衝撃ダンパーの応答について

機械工学科　長　谷　川　武　司・小　林　尚　咲*

Response of the Impact Damper

Takeshi Hasegawa and Shosaki Kobayashi

(昭和53年10月31日受理)

§1　は　じ　め　に

振動が原因となり機械器具や構造物の機構的な劣化を引き起こしたり，更には素材の物性的変化をもたらしたりすることはよく知られている。

そのため振動源から伝播する振動を他の物体へ伝達させない機構として「不動点の系」が考えられ実用に供されてきた。この系は一般に線形2階微分方程式で表現される振動系であり，制振器による適当な減衰力が作用する場合，系の外部から加えられるあらゆる周波数の振動の振幅を抑制するように働く。通常の振動系において使用される制振器は速度に比例する流体摩擦力を利用しているが，この他に固体摩擦力や多数回の衝突発生による制振方法がある。

本報告では，最後に述べた衝突による制振方法，即ち衝撃ダンパと呼ばれる制振器を取上げ，これの実験的解析を行う。衝撃ダンパの解析例としてMasri and Ibrahim (1973) の定常ランダムな加振力に対する数値実験やCempel (1974) の正弦波的加振力による複数個の衝撃ダンパの効果を調べたものなどはあるが，適用に当っての問題点である(1)振動系の固有周波数および高調波成分に対する効果。(2)衝突が多数回発生する場合の再現性について，(3)動摩擦力の影響については十分な吟味がなされていない。そこでここではモデルを作成し前記(1)および(2)について実験を行ない検討した。

§2　理論および実験装置

衝撃ダンパを有する一般的な振動系をFig.1に示めす。この系でmは衝突を起こす自由物体とし，Mと同一方向の自由度のみ有するものとする。なお記号については以下の通りに定義する。

c　；ダッシュポットによる粘性抵抗係数
d　；衝突物体が自由に動き得る範囲（以下，クリアランスと呼ぶ)
e　；枠と衝突物体との反撥係数
F(t)；加振力
k　；バネ定数
M　；振動系の質量
m　；自由物体の質量
t　；時　間
x　；Mの変位
z　；mの変位
μ　；質量比 (m/M)

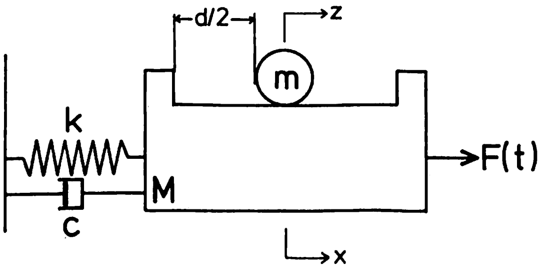

Fig. 1 ; Model of system

こうしてこの系の運動については

$$(M+m)\ddot{x}+c\dot{x}+kx=F(t) \qquad (2-1)$$

が与えられる。ここで$\mu<<1$とすると実用的には

$$M\ddot{x}+c\dot{x}+kx=F(t) \qquad (2-1')$$

と書ける。一方，衝突の発生が起こらない，すなわち，$|z-x|<d/2$のもとで

$$\ddot{z}=0 \qquad (2-2)$$

また衝突の発生前を添字－にて，発生後を添字＋にてあらわすことにすれば，Mおよびmの衝突直後

*機械工学科　第10期卒業生

における速度について

$$\dot{x}_+=\frac{1-\mu e}{1+\mu}\dot{x}_-+\frac{\mu\ (1+e)}{1+\mu}\dot{z}_- \qquad (2-3)$$

$$\dot{z}_+=\frac{1+e}{1+\mu}\dot{x}_-+\frac{\mu-e}{1+\mu}\dot{z}_- \qquad (2-4)$$

となるから，一回の衝突発生により系全体で失なわれるエネルギーΔEは

$$\Delta E=\frac{Mm}{2\ (M+m)}\ (1-e^2)\ (\dot{x}_--\dot{z}_-)^2 \qquad (2-5)$$

で与えられ，一方（2—3），(2—4) によって決まる衝突直後の速度を次の条件として（2—1)，(2—2) が解かれる。

我々はFig1に示めす衝撃ダンパを有する振動系をMについてはアルミニューム鋳造により，mについては既製のボールベアリングを用いて作成した。このブロックダイヤグラムをFig.2に，各定数をTable1にそれぞれ示めす。Cempel (1974) の装置では加振器からバネを利用し質点に結合されているが，我々の場合，加振器の変位を読取ることが出来なかったため，振動系を自在継手を使用し直接加振する方式をとった。このためMの変位xは加振器の最大制限振幅±5mmで抑えられることになり，そこでクリアランス(d)として5^{mm}，7.5^{mm}，10^{mm}および無限大（衝突の発生がないこと，即ち$d=0^{mm}$と同じ）が選ばれた。

§3　実験結果および解析について

Masri and Ibrahim (1973) はF(t)として振幅が定常かつランダムであるような加振力を考えている。事実このような加振力は至るところでみられるものであり，制振器の効果を調べる上で都合がよい。しかし我々の装置はこのような加振力を十分に短い時間間隔で得ることが出来ないため，0.5秒間隔に振幅が定常ランダム過程になるパルス列で与えた。この時間間隔は我々の選んだクリアフランスに対し十分に長く，Mの変位xはパルス的になるが衝撃ダンパによる振幅変化の統計評価を行なう上では障害にならず，一方衝突の発生が多くなるという利点もある。以上の考察を経て行なわれた実験結果をFig.3, Fig.4に示めす。Fig.3はパルス列に対する振動系の変位を各クリアランスに対し記録した例であり，一方Fig.4は前図の結果について時間軸を引き伸ばして見たものである。

この結果について，まず衝撃ダンパのもつ伝達関数を求めることにする。これはダンパを含む振動系

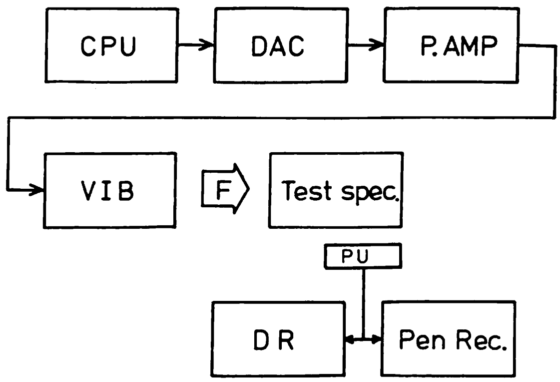

Fig. 2 ; Experimental system : signal generator vibrator, test specimen and instruments of measurement

List of instruments

1)	CPU	Personal computer (9825A)
2)	DAC	Digtal-analog converter (59303A)
3)	P.AMP	Power amplifier (361-A)
4)	VIB	Electrodynamicvibrator (514-A)
5)	Test spec	Aluminun (M=2 kg); Natural freq.=8 Hz; Free mass (m=150g)
6)	PU	Transducer for displacement observation (D-25)
7)	DR	FM Data recorder (FRC-1402D)
8)	Pen Rec	Pen Recorder (Rectigraph 8S)

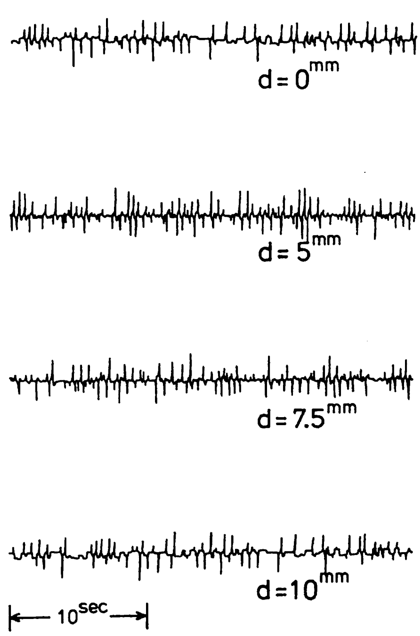

Fig. 3 ; Examples of records(1)

が不変定数パラメータをもつ線形システムであるとしたとき，加振力 f(t)に対する系の出力 g(t)が判れば一意に決定される。すなわち，系のインパルス応答を h(t)とすると，前述の仮定により次式が与えられる。

$$g(t) = \int_{-\infty}^{\infty} f(\tau)\,h(t-\tau)\,d\tau$$
$$= \int_{-\infty}^{\infty} f(t-\tau)\,h(\tau)\,d\tau \qquad (3-1)$$

f(t), g(t)のフーリエ変換をそれぞれ F(ω), G(ω)とし系のインパルス応答 h(t)のフーリエ変換を H(ω)とすると（3—1）より次式が得られる。

$$G(\omega) = F(\omega)\,H(\omega) \qquad (3-2)$$

我々のモデルが衝撃ダンパの存在しない系であるとした時を添字0で示めすと（3—2）は

$$G_0(\omega) = F(\omega)\,H_0(\omega) \qquad (3-3)$$

となる。ここで $H_0(\omega)$は，力による強制振動が加えられたときの伝達関数である。

さて衝撃ダンパがクリアランス d をパラメータとする伝達関数 $D_d(\omega)$を有する線形システムとするならば，（3—1）～(3—3) を参照し次式を得る。

$$G_d(\omega) = F(\omega)\,H_0(\omega)\,D_d(\omega) \qquad (3-4)$$

ここで $G_d(\omega)$は系にクリアランスが d なる衝撃ダンパが存在するときの系の出力である。こうして（3—3)，(3—4)より衝撃ダンパの伝達関数 $D_d(\omega)$を得る。

$$D_d(\omega) = G_d(\omega)/G_0(\omega) \qquad (3-5)$$

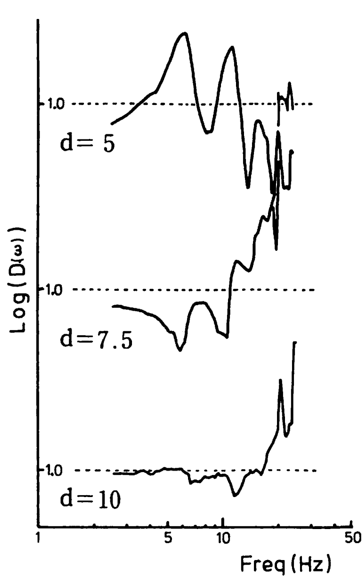

Fig. 5 ; The transfer functions of the impact damper for each clearance

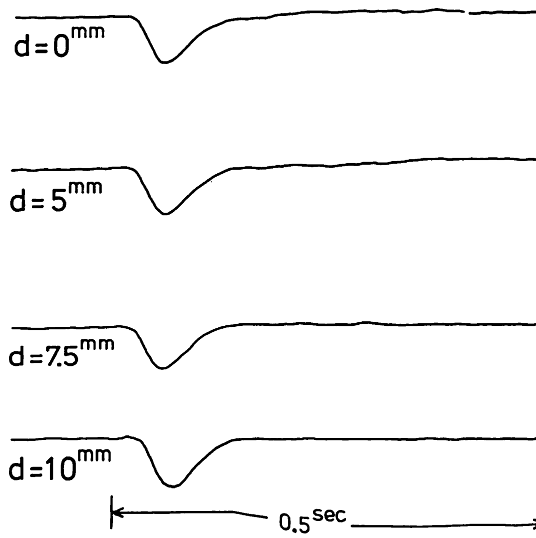

Fig. 4 ; Examples of records(2)

（3—5）に従って求められた $D_d(\omega)$の振幅特性を Fig.5に示す。ここで周波数は系の固有周波数を考慮し2.5HZ から25HZ の範囲にとった。この解析により次のことが判る。

(a) d＝5mm，衝突回数が多いとみられ従って寄性振動の発生をみるために10HZ 以下において振幅の極大をもたらし減衰力が弱い。しかし高周波成分に対しては有効である。

(b) d＝7.5mm，d＝5mmと全く逆の特性であるが，10 HZ 以下において制振力は十分にあると云える。

(c) d＝10mm，衝突回数が少ないための減衰力は殆んどない。

従ってこの方法に依って，衝撃ダンパの調整を行なえば§1で述べた適用に当っての問題(1)は解決される。また問題(2)は3000回以上のパルス的加振を行なった後のスペクトルにも変化は認められず，再現性は十分にあるといえる。スペクトル比から伝達関数を求め調整を行なうことは確実な手段と考えられるが，もっと粗い調整がその前段階として必要であり，またこの段階のみで省略することも実際上多い。そこで我々は振幅の分布が使用可能かどうか調べてみる。これは適当な回数の加振を行ない最大振幅の分布をとるのみであるから，自動化も可能であり都合がよい。今回は1000回の加振に対する振幅分布をとった。これを Fig.6に示す。横軸は振幅 (mm) であり縦軸は頻度を百分率で表わした。この節の始めに述べたように加振器への入力は定常ランダムな振幅をもつ電圧であるが，加振器を含む系の応答特性に

より振幅分布は正規分布よりややずれる。これらの分布について，正規分布に対する適合度検定及び振幅の平均値を求めたものを Table2に示す。以上のことから衝撃ダンパがない場合と d＝10^{mm}とが類似しており，一方 d＝5^{mm}, 7.5^{mm}は分布が小振幅側に移動しかつ平均値も小さくなることが判る。即ち，この方法はクリアランス d による効果について伝達関数を求めるやり方より分解能が劣るが簡易法として使えるものと考えられる。

§4　お　わ　り　に

衝撃ダンパの適用に当っての問題点を吟味するため，モデルによる実験を行ない衝撃ダンパの伝達関数の評価，振幅分布の統計的評価を試みた。

この結果，(1)クリアランスの小さい衝撃ダンパは高調波成分に対し有効性が予想されること，(2)材料の強度の範囲内で衝撃ダンパの減衰力は再現性が認められること，(3)ダンパの調整は振幅分布をとることにより大略可能であること，が判った。

今後，加振方法の改良によりストロークの大きい外力を与え，動摩擦力の評価を行なうことやダンパの素材の検討なども行なう予定である。

実験に使用したモデルの作成に当り，本校実習工場の後藤工場長ならびに職員諸氏から貴重な助言，御指導をいただき，また機械工学科の教官各位からは様々の議論をしていただいた。深く感謝の意を表わします。

文　　献

(1) Cz.Cempel, 1974, The Multi-unit Impact Damper: Equivalent Continuous Force Approach, Jour Sound and Vibration, 34(2), pp199-209

(2) S.F.Masri and A.M.Ibrahim, 1973, Response of the Impact Damper to Stationary Ramdom Excitation, Jour. Acoust. Soc. Amer., 53, pp200-211

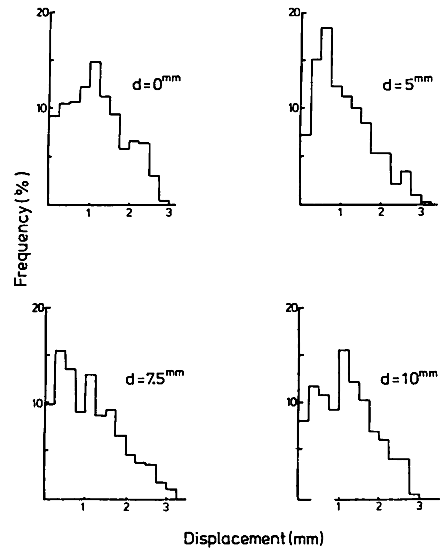

Fig. 6 ; Amplitude distributions of the impact damper for each clearance

Statistical Results

Clearance	Average (mm)	Test for normal distribution
0	1.19±0.58	0.50<P<0.75
5	1.08±0.46	0.10<P<0.25
7.5	1.14±0.51	0.10<P<0.25
10	1.20±0.47	0.25<P<0.50