \quad (6)$$

식(6)은 물체의 특정 위치에 대한 시간에 따른 응력이력을 산출하는데 효율적으로 이용할 수 있다.³⁾

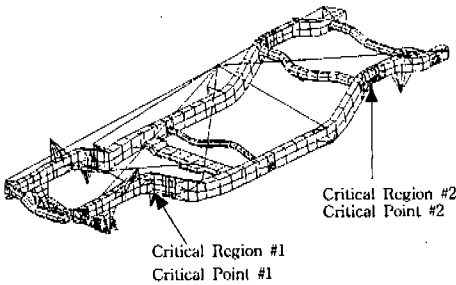


Fig.6 Finite element analysis model

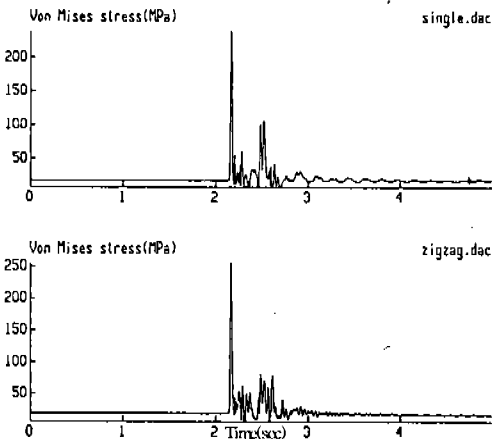


Fig.7 Dynamic stress history of the critical point #1

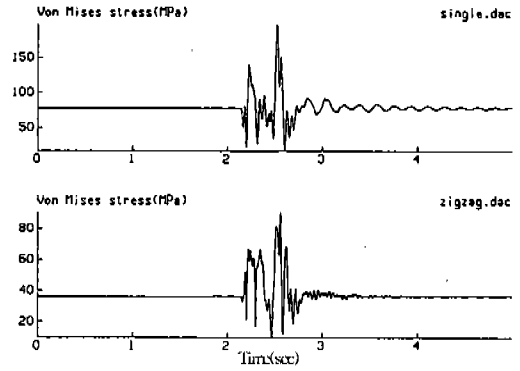


Fig.8 Dynamic stress history of the critical point #2

Fig.6과 같은 대상 프레임 유한요소 모델에 준 정적 응력해석과 중첩의 원리를 적용하여 구한 동 응력 이력 중에서 30km/h의 속도로 범프를 통과 할 때의 응력이력을 Fig.7과 Fig.8에 나타내었다.

동응력은 구조물의 형상 및 부하 하중방향 등에 따라 민감하게 변하고 또한, 동하중의 변화에 따라 연속적으로 변할 수 있으므로 매 순간마다 모든 점에서 발생하는 동응력을 검사하지 않는다면 가장 critical한 동응력이 어느 점에 작용하는 지 알아내는 것은 쉽지 않다. 그렇지만, 실용적 측면에서는 몇 개의 정적으로 critical한 위치가 유한요소 해석이나 엔지니어의 직관적 판단에 근거하여 선정될 수 있다.

4. 피로수명 예측

구조물의 피로균열 생성수명을 예측하는 방법으로는 load-life 관계, stress-life 관계, strain-life 관계 등을 이용할 수 있다. 차량구조물 및 부품과 같이 고주기 피로현상이 지배적인 경우에는 고주기 피로 데이터(high cycle fatigue data)를 이용해야 되므로, 본 연구에서는 재료의 단순 인장시험 data와 S-N curve를 기본으로 stress-life 관계식을 적용하여 대상차량 프레임의 피로 균열 생성수명을 예측하였다.

Stress-life 관계를 이용한 해석(analysis)은 재료의 stress-life curve와 최대응력 발생부위의 응력집중계수, 그리고 낙수계수법(rainflow

cycle counting method)에 의해서 제수된 공칭 응력 범위(nominal stress range)의 히스토그램(histogram)이 필요하다.

시험을 통해서 얻은 stress-life 데이터는 다음 식으로 나타낼 수 있다.⁴⁾

$$\frac{\Delta S}{2} = \sigma_f' (2N_f)^b \quad (7)$$

여기에서 $\frac{\Delta S}{2}$ 는 응력진폭, σ_f' 는 1회 반복의 수명(intercept at 1 reversal)을 갖는 응력진폭, $2N_f$ 는 특정 응력진폭에서의 피로수명(reversals to failure), 그리고 b 는 S-N curve의 기울기이다.

용접부의 특성을 고려하기 위하여 BS(British Standard) 5400 part 10에서 분류하고 있는 용접형태별 S-N curve중 프레임의 용접부 특성과 동일한 class W(type 3.11)의 S-N curve를 활용하였다. Fig.9는 class W의 S-N curve이다.⁵⁾

한 하중 또는 일련의 하중에 의해서 소모된 수명의 량을 손상(damage)이라 하고, 이러한 손상의 합을 누적 손상(cumulative damage)이라 한다. 피로균열이 발생할 것으로 예측되는 부위에 대한 누적손상량은 Miner's rule⁶⁾에 의하여 계산하면 아래와 같다.

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (8)$$

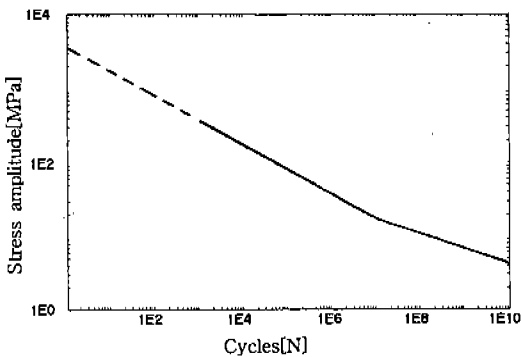


Fig.9 S-N curve of class W (Type 3.11)

Table 1 Predicted fatigue life of the critical points

Bump	Velocity (km/h)	Cumulative Damage		Fatigue Life (Repeats)	
		#1	#2	#1	#2
Single Bump	20	4.965E-5	4.343E-5	20142	23024
	30	9.435E-5	2.714E-5	10599	36845
	40	2.033E-4	3.171E-5	4919	31532
Zigzag Bump	20	5.074E-5	1.928E-5	19707	51859
	30	1.133E-4	2.581E-5	8825	38740
	40	2.073E-4	4.571E-5	4825	21879

여기서 n_i 는 동일한 응력진폭을 갖는 cycle수, N_i 는 특정 응력진폭에서의 피로수명이다.

준 정적 유한요소 응력해석으로 대상차량 프레임 내 2군데의 critical point(#1, #2)를 찾았다. Critical point에서 불규칙하게 반복되는 동응력 이력을 rainflow cycle counting법을 이용하여 유용한 일정진폭의 이력으로 재정리하였다.

용접의 영향을 고려하지 않고 프레임 재질인 SAPH45의 응력-수명 관계를 이용한 경우에는 누적 손상량이 "0"으로 피로균열이 발생하지 않는 것으로 나타났다. 용접의 영향을 고려하여 class W의 응력-수명 관계를 이용했을 때, critical point #1, #2에서의 범프 통과시 속도별 누적 손상량과 피로균열 생성수명을 Table 1에 나타내었다.

5. 해석과 시험의 결과 비교

범프 통과시의 동응력 이력을 비교하기 위하여 대상차량 프레임에서 두 군데의 위치가 선정되었다. 실제로 유한요소 모델의 관심 있는 부위와 동일한 위치에서 응력을 측정한다는 것은 쉽지 않다. 본 연구에서는 실차 프레임에 스트레인 게이지를 부착할 때 해석 모델의 critical point로부터 가능한 한 가장 가까운 위치를 선정하였고, 측정된 동응력 이력을 이와 동일한 위치에 있는 유한요소 모델내 절점에서의 동응력 이력과 비교하였다. Table 2는 스트레인 게이지 측정에서 얻은 응력과 유한요소 해석에서 얻은 응력들 중에서

Table 2 Comparisons of stresses from finite element analysis with stresses from experimental strain gage analysis

Position	Bump	Vel. (km/h)	Max. von Mises(MPa)		Difference (%)
			FEM	Experiment	
Region #1	Single	20	105.3	92.9	13.3
		30	124.2	110.6	12.3
		40	135.0	114.1	18.3
	Zigzag	20	115.6	90.2	28.1
		30	130.4	121.1	7.7
		40	149.8	106.4	40.7
Region #2	Single	20	103.3	96.5	7.0
		30	103.7	97.1	6.8
		40	93.6	97.2	3.7
	Zigzag	20	83.9	90.9	7.7
		30	74.9	83.7	10.5
		40	97.7	98.6	0.9

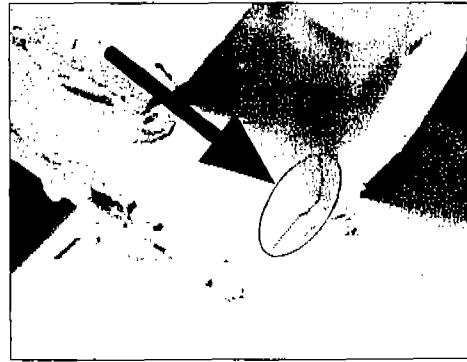


Fig.11 Fatigue crack in the critical region #1

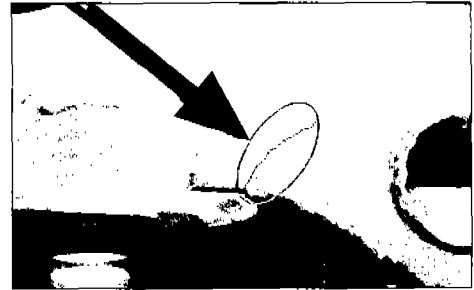
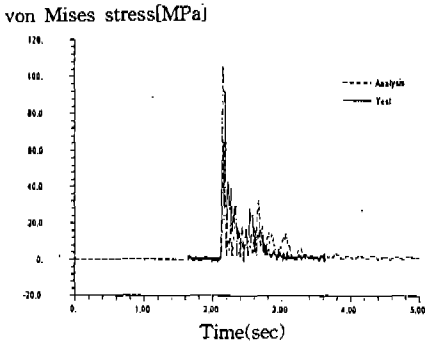
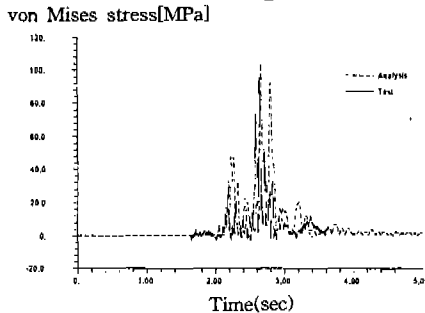


Fig.12 Fatigue crack in the critical region #2



(a) Critical region #1



(b) Critical region #2

Fig.10 Comparison of the dynamic stress history(single bump, v=20km/h)

최대치만 비교한 것이다. Fig.10은 시험과 해석의 응력이력을 비교한 것이다.

수치해석 방법을 사용하여 피로균열이 발생할 것으로 예측된 critical point #1, #2와 road load simulation 및 실차내구시험을 실시하면서 확인한 피로균열의 위치 및 순서는 동일한 것으로 나타났다. Fig.11과 Fig.12는 내구시험중 발생한 피로균열의 모습이다.

범프 통과시 차량의 현가장치에 작용하는 하중이 proving ground 내구시험로의 부하하중과 동일한 패턴을 갖지 않으므로 누적 손상량 및 피로 수명을 정량적으로 비교하는 것은 불가능하다. 그러나 차량의 프레임이 받는 손상(damage)의 대부분은 비틀림과 굽힘하중에 의한 것이므로, 굽힘하중이 지배적인 단독 범프와 비틀림하중이 지배적인 지그재그 범프 통과시에 대한 피로해석만으로도 피로강도가 취약한 부분을 프레임에서 찾아낼 수 있다.

유연다물체 동력학 시뮬레이션, 준 정적 응력해석 기법, 그리고 응력-수명관계 등을 효과적으로 통합할 수 있는 인터페이스 프로그램을 작성, 해석의 네트워크(network)를 구성하여 프레임의 피로수명 예측을 빠르고, 손쉽고, 정확히 할 수 있는 표준화된 절차를 확립하였다. 특히 프레임의 유연성을 고려한 유연다물체 동력학 시뮬레이션 기법은 기존의 강체다물체 동력학 시뮬레이션 기법의 한계를 극복할 수 있는 해석 기법이다. 속도별로 단독 범프와 지그재그 범프 통과시에 대한 응력측정과 road load simulation, 실차 내구시험을 실시한 결과, 제안된 수명 예측방법의 타당성이 입증되었다. 이 방법은 차량 개발단계에 소요되는 시간과 비용을 줄일 수 있는 설계 tool로서 이용될 수 있다. 또한, 내구성에 기초를 둔 최적화 기법과 연관되어 진다면, 제품 개발을 위한 보다 더 효과적인 설계 툴(tool)이 될 것이다.

본 연구의 내용 및 특징을 간략히 요약하면 다음과 같다.

- 1) 동력학 해석, 응력해석, 그리고 피로해석을 하나의 과정으로 통합시킨 네트워크를 구성하여 설계단계에서도 피로 시뮬레이션이 가능하여 설계의 적중율을 향상시킬 수 있는 기법을 확립하였다.
- 2) 동력학 해석으로부터 구한 현가계 조인트 반력은 관성력이 고려된 것이므로 응력해석시 이 관성력을 고려 할 수 있는 준 정적 유한요소 해석방법을 적용하였다.
- 3) 차량 전체를 모델링하지 않고도 프레임의 응력해석을 비교적 정확히 할 수 있는 해석방법을 제시하였다.
- 4) 범프 통과시에 대한 응력 및 피로해석 만으로도 실차 내구 평가시험에서 피로균열이 발생한 위치를 정확히 예측할 수 있다.

1. DADS User's Manual, CADSI, P.O. Box 203, Oakdale, Iowa 52319.
2. E.Y. Kuo and S.G. Kelkar, "Vehicle Body Structure Durability Analysis", SAE Paper No. 951096, 1995.
3. W.K. Baek, "A Study on Fatigue Life Prediction of Suspension Systems Using CAE", KSAE Paper No. 923875, 1992.
4. Fatigue Design Handbook, AE-10, Society of Automotive Engineers, 1988.
5. BS 5400 Part 10, British Standard Institution, 1980.
6. M.A. Miner, "Cumulative Damage in Fatigue", Presented at a Meeting of the Aviation Division, the American Society of Mechanical Engineers, Los Angeles, Calif., June 16~17, 1945.
7. Wenstrup, L., Pickornik, W., and Agrawal, A., "Testing for Product Validation", Prediction and Simulation of In-Service Conditions, IMechE Conference Publications, 1 Birdcage Walk, London SW1, May, pp. 119~129, 1985.
8. Murphy, R.W., "Endurance Testing of Heavy Duty Vehicle", SP-506, SAE Paper No. 820001, 1982.
9. Heng, E.J., Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical System : Volume I & II, Allyn and Boston, 1987.
10. Bella, D. and Reymond, M., MSC/NASTRAN DMAP Module Dictionary, The Macneal-Schwendler Corporation, 1994.