ディスクブレーキ鳴き発生時の振動現象*

栗田 裕^{*1}, 松村 雄一^{*1}, 伊藤 敦^{*2}
田村 勉^{*3}, 大浦 靖典^{*3}

Squeal Vibration in Disk Brake

Yutaka KURITA^{*4}, Yuichi MATSUMURA, Atsushi ITO,
Tsutomu TAMURA and Yasunori OURA^{*4} Department of Mechanical Systems Engineering, University of Shiga Prefecture,
2500 Hassaka-cho, Hikone-shi, Shiga, 522-8533 Japan

This study presents experimental and analytical results of squeal vibration in the disk-pad-caliper system, which is modeled after an actual disk brake. The system consists of a disk clamped along an inner edge and a pad supported by a plate spring (caliper). The frequency of squeal becomes higher as the thickness of the plate spring becomes large, and as the thrust load grows large. The squeal vibration of the disk near the contact area between the disk and the pad has translational motion, and the squeal vibration of this pad-caliper has translational and rotational motion. The disk and the pad-caliper vibrate with the same amplitude and the same phase at a point in the contact area. Therefore we analyzed the disk-pad-caliper system as a pin-disk model, which combined the disk with the pad-caliper by the point.

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

1. 結 言

回転する円板の両面に摩擦材を押し付けて制動するディスクブレーキは、安定した効きを発揮するブレーキとして、自動車用ばかりでなく鉄道車両や産業機械などにも幅広く用いられている。ディスクブレーキは、制動力が押付力に比例するため、ブレーキの効きを調整しやすく、また放熱性も優れているので、高速ブレーキや繰り返しブレーキにも安定した効きを発揮する。軽量で効きのよいディスクブレーキが開発される反面、低速制動時に発生するキーという甲高い鳴きの発生メカニズムは、未だ十分に解明されていない。

自動車用のドラムブレーキやディスクブレーキの鳴きに関する研究は、古くから数多く行われてきた。初期の頃の研究では、摩擦係数がすべり速度に対して右下がりになること ($\mu-V$ 特性の負勾配) が原因で摩擦振動が発生し鳴きになると考えられていた。しかし、摩擦特性だけで説明できない現象も多く、現在では、多自由度系の運動の連成によって生じる不安定性と鳴きの発生を関連づける研究が行われている^{(1)~(5)}。

本研究では、実際のディスクブレーキの代わりに、構造が簡単な模擬的な装置を用いて、鳴き発生時の振動現象を明らかにする。実際のディスクブレーキには、ディスクの寸法や構造、摩擦材の大きさや支持方法、押付荷重の与え方など鳴き発生に影響を及ぼす因子が数多く存在する。これらの因子のうち、本研究では、パッドの支持剛性に着目した。パッドを板ばねで支持することにより、パッドの運動を並進方向と回転方向の2自由度に拘束する。板ばねで支持したパッドを、回転するディスクに押し付けて、鳴きを発生させる実験を行い、鳴き発生時の振動を測定する。また、ディスクやパッド支持部を集中定数系でモデル化して運動方程式を導き、垂直力と摩擦力を通して連成する多自由度系の安定解析を行う。

2. 実験装置

2・1 試験片形状 実験に用いたディスクの形状を図1(a)に示す。ディスクは内周部を厚くして、内周固定・外周自由の境界条件を満たすようにした。ディスク各部の寸法は、外径 250mm, 内径 100mm で、板厚は $h=6, 8, 10\text{mm}$ の3種類である。

次に、パッド・キャリパの形状を図1(b)に示す。パッドは、一般の自動車用のものを $20\text{mm} \times 20\text{mm}$ に切り抜き使用した。パッドを支持する板ばねの寸法は、長さ 80mm, 幅 20mm とし、板厚 $t=0.5, 1, 1.5, 2\text{mm}$ の4種類を用いた。また、板ばねを取り付ける台は、

* 原稿受付 2003年8月21日。

^{*1} 正員、滋賀県立大学工学部(☎522-8533 彦根市八坂町2500)。^{*2} 正員、(株)小松製作所(☎923-0392 小松市符津ツ町23)。^{*3} 学生員、滋賀県立大学大学院工学研究科。

E-mail: kurita@mech.usp.ac.jp

鳴きに影響を及ぼさないよう、十分剛となるように設計した。

2.2 鳴き試験機 鳴き試験機の概要を図2に示す。内周固定・外周自由の境界条件をもつディスクに、板ばねに取り付けたパッドを押し付けた。押付荷重は50, 100, 150Nの3種類である。押し付ける位置は、ディスクの回転軸と同じ高さで半径110mmの円周上とした。ディスクをギア付きACサーボモータにより一定の回転数40rpmで回転させ、ディスク・パッド間を連続スリップ状態にして鳴きを発生させた。

2.3 ディスクの振動特性 内周固定・外周自由の境界条件をもつディスクの振動特性を、打撃加振試験で求めた。表1に、板厚 $h=6, 8, 10$ mmのディスクの固有モードと固有振動数を示す。表中の2-0モードは、節直径が2本、節円が0の固有モードを表す。表1から、節直径の数が増えるにつれて固有振動数が増加していることがわかる。

2.4 パッド・キャリパの振動特性 パッド・キャリパの振動特性を打撃加振試験で測定した。表2に、板ばね厚さ $t=0.5, 1, 1.5, 2$ mmのときの固有モードと

固有振動数を示す。表中の1-1モードは、板幅方向、長手方向ともに振動の腹が1つある板ばねの曲げモードを表し、このときパッドは面外方向に並進運動を行う。また、1-2モードは、板幅方向に振動の腹が1つ、長手方向に腹が2つある曲げモードを表し、パッドは水平軸まわりに回転運動を行う。

3. 鳴き実験

3.1 鳴き周波数 パッドを支持する板ばねの厚さや押付荷重が鳴きの周波数にどのような影響を与えるのかを調べた。ディスク・パッド間を連続スリップ状態にして発生させた鳴き音を、ディスクの軸心に対して 45° の方向に40cm離して設置した精密騒音計で測定し、FFTアナライザで周波数分析した。

図3に、ディスクの厚さが6mm、押付荷重が100Nのときの鳴き音の周波数分析結果を示す。図3から、板ばね厚さが0.5, 1.0mmのときの鳴き周波数は2kHzぐらいであり、板ばね厚さを1.5, 2.0mmにすると、

Fig.1 Shape of specimen

Table1 Natural frequencies of disk [Hz]

Natural vibration mode	h	2-0 Mode	3-0 Mode	4-0 Mode
Natural vibration mode	6	920	1370	2168
	8	1168	1776	2916
	10	1376	2152	3448
	h	5-0 Mode	6-0 Mode	7-0 Mode
	6	3224	4504	5984
	8	4200	5856	7744
	10	5128	7112	9368

Fig.2 Experimental apparatus

Table2 Natural frequencies of pad-caliper [Hz]

Natural vibration mode	t	1-1 Mode	2-1 Mode	1-2 Mode
Natural vibration mode	0.5	227	249	424
	1.0	496	606	1084
	1.5	720	1000	1592
	2.0	1025	1464	1984

鳴き周波数が 3kHz 付近に上がっていることがわかる。

図 4 に、ディスクの厚さを 6, 8, 10mm, 板ばね厚さを 0.5, 1.0, 1.5, 2.0mm, 押付荷重を 50, 100, 150N と変えたときの鳴き周波数の変化を示す。図中の破線は、2・3 節で示したディスク単体の固有振動数である。図 4 から、どの板厚のディスクにおいても、鳴き周波数はディスク単体の固有振動数付近にあることがわかる。このことは、鳴きの発生において、ディスクの振動特性が大きな影響を与えていることを示している。また、図 4 から、押付荷重を大きくしていくと、鳴き周波数が 1 つ上のディスクの固有振動数付近に移っていることがわかる。さらに、板ばね厚さが大きいときほど発生する鳴きの周波数も高くなっている。

3・2 鳴き音圧レベル 押付荷重を大きくしていくと、発生する鳴きの音圧レベルがどのように変わるのかを調べた。図 5 に、ディスクの厚さが 6mm, 板ばねの厚さが 0.5, 1.0, 1.5, 2.0mm のときの押付荷

重と鳴きの音圧レベルの関係を示す。

図 5 から、板ばねの厚さが 0.5, 1.0mm のときは、押付荷重を大きくしていくと、鳴き周波数が 1300Hz から 2032Hz に切り換わることがわかる。押付荷重が小さいときは、1300Hz の鳴きの音圧レベルが大きくなっているが、押付荷重が大きくなると、1300Hz の鳴きの音圧レベルは低下し、代わって 2032Hz の鳴きの音圧レベルが大きくなっている。また、板ばね厚さが 1.5mm のときは、押付荷重を大きくしていくと、鳴き周波数は 2032Hz から 3024Hz に切り換わる。板ばね厚さが 2.0mm のときは、押付荷重が 10N~150N の範囲では、鳴きの周波数は押付荷重に依存せず、3024Hz 付近で一定である。

3・3 鳴き発生時のディスクの振動 鳴き発生時に、ディスク全体がどのように振動しているのかを調べた。渦電流式の非接触変位計を、ディスクの外周部（半径 110mm の円周上）に 7.5° おきに設けて、ディスク全周の振動を測定した。図 6 に、ディスクの厚さ 6mm, 板ばね厚さ 0.5mm と 1.5mm, 押付荷重 100N で、鳴きを発生させたときのディスク各部の振動波形と振動モードを示す。振動モードは、ディスク各部の振動波形から節の位置を推定して求めた。なお、ディスクとパッドの接触中心位置を 0° とし、ディスクの回転方向（下向き）を正にした。

図 6(a)から、板ばね厚さ 0.5mm のときは、節直径を 4 本もつ定在波の鳴き振動が発生していることがわかる。この節直径を 4 本もつ鳴き振動を 4 次モードの鳴きと呼ぶ。ディスクの 4-0 の固有モードと類似した形状となっており、振動周波数も 2032Hz と 4-0 モードの固有振動数 2168Hz に近い。鳴き振動の大きさは、パッド接触位置よりも前方（ディスクの下半分）で大きく、はっきりとした振動波形になっている。

Fig.3 Frequency analysis results of squeal noise

Fig.4 Squeal frequencies versus thrust load and thickness of plate spring

Fig.5 Sound pressure level versus thrust load

また、図 6(b)から、板ばね厚さ 1.5mm のときは、節直径を 5 本もつ 5 次モードの鳴き振動となっていることがわかる。振動周波数も 3024Hz と、5-0 モードの固有振動数と近い値である。

3・4 摩擦接触部付近の振動 鳴き発生時に、ディスクとパッド・キャリパの接触部付近で、どのような振動が発生しているのかを非接触変位計を用いて調べた。非接触変位計は、パッド中心から上下に $\pm 11\text{mm}$ 、 $\pm 22\text{mm}$ の位置に、ディスク側、パッド・キャリパ側ともに 4 台ずつ設置した。図 7 に、ディスクの厚さ 6mm、板ばね厚さ 0.5mm と 1.5mm、押付荷重 100N で、鳴きを発生させたときの摩擦接触部付近の振動波形と振動モードを示す。図中の 1d, 2d, 3d, 4d はディスク側のセンサ位置、1p, 2p, 3p, 4p はパッド・キャリパ側のセンサ位置を表す。

図 7(a)から、板ばね厚さ 0.5mm のとき、接触部付近でディスクの振動は、ほぼ並進運動となっているこ

とがわかる。パッド・キャリパの振動は、接触部よりも下方で大きくなっている。ディスクの振動とパッド・キャリパの振動の大きさは異なっており、摩擦接触部で相対変位が生じていることがわかる。また、摩擦接触部の後方（ディスクの回転と反対方向）には、ディスクとパッド・キャリパがほぼ同位相・同振幅で振動している点（図中の●）が存在している。この点で、ディスクとパッドが点接触しているかのように振舞うので、以下、接触点と呼ぶ。

また、図 7(b)から、板ばね厚さ 1.5mm のときも、接触部付近でディスクの振動は、ほぼ並進運動となっていることがわかる。ただ、3・3 節で示したように、板ばね厚さ 1.5mm のときは、ディスクの振動の節間隔が摩擦接触部付近で狭くなっており、1d, 4d が節の位置になっている。また、板ばね厚さ 1.5mm のときも、ディスクとパッド・キャリパが同位相・同振幅で振動する接触点が存在している。

Fig.6 Squeal vibration of disk

Fig.7 Squeal vibration of disk and pad-caliper

4. 鳴き発生の理論

4.1 ピン・ディスクモデル 実験結果に基づき、ディスク・パッド・キャリパ系の鳴き振動を合理的に表すモデルを作成する。実験から、ディスクの振動とパッド・キャリパの振動が、常に同位相・同振幅になる接触点が存在することがわかった。そこで、最も簡単なモデルとして、ディスクとパッド・キャリパを1点で接触させたピン・ディスクモデル⁽¹⁾を検討する。

図8に、ピン・ディスクモデルを示す。実験結果では、ディスクの振動は、接触部付近で定在波の腹になっていたため、1自由度の並進運動で表した。パッド・キャリパの振動は、並進運動と回転運動をしていたので、並進と回転の2自由度をもつようにモデル化した。また、ディスクの振動とパッド・キャリパの振動が、常に同位相・同振幅となる接触点が存在していたので、ディスクとパッド・キャリパを1点でのみ接触させた。この拘束条件によって、ピン・ディスク系の自由度は、3自由度から2自由度に減少する。図中の ℓ_c 、 ℓ_g は、接触点から回転中心までの距離である。

連続体であるディスクの振動を、1自由度の並進運動で表すために、各固有モードにおける等価質量を求めた。ディスクとパッド・キャリパの接触位置において、分布系であるディスク全体の運動エネルギーが1自由度系の運動エネルギーに等しいとして各固有モードの等価質量を算出した。等価ばね定数は、この等価質量と打撃加振試験から求めた固有振動数から導くことができる。このようにして求めた等価質量と等価ばね定数を表3に示す。表3から、ディスクの等価質量はモードに依存せず、ほぼ一定であることがわかる。

パッド・キャリパの振動も、集中定数系としてモデル化する。まず、板ばね部とバックプレート considering、パッドの質量と回転中心（板ばね中心）まわりの慣性モーメントを求める。次に、パッドが並進運動をする1-1モードの固有振動数と質量から並進運動のばね定数を、パッドが回転運動をする1-2モードの固有振動数と慣性モーメントから回転運動のばね定数を求

めた。これらの結果を表4に示す。また、実験結果から求めた摩擦係数 μ は0.36である。

4.2 運動方程式と安定判別 図8に示したピン・ディスクモデルの運動方程式を立て、連成振動系としての安定性を検討する。

ディスクの運動方程式は、

$$M\ddot{x}_d = -Kx_d - f \quad (1)$$

パッド・キャリパの並進運動の運動方程式は、

$$m\ddot{x}_p = -k_t x_p + f \quad (2)$$

パッド・キャリパの回転運動の運動方程式は、

$$J\ddot{\phi} = -k_\phi \phi + \mu f \ell_g + f \ell_c \quad (3)$$

ディスクとピンの先端が常に接触しているときは、

$$x_d = x_p + \ell_c \phi \quad (4)$$

式(4)を考慮して、式(1)~(3)から垂直力 f とディスク変位 x_d を消去すると、ピン・ディスク系の運動は、2自由度に減少する。この減少したピン・ディスク系の運動方程式をラプラス変換すると、次のようになる。

$$\begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_d \\ \Phi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (5)$$

ここで、

$$a_{11} = (m + M)s^2 + (k_t + K)$$

$$a_{12} = M\ell_c s^2 + K\ell_c$$

$$a_{21} = M(\ell_c + \mu\ell_g)s^2 + K(\ell_c + \mu\ell_g)$$

$$a_{22} = \{M\ell_c(\ell_c + \mu\ell_g) + J\}s^2 + \{K\ell_c(\ell_c + \mu\ell_g) + k_\phi\}$$

式(5)の係数行列の行列式 $=0$ が、特性方程式である。特性方程式は、次のような s^2 についての2次式(s についての4次式)になる。

$$A_4 s^4 + A_2 s^2 + A_0 = 0 \quad (6)$$

Table3 Equivalent mass and stiffness of disk

Mode	M [kg]	f_d [Hz]	K [N/m]
2-0	0.582	920	1.94×10^7
3-0	0.586	1370	4.34×10^7
4-0	0.590	2168	1.10×10^8
5-0	0.595	3224	2.44×10^8
6-0	0.601	4504	4.82×10^8
7-0	0.610	5984	8.63×10^8

Table4 Equivalent mass and stiffness of pad-caliper

t [mm]	0.5	1.0	1.5	2.0
m [g]	63.2	68.1	75.5	80.0
J [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]	3.1×10^{-6}	3.3×10^{-6}	3.8×10^{-6}	4.2×10^{-6}
k_t [N/m]	0.1×10^6	0.6×10^6	1.6×10^6	3.3×10^6
k_ϕ [N·m/rad]	25.7	156.9	384.2	647.5
ℓ_c [mm]	17.25	17.5	17.75	18.0

Fig.8 Pin-disk model

ここで,

$$\begin{aligned} A_4 &= (m+M)J + mM\ell_c(\ell_c + \mu\ell_G) \\ A_2 &= (m+M)k_\phi + \ell_c(mK + Mk_t)(\ell_c + \mu\ell_G) + (k_t + K)J \\ A_0 &= (k_t + K)k_\phi + k_t K \ell_c(\ell_c + \mu\ell_G) \end{aligned}$$

この特性方程式が共役複素根をもち、その実部が正となるときの、ピン・ディスク系は動的に不安定となり、自励振動(鳴き)を発生する。 s^2 が実数になるときは、 s は実数か純虚数になるので、自励振動は発生しない。 s^2 が共役複素数になると、図9に示すように s は2組の共役複素数となり、そのうちの1組の実部が正になる。そこで、ピン・ディスク系が動的に不安定となり、鳴きを発生する条件は、次のようになる。

$$A_2^2 - 4A_4A_0 < 0 \quad (7)$$

また、共役複素根 $s = X \pm iY$ の実部 X は、不安定の程度を表しているの、鳴きやすさと呼ぶ。

4.3 鳴き発生に及ぼす固有振動数の影響 ディスクの固有振動数 ω_d 、パッド・キャリパの1-1モードの固有振動数 ω_p 、1-2モードの固有振動数 ω_ϕ が鳴きの発生にどのような影響を与えるのかを検討する。ここで、

$$\omega_d = \sqrt{\frac{K}{M}}, \quad \omega_p = \sqrt{\frac{k_p}{m}}, \quad \omega_\phi = \sqrt{\frac{k_\phi}{J}} \quad (8)$$

式(8)を用いて、鳴き発生条件式(7)を変形すると、次のようになる。

$$\left[\ell_c(\mu\ell_G + \ell_c) + \frac{J}{m} \left\{ \frac{(\omega_d^2 - \omega_\phi^2) + \frac{m}{M}(\omega_\phi^2 - \omega_p^2)}{(\omega_d^2 - \omega_p^2)} \right\} \right]^2 - 4 \left(\frac{J}{m} \right)^2 \frac{m}{M} \frac{(\omega_d^2 - \omega_\phi^2)(\omega_\phi^2 - \omega_p^2)}{(\omega_d^2 - \omega_p^2)^2} < 0 \quad (9)$$

式(9)が成り立つ条件は、第1項が非負であるため、第2項が負の値でかつ絶対値が第1項よりも大きくなることである。固有振動数間に、

$$\omega_d > \omega_\phi > \omega_p \quad (10)$$

の関係が成り立つとき、第2項は負の値になる。表2に示したように、パッド・キャリパの1-1モードの固有振動数 ω_p より、1-2モードの固有振動数 ω_ϕ の方が高いので、式(10)の右側の関係は常に満たされる。また、ディスクの固有振動数 ω_d は高い周波数までいくつもあるので、左側の関係を満たすディスクの固有振動数も存在する。

また、式(10)の関係を満たす条件下で、式(9)の第1項の値が0になれば、式(9)は成立する。

$$\ell_c(\mu\ell_G + \ell_c) + \frac{J}{m} \left\{ \frac{(\omega_d^2 - \omega_\phi^2) + \frac{m}{M}(\omega_\phi^2 - \omega_p^2)}{(\omega_d^2 - \omega_p^2)} \right\} = 0 \quad (11)$$

式(11)の第2項の値は、式(10)の関係が成り立つとき、常に正であるので、式(11)が成り立つためには、第1項の値が、負になる必要がある。接触点の位置が

$$\ell_c = -\frac{\mu\ell_G}{2} \quad (12)$$

となると、第1項の値は極小値となり、負の値となる。そこで、式(12)を式(11)に代入して、整理すると次式が得られる。

$$\frac{\omega_\phi^2 - \omega_p^2}{\omega_d^2 - \omega_p^2} = \frac{1}{1 - \frac{m}{M} \left(\frac{\mu\ell_G}{2} \right)^2} \quad (13)$$

ここで、 $M = 0.6$, $m = 0.06$, $J = 3 \times 10^{-6}$, $\mu = 0.36$, $\ell_G = 0.018$ を式(13)に代入すると、次のようになる。

$$\frac{\omega_\phi^2 - \omega_p^2}{\omega_d^2 - \omega_p^2} = 0.88 \quad (14)$$

式(14)は、パッド・キャリパの1-2モード(回転運動)の固有振動数 ω_ϕ が、ディスクの固有振動数 ω_d よりも少し低いときに、式(11)の関係が満たされて、最も鳴きやすくなることを表している。また、式(12)を用いて求めた接触点の位置は $\ell_c = -0.00324$ となり、図7(a)(b)に示した実験結果とほぼ一致している。

4.4 解析結果 特性方程式(6)に、具体的な数値を代入して根を求め、根の実部の正負で鳴きが発生するかどうかを調べる。ここで、根の実部の正の値は、鳴きやすさを表す。

図10に、ディスクの固有振動数とパッド・キャリパ1-2モード(回転運動)の固有振動数を変化させたときの鳴き発生範囲を示す。図中の等高線は鳴きやすさの大きさを表しており、数字が大きいほど鳴きやすい。また、図中の破線は、板厚6mmのディスクの固有振動数と、板ばね厚さ0.5, 1.0, 1.5, 2.0mmのパッド・キャリパの固有振動数を表しており、交点における●

Fig.9 Roots of characteristic equation

Fig.10 Instability area

は、実験で鳴きが発生した組合せを示している。

図 10 から、実験結果は解析で求めた鳴き発生範囲から大きく左方向にずれていることがわかる。ピン・ディスクモデルの場合、ピン先端には、並進方向の力は生じるが、回転方向のモーメントは生じない。しかし、実際の摩擦接触は、点ではなく面で起こっているため、接触点まわりにも復元モーメントが発生する。この復元モーメントによって、パッド・キャリパ 1-2 モードの固有振動数が増加すると考えると、実験結果は右方向にシフトし、解析結果と一致するようになる。

図 11 に、パッド・キャリパ 1-2 モードの固有振動数と鳴きやすさの解析結果を示す。押付荷重を大きくして接触面圧を増加させると、接触部のばね剛性が上昇し回転方向のばね定数が増加すると考えられる。回転方向のばね定数が増加すると、板ばね厚さを大きくしたときと同様に、回転方向の固有振動数が上がる。固有振動数が上がると、図 11 からわかるように、より高い次数の鳴きが発生するようになり、鳴きやすさも大きくなる。この解析結果は、図 4、図 5 に示した実験結果の傾向と一致している。

このように、ディスクとパッド・キャリパが 1 点で接触するピン・ディスクモデルでも、ディスクブレーキの鳴きの基本的な傾向は表しうる。しかし、点接触では、接触点まわりに生じる復元モーメントの影響を表すことができないので、今後、接触面の影響を合理的に表現できる面接触モデルへ発展させる必要がある。

5. 結 論

ディスクブレーキに発生する鳴き現象を解明するため、ディスクとパッド・キャリパからなる実験装置を作成し、鳴きが発生させる実験を行った。また、実験結果に基づき、ディスクを並進の 1 自由度、パッド・キ

Fig.11 Real part X versus natural frequency

ャリパを並進と回転の 2 自由度で表したピン・ディスクモデルを作成して、安定判別を行った。本研究で得られた結果を、以下にまとめる。

- (1) パッドを支持する板ばねの厚さや押付荷重を大きくすると、発生する鳴きの周波数が高くなる。
- (2) 鳴き発生時には、摩擦接触部付近でディスクは並進運動、パッド・キャリパは並進運動および回転運動をしている。
- (3) ディスクとパッド・キャリパが同位相・同振幅で振動する接触点が、摩擦接触部後方に存在する。
- (4) ピン・ディスクモデルは、パッド・キャリパ 1-2 モードの固有振動数とディスクの固有振動数が近いときに、鳴きが発生しやすいことを示す。
- (5) ピン先端でのみ接触するピン・ディスクモデルでは、接触点まわりに生じる復元モーメントの影響を表すことができないので改良が必要である。

文 献

- (1) Earles, S.W.E. and Lee, C. K., Instabilities Arising from the Frictional Interaction of a Pin-Disc System Resulting in Noise Generation, Trans. ASME, J.Eng.Ind., **98**-1,(1976),81-86.
- (2) Millner, N., An Analysis of Disc Brake Squeal, SAE Paper, 780332(1978).
- (3) 太田和秀・香川洗二・江藤俊夫・西川進, ディスクブレーキ鳴きに関する研究(モード修正法によるシミュレーション計算および実験), 機論, **50**-457, C(1984), 1585-1593.
- (4) 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場合), 機論, **55**-512, C(1989), 932-939.
- (5) 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の関係の実験), 機論, **67**-658, C(2001), 1719-1726.