

二輪車のブレーキ鳴き新解析手法と適用事例

A New Analysis Method for Motorcycle Brake Squeal Noise and Its Adaptation

中 田 博 之*
Hiroyuki NAKATA

小 林 清 志**
Kiyoshi KOBAYASHI

梶 田 昌 史*
Masashi KAJITA

要 旨

二輪車の低周波スキール・ブレーキ鳴き問題において、複素固有値解析によるモード連成メカニズム解析を用い、システムの構造的不安定に起因する問題を解決した。

システムの運動方程式を実挙動領域からモーダル領域での単純な式に変換した。安定性解析のために必要なパラメータはシステムモデルの実固有値解析から得られる。また、数値解析ソルバを使うことで、摩擦係数違いの繰り返し計算、モードの不安定原因解析の時間が70%以上削減できるようになった。精度の高い解析モデルを構築し新手法に適用し、鳴きに影響を及ぼすモードの特定と対策方法の検討を行った。改良品のテスト結果により、新手法が設計段階での迅速な鳴き予測、対策に有効であることが確認された。

ABSTRACT

Concerning low frequency brake-squeal-noises of motorcycles, the noise caused by structural instability of the system was solved with the analysis of the mode-coupling mechanism by using the complex eigenvalue analysis. An equation of motion of the brake system was simplified by converting from physical domains to modal domains. Required parameters for the stability analysis were obtained from the normal mode solution of system model. Moreover, the time for a repeat calculation in different friction coefficients and an instability-causes analysis in a mode were enabled to decrease 70% or more by using a numerical-analysis solver. An analysis model with high accuracy was established and was applied to the new approach, and to specify a mode affecting squeal noises and to study countermeasures were performed. From the test result for modified brake system, it was verified that the new method is effective for predictions and countermeasures of noises in the designing stage.

1. まえがき

ブレーキ鳴きは顧客満足度を阻害するので、二輪車開発の重要な技術課題の一つである。その解決には多くの工数が必要である。その中でもスキール鳴きは最も耳障りな現象である。スキール鳴きの発生メカニズムは二つあるとされている。一つ目は、摩擦面のスティックスリップに起因する現象であり、二つ目は、ブレーキアセンブリの構造的不安定に起因する現象である。システムの構造的不安定に起因するスキール鳴きに関して、最近では複素固有値解析を用いたモード連成メカニズム解析が問題解決のアプローチとして使われてきている。しかし、現在の複素固有値法では

複素平面上に複素固有値を単にプロットするだけであり、モードの密度が高い場合、不安定なモードを特定することは困難である。また、複素固有値は MSC-NASTRAN 等によって解かれるのが一般的であるが、通常、一度に一つの条件のシステム・モデル計算しかできないため、異なる摩擦係数の計算により根軌跡を得るためには多くの時間を必要とする。したがって、現象解析やデザイン変更解析を困難にしている。筆者らは、新しいモデリング手法および数値解析方法論を開発し、短時間で根軌跡を得ることを可能にするとともに不安定に連成するモードのカップリング力を表す新しい評価尺度も開発した⁽¹⁾。

一般的にスキール音は 1 kHz から 15kHz 位であると定

* 朝霞研究所

** 栃木研究所

義され、低周波領域(1～3 kHz)と高周波領域(5 kHz 以上)に分かれる。本稿ではブレーキシステムの構造的不安定に関する新しい解析方法を二輪車用ブレーキの低周波スキール鳴き(1 kHz 台)に適用し、その方法の妥当性の検証結果について報告する。

2. 新しいモデル化手法

2.1. システムの運動方程式の単純化

システムの運動方程式を実挙動領域からモーダル領域に移行し単純化し安定性解析を行う。システムの一般的な運動方程式はマトリックスの形で式(1)のように表せる。

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F_f\} \quad (1)$$

ここで、 M 、 C と K は摩擦を考慮しないシステムのそれぞれ質量、粘性減衰および剛性マトリックスである。 u はシステムの変位ベクトル、 F_f はシステムに適用された摩擦力である。摩擦力は式(2)によって与えられる。

$$F_f = \mu N \quad (2)$$

N はパッドとディスク間の接触面に垂直な力であり、 μ は摩擦係数である。摩擦係数あるいは垂直力のいずれかが変化する場合、ブレーキシステムの構造的不安定性が生じる。我々が使用するブレーキ鳴き安定性に関する理論は、摩擦係数が一定であり垂直力が、パッドおよびディスクの振動の作用として変化するものとする。摩擦力は式(3)のように変更できる。

$$\{F_f\} = \mu(\{N_{static}\} + \{N_{dynamic}\}) \quad (3)$$

固有値計算をするのに、静的な項は動的な方程式から取り除かれる。接触面は単純なバネ K_s でつながれ、動的な垂直力はパッドとディスクの振動によって引き起こされ、式(4)を得る。

$$\{N_{dynamic}\} = K_s(\{u_{N,disk}\} - \{u_{N,pad}\}) \quad (4)$$

ここで $u_{N,pad}$ は垂直方向変位を表し、生じる摩擦力 F_f は自由度(DOF) $u_{T,pad}$ に適用される。 $-F_f$ は DOF $u_{T,disk}$ に適用される。 T は接線方向を表す。

垂直力は接点間の相対変位(rel)によって決定され、式(5)を得る。

$$F_{T,rel} = -\mu \times K_s \times u_{N,rel} \quad (5)$$

式(2)から(5)にて運動方程式(1)を変換した。

$$[M_g]\{\ddot{v}\} + [C_g]\{\dot{v}\} + [K_g]\{v\} = -\mu[K_f]\{v\} \quad (6)$$

ここで M_g と、 C_g と K_g は、それぞれ一般化自由度を含む質量、減衰および剛性のマトリックスであり、DOFのベクトルは、式(7)で表される。

$$\{v\} = \begin{Bmatrix} u \\ \vdots \\ u_{N,rel} \\ u_{T,rel} \end{Bmatrix} \quad (7)$$

そして摩擦の項は、式(8)で表せる。

$$[K_f] = \begin{bmatrix} [0] & [0] & [0] \\ [0] & [0] & [0] \\ [0] & [K_{TN}] & [0] \end{bmatrix} \quad (8)$$

式(6)をラプラス変換して式(9)を得る。ここで、減衰項 $[C_g]$ は運動方程式を単純にする目的から安定性解析では方程式より外し、最終的な安定性解析において減衰曲線を定義する。

$$s^2[M]\{\bar{v}\} + [K]\{\bar{v}\} = -\mu[K_f]\{\bar{v}\} \quad (9)$$

ここで、 $\{\bar{v}\} = \text{Laplace}\{v\}$

式(9)をモーダル領域に変換するために

$$\{\bar{v}\} = [\psi]\{\bar{\gamma}\} \quad (10)$$

とおく。ここで $[\psi]$ はモード形態、 $\{\bar{\gamma}\}$ はモーダル変位を表す。

式(9)にあらかじめ $[\psi]^T$ を掛けておき、(10)を式(9)に代入し、最終的にモーダル領域のシステムの運動方程式が式(11)に示すように得られる。

$$\left(s^2 + \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \omega_2^2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & \omega_n^2 \end{bmatrix} + \mu[\Lambda_f] \right) \{\bar{\gamma}\} = \{0\} \quad (11)$$

ここで ω_i は i th の非減衰システムの固有振動数である。

$[\Lambda_f]$ は摩擦の定義式(8)より式(12)で表せる

$$[\Lambda_f] = [\psi]^T[K_f][\psi] = K_s \cdot f([\psi_{T,rel}], [\psi_{N,rel}]) \quad (12)$$

$\psi_{T,rel}$ は接触点の接線方向モード形態である。

$\psi_{N,rel}$ は接触点の鉛直方向モード形態である。

モーダル領域の運動方程式(11)のパラメータは、非摩擦システムのノーマルモード解析から得ることができる。パラメータは固有振動数と接触点のモード形態であり、すべての値は実数値であるので精度が高い。式(11)より複素固有値は Math Works 社の Matlab のような数値解析ソルバにて計算される。異なった摩擦係数での複素固有値評価においても、モデルの再セットアップの必要はなく結果はすぐに得られるため、従来比70%以上の大幅な計算時間短縮を可能にする。

2.2. 不安定モードの新しい評価尺度

複素固有値解析で実部の大きさは、スキール鳴きの発生の可能性を提供してくれるが、どのくらいの鳴きの大きさであるのかの情報は提供しない。

また、モデルの精度、拘束条件、境界条件、部品の公差による解析モデルの固有振動数のバラツキは、連成する二つのモードの間隔よりも大きくなることがあり、複素固有値解析による予測に大きな影響を与えてしまうことがある。鳴きの安定性を評価する手法として、システムが潜在的にどの程度不安定かどうかを決めるための評価尺度も必要である。カップリング力が強いとき、ブレーキシステムは非常に鳴きやすい特性を持っている。カップリング強さの物理的な意味は摩擦係数が0から増加するとき固有値がどれだけ早く集中するかである。

連成するモードのカップリング強さを定性的に表すことで、新しい評価尺度を定義した。

摩擦係数が増加するとき集中して発散する不安定な二つのモード間のカップリング強さは式(13)の CS_{il} によって表現される⁽¹⁾。

$$CS_{il} = \frac{[\Lambda_f]_{il} \cdot [\Lambda_f]_{li}}{(\omega_i^2 - \omega_l^2)} \quad (13)$$

筆者らは、ブレーキ・スキール鳴きの可能性を評価するために複素固有値および新しい鳴き評価尺度としてカップリングの強度(CS)を使用する。

3. 二輪車におけるブレーキ鳴き解析の実例

3.1. 二輪車のブレーキシステムの構造

本研究で用いた二輪車用ブレーキシステムは、Fig. 1 に示すようなツインピストンのフローティング型キャリパである。キャリパはサポートを介してフロントフォークにボルトで締結されている。ブレーキディスクはホイールにボルトで締結されている。



Fig. 1 Front brake system of test motorcycle

3.2. スキール鳴き現象の把握

スキール鳴きは、実車を使ったブレーキ鳴きテストにて確認した。速度、減速度、温度、作動液圧などをパラメータとして、ユーザがブレーキを使用する状況をシミュレートしたマトリクスモードにてスキール鳴きの特性を判断した。試験結果から、Fig. 2 に示すように低減速度域にて1.2kHz 付近のスキール鳴きが発生していることが判った。

3.3. 解析モデルの作成と相関性

3.3.1. 解析のコンポーネントモデル

ディスク、キャリパ、フリクションパッド、サポート、ホイールを FE モデル化した。最終的に信頼性の高いブレーキ系モデルにするためには、各コンポーネント毎にインパクト加振テストと FEM の周波数応答関数(FRF)が高い相関性を持つ必要がある。そのためにモデルジオメトリと物性値は正確な値に調整し用いている。Fig. 3にディスクの計測位置を、Fig. 4 に加振テストの結果と FEM 結果の相関性を示す。

他の構成部品に関しても同様に相関をとった。他の例として Fig. 5 にキャリパの計測位置を、Fig. 6 に加振テストの結果と FEM 結果の相関性を示す。

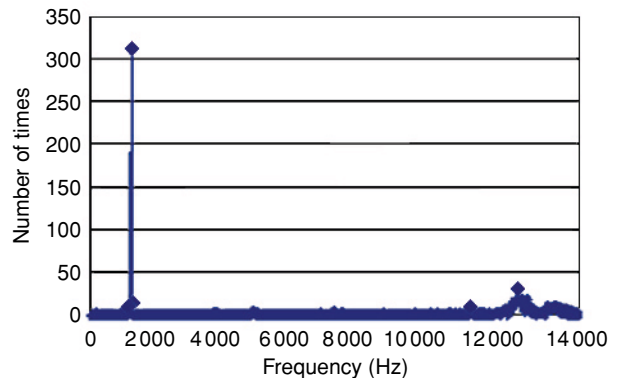


Fig. 2 Histogram of squeal noises

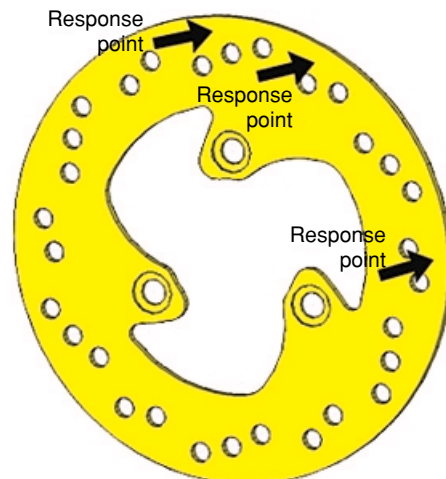


Fig. 3 FRF measurement points

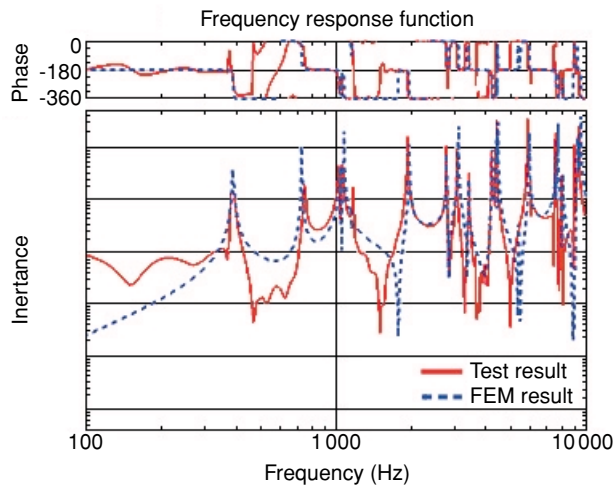


Fig. 4 Correlation sample of disc

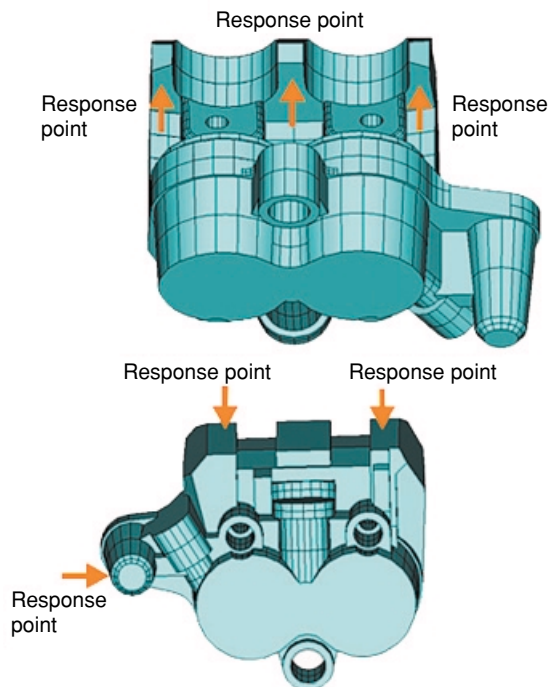


Fig. 5 FRF measurement points

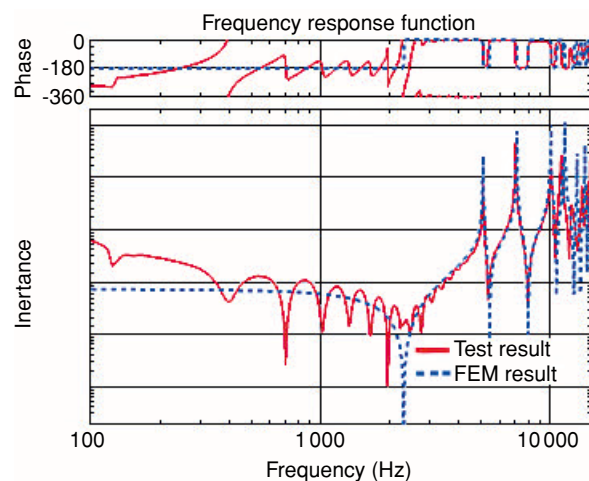


Fig. 6 Correlation sample of caliper

3.3.2. サブシステムの構築と相関性

ブレーキシステムに取り付けられる各パーツの締結条件は各コンポーネント毎にサブシステムを定義しその相関性確認によって適正値を決定した。

(1) ブレーキディスクとホイールのサブシステムのモデル化

Fig. 7 に示すようにブレーキディスクはホイールにボルトで締め付けられている。ディスクとホイール間の締結条件は問題とする周波数領域においてFRFの相関性が得られるように決定した。Fig. 8にホイールとディスクのサブシステムの相関性を示す。

(2) キャリパとフロントフォークのサブシステムのモデル化

実車では、キャリパはフロントフォークにサポートを介してボルトで締結されている。キャリパとサポートフォーク間の締結条件、およびサポートとフロントフォーク間の拘束条件も同様に決定した。

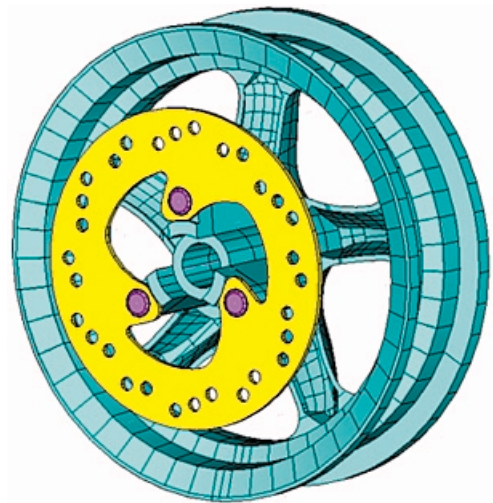


Fig. 7 Sub-system of wheel and brake disc

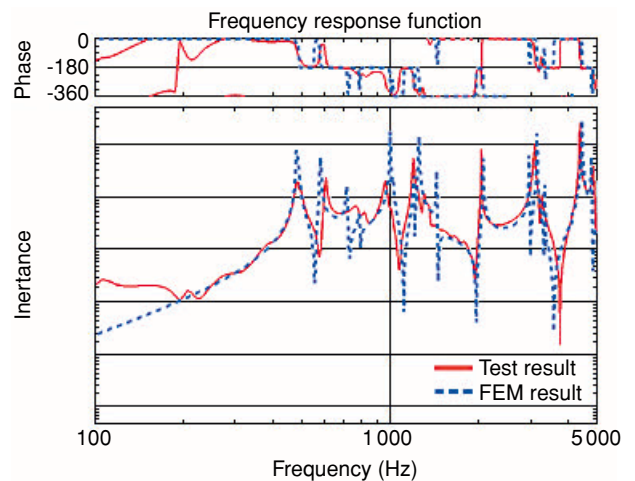


Fig. 8 Correlation of sub-system of wheel and brake disc

3.3.3. システムモデルの構築と相関性

ブレーキシステムモデルは各サブシステムを組み合わせ、ピストン、摺動部、摩擦面等は境界条件を設定し構築した。

ブレーキ鳴きが発生する条件における FRF 計測結果との相関をとり各境界条件の調整をした。これによって実車状態の FRF 特性を持ったブレーキシステムモデルが得られた。Fig. 9 にシステムモデルを示す。Fig. 10 に相関性を示す。鳴きが発生している周波数領域において解析モデルと実車の特性には相関性があり、境界条件の妥当性を検証した。

鳴きの発生する条件の違いは、境界条件を調整することで対応できる。

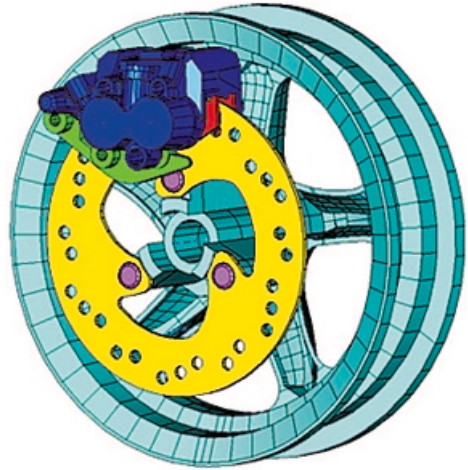


Fig. 9 Brake system model

4. 解析結果とモードの特定

4.1. 解析結果

システムモデルのノーマルモード解析を行い、モーダル領域の運動方程式に必要なパラメータを算出した。異なる摩擦係数とともに数値解析ソルバに入れ根軌跡(Fig. 11 の左)、カップリング強度(Fig. 11 の中央)を計算した。

この結果は実車測定で得られる 1.2KHz 付近のスキール鳴き現象(Fig. 11 の右)を良く表しており、本手法が有効であることを示している。

4.2. 不安定モードの特定

連成する二つの不安定なモードは新しい尺度より 1220Hz と 1260Hz のモードであることが容易に識別できた。二つの不安定なモードシェーブを観察した。Fig. 12 に連成しているペアのモードシェーブを示す。

1220Hz のモードはディスクの“2.5 直径節モード”である。1260Hz はホイールハブのねじれモードである。この手法により鳴きに起因するモードの特定ができた。

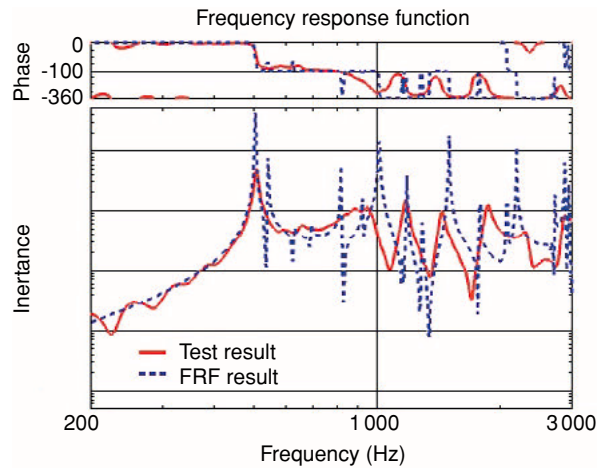


Fig. 10 Correlation in brake system model

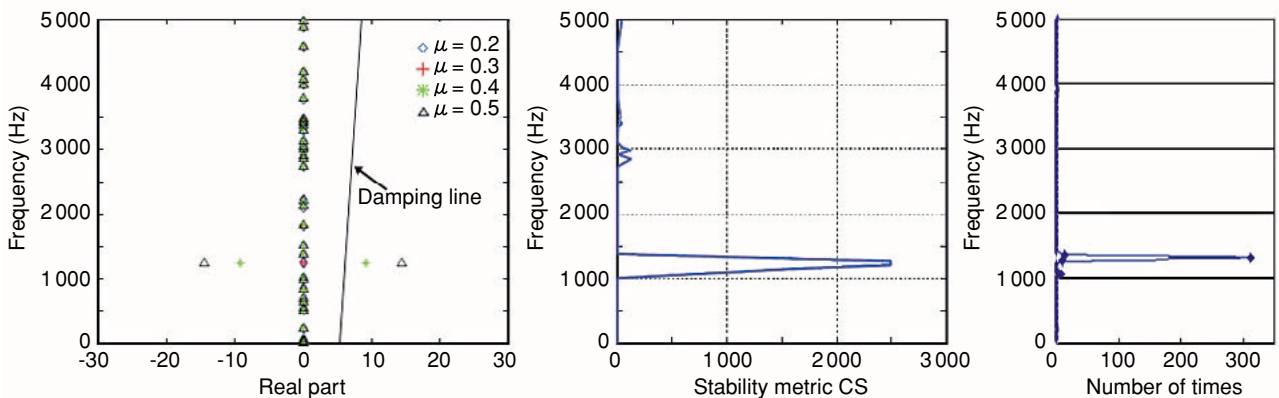


Fig. 11 Correlation between root locus plots, squeal noises and stability metric

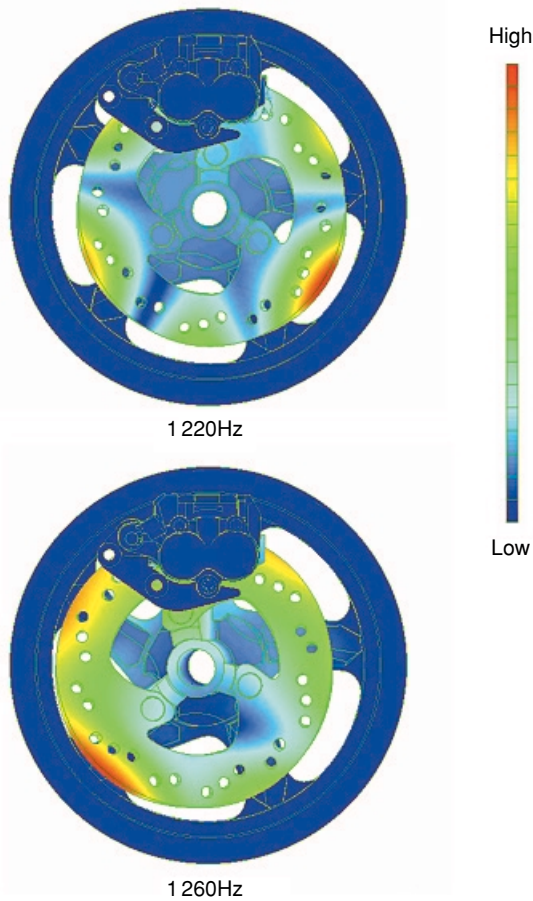


Fig. 12 Mode shape, pair modes

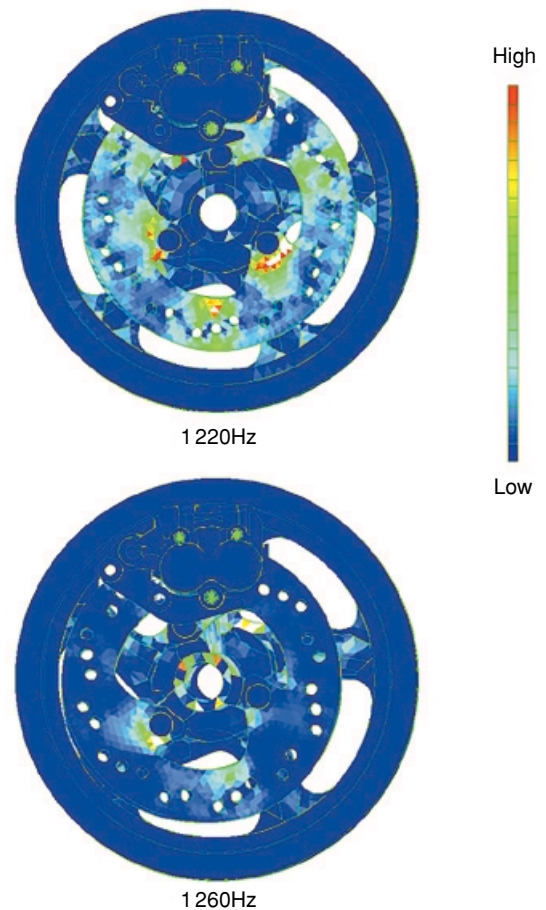


Fig. 13 Strain energy, pair modes

5. 対策の検討

5.1. 対策仕様の考え方

システムの強い連成モードは μ が増加するにつれて集中し発散する。このことから、スキール鳴き問題を解決するためには二つの方法がある。第1の方法は不安定なモードを分離することである。それは摩擦係数の影響を受けても高い正の減衰を持たないように連成する二つのモードの固有値を離すことである。第2の方法は不安定なモードのカップリング力を減らすことである。この両面から形状を検討することが、ブレーキスキール鳴きの対策となる。

5.2. 対策仕様の検討

本稿では連成しているモードの分離を検討した。そのためには歪エネルギーの高い部分に着目して対策することが効果的である。

Fig. 13 に連成しているペアモードの歪エネルギーを示す。Table 1 に連成しているペアモードの各部位毎の歪エネルギー寄与率を示す。1220Hzのモードはディスク取り付け

Table 1 Contribution rate of strain energy

	Mode number 14 Frequency 1 220(Hz)	Mode number 15 Frequency 1 260(Hz)
Parts group	Strain energy (%)	
Pad A	0.37	0.6
Pad B	0.5	0.52
Bolt	0.37	0.3
Support	0	0.04
Caliper	0.64	2.44
Backplate A	0.49	0.14
Backplate B	0.06	0.1
Disc	57.1	17.08
Spring Ks	10.7	34.95
Beam	0.03	0.12
Wheel	30.2	43.71

部分に高い歪エネルギーがある。1260Hzのモードはホイールハブに高い歪エネルギーがある。ここではディスク取り付け部分の形状を変更しモードの固有値を変化させることで、連成モードの分離を3.3%増加させる設計仕様が見つかった。

6. 設計変更仕様の評価

6.1. 安定性解析

ベース仕様と設計変更した仕様の根軌跡，カップリング強度を Fig. 14 に示す。設計仕様の変更は正の減衰とカップリング力を減少させ，鳴かない予測と鳴きにくさの予測ができた。

6.2. 試作品の評価

Fig. 15 に示すように予測された FRF と実験での FRF の相関が取れ，設計変更仕様と試作品の特性が一致し，仕様どおりの対策品ができたことが確認された。

6.3. 実車によるブレーキスキール鳴き確認

スキール鳴きは，実車を使ったブレーキ鳴きテストにて確認した。速度，減速度，温度，作動液圧などをパラメータとして，ユーザがブレーキを使用する状況をシミュレートしたマトリックスモードにてスキール鳴きの特性を判断した。

Fig. 16 にベース仕様と対策仕様のスキール鳴き発生頻度を示す。問題としていた 1.2kHz 付近のスキール鳴きがなくなり，鳴き対策効果が確認できた。左のグラフは鳴きの発生周波数を示し，右は各条件における発生頻度を示す。

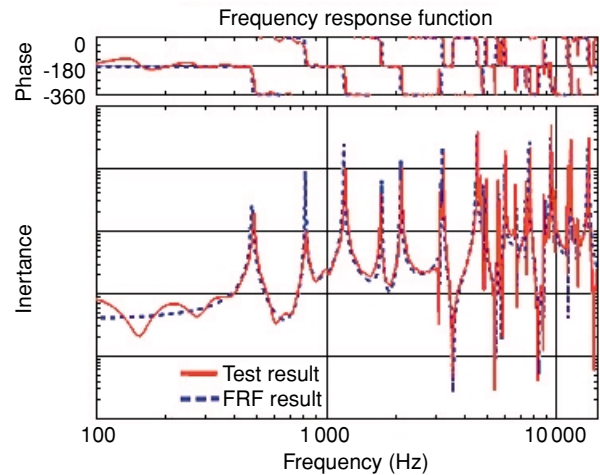


Fig. 15 Correlation between experiments and predicted values

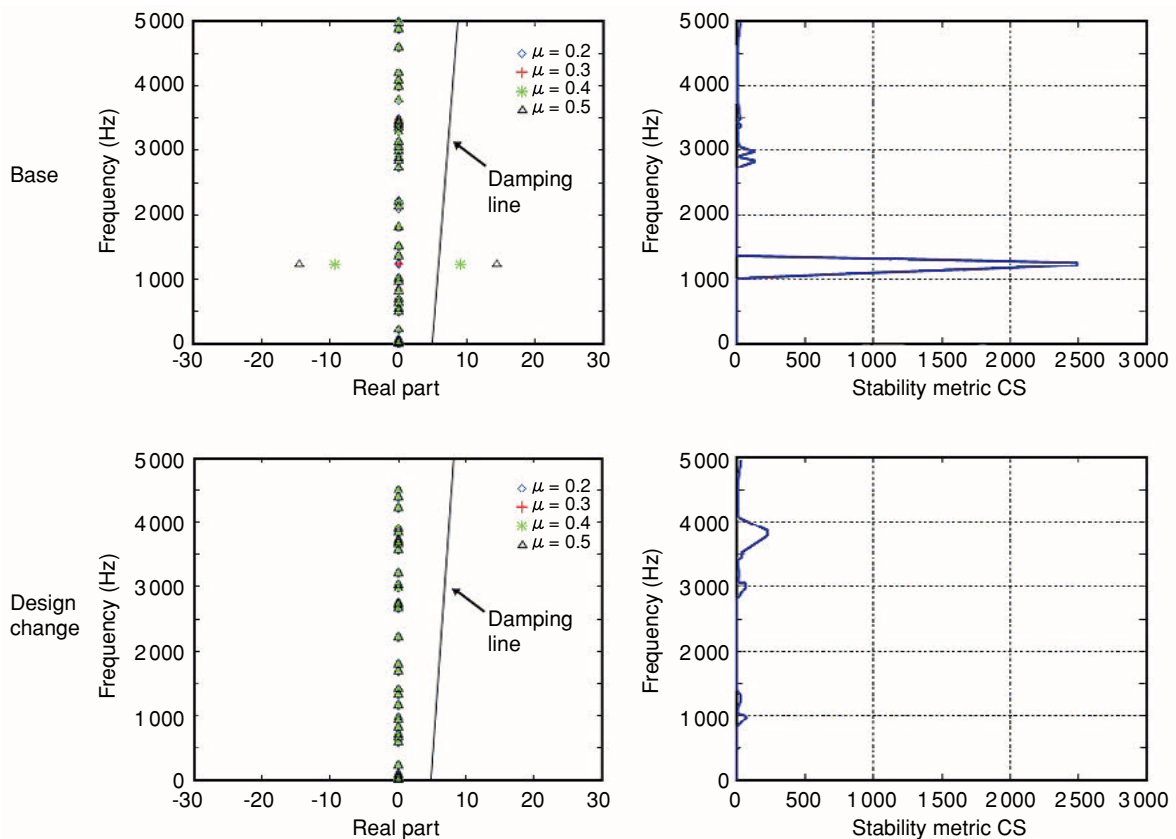


Fig. 14 Stability analysis of base specifications and specifications of design change

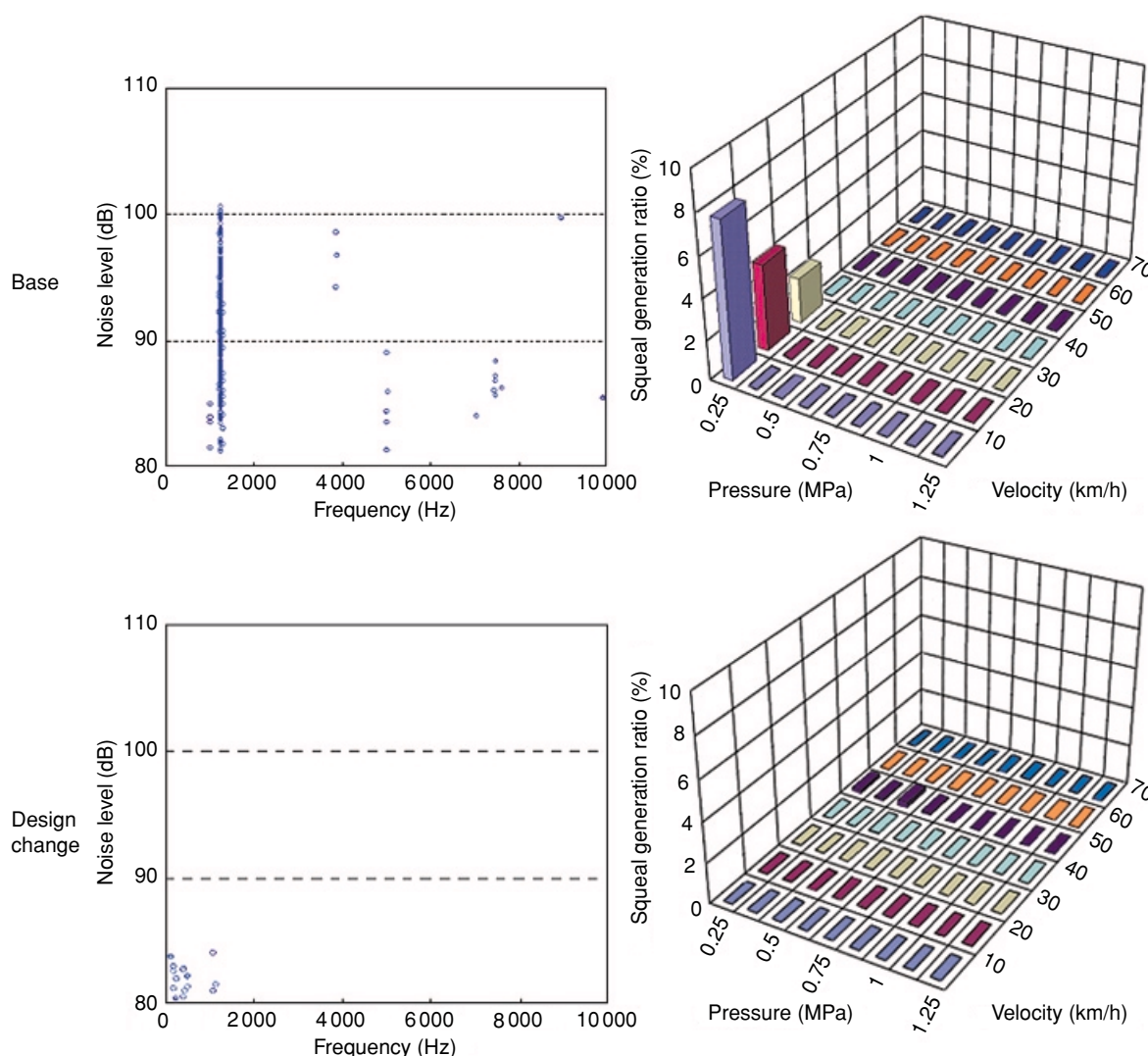


Fig. 16 Result of brake squeal noise tester matrix mode in base specifications and specifications of design change

7. 結論

二輪車の低周波ブレーキスキール鳴き現象を簡便に短時間で解析する手法を開発した。

- (1) 複雑なシステムの運動方程式を実挙動領域から、モーダル領域に変換することで方程式を非常に簡単にし、実固有値解析結果を基に複素固有値解析を短時間で計算する手法を構築した。
- (2) ブレーキシステムの二つの振動モードが連成してブレーキ鳴きが発生する不安定モードをカップリング強さで評価する新しい尺度を定義した。
- (3) ブレーキシステムの鳴き発生状態を忠実に表現する境界条件の設定手法を構築した。
- (4) ブレーキ鳴き発生モードの歪エネルギー寄与率の高い部分の形状を見直すことにより、効果的に対策することができた。

以上より、鳴きに影響を及ぼすモードの特定と対策手法

が明確になり、本手法は設計段階での鳴き予測検討に有効であることを確認した。

参考文献

- (1) A New Analysis Method For Brake Squeal Part 1: Theory For Modal Domain Formulation And Stability Analysis, SAE NVC 2001-01-1600

■ 著 者 ■



中田 博之



小林 清志



梶田 昌史