固有振動数の調整可能な動吸振器による 船体上部構造の制振について

正員 近 藤 潔* 正員 太 田 徹*
正員 佐 藤 博 一**

On the Vibration Control of Superstructures of Ships by Means of a Dynamic
Vibration Absorber with an Adjustable Mass

by Kiyoshi Kondo, *Member* Tohru Ohta, *Member*
Hirokazu Satoh, *Member*

Summary

The reduction of superstructure vibration is essential for securing comfortable accommodation space and for preventing damage of delicate equipment in ships. Superstructure vibration is divided into three categories. The first is the local vibration where decks and walls vibrate locally. The second is the fore-aft vibration of the superstructure where the whole superstructure vibrates in the fore and aft direction at its resonant frequency. And the third is the vibration which is caused by hull girder vibrations. The prevention of fore-aft vibration is the most important, because the cure is difficult and expensive in many cases.

The authors have developed a dynamic vibration absorber of which the natural frequency can be controlled by adjusting the location of the mass. The reduction of the superstructure fore-aft vibration by means of the dynamic vibration absorber were studied, and are presented in this paper. Scale model tests and full scale tests were performed. The superstructure and the dynamic vibration absorber were modelled into two degrees of freedom systems with the help of FEM analyses. The experimental results were compared with the results calculated by the simple formula of two degrees of freedom systems. They generally showed good correlation.

The vibration of the superstructure of a 40,000 DWT cargo ship was reduced to one fourth of the original vibration level by using the dynamic vibration absorber with a 800 kg weight.

The dynamic vibration absorber has the following advantages :

- (1) The installation requires little change in the vibrating structure, so the installation is economical.
- (2) The dynamic vibration absorber itself generates no vibration, nor noise, because it requires no power sources.
- (3) The effect of vibration reduction is constant and reliable.

1 緒 言

船舶居住区は乗組員の居住および作業の中心の場であり、振動や騒音の少ない快適な環境が強く望まれる。船舶居住区の振動には床や壁などが比較的狭い範囲で振動する局部振動、船体上部構造全体が単独で前後に振動する「上構の前後振動」、および船体全体の振動の一部とし

て居住区が振動するものなどが挙げられるが、中でも「上構の前後振動」は起振力が比較的小さい場合にも発生する恐れがあり、その予測を確実に行うことは難しい。また、制振対策としても大規模な構造の補強や起振周波数の変更などが必要となり、多額の費用が発生する可能性がある。

本論文では、このような上構の前後振動を動吸振器の原理でどの程度制振可能であるかの検討を行った。動吸振器を用いた理由は、

* 日本鋼管(株)応用技術研究所津研究センター

** " 海洋鉄構事業部船舶海洋計画部

- (1) 構造などに大きな変更を加えずに設置でき、対策費用を低減できる。
- (2) 制振するための動力を必要としないので、振動や騒音を発生しない。
- (3) 設置することにより確実に効果が期待できる。

動吸振器を船舶のように大型で比較的振動数の高い構造物に適用した例はほとんど見当らず、最近僅かの論文が発表されているのみである¹⁾²⁾³⁾。大きな構造物を経済的な規模の比較的小さな動吸振器で制振しようとするれば、動吸振器のバネの変位が大きくなり、強度的に厳しくなることがいわれている⁴⁾。実際、大型船の上部構造に適用した文献³⁾の例では、物理的なバネを用いずに遠心力のバネを採用している。本研究の動吸振器では振り子にバネを取付ける方式を用いて、重錘位置よりも支点側にバネの取付け位置をずらすことにより、バネの応力を下げることができた。

また、本研究の動吸振器では重錘を振り子のレバーに沿って移動させることにより容易に固有振動数の調整ができるので、とくに実船への適用を考えた場合、実船に取付けた後で細かい調整を行えば良く、実用的である。さらに、一つの装置で広い周波数範囲に対応できるので、対象船が変わるたびに大きな設計変更は必要でなく経済的である。

本研究では、船体上部構造の 1/7 の模型に小型の動吸振器を取付けて実験し、制振効果の検討を行うとともに 4 万重量トンの貨物船による実船実験を行い効果を確認した。

2 本装置の性能設計法

本研究の動吸振器は、できるだけ小型化するために、減衰の小さいタイプである dynamic absorber⁵⁾を用いた。以下にその性能設計法を示す。

2.1 制振効果

動吸振器を構造物に取付けた場合のモデルは、最も簡単に Fig. 1 のように表わされる。ここで、記号の意味は次の通りである：

M = 構造物の質量	K = 構造物のバネ定数
m = 動吸振器の質量	k = 動吸振器のバネ定数
c = 動吸振器の減衰定数	P_0 = 加振力の振幅
ω = 加振力の円振動数	x_1 = 構造物の座標
x_2 = 動吸振器の座標	

なお、構造物の減衰は式を簡単にするために省略した。

Dynamic absorber の典型的な使用法は構造物の共振点で用いる場合であり、このときは $\alpha = \beta = 1$ となる。Fig. 1 のモデルに $\alpha = \beta = 1$ の条件および動吸振器の減衰 ζ が 1 より十分に小さいという条件をつけて解くと、

Fig. 1 Dynamic vibration absorber (two degrees of freedom system)

Fig. 2 Structure as one degree of freedom system

- (1) 式および (2) 式が得られる。

$$\frac{\bar{x}_1}{x_{st}} = \frac{2\zeta}{\mu} \quad (1)$$

$$\frac{\bar{x}_2}{x_{st}} = \frac{1}{\mu} \quad (2)$$

ただし $\bar{x}_1$ = 構造物の振幅

$\bar{x}_2$ = 動吸振器の振幅

(1) 式より動吸振器の減衰が小さいほど制振効果が大きいこと、および (2) 式より質量比 μ が小さいほど動吸振器の振幅が大きくなることが分かる。さらに、制振効果の相対的大きさを表わす量として、制振係数 r を次のように設定する：

$$r = \frac{\text{動吸振器装着後の } \bar{x}_1}{\text{動吸振器装着前の } \bar{x}_1} \quad (3)$$

ここで、動吸振器装着前の $\bar{x}_1$ として、Fig. 2 に示すように構造物を 1 自由度系にモデル化した時の共振点での値を採用すれば、

$$\frac{\bar{x}_1}{x_{st}} = \frac{1}{2\zeta_0} \quad (4)$$

ただし ζ_0 = 構造物の減衰比

であるから、(1) 式と (4) 式を (3) 式に代入して次式を得る：

$$r = \frac{4\zeta\zeta_0}{\mu} \quad (5)$$

2.2 制振範囲

Dynamic absorber の固有振動数を構造物の固有振動数と一致させた $\alpha = 1$ の場合には、構造物の共振曲線は Fig. 3 のように得られる。ここで、動吸振器の効果が明らかに認められる振動数の範囲すなわち「制振範囲」は、たとえば $\Delta\beta^*$ のように与えることができる。 $\Delta\beta^*$ を 2 自由度系の固有振動数の間隔 $\Delta\beta$ によって (6) 式のように定めるとすれば、 $\Delta\beta$ を制振範囲を定めるパラ

Fig. 3 Effective range of a dynamic absorber

メータと考えることができる。

$$\Delta\beta^* = \Delta\beta / (\text{適当な係数}) \quad (6)$$

この $\Delta\beta$ を簡易な式で得るために $\zeta=0$ を仮定すれば

$$\Delta\beta = \sqrt{\left(1 + \frac{\mu}{2}\right) + \sqrt{\mu + \frac{\mu^2}{4}}} - \sqrt{\left(1 + \frac{\mu}{2}\right) - \sqrt{\mu + \frac{\mu^2}{4}}} \quad (7)$$

を得る。ここで $\mu \ll 1$ を考慮すれば

$$\Delta\beta \approx \sqrt{\mu} \quad (8)$$

と求まる。(8)式より質量比 μ が小さくなると、制振範囲のパラメータ $\Delta\beta$ も小さくなることが分かる。すなわち、dynamic absorber では質量比が小さくても $\beta=1$ の共振点で制振可能であるが、制振効果の得られる振動数範囲が狭くなるという制約が生じる。

2.3 固有振動数の追従

動吸振器を用いる第一の目的は共振点での振動を抑えることであるが、質量比 μ が小さい場合には制振範囲が狭くなるため、加振力の振動数が少し変化すると十分な制振効果が得られなくなる恐れがある。この欠点を克服するために、動吸振器の固有振動数をコントロールして常に加振力の振動数に一致させる（すなわち $\alpha=\beta$ とする）という操作を行う。これを「固有振動数の追従」と呼ぶことにする。ここで、固有振動数の追従を行うことにより、逆効果として振幅が増加することがあるかどうかの検討を行う。

Fig. 1 のモデルに $\alpha=\beta$ を代入して α を消去すれば、構造物の振幅は次のように求まる：

$$\frac{\bar{x}_1}{x_{st}} = \frac{2\zeta\beta}{[(\mu\beta^4)^2 + (2\zeta\beta)^2\{1 - (1+\mu)\beta^2\}^2]^{1/2}} \quad (9)$$

(9)式より、 ζ が十分に小さければ固有振動数の追従を行うことにより、常に十分な制振効果が得られることが分かる。実際、共振点の周辺では固有振動数の追従により顕著な制振効果の向上が見られる。

次に、全周波数範囲で固有振動数の追従を行った場合に、動吸振器を付けない場合と比べて振動が増え、逆効

果となる範囲があるかどうか検討する。

Fig. 2 の 1 自由度系において、構造物の減衰が小さい場合には、共振点の周辺を除いて減衰定数の影響は小さいから $\zeta_0=0$ を仮定すれば、構造物の振幅は (10) 式で与えられる：

$$\frac{\bar{x}_1}{x_{st}} = \frac{1}{|1 - \beta^2|} \quad (10)$$

ここで ((9) 式の $\bar{x}_1$) $\leq$ ((10) 式の $\bar{x}_1$) なる範囲を求めると

$$\beta \geq \sqrt{-\frac{2\zeta^2}{\mu}(2+\mu) + \sqrt{\left(\frac{2\zeta^2}{\mu}\right)^2(2+\mu)^2 + \frac{8\zeta^2}{\mu}}} \quad (11)$$

となる。たとえば、 $\zeta=0.01$ 、 $\mu=1/200$ とすれば $\beta \geq 0.57$ となり、この範囲であれば動吸振器を付加したことにより逆効果は生じないことが分かる。 $\beta=0.57$ を (10) 式に代入すれば $\bar{x}_1/x_{st}=1.48$ であり、動吸振器を付けない場合の構造物の共振点での振幅は $\zeta_0=0.01$ を仮定すれば、(4) 式より $\bar{x}_1/x_{st}=50$ となる。すなわち、 $\beta=0.57$ の点では共振時と比べて構造物の振幅は十分小さくなっているため、 $\beta < 0.57$ の範囲での振動は十分に小さいものと考えられる。したがってこの場合は、動吸振器を付加して固有振動数の追従を行うことにより、実用上すべての周波数において制振できるといえる。

3 バネ振り子式動吸振器の特徴

Fig. 4 に示す通り、本研究の動吸振器は振り子をバネで支持する方式を採用しており、以後、「バネ振り子式」と呼ぶ。この動吸振器の固有円振動数 ω_n は (12) 式で与えられる：

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m} \left(\frac{l_k}{l_m}\right)^2 + \frac{g}{l_m}} \quad (12)$$

バネ振り子式動吸振器の第一の特徴は、固有振動数を容易に精度良くコントロールできることである。すなわち、Fig. 4 において重錘を振り子のレバーに沿って動かして l_m を変化させれば、(12) 式から分かるように固有振動数は変化する。

Fig. 4 Spring-supported pendulum

また、バネ振り子式ではバネの変位を小さく設定でき、バネの応力を下げて疲労強度を上げることができるのが第二の特徴である。重錘 m の振幅は、動吸振器と構造物で構成される系および加振力の条件から直接的に決定される量であるから、これを操作することは全体的な変更につながり、容易には行えない。バネ振り子式の場合、Fig. 4 のバネ位置 l_k を操作することでバネの変位を任意に設定できる。ただし、 l_k を変更すると (12) 式より固有振動数も変化するので、バネの剛性も変更しなければならない。

従来の動吸振器ではバネ強度が重要なポイントであり、かつ、dynamic absorber では加振周波数の変化に追従して固有振動数を変化させることが望ましいので、上に述べた二つの特徴によりバネ振り子式が動吸振器に適した方式であることが分かる。

Fig. 5 に模型実験で用いた動吸振器の概要を示す。ここではバネとしてU字形の板バネを用い、重錘の移動はサーボモーターによる送りネジ方式を用いて行った。

4 模型実験による検討

4.1 実験結果

船体上部構造の1/7の模型を製作し、Fig. 6 に示すように頂部に Fig. 5 の動吸振器を設置して制振実験を行った。上構模型の重量は全部で約5トンド、固有振動数

Fig. 5 Dynamic vibration absorber for model tests

Fig. 6 Superstructure model

を調節するために1個の重量が約 50 kgf のウェイトを約 30 個備えている。また、上構模型は二つの脚部を有しており、これにより前後振動を容易に実現することができる。加振は最大加振力 20 kgf の動電型加振機を高い台に据え付け、加振棒を介して模型の頂部に力を加えることにより行った。計測項目は模型の前後方向加速度と加振力で、これらの出力を Frequency Response Analyzer で解析した。

Fig. 7 は動吸振器を作動させない時の上構模型の振動応答で、Fig. 2 の系に対応する1自由度系の特性を示している。Fig. 8 は動吸振器と上構模型の固有振動数を一致させた時 ($\alpha=1$) の上構模型の振動応答を示す。Fig. 9 は固有振動数の追従を行った場合の結果で、上構模型

Fig. 7 Frequency response curve of the superstructure model (dynamic vibration absorber OFF)

Fig. 8 Frequency response curve of the superstructure model (dynamic vibration absorber ON)

Fig. 9 Frequency response curve of the superstructure model (synchronizing mode)

Fig. 10 Frequency response curve of the superstructure model (dynamic vibration absorber with a 16 kg weight ON)

Fig. 11 Frequency response curve of the superstructure model (dynamic vibration absorber with a 13.26 kg weight ON)

Fig. 12 FEM model

の振動は 6 Hz～10 Hz の全周波数領域で制振されている。Fig. 10 と Fig. 11 は動吸振器の重錘重量を 16 kgf と 13.26 kgf とした時の結果を示す (ただし $\alpha=1$)。

4.2 一般化質量の検討

模型実験の結果を 2 章で述べた 2 自由度系のモデルで評価するために、一般化質量を求めた。

まず、上構模型の一般化質量 M を推定するために MSC/NASTRAN による FEM 解析を行った。Fig. 12 に計算に用いた FEM モデル (左舷側のみ) を示す。一方、実験的には、上構模型の居住区頂部からウェイトを

取除いた時の固有振動数の変化から一般化質量を求めた。すなわち、Fig. 2 の 1 自由度系を仮定すれば次式が成立する：

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (13)$$

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M-\Delta M}} \quad (14)$$

ただし、 f_1 = 上構模型の固有振動数

f_2 = ウェイト ΔM を取除いた後の固有振動数

K = 上構模型の一般化バネ定数

M = 上構模型の一般化質量

ΔM = 取除くウェイトの質量

(13) 式と (14) 式から K を消去すれば、一般化質量は (15) 式のように求まる：

$$M = \frac{\Delta M}{1 - (f_1/f_2)^2} \quad (15)$$

(15) 式で求めた一般化質量の値を FEM 計算値とともに Table 1 に示す。Table 1 の f_1 の値は、Fig. 7 の固有振動数の値と 2/100 Hz 程度の差があるが、この程度の差が実験の諸条件 (たとえば、振幅や加振機の設置状態など) の差により生じるようである。(15) 式から求めた一般化質量 M の値は、 ΔM のとり方によってもあまり変化せず、FEM 計算値とも良く一致している。したがって、上構模型を Fig. 2 のような 1 自由度系でモデル化することは妥当であると考えられる。

次に、動吸振器の一般化質量を推定する。動吸振器の一般化質量は、重錘の質量と重錘以外の可動部の質量および重錘の位置により決定されるが、これを精度良く計

Table 1 Generalized mass of the superstructure model

ΔM	f_1	f_2	M
97 Kg	9.086Hz	9.240Hz	2934 Kg
194 Kg		9.400Hz	2953 Kg
291 Kg		9.565Hz	2980 Kg
Calculated Value by FEM			2970Kg

Table 2 Generalized mass of the dynamic vibration absorber

Weight	20 Kg	16 Kg	13.26 Kg
Measured Δf	0.864 Hz	0.749 Hz	0.672 Hz
Mass Ratio μ	1/110	1/147	1/187
Generalized Mass m	26.8 Kg	20.1 Kg	16.2 Kg

($M = 2950 \text{ Kg}$)

Table 3 Damping ratio of the superstructure model

Obtained by	ζ_0
Logarithmic Decrement Ratio (Fig.13)	4.27×10^{-3}
Q Ratio (Fig.7)	5.03×10^{-3}
Eq (4) (Fig.7)	4.84×10^{-3}

Table 4 Effects of the dynamic vibration absorber at resonance points

Weight	20 Kg	16 Kg	1326 Kg
Mass Ratio μ	1/110	1/147	1/182
Calculated γ (Eq.5)	1/74.7	1/56.2	1/45.2
Measured γ (Eq.3)	1/98.8	1/98.8	1/62.6

Fig.13 Vibration time history of the superstructure model

算で求めるのは容易ではない。そこで、実験結果を基に(8)式を利用して計算する。Fig.8, Fig.10 および Fig.11 より、制振範囲のパラメータ $\Delta\beta$ を求めると、重錘の重量が小さいほど $\Delta\beta$ が小さくなっており、(8)式の定性的傾向と一致している。これを用いて一般化質量の値を Table 2 のように求めた。なお、ここで上構模型の一般化質量としては Table 1 の平均的な値として 2,950 kg を用いた。

4.3 制振効果の検討

動吸振器の制振効果は(5)式により求まるが、(5)式を用いるためにはさらに上構模型の減衰比 ζ_0 と動吸振器の減衰比 ζ が必要となる。減衰比を求めるには、自然に減衰する時系列データ (cf. Fig.13) の対数減衰率から求める方法、応答倍率の Q 値から求める方法、および(4)式から求める方法がある。これらの三つの方法を適用して、上構模型の減衰比 ζ_0 を計算した結果を Table 3 に示す。この結果はどの方法を用いても大差ないことを示している。以後の計算に用いる ζ_0 の値としては、対数減衰率から求めた値 4.27×10^{-3} を採用する。同様に動吸振器の減衰比 $\zeta = 7.11 \times 10^{-3}$ と求めた。これらの値と Table 2 の質量比 μ の値を(5)式

に適用して制振係数 r を計算し、Fig.8, Fig.10, Fig.11 から求めた値と比較した。これを Table 4 に示す。

実験値から求めた r と(5)式から求めた r とは、あまり良い一致を示していないように見えるが、これは(3)式の(動吸振器装着後の $\bar{x}_1$)の値に相当する実験値が非常に小さくなり、不安定となるためである。この値としては $\beta=1$ となる 9.066 Hz 近傍での $\bar{x}_1$ の最小値を用いた。Fig.8, Fig.10, Fig.11 の図中にこれらの最小値の値と最小値を与える振動数を示した。このように、制振点で振幅が不安定になること、および(5)式に用いた減衰比の値が振動の状態によって微妙に変化し易いことなどを考慮すれば、(5)式により制振効果が比較的良好な精度で推定できたという見方も可能であろう。

また、Fig.9 は固有振動数の追従を行った結果である。(11)式に $\mu=1/110$, $\zeta=7.11 \times 10^{-3}$ を代入すれば $\beta \geq 0.436$, すなわち 3.95 Hz 以上であれば自動追従の効果があるということを意味しており、Fig.9 の結果と対応している。

5 実船実験による確認

動吸振器の性能を実船で確認するために、載荷重量 4 万トンの貨物船を用いて実験を行った。動吸振器の大きさは、重錘を含めた可動部の重量が約 800 kg となるように設定した。上構の前後振動に対する一般化質量は、

Fig.14 FEM model of a 40,000 DWT cargo ship

Photo.1 Dynamic vibration absorber with a 800 kg weight

Fig. 15 Full scale vibration test

Fig. 16 Frequency response curve of the superstructure of a 40,000 DWT cargo ship

Fig. 17 Decreasing amplitude of vibration when the dynamic vibration absorber started working

MSC/NASTRAN による FEM 解析結果から 200 トンと推定した (Fig. 14 に FEM モデルを示す)。したがって、質量比 $\mu \approx 1/250$ と推定した。動吸振器の寸法は長さ×幅×高さ=1.6m×1.0m×1.5m で、全体の重量は約 2.5 トンである。Photo. 1 に動吸振器の全体を示す。

動吸振器を Fig. 15 に示すように居住区頂部に設置し、船尾を 10 トン起振機で上下に加振して上構の前後振動を計測した。Fig. 16 に計測結果を示す。動吸振器を作動させない状態 (DVA OFF) では 9.6 Hz に共振点が現われた。次に、動吸振器の固有振動数を 9.6 Hz

に設定して作動させたところ (DVA ON) 9.3 Hz と 9.8 Hz にピークが現われ、9.6 Hz の振幅は作動前の 1/4 以下となった。また、固有振動数の追従を行ったところ、広い周波数範囲で制振することができた (Synchronizing Mode)。Fig. 17 は 9.6 Hz の共振状態で動吸振器を作動させた時に、振動が急速に減衰して行く様子を示す。

Fig. 16 に (8) 式を適用して質量比 μ を求めると、 $\mu = 1/369$ となる。一方、FEM 計算による推定値は $\mu = 1/250$ であるから約 50% の誤差である。また、制振係数 r を (5) 式から推定すれば、 $\zeta_0 = 0.014$, $\zeta = 0.007$ (以上実測値) および $\mu = 1/250$ を用いて $r = 0.098$ となる。実験値は $r \approx 1/4$ であるから、模型実験の時と比べて (8) 式および (5) 式の推定精度は悪くなっている。この原因としては、Fig. 7, Fig. 8 を Fig. 16 と比較すれば分かるように、実船は多自由度系であり、多くの振動モードの連成が起きていることが考えられる。つまり、動吸振器は上構の前後振動のモードに対しては有効に制振しているが、他の振動モードによって強制振動的に励起される前後振動に対しては、効果が小さいためと推察される。

6 結 言

重錘の位置を変えることにより固有振動数を調整できる動吸振器を開発し、船体居住区の制振に対する有効性を検討した。模型および実船実験に基づく考察を行い、以下の結論を得た。

(1) 2 自由度系の簡易式を用いて、バネ振り子式動吸振器の制振効果を実用的な精度で推定できることが模型実験の結果から示された。

(2) 動吸振器の固有振動数を加振力の振動数に一致させてコントロールすることにより、広い範囲の振動数領域で安定した制振性能を得ることができる。

(3) 実船では多数の振動モードが存在するためモードの連成が起り、2 自由度系の簡易式に誤差が生じる。しかし、全体的な傾向を把握するためには 2 自由度系の簡易式が十分に役立つと思われる。今後、制振効果に対するモード連成の影響についての研究が必要であろう。

(4) 可動部重量約 800 kgf の動吸振器を用いて 4 万トンの貨物船の居住区の前後振動を、その共振点において、1/4 以下に制振することができた。

最後に、本研究に貴重な御意見を賜った東京電機大学理工学部産業機械工学科の山本善之教授、並びに本研究を行うに当って実験および計算について全面的な協力をいただいた日本鋼管 (株) 応用技術研究所の宇野清隆氏

(現原子力部)および片岡福彦氏に厚く謝意を表します。

なお、本研究はモーターボート競走公益資金により(財)日本船舶振興会の援助を受け、(財)日本造船振興財団(会長 笹川良一氏)の技術開発基金による補助金を受けて実施しました。

参 考 文 献

- 1) 松浦義一, 松本互平, 水内 充, 有馬健次, 城市浩: 動吸振器による振動防止法に関する研究(機械式動吸振器の場合), 関西造船協会誌, 第 197 号(1985).
- 2) 松浦義一, 松本互平, 水内 充, 有馬健次, 城市浩: 動吸振器による振動防止法に関する研究(流体式動吸振器の場合), 関西造船協会誌, 第 199 号(1985).
- 3) 吉田靖夫, 山内進吾, 谷田宏次, 前田 恂: 上部構造防振用遠心振子式動吸振機, 関西造船協会誌, 第 202 号(1986).
- 4) デン・ハルトック, 谷口ほか訳: 機械振動論, 改訂版, コロナ社(1960), p.112.
- 5) F. Everett Reed: Dynamic vibration absorbers and auxiliary mass dampers, SHOCK AND VIBRATION HANDBOOK, Vol. 1 (1961).