

低周波ディスクブレーキ鳴きと動吸振器の応用

Study on Disk Brake Groan Noise and Dynamic Damper

田中十四夫 Toshio Tanaka

鈴木芳弘 Yoshihiro Suzuki

●MC事業本部 技術開発室

要 旨 二輪車において、グローン音と呼ばれる低周波のディスクブレーキ鳴きが発生することがある。これまで、防止策は効きと鳴きを両立するパッド材の選定に頼らざるを得ず、品質向上ならびに開発効率の観点から、効果的な鳴き防止技術が切望されていた。本報ではグローン音の現象を実験モード解析などの手法を用いて調査を行い、鳴き発生のメカニズムはホイールのねじり固有モードを要因とする自励振動である、と推定している。その推定を基に、防止策として動吸振器を取り上げ、グローン音に対する有効な技術であることを確認した。さらに、本技術開発で得られた知見が量産モデルに活用されたので、実施例として紹介する。

1 はじめに

動力性能の進歩に見合った制動性能の確保は、安全かつ快適な走行を実現するために不可欠なものである。二輪車においては、非アスベスト化や高温での制動性能重視などにより、セミメタリック材や焼結材などの金属系パッドが、数多く使用されるようになりつつある。ブレーキに関するこのような進化は、高い制動性能を生み出すというプラス側面がある一方、鳴きという快適さを損なうマイナス側面を引き起こす要因になっているものと考えられる。

ブレーキ鳴きに関する研究は数多く報告されている⁽¹⁾が、四輪車を中心とした比較的高い周波数での鳴きに関するものが多い。グローン音と呼ばれる数百Hzの低周波鳴きに関する報告^{(2),(3)}もいくつかあるが、二輪車において我々が直面しているグローン音とは、その発生要因が異なるように思われる。パッド面のスロット加工やバックプレート用制振シムも、グローン音にはほとんど低減効果が見られない。対策はパッド材の選定に頼らざるを得ない、というのが実状である。したがって、二輪車におけるグローン音発生メカニズムの解明、および効率的な防止策の開発は重要な課題といえる。

本報では、まず実験モード解析などを活用し、グローン音の発生メカニズムを推定する。また防止策として動吸振器を取り上げ、実車において有効な手段であることを確認、さらに推定した発生メカニズムの裏付けについて述べる。

2 グローン音の現象分析

2.1 ブレーキシステム

現象分析の対象とした二輪車のフロントブレーキシステムの概要を図1に示す。供試車のブレーキ仕様は、ディスク板(外径 ϕ 282mm、厚さ5.0mm)がホイールのハブ左側に直接ボルトオンされたシングルディスクであり、

ホイールは多数のスポークによってリムとハブが結合される構造である。キャリパは片側2ポットタイプのピンスライド式で、フロントフォークのアウトアーチューブに固定されている。パッドは焼結材を使用している。

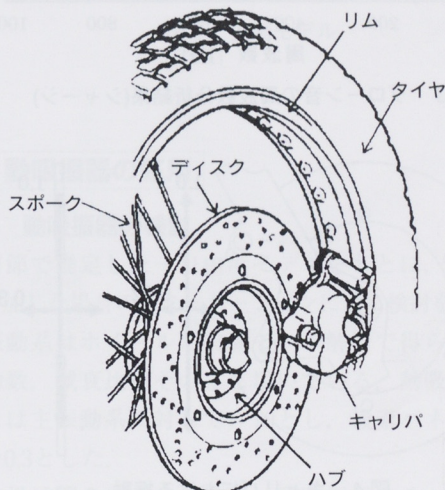


図1 ブレーキシステム

2.2 鳴きの現象

鳴きの再現テストはいままでの経験から、制動液圧や湿度、室温など、なるべく起こりやすい条件を選定して行っている。今回のテストでは制動液圧を1.2MPaとし、時速50km/hからの制動とした。まず、車両状態での鳴き再現テスト

をブレーキシャーシにて行った。鳴き音は、図2のようにフロントタイヤ接地点より車両左前方45°、700mmにマイク・騒音計を置いて計測し、これをFFTに接続している。

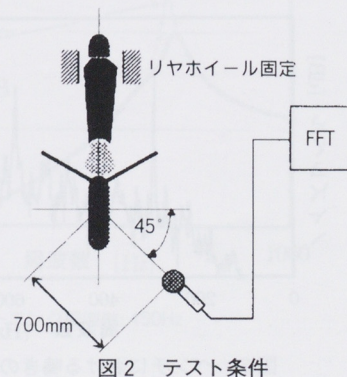


図2 テスト条件

グローン音の周波数分析結果を図3に示す。発生したグローン音の基本周波数は約500Hzである。また、同時に計測したキャリパ振動は、その周波数成分での3方向の比率が図4のようになった。図に示すとおり、振動のもっとも大きい方向はディスクの接線方向である。

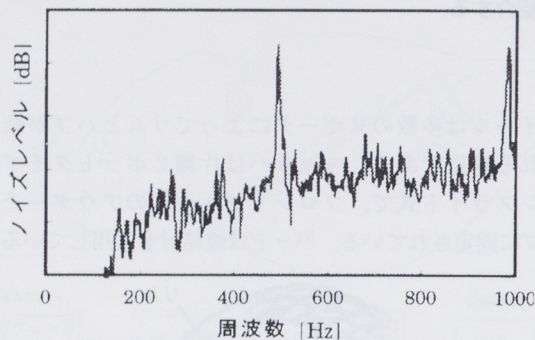


図3 グローン音の周波数分析結果(シャーシ)

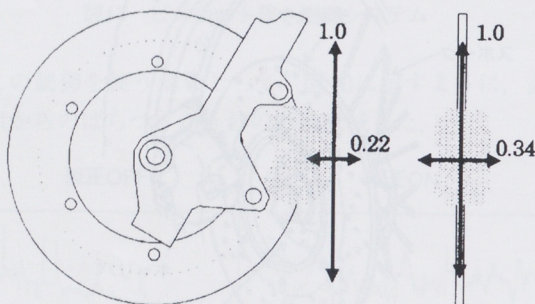


図4 キャリパにおける振動

一方、同一仕様のディスク、キャリパ、パッドをそのままブレーキベンチに取り付け、シャーシと同じ条件で鳴きの再現テストを行った。そのときに発生した鳴き音の周波数分析結果を図5に示す。この結果からわかるように、鳴きの基本周波数は約300Hzであり、シャーシでのグローン音とはおよそ200Hzの開きがある。

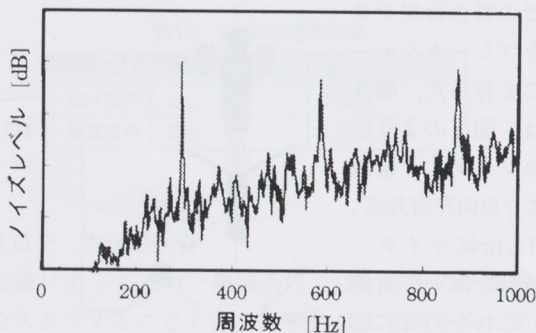


図5 ベンチにおける鳴きの周波数分析結果

2.3 実験モード解析

ブレーキ鳴きは、構成パーツの固有振動を要因とする自励振動であると言われている。前節までの結果から、シャーシとベンチでの鳴き周波数のちがいは、それぞれを構成する部材による固有振動の差であると考察できる。そこでその差が、"ホイールアッセンブリ(以下、ホイールという)"と"ディスクとベンチ回転軸"という構造動特性の違いによるものと仮定した。まず、ホイールについて実験モード解析を行った結果、グローン音に対応する約500Hzでの固有モードは図6に示すとおり、主にホイール軸まわりのねじりモードであった。ディスク面自体に面直方向の曲げはなく、ほぼ剛体として回転している。タイヤ・リム部はほとんど振れていない。

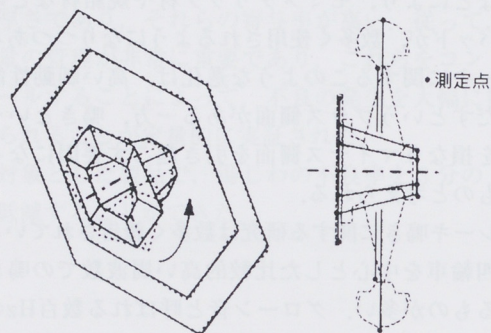


図6 ホイールの固有モード

一方、ブレーキベンチに取り付けた状態での鳴き周波数に対応する約300Hzにおける固有モードは、図7のように、ディスクが軸まわりに回転している。これはベンチダイナモメータの軸に結合されたディスクのねじり振動によるモードであると考えることができる。

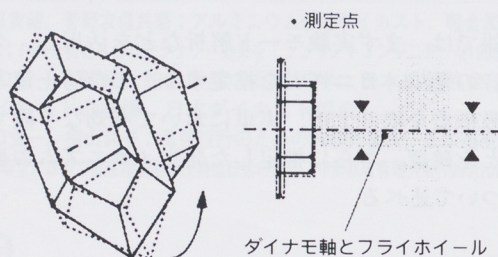


図7 ベンチ組み付け時の固有モード

これらモード解析の結果、および図4でのキャリパ振動の主成分が回転方向であることを考慮すると、グローン音の要因となる固有モードはディスクが軸周りに回転するねじり振動モードであると推測できる。

2.4 グローン音発生メカニズムの推定

図6のホイールの固有モードに着目すると、タイヤ・リムはほぼ不動であり、スポークで結合されているハブ・ディスクがほぼ剛体的なモードで回転している。ここでそれぞれを剛体とした場合、タイヤ・リムとハブ・ディスクの慣性モーメント比率は、約20:1である。つまり、タイヤ・リムはハブ・ディスクに比べて十分大きいマスを持つ。すなわち、この固有モードの振動モデルは、図8で示すようにタイヤ・リムをグラウンドと考え、ハブ・ディスクであるマスMが、スポークというバネKで結合された単純な一自由度振動モデルととらえることができる。ここで、Nはパッド押し付け力、 μ は動摩擦係数、Vはすべり速度、Cは減衰係数とすると、運動方程式はつぎの(1)式で表される。

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx + \mu N = 0 \quad (1)$$

よく知られているように自励振動が発生するのは、動摩擦力 μN のすべり相対速度 $v(=V-\dot{x})$ に対するこう配 $\frac{d(\mu N)}{dv}$ が負となった場合である。図8の場合、ホイールの持つ減衰も考慮すると、グローン音が発生する条件はつぎの式(2)で示される。

$$\bar{C} = C + \frac{d(\mu N)}{dv} < 0 \quad (2)$$

Cを大きくできれば、 \bar{C} の絶対値は小さくなり自励振動のレベル低減につながる。さらに \bar{C} が正になれば、負の減衰とはならず自励振動は発生しない。

以上の考察から、グローン音の発生メカニズムは次のように推定される。

- 1) グローン音は、ホイールのねじり固有モードを要因とする自励振動である。
- 2) グローン音発生条件は、(2)式の時である。
- 3) グローン音は、ホイールねじり固有モードの減衰を大きくすることによって防止、あるいは低減することができる。

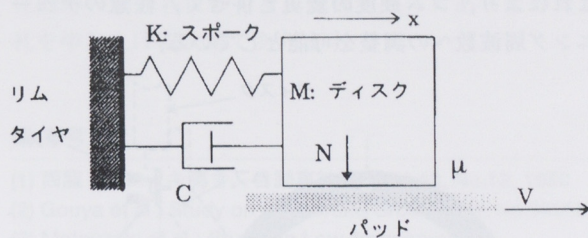


図8 振動モデル

3 動吸振器の応用

3.1 動吸振器の検討

前節で推定した一自由度モデルをもとに、動吸振器を付加した場合のシミュレーションによる検討を行った。主振動系はホイールの実験モード解析で得られた固有振動数、減衰比をそのまま用いている。動吸振器側のマスは主振動系に対して1/10とし、複素バネの損失係数を0.3とした。

結果は図9に示すとおり、動吸振器のチューニング周波数が500Hzの場合、その周波数応答レベルで約13dBの低減効果が予想される。また、チューニングが450Hzにずれたとすると、その効果は約8dB程度に落ちる。

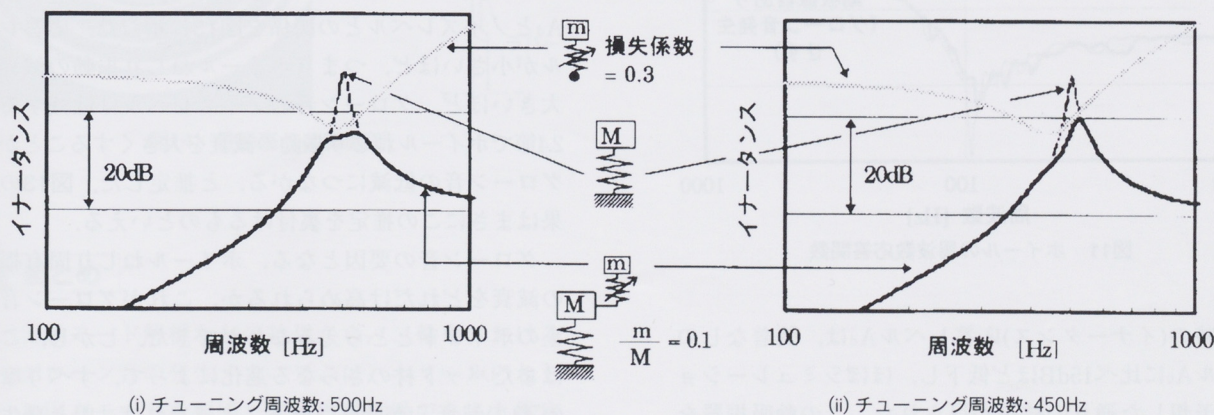


図9 シミュレーションにおける周波数応答関数

3.2 動吸振器の効果

シミュレーションで検討した内容をもとに動吸振器の設計を行った。試作した動吸振器の構造は、図10に示すように、マスとしての鋼製のリングにねじりバネとなるラバーを焼き付けたものである。また、鋼製リング部分にマス付加が容易にできるように配慮した。これにより、ゴム硬度の変更と併せて、任意のチューニング周波数への調整を可能としている。

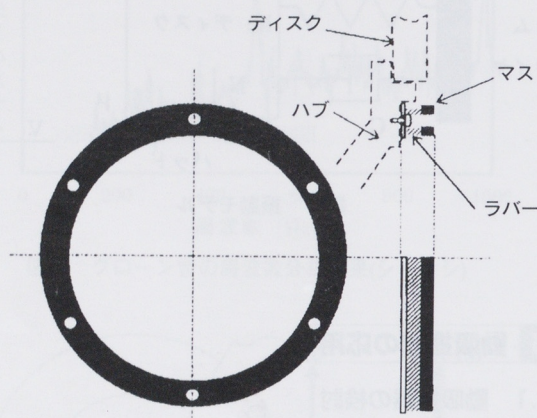


図10 動吸振器

このようにして、グローン音周波数に合わせて動吸振器のチューニングを行ったが、ホイールへの装着の有無におけるそれぞれの周波数応答関数を図11に示す。

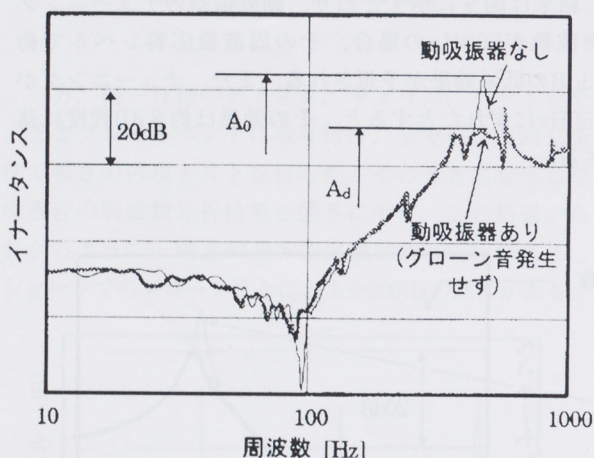


図11 ホイールの周波数応答関数

装着時の(イナータンス)応答レベル A_d は、装着なしのレベル A_0 に比べ15dBほど低下し、ほぼシミュレーションで予想した通りの結果が得られた。この動吸振器を装着した状態でシャーシにおける鳴き再現テストを行

ったところ、グローン音の発生は見られず、その防止効果を確認することができた。

また、チューニング周波数の異なる動吸振器について、実車による鳴き再現テストを実施した。図12はその結果であるが、縦軸となるグローン音のノイズレベルは、動吸振器なしで発生した音圧レベルを0dBとしている。「チューニング周波数のずれ」と「鳴きの音圧レベル」との間に相関が見られ、チューニングがずれるに従って、グローン音のレベルも高くなっていく。これは、動吸振器がホイールのねじり固有振動に与える減衰付加性能の差によるもの、ととらえることができる。

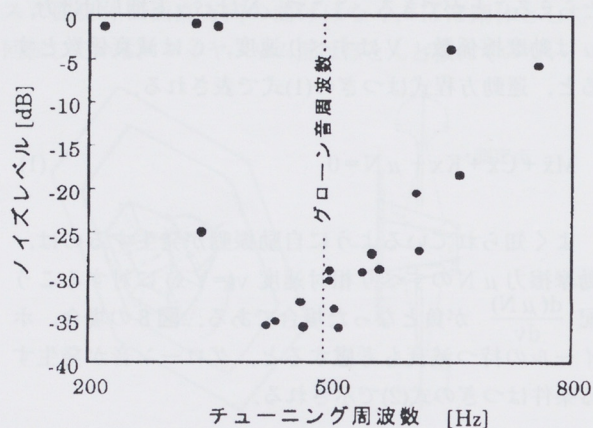


図12 動吸振器の効果

3.3 動吸振器による鳴き発生メカニズムの裏付け

動吸振器はチューニング周波数だけでなく、マスの量やラバーの損失係数などによっても、その減衰付加性能が異なる。この性能を表す指標として、図11で示したホイールねじり固有振動における周波数応答(イナータンス)レベル A_d を考える。 A_0 を0dBとしたときの、 A_d とノイズレベルとの関係を図13に示した。応答レベルが小さいほど、つまりホイールねじり振動の減衰が大きいほど、グローン音のノイズレベルは低減する。2.4節でホイールねじり振動の減衰を大きくすることが、グローン音の低減につながる、と推定した。図13の結果はまさにこの推定を裏付けるものといえる。

グローン音の要因となる、ホイールねじり固有振動の減衰をどれだけ高められるか、これがグローン音防止のポイントととらえることができた。しかし、これはまたパッド材のさらなる進化によって、すべり摩擦の"負の減衰"が助長されることになれば、鳴き発生の危険性が高まることを意味している。

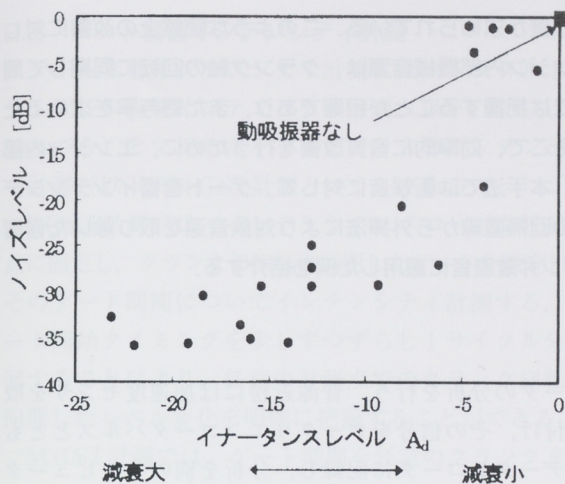


図13 ノイズとイナータンスレベルの関係

4 実施例

本開発で得られた知見が量産モデルへ活用されたので紹介する。図14はその実施例であり、右側に示した動吸振器がホイールに装着されている。これにより高い制動性能とブレーキ鳴きの防止という背反する課題を解決し、安全かつ快適な走行を実現している。

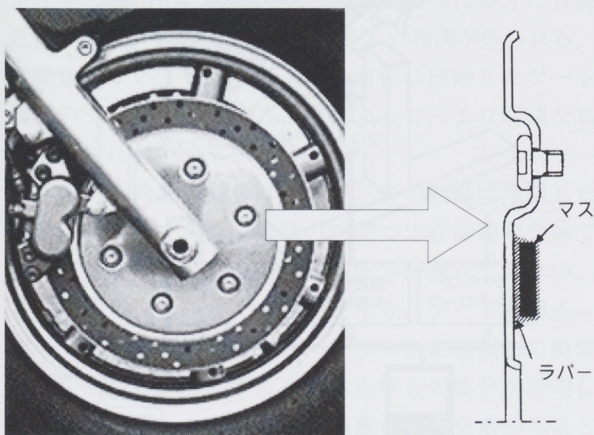


図14 量産車への実施例

2) 動吸振器によって、グロウン音が防止できることを確認した。

3) 動吸振器を用いた鳴き再現テストから、推定した発生メカニズムを裏付ける結果が得られた。

最後に、本技術開発に関し多大な協力をいただいた社内外の関係各位の方々に紙面をもってあらためてお礼を申し上げる次第であります。

参考文献

- (1) 西脇：ブレーキ鳴き，自動車技術 Vol.43, No.12, 1989
- (2) Gouya et al : Study on Disk Brake Groan , SAE No.900007
- (3) Matsuzaki et al : Study on Low-frequency Disc Brake Groan , IPC-8,1995

著者



田中十四夫



鈴木芳弘

5 まとめ

1) 実験モード解析などの結果から、二輪車におけるグロウン音の発生メカニズムは、ホイールのねじり固有モードを要因とする自励振動であると推定した。