スラスト玉軸受のトラクション油中のスピンモーメント*

田 中 裕 久^{*1}, 窪 野 英 和^{*2}

Spin Moment of a Thrust Ball Bearing in Traction Fluid

Hirohisa TANAKA and Hidekazu KUBONO

A thrust ball bearing lubricated in traction fluid has larger spin moment than a bearing lubricated in turbine oil. This is because the rheological characteristics of the traction fluid's limiting shear stress increase steeply when the contact pressure exceeds the glass transition pressure of 0.6~1 GPa. The moment of the bearing sometimes causes a decrease in the mechanical efficiency of traction drive transmission. In this report, the moment is measured by a compact facility consisting of a hydraulic cylinder with load capacity of 50 kN and a rotational speed of 8 000 rpm. The theoretical moment is estimated from the rheological model of elastoplastic fluid and the spin moment analysis of the contact area considering the flash temperature. As a result, it is clear that an equivalent friction coefficient of the thrust ball bearing of 58 mm(PCD), curvature ratio of $f_0=0.52$ (radius of race curvature divided by ball diameter) lubricated in traction fluid is about 0.030 instead of 0.0012 in turbine oil. It is predicted that the moment of the bearing of $f_0=0.60$ will be halved.

Key Words: Friction, Thrust Ball Bearing, Traction Fluid, Spin, Glass Transition, Lubrication

1. ま え が き

自動車用自動変速機として、構造の単純化と伝達効率向上の点から、機械式無段変速機 (CVT) の開発がなされている。CVT の一つであるハーフトロイダル形のトラクションドライブ式 CVT は、スピンの全変速範囲にわたって少ないことを特長とする転がり式の CVT である。この CVT の転動体を支持する転がり軸受には、10~30 kN の荷重が働き、しかもガラス点遷移⁽⁶⁾⁽¹²⁾⁽¹³⁾したトラクション油で潤滑されるため、通常のタービン油による潤滑条件と比べると大きな損失モーメントが生じ、これが CVT のトルク伝達効率の低下の要因となっている。

スラスト玉軸受の運動を調べた報告には、平野らの研究⁽¹⁾が系統的になされており、最近のものでは浦⁽²⁾のものがある。また、ラジアル玉軸受に働くモーメントの測定と解析 (主に弾性ヒステリシス損失) を扱ったものに角田⁽³⁾や Lingard⁽⁴⁾のものがある。これらの研究成果をふまえ、本報では、0.6~1 GPa の圧力でガ

ラス点遷移するトラクション油中でのスラスト玉軸受の損失モーメントを算出できるモデルを作成することを目的とする。解析結果と実際の比較を行うため、静圧軸受付き回転可能油圧シリンダによる高速高荷重軸受試験装置を作製し計算値との比較を行った。

2. 主 な 記 号

a, b : 接触だ円のそれぞれ長軸と短軸の半径 ($b: x$ 軸, 転がり方向)

F_c, F_v, F_t : それぞれ, 押付け力, 遠心力, 接線力

$f_0 = r_{22}/(2r_0)$

G : トラクション油の等価平均横弾性係数

h : 中心膜厚

$k_b = a/b$

N_i : 軸受回転数

P_m : 平均ヘルツ圧力

r_0 : 玉半径

r_{22} : 溝半径

r_m : ピッチ円半径

T : 軸受に働くモーメント

T_{sp} : スピンモーメント

u : 周速

z : 玉数

* 平成元年11月21日 九州支部・中国四国支部合同長崎地方講演会において講演, 原稿受付 平成元年2月20日。

^{*1} 正員, 横浜国立大学工学部 (〒240 横浜市保土ヶ谷区常盤台156)。

^{*2} 准員, 日清紡技術研究所 (〒123 東京都足立区西新井栄町1)。

α : トラクション油の圧力粘度指数

$$\alpha = (4 - 2.31 \times 10^{-2} \theta_1) \times 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$$

θ_1 : トラクション油の給油入口温度

θ_2 : 固定輪 PCD 上外壁面温度

θ_f : 接触部温度上昇量 (計算推定値)

μ_0 : トラクション油の大気圧下の粘性係数

$$= 1.89 \times 10^{-4} \exp\{406/(\theta_1 + 40)\} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

μ_t : 等価摩擦係数 $= F_t/F_c$

τ_0 : トラクション油の等温下等価平均限界せん断応力

$$= m_c P_m, \quad m_c = 10.5/(\theta_1 + 40)$$

ω_i : 軸受回転角速度 $= N_i/2\pi$

ω_b : 玉自転角速度

ω_{sp} : スピン角速度

3. スラスト玉軸受のスピンモーメント

3.1 スピン 図1にトラクションドライブ式 CVT のパワーローラを支持するスラスト玉軸受機構を示す。この軸受の玉には構造上 1~2 GPa のヘルツ圧力が働くため、ガラス点遷移したトラクション油による潤滑状態となる。このため、主に玉とレース間の接触点におけるスピンモーメントによる損失トルクが生じる。図2で、軸受は本来、上輪固定、下輪回転であるが、スピンの影響を考察するうえで、保持器固定、上下輪回転とし、座標を玉の転がる方向を x 、半径方向を y 、軸方向を z とする。遠心力の影響がある場合には、玉と上下輪とのなす角を β_1, β_2 とし玉の自転角速度を ω_b とすると、接触点 A, B におけるスピン角速度 $\omega_{s1}, \omega_{s2}^{(2)}$ は

$$\omega_{s1} = \omega_1 \cos \beta_1 + \omega_b \sin \beta_1 \quad (1)$$

$$\omega_{s2} = \omega_2 \cos \beta_2 + \omega_b \sin \beta_2 \quad (2)$$

と表される。本装置の作動条件では $zF_v/F_c < 0.1$ であ

り、遠心力による転がり軌道の変化は小さいと考えられる⁽¹⁾。この場合には、実際の軸受けの回転輪の回転角速度を ω_i とすると、

$$\omega_{s1} = \omega_1 = -1/2\omega_i \quad (3)$$

$$\omega_{s2} = \omega_2 = 1/2\omega_i \quad (4)$$

と単純化される。

3.2 スピンモーメント

トラクションドライブ装置の EHL 接触部の力の伝達解析手法^{(5)~(13)}を本軸受に働く力の算出にも適用する。すなわち接触部のせん断力を弾塑性流体モデルのもとに、発熱に伴う油の限界せん断応力の低下⁽⁶⁾⁽⁹⁾を考慮した解析法により求める。いま二つの転動体の接触面のスピン角速度を ω_{sp} とする。無次元化した弾性域のせん断応力の基礎式は、

$$dZ_{xe}/dX = -J_3 Y \quad (5)$$

$$dZ_{ye}/dX = J_3 X \quad (6)$$

ただし、

$$Z_e = \sqrt{(Z_{xe}^2 + Z_{ye}^2)} < (3/2)\sqrt{(1 - X^2 - Y^2)} \quad (7)$$

ここに、 $Z_{xe} = \tau_x/\tau_0$, $Z_{ye} = \tau_y/\tau_0$, $X = x/b$, $Y = y/a$, $k_b = a/b$ を表し、

$$J_3 = (Gab/\tau_0 hu)\omega_{sp} \quad (8)$$

τ_0 は等温下等価平均限界せん断応力、 G は油膜の等価平均横弾性係数、 h は中心膜厚を表す。

弾性域の Z_{xe}, Z_{ye} は上式を $X = -\sqrt{1 - Y^2}$ で $Z_{xe} = Z_{ye} = 0$ と置き積分することにより求まる。

次に塑性域では、

$$Z_{xp} = Z_e(-Y\sqrt{k_b})/J_0, \quad Z_{yp} = Z_e(X(\sqrt{k_b}))/J_0 \quad (9)$$

ここに、

$$J_0 = \sqrt{(-Y\sqrt{k_b})^2 + (X\sqrt{k_b})^2} \quad (10)$$

$$r_m = 29 \text{ mm}, r_{22} = 8.32 \text{ mm}, r_0 = 8 \text{ mm}, z = 9$$

図1 トラクションドライブ式 CVT 内のスラスト玉軸受

図2 スピン角速度

$$Z_e = (3/2)\sqrt{(1-X^2-Y^2)} \quad \dots\dots\dots(11)$$

スピンモーメントは弾性成分と塑性成分の和として求める⁽¹²⁾⁽¹³⁾。その無次元量を J_6 とすると、

$$J_6 = J_{6e} + (\tau_{0t}/\tau_0)J_{6p} \quad \dots\dots\dots(12)$$

ここに、添字 e, p はそれぞれ弾性成分、塑性成分を表し、 (τ_{0t}/τ_0) は塑性域での温度上昇に伴う油の限界せん断応力の低下の割合を表す⁽¹²⁾。なお、スピンモーメント T_{sp} と、単位面積当たりの発熱量 q の算出は、

$$J_6 = T_{sp}/(\pi ab\tau_0\sqrt{ab}) \\ = (1/\sqrt{k_b}) \iint (Z_u X - k_b Z_x Y) dX dY \quad \dots\dots\dots(13)$$

$$q = \{T_{sp} \cdot \omega_{sp}\}_p / (\pi ab) \\ = \sqrt{ab} \tau_{0t} \cdot \omega_{sp} J_{6p} \quad \dots\dots\dots(14)$$

上式と伝熱平衡式^{(11)~(13)}を連立し接触面の等価温度上昇量 θ_f と τ_{0t} を求めることにより、スピンモーメントを算出する。 z 個の玉からなるスラスト玉軸受のモーメントは

$$T = zT_{sp} \quad \dots\dots\dots(15)$$

図3 静圧軸受付き油圧シリンダによる軸受試験装置 ($d_s=45$ mm, $D_s=80$ mm, $A_s=34.36$ cm²)

4. 実験装置

装置は図3に示すように油圧モータ（回転用、排除容積 4.8 cc/rev, 回転数 50~8 000 rpm）、油圧シリンダ（荷重用、0~50 kN）、軸受試験部から構成されている。油圧シリンダは高速高荷重試験を行えるように静圧軸受が装着されている。油圧モータの回転はシリンダロッドを伝わり、供試スラスト軸受に伝わる。

供試軸受部の詳細図を図4に示す。図でハッチ部は非回転部を表す。シリンダ張力はナット(2)により試験部全体に加えられる。回転力は(2)、(3)を介して供試スラスト軸受(4)に伝えられ、それを固定端(5)で受ける。また、スペーサ(11)は軸(1)にキー(10)で結合され、(9)、(11)、(12)は一体となって強制回転される。これによって、供試スラスト軸受(8)も回転され、両軸受(4)、(8)によって誘起されるモーメントは固定子(7)を介してロードセル(17)により測定される。トラクション油の潤滑は、油圧ポンプにより(15)部から回転軸内に入り、軸受(4)、(8)、(13)を潤滑する。軸受の温度を測定するため、(6)には熱電対(19)が固定輪ピッチ径上に装着されている。測定項目は接線力 F_t 、油圧シリンダ圧力 P_s 、軸回転数 N_1 、給油温度 θ_1 、および固定輪ピッチ径上温度 θ_2 である。スラスト玉軸受の回転モーメント T と軸力 F_c は

$$T = F_t \cdot l_r / 2, \quad F_c = P_s A_s \quad \dots\dots\dots(16)$$

ここに l_r は軸中心からロードセルまでのレバー長さを表す。

5. 計算例と実測例

図5は押付け力 F_c と軸受に働くモーメント T の実測例を表す。固定輪上の温度 θ_2 は○印で表し、計算による転動体接触部での平均化された温度上昇量 $\theta_1 + \theta_f$ を一点鎖線で表す。潤滑油量は、実機 CVT の作

図4 スラスト玉軸受のモーメント測定試験部

図5 モーメントと荷重の関係例
($P_m = 1 \text{ GPa}$ at $F_c = 10 \text{ kN}$)

図7 Palmgren および弾性ヒステリシスによる
モーメント

図6 モーメントと回転数の関係例 ($P_m = 1.25 \text{ GPa}$)

図8 モーメント (破線) と摩擦係数 (実線) に及ぼす
レース溝曲率半径比 f_0 の影響 (計算値)

動条件とほぼ等しくするため、軸受固定輪の温度をバルク温度とほぼ等しくするようにした。モーメントの実測値は再現性もよく、破線で表される計算値とも符合することから、ほぼ理論的にこれを予測する見通しを得た。

図6はモーメント T に及ぼす軸回転数 N_1 の影響を調べたもので、計算では回転数の上昇により接触部での温度上昇が生じ、モーメントはわずかながら小さくなる。

図7は、一般的なモーメントの算出に用いられるPalmgren⁽¹⁴⁾の式によるものと、弾性ヒステリシス⁽⁴⁾によるモーメントの計算値を参考までに示したものである。モーメントにはこのほか、保持器の回転によるもの、攪はんによるもの、接触部の差動すべりによるものなどが考えられるが、トラクション油中のモーメントはスピンによるものが支配的といえる。

図8はレース溝曲率半径比 f_0 ($f_0 = r_{22}/(2r_0)$) の影響を理論的に調べたもので、摩擦係数 μ_t と押付力 F_c との関係を表す。実験で使用した軸受は $f_0 = 0.52$ であるが、0.60のものは0.52のものに比べモーメントを半減できるものと思われる。しかしながら、接触部へル

ッ圧力が増大し、軸受寿命を短くするので、両者の兼合から f_0 は決定される。 $f_0 = 0.52$ のものは、通常のタービン油による摩擦係数は一般に0.0012程度とされているが⁽¹⁴⁾、トラクション油では0.0030を超えることがある。

6. あとがき

静圧軸受付き油圧シリンダを作製し、高速高荷重下(回転数50~8000 rpm, 荷重0~50 kN)でスラスト軸受の損失モーメントを測定する試験法を示した。本装置により、サントラック#50トラクション油中で $f_0 = 0.52$ のスラスト玉軸受のモーメントを計ったところ、30°Cにおけるみかけの摩擦係数は約 $\mu_t = 0.0030$ と大きく(図8)、その回転数依存性は少ないことがわかった(図6)。また、同軸受のモーメントの理論的考察を行ったところ、弾塑性流体モデルと、玉とレース間のスピン解析により求まるスピンモーメントが支配的であることもわかった。解析によると、 $f_0 = 0.60$ のものは0.52のものに比べ、モーメントを半減できる見通しが得られた(図8)。

最後に、本実験に助力を得た日本精工(株)大越秀雄

氏および町田 尚氏に感謝するとともに、装置の作製をしていただいた本学試作工場に感謝する。

文 献

- (1) 平野・ほか3名, 機論, **37**-302 (1971), 2009.
- (2) 浦・ほか2名, 機講論, No. 86-0683, B (1987), 718 B.
- (3) 角田, 機論, **27**-178 (1961), 945.
- (4) Lingard, S., ほか2名, *Wear*, **61** (1980), 263.
- (5) Hamrock, B. and Dowson, D., *Ball Bearing Lubrication*, (1981), 76, 212, Wiley.
- (6) Höglund, E., *Dr. Dissertation*, (1984), A 27, B 28, Lurea, Univ. of Tech.
- (7) Johnson, K. L. and Tevaarwerk, J. L., *Proc. R. Soc., Ser. A*, **356**-1685 (1977), 215.
- (8) Tevaarwerk, J. L. and Johnson, K. L., *Trans. ASME*, **101** (1979), 266.
- (9) Bair, S. and Winer, W. O., *Trans. ASME*, **104** (1982), 357.
- (10) Loewenthal, S. H. and Rohn, D. A., *ASLE*, **27**-2 (1984), 129.
- (11) Johnson, K. L. and Cameron, R., *Proc. IME*, **182**-1 (1967), 307.
- (12) Tevaarwerk, J. L., *7th Leeds-Lyon*, (1980), 302.
- (13) 田中, 機論, **53**-491, C (1987), 1500 ; **54**-503, C (1988), 1577.
- (14) Palmgren, A., *Grundlagen der Wälzlager Technik*, (1964), 39, Frank'sche Ver. Stuttgart.
- (15) Aihara, S., *Jour. of Tribology*, **109** (1987-7), 471.
- (16) Rashid, W., *Trans. ASME*, **109** (1987), 496.