

Dynamic Characteristics of Balanced Vibration Feeder

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: Zhang, Linuai, Okabe, Sakiichi, Yokoyama, Yasuo メールアドレス: 所属:
URL	https://doi.org/10.24517/00011681

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



平衡型振動フィーダの振幅特性に及ぼす質量比の影響

張 林桂*, 岡部佐規一**, 横山 恭男**

Dynamic Characteristics of Balanced Vibration Feeder

Linuai ZHANG, Sakiich OKABE and Yasuo YOKOYAMA

Abstract

This paper treats the dynamic characteristics of balanced vibration feeder. The balanced vibration feeder is made up of two sets of tracks (or bowls) which are vibrated each other in opposite phase. Then the vibration system of this feeder is consisted in three-degrees-of-freedom.

The vibration amplitudes of each track and base are calculated theoretically under various conditions. These dynamic characteristics are shown in various diagrams. Referring these diagrams, following results are obtained:

- (1) When two sets of tracks are nearly equal each other, the vibration characteristic shows as if the feeder were consisted in one-degree-of-freedom. In this case, the amplitude of base is considerably smaller than that of track. Then the force transmitted to the foundation is far smaller than that of the ordinary vibration feeder.
- (2) If there are some unbalances between two tracks, for instance unbalance in masses, the vibration amplitudes of each track differ from the expected amplitude. The relations between vibration amplitudes and allowable unbalance may be clarified from theoretical diagrams.
- (3) It is convenient for adjustment of natural frequency to use a coupled spring between two tracks. The larger spring constant of this coupled spring is selected, the larger effect of vibration prevention is obtained.

1. ま え が き

振動フィーダは自動組立システムをはじめ、各種の自動機械における部品自動供給装置として広く利用されており、その高性能化、高信頼化は重要な課題となっている。筆者らはさきに2組のトラック（ボウル）を用いて互いにそれらを逆位相で振動させる、いわゆる平衡型振動フィーダの開発を行い、その構造、応用例などについて報告した¹⁾²⁾。

本報告では平衡型振動フィーダの一般的モデルにおいて、その振動特性の解析を行い各パラメータが特性に及ぼす影響について考察を行う。これらの結果は平

衡型振動フィーダを設計する際の各部の形状、寸法の決定に一指針を示すものであり、またフィーダ使用時における留意点、とくにボウルのツーリングやボウル内におけるワークの量のコントロールの問題、フィーダの据付の問題³⁾などについて明らかにするものである。

2. 平衡型振動フィーダの特性

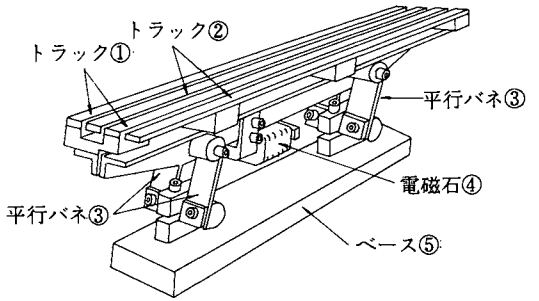
2. 1 平衡型振動フィーダのモデルと運動の式

図1は平衡型振動フィーダの例を示すものであり、図(a)は直進型、図(b)はボウル型の例である。トラック

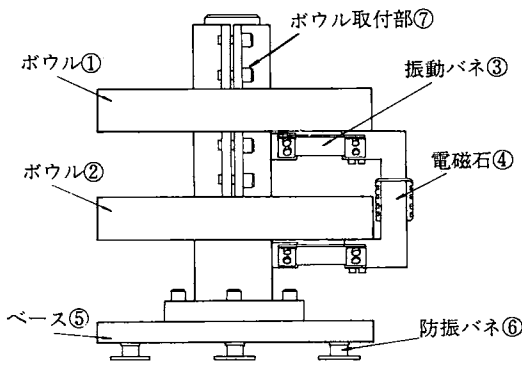
* 国費研究留学生（中国）

**生産精密工学科

(ボウル) ①, およびトラック (ボウル) ②はそれぞれ独立に板ばね③によって支持されており, 電磁石④によって互いに逆位相に励振される構造になっている。これを力学的モデルに置き換えたものが図2である。ここで m_1, m_2 はそれぞれトラック (ボウル) ①お



(a) 直進型振動フィーダ



(b) ツイン式平衡型振動ボウルフィーダ

図1 平衡型振動フィーダ

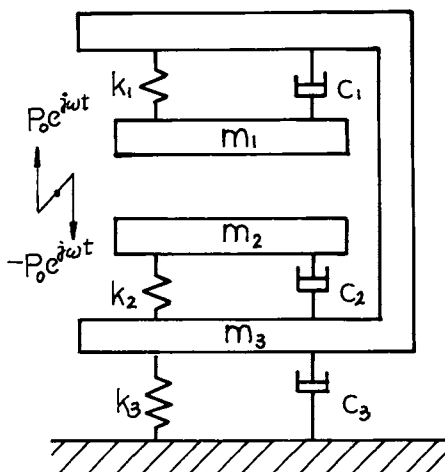


図2 平衡型振動フィーダの力学的モデル

よび②の等価質量³⁾, m_3 はフィーダ基礎 (ベース) の等価質量, k_1, k_2 は支持用ばねのばね定数, k_3 は防振要素のばね定数, c_1, c_2, c_3 は振動フィーダおよび防振要素の粘性減衰係数を表わす。いま, トラック①と②との間に相対的に $P_0 e^{i\omega t}$ なる正弦的な力が作用したとする。このときの各質量の運動方程式は

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + k_1(x_1 - x_3) &= P_0 e^{i\omega t} \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k_2(x_2 - x_3) &= -P_0 e^{i\omega t} \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_3 \dot{x}_3 + k_3 x_3 &= -(m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

で表わされる。ここで各質量の運動を

$$x_i = a_i e^{i\omega t} (i=1, 2, 3) \quad (2)$$

と仮定し,

$$\alpha_i = \frac{k_i}{k_1} : \text{ばね定数比}$$

$$\beta_i = \frac{m_i}{m_3} : \text{トラック (ボウル) とベースの質量比}$$

$$\zeta_i = \frac{c_i}{2\sqrt{m_i k_i}} : \text{減衰定数}$$

$$\beta = \frac{m_2}{m_1} : \text{両トラックの質量比}$$

$$\omega_i = \sqrt{\frac{k_i}{m_i}} : \text{固有円振動数}$$

$$z = \frac{\omega}{\omega_1} : \text{励振振動数比}$$

$$x_{st} = \frac{P_0}{k_1} : \text{静たわみ}$$

$$A_i = \frac{a_i}{x_{st}} : \text{振幅比}$$

と置き換えて (1) 式を変形すると

$$\begin{bmatrix} 1 - z^2 + 2j\zeta_1 z & 0 \\ 0 & \frac{\alpha_2}{\beta} - z^2 + 2j\zeta_2 \sqrt{\frac{\alpha_2}{\beta}} z \\ -\beta_1 z^2 & -\beta_2 z^2 \\ -(1 + 2j\zeta_1 z) & \\ -(\frac{\alpha_2}{\beta} + 2j\zeta_2 \sqrt{\frac{\alpha_2}{\beta}} z) & \\ \alpha_3 \beta_1 - z^2 + 2j\zeta_3 \sqrt{\alpha_3 \beta_1} z & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ -\frac{1}{\beta} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

なる式が得られる。これを解いて各質量の振幅を知る

ことができる。

2. 2 平衡型振動フィーダの周波数特性

図3は平衡型振動フィーダのトラックおよびベースの周波数特性を β をパラメータとして描いたものの例である。トラック①とベースの質量比が0.1の場合について示したものであるが、ベースの振幅は共振点の近傍においても m_1, m_2 のそれに比べてかなり小さくなっていることがわかる。また、 $\beta=1.0$ すなわち両トラックのばね-質量系が同一の値をとるとき、ベースに作用する力は完全に打消し合うため、励振振動数

には無関係に A_3 の値は零となることがわかる。

平衡型振動フィーダでは系は3自由度を構成しているため、当然3個の共振点を持つはずであるが、一般には防振要素のばね定数 k_3 はフィーダのばね定数 k_1, k_2 に比べてかなり小さくまた励振方法からも一番低い共振点は顕著には表われずフィーダの設計上あまり問題とならない。

また、図(a)に見られるように $\beta=1.0$ では A_1 はみかけ上1個の共振点を持ち、 β の増大とともに2個の共振の山が顕著に現われるようになる。一方 A_2 では図(b)に示されるように、上の共振点が現われず、あたかも1自由度であるかのような様相を呈する。これを擬1自由度効果と呼ぶことにする。一般に平衡型振動フィーダを設計する場合、とくにトラックの質量が互いに異なる場合は A_1, A_2 の両方のピークが得られる低い方の共振点で使用するように諸定数を調整せねばならない。

2. 3 負荷変動やトラック質量の不均衡が振動特性に及ぼす影響

実際に振動フィーダを設計する場合、輸送速度を大きくするために、また供給エネルギーに対する輸送の効率をできるだけよくするために系の減衰を小さくし、かつ共振点付近で駆動することが多い。このような場合、共振点付近で周波数特性の山が急峻となり、質量が変化した場合固有振動数がずれて振幅は大きく変化する。

一般に振動フィーダでは、ワークの選別、整列のためにトラックにツーリングを施すことが多く、したがって2個のトラックの質量が異なるケースが多い。また、フィーダの使用時に、とくにボウル型ホップフィーダでは投入されるワークの量も多く、時間的にこれらの量が変化するため付加される等価的な質量も時々刻々変化する。そこでこれらの質量変動を考慮した設計が必要となってくる。つぎに両トラックの質量比の変化が振動特性に及ぼす影響について考察してみよう。

図4(a)~(d)は、 $Z=1$ で励振した場合の β と振幅 A_1, A_2, A_3 の関係を種々の β_1 のもとに示したものである。 $\beta=1.0$ では当然 $A_1=A_2, A_3=0$ となり完全平衡状態にあるが、 m_2 が変化するとともに A_1 と A_2 とは互いに異った値をとるようになり、両トラック間の輸送速度に差異が見られるようになる。輸送速度の低下はシステムのサイクルタイムに直接影響を及ぼすため、

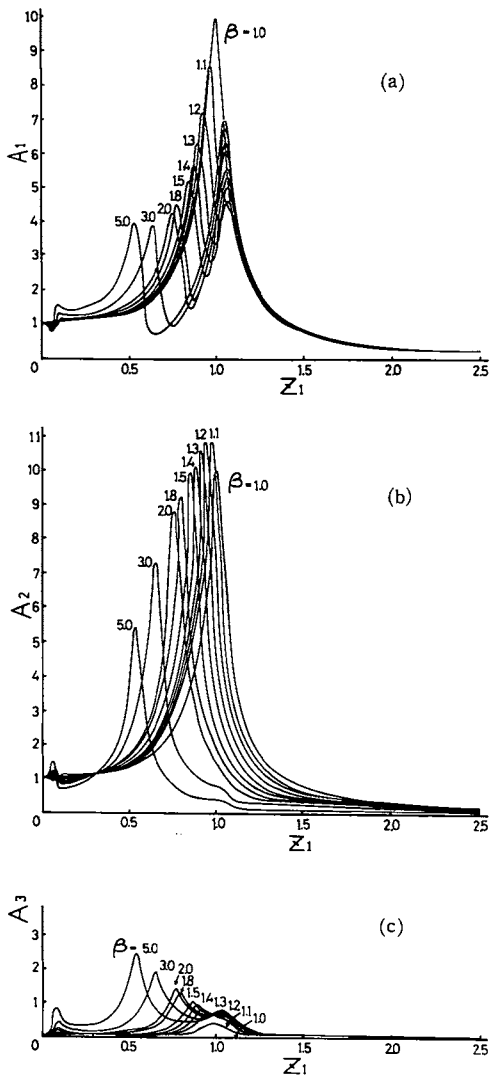


図3 トラックの質量比が周波数特性に及ぼす影響
 $(\zeta_1=0.05, \zeta_2=0.05, \zeta_3=0.2)$
 $(\alpha_2=1.0, \alpha_3=0.1, \beta_1=0.1)$ の場合

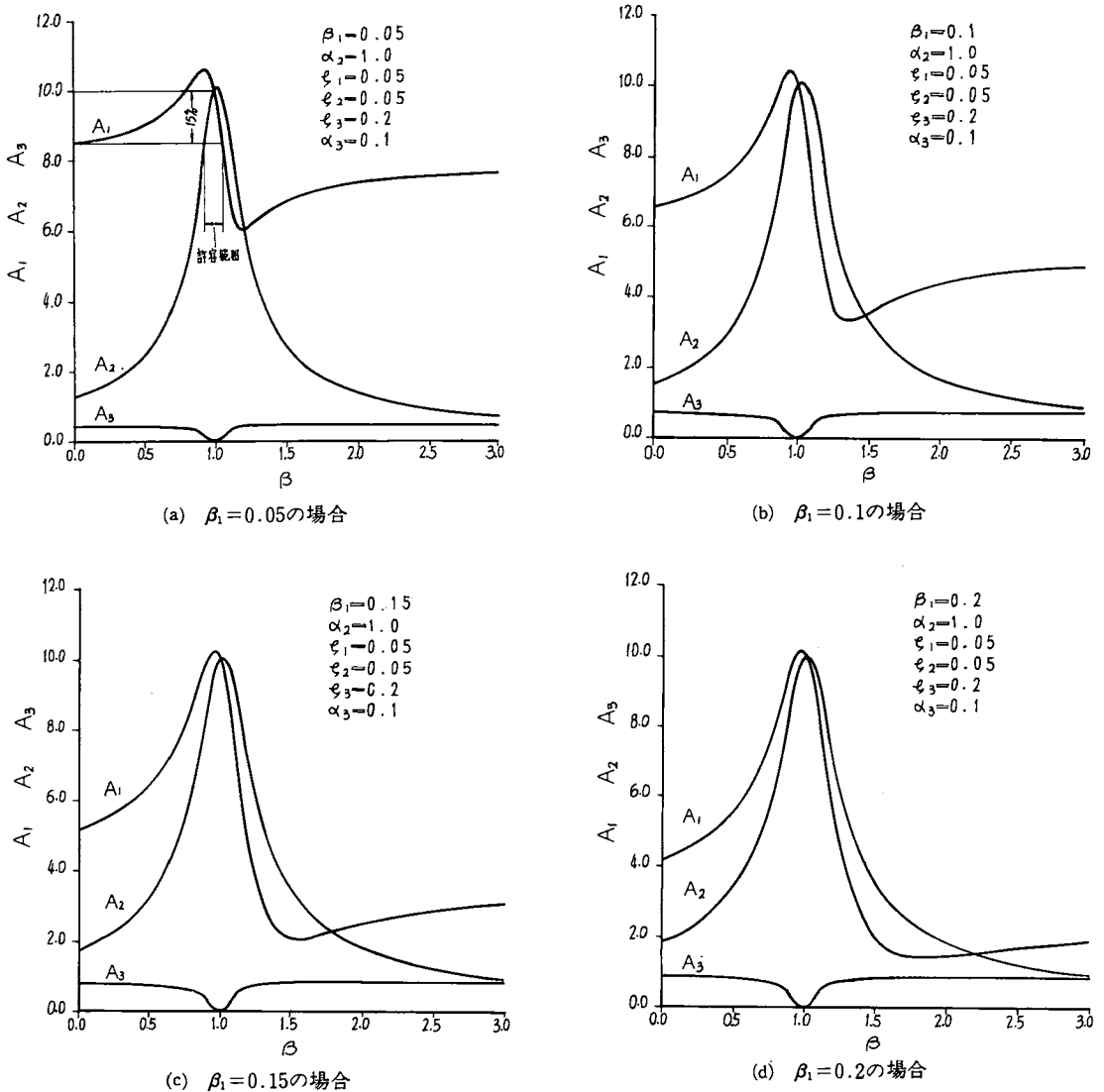


図4 質量比が振幅に及ぼす影響

両トラックの供給速度がそろって高いことが要求される。この観点から、許容される β の範囲すなわち質量変動の許容範囲が求められる。例えば、図4(a)において振幅の変動許容範囲を $\beta=1.0$ の場合の振幅に対して15%以内とすると図中に矢印で示されるように $0.94 \leq \beta \leq 1.06$ が β の許容領域となる。すなわち β の下許容値は A_2 によってまた、上の許容値は A_1 によって決まることになる。図4に示す各条件における β の許容範囲についてまとめたのが表1である。これらの結果から、トラックとベースの質量比は β の許容範囲

表1 振幅変動に対する β の許容範囲

β_1	ピーク値に達する β の値		β の許容範囲 (振幅変動15%)
	A(1)	A(2)	
0.05	0.920	1.015	0.937-1.063
0.10	0.940	1.015	0.917-1.063
0.15	0.950	1.015	0.915-1.084
0.20	0.965	1.015	0.895-1.085

にはあまり影響しないが、しいていうならば質量比が大きくなると変動許容範囲は広がる傾向をとること

がわかる。

ところで図2に示すモデルにおいて m_1 , m_2 はそれぞれトラック (ボウル) の等価質量 m_{01} , m_{02} とワークによる付加質量 λm_{w1} , λm_{w2} を加えたものである。ここで m_{w1} , m_{w2} はワークの全質量, λ はワークの運動形⁴⁾を考慮した等価付加質量係数であって, $0 \leq \lambda \leq 1.0$ の値をとる。いま, 2個のトラックの等価質量が等しくなるように設計したとすると β は

$$\beta = 1 - \frac{\lambda(m_{w1} - m_{w2})}{m_{01} + \lambda m_{w1}} \quad (4)$$

となる。すなわち, トラックの等価質量をできるだけ大きくすると, 同一のワーク変動量に対する β の変動は小さくなり輸送速度変動も小さくなることが推定される。設計に際しては, この(4)式と先に得られた β の許容範囲を考え合わせるにより, 必要なトラック (ボウル) の大きさを決定することができる。また逆にトラックの等価質量が与えられると許容されるワークの変動量を推定することができる。

つぎにベースの振幅 A_3 について見ると, $\beta = 1.0$ のとき完全平衡状態となるため $A_3 = 0$ となるが, β が 1.0 からはずれるに従って急激に A_3 は増大する。そして β が約 0.8 以下, および約 1.2 以上になるとほぼ一定値に近づく傾向をとる。この漸近値は β_1 の増大とともに大きくなり, 防振効果も悪くなる。このように防振効果の観点から β はほぼ $0.8 < \beta < 1.2$ の範囲で用いることが望ましい。

3. 連成ばねをもつ平衡型振動フィーダ

3. 1 力学的モデルと運動の式

実際に振動フィーダを設計製作する場合, 固有振動数を調整するためにトラックの等価質量に応じてばね定数を微調整できることが望ましい。これまで取扱った振動フィーダでは図2に示されるように, ばね k_1 , k_2 がそれぞれトラック①, ②の振動方向とばね定数を決定する構造となっており, とくにボウル型振動フィーダではそれらが比較的内部の方に位置しているため, 組立後にはばね定数を調整することは困難である。

そこで, あらたにばね定数調整用の連成ばねを付加し, 振動方向を拘束する支持用ばねとばね定数調整の機能を分担する構造にしたものが図5に示すモデルのものである。すなわち k_1 , k_2 は主としてトラックの振動方向を拘束する支持用ばねとして用い, k_0 をばね定

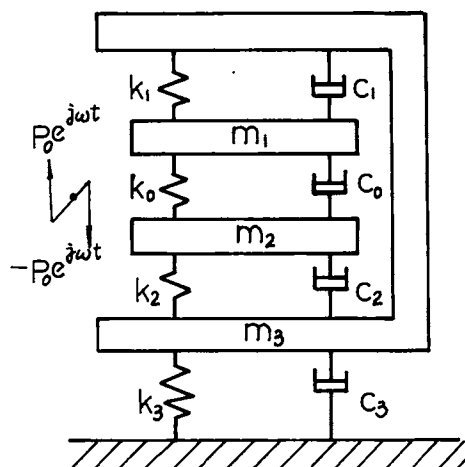


図5 連成ばねを有する平衡型振動フィーダの力学的モデル

数調整用として用いるものである。

系の固有振動数を変えずに連成ばねを付加するためには, 当然 k_1 , k_2 の値を小さくしなければならない。いま $m_1 = m_2$, $k_1 = k_2$ と仮定して k_0 付加後のばね定数 $k_1(k_2)$ を求めると, 近似的に

$$k_1 = k_{10} - 2k_0 \quad (5)$$

となる。ここで k_{10} は連成ばねがない場合の $k_1(k_2)$ の値である。このような条件のもとに各質量の振幅の式を求めると

$$\begin{bmatrix} 1 + \alpha_0 - z^2 + 2j(\xi_1 + \xi_{01}\sqrt{\alpha_0})z \\ -(\frac{\alpha_0}{\beta} + 2j\xi_{02}\sqrt{\frac{\alpha_0}{\beta}})z \\ -\beta_1 z^2 \\ -(\alpha_0 + 2j\xi_{01}\sqrt{\alpha_0})z \\ \frac{\alpha_2}{\beta} + \frac{\alpha_0}{\beta} - z^2 + 2j(\xi_2\sqrt{\frac{\alpha_2}{\beta}} + \xi_{02}\sqrt{\frac{\alpha_0}{\beta}})z \\ -\beta_2 z^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 + 2\alpha_0 \\ -\frac{1 + 2\alpha_0}{\beta} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

なる式が得られる。ここで

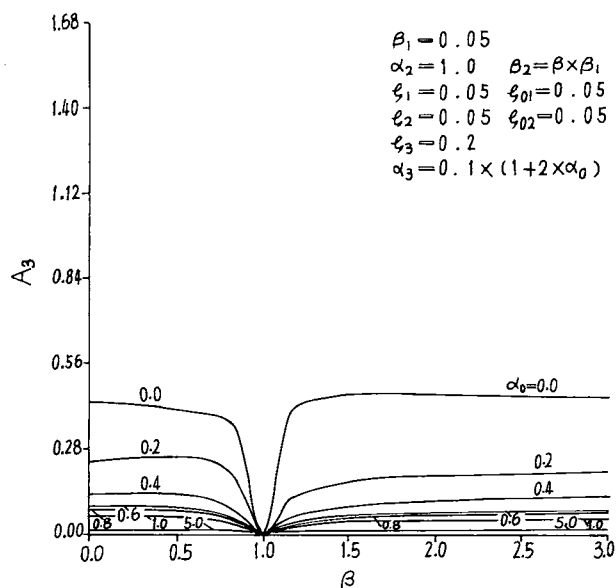
$$A_i = a_i/x_{si} (i=1, 2, 3), \quad x_{si} = P_0/k_{10},$$

$$\alpha_0 = k_0/k_1, \quad \xi_{0i} = c_0/2\sqrt{m_i k_0},$$

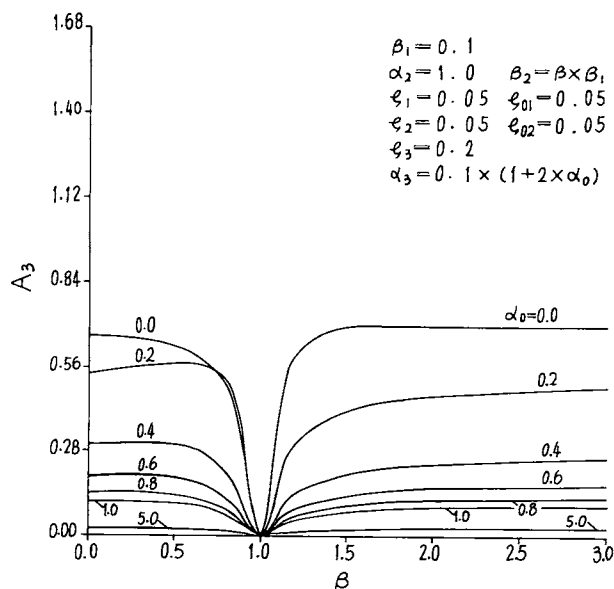
であり、他の変数は前出のものと同一である。実際に各パラメータの値が与えられれば、これらの式より各質量の振幅を計算することができる。

3. 2 連成ばねの付加による平衡型振動フィーダの防振効果

平衡型振動フィーダに連成ばねを付加することにより、前述のようにばね定数の調整が容易になるというメリットがあるのみならず、防振の観点からも非常に有利となる。すなわち、連成ばねの付加により支持用ばねのばね定数を小さくすることができ、結果的に支持用ばねの反力としてベースに作用する力を軽減できることに起因する。



(a) $\beta_1 = 0.05$ の場合



(b) $\beta_1 = 0.1$ の場合

図 6 連成ばねが振幅特性に及ぼす影響

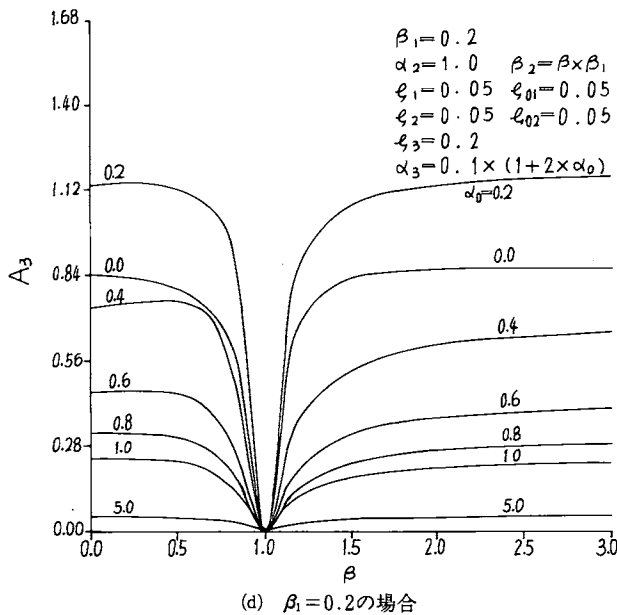
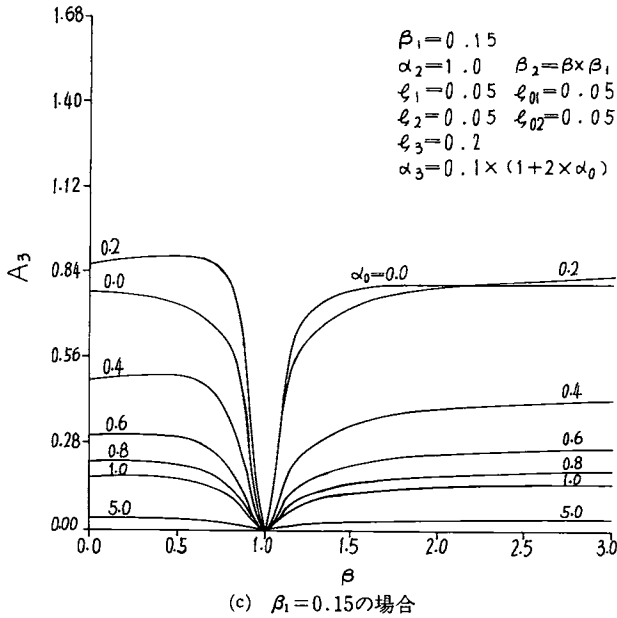


図6 連成ばねが振幅特性に及ぼす影響

図6(a)~(d)は β と A_3 との関係を α_0 をパラメータとして示したものの例である。図中 $\alpha_0 = 0.0$ の曲線は連成ばねが付加されない場合の振幅に相当している。これらの図より、一部の条件を除いて α_0 の増大とともに A_3 は小さくなる傾向をとることがわかる。例えば図6(a)における $\beta = 1.125$ の場合について見ると

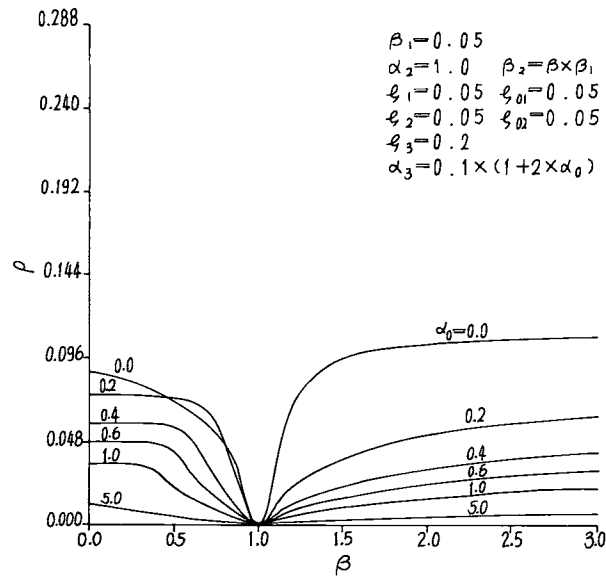
$\alpha_0 = 0.0$ のとき $A_3 = 0.37$, $\alpha_0 = 1.0$ のとき $A_3 = 0.03$, $\alpha_0 = 5.0$ のとき $A_3 = 0.01$ となり、 $k_1 = k_0$ なる連成ばねを付加することによって A_3 は連成ばねのない場合の約80%程度にまで減少することがわかる。

このような防振の観点からは α_0 をできるだけ大きくとれば、たとえフィードの平衡がかなりくずれてい

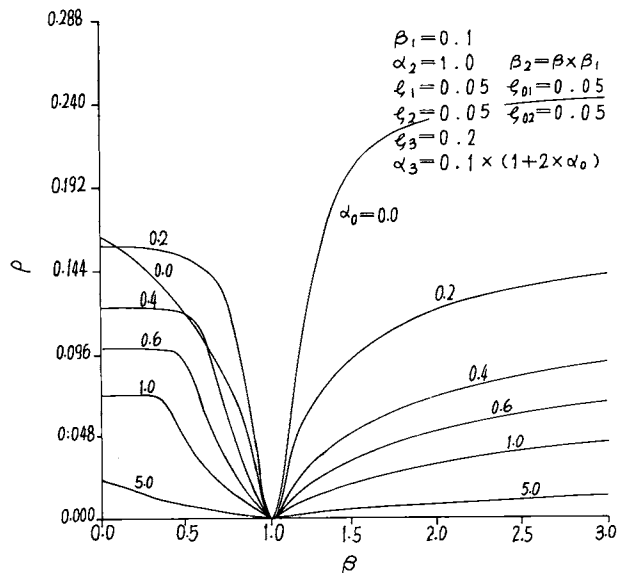
でも床面への振動伝達をほとんどなくすることが可能である。しかしながら、前節の議論からも明らかなように平衡がくずれて β の値が1.0より離れてくると A_1 と A_2 との値が大きく異なるようになり、またその絶対値も小さくなる。そこで A_1 , A_2 の値に対する A_3 の大きさを評価するために

$$\rho = \frac{A_3}{(A_1 + A_2)/2} \quad (7)$$

なる係数を導入し、これを防振効果係数と呼ぶことにする。この防振効果係数 ρ と β との関係を種々の数値例について計算し図示したのが図7(a)~(d)である。そ



(a) $\beta_1 = 0.05$ の場合



(b) $\beta_1 = 0.1$ の場合

図7 防振効果係数と質量比の関係

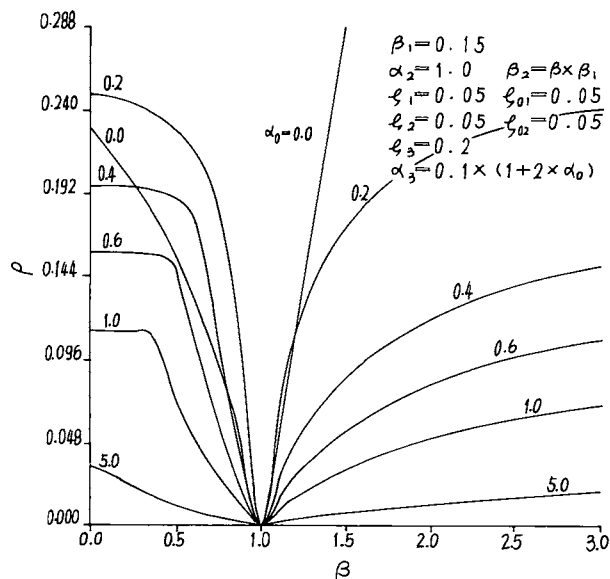
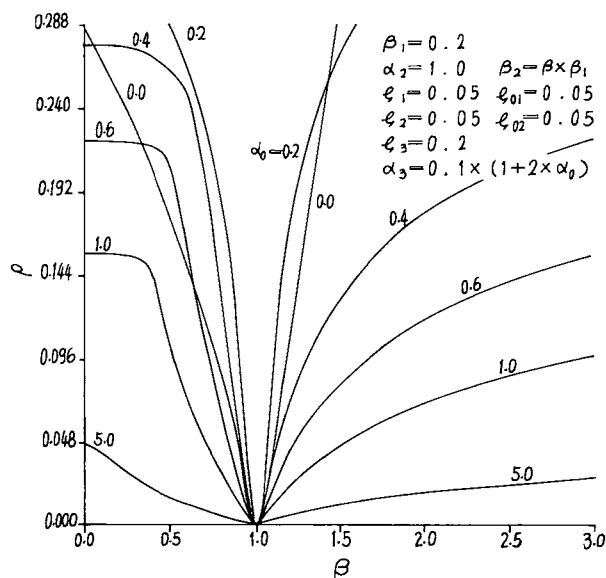
(c) $\beta_1 = 0.15$ の場合(d) $\beta_1 = 0.2$ の場合

図7 防振効果係数と質量比の関係

れぞれ $\beta_1 = 0.05, 0.1, 0.15, 0.2$ の場合について示したものであるが、 β_1 の増大とともに ρ は急激に大きくなることわかる。また、いずれの条件においても α_0 の増大とともに ρ は減少する傾向をとることがわかる。表2は図7(b)において連成ばねを付加しない場合

の ρ を100%とし、 α_0 の増大とともに ρ の値はどのように変化するかをまとめたものである。 α_0 の値を1.0以上にとると ρ は30%以下になり、 A_1, A_2 の同一振幅に対して防振効果は非常に向上することがわかる。

表2 連成ばねが防振効果係数に及ぼす影響

$\alpha_1 \backslash \beta$	0.625		0.875		1.125		1.500	
	ρ	%	ρ	%	ρ	%	ρ	%
0.0	0.102	100	0.046	100	0.056	100	0.198	100
0.6	0.060	58.8	0.013	28.3	0.010	17.9	0.025	12.6
1.0	0.029	28.4	0.007	15.2	0.006	10.7	0.018	9.1
5.0	0.005	4.9	0.001	2.2	0.001	1.8	0.004	2.0

4. ま と め

平衡型振動フィーダの振幅特性に及ぼす各種パラメータの影響について理論的解析を行い、つぎのような結果を得た。

- (1) 平衡型振動フィーダにおいて、2個のトラックの質量一ばね系を同一になるように設計製作し、また同一の条件でワークの供給を行うならば、ベースに作用する反力は互いに打消し合うため、ベースは全く振動することなく床への伝達力は零となる。
- (2) 両トラックの諸定数が相異なる場合、両トラックの振幅に差異が生じ、その差分がベースを励振し、床への伝達力となって現われる。また両トラックの振幅の差が大きくなるとワークの輸送速度に大きな差異を生ずるため、できるだけ諸定数は等しくなるように設計することが望ましい。
- (3) 両トラック間の不平衡は主としてツーリングによるトラックの質量変化、およびボウル内のワークの量の変化による等価質量変化に起因しており、理論解析の結果、両トラックの質量比を0.94~1.06になるようにすれば振幅変動を15%内にすることができ実用上十分であることがわかった。
- (4) 連成ばねを付加することにより、ベースの振幅を小さくすることができ、床への伝達力を減少することができる。連成ばねのばね定数は大きいほど、またトラックとベースの質量比は大きいほどその効果は著しい。

終わりに、この研究の遂行にあたり種々便宜をはかっていただいた金沢大学助手 神谷好承先生、金沢大学技官 野村久直氏に感謝いたします。またこの研究の機会を与えて下さいました日本政府、中国政府の関係者に深甚の謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) Y. Yokoyama, S. Okabe, A. Shiozawa and M. Watanabe :

The Balanced Vibration Feeder and Its Application for Automated Assembly System, Proceedings of the 4th Int. Conf. Prod. Eng. (1980) 907

- 2) 横山恭男, 岡部佐規一: 二重トラック振動フィーダの研究 (第1報) 一輸送速度一, 精密機械, 45, 7 (昭54), 794
- 3) 横山恭男, 岡部佐規一, 野村久直, 岩崎秀司: 振動フィーダの据付と振動特性について, 金沢大学工学部紀要, 11, 1 (昭52) 59
- 4) 岡部佐規一, 横山恭男, 神保泰雄: 振動輸送の研究(第1報) 一振動する面上にある物体の運動一, 精密機械, 35, 5 (昭44) 299