

釘状物体の振動による整列*

佐藤 勇一^{*1}, 三浦 秀一^{*2}, 辻岡 一明^{*3}

Parallel Orientation of Pins by Vibration

Yuichi SATO^{*4}, Shuichi MIURA and Kazuaki TSUJIOKA^{**} Department of Mechanical Engineering, Saitama University,
255 Shimo-okubo, Sakura-ku, Saitama-shi, Saitama, 338-8570 Japan

This paper describes the experimental and analytical study on the parallel orientation of pins by sinusoidal vibration. A pin with a point at one end and a small spherical head at the other on a horizontally vibrating table is oriented in the direction parallel to the vibration. As long as the vibration amplitude and its frequency are appropriate, reorientation phenomenon occurs. Analytical study shows that the orientation depends on the magnitude of the maximum vibration speed of the table, that is, amplitude times frequency. The sense of the orientation of a pin depends on the initial condition.

Key Words: Vibration, Orientation, Pin, Sliding Friction, Rolling Friction

1. ま え が き

本研究の目的は、一定方向に面内振動する水平な台の上に、釘や裁縫用待針などの物体（以下、釘状物体と呼ぶ）を置くと、釘状物体の向きが台の振動方向に揃い整列する現象のメカニズムを明らかにすることである。よく似た現象を利用したものとして、振動フィードがある。ボルトやベットの加振することによって整列して搬送することが工業的に用いられている^{(1) - (6)}。そのメカニズムは、ボルトなどを跳躍や滑らせたりするとき、振動する台とボルトの運動が周期的な繰り返し運動となるような条件を利用している。

本研究ではまず予備実験として、釘状物体の整列は振動している台上を飛び跳ねたりせずに転がったり滑ったりしている状態で起こること、さらに、互いの衝突などの相互作用により起こるのではなく、面内振動する台の上に釘状物体を単独で置いたときにも整列現象が起こることを実験的に確認した。次いで台の振動数、振幅などの条件によって、釘状物体が整列したり、しなかった

りすることから、水平に振動する台による釘状物体の整列現象を実験的に把握し、さらに、理論解析によりその運動特性を明らかにしている。

2. 主 な 記 号

A, ω : 台の振幅, 台の振動数
 θ : 針の角度 (図2参照)
 μ_F : 台と針の足の間の摩擦係数
 μ_R : 台と針の頭の間の軸方向の摩擦係数
 μ_S : 式(28)参照
 μ_θ : 台と針の頭の間の転がり方向の摩擦係数
 添字

F, G, H : 針の足, 重心, 頭を示す (図2参照)
 R, θ : 針の軸方向, 軸と直角方向 (図4参照)

3. 実 験

3.1 実験装置 図1に実験装置概略図を示す。アクリル製の平板（以下、台と呼ぶ）とモータを板状にによって水平に支え、偏心おもりを取付けたモータを回転させることにより台を水平面内で振動させた。系の固有振動数は4.7Hzである。台はモータの回転速度と同じ振動数で振動した。また、今回の実験において振動により整列させる試料としては、先端に小玉の付いた裁縫用の待針を使用した。図2と表1に諸元を示す。重心回り

* 原稿受付 2003年10月29日。

^{*1} 正員, フェロー, 埼玉大学工学部 (〒338-8570, さいたま市桜区下大久保255)。^{*2} 学生員, 埼玉大学大学院理工学研究科。^{*3} 正員, 埼玉大学工学部。

E-mail: ysato@mech.saitama-u.ac.jp

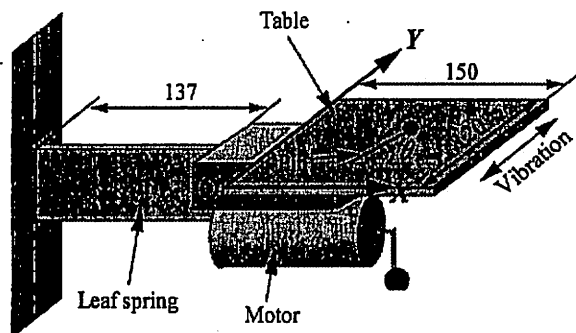


Fig. 1 Experimental apparatus

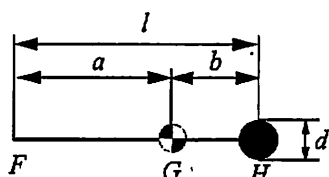


Fig. 2 Pin

Table 1 Dimensions of a pin

Mass m	0.124 g
Length l	33.3 mm ($a=23.3$ mm, $b=10.0$ mm)
Diameter d	3.6 mm

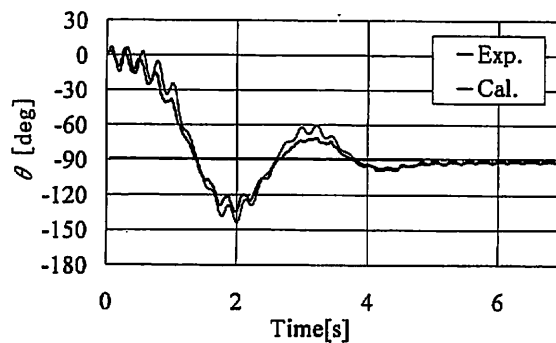
の慣性モーメント $I_G=15.1\text{g}\cdot\text{mm}^2$ である。摩擦係数は実験により $\mu_F=0.2$, $\mu_R=0.2$, $\mu_\theta=0.005$ と求めた (付録A参照)

3.2 実験結果 台の振動数 4.1Hz, 振幅 5.5mm で振動させたときの針の角度変化を図 3(a)に示す。太い実線が実験結果である。ここで針の角度 θ は図 1 に示すように測る。針は台の振動と等しい振動数で小さな角度変動を行いながら、ゆっくりとした大きな角度変化を行い、最終的に台の振動方向 $\theta=-90^\circ$ に向いている。なお、針が最終的に向く角度 θ は、 90° または -90° で、それは初期条件に依存している。

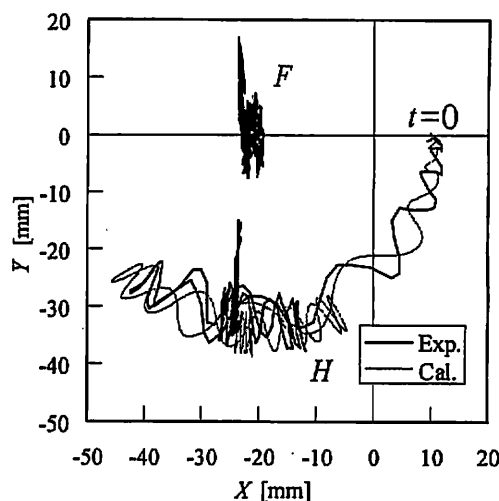
図 3(b)に針の頭 H と足 F の静止座標系から見た軌跡を示す。太線が実験結果である。図から針の足 F は殆ど Y 方向のみに振動し、 X 方向にはあまり運動しないことから、針の振動方向への整列は主として頭 H の運動によることが分かる。

4. 理論解析

針の運動を解析するにあたり、軸回りの慣性モーメントが小さいことから、軸回りの自転運動は無視し、並進



(a) θ versus time



(b) Loci of the points H and F

Fig. 3 Experimental and calculated results of the behavior of a pin

運動のみを考える。針は剛体で、その足と頭で台と接触しているとする。また、頭の大きさによる針の台に対する傾きは無視する。台の振幅は高々 6mm と小さいので台は図 1 に示す方向に正弦振動するとして扱う。すなわち図 4 に示すように台は $A\sin\omega t$ で直線振動をしているとする。針は転がりながら接触点 F および H からクーロン摩擦を受ける。解析では、次のように摩擦力をモデル化して考える。頭 H にはクーロン摩擦力 f_{HR} が軸方向に、転がり摩擦力 $f_{H\theta}$ が軸と直角方向に作用する。足 F において、クーロン摩擦力 f_F が台との相対速度と逆向きに作用する。摩擦力は垂直抗力に比例するものとする⁽⁷⁾。足 F および頭 H の垂直抗力 N_F および N_H は、

$$N_F = bmg/l, \quad N_H = amg/l \quad (1)$$

で与えられるので摩擦力 f_F は、

$$f_F = -\mu_F N_F v_F^R / |v_F^R| \quad (2)$$

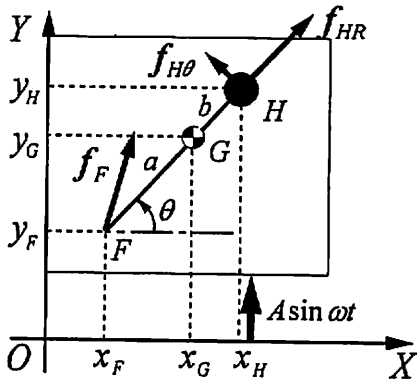


Fig. 4 Analytical Model

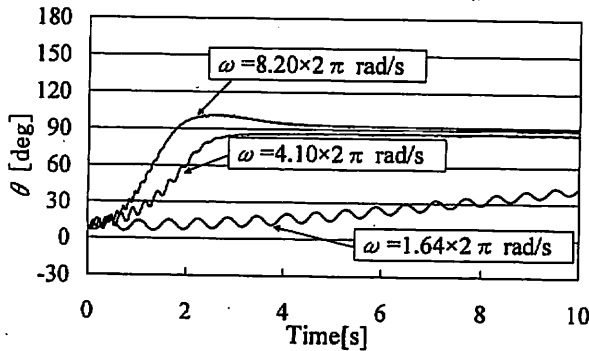


Fig. 5 Calculated time histories of θ ($A=2.2\text{mm}$)

と表せる。ここで、 μ_F は摩擦係数、 v_F^R は足の台に対する相対速度である。針の頭 H に作用する摩擦力 f_{HR} 、 $f_{H\theta}$ についても同様で、それぞれ台との相対速度 v_H^R の軸および軸と直角方向成分と逆向きに作用し、大きさは $\mu_R N_H$ 、 $\mu_\theta N_H$ である。

針の運動方程式は、

$$m\ddot{x}_G = f_{Fx} + f_{HR} \cos\theta - f_{H\theta} \sin\theta \quad (3)$$

$$m\ddot{y}_G = f_{Fy} + f_{HR} \sin\theta + f_{H\theta} \cos\theta \quad (4)$$

$$I_G \ddot{\theta} = af_{Fx} \sin\theta - af_{Fy} \cos\theta + bf_{H\theta} \quad (5)$$

ただし、 (x_G, y_G) は重心の座標、 θ は傾きで、 f_{Fx} 、 f_{Fy} は付録 B に示される f_F の x 、 y 方向成分である

針の挙動を上記の運動方程式を数値積分して求めた。図 3 には計算した時刻歴応答の結果も示されている。数値計算結果と実験結果はよく一致しており解析モデルの妥当性がわかる。

図 5 は振幅 $A=2.2\text{mm}$ として、台の振動数 ω を変化させたときの針の角度の時刻歴応答を示している。針の初期角度は 10° 、初速度は 0 rad/s としている。図より、振動数が 4.1Hz と 8.2Hz では速やかに $\theta = 90^\circ$ 整列しているが、 1.64Hz と低いときには台の振動数と同じ振動数の角度変動が大きく、容易に振動方向に整列しない。

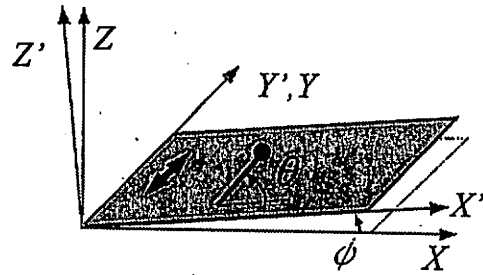


Fig. 6 Inclined vibrating table ($\phi=0.6^\circ$)

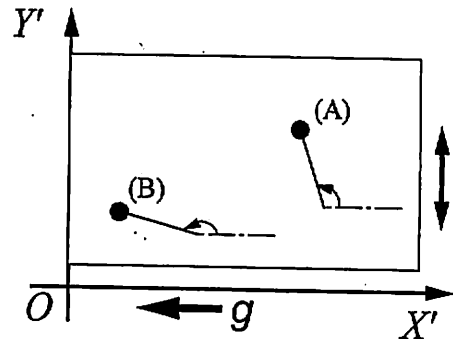


Fig. 7 Orientation of pins

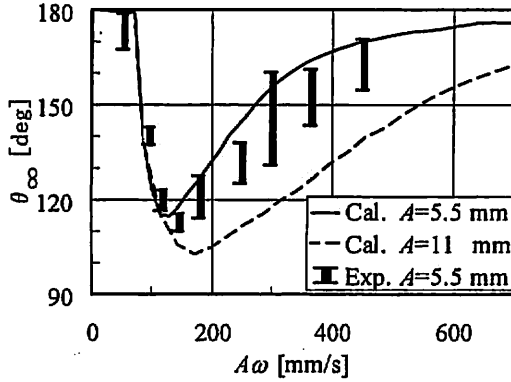
5. 考 察

振動の整列作用の強さを調べるために、図 6 に示すように Y 軸回りに微小角度 $\phi=0.6^\circ$ だけ台を傾けて実験を行った。台は $X'Y'$ 面内で Y' 軸方向に振動する。台が傾いているので重力の作用は針の頭が $-X'$ 方向に、足が $+X'$ 方向を向くように働く。一方、振動による整列作用はこれに直角 (Y' 軸) 方向に働く。従って振動台に乗った針は、これら二つの作用が釣りあった向きを向くことになる。

振動による整列作用が大きいほど、図 7 の (A) に示すように Y' 軸方向 ($\theta = \pm 90^\circ$) に近い方向を向き、整列作用が小さいほど図 7 の (B) のように X' 軸方向 ($\theta = 180^\circ$) に近い方向を向くことになる。

図 8 は実験結果と計算結果をまとめて示したものである。 θ_∞ は針が最終的に向いた角度を示す。ただし、角度は $+90^\circ$ も -90° も同じと考え、絶対値で示してある。また、実験値にはばらつきがあるので、上下限値を示してある。図から分かるようにばらつきはあるものの、実験値と計算値はよく一致している。

図 8 から、 $A\omega \leq 80\text{ mm/s}$ では振動による整列の効果はほとんどなく、針は $\theta_\infty \approx 180^\circ$ となるのが分かる。 $A\omega$ が増加すると、振動による整列効果が現れ、 θ_∞ は極小値をとる。しかし、さらに $A\omega$ が増加すると、再び θ_∞ は増加して 180° に漸近する傾向を示す。これは $A\omega$ が小さ過ぎても大き過ぎても整列効果が小さいことを示している。計算値から分かるように、 $A\omega=110\text{ mm/s}$ までは θ_∞ は振幅 A によらず、振動速度の振幅 $A\omega$ に依存

Fig. 8 θ_{∞} versus $A\omega$

していることが分かる。しかし、整列効果をもっとも現れる θ_{∞} が最小となる $A\omega$ の値は、台の振幅 A が大きい方が高く、また、そのときの θ_{∞} が小さいことから、振幅 A が大きい方が整列効果も高いことが分かる。図9には $\phi=0.6^\circ$, $A\omega=103.7$ mm/s としたときの角度の時刻歴応答の数値計算結果を示す。これから、針の運動の様子はほぼ同じであり、針の整列に関しては台の速度振幅 $A\omega$ によって整理できることが確認できる。

実験における針の運動の観察結果および時刻歴応答計算結果から、台の振動数、振幅が小さいとき、針の足は滑らずに運動し、これらが大きくなると滑るようになる。そこで、針の足が滑らない場合と滑る場合に分けて、針の挙動を解析する。

5.1 針の足が滑らないとき まず、針の足 F が滑らない場合の運動について考える。このとき針の足 $F(x_F, y_F)$ の速度は台の速度と等しく、

$$\dot{x}_F = 0, \quad \dot{y}_F = A\omega \cos \omega t \quad (6)$$

であり、針の頭 H が台から受ける針の軸と直角方向（転がり方向）の摩擦力 $f_{H\theta}$ は、

$$f_{H\theta} = -(\mu_\theta amg/l)(\dot{\theta}/|\dot{\theta}|) \quad (7)$$

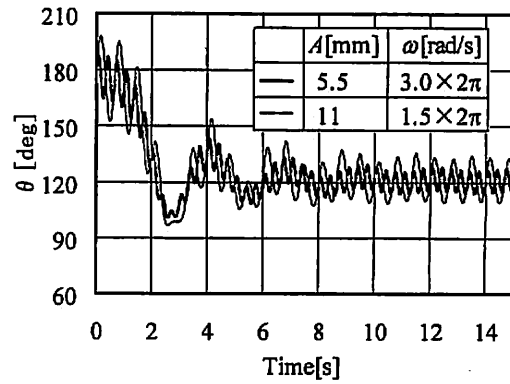
である。

実験における観察とシミュレーションの結果から、針の角度 θ は、台の振動に等しい速度で微小な角度変動をしながら、ゆっくりと針の向きを変えて、振動方向に整列していく。そこで、針の角度 θ は、ゆっくりとした角度の変化 Θ と台の振動と同じ速度の微小振動成分 δ との和で表せると考える。

$$\theta = \delta + \Theta \quad (8)$$

さらに針の運動も台の振動と同じ速い運動とゆっくりとした運動成分が別々につりあっていると考える⁽⁸⁾⁽⁹⁾。 δ が微小であることを考慮すると運動方程式は次式で表せる。

$$I_F \ddot{\delta} = mA\omega^2 \cos \Theta \sin \omega t + \tilde{f}_{H\theta} \quad (9)$$

Fig. 9 Time histories of θ ($A\omega=103.7$ mm/s)

$$I_F \ddot{\Theta} + (\partial U / \partial \Theta) = \tilde{f}_{H\theta} \quad (10)$$

ただし、

$$I_F = I_G + ma^2 \quad (11)$$

$$U = U_0 + U_1 \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} U_0 &= K_{ST} \cos 2\Theta \\ U_1 &= -\frac{1}{2I_F} \left(\frac{ma\mu_\theta g}{\omega} \right)^2 \ln |\cos \Theta| \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

$$K_{ST} = (mA\omega)^2 / (8I_F) \quad (14)$$

また、摩擦力についても微小変動成分 $\tilde{f}_{H\theta}$ とゆっくりとした変動成分 $\bar{f}_{H\theta}$ の和で表されると考えている。微小変動成分が

$$\delta = \Delta \sin(\omega t - \phi) \quad (15)$$

と表せるとすると、摩擦力は

$$\tilde{f}_{H\theta} = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} f_{H\theta} dt = -\frac{2\mu_\theta amg}{\pi} \sin^{-1} \left[\frac{\dot{\theta}}{\Delta \omega} \right] \quad (16)$$

$$\bar{f}_{H\theta} = -\frac{\mu_\theta amg}{l} \frac{\dot{\delta}}{|\dot{\delta}|} \equiv -\frac{\mu_\theta amg}{l} \cos(\omega t - \phi) \quad (17)$$

となる。式(9)に式(15)、(17)を代入して整理すると微小振動の振幅が次のように求まる：

$$\Delta = \frac{\mu_\theta amg}{I_F \omega^2} \sqrt{(\alpha \cos \Theta / \mu_\theta)^2 - 1} \quad (18)$$

$$\tan \phi = -1 / \sqrt{(\alpha \cos \Theta / \mu_\theta)^2 - 1} \quad (19)$$

ただし

$$\alpha = A\omega^2 / g \quad (20)$$

式(19)右辺の根号内の第1項は一般に1よりずっと大きいので微小振動の振幅は式(20)で与えられる α 、従って、台の振幅 A にはほぼ比例しているとみなせる。

次に、ゆっくりとした角度変化 Θ について考える。式(10)より針はポテンシャル場 U の上を、 $\tilde{f}_{H\theta}$ の作用を受けて運動すると考えることができる。図10に U と Θ

の関係を台の振動数をパラメータにして示す。針の諸元は実験に用いた針の値を用いた。ポテンシャル $U = U_0 + U_1$ のうち式(13)および(14)から、 U_0 は振動方向に整列させようとする成分、 U_1 は針の頭の転がり摩擦による整列作用に対し抵抗する成分とみなすことができる。針はポテンシャル U の谷部に向い、 $\Theta \approx \pm 90^\circ$ に整列する。図中、 U は $\Theta = \pm 90^\circ$ 付近で平らな谷底を有している。これは、式(18)の根号内が負になる範囲に対応し、この範囲内で針が一度止まると針の頭 H に働く転がり摩擦力のためにそれ以降、角度が変化しなくなってしまう。台の振動加速度 α が小さいほど谷底の平らな部分は広がる。

図11に、式(3)-(5)を直接数値積分して求めた θ の時刻応答と、式(10)から求めた Θ の変化を示す。同じ条件のとき、式(10)による Θ の変化は針の大きな角度変化をよくとらえていることが分かる。

U_0 の係数 K_{ST} によって振動方向に整列させようとするポテンシャルの高さが決まり、これが大きいほど整列しやすい。式(14)から、 K_{ST} は台の振動数と振幅の積 $A\omega$ の2乗に比例しており、 $A\omega$ が大きいほど整列しやすい。このことは図8,9で述べた足 F が滑らないときには整列現象が $A\omega$ に依存していることをよく説明している。次に、針がかなり整列した後の挙動について考える。

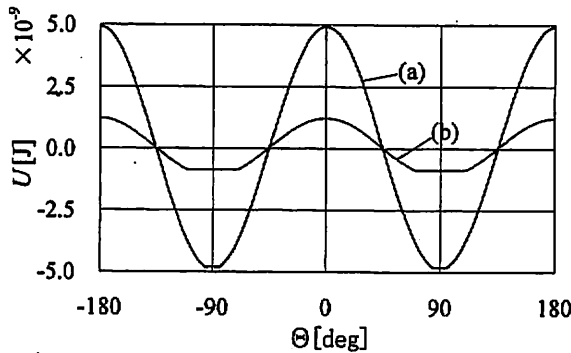


Fig. 10 U in equation (12) ((a) $\omega = 1.64 \times 2\pi$ rad/s, $A = 5.5$ mm; (b) $\omega = 0.82 \times 2\pi$ rad/s, $A = 5.5$ mm)

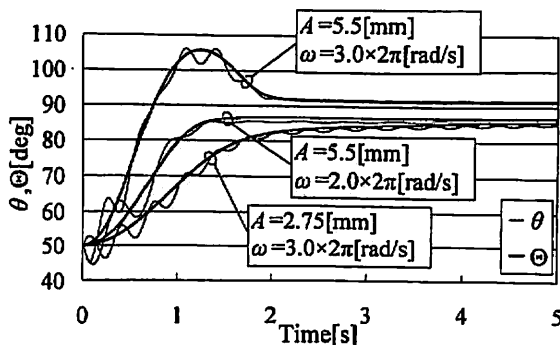


Fig. 11 Comparison of calculated Θ and calculated θ

振動方向からのずれは小さいので、

$$\Theta \approx \pi/2 + \Theta_1 \tag{21}$$

とおく。さらに一般に $(\mu_\theta/\alpha)^2 \ll 1$ と仮定してよいので、式(12)および(16)を式(10)に代入し、さらに、 Θ_1 が十分に小さいことを考慮すると、

$$\ddot{\Theta}_1 + \frac{2}{\pi} \left\{ \sqrt{\left(\frac{A\omega\Theta_1}{\mu_\theta g} \right)^2 - \frac{1}{\omega^2}} \right\}^{-1} \dot{\Theta}_1 + \left(\frac{mA\omega}{\sqrt{2}I_F} \right)^2 \Theta_1 = 0 \tag{22}$$

となる。第2項は減衰力を表し、その係数を見ると Θ_1 が小さいほど減衰が大きく、この方程式は減衰しながら Θ_1 がゼロに収束していく運動を表す。

以上から、ゆっくりとした角度変化 Θ は振動方向に減衰振動をしながら、整列することが分かる。また、針が台から滑っていない範囲で台の振動数が大きいとき、針のゆっくりとした挙動は、台の速度振幅 $A\omega$ によって決まる。

5.2 針の足が滑るとき 台の振動数と振幅が大きくなると、足 F は台から離れて滑り出してしまう。しかし実験および時刻応答から足 F が滑っているときも、足 F は台の振動方向に振動し、 X 方向にはほとんど動かない。そこで足 F が滑っている場合においても、足 F は Y 方向のみに振動していると考え、足 F の速度を

$$\dot{x}_F = 0, \dot{y}_F = -A_F \omega \sin(\omega t - \phi) \tag{23}$$

とおく。以下、針の足 F が滑っていないときは同様であるので、結果のみを示す。微小振動成分については、

$$\delta = \Delta \cos(\omega t - \phi) \tag{24}$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta &= -m\alpha \left\{ A_F \omega^2 \cos \Theta - \mu_\theta g \right\} / (I_F \omega^2) \\ \tan \phi &= 1 / \sqrt{\alpha / \mu_s - 1} \end{aligned} \right\} \tag{25}$$

$$\ddot{f}_{H\theta} \approx -\mu_\theta m \alpha g \cdot \cos(\omega t - \phi) / l \tag{26}$$

$$A_F = \mu_s g / \omega^2 \tag{27}$$

$$\mu_s = (\mu_F b + \mu_R a) / l \tag{28}$$

ここで μ_s は針の頭 F と足 H に作用する摩擦力の平均的な摩擦係数とみなすことができる。

ゆっくりとした角度変化については式(10)と同じに表される。ただし、

$$U = U_0 + U_1 \tag{29}$$

$$\left. \begin{aligned} U_0 &= K_{SL} \cos 2\Theta \\ U_1 &= -\frac{1}{2I_F} \left(\frac{mag}{\omega} \right)^2 \frac{\mu_\theta}{\mu_s} \cos \Theta \end{aligned} \right\} \tag{30}$$

$$K_{SL} = (\mu_s m \alpha g / \omega)^2 / (8I_F) \tag{31}$$

針がかなり振動方向に揃ってからの運動は次式で表される。

$$\ddot{\Theta}_1 + \frac{2\mu_\theta amg}{\pi} \frac{\dot{\Theta}_1}{\sqrt{\left(\frac{\mu_S g}{\omega}\right)^2 \left\{ \left(\frac{mal}{I_F} - 1\right) \Theta_1 + \frac{\mu_\theta mal}{\mu_S I_F} \right\} \left\{ \left(\frac{mal}{I_F} - 3\right) \Theta_1 + \frac{\mu_\theta mal}{\mu_S I_F} \right\} + (A\omega\Theta_1)^2}} + \left(\frac{\mu_S mag}{2I_F\omega}\right)^2 \Theta_1 = 0 \dots\dots\dots(32)$$

Uは台の振動により針が受けるポテンシャルエネルギーと考えることができ、UとΘの関係を図12に示す。針の諸元は実験と同じ値を用いた。

足が滑らないときと同様 U₀は振動方向に整列させようとする成分、U₁は針の頭Hの転がり摩擦による抵抗成分と見なすことができる。U₀によって針は振動方向に向こうとするが、U₁が作用するため振動方向から少しずれて角度Θ₀に整列する。この角度はUが谷底となる角度で、∂U/∂Θ=0から

$$\Theta_0 = \cos^{-1}(\mu_\theta/\mu_S) \quad (33)$$

で与えられる。μ_θは針の頭の転がり摩擦係数であり、式(28)で与えられるμ_Sと比べると非常に小さいのでΘ₀はほぼ台の振動方向である90°に整列する。実験ではμ_θ=0.005、μ_R=μ_F=0.2であるのでμ_S=0.2であり、Θ₀≒88.5°である。式(33)から、針の足が台から滑っている場合の収束角度は、台の振動数、振幅には依存せずμ_Sとμ_θの比で決まる。式(31)から、台の振動数が増加するほど整列する作用は減少する。またμ_Sが大きい

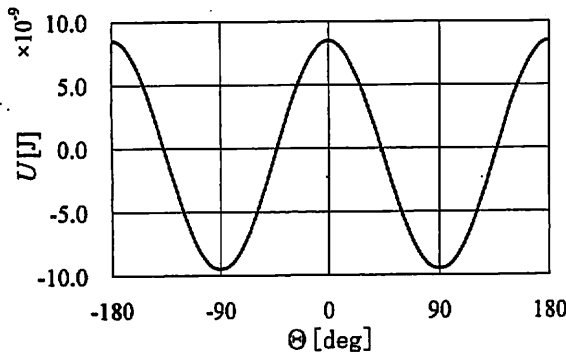


Fig. 12 U in equation (29) (ω=11×2πrad/s, A=5.5mm)

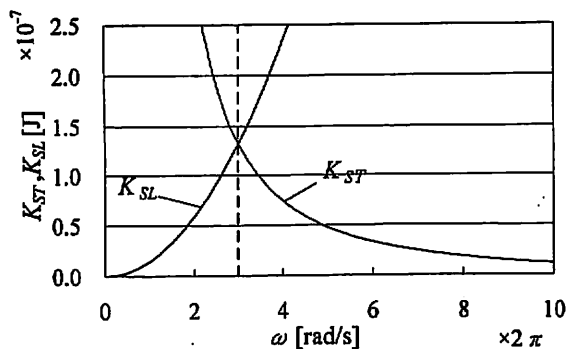


Fig. 13 K_{ST} and K_{SL} versus ω (A = 5.5mm)

いほど整列しやすいことが分かる。

針が台から滑る場合、および、滑らない場合ともにポテンシャル場 U₀が整列作用の大きさを示す。式(14)、(31)に示す K_{ST}、K_{SL}が U₀の高さを決め、これが大きいほど整列作用が大きい。図13に K_{ST}、K_{SL}と台の振動数の関係を示す。ただし、針は実験でのパラメータを用いた。

図中に点線で示した位置はふたつの曲線の交点で、この位置は滑り始める限界の振動数、およびそのときのポテンシャルエネルギーは

$$\omega_{OPT} = \sqrt{\mu_S g/A} \quad (34)$$

$$K_{ST} = K_{SL} = \mu_S Ag(ma)^2 / (8I_F) \quad (35)$$

である。振動数ω_{OPT}が整列させるときの最適の振動数といえる。ただし、これは針が振動方向にはほぼ揃ったときの条件である。実験と数値計算によると、針が台の振動方向から大きくずれているときには、これより少し高い振動数でも針の足は滑らず、整列効果はむしろ高い。台の振幅5.5mmのとき、振動数は式(34)よりω=3.0×2πrad/sが最適な振動数となる。このときAω≒104mm/sである。しかし台をX軸方向にわずかに0.6°傾けたときの針の収束角度の結果図8を見ると、Aω=104mm/sを少し超えた振動数でも、振動方向に整列させようとする作用が働く。これは針が振動方向に整列していないために、式(35)の値より大きい振動数でも針の足が滑らないためと考えられる。

式(10)で表わされる針の運動は文献(8)で述べられている振子の下端を高い振動数で振動させたとき振子が安定に倒立する現象と同じであることが分る。

6. まとめ

一定方向に面内振動する台に載せられた針の整列現象は、針の頭の転がり方向の摩擦力が軸方向の摩擦力や足に作用する摩擦力に比べて非常に小さいために、針は足を振動方向に揺すられるため、台の振動による角度変動が最も小さくなる方向、すなわち、台の振動方向に向くことによって起こる。すなわち振子の支持部を下にして高い振動数で加振したとき、振子が倒立する現象と基本的には同じと考えることができる。この現象は待針や釘などに代表される形状の物体で起こると考えられる。

このような釘状物体を整列させるには、台の振幅に応じた最適な振動数がある。釘状物体が台から滑りだす限界の振動数が、最も整列させる作用が大きい。また、台の振幅が大きい方が整列作用は大きい。

水平の振動台では針は 180°異なる向きに混在して整列してしまう。論文中には述べなかったが、台をわずかに傾いた坂面にそって振動させる(図1で X軸のまわりに微小角度傾け Y軸方向に振動させる)ことにより、下になった側に針の頭を集めることができる。

付 録 A

針の摩擦係数の測定 針が台の上を転がったときに針の頭が台から受ける転がり摩擦係数 μ_θ を以下のようにして測定した。0.6°傾けた台の上に針を置くと、針の足 F は滑らずに針の頭 H が転がる。この針の角度の変化をビデオにより撮影し、数値計算の結果と比較することにより決定した。図 A1 にそれを示す。ただし、斜面の下向きを -90°としている。この結果から、 $\mu_\theta = 0.005$ とした。

μ_R および μ_F については、針を台の上に置き、針の足側または頭側を思い通りに高くしていった、軸方向に滑り出す角度から求めた。

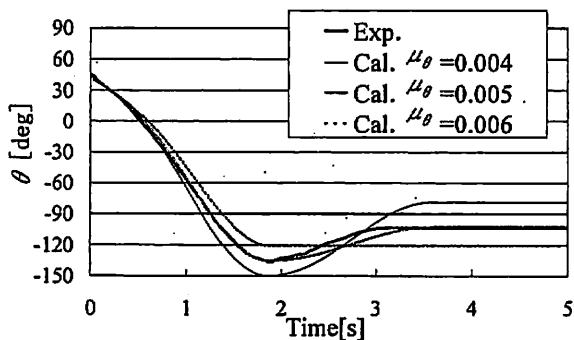


Fig. A1 Comparison of experimental data with Calculated data

付 録 B

針が台から受ける摩擦力は次式で与えられる。

$$f_{Fx} = -(\mu_F bmg / l) (\dot{x}_G + a\dot{\theta} \sin \theta) / \sqrt{(\dot{x}_G + a\dot{\theta} \sin \theta)^2 + (\dot{y}_G - a\dot{\theta} \cos \theta - A\omega \cos \omega t)^2} \dots\dots(B1)$$

$$f_{Fy} = -(\mu_F bmg / l) (\dot{y}_G - a\dot{\theta} \cos \theta - A\omega \cos \omega t) / \sqrt{(\dot{x}_G + a\dot{\theta} \sin \theta)^2 + (\dot{y}_G - a\dot{\theta} \cos \theta - A\omega \cos \omega t)^2} \dots\dots(B2)$$

$$f_{HR} = \frac{\mu_R amg}{l} \frac{\dot{x}_G \cos \theta + \dot{y}_G \sin \theta - A\omega \cos \omega t \sin \theta}{\sqrt{(\dot{x}_G \cos \theta + \dot{y}_G \sin \theta - A\omega \cos \omega t \sin \theta)^2}} \dots\dots(B3)$$

$$f_{Hb} = -\frac{\mu_\theta amg}{l} \frac{-\dot{x}_G \sin \theta + \dot{y}_G \cos \theta + b\dot{\theta} - A\omega \cos \omega t \cos \theta}{\sqrt{(-\dot{x}_G \sin \theta + \dot{y}_G \cos \theta + b\dot{\theta} - A\omega \cos \omega t \cos \theta)^2}} \dots\dots(B4)$$

参 考 文 献

- (1) 北郷薫他, 100 万人のダイナミクス, アグネ, 1969, 322-337.
- (2) 横山恭男他, 振動応用技術, 工業調査会, 1991, 79-156.
- (3) 吉村省二, 木村康治, 衝突運動を利用した形状反発係数が異なる物体の分離に関する研究, 日本機械学会論文集, Vol.65, No.630, C(1999), 18-24.
- (4) K. Kawachi, H. Suzuki and F. Kimura, Simulation of Rigid Body Motion with Impulsive Friction Force, Proceedings of the IEEE International Symposium on Assembly and Task Planning, (1997), 182-187.
- (5) 小野京右, 山浦弘, 溝越貴章, 1 自由度コンタクトスライダモデルの動的接触挙動と追従性解析, 日本機械学会論文集, Vol.60, No.576, C(1994), 2574-2581.
- (6) Kyosuke Ono, Hiroshi Yamamura and Takaaki Mizokoshi, Computer analysis of the dynamic contact behavior and tracking characteristics of a single-degree-of-freedom slider model for a contact recording head, Trans. of ASME, J. of Tribology, Vol.117, No.1, (1995), 124-129.
- (7) Statics and Dynamics (3rd ed.), F. P. Beer and E. R. Johnston, Jr., McGraw-Hill, 333.
- (8) ランダウ=リフシッツ (広重徹, 水戸巖訳), 力学, 東京図書, 1974, 116-119.
- (9) 戸田盛和, 振動論, 培風館, 1968, 37-42.