

自転車用バンドブレーキの鳴きに関する研究〔その3〕

(付：キャリパブレーキ実験装置)

＜自転車の安全性，操縦性の研究＞

明治大学工学部 大矢多喜雄，大木 隆
自振協技術研究所 服部四士主

は し が き

前年までの研究により，バンドブレーキの鳴き音の発生機構がほぼ解明できたので，本年度はその対策品を試作して検討をすることとした。また，その実験条件として制動力の大きさも重要であるので，制動トルクの解析も併せて報告することとする。なお引き続きキャリパブレーキの鳴き対策についても研究をしていくので，その準備として試作したキャリパブレーキ実験装置についても付記する。

1 バンドブレーキの必要制動力について

バンドブレーキの鳴きに関する実験を重ねていくうちに，制動トルクが大きい場合に鳴きやすく，小さいときに鳴きにくいという一般的傾向があることがわかってきた。この制動トルクは実走行の場合にはブレーキライニングの摩擦係数およびバンドの引張り力の関数であるのみではない。これにつり合うだけの力が車輪接地点の摩擦力として生じていなければならないからである。バンドブレーキが一般に用いられるのは後輪であるから，大きな制動力が作用すれば自転車は前のめり傾向となり，後輪の接地荷重が減少する。そのとき，ライニングの摩

擦力が過剰であれば後輪はロックしてしまい，制動力はかえって減少する。タイヤと路面の摩擦力はある滑り率のときに摩擦力が最大となり，滑り率100%（ロック状態）では摩擦力はかえって減少する。またそればかりでなく，後輪がロックすれば後輪のコナリングフォースはほとんどなくなり，その減少した接地荷重と相まって横滑りしやすくなり，走行安定上，きわめて危険な事態となる^{1),2)}。したがって，実走行で実現し得る後輪制動トルクには上限があり，むしろ，後輪がロックしないためには，ブレーキ機構部の制動トルク能力には制限を設けた方がよいことになる。

さて，バンドブレーキの基本構造を図1のようなものとすると，

$$(T+dT) \cos \frac{d\theta}{2} = \mu dQ + T \cos \frac{d\theta}{2} \dots\dots\dots(1)$$

$$(T+dT) \sin \frac{d\theta}{2} + T \sin \frac{d\theta}{2} = dQ \dots\dots\dots(2)$$

ただし， T ：バンドの引張り力
 dQ ：ライニングの $d\theta$ 部の垂直面荷重
式(1)，(2)において，

$$\cos \frac{d\theta}{2} \doteq 1, \quad \sin \frac{d\theta}{2} \doteq \frac{d\theta}{2}$$

とおくと，

$$\mu d\theta = \frac{dT}{T}$$

となる。したがって，

$$\mu \int_0^\alpha d\theta = \int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{T}$$

積分すると，
 $T_1 = T_2 e^{\mu\alpha} \dots\dots\dots(3)$

有効制動力は $T_1 - T_2$ であるから，制動トルクを M とすれば，

$$M = r(e^{\mu\alpha} - 1)T_2 \dots\dots\dots(4)$$

上式により，制動トルクと可動側バンド張力 T_2 とは比例関係にあることがわかる。

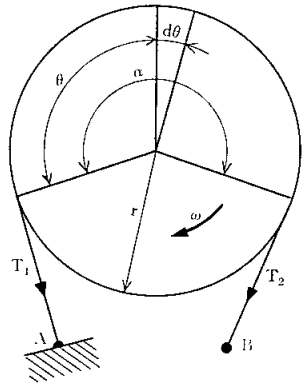


図1 バンドブレーキの解析

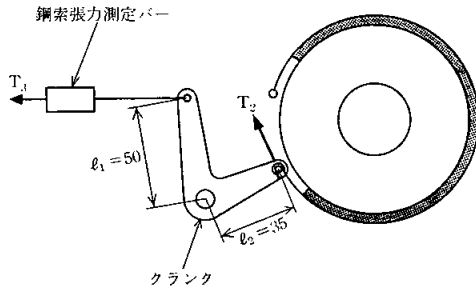


図2 クランク部の構造

自転車では一般に鋼索からの張力を図2のようなクランクで受けているので、鋼索出力を T_1 とすると、

$$T_2 = \frac{l_1}{l_2} T_1$$

となる。したがって、制動トルク M の理論式は次のようになる。

$$M = \frac{l_1}{l_2} r T_2 (e^{\mu\alpha} - 1) \dots\dots\dots(5)$$

実験に使用したものは、 $r = 44\text{mm}$ 、 $\alpha = 300^\circ = 5.24$ ラジアン、 $l_1 = 50\text{mm}$ 、 $l_2 = 35\text{mm}$ であるから、

$$M = 6.29(e^{5.24\mu} - 1) T_1 \quad \text{kg}\cdot\text{cm}$$

となる。これがブレーキ機構として発揮しうる制動トルクの最大値であって、鋼索出力部の張力に比例し、ライニング摩擦係数 μ とともに増大する特性をもっている。これを図示したのが図3で、原点から放射状の直線群のパラメータが摩擦係数 μ である。

次に車輪の接地部の摩擦力による制動トルク B について検討してみる。図4のような場合に後輪制動のみによ

って減速しているとき、次の関係がある。

$$Fh + \ell W_2 = \ell_1 W \dots\dots\dots(6)$$

慣性力については、

$$F = aW \dots\dots\dots(7)$$

ただし、 a : 重力加速度に対する減速比
左右方向の力のつり合いから、

$$F = \mu_B W_2 \dots\dots\dots(8)$$

ただし、 μ_B : 接地点の摩擦係数

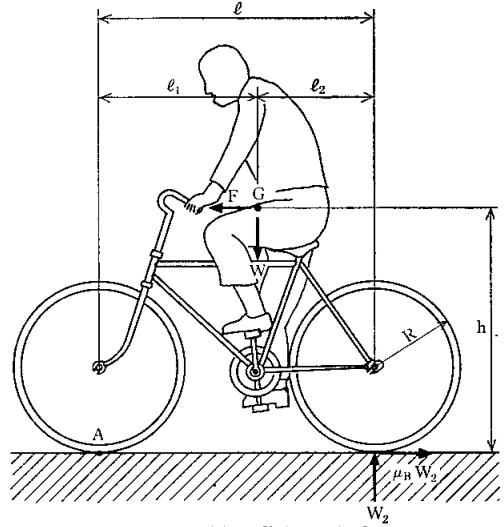


図4 後輪制動時の力関係

制動時の後輪荷重の変化 (26インチ車に体重60kgの人が乗ったとき)

W : 86.1kg, W_2 : 後輪荷重, F : 減速度 a による慣性力,
 ℓ : 1.11m, ℓ_1 : 0.596m, ℓ_2 : 0.514m, h : 0.84m, R : 0.335m, $\mu_B W_2$: 後輪制動力

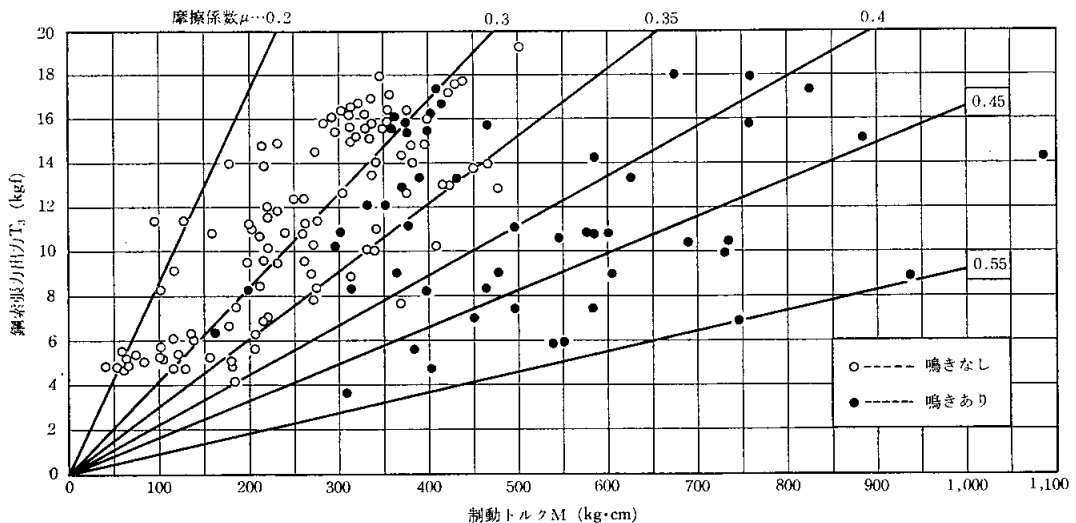


図3 鋼索出力、摩擦係数と制動トルク

また,

$$B = RF \dots\dots\dots(9)$$

式(6), (8)から W_2 を消去すると,

$$F = \frac{\mu_B \ell_1 W}{\ell + \mu_B h} \dots\dots\dots(10)$$

これが接地面での最大摩擦力である。したがって、接地面から与えられる最大制動トルク B は,

$$B = \frac{\mu_B \ell_1 WR}{\ell + \mu_B h} \dots\dots\dots(11)$$

また、このときの減速度 a (重力加速度 g に対する比) は,

$$a = \frac{\mu_B \ell_1}{\ell + \mu_B h} \dots\dots\dots(12)$$

いま、図4における実寸法を入れてみると、

$$\left. \begin{aligned} F &= \frac{46.1 \mu_B}{1 + 0.756 \mu_B} \text{ kg} \\ B &= \frac{15.4 \mu_B}{1 + 0.756 \mu_B} \text{ kg} \cdot \text{m} \\ a &= \frac{0.535 \mu_B}{1 + 0.756 \mu_B} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(13)$$

路面からの最大制動トルク B は路面摩擦係数 μ_B のみの関数となるから、これを図示すると図5のようになる。また、減速度 a についても同図上に併せて示す。これは後輪ブレーキだけで制動した場合に生ずる最大制動トルクと、そのときに生ずる減速度である。

車輪と路面の間の摩擦係数 μ_B は両者の状態によって異なり、表1のようなものである。それぞれの摩擦係数を図5に当てはめて求めた路面制動力を表1に併せて示す。雨の降りはじめの摩擦係数が小さいのは、軟泥(でい)がタイヤと路面の間に介在して滑りやすくなるからである。

乾いた路面では摩擦係数は0.8であるから、後輪のみで制動した場合の最大制動トルクは $7.7 \text{ kg} \cdot \text{m}$ 、また図5から最大減速度は0.25となる。

もし、前輪ブレーキがこれに加わった場合には、図5の後輪制動トルクはその分だけ減少させなければ後輪ロックが起こる。また、前輪ブレーキが加われば車体の減速度は大きくなることはもちろんである。

ちなみに、後輪ブレーキによる前述の場合の後輪接地荷重 W_2 を求めてみると、

$$W_2 = \frac{Wa}{\mu_B} = \frac{86.1 \times 0.25}{0.8} = 27 \text{ kg}$$

となり、定常時の、

$$W_{20} = \frac{W \ell_1}{\ell_2} = \frac{86.1 \times 0.596}{1.11} = 46.2 \text{ kg}$$

に比し半減している。しかし、この程度であれば、コーナリングフォース減少も大したことはなさそうであるか

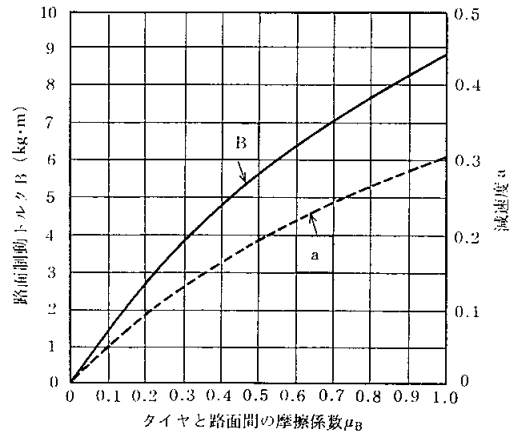


図5 後輪のみによる制動トルクと減速度

表1 路面摩擦係数 μ_B と制動トルク B

路面	タイヤ	摩擦係数 (μ_B)	制動トルク B ($\text{kg} \cdot \text{m}$)
乾いた路面	新品タイヤ	0.8	7.7
	摩耗タイヤ	0.8	7.7
雨の降り始めの路面	新品タイヤ	0.4	4.8
	摩耗タイヤ	0.3	3.8
雨で洗われた路面	新品タイヤ	0.6	6.4
	摩耗タイヤ	0.45	5.2

ら、実際の値であろう。

前ブレーキも使用する場合について付言しておく、その転倒しない最大減速度は後輪荷重 $W_2=0$ となるときであるから、式(6)に代入して、

$$a_{\max} = \frac{\ell_1}{h}$$

を得る。この車のときには、

$$a_{\max} = \frac{0.596}{0.84} = 0.71$$

となる。前後輪制動の場合の最大減速度は当然 μ_B であるから、0.71の減速度は路面摩擦係数 μ_B が0.71以上であれば実現し得ることになる。これに比べて後輪のみの制動では最大で0.25の減速度であり、それ以上の制動力を後輪ブレーキにかけると後輪はロックしてしまうのである。

四輪自動車の実験例では、前輪ロックおよび前後輪ロックでは操縦不能になるが、車体は横向きにはならないのに反し、後輪のみロックしたときは車体が横向きになり180°転回して安定するという。したがって、後輪のみがロックする場合が最も危険であり、アンチスキッド装置もこの防止策として考案されているものである。自転車の場合にはこのような実験は、より以上の危険が伴うため確認は難しいが、おそらく四輪自動車と同じ傾向

を持っていると思われる。

このようなことであるから後輪ブレーキとしては、前輪ブレーキの有無に関せず制動能力は式(1)で十分であるということになる。この車の場合には $B=7.7 \text{ kg}\cdot\text{m}$ をブレーキ能力の最大値と見てよいのである。したがっ

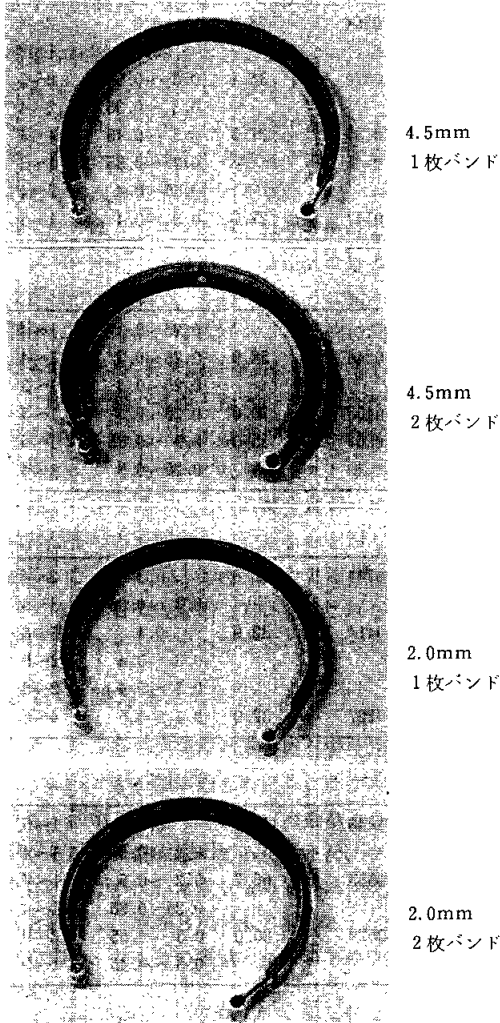


写真1 試作ブレーキ4種

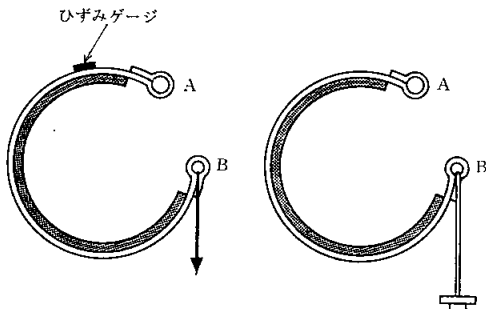


図6 減衰係数の測定

図7 ばね定数の測定

表2 ブレーキバンド一覧表

ブレーキナンバ	ライニング材	接着方法 ◎...リベットのみ ⊙...リベット+接着剤のみ	ライニング厚さ (mm)	バンド枚数
1	特殊品	○	2.0	1
2	特殊品	○	2.0	1
3	特殊品	◎	2.0	1
4	特殊品	◎	2.0	1
5	半クロス	◎	2.0	1
6	半クロス	◎	2.0	1
7	全クロス	◎	2.0	1
8	全クロス	◎	2.0	1
9	特殊品	○	2.0	2
10	特殊品	○	2.0	2
11	特殊品	◎	2.0	2
12	特殊品	◎	2.0	2
13	半クロス	◎	2.0	2
14	半クロス	◎	2.0	2
15	特殊品	○	4.5	1
16	特殊品	○	4.5	1
17	半クロス	○	4.5	1
18	半クロス	○	4.5	1
19	全クロス	○	4.5	1
20	全クロス	○	4.5	1
21	特殊品	○	4.5	2
22	特殊品	○	4.5	2
23	半クロス	○	4.5	2
24	半クロス	○	4.5	2
25	全クロス	○	4.5	2
26	全クロス	○	4.5	2
以下、バンドは防振金属を使用				
27	特殊品	◎	2.0	1
28	特殊品	◎	2.0	1
29	半クロス	◎	2.0	1
30	半クロス	◎	2.0	1
31	全クロス	◎	2.0	1
32	特殊品	○	4.5	1
33	半クロス	○	4.5	1
34	全クロス	○	4.5	1

表3 鳴き実験の結果一覧表

ブレーキ ナンバ	ライニング 材 質	接 着 方 法		実験装置での鳴き		実走での鳴き状況		減衰係数 (kg・s/m)	ばね定数 (kg/m)	実験時における	
		◎…リベット+接 着剤	○…リベットのみ	○…なし ●…あり	○…なし ●…あり	○…なし ●…あり	ライニング 摩擦係数 (μ)			制動トルク M(kg・m)	
ライニング厚さ：2.0mm, バンド枚数1											
1	特殊品	○		●				0.0304	28.2	0.3	2~4
2	特殊品	○		○		●				0.3	1~3
3	特殊品	◎		○		○		0.0370	36.4	0.3 ~0.35	2~5
4	特殊品	◎		○		●わずか				0.3 ~0.35	2~4
5	半クロス	◎		●				0.0134	27.5	0.3 ~0.45	4~5
6	半クロス	◎		○		○				0.3 ~0.35	1~3
7	全クロス	◎		○		●時々				0.35~0.4	2~4
8	全クロス	◎		○		●時々小さい		0.0147	27.7	0.3 ~0.4	1~5
ライニング厚さ：2.0mm, バンド枚数2											
9	特殊品	○		○		●小さい				0.25~0.3	1~4
10	特殊品	○		○		○		0.0246	58.9	0.25~0.3	1~4
11	特殊品	◎		○		○				0.25~0.3	1~3
12	特殊品	◎		○		○		0.0405	70.0	0.25~0.3	1~3
13	半クロス	◎		○		○		0.0267	55.0	0.3 ~0.35	1~5
14	半クロス	◎		○		○				0.25~0.3	1~4
ライニング厚さ：4.5mm, バンド枚数1											
15	特殊品	○		●				0.0744	45.0	0.3	2~4
16	特殊品	○		●						0.3 ~0.35	3~5
17	半クロス	○		●				0.0414	32.9	0.4	5~8
18	半クロス	○		●						0.3 ~0.4	2~6
19	全クロス	○		●						0.3 ~0.4	2~8
20	全クロス	○		●				0.0227	32.0	0.4 ~0.5	4~6
ライニング厚さ：4.5mm, バンド枚数2											
21	特殊品	○		○		●ごく小さい		0.1440	61.5	0.3	1~5
22	特殊品	○		○		○				0.2 ~0.3	1~4
23	半クロス	○		○		○		0.0533	66.7	0.2 ~0.5	1~7
24	半クロス	○		●						0.25~0.35	1~4
25	全クロス	○		●				0.0579	80.0	0.3 ~0.55	2~9
26	全クロス	○		●						0.3 ~0.45	1~9
ライニング厚さ：2.0mm, 防振金属バンド1枚											
27	特殊品	◎		○		○		0.1030	31.1	0.25~0.3	2~4
28	特殊品	◎		○		●小さい				0.25	1~3
29	半クロス	◎		○		○		0.0176	22.2	0.25~0.45	1~6
30	半クロス	◎		●						0.3 ~0.35	2~4
31	全クロス	◎		●				0.0228	20.0	0.35~0.45	2~6
ライニング厚さ：4.5mm, 防振金属バンド1枚											
32	特殊品	○		○		●		0.1010	31.4	0.25	1~3
33	半クロス	○		●				0.0380	22.2	0.2 ~0.45	1~4
34	全クロス	○		●				0.0477	23.6	0.2 ~0.3	1~3

て、ブレーキ鳴きの実験もこの範囲内でやればよいことになる。

2 鳴き対策品の実験

2.1 供試品の製作

前年の検討からバンドおよびライニングの内部摩擦損失を大きくすること、およびライニング厚さを小さくすることが、鳴き対策として有効であることが推定されるので、市販性などは全く考慮せずに、原理的確認のみを目的として次のようなものを試作した。

構造的にはライニング厚さは4.5mmと2.0mmの2種、ブレーキバンドは厚さ1.2mmのものを1枚および2枚重ねの2種類で、写真1のように組み合わせて4種を製作した。なお、2枚バンドは2枚の間の摩擦に期待したものである。従来品は厚さ4.5mmの1枚バンドであり、これが比較の基礎となる。さらに、ライニングとバンドの材質についても次のような検討を行った。すなわち、ライニングについては全クロスと半クロスと特殊品の3種、バンドについては防振金属も一部に流用した。

試作品番号と要因組合せは表2のとおりで、全部で34個ある。なお、表中、接着方法とあるのは、ライニングとバンドの装着方法を示している。これら供試品の製作はすべて卒業研究担当の学生が行ったものである。

2.2 実験方法

まず、供試品の内部摩擦損失の目安を知るため、図6のようにバンドの固定端Aの近くにひずみゲージをはり付けて、他端Bを指で弾いて自由振動をさせ、その減衰波形から減衰係数を求めてみた。また、ブレーキバンドの全体の曲げのばね定数を求めるため、図7のように一端Aを固定し、他端Bにおもりをつるして測微顕微鏡で変位を求め、おもりの重量とたわみとの関係からばね定数を求めた。

鳴き実験はまず、バンドブレーキ鳴き実験装置⁴⁾により、鳴きやすいものと鳴きにくいものに分類し、鳴きにくいものは実走により試験を行った。実験装置による実験の場合には、バンドを引っ張る力とそれによって生じている制動トルクを測定し、式(5)あるいは図3のような図表からライニングの摩擦係数 μ も求めた。

2.3 実験結果

実験結果の一覧表を表3に示す。表3を見てわかるように、ライニング摩擦係数 μ と制動トルクには非常にばらつきが大きいので、要因分類には無関係に、鳴きがなくなかったものを白印、鳴きが多少ともあったものを黒

表4 鳴き振動数

バンドの種類	鳴き音 (kHz)
1枚バンド ライニング厚さ 2.0mm リベット・接着剤併用	8~9
1枚バンド ライニング厚さ 4.5mm リベット接合	6~7
2枚バンド ライニング厚さ 4.5mm リベット接合	4~5
防振金属バンド ライニング厚さ 2.0mm リベット接合	6
防振金属バンド ライニング厚さ 4.5mm リベット接合	5~6

印で図3に示してみる。前にもふれたように、摩擦係数の大きいもの、制動トルクの大きいものは鳴きやすい傾向にあることが一見してわかる。このように、ばらつきが大きくなった原因は、バンドのわん曲が不ぞろいで摩擦係数がそろわなかったからである。この摩擦係数、あるいは制動トルクの不ぞろいを勘案して、実験結果から結論を引き出してみると次のようになる。

- (1) ライニング厚さ2mmのものは鳴きにくい。
- (2) バンドを2枚にすると幾分効果があるようである。
- (3) 防振金属は効果がない。
- (4) 減衰係数が大きいと鳴きにくいようである。
- (5) ばね定数は関係がない。

なお、実験装置により実験を行った際には、鳴き音の振動数も測定したので大略の振動数を表4に示す。

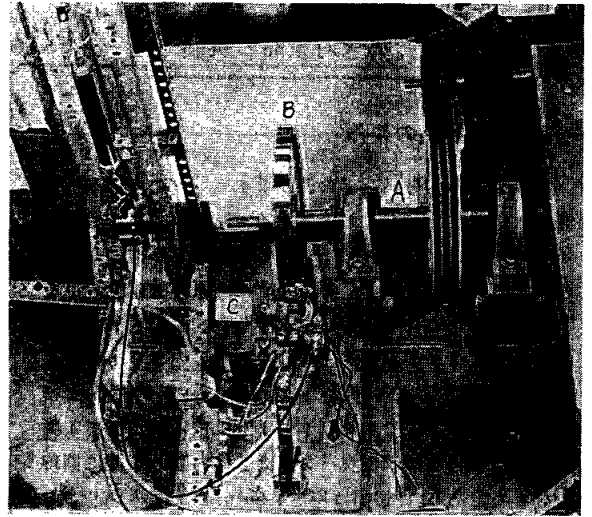
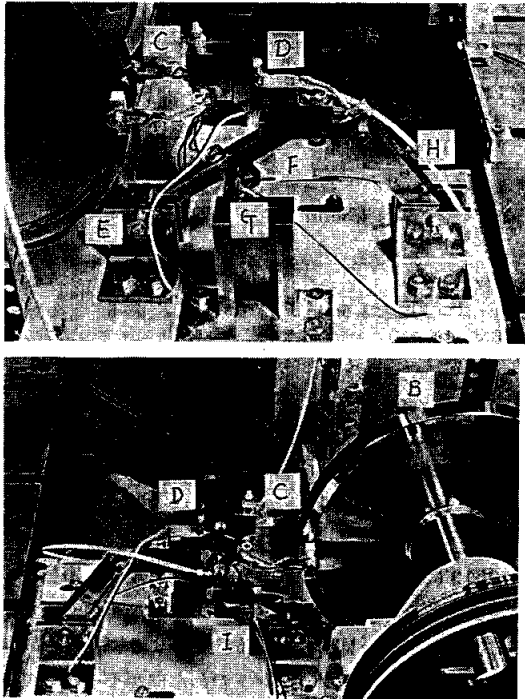
ライニングを薄くすると鳴き音の振動数は増し、2枚バンドにすると振動数は減少する傾向がある。

むすび

バンドブレーキの鳴きは、制動トルクが大きいと鳴きやすい傾向にあるので、実走中に起こる最大制動トルクについて検討した。実用車では7.7kg・m程度を上限と見ればよいであろう。

バンドブレーキの内部摩擦損失の増大と薄いライニング効果をねらって、ライニング厚さ4.5mmと2mm、バンド1枚と2枚重ねのものを作製し、実験装置と実走により検討した。その結果、ライニングを薄くすることなどは効果がありそうである。しかし、製品の曲率などにばらつきがあるので再度検討をする必要がある。

本研究は「自転車の安全性、操縦性の研究」のうちの「制動システムの研究」の一部をなすものである。本研究において、嶺唐沢製作所から試料提供などのご好意をい



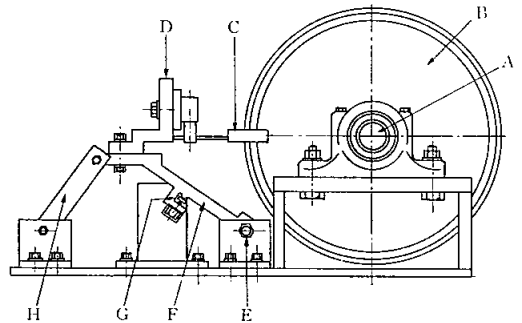
付写真1 キャリパブレーキ実験装置

A:駆動軸, B:回転円板, C:キャリパブレーキ, D:ブレーキ支持台, E:スイングアーム回転軸, F:スイングアーム, G:スイングアーム回転力測定梁, H:スイングアーム固定レバー, I:鋼索張力測定片

ただき、厚く感謝致したい。なお、本研究の実験あるいは試験品の製作は明治大学工学部高橋賢一、山口進の両君によって行われたものである。

付 キャリパブレーキ実験装置

キャリパブレーキの鳴き対策研究のための実験装置の設計を行い、技術研究所東京支所でその製作を行った。それが付写真1であり、その概略側面図を付図1に示す。変速モータから駆動軸Aによって回転させられる円板Bはその外縁部がリムに相当するもので、直径350mm、外縁部はクロムめっきである。通常の自転車と同様にこの円板の外縁部をキャリパブレーキCではさんで実験を行うようになっている。このキャリパブレーキはブレーキ支持台Dに固定され、この支持台にはり付けたひずみゲージにより、ブレーキライニングの摩擦力が測定されるようになっている。この支持台は、Eを回転軸とするスイングアームFの上部に装着されていて、スイングアーム回転力測定梁(はり)G上のひずみゲージによってキャリパブレーキを水平に(摩擦力和直角方向に)押す力が測定される。これはリム相当部分がテーパになっているため、ライニングに押圧力が作用したときに半径方向の分力が生ずることを懸念し、それを測定しようとするわけである。しかし、通常はスイングアームFを、スイ



付図1 キャリパブレーキ実験装置(側面図)

ングアーム固定レバーHによって固定して実験を行う。また、ライニング押圧力は鋼索出力部に設けた鋼索張力測定片Iによって求めることができる。このようにして、キャリパブレーキの摩擦特性の測定と鳴き現象の解明実験を行うことができる。

参考文献

- 岡田, 河野: タイヤのコーナリング特性に対する駆動力の作用; 自動車技術, Vol. 22, No. 5 (1968)
- 酒井: コーナリングフォースにおよぼす制動力および駆動力の影響の理論的考察; 自動車技術, Vol. 23, No. 10(1969)
- 大矢, 大木, 政村, 服部: 自転車用バンドブレーキの鳴きに関する研究[その2]; 自転車技術情報No.1, 昭53. 11(1978)
- 大矢, 大木, 政村: 自転車用バンドブレーキの鳴きに関する研究[その1]; 自振協技術研究所報告 No. 9 (1978)