3304 ディスクブレーキの鳴きに関する一考察

Inquiry about Squeal of a Disk Brake

○ 吉原 聖 (東京農工大学) 正 鎌田崇義 (東京農工大学)

正 永井正夫 (東京農工大学) 久米村洋一 (トキコ株式会社)

Satoshi YOSHIHARA, Takayoshi KAMADA, Masao NAGAI

Tokyo University of Agriculture and Technology, 2-24-16 Naka-cho, Koganei-city, Tokyo

Yohichi KUMEMURA

TOKICO-Co., 1-6-3 Fujimi, Kawasaki-ku, Kawasaki-city, Kanagawa

This paper describes the numerical results about squeal of disk brake. The squeal considered in this paper is low frequency squeal (1.8~2.5kHz), and has coupled vibration modes between rotor and caliper through pads. To investigate the mechanism of low frequency squeal, disk brake is modeled as a two-degree-of-freedom model. The brake system become unstable and occur the squeal when the coefficient of friction is relatively high. And to make the stiffness of caliper bigger, the squeal is restrained.

From the analysis, it was made clear that the coefficient of friction between rotor and pads, and stiffness of caliper (especially the stiffness of trailing side) had grent influence to the low frequency squeal. So in design of the real brake system, these values are very important to restrain the low frequency squeal.

Key Words : Frictional Vibration, Self-Excited Vibration, Stability, Disk Brake, Squeal

1. 緒 言

現在, 自動車用ディスクブレーキにおいて要求されるのは, 制動性能はもちろん, 制動時に発生するブレーキノイズを防止して快適性の向上を図ることも重要な課題の一つとなっている⁽¹⁾. ブレーキノイズとしては, ブレーキの鳴きやグロウン音などが一般に知られているが, その中でもブレーキの鳴きは, その周波数が数 kHz から 10 数 kHz に及び, 實際上最も問題となりやすい⁽²⁾. また, エンジンなどの騒音が低減される一方で, 鳴きは相対的に大きな騒音源となっており, とりわけ高級車には極めて頭の痛い問題である. その対策として, 実機においては剛性を上げることで鳴きを抑えるといったことが行われており, 一定の効果を上げている⁽³⁾. しかし, 理論的な立場からは, ブレーキの鳴きは古くから研究されていたにも関わらず, いまだに根本的な解決に至っていないのが実状である.

従来の自動車用ディスクブレーキの鳴きは, ロータとパッドとの摩擦による連成振動で, キャリパはあまり振動しない

タイプのものであった. しかし, ディスクブレーキが大型化するにつれて, ロータとキャリパがパッドを介して連成振動するタイプの鳴きがしばしば生じてきている. その周波数も従来のおよそ 5kHz 以上の高周波鳴きから, 1.8~2.5kHz の低周波鳴きへと変化している⁽⁴⁾.

ブレーキの鳴きは, パッドとロータとの摩擦により発生する摩擦振動に起因し, 特にパッドが接触, 非接触のサイクルを繰り返すときに発生する. 多くは摩擦振動がブレーキ構造体に伝達され, 部材の共振などによる増幅作用を受けて大きな音になることから, 摩擦振動とその増幅作用が主な要因である.

そこで本研究では, 摩擦振動発生メカニズムを知るために, 簡単な 2 自由度系に対して理論的な検討を行う. とくに, 摩擦係数と接触剛性に注目して, ディスクブレーキの鳴きと摩擦振動発生メカニズムとの関係を調べる.

2. 解析モデル

図1に示すような剛体ブロック系を対象にして分布する摩擦によって起こされる摩擦振動を解析する。この解析モデルとディスクブレーキの対応を考えると、キャリアを2つのばねで支持された剛体ブロックとして車体側（inner側）のみを考慮し、ロータは振動しない剛体と見なし、パッドを接触ばねでモデル化していることに相当する。なお、ロータが回転してキャリアに入ってくる側を leading 側、出てくる側を trailing 側と呼ぶ。自由度は、垂直方向と回転方向の2自由度としている。

Fig.1 Analytical model

2.1 記号の定義

表1に解析モデルに用いた記号の定義を示す。

Table1 Characteristics of analytical model

M	キャリアの質量
J	キャリアの重心回りの慣性モーメント
L	キャリアの幅
h	キャリアの厚み
a_L	キャリアの重心と leading 側支持ばねとの距離
a_T	キャリアの重心と trailing 側支持ばねとの距離
k_L	leading 側支持ばね
k_T	trailing 側支持ばね
$\tilde{k}$	分布接触ばね
μ	摩擦係数
f	摩擦力

2.2 運動方程式

ブロックの垂直方向変位 x および重心回りの回転角 θ に関する運動方程式を (1) に示す。

$$M\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{0} \quad (1)$$

ここに、 $\mathbf{X} = (x, \theta)^T$ 、肩号 T は転置記号であり、

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & J \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix}$$

$$k_{11} = k_L + k_T + \tilde{k}L$$

$$k_{12} = a_L k_L - a_T k_T$$

$$k_{21} = a_L k_L - a_T k_T - \mu \tilde{k} h L$$

$$k_{22} = a_L^2 k_L + a_T^2 k_T + \tilde{k} L^3 / 12$$

と表される。

運動方程式 (1) において、剛性行列が摩擦のために非対称性を有する。これが、摩擦による不安定振動の原因である。式 (1) の固有値解析から、安定性が判別される⁽⁵⁾。すなわち、特性方程式の根に1つでも実部が正の根が存在すると不安定、すなわち、摩擦振動が発生する。式 (2) に特性方程式を示す。

$$MJ\lambda^4 + (k_{11}J + k_{22}M)\lambda^2 + (k_{11}k_{22} - k_{12}k_{21}) = 0 \quad (2)$$

今回は図1に示す解析モデルにおいて、どのような条件のときに不安定系になるかを探り、シミュレーションを行った。

3. シミュレーション結果及び考察

シミュレーション条件においては、キャリアの重心に変位 $x = 1.0 \times 10^{-7}$ を下向きに与え、このときの垂直方向加速度、回転方向加速度の時系列応答を見る。また、シミュレーションで使用したパラメータの値を表2に示す。本モデルのパラメータは、低周波鳴き 2kHz を対象として設定した値である。ここでは、今回行った (1) 摩擦係数を変化させた場合、(2) k_T を変化させた場合の結果について示す。

Table2 Value of parameters

M	2.2 kg	a_L	2.13×10^{-2} m
J	2.64×10^{-3} kgm ²	a_T	2.13×10^{-2} m
L	0.12 m	k_L	4.26×10^7 N/m
h	0.015 m	k_T	2.50×10^7 N/m
$\tilde{k}$	2.55×10^9 N/m ²		

(1) 摩擦係数を変化させた場合

まず、摩擦係数 μ をいろいろと変化させていき、安定性の影響についてシミュレーションを行った。 $\mu = 0.38$ のときの時系列応答を図2に、 $\mu = 0.39$ のときの時系列応答を図3に示す。図2、3の (a)、(b) はそれぞれ垂直方向加速度、回転方向加速度を表す。すると、摩擦係数 $\mu = 0.38$ 、 $\mu = 0.39$ を境に安定、不安定となることが分かった。この現象が、構造的

(a) Vertical acceleration

(b) Rotational acceleration

Fig.2 Time series response ($\mu = 0.38$)

にどのようなになっているのか知るために、前章で述べた式(2)を念頭におきながら、特性根、剛性行列の非対角項について調べ、安定性を判別した。

摩擦係数 $\mu = 0.38$, $\mu = 0.39$ のときの剛性行列の非対角項の値 k_{12} , k_{21} および特性根 λ を表 3 にまとめた。 λ に関して、 $\mu = 0.39$ のときに実部が正の根が存在することが分かった。このことにより系が不安定、つまり摩擦振動が発生していることが確認できた。また k_{12} , k_{21} の値に関して調べてみると、どちらの摩擦係数においても k_{12} , k_{21} の符号が負であることが分かった。このことにより、構造的に摩擦振動を生じるためには、特性根の実部が大きく関わることが分かった。

(2) k_T を変化させた場合

次に、trailing 側支持ばね k_T をいろいろと変化させていったときの安定性の影響について、摩擦係数を一定(ここでは、 $\mu = 0.39$) としてシミュレーションを行った。 $k_T = 2.51 \times 10^7 \text{ N/m}$ のときの時系列応答を図 4 に示す。図 4 においても (a), (b) はそれぞれ垂直方向加速度、回転方向加速度を示

(a) Vertical acceleration

(b) Rotational acceleration

Fig.3 Time series response ($\mu = 0.39$)

Table3 Numerical computational results

μ	k_{12}	k_{21}	λ
0.38	374880	-1369620	$\pm 1.26 \times 10^4 i$ $\pm 1.27 \times 10^4 i$
0.39	374880	-1415220	$8.6 \pm 1.27 \times 10^4 i$ $-8.6 \pm 1.27 \times 10^4 i$

す。すると $k_T = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$, $k_T = 2.51 \times 10^7 \text{ N/m}$ を境に安定、不安定になることが分かった。このことから、前節の結果と比較して、摩擦係数がある値を境に発振していた場合でも、 k_T を変えることで、つまり剛性を変えることで発振現象が変わることが分かった。次に前節同様、特性根、剛性行列の非対角項についても調べ、安定性を判別した。 $k_T = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$, $k_T = 2.51 \times 10^7 \text{ N/m}$ のときの剛性行列の非対角項の値 k_{12} , k_{21} および特性根 λ を表 4 にまとめた。 λ に関して、

(a) Vertical acceleration

(b) Rotational acceleration

Fig.4 Time series response ($k_r = 2.51 \times 10^7 \text{ N/m}$)

Table4 Numerical computational results

k_r	k_{12}	k_{21}	λ
2.5×10^7	374880	-1415220	$8.6 \pm 1.27 \times 10^4 i$ $-8.6 \pm 1.27 \times 10^4 i$
2.51×10^7	372750	-1417350	$\pm 1.26 \times 10^4 i$ $\pm 1.27 \times 10^4 i$

$k_r = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ のときに実部が正の根が存在することが分
かり、系が不安定であることから、摩擦振動が発生している
ことが確認できた。また、剛性行列の非対角項の値 k_{12} 、 k_{21} に
関して調べてみると、前節同様どちらにおいても k_{12} 、 k_{21} の
符号が負であることが分かった。

4. 結 言

本研究より得られた結果は、以下のようにまとめられる。

- (1) 摩擦係数のある値を境に、系が不安定になり、摩擦振動
が起こることが確認できた。
- (2) 摩擦振動を発生させるには、特性方程式の根に 1 つでも
実部が正の根が存在すれば、系が不安定になることが確認で
きた。
- (3) trailing 側支持ばね k_r の値によって、鳴きの発生状況
が変化することが分かった。今回の結果からは、摩擦係数を
不安定になるときにした場合でも、ある値を境に系が安定、
不安定になり、摩擦振動が起こることが分かった。つまり、
trailing 側支持ばね k_r の大きさが、摩擦振動の発生に影響し
ていると言える。このことは、ディスクブレーキの鳴き防止
設計に、重要な指針を与えると考えられる。

文 献

- (1) 自動車工学全書編集委員会，自動車工学全書 全 26 冊
(12 巻 タイヤ，ブレーキ)，1980，145-146，山海堂。
- (2) 原田 宏・岡村廣正・西脇正明・池内孝広，ブレーキノ
イズに関する研究 (第 2 報，ディスクブレーキの鳴きの
場合)，機論，55-512，C (1989)，932-939。
- (3) 脇 和文，ブレーキの鳴きに関する研究 (ブレーキ各部
の剛性の影響について)，1999，1-8。
- (4) 末岡淳男・劉 孝宏・白水健次・市場保昭，自動車用フ
ローティング型ディスクブレーキの鳴き (第 1 報，鳴き
発生とパッド/ロータ間の接触位置関係の実験)，機論，
67-658，C (2001)，1719-1726。
- (5) 末岡淳男・金光陽一・近藤孝広，機械振動学，(2000)，
173-180，朝倉書店。