5. 結 言

以上の考察ならびに実験により次のことを明らかにすることができた。

(1) 傾斜ローラひずみ取機のひずみ取り機構を明らかにし、残留応力分布がうず状であることを説明し、これを実験的に証した。

(2) 傾斜ローラひずみ取機では、曲げモーメントの減少過程で材料の繰返し回転曲げ回数が多く、かつ曲げによる塑性変形が材料の内部に及ぶほどひずみ取り精度は向上する。ひずみ取り後の形はごくゆるやかにまかれたつる巻ばね状で、そのコイル中心が材料の初ひずみの形状の影響を受けていることがわかった。

(3) 動力の消費機構を明らかにすることができ、

その計算式を導いた。

(4) 電気抵抗ひずみ計による板の残留応力の測定は、従来知られている板の削除または腐食法における曲率の変化測定よりも容易であるので、その計算方法を示した。

最後に本研究にあたり終始御熱心な御指導をいただいた京都大学 奥島教授に対し深じんの謝意を表する。

文 献

- (1) W. Siegerist, *J. Iron Steel Engr., Year Book*(1944), 321.
- (2) R. Hartl, *Werkstatt u. Betrieb*, **88**, 2 (1955), 59.
- (3) H. Mäkelt, *Werkstattstech. Maschinenb.*, **46**, 12, (1956-12), 603.
- (4) 日比野, 生産研究, **8**, 3(昭 31-3), 97.
- (5) 川田, 機械学会誌, **55**, 406 (昭 27-11), 720.

621. 822. 87-185. 4:621. 891

高速度円すいころ軸受の潤滑機構*

佐々木 外喜雄**, 沖野 教郎***

The Mechanism of Lubrication of Tapered Roller Bearing at High Speed

by Tokio SASAKI and Norio OKINO

As the friction of rolling bearing is composed of the frictions at contact surfaces between rolling elements, raceways and retainer, each one of them should be investigated under respective operating conditions.

In this paper, the mechanism of bearing friction of tapered roller bearing at high speed is analyzed theoretically by comparing with experiments.

As a result, the fundamental factors composing bearing friction are divided into two parts ;

(1) The friction to which the rolling friction at the contact surfaces between rollers and raceways is attributed.

(2) The friction to which the sliding friction between rollers and retainer or shoulder of inner race is attributed. At low speed including starting, the latter factor is the main part of the friction. But, at high speed, the bearing friction mostly consists of former factor and it is almost fluid friction of oil film between rollers and raceways, so that the friction of tapered roller bearing at high speed may be approximately expressed with hydrodynamic theory of friction.

1. 緒 言

ころがり軸受の摩擦特性には、転動体、保持器、軌

道面の相互の接触面における摩擦が互に関連して影響し、はなはだ複雑な性質を示すものである。本論文はこの摩擦の機構を明らかにする研究の一環として、スラスト荷重を受ける高速度円すいころ軸受について摩擦特性の理論的解析を行なうとともに実験結果と比較検討することによって潤滑の基本的機構を明確ならし

* 昭和 34 年 4 月 3 日 第 36 期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和 35 年 5 月 31 日。

** 正員, 京都大学工学部。

*** 准員, 京都大学大学院(京都市左京区吉田本町)。

めんと試みたものである。

2. 実験とその考察

まず高速度円すいころ軸受の一般的な摩擦特性を明らかにするために、種々な実験条件下で摩擦モーメントおよび外輪温度上昇を測定した。

実験装置はさきに報告した研究⁽¹⁾の際用いたものと同様で、2個の円すいころ軸受を対面取付けして、コイルばねによってスラスト荷重を加えた状態で内輪を高速回転せしめ、摩擦による外輪の回転力を自動ばかりによって受け、摩擦モーメントを測定するとともに外輪外面に熱電対をあて軸受温度を測定した。実験に使用した軸受は円すいころ軸受 # 30208, # 31307 であるが、# 30208 については市販のころ数 14 個のもの以外にころ数を特に半数に減らして製作した軸受をも用いた。潤滑油としては # 60 スピンドル油 (粘度 38°C で 10.9 cs, 99°C で 2.7 cs), # 90 タービン油 (粘度 38°C で 33.8 cs, 99°C で 5.3 cs) およびエンジン油 (粘度 38°C で 339 cs, 99°C で 22.8 cs) の 3 種類の外、後述するような添加剤含有の # 60 スピンドル油を用い、噴霧潤滑によって潤滑した。噴霧潤滑の方法は既報⁽¹⁾のとおりであり、特に記してあるもの以外は一定給油量 3 cc/h, 一定給気量 3.3 m³/h を供給した。回転速度は 600~15 000 rpm (DN 値 $\leq 6 \times 10^5$), 軸受荷重は 50~270 kg (スラスト) の範囲である。

実験結果のうち代表的なものを第 1~5 図に示す。第 1 図には摩擦モーメントならびに温度上昇におよぼす回転速度の影響が示される。温度上昇は回転速度の増加に応じて、やや上に凸ではほぼ直線的に増大する。摩擦モーメントの回転速度に対する変化はわずかであ

第 1 図

るが、詳細に検討すればごく低速では増加的であり、2 000~8 000 rpm では減少的である。そしてこれ以上の高速になればふたたび摩擦モーメントは増加するとともに、摩擦の変動も激しくなり危険な状態に近づく。また潤滑油粘度の高いほど摩擦の減少割合は著しくなる。なお図に示された以外の荷重の場合もほぼ同様な傾向が示される。第 2 図は荷重の影響を示したもので、縦軸の摩擦係数 μ は $\mu = M/W_o R_i$ で定義される量である。 M は摩擦モーメント、 W_o はスラスト荷重とラジアル荷重 (軸受箱の自重によるもので軸受 1 個あたり 5.2 kg が負荷されている) の合成荷重であり、 R_i は内輪軌道中心の半径である。摩擦係数は一般に荷重の低い部分で減少し荷重の増加とともに一定値に近づくといわれているが、本実験の荷重範囲では減少する状態の場合に相当することがわかる。摩擦モーメントに関してはエンジン油潤滑では増加がみられない。また、第 1, 2 図から、摩擦モーメントおよび温度上昇は潤滑油粘度の高いほど大きい、回転速度および荷重が高くなるほど、粘度の影響は少なくなることが確かめられる。

さきに報告した研究⁽¹⁾によって高速度で回転する円すいころ軸受は噴霧潤滑のごとき微量な潤滑油を供給する場合でも、その摩擦は潤滑油の粘性摩擦によって大きく左右されることが明らかにされている。第 1, 2

第 2 図

図における潤滑油粘度の大きな影響はこの点を裏づけるものであるが、更に確実に確かめるために第3図のごとく添加剤の効果について検討した(添加剤は S-CI 系で 10% wt. 含有のものである)。図によれば 8000 rpm 以上の高速では添加剤の効果の存在することが明らかである。しかしそれ以下の回転速度では添加剤の有無にかかわらず同じ摩擦、同じ温度上昇を示している。一方すでに報告した起動摩擦の場合⁽²⁾には添加剤(上述の添加剤とは異種のものであるが、作用はほぼ同じものである。)の影響が明らかにみとめられている。これらの事実から流体摩擦の起り難い低速度の場合と、粘度低下や振動のために安定した回転の起り難い十分な高速度の場合を除いて流体摩擦が支配的なものと見ることができる。

次に第4図は #30208 に関して、特にころの数を半分に減らし、他の条件は変更せずに摩擦と温度上昇を測定し、ころを減らさない場合と比較したもので、ころ数の少ないほうが摩擦は少ない。この種の研究はスラスト玉軸受の場合についてすでに行なわれ⁽³⁾、転動体数の少ないほうがかえって摩擦は大きくなること

実験的に確かめられており、本研究の結果と逆になっている。これはすでに行なわれた研究が低速の場合で荷重も大きく、しかも玉軸受であったために境界摩擦に支配される部分が多かったためと考えられ、流体摩擦になれば後述の理論から明らかなごとく転動体数の減少は摩擦を少なくする。

第5図に急こう配形(接触角 24 度)の #31307 と普通こう配形(接触角 12 度)の #30208 との比較が示される。両者の差はほとんど認められないが、これは接触角の相違の他にころの長さの相違などの影響が総合された結果と考えられる。#31307 は接触角が大きく、したがって接触面に負荷される荷重の少なくなることから摩擦も減少すべきであるが、ころの長さが #30208 より長いので潤滑油の粘性摩擦は大きくなり、この点からは摩擦の増加することが考えられ、両者の影響が重なって図のようになったと思われる。

以上の図面は代表的なもののみについて示したものであるが、他の条件下の場合についても定性的にはほぼ同じ特性が示されており、いずれも流体摩擦の性質が濃厚に示されている。そこで以下に流体摩擦はいかなる機構から発生するものであるかについて、また実際に起り得る可能性があるかどうかについて考察する。

3. 潤滑機構の解析

円すいころ軸受の摩擦モーメント M は次のような摩擦構成要素の総和であると考えることができる。

$$M = M_r + M_c + M_s + M_a + M_o \dots \dots \dots (1)$$

ここで M_r は転動体と軌道面間のころがり摩擦に基因する摩擦モーメント、 M_c は転動体と保持器間のすべり摩擦に基因する摩擦モーメント、 M_s は転動体とつ

第 3 図

第 4 図

第 5 図

ば面のすべり摩擦に基因する摩擦モーメント, M_e は余剰油のかくはん抵抗による摩擦モーメントを意味し, M_a は空気抵抗によるモーメントである. M_e は噴霧潤滑のごとく最小必要油量のみを供給する場合には存在しない. すなわち油浴あるいは油噴射などの多量の油による潤滑を行なった場合の摩擦と噴霧潤滑の場合の摩擦の差として求められる【文献(1)参照】. また M_a は無視できる程度に小さいものと考えられる. したがって本論文では軸受摩擦の基本的構成要素である M_r , M_e , M_a について解析を試みる.

(i) M_r について 内外輪軌道中心の半径を R_i , R_o , ころ中心の半径を R , 1 個のころにかかる荷重を P_r , ころの内外輪との接触面におけるころがり摩擦モーメントの和を M_{r0} とし, ころがり摩擦係数を $\mu_r = M_{r0}/P_r R$ で定義すれば(第 6 図参照),

$$M_r = \sum \frac{R_i R_o}{R_i + R_o} \mu_r P_r \quad \dots\dots\dots (2)$$

$\sum$ は全部のころについての総和を意味し, 本実験のごとくスラスト荷重が大部分でラジアル荷重の影響がわずかな場合は, ころ数 m を乗ずれば良い.

転動体と軌道面間のころがり接触面は, あらさの凸部同志が境界油膜を介して接触するわずかの面積の部分と, 流体的な厚い油膜によって隔てられる他の大部分とに分けられる. μ_r はこれら二つの部分のころがり摩擦の和として形成される. 前者の境界接触部分に基く摩擦は従来のころがり摩擦に関する研究からころがり摩擦係数として 10^{-4} 程度である. しかもころおよび軌道面の仕上状態は非常に良好なものであるから, 転動体と軌道面の間隔が十分わずかでなければ境界接触は生じない. このような微小な間隔にはさまれた場合後者の流体油膜の負荷能力は相当大きくなるから, 境界接触部分の負担する荷重は相対的に小さいものと考えられる. 一方流体摩擦におけるころがり摩擦係数は後述の理論から高速になるほど大きくなり $10^{-3} \sim 10^{-2}$ になる. これらの点から高速では流体摩擦が M_r の大部分を占めるものと考えることができる.

(ii) M_e について ころと保持器の接触面に発生するすべり摩擦による部分であるから, ころと保持器間の接触面荷重 P_e と接触面のすべり摩擦係数 μ_e の大小によって左右される. P_e の発生原因については種々考えられるが⁽⁴⁾, ころと軌道面間のすべり摩擦力以上の力がかからないものと考えてよい. すなわちこれ以上の力が加われば, ころと軌道面間にすべりが発生する. いま ころ と軌道面間のすべり摩擦係数を μ_{rs} とすれば

$$(P_e)_{\max} = \mu_{rs} P_r \quad \dots\dots\dots (3)$$

第 6 図

一方

$$M_e = \sum \frac{R_i R_o}{R_i + R_o} \mu_e P_e \quad \dots\dots\dots (4)$$

(2), (4) 式から M_r , M_e の大きさの比較をするには $\mu_r P_r$ と $\mu_e P_e$ の大きさを比較すればよいことになる. しかるに (3) 式を考慮すれば $P_e < \mu_{rs} P_r$ なるゆえ μ_r と $\mu_e \cdot \mu_{rs}$ の比較に帰着される. ころと軌道面間の接触面は先述したごとく流体油膜によってへだてられる部分(以後流体接触部分と呼ぶ)と境界接触部分とに分けられる. 流体接触部分が支持する荷重を P_{rh} , この部分のすべり摩擦係数を $(\mu_{rs})_h$, 境界接触部分の支持する荷重を P_{rb} , この部分のすべり摩擦係数を $(\mu_{rs})_b$ とすると $P_r = P_{rh} + P_{rb}$ で

$$\begin{aligned} \mu_{rs} &= \frac{(\mu_{rs})_h P_{rh} + (\mu_{rs})_b P_{rb}}{P_{rh} + P_{rb}} \\ &= (\mu_{rs})_h P_{rh}/P_r + (\mu_{rs})_b P_{rb}/P_r \quad \dots\dots\dots (5) \end{aligned}$$

ころがり接触面でのすべり速度はほとんど零であるから, $(\mu_{rs})_h \doteq 0$ とみてよく, (5) 式の右辺の第 1 項は無視できる. したがって

$$\mu_{rs} \doteq (\mu_{rs})_b P_{rb}/P_r \quad \dots\dots\dots (5)'$$

完全流体潤滑の場合 $P_{rb} = 0$, ゆえに $\mu_{rs} \doteq 0$, したがって $M_e \doteq 0$ であり, 完全境界潤滑の場合 $P_{rb} = P_r$, $\mu_{rs} \doteq (\mu_{rs})_b$ で $(\mu_{rs})_b$ は一般に $0.01 \sim 0.1$ 程度としてよく⁽⁵⁾, μ_e も同程度とすれば $\mu_e \cdot \mu_{rs}$ は 10^{-3} 前後の値となる. 結局 M_e と M_r の大きさについては流体潤滑の有無に左右されるもので, 起動時あるいは低速の場合のごとく境界潤滑状態の場合には M_e のほうが M_r より大きく⁽²⁾, 高速になり流体接触部分が増加するにしたがい M_e は小さくなり M_r が大きくなる.

以上の考察は可能な最大荷重 $(P_e)_{\max}$ [(3) 式参照] についてであったが, 実際はころと保持器の接触も断続的なものであり⁽⁶⁾, その接触荷重も計算される最大荷重よりははるかに小さなものである⁽⁴⁾. したがって本実験におけるごとく高速の領域では M_e は M_r に比して無視できる程度に小さくなるものと考えてよい.

(iii) M_a について ころにスキューが発生しない場合にはころとつば面には計算どおりの接触荷重

P_s として,

$$P_s = P_r \frac{\sin(\beta - \gamma)}{\cos(\gamma - \alpha)} \doteq P_r \sin(\beta - \gamma) \quad \cdots \cdots (6)$$

が作用する. いまころとつばの間の接触面において内輪の回転方向に働く力を $\mu_s P_s$ とすれば,

$$M_s = \sum \frac{R_s R_0}{R_i + R_0} \mu_s P_s \quad \cdots \cdots (7)$$

(6) 式を代入し

$$M_s = \sum \frac{R_s R_0}{R_i + R_0} \mu_s P_r \sin(\beta - \gamma) \quad \cdots \cdots (8)$$

したがって M_r と M_s を比較するためには (2) 式および (8) 式から明らかなごとく, μ_r と $\mu_s \sin(\beta - \gamma)$ の大小を比較すればよい. μ_s はころとつば間のすべり摩擦係数よりも小さい値になる. なぜならばすべり摩擦係数を μ_s' とし, 接触面圧力を p_s とすれば接触面上において $\mu_s' p_s$ なる摩擦力が働くが, その方向は第6図に示したごとく, ころと軌道の接触点を中心とする円の接線方向を向いている. この力を分解して内輪の回転方向の成分を接触面の全面積について積分したものを $\mu_s P_s$ としたのであるから, $\mu_s' > \mu_s$ である. μ_s の値は従来の研究⁽⁴⁾⁽⁵⁾によって高速になるほど小さくなることが示されており, ほぼ 10^{-2} 程度であることが実測されている. これは上述の考え方から妥当なものと考えられる.

$\sin(\beta - \gamma)$ の値は # 30 208 で 0.07, # 31 307 で 0.15 となり, $\mu_s \sin(\beta - \gamma)$ は $10^{-4} \sim 10^{-3}$ の値で μ_r の $10^{-3} \sim 10^{-2}$ に比してほぼ 1/10 程度の値となり, M_s は M_r に比較すれば著しく小さなものになる. 特に高速になるほど μ_r は大きく, μ_s は小さくなるのでいっそう M_s の占める割合は小さくなる. ただし以上はころがスキューを起さない場合について検討したものであるが, 軸受各部の寸法は設計どおりの理想的なものにすることは不可能であるから, 実際上微小なスキューイングは常に発生しているものである.

スキューイングが生ずれば, つばところはつばの上端の1点で接触し, その部分の接触圧力 P_s ところ中心に軸方向にかかる力とでモーメントを形成し, 傾いたころを正常な状態に戻そうとする. この場合このモーメントにつらうのがころと軌道面間の接触面におけるすべり摩擦力によって形成される回転モーメントである. したがってころと軌道面間が流体油膜によって隔てられている場合, その部分のすべり摩擦力はほとんど零であるから, スキューイングが生じて直ちに正常な状態に戻るようになる. 逆に言えばほとんどスキューイングは起らないものと考えることができる. これに対してころと軌道面間が境界接触をなす場

合には, この部分に大きなすべり摩擦力が生じるから, 正常状態に戻すための抵抗も大きく, P_s は著しく大きくなり, スキューイングに基因する摩擦が支配的になることも考えられる.

以上 (ii), (iii) の各項において M_r , M_s の大きさを M_r の大きさと比較して検討したが, ここで要約すると, 軸受の摩擦が境界潤滑であれば M_r , M_s が, 流体潤滑であれば M_r が全摩擦の大部分を占め, 混合潤滑であれば M_r および M_r , M_s も混合割合に応じた大きさをとることが明らかにされた. すなわち起動時および極低速で回転する場合, あるいは超高速, 超高荷重の場合などのごとく, 流体潤滑が起り難く, 軸受荷重をころと軌道面間の境界接触部分で大部分支持する場合には, M_r および M_s が軸受全摩擦の大部分を占めることになる. 一方軸受荷重の大部分を流体油膜の圧力によって支持する状態になれば M_r , M_s は少なくなり, M_r が軸受摩擦の主要部を占めることになる. 第3図に一例が示されているごとく, 潤滑油添加剤の効果が現われるのは軸受温度上昇が 50°C 前後からであるが, 特にその相違が著しくなるのは $70^\circ \sim 100^\circ\text{C}$ 以上においてである. すなわちこの温度上昇を越えない程度的高速領域では摩擦は M_r によって支配されるものとしてよい. しかも M_r は主として潤滑油の流体摩擦であり, これについては理論的にその値を導くことが可能である.

4. 流体摩擦理論

(1) 噴霧潤滑された2円筒ころがり接触面の流体摩擦理論 従来の2円筒ころがり接触面の流体潤滑理論⁽⁷⁾はころがり接触面に十分な油量が存在する場合には成立するが, 噴霧潤滑のごとく微量の潤滑油しか存在しない場合に対しては適用できないので, 以下に油量の少ない場合の理論を導く. 第7図のごとく, 半径 r_1 , r_2 なる2円筒が周速 U_1 , U_2 でころがる場合を考える. 噴霧潤滑のもとでは軸受中に存在する油は微量であるから, ころあるいは軌道上に薄い油層とな

第 7 図

って付着しているものと考えられる。この状態を示したのが第 7 図の「油層」として示した部分であり、 $x=x_a$ から $x=-x_a$ までの間は 2 円筒間が完全に油で埋まり、この部分にのみ油膜圧力が発生すると考えてよい。圧力分布に関する基礎式は

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad \dots\dots\dots (9)$$

p は油膜の圧力、 η は潤滑油の粘性係数、 u は潤滑油の x 方向流速である。これに連続の条件を考慮して圧力分布を導けば、従来の理論⁽⁷⁾と同じ手続きによって、

$$\frac{1}{12\eta} \frac{dp}{dx} = \frac{U}{h_0^2} \left[\frac{K_1}{\left(1 + \frac{x^2}{2rh_0}\right)^3} - \frac{1}{\left(1 + \frac{x^2}{2rh_0}\right)^2} \right] \quad \dots\dots\dots (10)$$

の圧力方程式を得る。ここで $U = (U_1 + U_2)/2$ 、 $r = r_1 r_2 / (r_1 + r_2)$ で h_0 は油膜の最小厚さである。次に $x/\sqrt{2rh_0} = \tan S$ なる変換を行ない (10) 式を積分すれば

$$p = \frac{12\eta U \sqrt{2rh_0}}{h_0^2} \left[K_1 \left(\frac{\sin 4S}{32} + \frac{\sin 2S}{4} + \frac{3S}{8} \right) - \left(K_2 + \frac{S}{2} + \frac{\sin 2S}{4} \right) \right] \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここで境界条件として、 $x=0$ で $p=0$ ⁽⁸⁾、 $x=x_a$ で $p=0$ を考慮すれば $\tan S_a = x_a/\sqrt{2rh_0}$ として、

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= \frac{16S_a + 8\sin 2S_a}{12S_a + 8\sin 2S_a + \sin 4S_a} \\ K_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (12)$$

(12) 式を (11) に代入し、 x について 0 から x_a まで積分すれば全圧力 P は円筒の幅を b として次のように得られる。

$$P = \frac{4\eta U r b}{h_0} K_p \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$K_p = \frac{3}{4} K_1 \sin^2 S_a + 3 \left(\frac{3}{4} K_1 - 1 \right) S_a \tan S_a \quad \dots\dots\dots (13)'$$

$x_a = \infty$ ($S_a = \pi/2$) とすれば $K_p = 1$ となり従来の理論に相当する。第 8 図に示されるように K_p は油層が十分薄くなったとき急激に減少するが、 h_a/h_0 (h_a は $x=x_a$ における h の値) が 10 以上ではあまり変化は著しくない。このことは $x=x_a$ における油膜厚さが最小油膜厚さの 10 倍程度 (実際には数ミクロン程度) の厚さの油層が存在しさえすれば、それ以上いくら多量の油を供給しても負荷容量にはほとんど変化がないことを意味する。

次に摩擦に関しては、円筒 1, 2 の表面上で円周方向に働く摩擦力をそれぞれ F_1 , F_2 として、

$$F_j = b \int_{-x_a}^{x_a} \eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=h_j} dx \quad (j=1, 2) \quad \dots\dots\dots (14)$$

(9) 式を積分して (14) 式に代入し、ふたたび積分すれば

$$F_j = \frac{\eta b \sqrt{2rh_0}}{h_0} \left\{ 2(U_2 - U_1) S_a + (-1)^j 3(U_1 + U_2) S_a - (-1)^j 6(U_1 + U_2) \frac{(2S_a + \sin 2S_a)^2}{12S_a + 8\sin 2S_a + \sin 4S_a} \right\} \quad \dots\dots\dots (15)$$

$U_1 = U_2$ の場合を考え、 F_j の絶対値を F とすれば

$$F = \frac{\pi \eta U b \sqrt{2rh_0}}{h_0} K_F \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$K_F = \frac{6}{\pi} \frac{4S_a^2 - 2\sin^2 2S_a + S_a \sin 4S_a}{12S_a + 8\sin 2S_a + \sin 4S_a} \quad \dots\dots\dots (16)'$$

$x_a = \infty$ ($S_a = \pi/2$) のとき $K_F = 1$ となり従来の理論に相当する。 K_F の値は第 8 図に示されるとおりで、油層の薄い領域で K_p よりも小さく、 $h_a/h_0 = 10$ 付近では十分油量のある場合に比し、負荷容量の減少は約 25% に対し摩擦の減少は約 55% にも達し、潤滑法として、このような微量給油が非常に良好な性能を与え得ることを示している。噴霧潤滑において単位時間の供給油量を変化させれば、軌道面あるいはころ表面の

第 8 図

油層の厚さもそれに応じて変化するものと考えられるから、上述の理論を実験によって確かめることができる。第9図はその実験結果であり、給油量 2 cc/h 程度までは、給油量の減少とともに摩擦は減少している。給油量 2 cc/h 以下においても理論によれば、破線で示したごとく引続き減少を続けるはずであるが、実際は図のごとくほぼ一定な値を取り、極端に給油量が少なくなれば摩擦は急激に増加し焼付きへの過程をたどる。この原因としては給油量 2 cc/h 付近はちょうど第8図の $h_a/h=10$ 付近に相当し、これ以下では K_F が急激に減少するため流体油膜の負荷容量がなくなり先述したごとく M_o , M_s が大きくなり、 M_r は理論どおり減少しても全体としては実験結果のような状態になったものと考えられる。この点より推論すれば給油量 3 cc/h で $K_F=0.5\sim0.6$ であることがわかる。このときの K_F はほぼ 0.8 である。なお以上の理論は2円筒のものであるが、スラスト荷重を受ける円すいころ軸受についても、各ころと軌道面との接触面が2円筒の場合に相当するから、各ころの分担荷重を2円筒の接触面荷重とすれば良く、本質的には同じものである。

(2) 円すいころ軸受の流体摩擦理論

円すいころ軸受の流体摩擦理論についてはすでに簡単な理論を報告したが、上述の理論を基礎として修正された理論式を以下に導き実験結果との比較を行なう。すなわちスラスト荷重 W を負荷し、内輪軌道中心の周速 V で回転せしめるときの摩擦モーメント M , 外輪温度上昇 ΔT に関する理論式を導く。いま摩擦仕事率を L , ころの中心半径を R , ころの有効接触長さを B , ころ数を m として、内外輪軌道面ところとの間の接触面を2円筒の接触面に置換すれば、等価半径は $RR_i/(R+R_i)$ (内輪側), $RR_o/(R+R_o)$ (外輪側) となるから外輪側においてころ表面にかかる摩擦力を F_o , 油膜最小厚さを h_{o0} , 内輪側についても同様に F_i , h_{oi} とし、内輪軌道ところとの相対速度 U_i , 外輪側のそれを U_o とし、

$$\begin{aligned} L &= 2m(U_i F_i + U_o F_o) \\ &= 2\pi K_F m \eta B \left(U_i^2 \sqrt{\frac{2}{h_{oi}}} \frac{RR_i}{(R+R_i)} \right. \\ &\quad \left. + U_o^2 \sqrt{\frac{2}{h_{o0}}} \frac{RR_o}{(R+R_o)} \right) \end{aligned} \quad (17)$$

ここで近似的に等価半径を内外輪とも r_a , また $U_i \doteq U_o \doteq V/2$, $h_{oi} \doteq h_{o0} \doteq h_o$ とおけば [この近似は (17) 式全体としてみれば良い近似を与える],

$$L \doteq \pi K_F m \eta B V^2 \sqrt{2R/h_o} \quad (18)$$

この式中には未知の値 h_o を含み、また η も軸受内部温度が不明であるから未知である。まず h_o に関して

第9図

第10図

は (13) 式を軸受に適用し、

$$h_o = 2K_F m \eta V R B \sin \theta / W \quad (19)$$

ここで W はスラスト荷重, θ は接触角で第6図において $\theta = (\beta - \alpha)/2$ である。次に η については、潤滑油温度を T とし, α, β を油の種類によって定まる固有値とすれば、次の近似式によって与えられるものとする。

$$\eta = 1/(\varphi + \psi T)^2 \quad (20)$$

室温を T_r , 室温からの温度上昇を ΔT とすれば, $T = T_r + \Delta T$ で、温度上昇は摩擦仕事に比例すると考えてよいから⁽⁹⁾

$$\Delta T = \lambda L \quad (21)$$

ただし、 ΔT は潤滑油そのものの温度であるから測定はできない。測定のできる外輪温度上昇 ΔT_b との間に $\Delta T = k \Delta T_b$ (k は定数) なる比例関係があり, $L = MV/R_i$ から $\lambda/k = \Delta T_b R_i / MV$ なるゆえ, $\Delta T_b, M, V$ の実測値から λ/k の変化状態を示せば第10図のごとくである。この値は (21) 式からも明らかのように軸受を含む系の放熱の良否を示す値であり、図に示され

るごとく、速度によってわずかに変化するが、荷重、潤滑油、軸受種類などには無関係な一定値をとる。

次に (18), (19), (20), (21) 式を連立させて未知の値 h_0 , η , ΔT を消去すれば、摩擦仕事率 L が実測できる量 V , W および軸受とその系に固有な値によって次のようにあらわされる。

$$L = \frac{1}{2\psi\lambda} \left\{ \sqrt{(\varphi + \psi T_r)^2 + 4\pi\psi\lambda \frac{K_F}{\sqrt{K_p}} \sqrt{\frac{mBV^3W}{\sin\theta}}} - (\varphi + \psi T_r) \right\} \quad (22)$$

$L = MV/R_i$ を代入し、上式を書直せば、

$$1 + \frac{2\psi\lambda MV}{(\varphi + \psi T_r)R_i} = \sqrt{1 + \frac{4\pi\psi\lambda}{(\varphi + \psi T_r)^2} \frac{K_F}{\sqrt{K_p}} \sqrt{\frac{mBV^3W}{\sin\theta}}} \quad (23)$$

実験値ならびに系の固有値によって上式の左辺および右辺の無次元量を別々に計算し、理論どおり両辺が等しくなるかどうかを検討したのが第 11~15 図である。ただし λ の値は第 10 図にて $k=3$ と仮定して得た。この仮定は接触面の潤滑油の瞬間温度が外輪外面温度の 3 倍とする仮定に相当する。また K_F , K_p はすでに求められた

第 11 図

第 12 図

第 13 図

第 14 図

とおりで $K_F/\sqrt{K_p}=0.6$ として計算した。第 13 図のエンジン油潤滑の場合を除いて、他の図では回転数、荷重、潤滑油粘度、接触角、ころ数などいずれが変っても (23) 式の関係は非常に良く成立している。このことは高速度円すいころ軸受の摩擦が主として転動体軌道面間に形成される流体摩擦によって左右されることを示すものである。(22)式は種々な仮定のもとに導かれた近似式であるが、これをより厳密にするためには、接触面の弾性変形、圧力による粘度の変化、軸方向の圧力分布、あるいは接触面の境界接触部分による荷重の負担などを考慮する必要がある。これはいずれも (22) 式の L の値を小さくするような要素と考えられるから、実際は理論が実験値より小さくなり、その差が保持器やつばによって形成される摩擦に相当するものと考えられる。第 13 図のエンジン油の場合は高粘度のため、より完全な流体潤滑に近づいたものとみるのが妥当である。

一般に円すいころ軸受で摩擦あるいは温度を測定すれば、(23)式によって図のごとく理論との違いを調べ、理論線の上になるか下に出るかを調べることによって運転状態の良否を知ることができる。なお温度の場合は(23)式の MV の代りに $MV=\Delta T_b k R_i/\lambda$ を代入する必要がある。

また摩擦モーメントおよび温度上昇の理論式としては、 $M=LR_i/V$ および $\Delta T_b=\lambda L/k$ に (22) 式を代入して次のようになる。

$$M=\frac{R_i}{2\phi\lambda V}\left\{\sqrt{(\phi+\phi T_r)^2+4\pi\phi\lambda\frac{K_F}{\sqrt{K_p}}\sqrt{\frac{mBV^3W}{\sin\theta}}}-(\phi+\phi T_r)\right\} \quad (24)$$

$$\Delta T_b=\frac{1}{2\phi k}\left\{\sqrt{(\phi+\phi T_r)^2+4\pi\phi\lambda\frac{K_F}{\sqrt{K_p}}\sqrt{\frac{mBV^3W}{\sin\theta}}}-(\phi+\phi T_r)\right\} \quad (24)'$$

5. 結 言

以上を要約すれば高速度円すいころ軸受の摩擦機構として次のようにまとめることができる。

円すいころ軸受の摩擦構成要素を転動体と軌道面間のころがり摩擦 M_r 、転動体と保持器間のすべり摩擦 M_o 、転動体とつばの間のすべり摩擦 M_s および余剰油と空気のかくはん抵抗の4種に分け、前3者の基礎的な摩擦構成要素について検討した結果、 M_r 、 M_o 、 M_s の大きさの割合は転動体、軌道面間の油膜の生成状態によって左右されるもので、起動時あるいは極低速時のごとく油膜の負荷能力がほとんどない場合には M_o と M_s が主要部分を占めているが、高速になって油膜の負荷能力が増すに従い M_o 、 M_s は少なくなり、代って M_r の値が増加して軸受摩擦の主要部を占めるようになることが解析された。しかもこの M_r は主として潤滑油の流体摩擦であり、流体力学に基礎を置く理

第 15 図

論によって表示することが可能で、その理論式は実験結果と良好な一致を示すことが明らかにされた。

なお本研究の実験に協力された京都大学学生（発表当時）梅本 毅君ならびに 京都大学の 船津健右君に厚く感謝するとともに、供試軸受ならびに潤滑油に関してそれぞれ御便宜をいただいた光洋精工会社および三菱石油会社に深謝の意を表す。

文 献

- (1) 佐々木, 沖野, 機械学会論文集, **24**, 146 (昭 33-10), 697.
- (2) 佐々木, 沖野, 機械学会論文集, **26**, 163 (昭 35-3), 461, 467, 474.
- (3) 佐々木, ベアリングエンジニア, **1**, 1 (昭 25-10), 12.
- (4) 角田, 東京秋期講演大会前副集, No. 15 (昭 34-10-16), 77.
- (5) 佐藤, 岩田, 精密機械, **16**, 7 (昭 25-7), 165.
- (6) 鈴木, 機械学会誌, **58**, 432 (昭 30-1), 50.
- (7) W. Pepppler, VDI-Forschungsheft 391, **9** (1938), 1.
- (8) E.K. Gotcombe, Trans. ASME, **67** (1945), 177.
- (9) 甲藤, 機械の研究, **7**, 3 (昭 30-3), 365.