振動応用機器における干渉による 防振機能の付加 (第1報)*

——直接強制力駆動の場合——

小泉邦雄** 佐々木基文*** 岩城敏博*** 岡部佐規一† 横山恭男††

Self-contained Vibration Reducing Function by Interference Method
on Vibratory Machine (1st Report)
—Drive by Direct Exciting Force—

Kunio KOIZUMI, Motofumi SASAKI, Toshihiro IWAKI,
Sakiichi OKABE and Yasuo YOKOYAMA

This study deals with reducing of transmissive vibration force by the interference method. The improved mechanism of the machine is constituted as two degrees of freedom vibration system. Assuming to eliminate a coupling spring, natural frequencies of two mass-spring systems are tuned to the same value each other. Vibrations of two bodies in the mechanical system are always held out of phase independently of exciting frequency. Then a fundamental resonance disappears and the secondary resonance becomes the only resonance, because the system is divided into a pair of mass-spring system by a node in the coupling spring to be regarded as a common fixed end. The new type vibratory feeder for automatic parts assembly system has developed as one of application of the vibration reduction method.

Key words: vibration control, vibration reduction, interference, vibratory machine

1. 緒 言

振動応用機器に共通の問題として、入力に対して大きな振れを発生させ、その振動を有効に利用する工夫に加えて、振動を利用する可動部だけに発生した振動力を閉じ込めて外部に伝達させないための防振がある。

このような機器には、機械的に発生させた振動力や衝撃力などの力を利用するものと、可動部の振れによる運動を利用するものがある。力を利用する機器では、操作ハンドルなどの部分や機器本体、運動を利用する機器では、機器全体の据付け部から床への振動伝達を抑止したい場合が多い。

一般に防振対策として、機器全体を弾性支持する振動絶縁が用いられる事例を多く見受けるが、弾性支持によって振動系の自由度が増し、共振点の移動及び新

たな共振点の発生、振幅特性の変化等、可動部の振動特性が変化してしまい、振動機器としての本来の性能を損なっていることが多々ある。このような問題を生じないようにするために振動の干渉を用いる方法がある。

本研究では、振動応用機器を対象として、可動部の運動を逆に防振に利用する逆手をとって、防振基礎の設置による振動絶縁を併用せずに振動の干渉のみを用いた機構の構成だけで、可動部の振れを減少させることなく床への伝達力を低減させる。この構成でも振動伝達の抑止が特に厳しくなければ支障のない程度の防振効果が得られることを、基礎実験並びに全く新しい構造の振動フィーダ試作機によって示した。

干渉を用いている機器には、ばねで連結した2つの同じテーブルを共振させる振動台¹⁾や2組の可動部を共通の防振基礎に取り付け、相互間に駆動力を作用させる平衡型振動フィーダ²⁾があり、2本のトラック間で部品を循環させる機能を持たせるためにこの構成を応用した例³⁾もあるが、本研究では、2つの可動部が異なっても、かつ非共振でもよく、これらの構成を包含して概念を拡張している。

* 原稿受付 平成3年7月16日

** 正 会 員 富山大学工学部 (富山市五福 3190)

*** 富山大学工学部

† 正 会 員 金沢大学工学部 (金沢市小立野 2-40-20)

†† 正 会 員 石川工業高等専門学校 (石川県河北郡津幡町 字北中条)

振動応用機器では、第一に所要の可動部の振れを得ることが必要であり、その上で振動の伝達を抑止することが要求される。この両方を勘案するには、ある強制力において、振れが大きく、伝達力が小さくなる振動系の構成及び駆動条件を用いるようにする。本報では、この条件を求めるための評価量について検討した。

2. 記 号

$m_i (i=1, 2)$: 可動部等価質量, $k_i (i=1 \sim 3)$: ばねこわさ, $c_i (i=1 \sim 3)$: 粘性減衰係数, $\omega_n = \sqrt{k_1/m_1}$: 単一系の無減衰固有角振動数, ω : 強制角振動数, F_1 : 強制力振幅, $F_{ti} (i=1, 2)$: 各支持ばね据付け部から基礎への伝達力振幅, $x_i (i=1, 2)$: 可動部変位, $x_{it} (i=1, 2)$: 定常変位振幅, $x_{st} = F_1/k_1$, dm_2, dk_2, dc_2 : 質量, ばねこわさ, 粘性減衰係数の干渉条件からのずれの量とすれば、用いる無次元量は, $M_2 = 1 + m_2/m_1$, $K_i = 1 + k_i/k_1 (i=2, 3)$, $h_i = c_i/(2m_1\omega_n^2)$, $H_i = 1 + c_i/c_1 (i=2, 3)$, $X_{it} = x_{it}/x_{st}$, $F_{ti} = F_{ti}/F_1 (i=1, 2)$, $z = \omega/\omega_n$, $dM_2 = dm_2/(m_1 + m_2)$, $dK_2 = dk_2/(k_1 + k_2)$, $dH_2 = dc_2/(c_1 + c_2)$ である。

3. 防振の原理と特長

振動機器の可動部を支持するばねを介して、基礎に振動力が伝達する。この可動部に対向して同じ固有振動数を有する別の可動部を同じ基礎上に独立して据え付け、互いを連成ばねで連結して2自由度振動系を構成し、両可動部間に強制力を作用させる。これによって第1次共振点を消滅させ、かつ第2次共振点に限らず、いかなる強制振動数であっても両可動部を逆相で振動させ、両方の可動部支持ばねからの伝達力を互いに逆相で同じ大きさにすることができる。これらを基礎で干渉させて打ち消させ、床への伝達を防ぐ。

このように本研究の方法は、第2次共振点だけでなく、どのような強制振動数でも完全に干渉させて伝達力を無くし得る。しかも可動部が同じでなくともよく、第2次共振点を用いると、1組の可動部を有する単一系で共振を用いる通常の機器と比べて、振れが増大し、振動応用機器としての基本性能を向上できる。

4. 理 論

4.1 可動部の運動と伝達力

図1のように、2つの可動部 m_1, m_2 をそれぞれ支持ばね k_1, k_2 で基礎から弾性支持するとともに、互いを連成ばね k_3 で連結する。可動部は、互いの間で作用する強制力によって駆動される。従って各々に作用

(a) Idealized model (b) Practical model

Fig. 1 Schematic models

する強制力は、互いに逆相になる。

可動部の運動は、次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k_3)x_1 - k_3x_2 + (c_1 + c_3)\dot{x}_1 - c_3\dot{x}_2 &= F(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 - k_3x_1 + (k_2 + k_3)x_2 - c_3\dot{x}_1 + (c_2 + c_3)\dot{x}_2 &= -F(t) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

一般に強制力 $F(t)$ は直流成分を含むが、振動伝達力に關与する振動成分だけに注目して、その卓越成分を

$$F(t) = F_1 \exp(j\omega t) \quad (2)$$

とする。この成分に対する可動部の定常振動

$$x_i = x_{it} \exp(j\omega t) \quad (3)$$

を考えると、この無次元複素変位振幅は、それぞれ

$$\left. \begin{aligned} X_{1t} &= \{(K_2 - 1) - (M_2 - 1)z^2 + j \cdot 2h_1z(H_2 - 1)\} / \Delta \\ X_{2t} &= (z^2 - 1 - j \cdot 2h_1z) / \Delta \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ここで、

$$\begin{aligned} \Delta &= (K_3 - z^2 + j \cdot 2h_1zH_3) \cdot \{K_2 + K_3 - 2 - (M_2 - 1)z^2 + j \cdot 2h_1 \cdot z \cdot (H_2 + H_3 - 2)\} \\ &\quad - \{K_3 - 1 + j \cdot 2h_1z(H_3 - 1)\} \end{aligned}$$

である。

可動部の定常振動によって発生する基礎への振動伝達力は、支持ばねの復元力とこれに付随して生ずる粘性抵抗力から成り、可動部 m_1 側からの伝達力 F_{t1} と m_2 側からの伝達力 F_{t2} の和となるので、次式で表される。

$$\begin{aligned} Ft &= F_{t1} + F_{t2} = (k_1x_1 + c_1\dot{x}_1) + (k_2x_2 + c_2\dot{x}_2) \\ &= \{(k_1 + j\omega c_1)x_{1t} + (k_2 + j\omega c_2)x_{2t}\} \exp(j\omega t) \end{aligned} \quad (5)$$

この伝達力の振幅を無次元量で表すと次式となる。

$$Ft = |(1 + j \cdot 2h_1z)X_{1t} + \{K_2 - 1 + j \cdot 2h_1z(H_2 - 1)\}X_{2t}| \quad (6)$$

4.2 伝達力の干渉条件

本防振法の原理は、 F_{t1} と F_{t2} を干渉させて打ち消

Fig. 2 Response curves of body m_1 and frequency characteristics of over all transmissive force

すことで、床への振動伝達力を低減させるものである。 Fh_1 と Fh_2 とを完全に干渉させることができれば、可動部の振動によって発生する振動力が基礎で消滅して床へ伝達するのを防止できる。このためには $Ft=0$ となればよく、式(6)の実数・虚数部を零置して得られる

$$K_2 = M_2 = H_2 \quad (7)$$

が完全な干渉条件である。すなわち、連成ばね k_3 を仮に取り除いた場合に構成される2つの1自由度振動系が、全く同一な場合^{1)~3)}も含めて、慣性、弾性及び粘性について相似な振動系となるようにすればよい。

式(7)の条件には、可動部間を連結する連成ばね k_3 及びそれに付随した粘性抵抗 c_3 ばかりか振動数比 z も関係しない。式(7)だけを成立させればよいので、固有振動数を所要の値に設定するための連成ばね k_3 の選択の際に制約が少なく、振動系の設計が容易である。

式(7)を満足するとき、定常変位振幅比は式(4)より、

$$X_{2r}/X_{1r} = -1/(K_2 - 1) = -1/(H_2 - 1) = \text{const} \quad (8)$$

となる。双方の可動部の振動は、粘性抵抗の影響を受けて位相がずれることもなく、振動数比にかかわらず必ず逆相となる。その振幅比は支持ばねこわさ及び粘性抵抗の逆比に等しいので、基礎への伝達力となる双方の支持ばね復元力及び粘性抵抗力が個別に干渉して消滅すると解釈できる。振幅比が一定なために2つの可動部の能力が協調して変わるので、駆動入力を調節して機器の能力を変化させる場合に都合がよい。

図2は、可動部 m_1 の変位及び床への伝達力の振幅の強制振動数による変化を示している。 $dK_2=0$ は、

式(7)が成り立っている完全干渉条件からの支持ばねこわさのずれが無いときの特性である。式(4)より、 $h_1=0$ で $X_{1r} \rightarrow \infty$ として求められる第2次共振点の振動数比

$$z = z_2 = \sqrt{1 + (K_3 - 1) \cdot \{1 + 1/(K_2 - 1)\}} \\ = \sqrt{(K_2 \cdot K_3 - 1)/(K_2 - 1)} \quad (9)$$

の付近でのみピークが現れており、第1次共振点の $z = z_1 = 1$ 付近では現れない。式(7)を満足するように振動系を調節すると式(8)が成り立つので、連成ばねの途中に節を生じ、しかもその位置は振動数比が変化しても変わらない。これは、双方の可動部がこの節を共通の固定点とした2組の1自由度振動系として挙動するためである。これも擬1自由度効果²⁾である。

4.3 完全干渉条件からのずれ

式(7)の干渉条件が満たされれば、床への振動伝達力は完全に干渉して消滅するが、次のような原因によって、双方の可動部の慣性、支持部のばねこわさあるいは粘性抵抗の比の値に、式(7)からのずれを生ずる。

(a) 支持ばねこわさのずれ

ばね材固定部の締付けの強さの違い

(b) 慣性のずれ

ばね材等可動部の等価慣性の付加量、可動部へ積載する物体の量の変化の違い

(c) 粘性抵抗のずれ

ばね材の内部摩擦及び固定部の微小すべりによる固体摩擦による等価粘性摩擦の違い

一方の可動部の値 m_1, k_1, c_1 を基準として、式(7)が成り立つときの他方の可動部の値 m_2, k_2, c_2 がそれぞれ dm_2, dk_2, dc_2 だけずれたとする。これらのずれ

を含むそれぞれの量を次式のような無次元量で表す.

$$\left. \begin{aligned} K_2(1+dK_2) &= \frac{k_1+k_2+dk_2}{k_1} = 1 + \frac{k_2+dk_2}{k_1} \\ M_2(1+dM_2) &= \frac{m_1+m_2+dm_2}{m_1} \\ &= 1 + \frac{m_2+dm_2}{m_1} \\ H_2(1+dH_2) &= \frac{c_1+c_2+dc_2}{c_1} = 1 + \frac{c_2+dc_2}{c_1} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

このときの可動部の変位振幅及び基礎から床への伝達力振幅は、式(4)と式(6)中の K_2, M_2, H_2 を式(10)の値で置き換えることによって求められる.

可動部の慣性、支持部のばねこわさあるいは粘性抵抗にずれを生ずると、図2のように、消滅していた第1次共振点が現れる. 変位は第2次共振点の方が大きいにもかかわらず、伝達力は逆に第1次共振点の方が大きくなる. これは基本モードが卓越して、双方の可動部の変位が同相に近づくためである.

振動応用機器では、入力に対して仕事の能力に関連する可動部の変位振幅を大きくすることが望ましい. その上で床への伝達力を抑止しなければならない.

異なった変位振幅の条件でも比較可能なために、単位変位振幅当たりの伝達力振幅の値 Ft/X_{1f} をとり、伝達力の大きさから変位の影響を除く. この値が小さいほど、ある変位振幅に対して伝達力が小さくなる. しかし変位が小さいために伝達力が小さくなる条件は、たとえこの値が小さくても振動応用機器として適さない. Ft/X_{1f} の値は小さく、変位振幅 X_{1f} は大きくなることを望ましいので、これらの比の値である Ft/X_{1f}^2 を評価量としてとる. 変位振幅は基準となる可動部側の X_{1f} を用いて Ft/X_{1f}^2 とする.

図3は、強制振動数による評価量の変化を示している. 図2と図3を比較すると、第1及び第2次共振点付近で変位及び伝達力ともにピークを示しているにもかかわらず、評価量は第2次共振点で大きく落ち込む. すなわち、第2次共振点付近では、ある駆動入力に対して、より大きな変位で可動部を振動させることができ、かつ発生する伝達力を効果的に低減できることがわかる. 評価量の極小値における振動数比はずれの大きさで多少異なるが、通常はずれが小さいので、実用上設定する振動数比を式(9)で与えられる $z=z_2$ に固定しても、評価量は極小値と比べてあまり変わらない.

図4に、 $z=z_2$ に固定して連成ばねこわさを変えたときの評価量の変化を示す. $K_3 \rightarrow 1$, すなわち、連成ばねが無い状態に近づくと、振れが減少して評価量が

Fig. 3 Change of estimating value with frequency

Fig. 4 Effect of coupling stiffness on estimating value

急増する. 式(9)より $z_2 \rightarrow 1$ となり、第2次共振点が第1次共振点に近づくので、双方の可動部の振れが逆相からずれて、評価量の増大域に埋もれてしまうためである. 従って $z=z_2$ での評価量の値を小さく抑えるには、第2次共振点を第1次共振点から離さねばならない. このためには、連成ばねこわさを支持ばねこわさよりも大きくして、 K_3 を大きくとる必要がある.

図5のように、可動部の変位と伝達力は、連成ばねこわさを支持ばねこわさに対して増してゆくで減少する. これは、振れが互いに逆相ゆえ、連成ばねがたわみにくくなるためである. 従って K_3 が大きすぎると、変位が小さすぎて振動応用機器としての基本性能

Fig. 5 Change of displacement and transmissive force with coupling stiffness

Fig. 6 Constitution of experimental apparatus

が損われる。このとき伝達力が小さいのは当然であって意味がない。しかも図4より、 $K_3 \gg 1$ では評価量が大きくなるので、駆動入力を大きくして変位を増すと大きな伝達力が発生する。ゆえに評価量が極小になる適当な K_3 の値が存在する。 $K_2=2$ の対称振動系の場合、図4のようにこの K_3 の値は3~4、すなわち、連成ばねのこわさを支持ばねの2~3倍程度にとるのがよい。

粘性抵抗は、エネルギー損失を生じて可動部の変位を減少させるので、減衰が小さくなるようにばね取付け部の構造や締付け力に留意すれば $h_1 \ll 1$ となるので、粘性抵抗のずれが多少あっても、それによって生ずる伝達力が小さくなく、あまり問題にならない。

5. 実験

図6に基礎実験装置を示す。平板型電磁石3を取り付けた可動部2と吸引鉄片4を取り付けた可動部1がそれぞれ支持板ばね5,6で支持されている。可動部2の上部に可動部1側へ突出した天板を取り付け、可動

Fig. 7 Experimental results to estimating value

部1との間を3枚に分けた連成板ばね7で連結している。この振動系全体が、板ばねによる平行案内台板8の上に据え付けられている。台板の両端に取り付けた力伝達板を一方から押付けねじ9で押して、他方の側壁に取り付けられた圧電型力検出器10に硬球を介して押し付ける。これによる予圧で全体が固定される。

可動部1,2の変位は、支持板ばねに貼った抵抗線ひずみゲージで検出される。電磁石の発生する強制力の振幅は、駆動回路に入れた抵抗の両端間電圧の波形から求められ、電流の2乗に比例する特性が得られた。

図7に評価量 Ft/X_{1r}^2 の実験結果を示す。第2次共振点 $z=z_2$ では、第1次共振点付近より変位が大きいかかわらず、台板から力検出器への伝達力がかえって小さくなった。このため評価量が第2次共振点で大きく落ち込み、評価量はこの事実をよく表現している。

6. 試作

図8は、代表的な振動応用機器である振動フィーダに、本干渉防振法を用いて多重式²⁾振動ポールフィーダを構成した試作例である。

従来、電磁力で駆動される振動フィーダは、駆動源として平板型交流電磁石を用いている。この型では、平均吸引力の分だけ空隙が減少したのと同じことになり、振れを大きくしようとして電流を増すと、平均吸引力の増加分による吸引量だけ吸引鉄片の振動中心が鉄芯に近づき、衝突を生ずることもある。このためさらに空隙を大きくすると大幅に吸引力が減少し、ますます電流を増さないと振れを大きくできないという、

Fig. 8 Structure of first trial machine

振動応用機器にとって不都合な性質がある。また、ボウフィーダの場合、駆動トルクを発生するようにねじり振動の回転中心から離して取り付けねばならないので、複数の電磁石がボウル外周あるいは下面に配置される。従ってボウルを積層する多重式では、そのボウルの上側のボウルを駆動する電磁石が輸送面上部に位置して、ツーリングの邪魔になる。

本試作では、以上の問題を勘案して、駆動トルクを直接発生するロータリソレノイドを駆動源として用いた。これにより、鉄芯と吸引鉄片が衝突することもな

く、大振幅の発生を可能にした。また、ねじり振動の回転中心に設置するので、円筒状のコラム内に駆動部が納まり、ボウル下部の突起物をばねのみにできた。

理論的考察より、連成ばね k_3 をかたく、支持ばね k_1, k_2 をやわらかくする必要がある。 k_3 はスパンの短い真直板ばねで容易にかたくできるが、やわらかい k_1, k_2 を得るにはスパンが短すぎる。そこで板ばねを円弧状に曲げて等価的にスパンを長くすることを可能にした。

試作機の主な仕様は次のとおりである。

強制トルク振幅 (定格) $T_0 = 0.203 \text{ N} \cdot \text{m}$

角変位振幅 ($z = z_2$) $\theta_{1f} = 0.0018 \text{ rad}$

$\theta_{2f} = 0.0016 \text{ rad}$

固有振動数 $f_{n1} = 34.6 \text{ Hz}$

$f_{n2} = 75.0 \text{ Hz}$

図9は動作試験の測定結果である。第2次共振点 $z = z_2$ で評価量 $Ft/X_{1f}^2 (= Tt/\theta_{1f}^2)$ のレベルが落ち込んでいる。一方のボウルを固定した単一系の場合とのレベル差が防振効果を表す。両方の系の極小値同士で比較すると、28 dB の良好な防振効果となる。

防振基礎²⁾を用いずに基礎を床に剛に据え付けても、慣性のずれが全慣性の約8%あったが、床への伝達トルクの大幅な抑制を触手でも確認できた。

7. 結 言

干渉防振型振動応用機器について、次の結果を得た。

(1) 伝達力を完全に干渉するには、可動部と支持部の慣性、弾性及び粘性が相似な2組の1自由度振動系にすればよく、連成ばねや強制振動数は関係しない。

(2) 完全干渉条件では、第1次共振点が消滅し、第2次共振点のみ現れる擬1自由度効果を生ずる。

(3) 変位を大きく、かつ伝達力を小さく抑えるための評価量として伝達力振幅と変位振幅の2乗との比の値を提案し、最適な連成ばねこわさは、対称系では支持ばねこわさの3~4倍であることを示した。

参 考 文 献

- 1) I. F. Goncharevich & K. V. Frolov: Theory of Vibratory Technology, Hemisphere Pub. Corp., (1990) 507.
- 2) 横山恭男, 岡部佐規一, 塩沢 晃, 渡辺元司: 平衡型振動フィーダの開発, 精密機械, 51, 5 (1985) 990.
- 3) 林栄精器(株): 「ダイナフィーダ」カタログ (1990) 7.

Fig. 9 Experimental results obtained in trial machine