

摩擦音の発生機構について*

Study on frictional Noise

横 井 雅 之¹⁾

Masayuki YOKOI

Abstract

The generating mechanism of frictional noise in dry friction is experimentally and theoretically studied, when a contact rod clamped at one end is pressed in the radial direction on a rotating disk. Frictional noise is classified into two categories, rubbing noise and squeal noise. The rubbing noise which is of a low level occurs when the coefficient of friction between the rod and the disk is small. The squeal noise occurs when the coefficient of friction grows great as the result of the tip of the rod being worn. With a longer rod, both fundamental and higher mode squeal noise occur. These squeal frequencies are coincident with the lateral natural frequencies of the rod. The squeal frequencies of higher modes are equal to the lateral natural frequency near the longitudinal natural frequency of the rod.

1. 緒 言

二つの物体が互いに摩擦することにより発生する音はバイオリン¹⁾などの楽音から自動車のブレーキ騒音^{2), 3)}に至るまで我々の周囲に満ちている。とくに近年、機械の高速化にともない、これらより発生する騒音が増加し、その低減対策が必要とされている。

本研究では、摩擦による音の発生機構を解明するため、鋼製の片持はりを厚い鋼製の円板の円周面に乾性状態で押しつけて摩擦音を発生させる実験装置を試作し、円板を低速から比較的高速にわたって回転させ、摩擦音を発生させた。この結果、音圧レベルの低い「こすれ音」と音圧レベルが高く、正弦波に似た「鳴き音」の2種類の摩擦音が発生した。また、片持はりの長さなどを変えると数種類の「鳴き音」も発生した。本報告では、このような摩擦音がどのような発生機構により生じるかを実験的・理論的に明らかにした。

2. 実験装置および方法

実験装置は Fig.1 に示すように片持はり（以下ロッドと称する）を回転している厚い鋼製の円板（S45C製、直径20cm、厚さ4cm）の円周面に押しつけるピン・ディスク方式である。摩擦音はロッドと円板の接触点上方10cmに設置したコンデンサ・マイクロホンにより測定した。摩擦音と密接な関係があるロッドの振動加速度は摩擦方向（円板の円周方向）と荷重方向（円板の半径方向）の2方向について測定した。摩擦方向振動加速度はロッド先端から約5mmの位置に、荷重方向振動加速度はロッド固定端の鋼板にそれぞれ取りつけた軽量の加速度ピックアップにより測定した。ロッド先端の形状

*昭和57年1月22日 原稿受理

1) 大阪産業大学短期大学部

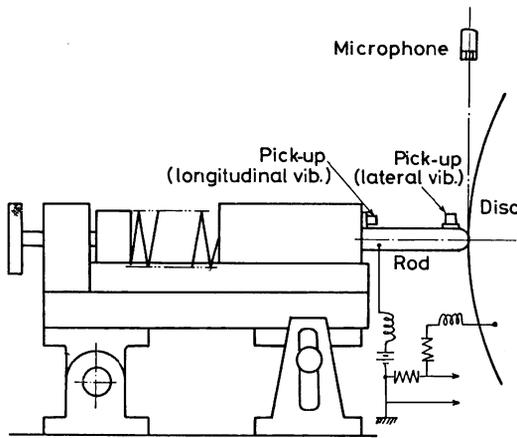


Fig.1 Experimental apparatus

は半球状であり、押しつけ荷重は 2kg、円板の中心に対するロッドの傾きはほぼ 0° として実験を行った。

く、音圧レベルも低い。摩擦距離の増加とともに μ_m は大きくなるが、摩擦音の音圧レベルは 65~70dB と低い。しかし摩擦距離が 1000m をこえると摩擦音は 95~97dB と急激に高くなり、キーンというかん高い音で、その音圧波形は正弦波状となる。この時の μ_m の値は 1.3~1.5 となり摩擦初期の 3~4 倍に達している。

この実験から摩擦音は音圧レベルの低い音と音圧レベルが高く、正弦波形の波形をもつ音の 2 種類に分類できることがわかった。前者の摩擦音を「こすれ音」、後者を「鳴き音」と称することにす。

Fig.3 に円板の周速度 70cm/s におけるこすれ音と鳴き音発生時の音圧、ロッド摩擦方向および荷重方向振動加速度の波形と周波数分析結果を示す。なお、振動加速度レベルは 10^3cm/s^2 を 80dB として dB 表示した。荷重方向の振動加速度レベルは摩擦方向振動加速度レベルに比べ非常に低く、こすれ音、鳴き音のいずれの波形も摩擦方向振動加速度波形によく似ている。したがって、摩擦音は主にロッドの摩擦方向振動より発生し、鳴き音はロッドの摩擦方向の自励振動より生ずるものと考えられる。

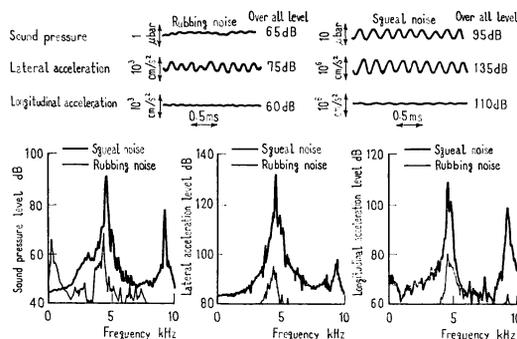


Fig.3 The waveforms and frequency spectrum in rubbing noise and squeal noise ($V=70\text{cm/s}$)

3. 実験結果

3.1 鳴き音とこすれ音について

円板の周速度 70cm/s、押しつけ荷重 2kg にして、未使用のロッド (S45C 製、長さ 32mm、直径 7mm、 $H_v=700$) と円板の処女面を摩擦させた場合、摩擦距離によってどのような摩擦音が発生するかを調べた。Fig.2 はその結果を示すもので、横軸に摩擦距離、縦軸は摩擦面の状態と関係のある定常摩擦係数 (μ_m) および音圧レベルを示している。実験開始から摩擦距離が 200m までは定常摩擦係数 μ_m は小さ

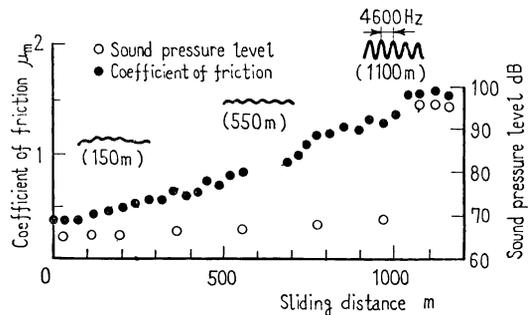


Fig.2 Coefficient of friction and sound pressure level versus sliding distance

また周波数分析結果より、鳴き音では音、振動加速度ともに 4600Hz およびその倍音から成り、こすれ音では 4600Hz のほかにロッドと円板との接触による低周波成分が種々含まれている。この 4600Hz は加振試験よりロッドの一次の固有振動数であることがわかった。

鳴き音、こすれ音発生時のロッドと円板の摩擦面の状態を知るために、ロッド先端の表面を走査形電子顕微鏡で観察した結果、次のようなことがわかった。こすれ音発生中はロッド表面は摩耗進行中で数多くの小さなおうとつが存在しているが、鳴き音が発生すると表面は摩擦方向にわずかに筋の入ったな

めらかな面になる。円板の摩擦面も同様であると考えられる。したがってこすれ音発生中では、円板とロッドは密着した状態では接触しない。そのために摩擦係数が小さいものと思われる。摩擦距離が長くなると、ロッドと円板の摩擦面のおうとつ部分が摩耗し、なめらかな表面となり、ロッドと円板は密着した状態となる。このようになめらかな表面になると、本実験のような同種金属どうしの摩擦では酸化面がくり返し摩擦により破壊されて脱落し定常摩耗となり、ロッドと円板の接触面積が大きくなり、鳴き音が発生すると考えられる。

定常摩擦係数が速度によってどのように変化するかを調べた結果が Fig.4 である。低速度でこすれ音の場合、円板の周速度は 20~200cm/s と変化させても、こすれ音のままであり、その時の μ_m は 0.3~0.5 である。また摩擦係数の周速度に対するこう配 $d\mu_m/dv = \mu_m'$ は小さく、負またはほぼ 0 である。鳴き音発生時の μ_m は 1~1.5 で μ_m' は 100~120cm/s までは負、それ以上では正となっている。一般に摩擦係数の速度特性曲線のこう配が負のとき自励振動が発生し、正になると減衰するといわれている。本実験では Fig.4 に示すように μ_m' が正になっても鳴き音が発生している。このような結果は上述の通説と矛盾する。

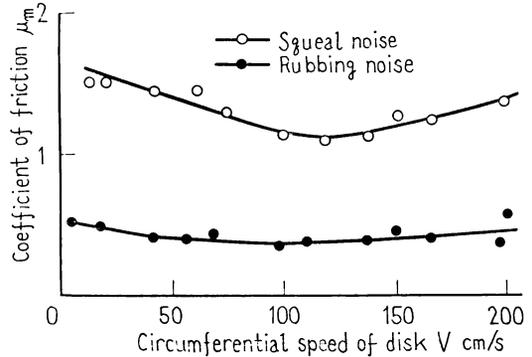
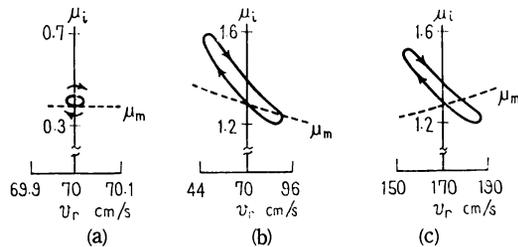


Fig.4 Coefficient of friction with respect to circumferential speed of the disk

これまで摩擦係数として、定常摩擦係数を表示してきたが、実際には、こすれ音、鳴き音発生中に摩擦力も周期的に変動している。そこで、その変動する 1 周期について、この摩擦係数（これを瞬間摩擦係数 μ_i と称する）が、こすれ音、鳴き音発生時に相対すべり速度 V_r に対してどのように変動するかを Fig.5 に示す。なお、この図には定常摩擦係数 μ_m の変化も示す。Fig.5 (a),(b) は円板の周速度 70cm/s で μ_m' が負のときの、こすれ音、鳴き音発生時の μ_i と V_r の関係を示す。こすれ音では、わずかに右下りの小さな時計方向まわりのループを描いている。鳴き音では μ_i の変動幅が大きく、 V_r の変動幅も大きい。したがって μ_i 曲線は時計方向まわりで右下りの大きなループを描く。このループの面積が振動系へ入るエネルギーと考えられる。Fig.5(c) は μ_m のこう配 μ_m' が正で鳴き音が発生した周速 170cm/s のときの $\mu_i - V_r$ 曲線を示す。この図において、 $\mu_i - V_r$ 曲線はほぼ Fig.5(b) とほぼ同じ大きさで時計方向まわりの



(a) rubbing noise at $V = 70$ cm/s
(b) squeal noise at $V = 70$ cm/s
(c) squeal noise at $V = 170$ cm/s

Fig.5 The relation between μ_i and V_r during one period of rubbing noise and squeal noise

ループを描いている。すなわち μ_m のこう配 μ_m' が正であっても振動中の瞬間摩擦係数 μ_i の描くループが右下りであれば、自励振動が発生し、鳴き音が発生することがわかった。

3.2 高次モードの鳴き音について

ロッドが短いと、ロッドの摩擦方向、すなわち横振動の一次の固有振動数にほぼ一致する鳴き音のみ発生した。しかし、ロッドを長くすると、ロッドの高次の摩擦方向の固有振動数が低くなり、高次モードの鳴き音が発生する可能性がある。そこで直径 7mm のロッドについて長さを 50, 65, 75, 85, 90 および 100mm と種々変えて実験を行った。

Fig.6, 7 は一例として、ロッド長さ 75mm、直径 7mm の場合に発生した一次および三次モードの鳴き

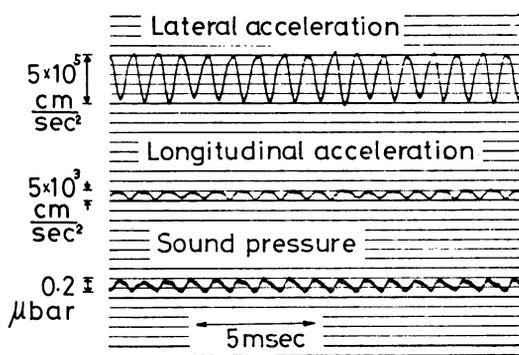


Fig.6 The waveforms of sound pressure and accelerations of the rod in fundamental squeal noise (Rod length is 75mm)

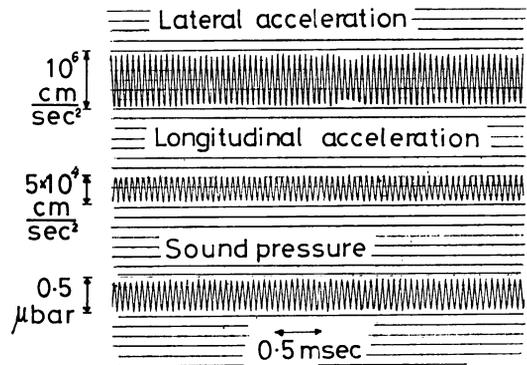


Fig.7 The waveforms of sound pressure and accelerations of the rod in squeal noise of the 3rd mode (Rod length is 75 mm)

音の音圧，ロッドの摩擦方向および荷重方向振動の加速度波形を示す。多くの場合，実験を開始して数分後，ロッド先端が摩耗すると，こすれ音からロッドの摩擦方向の一次の固有振動数に一致する770 Hzの鳴き音 (Fig.6) が発生する。さらにロッドの摩擦面の摩耗が進むと一次の鳴き音が減衰した後，ロッドの摩擦方向の三次の固有振動数に一致する13900Hzの鳴き音 (Fig.7) に移行する。しかし，一次モードの鳴き音が発生することなく，ロッドの先端が摩耗し，円板との真の摩擦面積が大きくなると，こすれ音の状態から直接，三次モードの鳴き音が発生する場合も見られた。また，Fig.6,7 から，

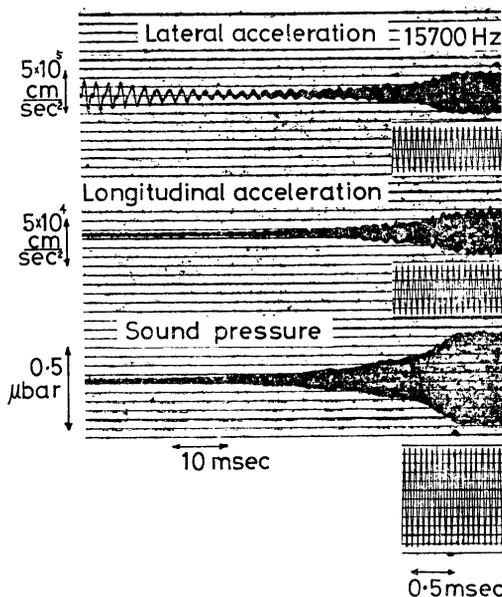


Fig.8 The waveforms of sound pressure and accelerations when squeal noise changes from the fundamental to higher modes (Rod length is 100 mm)

高次モードの鳴き音が発生する場合，荷重方向振動加速度レベルが大きくなっていることがわかる。さらに，円板1回転中に一次モードの鳴き音→高次モードの鳴き音→一次モードの鳴き音に移り変わる現象が生ずる場合がある。Fig.8はロッド長さ100mmについて，一次から高次モードの鳴き音に移行する過程を示す波形である。(高次モードから一次モードの鳴き音に移行する場合も同じ傾向を示した)。なお，図には高次モードの振動状態がよくわかるように高次の鳴き音発生時のみ時間軸を引き伸ばした波形を示している。最初，摩擦方向振動はロッドの一次の固有振動数430Hzで振動しており，低周波振動のため音圧レベルも低い。しかし，時間の経過とともに一次の振動は減衰し，こすれ音の状態になった後，摩擦方向の四次の固有振動数に一致する15700 Hzの鳴き音に移行する。このとき，荷重方向振動加速度は一次の鳴き音発生中には低レベルであったが，高次モードの鳴き音に移行するにともない，そのレベルが増大してゆく過程が図よりわかる。

ロッド長さを種々変えて鳴き音を発生させた結果，鳴き音はロッドの特定のモードにおいてのみ発生し，さらにロッドの長さによって高次の鳴き音のモードが変わることがわかった。Fig.9は鳴き音の周波数とこすれ音から読み取った荷重方向の固有

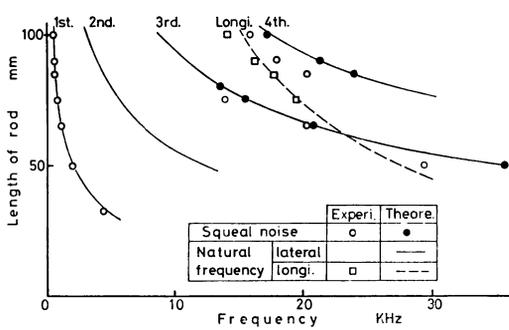


Fig.9 The experimental and theoretical results of squeal frequencies with various rod lengths

振動数の関係を図示したものである。この図より、高次モードの鳴き音はロッドの荷重方向の固有振動数に近い摩擦方向の固有振動数で発生していることがわかる。ロッド長さ 85~100mm では四次モードであり、ロッド長さ 50~75mm では三次モードで鳴き音が発生している。また、一次モードの鳴き音の周波数は計算による周波数とほぼ一致しているが、高次モードの鳴き音の周波数はかなり低い値になっている。これはロッドが完全に固定されていないためと考えられる。ロッドの長さを変えることにより、高次の鳴き音の振動モードはロッドの荷重方向の固有振動数に左右されることがわかる。

以上の実験結果より、高次モードの鳴き音の発生するのは、一次の鳴き音が減衰し、荷重方向振動成分が大きくなる場合か、あるいはこすれ音の状態において荷重方向振動成分が大きくなる場合の二通りであると考えられる。ただし、これらの場合、ロッドと円板との真の摩擦面積はある程度大きいことが必要である。また、高次モードの鳴き音はロッドの荷重方向固有振動数に近い摩擦方向の固有振動数で発生することがわかった。

4. 理論解析

ロッドの摩擦方向振動（横振動）および荷重方向振動（縦振動）を考慮し、円板の振動は微小であるので無視して運動方程式をたてる。Fig.10 はロッドの長さ l で押しつけ荷重 P が作用した時の模式図である。ロッドの左端は固定、右端はロッドと円板が弾性接触するものとして、ロッドのせん断変形と回転慣性を無視すると、ロッドの横振動および縦振動の運動方程式は次式で表わされる。

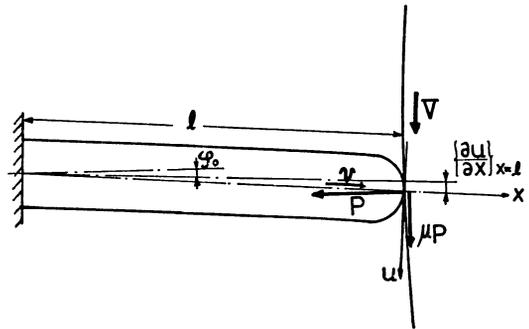


Fig.10 Schematic figure of the rod and the disk

$$\left. \begin{aligned} EI \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + \frac{\gamma A}{g} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + C \frac{\partial u}{\partial t} &= P \{ \mu(v_r) \cos \varphi + \sin \varphi \} \delta(x-l) \\ EA \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - \frac{\gamma A}{g} \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} - C^* \frac{\partial v}{\partial t} &= P \{ -\mu(v_r) \sin \varphi + \cos \varphi \} \delta(x-l) \end{aligned} \right\} \dots\dots(1)$$

ここで、 u, v : ロッドの横および縦方向の変位、 E : 縦弾性係数、 A : 断面積、 I : 慣性モーメント、 γ : 比重量、 g : 重力加速度、 C, C^* : 横および縦振動の減衰係数、 $\mu(v_r)$: 摩擦係数で相対すべり速度 v_r の関数で表わされる。 v_r : 円板とロッドの相対すべり速度で $v_r = V - u \cos \varphi - v \sin \varphi$ 、 V : 円板の回転速度、 φ : ロッド先端の傾斜角であり、初期設定傾斜角 φ_0 とロッド先端のたわみ角 $\{ \partial u / \partial x \}_{x=l}$ の和で表わせる。 δ : ディラックのデルタ関数。

ロッドの横および縦方向の変位 u, v を次のように表わす。

$$\left. \begin{aligned} u &= \sum_{i=1}^{\infty} X_i(x) T_i(t) \\ v &= \sum_{j=1}^{\infty} X_j^*(x) T_j^*(t) \end{aligned} \right\} \dots\dots(2)$$

ここで $T_i(t)$, $T_j^*(t)$: 時間の関数, $X_i(x)$: $x=0$ で固定, $x=l$ で自由の境界条件における i 次の横方向の固有関数, $X_j^*(x)$: $x=0$ で固定, $x=l$ でヘルツの弾性接触理論から求められる等価ばね定数をもつ弾性支持の境界条件における j 次の縦方向の固有関数で

$$X_j^*(x) = \sin(\lambda_j^* x / \ell)$$

$$\lambda_j^* \text{ は } \bar{k}_c \ell / (EA) + \lambda_j^* \cot \lambda_j^* = 0$$

から求められ, \bar{k}_c は等価ばね定数であり, ロッド先端と円板の接触状態を球と平面の接触とみなすと同種金属どうしの場合, ヘルツの弾性接触理論から次式で与えられる。

$$\bar{k}_c = \left\{ \frac{4Pr_s E^2}{9(1-\nu^2)^2} \right\}^{1/3} \quad \dots\dots(3)$$

r_s : ロッド先端の曲率半径, ν : ポアソン比

式(2)を式(1)に代入し, 原点をロッドのつり合い位置に移動し, 原点からの変位を

$$\bar{u} = \sum_{i=1}^{\infty} X_i(x) T_i(t) \quad , \quad \bar{v} = \sum_{j=1}^{\infty} X_j^*(x) T_j^*(t)$$

つり合い位置における傾斜角を $\bar{\varphi}$, 初期押しつけ荷重を P_0 とすると次式がえられる。

$$\left. \begin{aligned} \ddot{T}_i + \frac{gC}{\gamma A} \dot{T}_i + \omega_i^2 \bar{T}_i &= \frac{X_i(\ell)g}{\gamma A \ell} [P \{ \mu(v_r) \cos \varphi + \sin \varphi \} - P_0 \{ \mu(V) \cos \bar{\varphi} + \sin \bar{\varphi} \}] \\ \ddot{T}_j^* + \frac{gC^*}{\gamma A} \dot{T}_j^* + \omega_j^{*2} \bar{T}_j^* &= -\frac{X_j^*(\ell)}{\bar{X}_j^*} \frac{g}{\gamma A} [P \{ -\mu(v_r) \sin \varphi + \cos \varphi \} - P_0 \{ -\mu(V) \sin \bar{\varphi} + \cos \bar{\varphi} \}] \end{aligned} \right\} (4)$$

ω_i : i 次の横方向の固有振動数, ω_j^* : j 次の縦方向の固有振動数で $\omega_j^* = \frac{\lambda_j^*}{\ell} \sqrt{\frac{Eg}{\lambda}}$,

$$\bar{X}_j^* = \ell(1 - \sin 2\lambda_j^* / 2\lambda_j^*) / 2$$

式(4)において押しつけ荷重 P と接触点における垂直方向の変位 $\bar{v} \cos \varphi - \bar{u} \sin \varphi$ との関係は, ヘルツの弾性接触理論を用いると次式で表わされる。

$$P = \bar{k}(\delta_0 + \bar{v} \cos \varphi - \bar{u} \sin \varphi)^{2/3} \quad \dots\dots(5)$$

ここで $\bar{k} = \frac{2}{3} \frac{E\sqrt{r_s}}{(1-\nu^2)}$, δ_0 : つり合い位置における初期の垂直方向変位

式(5)を式(4)の P に代入し, 初期条件 $\bar{T}_{i0}, \dot{\bar{T}}_{i0} (i=1, 2, \dots, m)$, $\bar{T}_{j0}^*, \dot{\bar{T}}_{j0}^* (j=1, 2, \dots, n)$ のもとで m および n 個の式(4)を解けばよいが, 非線形であり, 解析的に解くことは困難であるので, ルンゲ・クッタ・ギル法より数値計算を行った。種々のロッド長さについて横方向は四次モードまで ($i=1, 4$), 縦方向は一次モードのみ ($j=1$) 考慮し, 初期設定傾斜角 $\varphi_0 = 0$ として計算した。なお, 計算に用いた摩擦係数曲線を Fig.11 に示す。実験より, 鳴き音が発生するのは摩擦係数のこう配ではなく, 振動中の摩擦係数と相対すべり速度が描くループの傾きによることがわかったので, その傾きを表わす曲線として曲線 A, B, C を用いた。曲線 B は実測した一次

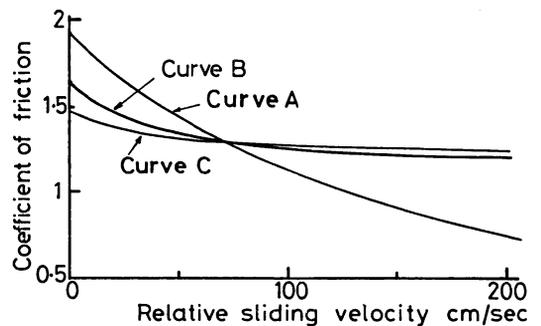


Fig.11 The coefficient of friction curves used for the calculation

の鳴き音発生時のループの傾きを表わしている。しかし、高次モードの鳴き音発生時では高周波のため、ひずみゲージによる摩擦力の測定が困難である。したがって、ループの傾きは実測できないが、高次モードの鳴き音はロッド先端と円板の真の摩擦面積が大きい場合にのみ発生する。この摩擦面積の増加は摩擦係数の負のこう配を大きくするものと考えられる。そこで高次モードの鳴き音発生時には曲線Bよりもこう配の大きい曲線Aを用いた。また曲線Cにおいては摩擦係数が相対すべり速度に対して、ほぼ一定値に近く、この曲線を用いて計算すると振動は減衰する。

まず、ロッド長さ75mm、直径7mmについて初期条件として、ロッド先端に摩擦力 μP_0 が加えられた場合のロッドの静たわみを各々の次数のモードについて求めたものを用い、摩擦係数は Fig.11 に示されている こう配の小さい曲線Bを用いて計算した。計算によってえられた摩擦方向振動加速度の波形を Fig.12 (a)に示す。この波形は一次の摩擦方向の固有振動数 800Hzのほかになぜか三次の 15500 Hz の振動が加わっているが、ほぼ正弦波形に近く一次の鳴き音となっている。

前述の実験結果より、高次の鳴き音が発生するのは、ロッド先端と円板の真の摩擦面積がある程度大きくて、一次の鳴き音が減衰した後、荷重方向振動が大きくなるか、あるいは、こすれ音の状態にあって荷重方向振動が大きくなる場合であった。そこで Fig.11 に示す摩擦係数のこう配が小さい曲線Cを用いて、一次の鳴き音を減衰させた後、初期条件として、摩擦方向の \dot{T}_{i0} , \dot{T}_{i0} は減衰後の値を、荷重方向の \dot{T}_{j0}^* のみ減衰後の値にわずかに大きな値を加えた値を用い、摩擦係数曲線として、こう配の大きい曲線Aを用いて計算した。その摩擦方向振動加速度の計算結果を Fig.12 (b)に示す。明らかに正弦波形をした三次の15500Hzの振動波形がえられた。

さらに、初期条件として、摩擦方向に対しては、 Fig.12 (a)でえられた一次の鳴き音のときの値を、荷重方向に対しては、わずかに大きな値を用い、こう配の大きい摩擦係数曲線Aによって計算すると Fig.12 (c)に示すような摩擦方向の振動波形の経過をたどる。一次モードの振動波形において、摩擦係数のこう配および荷重方向振動の初期値を大きくすると三次モードの振動が大きくなるが、 Fig.12 (b) のような三次モードの振動波形にはならない。したがって、ロッドと円板の摩擦面積が大きくなって摩擦係数のこう配および荷重方向振動が大きくなって、一次の鳴き音が減衰しなければ、高次の振動は現われるが、完全に高次モードの鳴き音に移行しないことが理論的に明らかになった。

このように種々のロッド長さ、直径に対してえられた高次モードの振動波形から周波数を求めた結果を Fig.9に●印で示してある。また、これらの図には式(4)で計算した荷重方向固有振動数も示している。これらの計算結果からも、荷重方向の固有振動数により近い摩擦方向の固有振動数の次数の鳴き音が発生することがわかる。

以上のように数値計算結果と実験結果は、ほぼ一致しており、本計算によって、摩擦音の発生機構を解明できたものと考えられる。

5. 結 言

ロッド長さ、直径を種々変化させて、乾性状態で発生させた摩擦音について、実験的・理論的に検

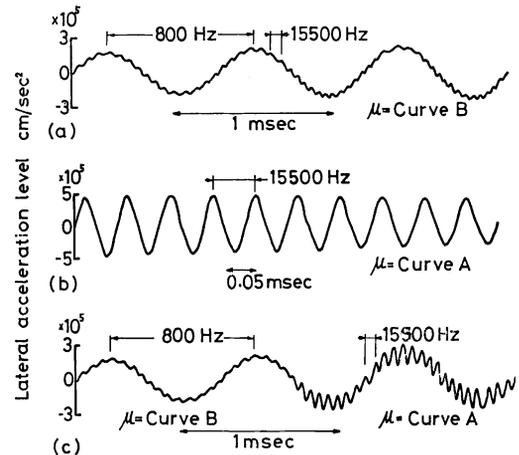


Fig.12 The calculated waveforms of the lateral acceleration of the rod with several initial values

討した結果、次のような結論がえられた。

(1) 乾性すべり摩擦により発生する音は、「こすれ音」と「鳴き音」に分類できる。ロッドと円板の間の摩擦係数が小さく、摩擦面に小さなおうとつ部分が多くある場合には「こすれ音」が発生し、その音圧レベルは低い。ロッド先端が摩耗し、摩擦面がなめらかになると、摩擦係数は大きくなり、摩擦音は「鳴き音」に移行する。

(2) 定常摩擦係数の速度特性曲線において、そのこう配が正の場合にも鳴き音が発生する。これは鳴き音が定常摩擦係数のこう配ではなく、振動中の摩擦係数と相対すべり速度が描くループの大きさとその傾きによって発生するからであると考えられる。

(3) ロッドが長くなると、鳴き音はロッドの一次の摩擦方向の固有振動数に一致する一次モードの鳴き音のほかに、高次モードの鳴き音が発生する。高次モードの鳴き音はロッドの長さにより異なるが、ロッドの荷重方向の固有振動数により近いロッドの摩擦方向の固有振動数の次数で発生する。

(4) 高次モードの鳴き音はロッド先端と円板の間の摩擦面積がある程度大きく（摩擦係数のロッド先端の相対すべり速度に対するこう配が大ききく）、一次の鳴き音が減衰した後、荷重方向振動が大きくなるか、あるいはこすれ音の状態にあって、荷重方向振動が大きくなる場合に発生する。

(5) ロッドの摩擦方向および荷重方向振動を考慮した運動方程式を種々の初期条件のもとに数値計算した結果、実験結果とほぼ一致し、鳴き音の発生機構をより明確にすることができた。

参 考 文 献

- (1) Helmholtz, H., Sensation of Tone, (1954), Dover.
- (2) Fosberry, R.A.C., MIRA Report, No. 1957/3, (1957).
- (3) 池村・近森, 自動車技術, 24-3(1970), 226.