

特集 | ワイパーブレードゴム異音発生メカニズムの解明*

Clarification of the Mechanism of Wiper Blade Rubber Squeal Noise Generation

後藤 伸哉
Shinya GOTO

高橋 浩志
Hiroshi TAKAHASHI

大矢 多喜雄
Takio OYA

As automobiles become increasingly quieter, wiper operation noise becomes more noticeable. Squeal noise is one type of wiper operation noise. It is a high-frequency self-excited vibration that is easily generated before and after the wiper reverses direction. It is not clear how squeal noise is generated, let alone how to reduce it. This report clarifies the mechanism of squeal noise generation.

In analyzing this vibration, blade rubber squeal noise was observed using a rotary disk system. Then FEM was applied to deduce an equation of motion that reflects the observation result. The deduced equation suggests material and configuration approaches toward reducing squeal noise.

Key Words : Wiper, Rubber, Noise, Squeal noise, Equation of motion, Finite element method

1. まえがき

自動車の静粛性が向上するにつれて、ワイパー作動時の異音が注目されている。市場からの情報を分析した結果でもワイパーに対する指摘の多くは異音が占めている。

ワイパーの異音は、一般的にスキルノイズとびびりと反転音に層別することができる。スキルノイズは1000Hz付近の高周波数の音であり、キュッキュ音やキュー音とも呼ばれている。びびり^{1) - 3)}は100Hz以下の低周波数の音であり、ブー音とも呼ばれている。反転音^{2) - 4)}はワイパーの反転時にゴムとガラス又はゴムとゴムがぶつかる時に発生する、500Hz以下の衝撃音である。

びびりには、ブレードゴムの低摩擦化、システムの高剛性化などが有効であり、反転音には、システムの高減衰化などが有効であるが、スキルノイズは、その発生機構を含め、対策処方はまだ明らかになっていない。

本研究では、スキルノイズに絞り込んで検討を進め、ノイズの発生状態を実際に観察し、観察結果を反映させた有限要素法(Finite Element Method: 以下FEMと略す)による解析結果から運動方程式を導き、ノイズ低減のための材料物性や形状の方向性を示す。

2. スキルノイズ発生メカニズム解明

2.1 スキルノイズとは

スキルノイズは、1000Hz付近の高周波の音であり、ワイパーの反転前後のタイミングで発生しやすい。Fig. 1にブレードゴムの摩擦係数と作動速度の関係を示す。

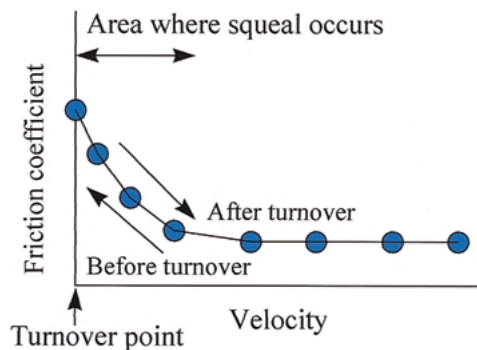


Fig. 1 Relation between blade velocity and friction coefficient

反転前後は作動速度が大きく変化する領域である。反転前はブレードゴムとガラスの相対速度が減少して摩擦係数が増加し、反転後は、相対速度が増加して摩擦係数が減少する。このように、摩擦係数の速度依存性が負の傾きを持つような(これを摩擦係数のマイナス速度特性という)領域でスキルノイズは発生しやすい。

つまり、スキルノイズは、ブレードゴムの摩擦係数のマイナス速度特性がブレードの振動特性とからみ合って起こす高周波自励振動であると考えられる。

2.2 スキルノイズ発生状態の観察

スキルノイズ発生時のブレードゴムの振動状態を実際に観察するため、Fig. 2に示すような回転円盤ベンチで、意図的にスキルノイズを発生させ、その状態をレーザドップラ振動計で観察した。

観察結果をFig. 3に、また、分かりやすくイメージ図化したものをFig. 4に示す。

* (社)自動車技術会の了解を得て、1999年秋季大会学術講演会前刷集・発表No.27より加筆転載

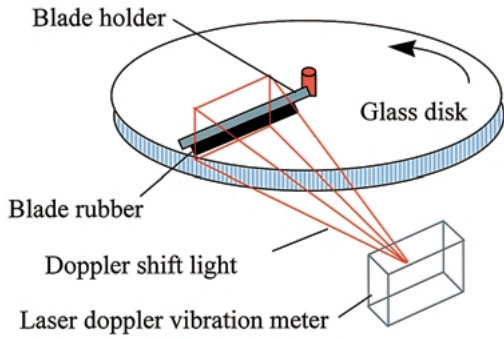


Fig. 2 Rotary disk system

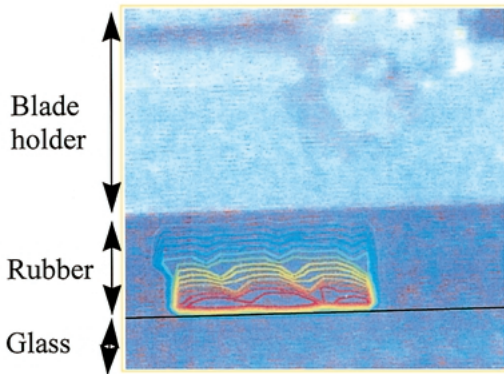


Fig. 3 Result of observation

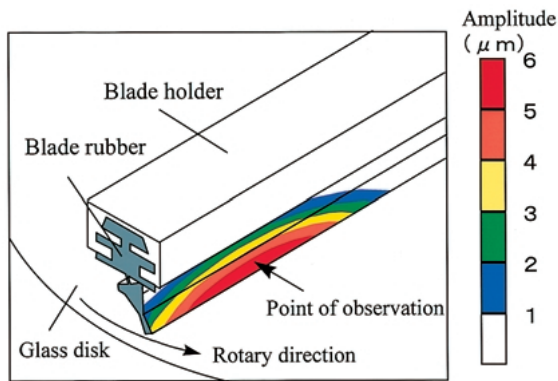


Fig. 4 Image

観察結果より、スキルノイズはネック下の1自由度の振動であり、リップ先端ほど振幅が大きいこと、振動はリップの長手方向に連続して発生しているのではなく部分的に発生していることが判明した。

そこで、振動が発生している部分のブレードゴム断面について、FEMによる振動特性解析と内部応力解析をおこない、振動発生時にばねとして作用する部位を特定し、運動方程式の構築を行った。

2.3 FEM解析

ブレードゴムの、金具固定部より下の部分の断面形

状を用い、Fig. 5ように払拭時と同様の姿勢のもとで、解析をおこなった。

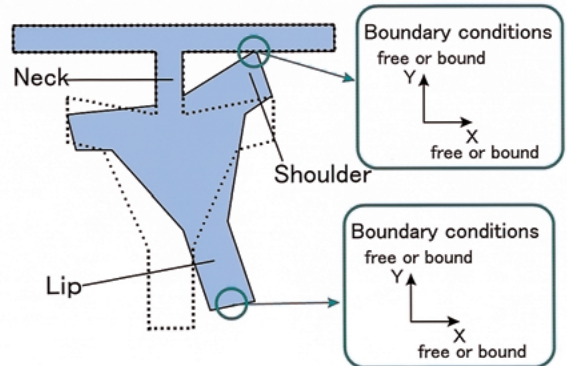


Fig. 5 Analysis mode

このとき、肩当り部とリップ先端部のX-Y方向の拘束条件を振って、16通りのモデルで固有値解析を行った。そして500Hz以上の1~3次までの振動を選定し、振動状態をアニメーションで確認した。

Fig. 6に、肩当り部のX-Y方向をすべて拘束し、リップ先端部のX-Y方向をすべてフリーにした場合の振動特性解析の結果を示す。

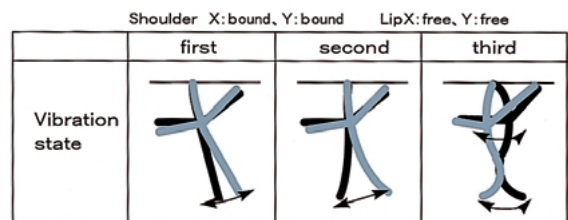


Fig. 6 Example of analysis

すべての拘束条件において、同様な解析を行い、2.2で観察した結果と同様な1自由度の振動状態を再現できる拘束条件を特定した。

Fig. 7に、特定した拘束条件下での、固有振動数で振動中の変位置分布を示す。アウトプットの画面では、肩当り部分が離れてしまっているが、これは振動状態をデフォルメしてアニメーション化するときのことが考慮されたもので、実際の解析は肩当り部分が上部はり部分に接触するような位置で行われた。

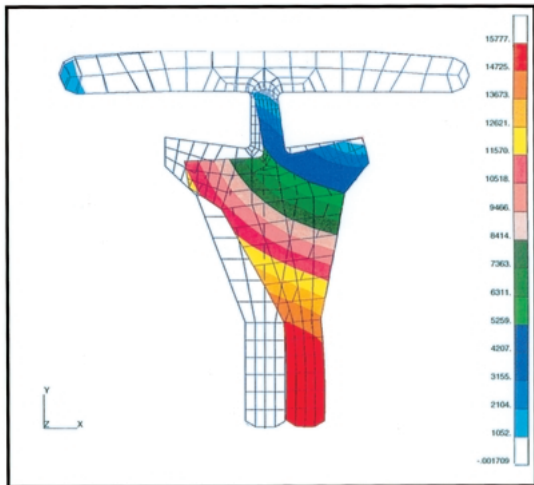


Fig. 7 Displacement distribution

リップ先端へ向かうほど、変位量が大きくなっており、実機の振動状態を再現できるモデルであることが確認できる。

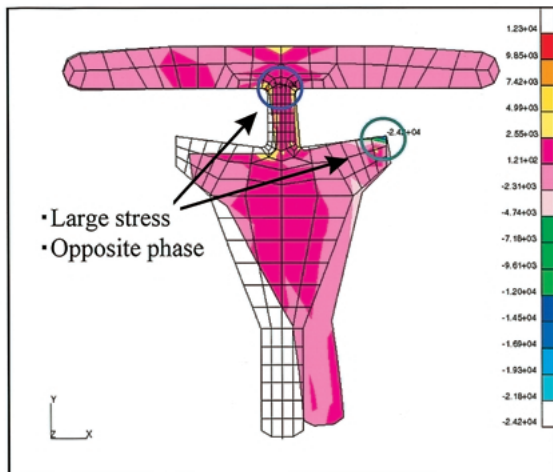


Fig. 8 Stress distribution in the Y direction

次に構築した F E Mモデルを用いて振動中の応力解析を行なった。その結果、Fig. 8に示すように、ネックの付け根と肩当り部分に応力集中がみられた。したがって、この部分が振動のばねとして働いていると考えられる。

また、ネックの付け根と肩当り部分の応力が逆位相になっていることから、振動はリップとガラスの摩擦力によって直線的に引かれる往復運動ではないことが判明した。

すなわち、振動は回転運動であり、回転中心はネックと肩当り部の間に存在すると考えられる。振動モードの概略図を Fig. 9に示す。

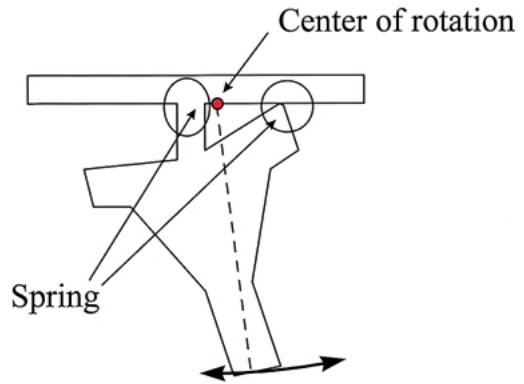


Fig. 9 Vibration mode

2.4 運動方程式の構築

2.3で求めた振動モードを運動方程式に表す。

Fig. 10は設定した振動系モデルである。

ここで、Oは回転中心、Cはリップ先端点、Mはネック付け根、Dは肩当り部、LはOC間の距離、Sはネック付け根と肩当り部の距離、 S_1 は回転中心とネック付け根の距離、 S_2 は回転中心と肩当り部の距離、 k_1 はネック部ばね定数、 k_2 は肩部ばね定数、 ϕ はガラスの傾斜角度、 θ_0 はブレード倒れ角度、 θ は回転中心からの倒れ角度、 P_x はガラス面からリップに与えられる摩擦力、 P_y はガラス面からの垂直方向反力、 F_0 は押え荷重を示す。

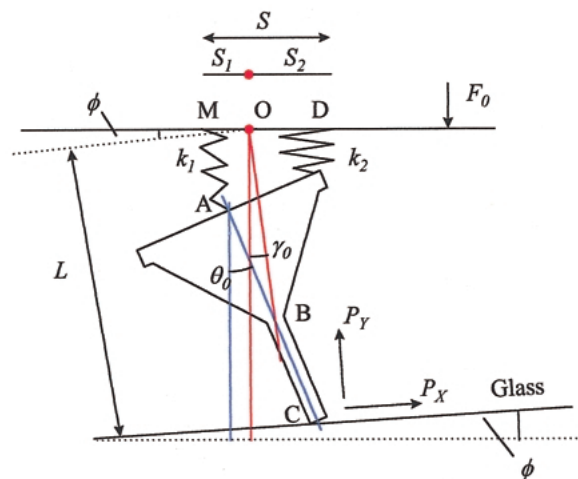


Fig. 10 Model of vibration system

Fig. 11に振動角 θ によるリップの姿勢変化を示す。

リップ先端点Cはガラス面上を動く。ブレード本体がO点まわりに回転して、回転中心からの倒れ角度が θ_0 から $\theta_0 + \theta$ になったとすると、B点が動き、リップの撓み量が減少する。1000Hz付近の高周波数に対

してはM, D点等のブレード取付部は変位しないものとする。

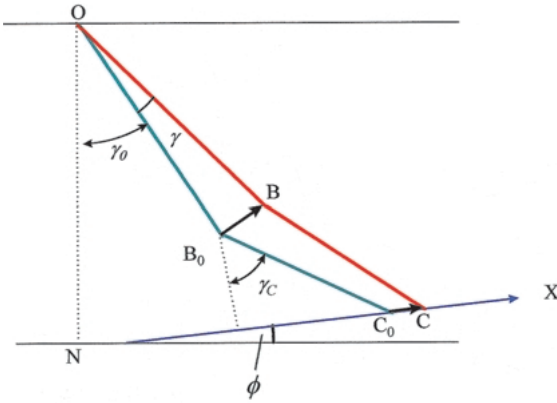


Fig. 11 Position change by vibration angle

Bはリップ付け根部, B₀C₀は平衡状態のリップ部, BCは振動角 γ によって変位したリップ部, ONはO点からの鉛直線であり, γ_c はガラス面の法線に対するリップB₀C₀の倒れ角度を示す。

ここで, リップの変動する摩擦力がブレード振動の外力となるのであるが, リップの質量は無視できるとすると, 本体の振動に対してリップは追従することになる。

すると, 本体の振動角 ϕ によってリップ先端点C₀にはX方向の変位C₀Cが生ずるとともに, リップの撓み量現象により, 押付力反力の減少が生ずる。

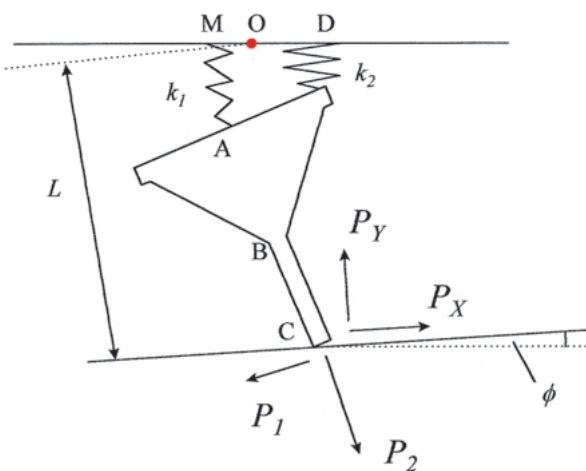


Fig. 12 Balance of force on glass

ガラス面上の力のバランスをFig. 12に示す。ここでP₁, P₂はリップがガラスに与える力で A B

に垂直, 平行な力を示す。

Fig. 12におけるガラス面上の力のバランスは, 次式で表すことができる。

$$X \text{ 方向} \quad P_x = P_1 \cos \gamma_c - P_2 \sin \gamma_c \quad (1)$$

$$Y \text{ 方向} \quad P_y = P_1 \sin \gamma_c + P_2 \cos \gamma_c \quad (2)$$

整理すると,

$$P_x = -\mu_0 b_1 \sin(\gamma_0 - \gamma) - b_3 \left(\frac{\partial \mu}{\partial \gamma} \right) \dot{\gamma} \quad (3)$$

$$P_y = -b_1 \sin(\gamma_0 - \gamma) + b_2 \left(\frac{\partial \mu}{\partial \gamma} \right) \dot{\gamma} \quad (4)$$

μ_0 は平衡時の摩擦係数, $\dot{\gamma}$ はリップとガラス面との相対速度, b_1, b_2, b_3 は係数である。

これらを1自由度系の運動方程式に当てはめて展開する。このとき, IはO点まわりの慣性モーメント, cは回転減衰係数, kは回転ばね定数を示す。

$$I \ddot{\phi} + c \dot{\phi} + k \phi = P_x L \cos(\gamma_0 - \gamma) + P_y L \sin(\gamma_0 - \gamma) \quad (5)$$

整理すると

$$I \ddot{\phi} + \left\{ c + e_1 \left(\frac{\partial \mu}{\partial \gamma} \right) \dot{\gamma} \right\} \dot{\phi} + (k + e_2) \phi = 0 \quad (6)$$

e_1, e_2 は係数。

ここで回転中心Oについて考える。

Fig. 9より, O点まわりの回転ばね定数kは,

$$k = k_1 S_1^2 + k_2 S_2^2 \quad (7)$$

O点は水平方向には変位しないとする。O点が振動中心であるためにはばね力が釣り合っていなければならない。

すなわち,

$$k_1 S_1 = k_2 S_2 \quad (8)$$

を満たさなければならない。

(7)(8)式より,

$$k = k_1 S_1 S \quad (9)$$

$$S_1 = \frac{k_2}{k_1 + k_2} S \quad (10)$$

(6)式の e_1 は, 回転中心OがM点から離れてD点に近づくにつれて大きくなる。

以上をふまえて(6)式について解析する。

振動の判別式より,

$$c + e_1 \left(\frac{\partial \mu}{\partial \gamma} \right) \dot{\gamma} > 0 \quad (11)$$

< 0

式(11)が正のとき, 振動は減衰し, 負のとき, 振動は発散してスキルノイズが発生する。

実機の挙動を判別式に当てはめて考えると、本体に振動角 θ が入力されると、すべり速度が減少して摩擦係数が増加する。この摩擦係数のマイナス速度特性によって、式(11)の $(\frac{\partial \mu}{\partial v})$ はマイナスとして表される。これは、振動を消散させる方向にはたらく。また、同時に、振動角 θ によってリップの撓み量が減少して押付力の低下が起こり、摩擦力が減少する。これは式(11)の e_1 で表され、振動を抑制する方向にはたらく。

つまり、振動角 θ によって、摩擦係数を増加させて振動を消散させる方向にはたらく“すべり速度の減少”と、摩擦力を減少させて振動を抑制する方向にはたらく“押付力の低下”が同時に起こり、この2つと減衰係数 c との兼合いで、振動の減衰、消散が決定し、消散した場合、スキルノイズが発生する。

したがって、スキルノイズの対策処方について以下のように考える

c は正であり、 e_1 も > 0 の領域で正であることから、式(11)より、振動を減衰させるためには、相対速度が減少して摩擦係数が増加するような摩擦係数のマイナス速度特性を対策し、 $(\frac{\partial \mu}{\partial v})$ を正にすればよい。しかし、現状のワイパーは、反転前後のような低速度領域では境界潤滑状態となり、 $(\frac{\partial \mu}{\partial v})$ はマイナスになるため、静摩擦係数を低下させて、摩擦係数の速度依存性を小さくし、摩擦係数のマイナス速度特性を抑制することが有効であると考えられる。

摩擦係数のマイナス速度特性を抑制できない場合は、 c を大きくしたり、 e_1 を小さくして判別式を正にする必要がある。

c を大きくするには材料の減衰特性を向上させるか、形状的に減衰性を向上させることが有効である。

また、 e_1 を小さくするには、 S_1 を小さくすればよい。式(10)より、ネック部ばね定数を大きくしたり、肩部ばね定数を小さくしたりすることが有効である。

Fig. 1のような回転円盤ベンチの回転速度を減少させていくと、ある回転数以下でスキルノイズが発生しやすくなる。したがって、このノイズ初生の回転数が低いほど、そのリップはスキルノイズを抑制する能力が大きいことになる。

2.5 効果の確認

上述の論旨をふまえ、ブレードの回転中心Oをネック側に近づけるような形状変更品を試作して、その効果を検証する。

スキルノイズの振動において、ばねとして働くと考えられるネック部と肩当り部の形状を変更してばね

定数を振り、ブレードゴムの固有振動数が、意図したとおりに変化することを確認する。

固有振動数は次式で表される。

$$f(\text{Hz}) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{I}} \quad (12)$$

k はO点まわりの回転ばね定数、 I はO点まわりの慣性モーメントを示す。


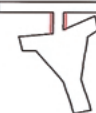

形状変更サンプルは、ネック太さを太くしたものと、肩部にスリット加工をほどこしたものを用意した。ネックを太くしたものはばね定数が上がって固有振動数が上がり、スリット加工したものは下がるはずである。

結果をTable 1に示す。

Table 1より、ネックを太くしたものはばね定数があがり、固有振動数もあがった。スリット加工したのも意図した通りの結果になった。

計算で求めた固有振動数と実測値の絶対値に差がある(計算値の方が約315Hz高い)のは、計算では断面形状を近似計算したことや、ばね定数と固有振動数の測定環境の違い等が影響していると考えられる。

Table 1 Verification of effect

Objective	—————	Large neck spring	Small shoulder spring
Model			
Altered point	Base	25% increase in neck thickness	Shoulder slit
Spring constant (neck+shoulder)	2.23×10^{-2} N·m/rad·cm	2.30×10^{-2} N·m/rad·cm	1.89×10^{-2} N·m/rad·cm
Eigenvalue	Calculation result	1037Hz	955Hz
	Experimental result	720Hz	640Hz
Disk speed	12.0rpm	10.5rpm	10.5rpm

形状変更品の固有振動数が、意図通りの傾向を持つことから、振動モードの考え方や運動方程式の妥当性が確認できた。

形状変更品は振動中心がネックに近づき、スキルノイズ発生傾向が減少しているはずである。Table 1の最下欄は、ある条件下でのスキルノイズ初生の円盤回転数の比較を示している。形状変更品は初生回転数が低下しており、スキルノイズが発生しにくくなっていることが確認できる。

3. 製品開発への反映

今回得られた知見を反映させ、ゴムの材料物性と形状の最適化を図った製品開発を行い、1998年から流動を開始した。

本製品は、従来製品ではスキールノイズを意図的に発生させることができるような条件でも、スキールノイズを発生せず、流動2年の市場情報でも、改善効果が確認されている。

また、本年から上記製品に低摩擦化コーティングを施して静摩擦係数を低下させた製品の流動を開始した。

本製品は、スキールノイズに対して、より大きな余裕度を有し、びびりに対しても大きな効果が確認されている。

4. むすび

本研究では、ワイパー作動時の異音であるスキールノイズについて、実際にノイズ発生状態を観察することによって振動モードを特定し、観察結果を反映させたシミュレーションの結果等を活用して運動方程式を構築した。

そして、運動方程式から得られた振動の判別式について検証することによってノイズ発生メカニズムを解明し、材料面、形状面でのノイズ低減処方を提案し、実製品開発に反映させた。

<参考文献>

- 1) 大矢, 関口他 4 名, 日本機械学会第72期全国大会講演会 NO.940-30(1994)383-385
- 2) 大倉, 大矢, 自動車技術会学術講演会前刷集 NO.64-99(1999)5-8
- 3) Okura,S., Sekiguchi,T., Oya,T., SAE 2000-01-0127
- 4) 関口, 大矢他 2 名, 自動車技術会学術講演会前刷集 NO.64-99(1999)1-4

<著 者>



後藤 伸哉
(ごとう しんや)

材料技術部3 - 1課
ゴム材料開発及びゴム関連のセンター業務に従事。



高橋 浩志
(たかはし ひろし)

アスモ株式会社 視界機器技術部開発室
ワイパシステムの開発と性能解析に従事。



大矢 多喜雄
(おおや たきお)

明治大学 名誉教授
工学博士
機械力学, 流体力学に基づく自動車補機類の特性解析および諸自動振動解析の研究に従事。