

軸受形状が潤滑剤の蒸発損失に与える影響

Effect of Internal Geometry of a Stationary Ball Bearing on Lubricant Evaporation Loss

NSK (正) *中川 和紀 (正) 前田 成志 (正) 丸山 泰右 Science Tokyo (正) 桃園 聰

Kazunori Nakagawa*, Masayuki Maeda*, Taisuke Maruyama*, Satoshi Momozono**

*NSK Ltd., **Institute of Science Tokyo

1. 背景と目的

転がり軸受は、あらゆる機械の回転軸を支持し、低摩擦で滑らかに回転させるための機械要素である。近年、SDGs (Sustainable Development Goals) やカーボンニュートラルへの取り組みを背景に、軸受のさらなる低トルク化・長寿命化が求められている。低トルク化の手段として、潤滑油の低粘度化が挙げられる。しかし、潤滑油の低粘度化は、EHD (elastohydrodynamic) 接触域における油膜厚さの低下や潤滑油の低分子量化に伴う蒸発損失の増加を促すため、潤滑寿命¹⁾ (軸受のEHD接触域における油膜破断が生じるまでの時間) の低下が懸念される。EHD接触域の油膜厚さに関する研究^{1~3)}については広く行われている一方、潤滑油の蒸発量予測に関する学術的研究^{4, 5)}はあまり行われていないのが現状である。そこで本研究では、静止した状態における非接触シール付き深溝玉軸受の内部形状（特にシール隙間形状）が潤滑油蒸発量に与える影響について調査したので報告する。

2. 蒸発量の予測理論

本研究では、軸受からの蒸発損失はシール隙間（非接触シールと内輪シール溝間の隙間）における潤滑油の拡散が支配的であると仮定する。また、拡散流速は位置に依存するが時間には依存しないと仮定する。Figure 1に示すような軸対称のシール隙間において、軸受内部から見た際のシール隙間の入口 ($z = 0$ [m]) と出口 ($z = z_1 + z_2$ [m]) の蒸気圧がそれぞれ飽和蒸気圧 P_{vap} [Pa], 0 [Pa] とする。このとき、任意の位置 z [m] における拡散流束 $J(z)$ [g/(m² · s)] は式(1) のように表される。

$$J(z) = \frac{MDP_{vap}}{A(z)kRT} \quad (1)$$

ここで、 M [g/mol] は潤滑油のモル質量、 D [m²/s] は大気圧における蒸気の拡散係数、 $A(z)$ [m²] は任意の位置 z におけるシール隙間の断面積であり実寸法より求められる。 R [J/(mol · K)] は気体定数、 T [K] は絶対温度である。また、 k [m⁻¹] はシール隙間形状に依存するパラメータであり、次式(2)より求められる。

$$k = \int_0^{z_1+z_2} \frac{dz}{A(z)} \quad (2)$$

3. 実験方法

実験条件を Table 1 に示す。本研究では、シール隙間を考慮した蒸発モデルの妥当性について精度良く検証するため、潤滑油の代わりに室温でも十分蒸発する *n*-ヘキサンを用いた。深溝玉軸受 608 の保持器と転動体間の隙間、および内外輪と転動体間の隙間にシリングを用いて *n*-ヘキサンを注入し、金属製の非接触シールを装着した。その後、試験軸受を電子天秤に乗せ、重量減少量から蒸発量 w [mg] を測定した。また、*n*-ヘキサンの初期封入量 w_0 [mg] を変えた試験を実施した。なお、保持器形状の異なる 2 種類（樹脂保持器と鉄保持器）の深溝玉軸受 608 を評価した。

4. 結果と考察

Figure 2 に試験軸受からの *n*-ヘキサン蒸発量 w の時間変化を示す。ただし、Fig. 2(a) は樹脂保持器、Fig. 2(b) は鉄保持器の試験結果であり、図中のプロットは実験値、実線は $T = 26.0^\circ\text{C}$ における理論値である。Figure 2 より、試験初期において保持器形状に関係なく理論値が実験値と一致していることから、シール隙間が蒸発損失に支配的であることが示唆された。保持器形状の影響を受けないことは式(2)より明らかである。また、初期封入量 w_0 に関係なく試験初期は理論値と一致していることから、軸受内部が *n*-ヘキサンの飽和蒸気圧に達していると考えられる。一方、蒸発試験が進行するにつれて実験値が理論値よりも低く推移することがわかった。これは、*n*-ヘキサンの残存量低下に伴い軸受内部の蒸気圧が低下したためと考えられる。この乖離を予測するには、軸受内部形状（転動体と内外輪隙間など）を反映した k を求めること、および軸受内部における *n*-ヘキサンの分布（表面積）を予測することが必要になると考えている。

5. 結論

本研究では、潤滑油を封入した軸受からの蒸発損失は、シール隙間における蒸気の拡散が支配的であるとし、シ-

ル隙間形状を考慮した蒸発量の予測式を導出した。深溝玉軸受 608 からの *n*-ヘキサン蒸発量について理論値と実験値を比較した結果、蒸発試験初期はシール隙間形状が支配的であり、時間が経過するにつれて軸受内部形状の影響が無視できなくなることが示唆された。

文献

- 1) H. Shiomi et al., 'An In-situ Experimental Method for Monitoring Viscosity Change and Oil Amount during Sliding Test', *Front. Mech. Eng.*, doi: 10.3389/fmech.2025.1522524. (2025).
- 2) T. Maruyama et al., 'Relationship between Supplied Oil Flow Rates and Oil Film Thicknesses under Starved Elastohydrodynamic Lubrication', *Lubricants*, 3, 365(2015).
- 3) T. Maruyama et al., 'Application of the Electrical Impedance Method to Steel/steel EHD Point Contacts', *Front. Mech. Eng.* 10:1489311(2024).
- 4) A. Rezasoltani et al., 'On Monitoring Physical and Chemical Degradation and Life Estimation Models for Lubricating Greases', *Lubricants*, 4, 34(2016).
- 5) P. Shetty et al., 'An Evaporation Model for Base Oil from Grease-Lubricated Rolling Bearings Including Breathing', *Tribol. Trans.*, 64, 5, 891(2021).

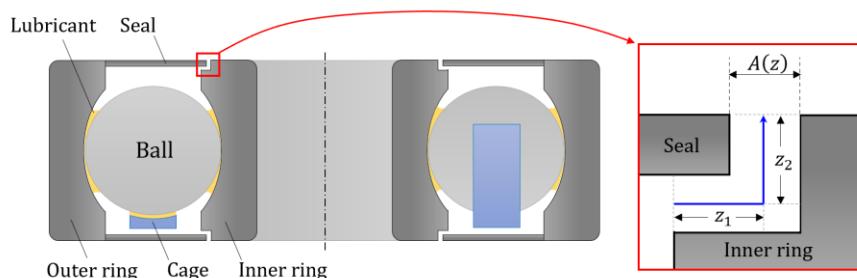


Fig. 1 Schematic diagram of a sealed ball bearing

Table 1 Evaporation test conditions

	Test1	Test2	Test3	Test4	Test5
Bearing number			608		
Cage material		Plastic		Steel	
k, m^{-1}			73.4		
Lubricant			<i>n</i> -Hexane		
Rotating speed, min^{-1}			0		
w_0, mg	8.3	15.4	26.4	15.9	25.2
Temperature, $^{\circ}\text{C}$	26.2	26.0	26.0	25.9	26.1

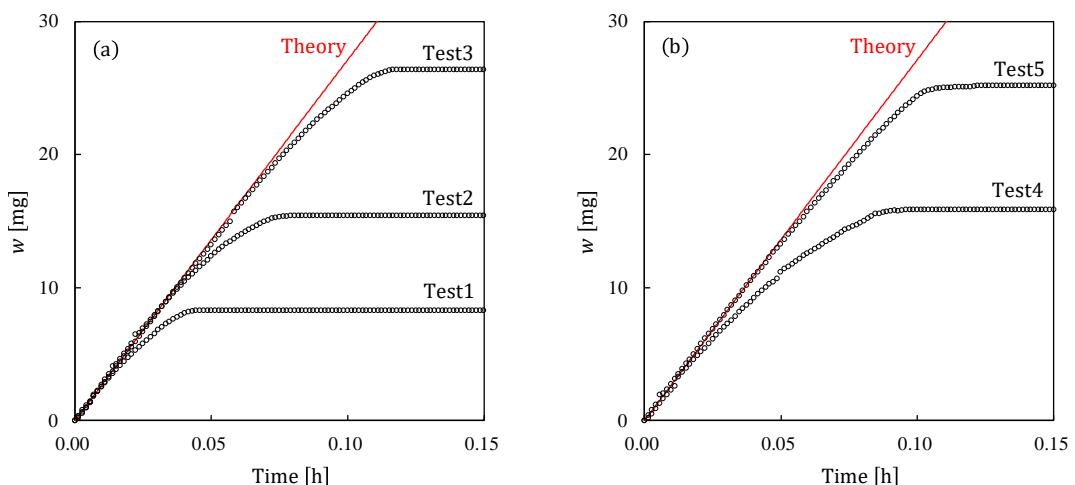


Fig. 2 Time evolution of the evaporation loss; black open circles: measured value, red line: simulated result;
(a) plastic cage and (b) steel cage