

油浴潤滑下で高速回転する玉軸受のトルク計算精度向上

第1報 一定荷重下での無次元入口メニスカス距離と運転条件の関係

An Accuracy Improved Torque Calculation Method for Oil Bath Lubricated Ball Bearings under High-Speed Rotation

Part 1 Relationship between Dimensionless Inlet Meniscus Distance and Operating Conditions under Constant Load

NTN (株) (正) *江川 航平、NTN (株)・大阪大学 (正) 坂口 智也

Kouhei Egawa*, Tomoya Sakaguchi*, **

*NTN Corporation, **NTN Next Generation Research Alliance Laboratories, The University of Osaka

1. はじめに

EV-HEVに搭載されるモーターや減速機に使用される玉軸受では低トルク化が望まれており、低トルク軸受の開発には高精度なトルク計算技術が求められている。これまで著者らは、十分潤滑のトルク計算手法¹⁾と無次元入口メニスカス距離 $m=x_m/b$ を考慮した転がり粘性抵抗式²⁾について報告した。一方、既報²⁾で報告した転がり粘性抵抗式を用いて軸受トルクを計算するためには、運転条件から無次元入口メニスカス距離を推定する必要がある。野木³⁾は式(1)の無次元入口メニスカス距離を提案している。

$$m = H_i^{0.619+0.0217(a/b-1)} H_{eff}^{-0.0947+0.249(1-b/a)} \exp(-1.5C^{0.63} - 0.792(a/b-1)C^{0.63}) \quad (1)$$

ここで、 x_m は入口メニスカス距離、 a, b は接触楕円の長軸、短軸半径、 H_i は無次元初期油面高さ、 H_{eff} は十分潤滑下の無次元中央油膜厚さ、 $C=\eta u/\sigma$ はキャピラリ数、 η は潤滑油の常圧粘度、 u は接触部の平均速度、 σ は潤滑油の表面張力である。一方、式(1)の対象はボールオンディスク試験機であるため、軸受への適用には問題がある。加えて、式(1)中の無次元初期油面高さ H_i は軸受内に存在する潤滑油量に相当するが、この推定は困難である。そこで、トルク測定値から無次元入口メニスカス距離を推定し、推定した無次元入口メニスカス距離と運転条件の関係を整理することで、運転条件から無次元入口メニスカス距離を推定する方法の提案を試みる。第1報では、同一型番の軸受で荷重を一定にした場合の無次元入口メニスカス距離と運転条件との関係を整理した結果を報告する。

2. 無次元入口メニスカス距離推定方法

ここでは、トルク測定値を用いて運転中の無次元入口メニスカス距離を推定する方法を説明する。本報では、無次元入口メニスカス距離を推定するため、以下の4つの計算仮定を与える。①転動体-保持器間の摩擦抵抗、潤滑油の掻き分けによる力(ドラッグ力)、試験機の風損は無視する。②運転中の無次元入口メニスカス距離は内外輪で同一の値とする。③運転中の有次元の入口メニスカス距離は接触部と非接触部の入口で同一の値とする。④熱修正係数⁴⁾は無次元入口メニスカス距離によって変化しない。Figure 1に無次元入口メニスカス距離を推定するためのフローチャートを示す。トルク計算には、スターベーションの影響を考慮するため、文献1)で報告した十分潤滑下のトルク計算手法に文献2)で提案したスターベーション係数 ϕ を適用した転がり粘性抵抗式を使用する。十分潤滑下のトルク計算値($\phi=1$)>測定値の場合は30未満となる無次元入口メニスカス距離を推定するが、十分潤滑下のトルク計算値 \leq 測定値の場合は推定せずに終了する。無次元入口メニスカス距離に適当な初期値を与えてトルクを計算し、相対誤差が0.5%以上であれば、相対誤差が小さくなるように無次元入口メニスカス距離を微小変化させる。この操作を計算値と測定値の相対誤差が0.5%以下になるまで繰り返す。

3. トルク試験条件

Table 1にトルク試験条件を示す。軸受は6206、冠形保持器を使用し、油面高さ h_{oil} は2条件(①最下端転動体中心、②最下端転動体上端)でトルクを測定した。Figure 2に試験機の概要図を示す。定圧予圧での試験であり、外力は負荷していない。トルク測定にはトルクメータを使用し、軸受2個のトルクを測定した。なお、トルク値は軸受2個のトルクであるため、測定値の半分を軸受単体のトルクとした。また、熱電対によって試験中の外輪温度を測定した。

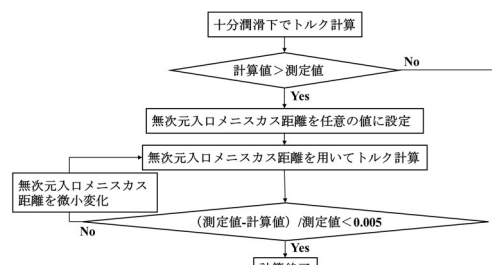


Fig. 1 Flowchart for estimating dimensionless entrance meniscus distance

Table 1 Test conditions

Bearing type	6206
Cage type	Snap
Rotation speed, min ⁻¹	1000~18000
Axial load, N	$F_a=990$
Oil type	VG22, VG68
Initial temperature	25, 50
Oil level h_{oil}	① Half of ball diameter ② Ball diameter

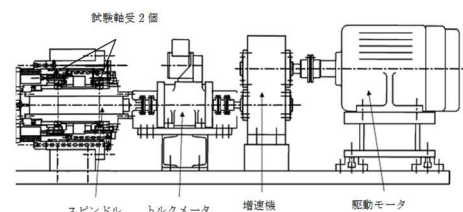


Fig. 2 Test Apparatus

4. トルク測定および無次元入口メニスカス距離推定結果

Figure 3 にトルク計算値と測定値の比較結果の一例を示す。○がトルク測定値、△が外輪温度、実線がスターベーション係数 $\phi=1$ のトルク計算値である。(a)は油面高さが最下端回転体中心、(b)は油面高さが最下端回転体上端である。なお、潤滑油粘度は測定した外輪温度を用いて推定した。いずれの条件においても、低・中速域では計算値と測定値が概ね一致したが、回転速度が高くなると共に、その乖離が大きくなった。Figure 4 にトルク測定値から推定した無次元入口メニスカス距離 $m=x_m/b$ とキャピラリ数 $C=\eta u/\sigma$ の関係を示す。(a)は油面高さが最下端回転体中心、(b)は油面高さが最下端回転体上端である。すべての条件において、キャピラリ数 C の増加と共に無次元入口メニスカス距離 m が減少した。一方、潤滑油粘度、油面高さによって無次元入口メニスカス距離 m が異なった。これは同一のキャピラリ数 C であっても、軸受内に存在する潤滑油量が異なっているためであると考えられる。

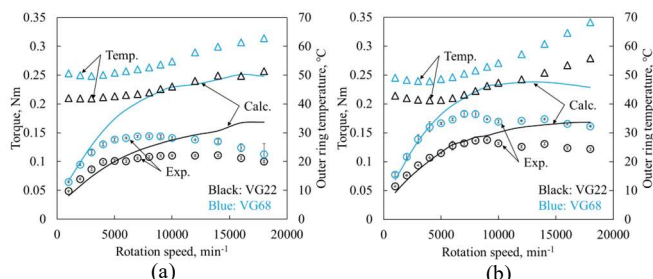


Fig. 3 Comparison of Calculated and measured torques

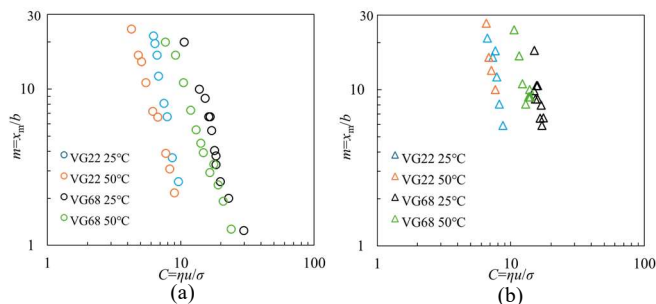


Fig. 4 Relationship between the dimensionless inlet meniscus distance and the capillary number

5. 軸受内に存在する潤滑油量に関する考察

野木らの式を参考に、 H_i と運転条件の関係を整理するために、キャピラリ数の構成変数と油面高さに対して、 $m/H_{\text{eff}}^{\{0.0947+0.249(1-b/a)\}}$ が一本の曲線上に集まるように変数を探索して得られた $\eta u^{2.2}/(\sigma h_{\text{oil}}^{0.2})$ との関係を Figure 5 に示す。 $\eta u^{2.2}/(\sigma h_{\text{oil}}^{0.2})$ の累乗の値に物理的な意味はなく、変数の影響度合いが異なることを意味する。潤滑油粘度 η と比較して、速度 u の影響が大きい。これは遠心力による潤滑油の飛散の影響が大きいためと考える。

これらの結果より、

$$m/H_{\text{eff}}^{\{0.0947+0.249(1-b/a)\}} \propto \eta^{a_1} u^{a_2} \sigma^{a_3} h_{\text{oil}}^{a_4} \quad (3)$$

の関係にあると考える。また、式(1)より、 $m/H_{\text{eff}}^{\{0.0947+0.249(1-b/a)\}}$ はキャピラリ数 $C=\eta u/\sigma$ に依存していることを考慮すれば、初期油面高さ H_i は

$$H_i \propto \eta^{b_1} u^{b_2} \sigma^{b_3} h_{\text{oil}}^{b_4} \quad (4)$$

の関係にあると考えられる。ここで、 $a_1 \sim a_4 \cdot b_1 \sim b_4$ は定数である。なお、式(3),(4)は同一型番の軸受で荷重を一定にした場合であり、これらが異なる場合は、接触楕円の形状や軸受の設計パラメータを追加する必要がある。以上から、軸受内の初期油面高さ H_i 、つまり軸受内に存在する潤滑油量は、潤滑油粘度 η 、速度 u 、表面張力 σ 、油面高さ h_{oil} に大きな影響を受けることが示唆された。

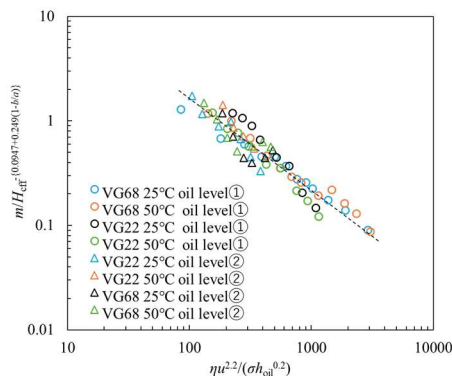


Fig. 5 Relationship between $m/H_{\text{eff}}^{\{0.0947+0.249(1-b/a)\}}$ and $\eta u^{2.2}/(\sigma h_{\text{oil}}^{0.2})$

6. まとめ

本報では、トルク測定値から無次元入口メニスカス距離を推定する方法を確立し、同一型番の軸受で荷重を一定にした場合の無次元入口メニスカス距離と運転条件との関係を整理した。得られた知見を以下に示す。

- ・ 低・中速域では十分潤滑下のトルク計算値と測定値が概ね一致したが、回転速度が高くなると共に、その乖離が大きくなった。
- ・ キャピラリ数の増加と共に無次元入口メニスカス距離が減少したが、同一のキャピラリ数であっても潤滑油の粘度、油面高さによって無次元入口メニスカス距離が異なった。
- ・ 軸受内に存在する潤滑油量は、潤滑油粘度、速度、表面張力、油面高さに大きな影響を受けることが示唆された。

参考文献

- 1) 江川, 坂口: 十分潤滑下の玉軸受のトルク計算方法の実験検証. トライボロジー会議予稿集 名護 2024-10, 115.
- 2) 江川, 坂口: 入口メニスカス距離を考慮した玉軸受の転がり粘性抵抗式. トライボロジー会議予稿集 東京 2025-5, 181.
- 3) T. Nogi, H. Shiomi, N. Matsuoka: Starved Elastohydrodynamic Lubrication With Reflow in Elliptical Contacts, J. Tribol., 140,1(2018), 11501.
- 4) P. K. Gupta, H. S. Cheng, N. H. Forster and J. B. Schrand: Viscoelastic Effects in MIL-L-7808-Type Lubricant, Part 1: Analytical Formulation, Tribology Transactions, Vol. 35, No. 2 (1992), 269-274.