

## 제품의 진동시험수준 결정에 관한 고찰

윤용집, 최창하, 임영택, 최병민

(Determining Vibration Qualification Level of Products)

(Yong Gib Yun, Chang Ha Choi, Young Taek Lim, Byoung Min Choi)

### 1. 머리말

산업이 발전하면 할수록 작게는 가전제품, 컴퓨터에서 크게는 자동차나 항공기, 인공위성까지 거의 모든 종류의 제품을 통하여 제품에서 전자부속품이 차지하는 비율은 기계부속품에 비하여 점차로 증가하고 있다. 이는 현대의 모든 제품이 기계적인 금속부속품의 결합체에서는 이미 떨어져 반도체나 보드, 센서 등 여러가지 전자부속품들의 총 집합체임을 의미하는 것이다. 또한 가격면에서도 기계적인 외형보다는 내부를 차지하는 전자부속품이 훨씬 큰 비중을 차지하고 있다. 실제로 무기체계의 경우, 항공기나 전자에 들어가는 단 하나의 전자장비의 가격이 이보다 부피는 훨씬 큰 철제 외형의 가격에 비해 수배나 되는 것도 많이 있다.

이처럼 전체 시스템에서 전자부속품이 차지하는 비율이 가격면에서나 주요 기능면에서 모두 증가함에 따라 제품은 여러가지 발전된 기능을 수행할 수 있게 되었으나, 이에 비하여 전체 제품에 대한 신뢰도는 함께 증가하지 못하고 있다. 이는 제품의 부속품이 전자화되고 복잡해짐에 따라 여러가지 이유로 인해 부속품에 이상(Fault)이 발생할 확률이 점점 커지기 때문이다.

특히 부품불량의 경우를 제외하고 제품에 가해지는 진동/충격은 기계적 뿐만아니라 전자적으로 제품에 치명적인 손상을 입히는 주된 요인이 된다. 따라서 현대의 대부분 제품들은 사용 전에 부품별이나 제품 전체로 진동/충격시험을 수행하므로써 제품의 내구성을 확인하는 절차가 반드시 요구된다. 이는 진동/충격시험을 통하여 각종 제품의 내구성 관련 사항을 정확하고 합리적으로 시험, 분석함으로써 제품의 신뢰성을 높일 수 있는 것 외에도, 제품개발시 적당한 내구

성을 유지시키기 위한 최적의 디자인을 가능하게 할 수 있기 때문이다.

실제로 이러한 개념은 무기체계 개발시에 필수적인 요인이 된다. 무기는 원래 최악의 상황을 견딜 수 있어야 하므로 내구성이 약해서는 절대 안되지만, 반대로 너무 견고하게 하기 위하여 무게나 부피가 커지면 쓸모없는 고철이 되어 버리기 때문이다. 이와 같은 취지에서 미 군사규격인 MIL-STD에서는 환경시험/분석에 관하여 810 Series를 제시하고 있고, 현재 이는 무기체계 개발 뿐만 아니라 상용제품 개발시에도 참고자료로 널리 사용되고 있다. 특히 진동시험/분석에 관하여는 기존의 810C가 획일적인 진동시험수준을 적용하여 많은 문제점을 보임에 따라, Version D와 E에서는 상황에 따른 진동을 측정하고 조정(Data Reduction)하여 이를 시험용 진동수준으로 사용할 것을 권하고 있다.

따라서 여러가지 조건에서 진동으로 인해 제품에 가해지는 피로(Fatigue)로 인한 손상(Damage)을 제품이 견뎌 낼 수 있는가?는 제품의 진동시험으로 판단 할 수 있으며, 또한 상황에 알맞는 적당한 진동시험수준(Vibration Qualification Level)은 진동시험을 성공적으로 수행하는데 필수 요인이 된다. 본 보고서는 이러한 필요성에 의하여 제품의 상황에 알맞는 정확한 시험용 진동수준(V.Q.L.)을 결정하는 방법과 절차 그리고 사용된 이론을 다루고자 한다.

참고로 위에 언급한 개념은 오래 전에 미 군사규격으로부터 시작되었으며, 이번에 설명할 방법 및 절차는 현재 프랑스 군사규격인 GAM EG13(인공위성분야에도 사용중)에 포함된 것으로 알려지고 있다. 하지만 아래 설명되어질 관련 이론들은 프랑스 군에서 직접 얻을 수 없는 관계로 프랑스의 무기 및 전자제품 제조회사인 Thomson-CSF사에서 얻

· 정회원, 국방과학연구소  
· 국방과학연구소

은 자료와 개인적으로 입수한 참고문헌을 토대로 만든 것으로 적용면에서 뛰어나다고 판단되어 사용해본 담당자로서 가전제품은 물론 자동차나 인공위성에 들어갈 전자장비까지 모든분야의 제품에서 합리적으로 사용 가능하기 때문에 이번 기회를 통해 소개하고자 한다.

표 1. - Life Profile의 예

	총 주행거리	최고속도	주행시간
포장도로 주행	12500 km	55 km/h	227.3 hr
야지 주행	37500 km	20 km/h	1875 hr

## 2. 진동시험수준 결정절차

### 2.1 개요

아래 제시될 방법과 절차 그리고 마지막 결과는 미국의 군사규격인 MIL-STD-810E와 프랑스의 군사규격인 GAM EG13에 의거하여 국방과학연구소와 프랑스의 Thomson-CSF사가 제품의 환경시험중 일부인 진동시험에 필요한 진동시험수준(V.Q.L.)을 결정하기 위해 다년간의 실험과 경험을 통하여 만든 것이다. 이 방법은 종전에 사용되어 왔던 방식, 즉 미 군사규격에서 제시하는 아래의 단 한가지의 공식에 의존하지 않고, 좀더 이론적인 배경을 가지고 접근한 것이 특징이다.

$$W_1 / W_2 = (t_2 / t_1)^{1/M}$$

$W_1$  = real time amplitude ( $g^2/Hz$ )

$W_2$  = laboratory test amplitude ( $g^2/Hz$ )

$t_1$  = real time

$t_2$  = laboratory test time

$M$  = Material constant (slope of log-log random S/N curve -> the recommended value = 4)

이 방법은 다음 2가지 원칙을 이론적인 배경으로 하고 있다.

첫째는 “기계적 응답 스펙트럼(Response Spectrum)에 의한 진동해석이다.”

둘째는 “변위의 극한치(Extreme Level)와 피로(Fatigue)에 의한 손상(Damage) 관련 해석이다.”

이 두가지의 이론적 배경은 다시 뒷절에서 자세히 설명하기로 하겠다.

또한, 이 절차를 수행하기 위해서는 선결조건으로 2가지가 필요하다.

첫째는 “시험대상 장비가 일생동안 겪어야 할 진동상황에 대한 자세한 고찰이 수반되어야 한다.”

둘째는 “각각의 상황에 관련된 환경자료(Environmental Data)가 있어야 한다.”

아래 표 1.은 이 자료의 한 예이다.

## 2.2 이론적 배경

### 2.2.1 최대응답 스펙트럼(Maximum Response Spectrum)

외력에 의한 구조물의 운동을 응답(response)이라 하고, 이 구조물에 가해지는 외부의 힘을 가진력(exciting force)이라고 한다. 이론적으로 기계적 구조물의 시스템 파라미터들(mass, stiffness, damping 계수)을 알면, 위의 두가지 요소 중에서 하나만 알 수 있으면 나머지 한개는 계산에 의해 구할 수 있다.

이번 절차를 간단히 요약하면 먼저 장비에 가해지는 가진력을 알아낸 후에 이를 토대로 응답을 구하고, 이 응답으로부터 최대변위에 의한 최대응력과 피로손상 스펙트럼을 계산하는 일련의 방법이다. 그런 절차의 첫번째 단계는 먼저 시험을 통하여 관련 전자장비가 설치될 위치에서 진동가속도를 측정한 후 이 자료로부터 두요소 중에 하나인 가진력을 알아 내는 것이다.

이와 같이 응답 스펙트럼을 이용하여 진동시험수준을 결정하기 위해서는 제품이나 장비의 기계적인 동적특성(Mechanical Dynamic Behavior)을 고려하여, 각 장비들이 견딜 수 있는 극한치와 피로에 의한 손상정도를 파악해야 한다. 그러나, 대부분의 복잡한 제품이나 장비에서 위에 필요한 자료를 수치적으로 추출하기는 무척 어렵기 때문에 이들 파라미터를 추출하기 위해서 기계적 기본모델을 정해야 한다. 모델은 선형적인 시스템으로서 Mass - Spring - Damper를 각각 1개씩 갖는 SDOF(Single Degree Of Freedom) 시스템으로 하되 이 시스템의 고유주파수는 계속적으로 변한다고 생각한다.

이번에 사용한 최대응답 스펙트럼(M.R.S.)은 변수 R을 사용하여 아래와 같이 정의하였다.

$$R = (k/m)z_m \quad z_m : \text{시스템 응답의 최대변위}$$

즉, 단위무게당 작용하는 응력이라고 말할 수 있다.

여기서 이 시스템의 고유진동수를  $f_0$ 라고 정의하면,

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$k/m = (2\pi f_0)^2 = 4\pi^2 f_0^2$$

따라서,

$$R = 4\pi^2 f_0^2 z_m$$

수학적으로 SDOF의 약한 감쇄 시스템(Lightly Damped System)에서 랜덤진동의 응답이 정규분포를 따른다고 가정하면 이에 의한 최대변위는 Rayleigh분포를 따른다.

Rayleigh분포란 표준정규분포를 따르는 변수들, 즉 N(0,1)인 변수들의 제곱의 합인  $\chi^2$ (chi square) 분포를 square root한  $\chi$ 분포 중에서 2<sup>nd</sup> DOF에 해당하는 경우를 말하는 것이다. 그러므로, Rayleigh분포를 따르는 변수  $u$ 를 정의하면 아래와 같다.

$$P(u) = ue^{-\frac{u^2}{2}}$$

$$u = \frac{z}{\sigma_x}$$

하나의 peak치( $z_p$ )가 threshold 값인  $z_0$  보다 클 확률은 아래와 같고,

$$f_z(u_0) = 1 - \int_0^{u_0} P(u)du = e^{-\frac{u_0^2}{2}}$$

t 시간동안 peak치( $z_p$ )가  $z_0$ 를 넘을 횟수(N)는 다음과 같이 정의되므로,

$$N = f_0 t f_z(u_0)$$

결국,  $N=1$  일때의  $u_m$ 값을 구하므로써, 최대변위인  $z_m$ 값도 구할 수 있다.

$$z_m = u_m \sigma_x = \sigma_x \text{sqrt}(2 \ln f_0 t)$$

마지막으로,

$$R = 4\pi^2 f_0^2 \sigma_x \text{sqrt}(2 \ln f_0 t)$$

### 2.2.2 피로손상 스펙트럼(Fatigue Damage Spectrum)

피로손상 스펙트럼을 구하기 위해서 사용한 이론은 선형 시스템의 누적 손상 이론으로서 가장 일반적이고 널리 적용되고 있는 Miner's Theory이다. 이 방법은 비교적 간단하면서도 다른 여타의 방법들과 비교해도 피로정도나 파괴등을 예측하는데 손색이 없기 때문에 미 군사규격에서도 채택하고 있다.

Miner's Method는 아래의 식에서와 같이 간단한 분수식 모양의 합으로 나타낸다.

$$D = \sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_i}$$

$n_i$  = the number of cycles experienced by the specimen by at load  $i$

$N_i$  = the number of cycles to failure at load  $i$  from an appropriate material S-N curve

이 식에 의하면 결국, 피로손상은 장비가 흡수하는 일량에 비례한다고 가정하는 것이다. 또한 흡수 일량은 S-N curve에서 파괴가 일어나는 숫자인 N과 실제 그 해당 stress level을 받는 숫자인 n과의 비율에 비례한다고 말할 수 있다. 따라서 위의 식의 D값이 1에 도달하면 파괴가 일어났다고 판단할 수 있는 것이다.

S-N curve에서 얻을 수 있는 식은 아래와 같다.

$$NS^b = c$$

$$\frac{1}{N_i} = \frac{S_i^b}{c}$$

여기서 b, c는 material의 고유특성이다.

선형 시스템으로 가정하였으므로 응력 S는 변위에 비례한다.

$$S = kz \quad (z = \text{maximum relative displacement})$$

따라서 이를 잘 조합하여 Miner 식에 대입하면,

$$D = \frac{k^b}{c} \sum_{i=1}^m n_i z_i^b$$

k, b, c는 constant

b는 보통 4 ~ 30 사이 ( 8 to 9 for aluminum alloys, 10 to 14 for steel ) 만약 Material를 모를 때는 보통 10 사용한다.

$p(z)$ 를 Stress peak치가 발생하는 확률밀도함수라고 하면, 임의의  $\Delta z$ 에서 T 시간동안 peak치가 발생하는 횟수는  $n(z) = f_0 T p(z) \Delta z$  이므로,

$$D = \frac{k^b}{c} f_0 T \sum_{i=1}^m z_i^b p(z_i) \Delta z$$

$p(z)$ 는 최대응답 스펙트럼 계산시와 마찬가지로 Rayleigh 분포를 따르므로,

$$p(z) \Delta z = \frac{z}{\sigma_x^2} e^{-\frac{z^2}{2\sigma_x^2}} \Delta z$$

원래 변수 z는 연속변수이므로

$$D = \frac{k^b}{c} f_0 T \frac{1}{\sigma_x^2} \int_0^\infty z^{b+1} e^{-\left(\frac{z^2}{2\sigma_x^2}\right)} dz$$

위의 식을 Gamma Function를 이용하여 간단히 표현하면 아래와 같은 마지막 식을 얻을 수 있다.

$$D = \frac{k^b}{c} f_0 T (\sqrt{2} \sigma_x)^b \Gamma\left(1 + \frac{b}{2}\right)$$

이 식은 약한 감쇄 시스템에서 손상(Damage)을 예측하는데 널리 사용하는 것으로 k, b, c 같은 상수 값만 정확히 알고 있으면 D = 1로 하여 파괴되는 시간도 알아낼 수 있다.

### 2.3 절차내용

이번에 사용된 예는 차량에 탑재되는 Air-con의 X축 시험용 진동수준을 결정하는 절차로써 사용된 Life Profile은 표 1.과 같다.

1) Air-con이 설치되는 차량위치에서 진동을 측정 한 후, Spectrum Analyzer와 PC를 사용하여 P.S.D.(Power Spectral Density)를 구한다. 첫번째 단계에서 필요한 P.S.D.의 종류는 2가지로 포장도로 주행 55Kph, 야지 주행 20Kph로 각 도로조건에서 최고속도로 주행하였을 시의 P.S.D.들이다. 그림에서 볼 수 있듯이 X축은 주파수 대역으로 Log Scale로 1Hz부터 500Hz까지 나타내었고, Y축도 역시 Log Scale로  $g^2/Hz$ 를 rms값으로 표시하였다. (그림 1. 2. 참조)

2) 1)에서 구해진 P.S.D.의 원모양에 충실하면서 Break Point수가 10 ~ 20개 내외의 Simplify된 P.S.D.를 다시 구한다. 여기서 주의할 점은 입력으로 넣는 Simplified P.S.D.가 Original P.S.D.와 전체 G-rms 값이 거의 동일해야 한다는 것이다.

3) 이 각각의 입력데이터로 부터 주행시간(Real Time : T<sub>1</sub>)을 고려하여 피로손상 스펙트럼과 최대응답 스펙트럼을 구하게 된다. 여기서 고려되어야 할 사항들은 아래와 같고, 오른쪽에는 이번 분석에 사용된 값들을 나타내었다.

- Q Factor : 10
- b Parameter : 8
- k Constant ( s = kz ) : 1
- c Constant ( Ns<sup>b</sup> = c ) : 1

4) 3)에서 구한 각각의 피로손상 스펙트럼을 더하여 손상 스펙트럼의 합을 나타내는 Curve를 만든다.

(그림 3. 참조) 즉, Air-con이 일생동안 운용되면서 받게 될 전체 손상의 합을 구하는 것이다.

5) 3)의 절차에서 구한 각각의 최대응답 스펙트럼들을 한곳에 모아 Envelope를 구한다. (그림 4. 참조)

이 작업은 Air-con이 위의 진동주파수 대역에서의 겪는 최대응력 값을 알아내는 것이다. 또한 이 자료는 Air-con 진동시험시 시험시간을 결정하는 데 중요한 자료로 쓰일 것이다.

6) 4)에서 구한 피로손상 스펙트럼의 합에서 시험용 시간(Test Time : T<sub>2</sub>)을 적용하여 임시시험용(Provisional) P.S.D.를 만든다.

7) 6)에서 만들어진 P.S.D.를 입력으로 최대응답 스펙트럼을 다시 구한다.

8) 7)에서 구한 Curve를 5)에서 구한 Envelope와 비교하여 모든 주파수 대역에서 한개의 Envelope값이라도 2배이상 높은 구간이 있다면, 절차 6), 7)로 돌아가 시험시간을 늘려 다시 임시시험용 P.S.D.를 만든 후 위 조건을 만족하는 지 재검사한다. 조건을 만족하지 못하면 만족할 때까지 시험시간을 조절하면서 절차 8)을 계속적으로 수행한다. (그림 5. 참조)

9) 임시시험용 P.S.D.가 위 조건을 만족하면 예비시험용(Preliminary) P.S.D.가 되는 것이다. 그러나 이 P.S.D.도 실제 환경진동시험에 적용하기는 매우 어렵다. 그 이유는 첫째, 실제 Test Level에서는 최소값이 존재하기 때문이다. 즉, 진동시험기에 따라 최저 진동 시험수준이 있기 때문에 이를 맞추어야한다. 둘째, 진동수준이 이웃 주파수에 비해 너무 급하게 변해서는 안된다. 셋째, 한 주파수에 2개의 값이 존재해서는 안된다. 이런 여러가지 이유에서 예비용 진동시험수준을 조건에 맞게 조정하여 만들어진 것이 실제 적용가능한 진동시험수준(V.Q.L.)이다. (그림 6. 참조)

마지막으로 그림 7.은 진동시험수준을 결정하는 위의 모든 절차를 하나의 흐름도로 나타내었다.

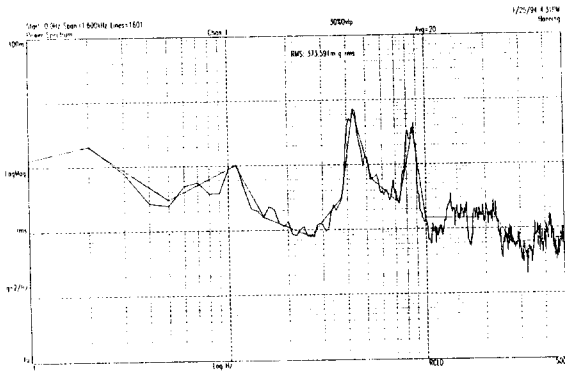


그림 1. 포장도로 55kph, Air-con P.S.D.(X축)

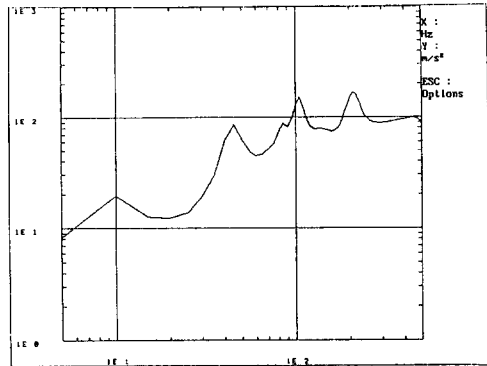


그림 4. 두 최대응답 스펙트럼의 Envelope

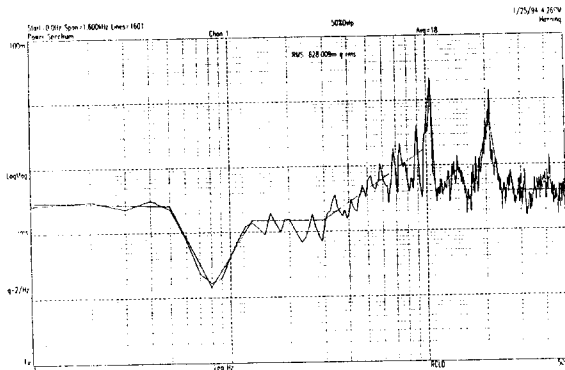


그림 2. 야지 20kph, Air-con P.S.D.(X축)

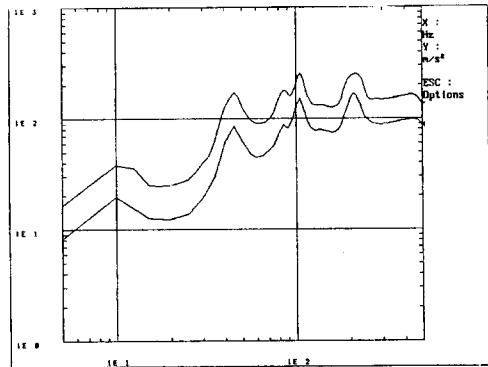


그림 5. 두 최대응답 스펙트럼의 비교

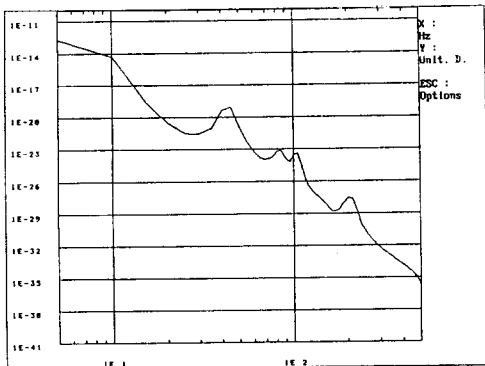


그림 3. 두 피로손상 스펙트럼의 합

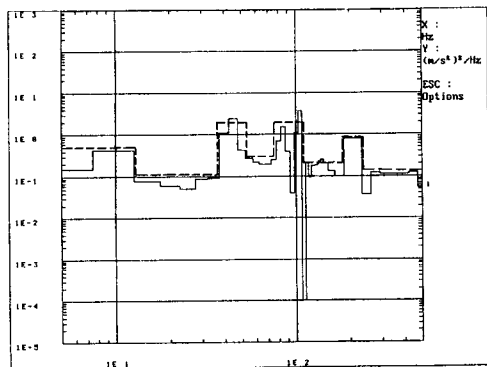


그림 6. 예비용 및 시험용 진동수준

### 3. 맺 음 말

무기체계 개발에서 개발장비의 내구성은 개발자가 고려해야 할 가장 중요한 항목 중에 하나이다. 그러나 이런 개념이 꼭 무기체계 개발에만 국한된다고 생각되지는 않는다. 실제로 여러 선진국에서는 자동차나 항공기 그리고 인공위성에 탑재되는 거의 모든장비를 환경시험을 통하여 엄격하게 관리하고 있는 것이 사실이고, 우리 기업들 역시 진동을 비롯하여 온도, 충격, EMI/EMC 등 환경시험분야에 많은 관심을 기울이고 있기 때문에 이런 환경시험수준 결정절차나 과정 그리고 결과를 나름대로 파악하는 일은 매우 중요하다고 판단된다.

여러 환경시험 중에서도 진동시험은 가장 보편적이고 오래된 것으로 진동시험을 합리적으로 수행하기 위해서는 무엇보다도 합리적이고 타당한 진동시험수준 결정이 필요하다. 미 군사규격도 Sinusoidal이나 Swept Sine에서 Random Vibration 시험까지 여러종류의 시험에서 각각에 맞는 시험 방법을 제시하고 있으나 이를 뒷받침하는 이론적 설명은 부족한 편이다. 이런 상황에서 프랑스가 환경시험, 특히 진동 시험에 많은 연구를 하고 있어서 이번에 국방과학연구소가 프랑스의 Thomson-CSF사와 함께 일하면서 배우고 나름대로 연구한 것을 앞장에 언급하였다. 세부적인 내용이 많이 포함되지는 못했지만 가능하면 여러 분야에서 이런 작업이나 연구에 관하여 많은 관심을 가져 주기를 바란다.

### 참 고 문 헌

- (1) 1989, "Environmental Test Methods and Engineering Guidelines", MIL-STD-810E, Method 514.4 .
- (2) 1987, "Development of Laboratory Vibration Test Schedule", AD-A178 421, ITOP(International Test Operations Procedure) 1-1-050.
- (3) Warren C. Fackler, 1972, "Equivalence Techniques for Vibration Testing", The Shock and Vibration Information Center, United States Department of Defense, pp. 11 ~ 14, 73 ~ 77.
- (4) Lalanne C., 1984, "Maximax Response and Fatigue Damage Spectra", The Journal of Environmental Sciences, pp. 35 ~ 44.
- (5) Jens Trampe Broch, 1984, "Mechanical Vibration and Shock Measurements", B&K.

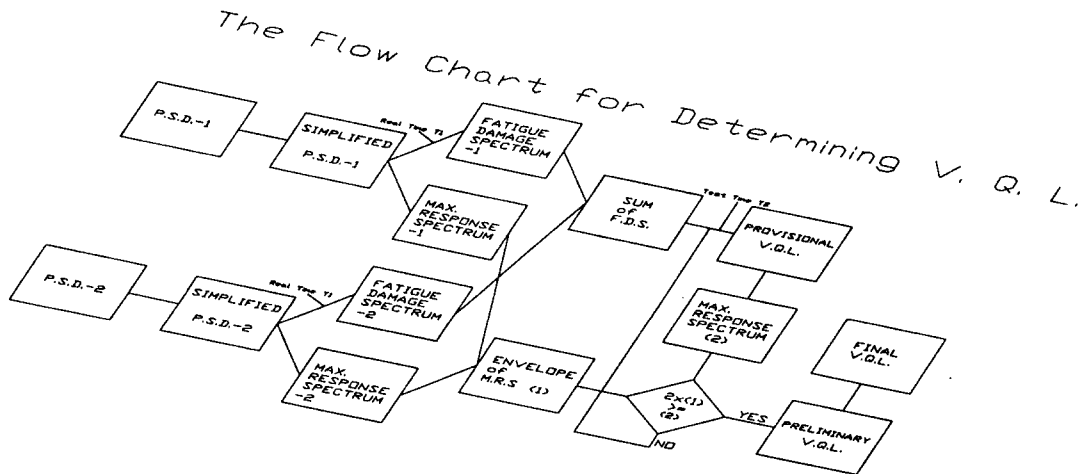


그림 7. 진동시험수준을 결정하는 모든 절차