621.822.7.031.6

玉軸受の摩擦モーメントに関する研究*

(スラスト荷重を受け, 高速回転する場合)

角 田 和 雄**

Friction Moment of Radial Ball Bearings under Thrust Load at High Speed

by Kazuo KAKUTA

In the previous paper, in a low speed range the friction moment of radial ball bearings under thrust load was analysed theoretically and the theory was confirmed by experiments. Moreover, it was pointed out that the moment increased with the rotational speed of the bearing because of the viscous friction of lubricant.

In this report, in a high speed range the theoretical analysis of the friction moment of the bearing under thrust load is compared with experiments. Supposing the hydrodynamic lubrication in the ball bearing, the formula of the moment is induced approximately from the hydrodynamic lubrication theory of rolling cylinders. The moment is measured under various conditions of the speed, the load and the viscosity of lubricant. The agreement of the observed values with the calculated ones is fairly well.

1. ま え が き

前報⁽¹⁾において, スラスト荷重を受け, 玉に作用する遠心力を無視しうる程度に低速回転するラジアル玉軸受の摩擦モーメントについて述べた. そして, 摩擦モーメントに及ぼす軌道みぞ曲率半径, スラスト荷重, 玉数, 半径方向すきまおよび保持器の重さの影響を, 境界潤滑の立場から解析し, 実験と比較した.

さらに, きわめて低い回転速度においても, 玉と転走面との間の接触は, ころがり運動を伴うために, 境界潤滑状態よりは, むしろ流体潤滑状態に近いことを明らかにした. そして, その油膜の粘性のために, 回転速度の増大に従って, 軸受の摩擦モーメントが増加することを指摘した.

玉軸受の摩擦の速度項については, 玉軸受全体をすべり軸受との類似において扱う立場からの研究⁽²⁾はある. しかし, 玉のころがりに関する流体潤滑理論⁽³⁾⁽⁴⁾がまだ完全なものでなく, しかも, 非常に複雑であるので, 玉軸受の玉のころがり運動を基礎とした流体潤滑の立場に立つ研究は, 見あたらないようである.

そこで, 本報では, まずスラスト荷重を受け, 高速回転するラジアル玉軸受の摩擦を, 玉と転走面との間

が境界潤滑状態であるとして解析した. 玉と転走面との間が流体潤滑状態である場合には, 2円筒ころがり接触の理論を適用して摩擦モーメントを表わす近似式を導いた. 次に, 保持器をもたないラジアル玉軸受について, 微量の潤滑油を供給し, スラスト荷重, 回転速度および潤滑油の粘度を変えて軸受摩擦モーメントを測定した. そして, その実測値と解析の結果による計算値とを比較した.

2. 記 号

軸受に関し, 本報に用いた記号のおもなものは, 次のとおりである.

- C_r : 半径方向すきま
- D_a : 玉径
- d_m : 玉のピッチ円直径
- E : 縦弾性係数
- F_o : 玉1個に作用する遠心力
- f_s : すべり摩擦係数
- h : 接触面の油膜厚さ
- h_0 : 接触面の最小油膜厚さ
- n_c : 玉の公転速度
- n_i : 内輪回転速度
- P : 玉1個に作用する法線方向荷重
- p : 接触圧力

* 昭和36年11月12日 第39期全国大会講演会において講演, 原稿受付 昭和37年1月31日.

** 正員, 日本精工会社(藤沢市鶴沼1281).

R_R : 軌道みぞ曲率半径 $= fD_a$

R_L : 軌道みぞ底半径

r_c : 玉のころがり方向に直角な面における弾性接触面の曲率半径

T : スラスト荷重

U : ころがり速度

W : 玉 1 個の重さ

z : 玉数

α : 軸受の接触角

α' : スラスト荷重零のときの接触角

β : 弾性ヒステリシス損失係数

δ : 玉と転走面との間の弾性近接量

σ : ポアソン比

η : 潤滑油の粘性係数

添字 i : 軸受内輪に関するもの

添字 0 : 軸受外輪に関するもの

3. スラスト荷重を受け、高速回転するラジアル玉軸受の荷重分布

ラジアル玉軸受が純スラスト荷重を受ける場合の内・外輪転走面と玉との間の接触状態を、第 1 図 (i) から (iv) に示した。図において、 O_i : 内輪軌道みぞ曲率半径の中心、 O_0 : 外輪軌道みぞ曲率半径の中心、 O : 玉の中心 を表わす。

玉の位置を固定し、軸受の半径方向すきまが内・外輪と玉との間に均等に配分されるような、内・外輪の位置を考えたのが第 1 図 (i) である。この位置から、内・外輪が軸に平行に移動し、玉と転走面が幾何学的に点接触した状態が (ii) である。玉は接触角 α' をもって接触する。さらに、純スラスト荷重が加わり、玉と内・外輪が弾性変形を伴って接触した状態が (iii) である。玉は接触角 α をもって接触する。その上、内輪が回転し、玉に遠心力が作用した状態が (iv) である。玉は内輪転走面と α_i 、外輪転走面と α_0 なる接触角をもつて接触する。

前報⁽¹⁾より、

$$\cos \alpha' = \frac{(f_i + f_0 - 1)D_a - C_r/2}{(f_i + f_0 - 1)D_a} \dots\dots\dots (1)$$

$$\left(\frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha} - 1 \right)^{3/2} \sin \alpha = \left\{ \frac{k_i + k_0}{(f_i + f_0 - 1)D_a} \right\}^{3/2} \frac{T}{z} \dots\dots\dots (2)$$

$$P = T/(z \sin \alpha) \dots\dots\dots (3)$$

が成り立つことがわかる。これらの式から、玉に作用する遠心力が無視できる場合の、玉と転走面との間の接触状態を求めることができる。

玉に作用する遠心力を考慮する場合は、第 1 図 (iv)

より、次の関係が成り立つ。

$$\left\{ \left(f_i - \frac{1}{2} \right) D_a + \delta_i \right\} \cos \alpha_i + \left\{ \left(f_0 - \frac{1}{2} \right) D_a + \delta_0 \right\} \cos \alpha_0 = (f_i + f_0 - 1) D_a \cos \alpha' \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 δ は前報に述べた。また、第 2 図の玉に作用

第 1 図 玉と転走面との接触状態

(i) 遠心力=0

(ii) 遠心力= F_c

第 2 図 玉に作用する力のつりあい

する力のつりあい関係から、次の式が導かれる。

$$P_i = T / (z \sin \alpha_i) \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$P_0 = T / (z \sin \alpha_0) \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$P_0 \cos \alpha_0 - P_i \cos \alpha_i = F_c \quad \dots\dots\dots (7)$$

(5) および (6) 式を (7) 式に代入して、

$$\cot \alpha_0 - \cot \alpha_i = (z F_c) / T \quad \dots\dots\dots (8)$$

が得られる。また、

$$n_c = \left(1 - \frac{D_a}{d_m} \cos \alpha_i \right) \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_i + \cos \alpha_0} n_i \quad \dots\dots\dots (9)$$

であり⁽⁵⁾、遠心力は、

$$F_c = \frac{W}{g} \frac{d_m}{2} \left(2\pi \frac{n_c}{60} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (10)$$

で表わされる。ここで、 g ：重力の加速度、 n_c の単位は rpm である。かくて、(4) から (10) 式によって、 α_i 、 α_0 、 P_i および P_0 が求まり、玉と転走面との間の接触状態を計算できる。

4. スラスト荷重を受け、高速回転する ラジアル玉軸受の摩擦の解析

4.1 玉と転走面との間を境界潤滑とする場合 玉と転走面との間の接触状態は境界潤滑であるとし、その間の摩擦係数にクーロンの法則が成り立つものとする。前報⁽¹⁾と同様に解析をすすめ、玉軸受の摩擦モーメントは、玉と転走面との間のころがり摩擦および玉のスピンすべり摩擦に起因するモーメントの和であるとする。また、玉のころがり摩擦は、弾性ヒステリシス損失と差動すべり摩擦に起因するものとする。

まず、玉のころがり運動による弾性ヒステリシス損失に起因する軸受摩擦モーメント M_E を求める。本報の場合、

$$R_{Li} = \frac{1}{2} (d_m - D_a \cos \alpha_i) \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$R_{L0} = \frac{1}{2} (d_m + D_a \cos \alpha_0) \quad \dots\dots\dots (12)$$

である。したがって、前報と同様にして、次の式が導かれる。

$$\begin{aligned} M_E = & \frac{d_m z}{2} \left[\phi_i \left(1 - \frac{D_a}{d_m} \cos \alpha_i \right) \right. \\ & \times \left\{ 1 - \left(1 - \frac{D_a}{d_m} \cos \alpha_i \right) \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_i + \cos \alpha_0} \right\} \\ & + \phi_0 \left(1 + \frac{D_a}{d_m} \cos \alpha_0 \right) \\ & \times \left. \left(1 - \frac{D_a}{d_m} \cos \alpha_i \right) \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_i + \cos \alpha_0} \right] \beta \quad \dots\dots\dots (13) \end{aligned}$$

ここで、 ϕ については前報に述べた。

次に、玉のころがり運動による差動すべり摩擦に起

因する軸受摩擦モーメント M_D を求める。前報において導いた A と B の関係を、両対数グラフにプロットすると、第3図のようになり、次の関係が成り立つことがわかった。

$$B = 8.05 \times 10^{-2} A^{-2} \quad \dots\dots\dots (14)$$

したがって、前報における玉の中心のまわりの差動すべり摩擦によるころがり摩擦モーメント m_D は、次のように表わされる。

$$\begin{aligned} m_D = & \frac{8.05 \times 10^{-2}}{2} \frac{\mu^2}{r_c} \left[\frac{3}{8 \sum \rho} \left\{ \frac{4(1-\sigma_1^2)}{E_1} \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{4(1-\sigma_2^2)}{E_2} \right\} \right]^{2/3} P^{5/3} f_s \quad \dots\dots\dots (15) \end{aligned}$$

ゆえに、前報と同様にして、次の式が導かれる。

$$\begin{aligned} M_D = & \frac{z d_m}{D_a} \left[m_{Di} \left(1 + \frac{D_a}{d_m} \cos \alpha_0 \right) \right. \\ & \times \left(1 - \frac{D_a}{d_m} \cos \alpha_i \right) \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_i + \cos \alpha_0} \\ & + m_{D0} \left(1 - \frac{D_a}{d_m} \cos \alpha_i \right) \\ & \times \left. \left(1 - \left(1 - \frac{D_a}{d_m} \cos \alpha_i \right) \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_i + \cos \alpha_0} \right) \right] \quad \dots\dots\dots (16) \end{aligned}$$

また、玉のスピン運動によるすべり摩擦に起因する軸受摩擦モーメント M_s は、前報より、

$$\begin{aligned} M_s = & \frac{3}{8} \mu E(k) T^{4/3} \left[\frac{3}{8 z \sum \rho \sin \alpha} \left\{ \frac{4(1-\sigma_1^2)}{E_1} \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{4(1-\sigma_2^2)}{E_2} \right\} \right]^{1/3} f_s \quad \dots\dots\dots (17) \end{aligned}$$

と表わされる。

第3図 A と B

スラスト荷重を受け、高速回転する場合も、低速回転の場合と同様、玉と内・外輪転走面の両接触面において、同時にころがり接触の条件を満足することはできないので、内・外輪のいずれか一方の接触面において玉の純ころがり運動が生ずるならば、他方の接触面では、玉はころがり運動にスピン運動を伴うことになる。この場合も、玉の純ころがり運動は、玉のスピンすべり摩擦モーメントの大きいほうの転走面に生ずると考えるのが、力学的に妥当である。

したがって、玉軸受の摩擦モーメント M は、次のように表わされる。

$$M = M_{E_i+E_0} + M_{D_i+D_0} + M_{s_i \text{ or } s_0} \dots\dots\dots (18)$$

すなわち、 M_E と M_D は内・外輪の値の和であり、 M_s は玉が純ころがり接触する軌道輪に従って、どちらか一方の軌道輪の値のみを採用する。

4.2 玉と転走面との間を流体潤滑とする場合 玉のころがりに関する流体潤滑理論は、複雑で実用化が困難であるようなので、ラジアル玉軸受において、玉と転走面との間の弾性接触の形が、細長いだ円形にな

$$p = \frac{12\eta U \sqrt{2rh_0}}{h_0^2} \left[K_1 \left(\frac{\sin 4S}{32} + \frac{\sin 2S}{4} + \frac{3S}{8} \right) - \left(K_2 + \frac{\sin 2S}{4} + \frac{S}{2} \right) \right] \dots\dots\dots (22)$$

となる⁽⁶⁾。

境界条件を、 $x=0$ で $p=0$ 、 $x=x'$ で $p=0$ とし、 $x=x'$ における $S=S'$ とすると、(22) 式は次のようになる。

$$p = \frac{12\eta U \sqrt{2rh_0}}{h_0^2} \left[\left(\frac{16S' + 8 \sin 2S'}{12S' + 8 \sin 2S' + \sin 4S'} \right) \left(\frac{\sin 4S}{32} + \frac{\sin 2S}{4} + \frac{3S}{8} \right) - \left(\frac{\sin 2S}{4} + \frac{S}{2} \right) \right] \dots\dots\dots (23)$$

したがって、2円筒の間に発生する全油膜圧力 P は、円筒の軸方向接触長さを d とすると、

$$\begin{aligned} P &= d \int_0^{x'} p dx \\ &= \frac{4\eta Urd}{h_0} \left[\frac{3}{4} \left(\frac{16S' + 8 \sin 2S'}{12S' + 8 \sin 2S' + \sin 4S'} \right) (\sin^2 S' + 3S' \tan S') - 3S' \tan S' \right] \\ &\equiv \frac{4\eta Urd}{h_0} K_3 \dots\dots\dots (24) \end{aligned}$$

となる。円筒1および2の表面上で円周方向に作用する摩擦力を、それぞれ F_1 および F_2 とすると、

第 4 図 2円筒のころがり接触

ることに着目し、その長径を2円筒ころがり接触における軸方向接触長さに等しいとして、その流体潤滑理論を近似的に玉軸受に適用してみた。

2円筒ころがり接触の場合の油膜圧力分布の方程式⁽⁶⁾は、次のように表わされる。記号は第4図に示した。

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \dots\dots\dots (19)$$

ここで、 p :油膜圧力、 u : x 方向流速である。

(19) 式を解いて、

$$\frac{1}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{U}{h_0^2} \left[\frac{K_1}{\left(1 + \frac{x^2}{2rh_0}\right)^3} - \frac{1}{\left(1 + \frac{x^2}{2rh_0}\right)^2} \right] \dots\dots\dots (20)$$

を得る。ここで、 $U = (U_1 + U_2)/2$ 、 $r = r_1 r_2 / (r_1 + r_2)$ である。

$$\tan S = \frac{x}{\sqrt{2rh_0}} \dots\dots\dots (21)$$

とおいて、(20)式を解くと、

第 5 図 h'/h_0 と $K_4/\sqrt{K_3}$

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= d \int_0^{x'} -\eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=-h_1} dx \\ F_2 &= d \int_0^{x'} \eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=h_2} dx \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (25)$$

となる。2円筒のころがり接触に、すべりのない $U_1=U_2$ の場合を考えると、次の式を得る。

$$\begin{aligned} F_1=F_2 &= \frac{d}{2} \int_0^{x'} h dp = -\frac{\pi \eta U d \sqrt{2rh_0}}{h_0} \left[\frac{6}{\pi} \frac{(4S'^2 + S' \sin 4S' - 2 \sin^2 2S')}{(12S' + 8 \sin 2S' + \sin 4S')} \right] \\ &\equiv -\frac{\pi \eta U d \sqrt{2rh_0}}{h_0} K_4 \dots\dots\dots (26) \end{aligned}$$

単位時間に摩擦によって費される仕事を、2円筒について、それぞれ L_1 および L_2 とし、単位時間の総仕事量を L とすると、

$$L_1 = -F_1 U_1, \quad L_2 = -F_2 U_2, \quad L = L_1 + L_2 \dots\dots\dots (27)$$

である。したがって、次の式が導かれる。

$$L = \pi \sqrt{2\eta d P U^3} \frac{K_4}{\sqrt{K_3}} \dots\dots\dots (28)$$

L を転動体と内・外輪転走面との間で費される仕事量にあてはめると、1個の転動体が単位時間に消費する総仕事量 L_R は、

$$L_R = L_i + L_o = \pi \sqrt{2\eta} (\sqrt{d_i P_i U_i^3} + \sqrt{d_o P_o U_o^3}) \frac{K_4}{\sqrt{K_3}} \dots\dots\dots (29)$$

となる。

潤滑油の流体摩擦による軸受の摩擦モーメントを M_L とし、単位時間当りの消費エネルギーを等しいとおくと、次の式が成り立つ。

$$2\pi n_i M_L = L_R z \dots\dots\dots (30)$$

したがって、

$$M_L = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{z \sqrt{\eta}}{n_i} (\sqrt{d_i P_i U_i^3} + \sqrt{d_o P_o U_o^3}) \frac{K_4}{\sqrt{K_3}} \dots\dots\dots (31)$$

となる。ここで、

$$\left. \begin{aligned} U_i &= \pi d_m \left(1 - \frac{D_a}{d_m} \cos \alpha_i \right) \left\{ 1 - \left(1 - \frac{D_a}{d_m} \cos \alpha_i \right) \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_i + \cos \alpha_0} \right\} n_i \\ U_o &= \pi d_m \left(1 - \frac{D_a}{d_m} \cos \alpha_i \right) \left(1 + \frac{D_a}{d_m} \cos \alpha_i \right) \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_i + \cos \alpha_0} n_i \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (32)$$

である。

$h'/h_0 = 1/\cos^2 S'$ をパラメータにして、 $K_4/\sqrt{K_3}$ を計算した結果を第5図に示した。

以上は、2円筒のころがり接触として導かれた関係である。幸い、玉軸受の玉と転走面との間の接触は、玉と玉の半径に近い曲率半径をもった軌道みぞとの接触であるために、細長いだ円形になる。そこで、以上の関係式を、近似的に玉軸受に適用するために、2円筒の軸方向接触長さ d を、玉と転走面との間の弾性接触だ円の長径 $2a$ に等しいとおく。油膜圧力 P には、3章で求められる玉の法線方向接触荷重の値を用いる。かくして、(31)式より、スラスト荷重を受け、高速回転する玉軸受の摩擦モーメントを近似的に計算することができる。

なお、玉のスピン運動によるすべり速度は、玉のころがり速度に比べて小さいので、この解析では、玉のスピンによる軸受摩擦は無視しうるものとした。

5. 実 験

5.1 試験軸受 試験した軸受は、アメリカのころがり軸受製造業者協会 (A. F. B. M. A.) 規格 ABEC-7 の寸法および回転精度に合格したラジアル玉軸受 2B IC05 (内径: 3.175 mm, 外径: 6.350 mm, 幅: 2.38 mm) である。玉および軌道輪の材料は SAE 5144 OC ステンレス鋼を熱処理し、かたさ HRC 56~60 としたものである。

試験軸受は、保持器をもたない総玉形玉軸受であるために、内・外輪には、玉入れ穴を有する。したがって、スラスト荷重を負荷する場合には、玉とこの玉入れ穴の接触を防ぐために、外輪では入れ穴のある軸受端面に、内輪では入れ穴のない軸受端面に荷重を加えるようにした。

なお、軸受の半径方向すきまは、すべて 0.006 mm とした。

5.2 摩擦モーメントの測定装置 第 6 図に概略を示すように、空気タービンで駆動される縦形回転軸の先端に試験軸受を取付け、その内輪を回転させる。外輪に着装した同心円板形ハウジングに測定用腕を出し、ここで内輪の回転に伴って外輪に発生する摩擦による回転力を、板ばねのたわみとして抵抗線ひずみゲージを用いて測定する。摩擦モーメントの平均値を求めるために、油ダンパを使用し、摩擦による外輪の回転振動を減衰させた。板ばねに加わる力の大きさと抵抗線ひずみ計の読みとの間の関係は、既知の重さのおもりを用いて別に校正しておく。

純スラスト荷重の大きさは、外輪ハウジングに重ねる同心円板形おもりによって 0.05 から 0.20 kg まで変化させた。モーメント荷重の発生を防ぐために、外輪ハウジングおよびおもりの仕上は、すべて研削とし、また、取付や組立によっても偏心荷重が発生しないような構造とした。回転速度は、空気タービン駆動用圧縮空気の圧力を変えることによって 50 000 から 300 000 rpm まで変えた。回転速度の測定は、電磁ピックアップによる電子管式回転計および菅原研究所製 S-11 形ストロボスコプによった。

第 1 表 潤滑油の性質

項目 潤滑油	粘 度 c st			すべり摩擦係数 比重	
	30°C	50°C	100°C	常温	15°C
#90 冷凍機油	19.3	8.8	2.6	0.28	0.89
#90 タービン油	53.5	20.4	4.4	0.17	0.92

第 6 図 摩擦モーメントの測定装置

第 7 図 回転速度の影響

なお、摩擦測定中にごみ等の異物の侵入を防ぐため、測定装置は透明ビニル製の箱の中に置いた。

5.3 摩擦モーメントの測定法 試験軸受を 400 kc の周波数をもつ超音波洗浄器によって、トリクロールエチレン液中で約十数分間洗浄する。その後、ごみの付着防止に注意しながら測定装置に取付ける。運転開始前に、注射器を用い約 0.015 cc の潤滑油を軸受転走面に注入し、所定の運転条件で回転させ、摩擦モー

第 8 図 スラスト荷重の影響

第 9 図 回転速度の影響

第 10 図 スラスト荷重の影響

メントを測定すると、いずれの場合も、運転時間によって摩擦モーメントは減少し、数分後には定常値に達する。この値を摩擦の測定値として採用した。

本実験に使用した潤滑油の粘度、曾田式振子II形油性試験機によるすべり摩擦係数および比重の測定結果を第1表に示した。

5.4 摩擦モーメントの測定結果 潤滑油として、#90 冷凍機油および #90 タービン油を用い、摩擦モーメントの値を測定した結果を第7図から第10図に示した。

6. 考 察

6.1 玉と転走面との間の接触状態 3章の解析によって、玉と転走面との間の α および P を本実験の条件について計算したのが第11, 12図である。

α および P は、内輪回転速度すなわち、玉に作用する遠心力の影響を著しく受けることがわかる。

6.2 境界摩擦による摩擦モーメント まず、玉と転走面との間の接触荷重が大きいことから、この間の境界摩擦が軸受摩擦のおもな発生原因であるとしてみる。#90 冷凍機油の場合として、第1表から $f_s =$

第11図 玉の接触角の変化

第12図 玉の接触荷重の変化

0.28 を採用し、 $\beta=0.01$ とすると、(18) 式による摩擦モーメントの計算値は、第7, 8図の実測値の約1/10になるにすぎない。計算値が実測値より著しく小さいという結果は、すべり摩擦係数 f_s に、焼入軸受鋼どうしの乾燥すべり摩擦係数として0.7⁽⁷⁾を代入しても変わらず、約1/4の大きさになる。

玉と転走面との間以外の摩擦発生の箇所として、総玉形玉軸受では、玉と玉との間のすべり摩擦がある。しかし、純スラスト荷重を受ける玉軸受では、玉は自転、公転のすべりもなく、回転軸変化も現われないきわめて規則性の高い運動をするので⁽⁸⁾⁽⁹⁾、玉を等間隔に保つための保持器にも、玉による負荷が加わらない⁽⁹⁾ことが知られている。このことは、保持器の有無に関係がないはずであるので、本実験において、玉と玉との間の接触荷重は、たとえあったとしても、玉と転走面との間の接触荷重に比べてわずかであり、それに伴う摩擦も無視しうるものと考えられる。

また、高速回転においては、玉のころがり摩擦には空気抵抗が含まれることが知られている⁽¹⁰⁾。玉の空気抵抗は、その公転運動のみを考えて流体力学の理論から計算される⁽¹¹⁾。本実験の場合、最高回転速度、最低荷重の条件においても、玉の空気抵抗による軸受の回転抵抗モーメントは、摩擦モーメントの測定値の約10%を占めるにすぎないことがわかった。

したがって、以上の考察から、玉と転走面との間が境界潤滑状態にあるとすることが誤りのようである。

6.3 流体摩擦による摩擦モーメント そこで、玉と転走面との間が流体潤滑状態にあるとしてみる。本実験における摩擦測定は、回転前に約0.015 ccの潤滑油を軸受に与えたきりで、運転開始数分後に、過剰の潤滑油が飛び散り、軸受温度も定常に達した後に行なったので、玉と転走面との間に存在すると考えられ

第13図 摩擦の測定値と計算値の比較(流体潤滑)

る油膜は非常に薄いものである。そこで、潤滑油膜が最小油膜厚さの約 2 倍の厚さになるところから、油膜圧力の発生にあずからなくなるとして、この範囲を積分した。すなわち、 $h'/h_0 \doteq 2$, $K_4/\sqrt{K_3} = 0.1$ を採用した。

また、本実験では、試験軸受が小さいために、回転中に軸受温度を測定することができなかったが、与えられた回転条件で運転し、摩擦値が定常に達した後、回転を停止し、その直後にハウジングの温度を測定するといずれの場合も約 30°C であった。軸受の運転条件によって、この温度があまり変わらないのは、回転軸駆動用の圧縮空気の一部が試験軸受面に吹付けられることによる冷却効果のためと考えられる。そこで、玉と転走面の接触面温度を外輪温度で代表させ、潤滑油の粘性係数の値には 30°C の値を採用した。

以上の数値を用い、(31)式によって摩擦モーメントの値を計算し、第 7 図から第 10 図の測定値と比較したのが第 13 図である。第 13 図より、#90 冷凍機油および #90 タービン油の場合、摩擦の実測値と計算値とは、スラスト荷重および回転速度が変化しても、比較的良く一致することがわかる。

玉の空気抵抗による回転抵抗モーメントは、前述の理由で無視できる。玉と玉との間の接触部に油膜が存在すると考えても、この間は接触面積の小さい点接触であることから、そこに発生する粘性摩擦の大きさは無視できる程度のものと考えられる。

したがって、本実験の条件では、玉と転走面との間は、流体潤滑状態にあり、軸受摩擦の発生原因はこの間の粘性摩擦であり、その大きさは (31) 式によって近似計算することができることがわかった。

7. む す び

スラスト荷重を受け、玉の遠心力を無視できない程度に高速回転し、微量の潤滑油を供給される場合の総玉形ラジアル玉軸受の摩擦について、次のことを明らかにした。

- 1) 軸受摩擦モーメントは、スラスト荷重、回転速度および潤滑油の粘度の増加に従って増大する。
- 2) 玉と転走面との間を流体潤滑状態にあるとし、2 円筒ころがり接触の流体潤滑理論を適用して、軸受摩擦モーメントを表わす近似式を導いた。
- 3) 軸受摩擦モーメントの測定値と、導かれた摩擦モーメントの近似式による計算値とは、スラスト荷重、回転速度および潤滑油の粘度が変わっても、比較的良く一致する。

おわりに、この研究について御援助を賜った当社専務取締役 當津正雄氏、技術部長 服部 喬博士、研究課長 南部信吉氏、電子管式高速回転計を考案、試作して下さった主任研究員 大越秀雄氏、実験に尽力された高橋貞夫氏に深謝する。

文 献

- (1) 角田, 機械学会論文集, 27-178 (昭 36-6), 945.
- (2) 平野・太田, 機械学会論文集, 21-102 (昭 30), 119.
- (3) П. Л. Кадица, Журнал Технической Физики, 25 (1955), 747.
- (4) 佐々木・沖野, 機械学会論文集, 27-181 (昭 36-9), 1456.
- (5) 山本, *NSK Bearing J.*, No. 615 (1961), 6.
- (6) E. K. Gatcomb: *Trans. ASME*, 67 (1945), 177.
- (7) 笹田・柏木, *NSK Bearing J.*, No. 614 (1961), 17.
- (8) 平野・田上, 潤滑, 5-3 (昭 35-5), 175.
平野・田上, 機械学会論文集, 27-178 (昭 36-6), 934.
- (9) 角田, 東京秋期講演大会前刷集, No. 15 (昭 34-10), 77.
- (10) 佐々木・沖野, 機械学会論文集, 26-163 (昭 35-3), 461.
- (11) 藤本, 流体力学, (昭 27), 334, 養賢堂; 谷, 流れ学, (昭 30), 151, 岩波書店.

28 卷 190 号 (昭 37-6) 正誤表

執筆者名	ページ	欄	行	誤	正
杉本隆尚	723	第 6 図 (b)		S 142 を削除する	
	733	第 11 図縦軸	}	S_0	S_0
	734	第 12, 13 図縦軸			
	736	右	20~21	菊池	菊池
石井威望	746	左	下 2	とりまぜ生産	とりまぜて生産
	748	左	下 7	三とうり	三とおり
	7	右	2	すなをに	すなおに
	750	右	下 15	絶対金額	絶対金額
	751	右	8	i 状態, P 原価を	し状態, P , 原価を