

## 자동차 배기 머플러 구조 피로내구성 평가\*

황경정\*\* · 권정호\*\* · 서호철\*\*\*  
수송시스템공학부\*\* · 세종공업(주)기술연구소\*\*\*

### <요약>

자동차 배기 머플러 구조는 주행 중 진동으로 인한 극심한 피로하중을 받게 되고 구조적으로 취약한 필렛 용접부에서 자주 파손이 발생한다. 따라서 설계개발 과정에서 피로수명에 대한 평가가 요구된다. 본 연구는 머플러 구조의 피로내구성을 평가하기 위하여 주행시험 데이터로부터 국부변형률 스펙트럼을 산출하고 스트레인-피로수명 시험 데이터를 기초로 잔여강도 저하모델을 사용하여 피로내구성을 평가하였다.

## Fatigue Durability Evaluation for an Exhaust Muffler Structure of Automobile

K. J. Hwang\*\* · J. H. Kwon\*\* · H. C. Suh\*\*\*  
School of Transportation Systems Engineering\*\* · Sejong Industries Ltd.\*\*\*

### <Abstract>

It is one of the important design assessment items to evaluate the fatigue life for the exhaust system of automobile. For this purpose, it is necessary to describe reliable load spectrum expected during the real operation of automobile. A study on the development of operational load spectrum for the exhaust system of automobile and the analysis of welded part were carried out to obtain the local strain spectrum on the spot where the fatigue damages are mostly anticipated. Using these results, fatigue life evaluation was performed on the basis of the strength degradation model with strain-life test data.

---

\* 본 연구는 대학산업기술지원단의 지원에 의해 수행되었음.

## 1. 서 론

자동차의 승차감 향상과 더불어 차량개발과정에서 가장 중요시되는 성능은 피로파괴 관련 내구성능 부분이다. 특히 각 완성차 업체에서 경쟁적으로 내구성능 보증기간을 연장하고 있는 실정과 해외 수출을 전략적으로 추진하는 국내 자동차 업계의 현실에 미루어 볼 때, 경쟁력 있는 자동차용 부품은 품질, 성능, 내구성 모두 중요한 항목이지만 이 가운데 가장 중요한 성능중의 하나는 신뢰성 관련한 내구성능일 것이다.

자동차의 주요 부품중의 하나인 배기 머플러의 경우에도 가혹한 운용조건과 주행 중 발생하는 매우 복잡한 형태의 불규칙 변동 피로하중이 엔진에 연결되어 언더바디에 고무행 어로 지지되어 있는 배기계에 직접적으로 작용하는데, 이와 같은 피로하중의 누적에 의한 피로파괴는 배기 머플러의 기능적 손실을 초래하여 자동차의 승차감 저하 또는 시스템 품질과 신뢰성을 저하시키게 된다. 따라서 배기 머플러의 피로내구성에 대한 설계평가 기술의 도입은 신뢰성 있는 제품개발을 위한 필수적인 과제이며, 또한 내구수명에 대한 충분한 신뢰성을 가지도록 하기 위하여 설계진행 과정에서 엄밀한 피로수명 평가가 요구되고 있다.

피로파괴는 일반적으로 응력 집중이 일어나는 볼트, 리벳구멍, 용접부와 같은 구조적 불연속부에 작용하는 반복적인 피로하중에 의해 미세 균열이 발생되어 성장하거나, 재료 자체 또는 제작 공정 중에 유발된 초기의 미소 결함으로부터 점진적인 균열성장이 이루어져 최종 파단에 이르게 되는 것이다.<sup>1)</sup> 자동차용 배기계의 경우에도 사용수명 중에 과도한 불규칙 변동 피로하중사이클이 누적되는 것과 동시에 엔진으로부터 방사되는 고온의 배기가스 및 운용 중 시시각각 변하는 환경적 요인(열 피로, 부식 피로 등)이 복합적으로 작용하여 최종파괴에 이르게 된다.

본 연구에서는 이러한 복합적인 형태의 피로파괴 현상 및 환경적 요인을 가지는 배기계에 대하여 실제 차량을 주행하면서 배기계에 발생하는 표준 피로하중 스펙트럼을 산출하고, 시제품을 통한 피로 내구성 특성 평가를 실시하여, 배기계의 피로 잔여강도 및 피로파손 확률분포를 계산함으로써 배기계 피로수명을 평가하는데 목적이 있다.

## 2. 머플러 구조의 피로수명 평가

### 2.1 평가 기법

배기 머플러 구조의 피로파괴 취약부는 필렛 용접 부위로 일반적으로 용접 부위는 공정이나 재료적 측면에서 초기결함이나 파괴특성이 매우 불균질한 양상을 가진다. 따라서 설계과정에서 내구수명에 대한 신뢰성을 확보하기 위하여 비교적 큰 안전율을 적용하게 되어 필요 이상으로 과도하게 설계되는 경우가 많은데 이러한 문제점을 해소하고자 피로하중에 대한 피로강도 예측과 피로수명 평가를 위한 많은 연구들이 수행되어 왔다.

용접 구조의 피로하중에 대한 피로강도와 피로수명 평가를 위한 방법은 크게 역학적 모델과 현상론적 모델로 나눌 수 있다. 역학적 모델의 경우 초기결함이 정량화 되지 못한 비교적 복잡한 용접 구조 형태이거나 변동하중사이클에서는 적용하기 어려운 점이 있다.<sup>2)</sup> 반면 현상론적 모델은 다소 많은 실험결과가 요구되지만 실제 구조와 동일한 조건 하에서의

기본적인 물성실험 결과를 기초로 피로손상 누적을 평가함으로 비교적 정확한 잔여 피로 강도와 수명의 변화를 예측할 수 있다. 특히 작용 응력이 잔여강도보다 크거나 같을 때 파손이 일어난다는 자연스런 파괴조건을 도입함으로써 실제 설계구조의 내구성 평가에 적용하기가 효과적이라고 할 수 있다.<sup>3)</sup>

이와 같이 용접 구조부의 불균일성을 감안할 때 역학적 접근보다는 용접 시편구조의 피로 시험데이터를 기초로 하는 현상론적 접근을 통한 확률적 피로수명 예측이 보다 정확하고 효과적이라고 할 수 있으며 본 연구에서는 피로파괴가 자주 발생되는 취약부인 소음기와 배기 파이프 연결부의 필렛 용접 부위에 대하여 자동차 주행거리 또는 시간에 따라 피로강도와 피로수명을 평가하기 위하여 배기계 표준하중스펙트럼과 현상론적 피로강도저하 모델을 사용하여 피로강도의 변화와 피로수명의 확률적 분포를 계산하였다.

## 2.2 평가 절차

배기 머플러의 운용에 대한 엔지니어링 데이터를 분석하여 실차가 사용수명 중에 직면하는 주행조건을 표준화하고 각 주행조건에서 피로파손이 크게 예상되는 부위의 국부하중 또는 변형율을 측정한다. 그리고 방대한 측정자료를 기초로 히스토그램분석을 통하여 하중 발생의 빈도행렬을 구성하고 마르코프 프로세스를 활용한 확률적 처리를 통하여 표준하중스펙트럼을 산출과정을 전산프로그램화 한다. 그리고 용접연결부의 피로특성 시험용 시편구조를 설계 및 제작하고, 시험용 시편을 이용하여 재료에 대한 피로특성 시험을 수행한다.

또한 배기계의 각 부분 중 피로손상누적이 가장 크게 예상되는 부위에 부착한 고온용 스트레인게이지로부터 국부변형율 스펙트럼을 산출한다. 그리고 Weibull 확률분포를 통하여 피로시험 기초 물성데이터로부터 비선형 손상누적 모델을 사용하여 사용시간(블록스펙트럼수)에 따른 피로잔여강도의 감소거동과 피로파손 누적확률분포거동 산출과정을 전산화하고 내구성평가를 수행한다.<sup>4)</sup>

## 3. 국부 피로하중 스펙트럼 산출

### 3.1 측정장치

실차를 이용한 피로하중 스펙트럼 산출을 위해 사용된 측정 및 분석장비는 TML社의 HR-800 Histogram recorder system으로 HR-808A(Recorder)와 HR-821B(Analyzer) 및 HR-868B(System Disk)로 구성되었으며, 그 구성도는 Fig. 1과 같다.

### 3.2 측정방법 및 조건

데이터의 측정은 미소변화량의 반전신호를 제외시키고 동일 단계 내에서의 반전신호는 무시하였으며, 충분한 수의 측정자료를 얻을 때까지 여러 번 측정을 반복하여 하중자료를 누적 약 30만 여개의 하중점을 얻도록 측정하였다.

배기계 피로하중 스펙트럼의 계측을 위해 사용된 센서는 고온용 스트레인 게이지를 사

용하였고, 주행로의 시험조건은 Fig. 2와 같으며 주행 시험로의 가혹도는 5이다.

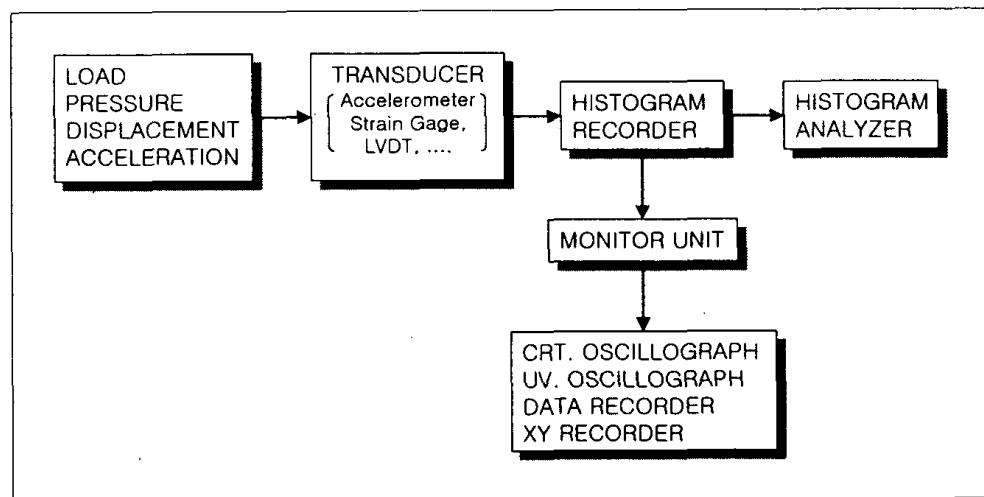


Fig. 1 Schematic diagram for measurement system

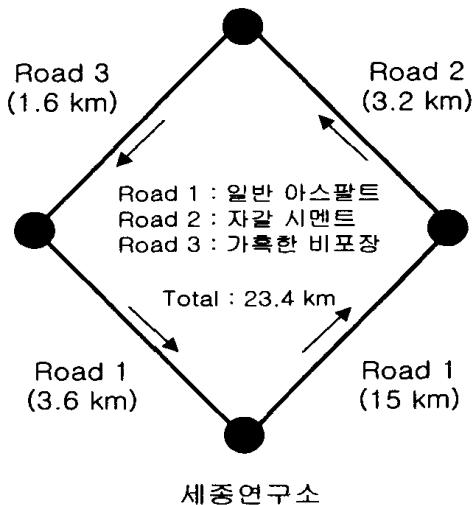


Fig. 2 Proving ground for road test

### 3.3 결과 및 데이터 분석

실차 주행 시험로를 주행하여 계측한 스트레인데이터 중에서 중앙 소음기 용접부위에서 주로 굽힘하중이 작용하여 가장 많은 데이터가 발생한 부분, 즉, 파손발생 확률이 가장 높은 하부 스트레인게이지로부터 획득한 데이터, 총 38,328개의 스트레인데이터를 마르코프 프로세스를 이용하여 확률적 랜덤순서를 고려한 모사하중 스펙트럼을 산출하였으며, 이렇게 얻은 각 하중수준에 대하여 Peak-Valley 발생빈도 히스토그램과 From-To 발생빈도 분포도를 계산하고, 이 결과로부터 Peak-Valley 하중점을 16단계의 From-To 하중수준으

로 계산하여 실제 균열성장수명 계산의 입력자료로 사용될 하중전환 발생빈도 분포행렬을 계산하였다. 그리고 이러한 분포행렬로부터 각 하중수준의 Peak-Valley사이에 전환되는 발생확률분포를 계산하고, 발생빈도의 누적확률 분포와 초기하중 위치 결정을 위한 전체 빈도에 대한 각 하중위치의 누적확률 계산과 랜덤번호 산출에 의한 초기하중 위치 계산을 하였으며, 이와 같이 누적전환 확률분포에 따라 연속적으로 산출된 하중스펙트럼의 결과는 Fig. 3과 같다.

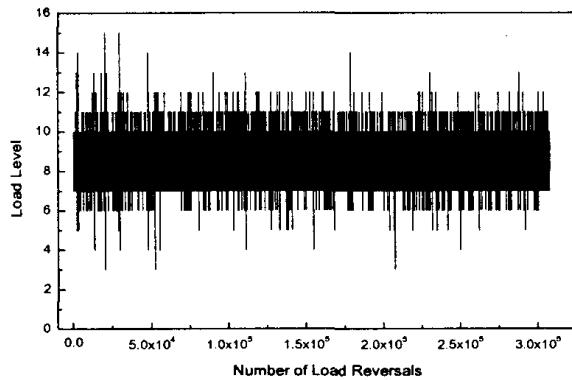


Fig. 3 Calculated load spectrum

#### 4. 구조 용접부 피로 특성 평가

##### 4.1 시편 및 시험조건

시제품을 이용한 일정진폭 피로하중에 대한 피로시험(S-N 곡선) 결과로부터 변동하중 스펙트럼의 각 응력 사이클에 대한 피로잔여강도 및 파손확률분포 계산의 모델변수( $N$ ,  $\nu$ ,  $B_l$ )가 얻어지므로, 시편은 배기계에 실제로 사용 및 조립되는 조건으로 제작하여 실제 현상에 보다 근접한 결과를 획득하도록 하였다. 이때 사용한 시험조건은 배기계의 주 하중형태인 굽힘하중이 가해지도록 응력비,  $R=-1$ , -0.5, 0.1에 대해 시험을 수행하였으며, 또한 모델파라미터를 결정하기 위한 정강도 시험을 수행하였다.

##### 4.2 시험결과 및 데이터 분석

시험은 임의의 스트레인 진폭에 대하여 세 개의 서로 다른 응력비값에 대하여 각각 4개 쪽의 시편에 대하여 피로시험을 수행하였다. 시험결과 피로수명에 대하여 통계처리를 한 후 Fig. 4와 같이  $\epsilon$ -N 선도를 구하였다. 또한, 정하중 시험결과 정강도 특성치와 Weibull 분포의 형상 파라미터, 그리고 사이클 구성 영향상수를 계산하였다.

이와같이 구해진 각각의 응력비에서 서로 다른 3개의 스트레인 진폭에 대한 시험 조건에서 변동하중 스펙트럼의 응력 사이클에 대한 피로잔여강도 및 파손확률분포 계산시에 입력자료로 사용되는 모델변수( $N$ ,  $\nu$ ,  $B_l$ )값을 구한 결과는 Table 1에서 제시하고 있다.

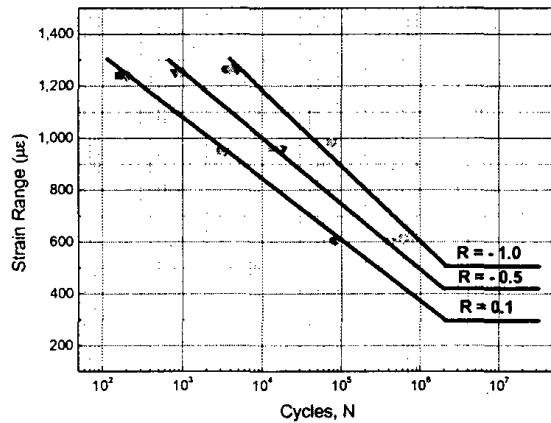


Table 1. Model parameters

하증비	$S_a(\mu \varepsilon)$	$N(\text{cycle})$	$B_l$	$\nu$
$R_s = -1$	614	618732	3.487	0.156
	985	75987	6.287	0.254
	1263	4138	0.976	0.321
$R_s = -0.5$	600	416539	1.427	0.283
	958	16336	6.277	0.462
	1250	903	8.874	0.765
$R_s = 0.1$	605	87934	2.843	0.317
	950	3209	4.227	0.535
	1240	188	10.762	0.674

Fig. 4  $\varepsilon$  - N curve for fillet welding specimens

## 5. 피로수명 해석 평가

### 5.1 잔여강도 저하모델

자동차용 배기계와 같이 진폭이 다른 두 하증사이클이 연속적으로 작용할 때 임의의 하증 진폭에서의 작용 하증사이클수에 대한 잔여 강도식은 임의의 하증사이클수를  $n_j$ 라 하면 다음과 같이 표현된다.

$$R\left(\sum_{i=1}^j n_i\right) = R_0 - (R_0 - S_j) \left( \frac{n_{eff_j} + n_j}{N_j} \right)^{\nu_j} \quad \text{여기서, } n_{eff_j} = N_j \left[ \frac{R_0 - R\left(\sum_{i=1}^{j-1} n_i\right)}{R_0 - S_j} \right]^{1/\nu_j} \quad (1)$$

또한, 임의의 변동하증에 대한 파손확률을 결정하기 위해서는 “Tracking”기법을 모델에 적용해야 하며, 임의의 점에서의 파손확률은 식 (2)와 같이 나타난다.

$$P\left[\bar{R}\left(\sum_{i=1}^j n_i\right) \leq S_j\right] = 1 - \exp \left[ - \left( \frac{S_j}{R\left(\sum_{i=1}^j n_i\right)} \right)^{B_{f_j}(n_j)} \right] \quad (2)$$

그리고 잔여강도 형상 파라미터를 정의하는 표현식은 다음과 같다.

만약  $B_{l_j} < B_{f_{j-1}}(n_{j-1})$  이면,

$$B_{f_j}(n) = B_s - \sum_{i=1}^{j-1} (B_s - B_{l_i}) \frac{n_i}{N_i} - (B_s - B_{l_j}) \left( \frac{n_j}{N_j} \right) \quad (3-a)$$

만약  $B_{l_j} < B_{f_{j-1}}(n_{j-1})$ 이고,  $B_{f_j}(n) \leq B_{l_j}$ 이면,

$$B_{f_i}(n) = B_{l_i} \quad (3-b)$$

또, 만약  $B_{l_i} \geq B_{f_{i-1}}(n_{j-1})$  이면,

$$B_{f_i}(n) = B_{f_{i-1}}(n_{j-1}) \quad (3-c)$$

여기서  $j$ 는 현재의 하중진폭의 하중사이클을 뜻하며  $n$ 은 그때의 하중사이클수를 나타낸다. 그리고  $B_{f_i}(n)$ 은 현재 잔여강도 형상 파라미터이고  $B_{f_k}(n_k)$ 는 k번째 하중사이클에 대한 형상 파라미터이며  $B_{l_k}$ 는 k번째 하중사이클에 대한 피로수명 형상 파라미터이다. 만약 현재 하중사이클에 대한 피로수명 형상 파라미터  $B_l$ 이 현재의  $B_f(n)$ 보다 작으면  $B_f(n)$ 은 제한치  $B_l$ 까지 선형적으로 감소하게 된다. 그러나 현재 하중사이클에 대한 피로수명 형상 파라미터  $B_l$ 이  $B_f(n)$ 보다 크면 조건식에서  $B_f(n)$ 을 현재 하중사이클에 대한 값으로 유지하게 함으로써 물리적 조건을 만족시키도록 한다.

## 5.2 모델변수 결정

변동 하중스펙트럼에서는 각 하중사이클 별로 그에 상응한 피로수명 Scale 파라미터  $N_i$ , 피로수명 형상 파라미터  $B_{l_i}$ , 강도저하 파라미터  $\nu_i$ 를 결정하여야 하는데, 이러한 파라미터들의 결정을 위해서 정하중 강도 데이터, 피로하중 시험데이터 등의 실험결과로부터 얻어지는 Master Diagram을 사용하여 구하게 된다. 또한, 시제품 피로내구성 특성평가에 의해 결정된 각각의 응력비에 대하여 세 가지의 다른 진폭에 대한 피로시험 결과로부터 변동하중 스펙트럼에서의 모델변수들이 결정될 수 있다. 피로수명 Scale 파라미터  $N$ 은 표준 Master Diagram과 수정 Goodman 관계식으로부터 얻었으며, 변동하중 스펙트럼에 대한 피로수명 형상 파라미터  $B_l$ 과 강도저하 파라미터  $\nu$ 는 수정된 Master Diagram을 통해 얻었다.<sup>5)</sup> 시험결과로부터 구한 S-N 곡선식은 다음식과 같이 표현할 수 있다.

$$S_a = A_k \log N + B_k \quad (4)$$

여기서,  $S_a$ 는 응력진폭이고,  $A_k$ 는 응력비  $R_{s,k}$ 에 대한 S-N 곡선의 기울기를 나타내며  $N$ 은 피로수명 Scale 파라미터,  $B_k$ 는 응력비  $R_{s,k}$ 에 대한 S-N 곡선의 응력 진폭축에 대한 절편값이다. 또한, 수정 Goodman식은 다음 식으로 표현된다. 즉,

$$S_a = S_{a0} \left[ 1 - \left( \frac{S_{mn} - S_{m0}}{R_0 - S_{m0}} \right)^m \right] \text{ 단, } m = \log \left( 1 - \frac{S_{ai}}{S_{a0}} \right) \log \left( \frac{S_{mi} - S_{m0}}{R_0 - S_{m0}} \right) \quad (5)$$

그리고 최소자승법을 통한 선형화에 의해  $\nu$ 와  $B_l$ 도 다음 식으로 얻을 수 있다. 즉,

$$S_a = C_k \nu + D_k \quad (6)$$

$$S_a = E_k B_l + F_k \quad (7)$$

### 5.3 피로수명 평가

자동차용 배기계에 대하여 실차 주행중 용접부위에 발생하는 스트레인 스펙트럼을 활용하여 잔여강도 저하모델로부터 산출한 피로수명 확률분포 거동은 Fig. 5와 같이 사이를 구성 영향계수를 고려한 경우는 약 35만 km 주행 후 90% 이상의 파손확률을 나타내었고 사이클 영향계수를 고려하지 않은 경우는 40만 km 주행 후 90% 이상의 파손확률을 나타내었다. 이상의 결과는 본 연구에 사용된 실차 주행 시험로의 가혹도에 의존하는 것이고, 고온 부식환경에서의 피로수명은 고려하지 않았으며, 또한 이는 설계안전계수가 반영되지 않은 시험에 의한 정량적인 값이다.

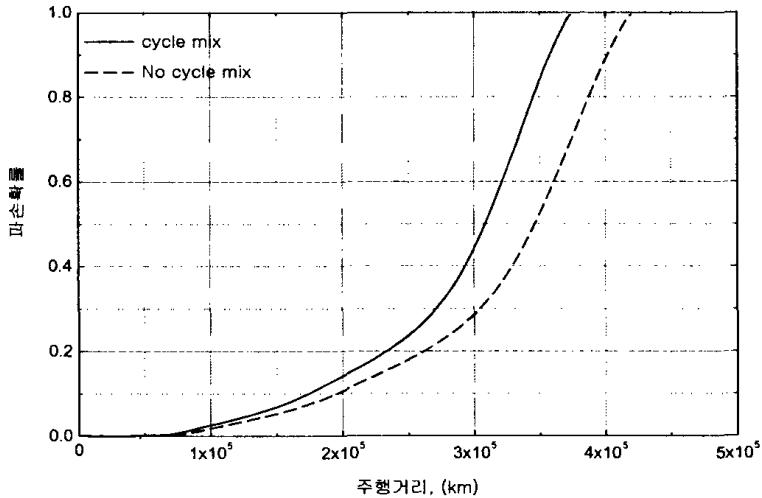


Fig. 5 Probability distribution of fatigue life

## 6. 결 론

본 연구를 통하여 실차 주행중 배기 머플러에 작용하는 국부 변형률스펙트럼을 측정하고, 측정된 결과로부터 하중스펙트럼 산출 알고리즘을 통해 운용 하중스펙트럼을 산출하였다.

산출된 하중스펙트럼 하에서 잔여강도 저하모델을 이용하여 머플러 구조의 피로파손 누적확률 분포를 주행거리에 대하여 구하고 설계 예상수명과 비교하였다. 즉, 설계수명을 20만 Km로 고려하면 수명의 안전마진이 1.75로 평가되었다.

이러한 평가 과정을 통하여 용접부와 같이 공정상 품질의 균질성 보장이 어려운 구조물의 피로수명 평가에는 역학적 접근보다는 잔여강도 저하모델의 적용이 신뢰도가 높고 효과적임을 알 수 있다.

## 참고문헌

1. S. S. Bassa, N. J. Sheth and S. R. Swanson, "Development random load life prediction model", Material Research and Standards, 12, Mar., 1973
2. K. Sobczyk and B. F. Spence Jr. , Random Fatigue : From Data to Theory, Academic Pres, Inc. Co. U.S.A, 1992
3. Talreja R., "Fatigue of Composite Materials", Technical University of Denmark, Ph.D. Thesis, 1985
4. Weibull W. and Weibull G. W., "New Aspects and Methods of Statistical Analysis of Test Data with Special Reference to the Normal, the Nonnormal, and the Weibull Distributions", FOA Report D 20045-DB, Stockholm: Defense Research Institute, 1977
5. Goodman J., "Mechanics Applied to Engineering", Vol. 1, 9th Ed., Lonmans Green, London, 1930