

軸受トルクに及ぼす転がり抵抗の影響
—無次元入口距離を考慮した軸受トルクの計算—

Effect of Rolling Resistance on Bearing Torque
-Calculation of Bearing Torque Considering Dimensionless Inlet Distance-

協同油脂（正）*市村 亮輔 （正）野木 高 （正）董 大明

Ryosuke Ichimura*, Takashi Nogi*, Daming Dong*

*Kyodo Yushi, Co., Ltd.

1. はじめに

カーボンニュートラルの実現に向けてエネルギー消費量の削減が求められており、産業のあらゆる分野に使用されている転がり軸受のトルクを低減することは重要な課題の一つである。転がり軸受の 80%はグリース潤滑であり、グリースはトルク低減に対して大きく貢献してきた。一方でグリース潤滑におけるトルク発生のメカニズムは非常に複雑であり、数多くの不明な点を残している。これまでに軸受トルクを求める計算方法がいくつか提案されている。円すいころ軸受のトルクについて、相原¹⁾はころと軌道との間の転がり抵抗と、つばところ端面の間のすべり摩擦で表される計算式を提案し、計算値が測定値とよく一致することを示した。すべり摩擦の影響は低速域に限って顕著になる。松山²⁾は、転がり抵抗とすべり摩擦によるトルクを求めるとともに、油量が多い場合は潤滑剤のかくはん抵抗が無視できないとして、これを考慮した修正式を提案している。江川³⁾は転がり粘性抵抗を等温 EHL 解析によって求め、軌道面幅を変えた時の転がり粘性抵抗の回帰式を提案している。これらは油潤滑の計算式であり、十分潤滑が前提となっている。本研究はグリース潤滑におけるトルクの解析およびトルクに影響を及ぼすグリースのパラメータの明確化を目的としている。今回は第 1 報としてヘルツ接触部へ再流入する油量によって変化する入口距離を考慮した転がり抵抗の式を提案し、油潤滑におけるトルクの実測値と計算値の検討結果について報告する。

2. 実験

2.1 実験方法

軸受トルクを測定するための装置を Fig. 1 に示す。左側の主軸はモータと直結しており、スプライン軸を介して右側の主軸が回転する。右側の主軸には軸端に設置したエアシリンダによってアキシアル荷重を負荷している。浮動ハウジングの内部は外輪の側面と接触するように段付きにしており、これによって左側の軸受にアキシアル荷重が伝わる。浮動ハウジングに取り付けたバーを装置の架台に固定したロードセルと接触させてトルクを測定した。なお回転軸は 2 個の軸受で支持されているため、軸受 2 個分のトルクが測定される。測定したトルクから加速前後の 30 秒を除いた平均値を求めた。

2.2 実験条件

本研究では速度および基油の粘度によるトルクの影響と油量の影響について検討した。試験条件を Table 1 に示す。供試軸受は深溝玉軸受 6204 を用い、アキシアル荷重を 400 N 負荷した。速度は 10~300 min⁻¹ の低速条件と 300~6000 min⁻¹ の高速条件の 2 条件で 5 分毎に加速し、基油には粘度の異なるポリ α オレフィン（以下 PAO と表記）を用いた。低速条件では高粘度の PAO を、高速条件では低粘度の PAO を用いている。油量は速度および粘度の検討では 1 g とし、油量の検討では 0.05~1.5 g の範囲で変化させた。

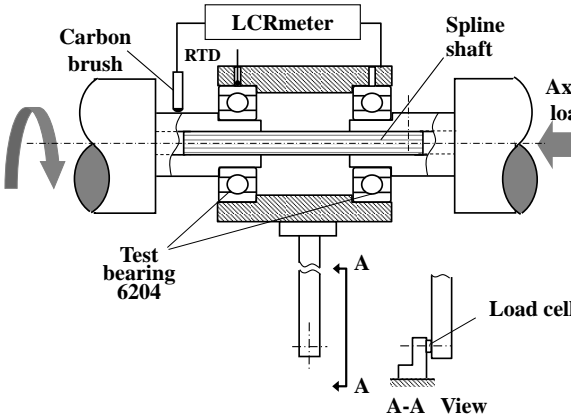


Fig. 1 Bearing test rig.

3. 軸受トルクの計算式

Biboulet ら⁴⁾は理論解析に基づき点接触における十分潤滑下の転がり抵抗を以下の式で与えている。

$$F_{\text{rff}} = 1.8\beta^{-1/4}(2b/R_x)U^{3/4} \quad (1)$$

$$\beta = \alpha E' / \pi P_h R_x \quad (1 \leq \beta \leq 4/\pi) \quad (2)$$

ここで F_{rff} は十分潤滑下の無次元転がり抵抗、 U は無次元速度パラメータ、 α および b はヘルツ接触楕円の短半径と長半径、 R_x は転がり方向

Table 1 Test conditions

	1	2	3
Axial load, N	400	400	400
Rolling speed, min ⁻¹	10~300	300~6000	10~300
Oil type	PAO25~100	PAO4~40	PAO40
Viscosity@25°C, mPa s	352~2464	24.6~787	787
Amount of oil, g	1.0	1.0	0.05~1.5

の等価曲率半径, E' は等価弾性係数, P_h は最大接触圧力を示す. これは十分潤滑の式であるため入口距離の影響が含まれない. そこで Hamrock ら⁵⁾の枯渇潤滑における点接触 EHL の無次元膜厚の計算式に倣い, 無次元入口距離 m を考慮した無次元転がり抵抗 F_r の式を提案する. 式を以下に示す.

$$m^* = 1 + C_1(F_{\text{rff}}/W)^{C_2} \quad (3)$$

$$F_r = \begin{cases} F_{\text{rff}}((m-1)/(m^*-1))^{C_3}, & m < m^* \\ F_{\text{rff}}, & m \geq m^* \end{cases} \quad (4)$$

EHL 解析および式(3), (4)から求めた転がり抵抗をそれぞれシンボルおよびカーブで Fig. 2 に示す. カーブフィッティングによって $C_1=120$, $C_2=0.52$, $C_3=0.61$ が得られた.

4. 実験と計算の比較

低速条件および高速条件におけるトルクを Fig. 3 に示す. カーブは無次元入口距離をパラメータとした式(4)の計算結果である. 十分潤滑におけるトルクのカーブは $m \geq m^*$ とした. 低速条件は塗りつぶし, 高速条件は白抜き, シンボルの形状は粘度の異なる PAO に対応している. 低速条件では $m=4$ のカーブにシンボルが重なっており, ほぼ十分潤滑の状態と考えられる. このことから本実験におけるトルクは主に転がり抵抗に由来すると考えられる. 一方で高速条件のカーブは速度が高いほど m の小さいカーブに近付いている. 無次元転がり抵抗は無次元速度パラメータの $3/4$ 乗に比例するので, グラフの横軸が同じであるなら十分潤滑状態のトルクの計算値は同じになるが, 実際には高速条件の方が低速条件よりもトルクが低い. これは入口部へ再流入する油量が少なくなって入口距離が短くなり, トルクが低くなったと考えられる. 次に油量を変えた検討結果を Fig. 4 に示す. 油量が 0.5 g 以上では $m \geq m^*$ のカーブにシンボルが重なっており, トルクは殆ど変わらない. 0.2 g では 300 min^{-1} のトルクのみが低下しており, $m=2$ のカーブと重なっている. 0.1 g 以下はトルクが殆ど横ばいであった. これは, 式(4)によれば, 速度の上昇による F_{rff} の増大と油量の減少に伴う m の減少が同時に起こったと考えられる.

5. おわりに

本研究の検討により以下の結論を得た.

- (1) 点接触 EHL における無次元転がり抵抗は油量すなわち入口距離の減少に低下する. 無次元入口距離の影響を考慮した無次元転がり抵抗の計算式を提案した.
- (2) 本研究の低速条件では軸受のトルクの測定結果が十分潤滑下の予測式と一致したことから, トルクは主に転がり抵抗に由来すると考えられる.
- (3) 実験条件が高速または封入する油量が少ない場合, トルクの低下が見られた. このことは入口部に再流入する油量が少なくなって入口距離が短くなり, トルクが低くなることを示唆している.

文献

- 1) 相原: ころ軸受の摩擦と EHL ころがり粘性抵抗, 潤滑, 32, 5 (1987) 331.
- 2) 松山: 円すいころ軸受の摩擦トルクの予測ならびに低減技術, トライボロジスト, 60, 9 (2015) 574.
- 3) 江川・坂口: 十分潤滑下の玉軸受の転がり粘性抵抗式, トライボロジー会議予稿集 2024 春 東京, 5.
- 4) N. Biboulet & L. Houpert: Hydrodynamic force and moment in pure rolling lubricated contacts. Part 2: point contacts, Proc. Inst. Mech. Eng., Part J, J. Eng. Tribol., 224, 8 (2010) 777.
- 5) B. J. Hamrock & D. Dowson: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part IV-Starvation Results, ASME J. Lub. Tech., 99, 1, (1977) 15.

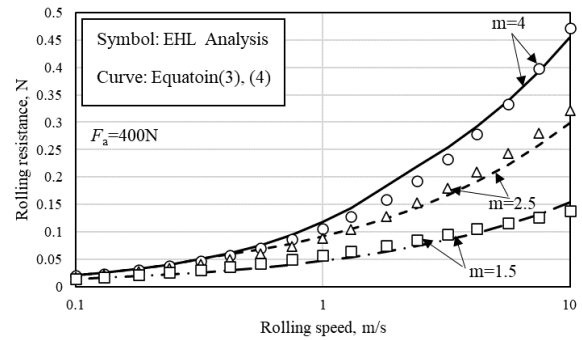


Fig. 2 Rolling resistance versus rolling speed

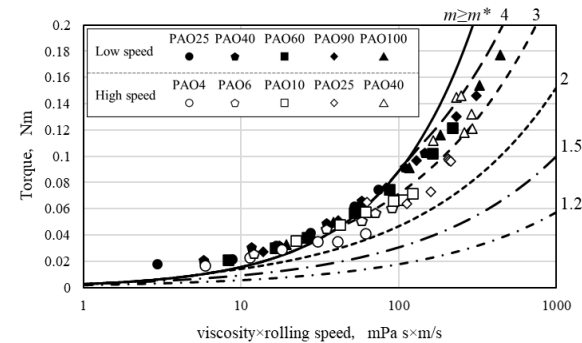


Fig. 3 Effect of viscosity and rolling speed on bearing torque

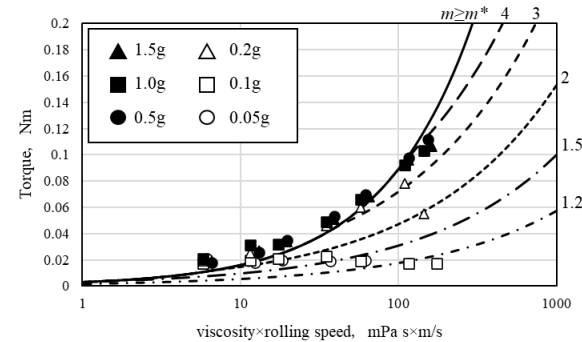


Fig. 4 Effect of amount of oil on bearing torque