

Setting Method and Dynamic of Vibratory Feeders

メタデータ	言語: jpn 出版者: 公開日: 2017-10-03 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: Yokoyama, Yasuo, Okabe, Sakiichi, Nomura, Hisanao, Iwasaki, Hideji メールアドレス: 所属:
URL	https://doi.org/10.24517/00011741

This work is licensed under a Creative Commons Attribution-NonCommercial-ShareAlike 3.0 International License.



振動フィーダの据付と振動特性について

横山 恭男* 岡部佐規一* 野村 久直* 岩崎 秀司**

Setting Method and Dynamics of Vibratory Feeders

by

YASUO YOKOYAMA, SAKIICHI OKABE, HISANAO NOMURA, HIDEJI IWASAKI

The setting method of vibratory feeders can be classified into three types, *i.e.* fixed type, semi-floating type and floating type. In this paper, the relations between setting modes and dynamic characteristics are clarified theoretically. The main results are as follows: 1) If the stiffness of vibration isolator is less than about one-fifth of that of feeder spring, the vibratory characteristics of semi-floating type can be approximated to those of the floating type feeder. Therefore, in the case of an ordinary vibratory feeder, it is sufficient to consider only the fixed type and the floating type. 2) The resonance frequency of floating type feeder is expressed as $\sqrt{1+\beta} \cdot f$, where β is the ratio of the equivalent-mass of bowl (or trough) to that of base and f is the resonance frequency when the base is fixed. 3) If the fixed type feeder is set on vibration isolator, the vibration amplitude of bowl decreases remarkably, since the feeder is ordinarily used at the resonance of the mechanical system. 4) This decreasing tendency becomes remarkable with increase of β and reduction of damping factor.

In this paper, the relations between setting conditions and vibration isolation are also discussed.

It is confirmed that the above theoretical results agree well with experimental ones.

1. 緒 言

振動フィーダ¹⁾²⁾を据付ける場合、理論的には十分大きな剛体の基礎に完全に固定するのが最善であると考えられる。しかし實際上、防振の問題、取扱いの簡便さや装置の調整の必要性から適当なゴム足のような簡易防振装置を用いて据付けることも多い。このような場合、系は1自由度の振動系ではなくなり振幅特性は完全固定の場合とはかなり異なったものとなる。すなわち据付の方法によって振動モードは変化し共振点や振幅にかなりの変動を生ずる。このため機械的共振を利用した振動フィーダの設計や取扱いに際しては十分な配慮が必要となる。しかしながら従来はこのことに関する理論的な説明が十分ではなく経験に頼るところが多かった。

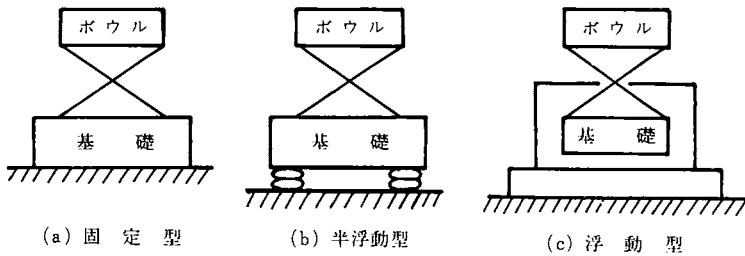
そこで本報告ではまず振動フィーダを据付方法によって分類し、その力学モデルを求めて理論的に

* 精密工学科 ** 大学院工学研究科学生 (現在 松下電器産業KK)

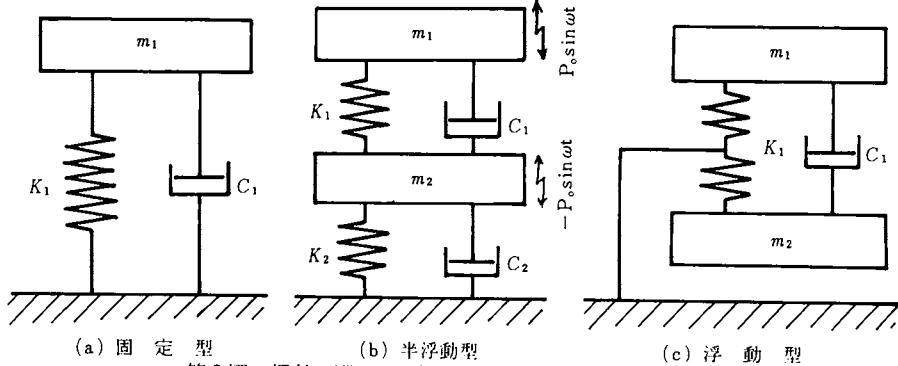
振動特性を明らかにするとともに実験によりこれを確かめた結果について報告する。

2. 振動フィーダの据付方法による分類とその力学モデル

振動フィーダをその据付方法によって分類してみると第1図のようなになる。基礎（ベース）を完全に不動体に固定したものを固定型、基礎をゴム足やコイルばねのようなある値のばね定数をもった防振材などで支持したものを半浮動型、基礎を完全に浮動させてばねの節点を支持したものを浮動型と呼ぶならば、これらはそれぞれ第2図に示すような力学モデルに書き換えられる。しかしながら、(b)図における防振装置のばね定数 k_2 を無限大にもってゆくと(a)図のモデルに一致し、また k_2 を零にすると浮動型のモデルに帰着する。したがって振動フィーダの据付に関する力学特性を論ずる場合、一般論として(b)図に示す半浮動型について考察すれば十分であることがわかる。



第1図 据付の型による振動フィーダの分類



第2図 据付の型による振動フィーダの力学モデル

なお、第1図ではフィーダのモデルとしてボール型の場合をとり上げたが直進型の場合も本質的に同じであり第2図のモデルに帰着する。ただし半浮動型と浮動型のモデルにおいて励振力のベクトルがトラフと基礎の重心を通らない場合は基礎とトラフの間に励振モーメントが作用し、その結果重心のまわりの回転振動が生ずるため系は2自由度として取扱えなくなる。このことに関する詳細な議論は別報にゆずり本報では第2図(b)に示すような2自由度モデルについて解析を進める。

3. 運動方程式とその解

現在市販されている振動フィーダの駆動方式を見てみると比較的控制が容易であるという利点から電磁石*を用いたものが多くを占めている。この場合、第2図(b)に示されるようにボールと基

* 厳密には電磁石によって駆動する場合、吸引力は電磁石と可動鉄片間のクリアランスの関数となるため駆動力は正弦波とはならないが、ボールの振幅がクリアランスに比べてかなり小さいときは近似的に正弦波と考えてよい。

礎の間に相対的に正弦的な力が作用すると考えればつぎの運動方程式が成立つ。

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) = P_o \sin \omega t \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_1(x_2 - x_1) + k_2 x_2 = -P_o \sin \omega t \quad (2)$$

ここで m_1 : ボウルの等価質量, m_2 : 基礎の等価質量, k_1 : 振動フィードのばね定数, k_2 : 防振装置のばね定数, c_1, c_2 : 振動フィードおよび防振装置の粘性減衰係数を表わす。等価質量というのはボウル型フィードの場合上下振動と回転振動を合成したらせん状運動を行なうので質量と慣性モーメントの両方を考慮に入れて直線振動の場合の質量に等価的に換算したものである。ボウルの質量を M , ボウルの中心軸のまわりの慣性モーメントを J , ボウルフィードの基礎円(ばね中心線に対する内接円)の半径を r , 水平面より測った板ばねの傾き角を γ とすれば等価質量 m_1 は

$$m_1 = M + \frac{J \tan^2 \gamma}{r^2} \quad (3)$$

として求めることができる³⁾。同様に基礎の等価質量も求められ、ばね定数, 粘性減衰係数も上下方向の直線運動に等価的に換算されて第2図に示す2自由度振動系として取扱うことができる。

運動方程式(1), (2)を解くと m_1, m_2 それぞれの複素振幅 a_1, a_2 は

$$a_1 = \frac{P_o (k_2 - m_2 \omega^2 + j \omega c_2)}{(k_1 - m_1 \omega^2)(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2) - (k_1^2 + \omega^2 c_1 c_2) + j \omega [c_2 (k_1 - m_1 \omega^2) + c_1 \{k_2 - (m_1 + m_2) \omega^2\}]} \quad (4)$$

$$a_2 = \frac{P_o m_1 \omega^2}{(k_1 - m_1 \omega^2)(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2) - (k_1^2 + \omega^2 c_1 c_2) + j \omega [c_2 (k_1 - m_1 \omega^2) + c_1 \{k_2 - (m_1 + m_2) \omega^2\}]} \quad (5)$$

となり、さらに

$$\left. \begin{aligned} \omega_1^2 &= \frac{k_1}{m_1}, \quad \omega_2^2 = \frac{k_2}{m_2}, \quad \alpha = \frac{k_2}{k_1}, \quad \beta = \frac{m_1}{m_2}, \quad \nu = \frac{\omega_2}{\omega_1}, \\ \zeta_1 &= \frac{c_1}{2\sqrt{m_1 k_1}}, \quad \zeta_2 = \frac{c_2}{2\sqrt{m_2 k_2}}, \quad a_{st} = \frac{P_o}{k_1}, \quad z = \frac{\omega}{\omega_1} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

とにおいて振幅 $|a_1|$, $|a_2|$ と a_{st} の比を求めると次式のようになる。

$$\frac{|a_1|}{a_{st}} = \sqrt{\frac{(\nu^2 - z^2)^2 + (2\zeta_2 \nu z)^2}{[(1 - z^2)(\beta + \nu^2 - z^2) - (\beta + 4\zeta_1 \zeta_2 \nu z^2)]^2 + [2\zeta_2 \nu (1 - z^2) + 2\zeta_1 \{\nu^2 - (\beta + 1)z^2\}]^2 z^2}} \quad (7)$$

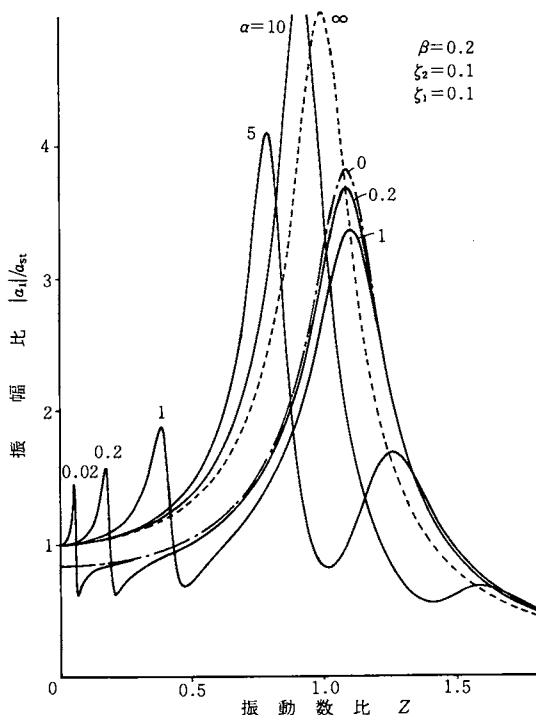
$$\frac{|a_2|}{a_{st}} = \sqrt{\frac{(\beta z^2)^2}{[(1 - z^2)(\beta + \nu^2 - z^2) - (\beta + 4\zeta_1 \zeta_2 \nu z^2)]^2 + [2\zeta_2 \nu (1 - z^2) + 2\zeta_1 \{\nu^2 - (\beta + 1)z^2\}]^2 z^2}} \quad (8)$$

なお α, β, ν の間には $\alpha\beta = \nu^2$ なる関係があり、したがってばね定数比 α , 質量比 β , 減衰定数 ζ_1, ζ_2 が与えられれば m_1, m_2 の振幅特性が求められる。

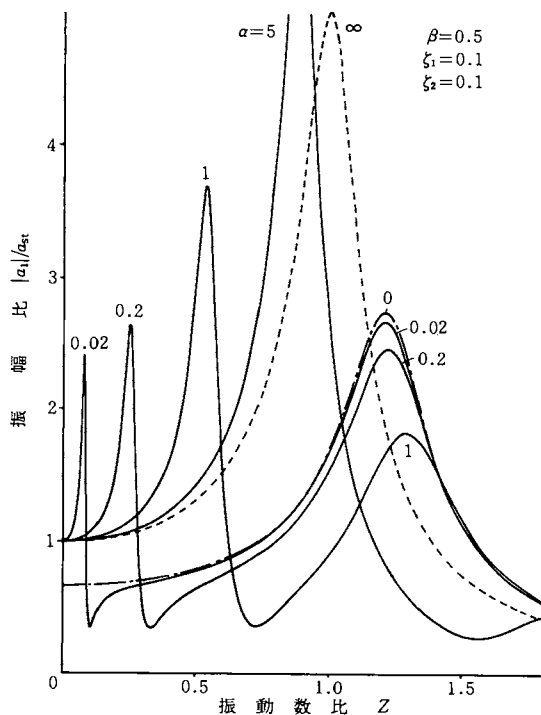
4. 振動フィーダの振動特性

4. 1 振動フィーダの周波数特性

第3図は $\zeta_1=0.1, \zeta_2=0.1, \beta=0.2, 0.5$ の場合の周波数特性を α をパラメータとして描いたものである。破線で示した $\alpha=\infty$ の場合の曲線は $k_2 \rightarrow \infty$ すなわち固定型フィーダの特性に相当するものであり、(7)式は



第3図(a) 防振装置による周波数特性の変化
($\beta=0.2$ の場合)



第3図(b) 防振装置による周波数特性の変化
($\beta=0.5$ の場合)

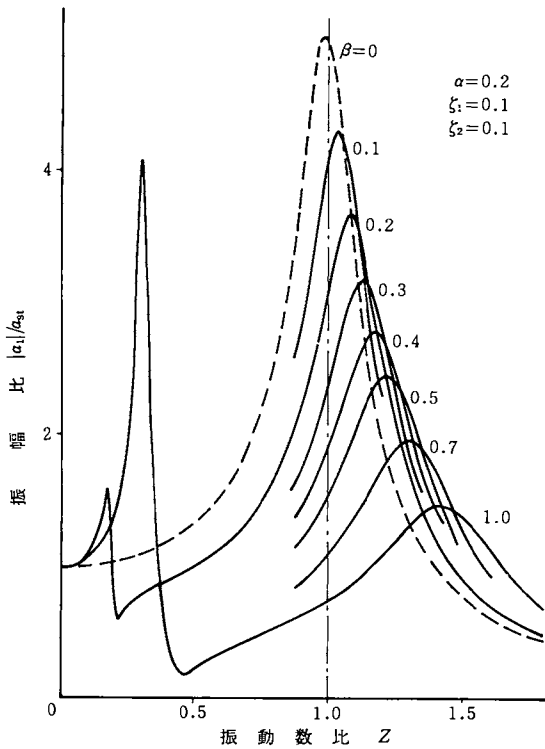
$$\left. \frac{|a_1|}{a_{st}} \right|_{\text{固定}} = \frac{1}{\sqrt{(1-z^2)^2 + 4\zeta_1^2 z^2}} \quad (9)$$

となる。また一点鎖線で示した $\alpha=0$ の曲線は浮動型に相当するものであり、

$$\left. \frac{|a_1|}{a_{st}} \right|_{\text{浮動}} = \frac{1}{\sqrt{(1+\beta-z^2)^2 + 4\zeta_1^2(1+\beta)^2 z^2}} \quad (10)$$

で表わされる。 α が ∞ から 0 に近づくにしたがって防振装置のばね定数は小さくなり、フィーダは固定型 \rightarrow 半浮動型 \rightarrow 浮動型へと移る傾向を示している。この場合、共振点は $z = \sqrt{1-2\zeta_1^2}$ から α の減少とともに z の小さい方向に移動し、同時に別の共振の山が振動数比の高いところに現われて α の減少とともにピークの位置は $z = \sqrt{1+\beta-2\zeta_1^2(1+\beta)^2}$ へと近づいてゆく。そして一点鎖線で示される $\alpha=0$ の場合の曲線に収束する。

第4図はボウルの等価質量に対する基礎の等価質量の比を変えたときの周波数特性を $\alpha=0.2, \zeta_1=0.1, \zeta_2=0.1$ のもとに描いたものである。図中、破線で示された $\beta=0$ の曲線は $m_2 \rightarrow \infty$ すなわち固定



第4図 基礎の質量による周波数特性の変化

型に相当し、 β の増大とともに基礎の質量は小さくなることを意味する。この図から β の値が大きくなるにつれ共振点の位置は z の高い方に移りピーク値は小さくなってゆくことがわかる。また z の小さい領域で別の共振の山が現われ、 β の増大とともにそのピーク値は大きくなってゆくことがわかる。

4. 2 半浮動型振動フィーダの共振振動数と振幅

第3図に見られるように $\alpha=0\sim 0.2$ の範囲では振動特性曲線は共振点付近においてほとんど一群となっており、このような条件ではたとえゴム足を持った半浮動型であってもほとんど浮動型に近似できることを示している。そこで半浮動型の場合の共振振動数と振幅について考察してみる。

一般の振動フィーダでは減衰定数 ζ_1, ζ_2 は微小であり、したがって半浮動型のトラフ振幅 $|a_1|$ を与える(7)式において ζ_1, ζ_2 に関する2次以上の項を省略すると

$$\frac{|a_1|}{a_{st}} = \left| \frac{\nu^2 - z^2}{(1 - z^2)(\beta + \nu^2 - z^2) - \beta} \right| \tag{11}$$

が得られ、このときの共振振動数は

$$z = \sqrt{1 + \beta + \nu^2} \tag{12}$$

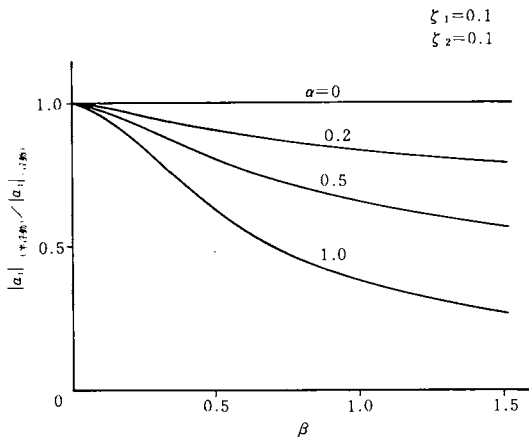
で与えられる。したがって $\nu^2 \ll 1 + \beta$ のとき $z \approx \sqrt{1 + \beta}$ となって共振振動数は浮動型の場合に近似できることを示している。 ν^2 は前述とおり $\nu^2 = \alpha\beta$ であり $\alpha \ll 1 + 1/\beta$ 、すなわち β の大小にかかわらず $\alpha \ll 1$ であれば半浮動型と浮動型の共振振動数はほぼ一致することがわかる。

そこで、 $z = \sqrt{1 + \beta}$ のときの振幅に着目し、半浮動型と浮動型の振幅比と α, β の関係を求めたものが第5図である。この図より α, β の値が小さければ半浮動型と浮動型の振幅はほぼ等しいと見なしうることがわかる。このことは ζ_1, ζ_2 を微小とし、また α, β が小さいとして高次の項を省略して近似的に得られる振幅比の式

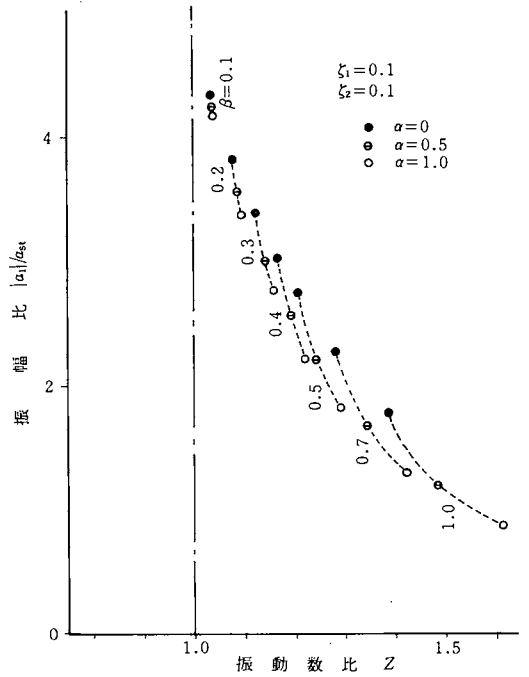
$$\frac{|a_1|_{\text{浮動}}}{|a_2|_{\text{半浮動}}} = \sqrt{1 + \frac{2\zeta_2 \alpha^{1/2} \beta^{3/2}}{\zeta_1 (1 + \beta)^2}} \tag{13}$$

よりも明らかである。なお、この式より減衰定数 ζ_1 は大きいほど、また ζ_2 は小さいほど近似の度合がよくなることがわかる。

第6図は α を0から1まで変化させたときの共振ピークの位置の変化する様子を各種 β のもとに



第5図 半浮動型と浮動型振動フィーダの振幅比
($z = \sqrt{1+\beta}$ のとき).



第6図 防振装置による共振点の変化

描いたものの例である。実用上 β は前述のように 1 よりかなり小さい条件で用いられ、また α も一般に 1 よりかなり小さい値をとることから半浮動型振動フィーダは共振点に関してはほとんど浮動型と同じと見なしうることがこの図からもわかる。

4. 3 固有振動数と振幅の変動

固定型と浮動型では(9), (10)式に示されるようにたがいに固有振動数が異なり振幅特性も異なっている。いま固定型の場合の固有振動数比を z_s , 共振の山があらわれる振動数比を z'_s , 浮動型の場合を同じく z_f, z'_f とするとこれらはそれぞれ

$$\begin{aligned}
 z_s &= 1 \\
 z'_s &= \sqrt{1-2\zeta_1^2} \\
 z_f &= \sqrt{1+\beta} \\
 z'_f &= \sqrt{1+\beta-2\zeta_1^2(1+\beta)^2}
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

で与えられる。しかし振動フィーダでは一般に $\zeta_1 \ll 1$ であって実用上十分の精度で $z_s = z'_s (=1)$, $z_f = z'_f (= \sqrt{1+\beta})$ と見なすことができる。 $z_s = 1, z_f = \sqrt{1+\beta}$ のときのそれぞれの振幅を a_s, a_f とするとこれらは

$$\frac{a_s}{a_{st}} = \frac{1}{2\zeta_1}
 \tag{15}$$

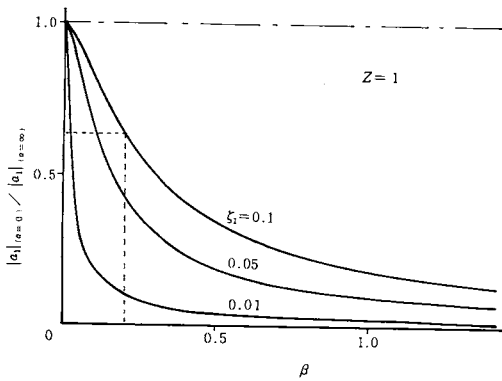
$$\frac{a_f}{a_{st}} = \frac{1}{2\zeta_1 \sqrt{(1+\beta)^3}}
 \tag{16}$$

で与えられ、浮動型として用いた場合の振幅は固定型の場合の $1/\sqrt{(1+\beta)^3}$ となることがわかる。

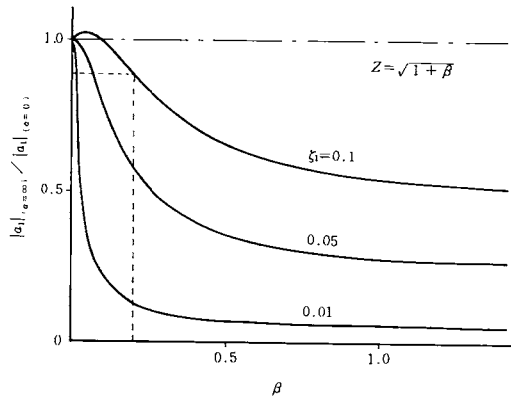
つぎに振動フィードの使用上の問題として据付方法を誤って使用した場合の挙動について考察する。例えば固定型として共振点を調整してあるものを浮動型（半浮動型）として使用し共振点の再調整を行なわないときについて考えてみる。この場合の振幅の変動率は

$$\frac{|a_1|_{(\alpha=0, z=1)}}{|a_1|_{(\alpha=\infty, z=1)}} = \frac{2\zeta_1}{\sqrt{\beta^2 + 4\zeta_1^2(1+\beta)^2}} \tag{17}$$

となり、例えば $\beta=0.2$, $\zeta_1=0.1$ のような条件ではボウルの振幅は約 36% の減少を示す。振幅の減少率は質量比 β が大きいほど、また減衰定数が小さいほど大きくなる。この関係を図示したものが第 7 図である。



第 7 図 据付方法による振幅の変化(1)



第 8 図 据付方法による振幅の変化(2)

同様に逆に浮動型として共振点を調整してあるものを固定型として用いた場合の振幅変動率を求めると

$$\frac{|a_1|_{(\alpha=\infty, z=\sqrt{1+\beta})}}{|a_1|_{(\alpha=0, z=\sqrt{1+\beta})}} = \sqrt{\frac{4\zeta_1^2(1+\beta)^3}{\beta^2 + 4\zeta_1^2(1+\beta)}} \tag{18}$$

となり、第 8 図に示すように β が大きいほど、また ζ_1 が小さいほど振幅の減少は著しくなる。破線は $\zeta_1=0.1$, $\beta=0.2$ のときの振幅変動を示しており約 11.4% の振幅減となっているが、 $\beta=0.5$ になると約 34%、 $\beta=1$ になると約 45.6% の振幅減となることがわかる。

4. 4 据付の不備にもとづく反共振現象

第 3 図の周波数特性図に見られるようにばね定数比 α は振幅特性にかなりの影響をおよぼす。そこで固定型と浮動型の共振点である $z=1$ および $\sqrt{1+\beta}$ をとり上げ、 α を変えたときの振幅特性を描いてみると第 9 図のようになる。すなわち中途半ばな固定をした場合、例えば $\alpha=5\sim6$ のような条件になった場合いわゆる反共振を生じ、能率の点からも防振の点からもまずい結果になる。このような反共振現象を呈する条件は ζ_1, ζ_2 が微小の場合近似的に次式で求められる。

$$\alpha = \frac{1}{\beta} \quad (z=1 \text{ の場合}) \tag{19}$$

$$\alpha = 1 + \frac{1}{\beta} \quad (z=\sqrt{1+\beta} \text{ の場合}) \tag{20}$$

振動フィーダのばね定数はかなり大きく、したがって固定面の状況や締付け方法によってはその5倍(1/β倍)程度のばね定数になることは十分考えられ、固定には細心の注意を払わねばならない。

4. 5 半浮動型振動フィーダの防振効果

振動フィーダを固定型として用いる場合床に伝達される力 F_s はばね、ダンパを通してくる力と励振力の反力を加えた

$$F_s = k_1 x_1 + c_1 \dot{x}_1 - P_o \sin \omega t \quad (= -m_1 \ddot{x}_1) \quad (21)$$

で表わされ、伝達力の大きさ $|F_s|$ は

$$|F_s| = \frac{z^2 P_o}{\sqrt{(1-z^2)^2 + 4\zeta_1^2 z^2}} \quad (22)$$

となる。一方、防振装置を挿入したとき床に伝達される力 F_k は

$$F_k = k_2 x_2 + c_2 \dot{x}_2 \quad (23)$$

であり、 $|F_k|$ は

$$|F_k| = \sqrt{\frac{(P_o z^2)^2 (\nu^4 + 4\zeta_2^2 \nu^2 z^2)}{[(1-z^2)(\beta + \nu^2 - z^2) - (\beta + 4\zeta_1 \zeta_2 \nu z^2)]^2 + [2\zeta_2 \nu (1-z^2) + 2\zeta_1 \{\nu^2 - (\beta + 1)z^2\}]^2 z^2}} \quad (24)$$

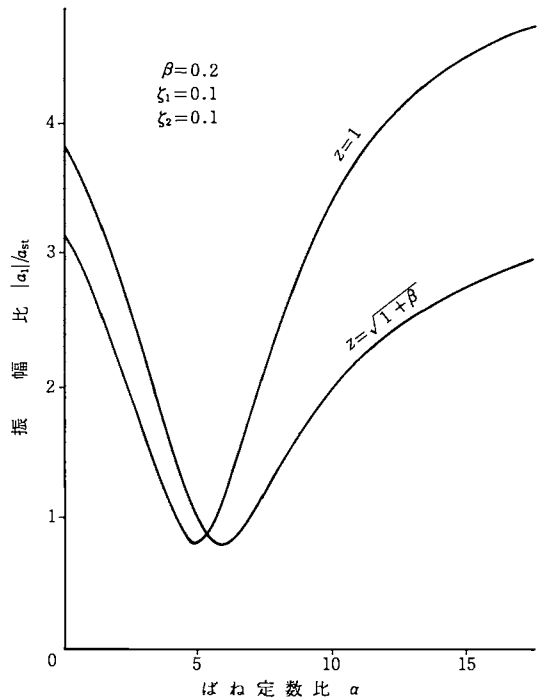
となる。そこで固定型の場合の伝達力に対する半浮動型の場合の大きさの割合を振動伝達率と定義すれば、伝達率は $|F_k|/|F_s|$ として(22), (24)式から計算される。伝達率は式からも明らかのように $\zeta_1, \zeta_2, \alpha, \beta, z$ の関数となるが、いま $z=1$ の場合について考えてみると

$$\frac{|F_k|_{(z=1)}}{|F_s|_{(z=1)}} = \sqrt{\frac{4\zeta_1^2 \nu^2 (\nu^2 + 4\zeta_2^2)}{(\beta + 4\zeta_1 \zeta_2 \nu)^2 + 4\zeta_1^2 (\nu^2 - 1 - \beta)^2}} \quad (25)$$

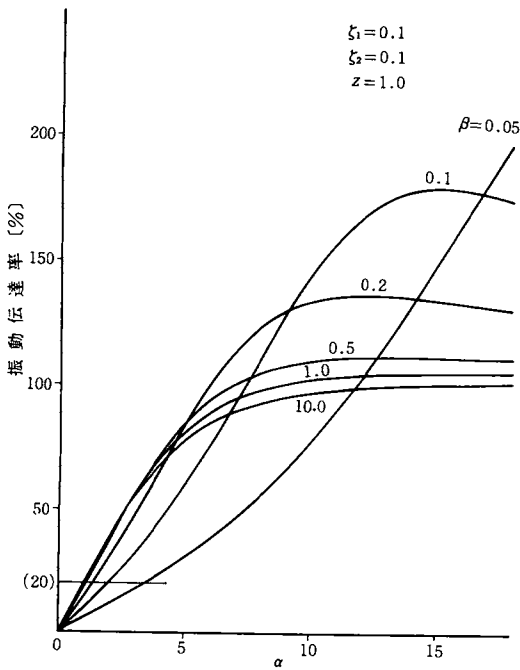
となる。第10図は $\zeta_1=0.1, \zeta_2=0.1$ のもとに α と振動伝達率の関係を描いたものの例である。もちろん α が大きくなると固定型に近づくため伝達率は1に収束する。防振効果は β の値によって若干定量的な差異はあるが、概略 $\alpha < 6$ で効果があらわれ、 $\alpha < 1$ に選べば伝達率を20%以下に押えることが可能である。

このように防振装置を入れることによって容易に防振効果をあげることができる一方、 α の値が変わるためボウルの振幅も変化する振動フィーダとしての輸送速度も異なってくる。そこでボウルの振幅が一定(固定型で $z=1$ の場合の振幅)となるように補正して同様の振動伝達率を計算してみると

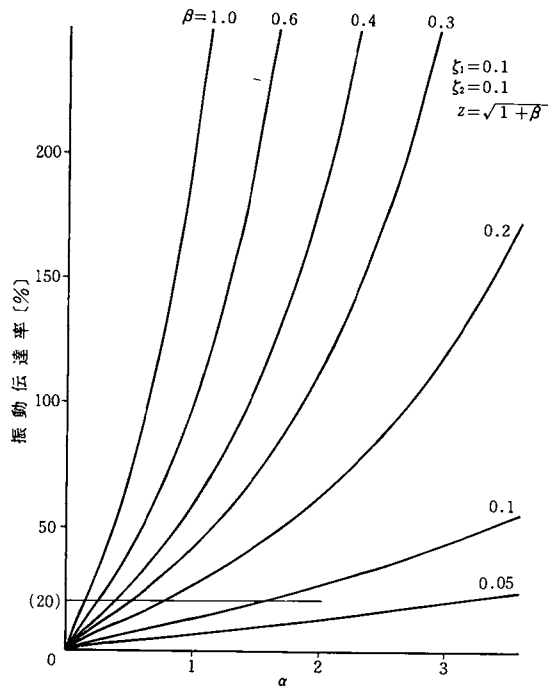
$$\frac{|F_k|}{|F_s|_{(z=1)}} = \sqrt{\frac{\nu^4 + 4\zeta_2^2 \nu^2 z^2}{(\nu^2 - z^2)^2 + (2\zeta_2 \nu z)^2}} \quad (26)$$



第9図 ばね定数比と振幅の関係



第10図 ばね定数比と振動伝達率の関係 (励振力一定の場合)

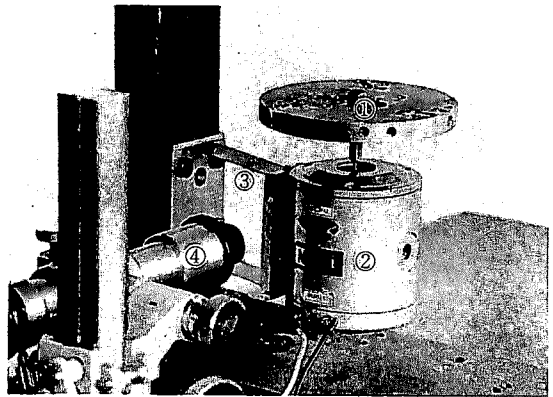


第11図 ばね定数比と振動伝達率の関係 (振幅一定の場合)

で表わされる。第11図は $z = \sqrt{1+\beta}$ の場合について行なった計算例であり、 $\beta < 0.7$ の条件で振動伝達率を20%以下に押えるには $\alpha \leq 0.2$ に選ばばよいことがわかる。

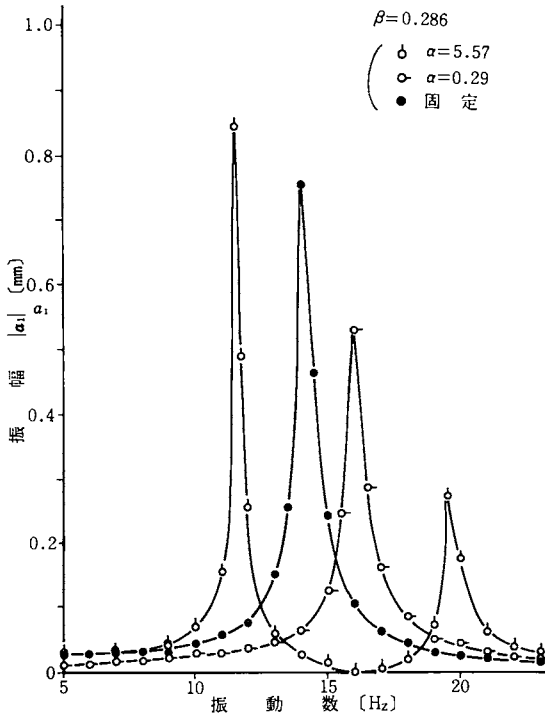
5. 実 験

第12図は振動特性を実測するため動電型加振機を用いて作製したモデル実験装置の主要部である。フィーダのボウル部分に相当する質量①は加振機②の可動部に取付けられ、フィーダの基礎に相当する加振機本体は防振ばねに対応する平行ばね③によって支持されている。平行ばねは取替が可能であって任意に α の値が選べる。系は定電流駆動され、加振機本体と質量①に互いに反力として逆位相の励振力が作用するようになっている。装置の諸定数は①の重量 $w_1 = 301$ g、②の重量 $w_2 = 1050$ g、 $k_1 = 198$ g/mmとなっており、 k_2 は 58 g/mm と 1085 g/mm、励振力 F_0 は約 5.3 g で実験した。なお

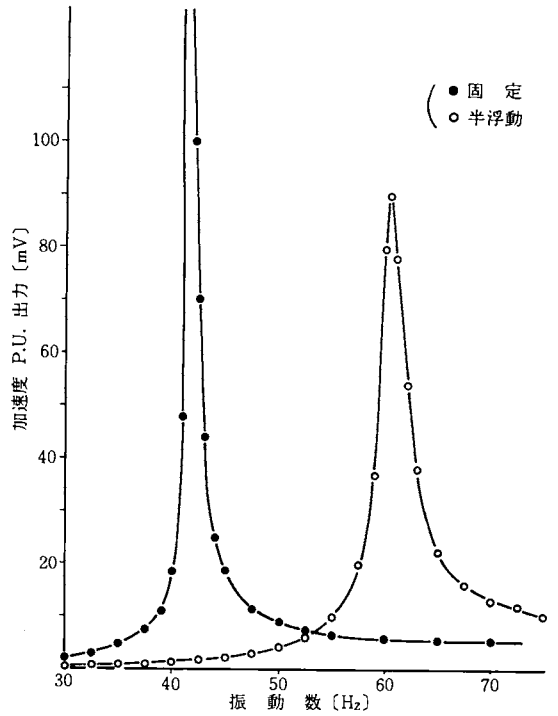


第12図 動電型加振機を用いたモデル実験装置

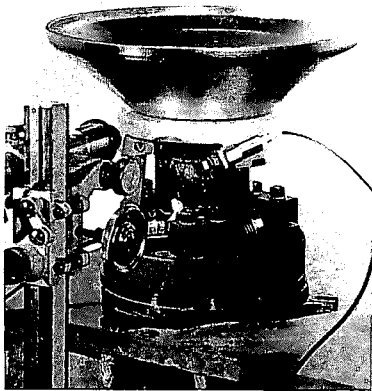
振幅の検出には読取顕微鏡④を用いた。第13図は質量①の周波数特性の実験結果を示したものであり、第3図の理論結果とよく似た傾向を示している。 $\alpha = 0.29$ の場合の共振振動数は 16 Hz であり、固定型 ($\alpha = \infty$) の場合の 14 Hz と比較すると(11)式に示す $z = \sqrt{1+\beta} = \sqrt{1+301/1050} \approx 1.13$ の関係を



第 13 図 据付の方法による周波数特性の変化



第 15 図 ボール型フィーダの周波数特性 (実用機種による実験例)



第 14 図 実験に用いたボール型フィーダ

満足しており、ほとんど浮動型と見なしうる
ことがわかる。

また第 15 図は実用されているボール型フィーダ (第 14 図*) について求めた周波数特性曲線の例である。本機種はゴム足を取付けた半浮動型であって電源周波数 60Hz 用に調整されたものであるが、ゴム足をとって固定型とすると共振点は 41.5Hz に移動する。実測によれば、ばねの傾き角 $\gamma=70^\circ$ 、ボールの重量 $w_1 \approx 2.94$ kg、慣性モーメント $J_1 \approx 1.7$ kg \cdot s 2 \cdot mm、基礎の重量 $w_2 \approx 5.75$ kg、慣性モーメント $J_2 \approx 1.8$ kg \cdot s 2 \cdot

mm であり、(3)式を用いて等価質量を算出しさらに β を求めると約 0.9 となる。一方ばね定数についてみると、厳密にはゴム足に方向性が見られるが、ほぼ $\alpha \approx 0.13$ となっており使用状態での共振点は浮動型とほとんど一致すると見なしうる。そこで 60Hz を $\sqrt{1+\beta}$ (≈ 1.38) で割ってみると 43.8Hz が得られ、実測値 41.5Hz と若干のずれが見られる。しかしこの差異は固定の不完全さに起因するものと考えられ解析結果とほぼ一致しているといえる。

* セイコー精機製, TYPE PF-1

6. 結 論

1. 振動フィーダはその据付方法によって固定型、半浮動型、浮動型の3種類に分類される。
2. 防振装置のばね定数 k_2 をフィーダのばね定数 k_1 の5分の1程度以下にとった場合、系の特性は浮動型に近似することができ、実用上、据付に関しては浮動型と固定型の2種類のみについて考察すればよい。
3. 基礎の等価質量に対するポウル（トラフ）の等価質量の比を β とすれば、浮動型の場合の共振振動数は固定型の場合の $\sqrt{1+\beta}$ 倍となる。
4. 直進型フィーダの場合 β の値はトラフと基礎の質量比として得られるが、ポウル型の場合慣性性能率と質量の両方を加味した等価質量の比として算出される。
5. 固定型として調整してあるフィーダを浮動型として、あるいは逆に浮動型として調整してあるものを固定型として用い、共振点の再調整を行わないときポウルの振幅は著しく減少する。この減少率は β が大きいほど、また系の減衰が小さいほど顕著になる。
6. 固定型として用いる場合、固定の不備によって反共振現象を生ずるおそれがあるので注意を要する。
7. 防振効果を上げるためにはできるだけ防振装置のばね定数を小さくとる方が望ましいが、実用上 $k_2/k_1 < 0.2$ に選べば振動伝達率を20%以下にすることができる。
8. これらの理論解析の結果は実験結果とよく一致している。

参 考 文 献

- (1) 岡部, 横山, 神保: 振動輸送の研究 (第1報), 精密機械, 35, 5 (1969) 299
- (2) I. Gutman: Industrial Uses of Mechanical Vibrations, Business Books Limited (1968)
- (3) 横山, 岡部, 岩崎: 振動ポウルフィーダの固有振動数の計算 (ばね定数の評価について), 昭和48年度精機学会春季大会学術講演会前刷 (1973) 365

(昭和51年12月10日受理)