

混合潤滑下の転がり面の接触応力解析の妥当性検証

Validation of a contact stress analysis for rolling surfaces under mixed lubrication

NTN 株式会社 (正) *長谷川 直哉, (正) 藤田 工, 岩手大・理工 (正) 内館 道正

Naoya Hasegawa*, Takumi Fujita*, Michimasa Uchidate**

*NTN Corporation, **Iwate University

1. はじめに

近年、機械の高効率化のために潤滑油の低粘度化が進んでおり、転がり軸受（以下、軸受）が混合潤滑下で使用される機会が増えている。混合潤滑下では表面粗さの突起同士が接触するため、表面損傷が起こり易くなる。筆者らは、混合潤滑下の軸受の代表的な表面損傷であるマイクロピッキングの寿命を接触応力解析の結果から推定する方法を開発した¹⁾。本報では、接触応力解析の妥当性を二円筒試験の実験結果に基づいて検証した結果を報告する。

2. 接触解析

本接触解析では、負荷荷重 W を真実接触部と EHL 油膜が一定の割合で分担すると考える荷重分担理論²⁾を適用した。Figure 1 に接触解析の概要を示す¹⁾。Step 1 では、油膜の荷重分担率を α とし、滑らかな 2 面が油膜の分担荷重 $\alpha \cdot W$ ($0 < \alpha < 1$) を支持しながら転動するときの中央油膜厚さ h_c 、油膜圧力 $P_F(x, y)$ の分布、および 2 面の弾性変形を計算する。このとき α には任意の初期値を設定し、 h_c は Chittenden らの中央油膜厚さの計算式³⁾で求める。また、 $P_F(x, y)$ と弾性変形は 2 面が負荷荷重 $\alpha \cdot W$ で接触するときの圧力分布と弾性変形に等しいと仮定して、境界要素法を用いた接触計算プログラム⁴⁾で求める。Step 2 では、Step 1 で得た弾性変形後の形状に予め実測した転がり面の表面粗さデータを足し合わせ、合成形状を作成する。Step 3 では、合成形状に残荷重 $(1 - \alpha) \cdot W$ を負荷したときの接触圧力 $P_a(x, y)$ の分布と 2 面の平均すきま H_{mean} を、Step 1 と同じ接触計算プログラムを用いて計算する。 H_{mean} は Step 1 で油膜圧力 $P_F(x, y)$ が正になった領域でのすきまの平均である。Step 4 では、中央油膜厚さ h_c が平均すきま H_{mean} と等しいかを検討し、等しくない場合は Step 1 に戻って α を修正する。これは接触解析の収束条件であり、2 面間に引き込まれる潤滑油の質量保存則を利用している。Step 5 では、転がり面での真の圧力 $P(x, y)$ の分布を $P_F(x, y)$ と $P_a(x, y)$ の和として求め、これに Bousinesq の弾性解⁵⁾を適用して転がり面下の内部応力（以下、接触応力）の 6 成分を計算する。

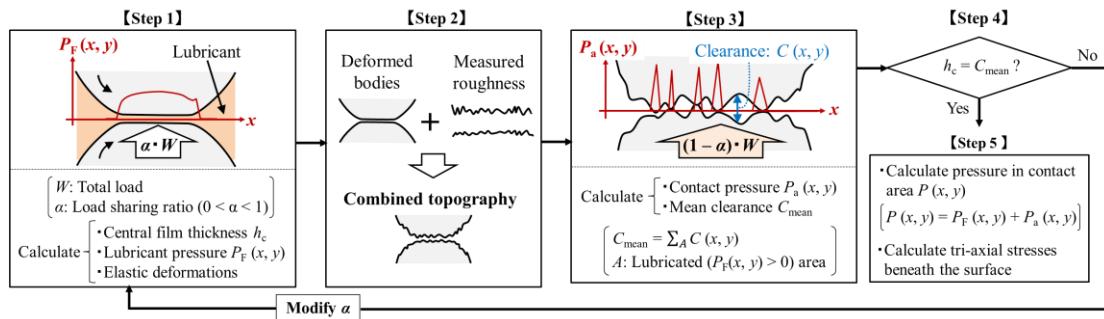


Fig. 1 Procedure of the contact analysis

3. 二円筒試験による解析結果の検証

接触解析の妥当性を二円筒試験の結果に基づき検証した。まず、試験中の円筒間電圧と接触解析で求めた油膜の荷重分担率 α が整合するかを検証した。また、接触解析で求めた接触応力と測定で得た残留応力を足し合わせて従動円筒の表層に作用した応力（以下、表層応力）を算出した。そして、表層応力と降伏応力の関係が試験前後の残留応力の変化と整合するかを検証した。

Figure 2 に二円筒試験機の概要を示す。円筒試験片を付けた 2 本の軸の端を直流電源に接続し、円筒間電圧を測定した。このときの印加電圧は 100 ± 5 mV に設定した。円筒間電圧が約 100 mV のときは二円筒が完全に油膜で分離されており、 100 mV から値が小さくなるほど α が低下していることを意味する。円筒試験片は SUJ2 製で、標準的な焼入れ焼戻しを施して円筒端面の表面硬さを $61 \sim 63$ HRC にした。Table 1 に試験条件を示す。No. 1 の試験は回転速度 900 min^{-1} で開始し、 $800, 600, 500, 250, 125\text{ min}^{-1}$ の順に低下させた。No. 2 の試験は回転速度を $200, 500, 700\text{ min}^{-1}$ の順に上昇させた。回転速度の変更時に試験を中断し、円筒試験片の転がり面の三次元粗さと残留応力の 6 成分を測定した。各回転速度の接触解析にはこの三次元粗さデータを用いた。そして、接触解析で求めた接触応力と測定した残留応力を足し合わせ、従動円筒の表層に実質的に作用した Mises 応力の分布を求めた。この結果から真実接触部直下の深さ $0.5\text{ }\mu\text{m}$ 地点での Mises 応力の平均値を求め、これを従動円筒に作用した表層応力として定義した。

トライボロジー会議 2022 春東京 予稿集

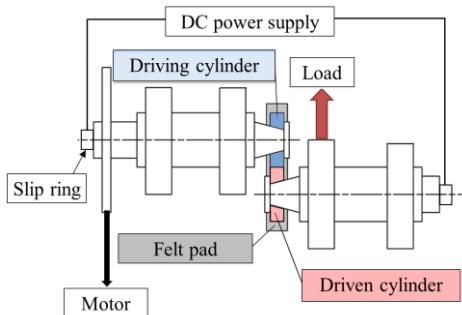


Fig. 2 Two-cylinder type rolling contact testing

4. 結果

4.1 二円筒試験の円筒間電圧と油膜の荷重分担率の比較

Figure 3 に円筒間電圧の測定値と α の推定値を示す。No. 1 の試験では、 α が 3.15 より低い条件で円筒間電圧 < 印加電圧となり、流体潤滑から混合潤滑に遷移していた。これに対して α が 2.5 以下から α は 1 を下回り始め、流体潤滑から混合潤滑に遷移するタイミングが円筒間電圧の測定結果と整合した。No. 2 の試験では、 α が 0.26 を超える条件で円筒間電圧 > 試験機の最小電圧となり、境界潤滑から混合潤滑に遷移していた。これに対して α が 0.3 以上から α は 0 を上回り始め、境界潤滑から混合潤滑に遷移するタイミングが円筒間電圧の測定結果と整合した。

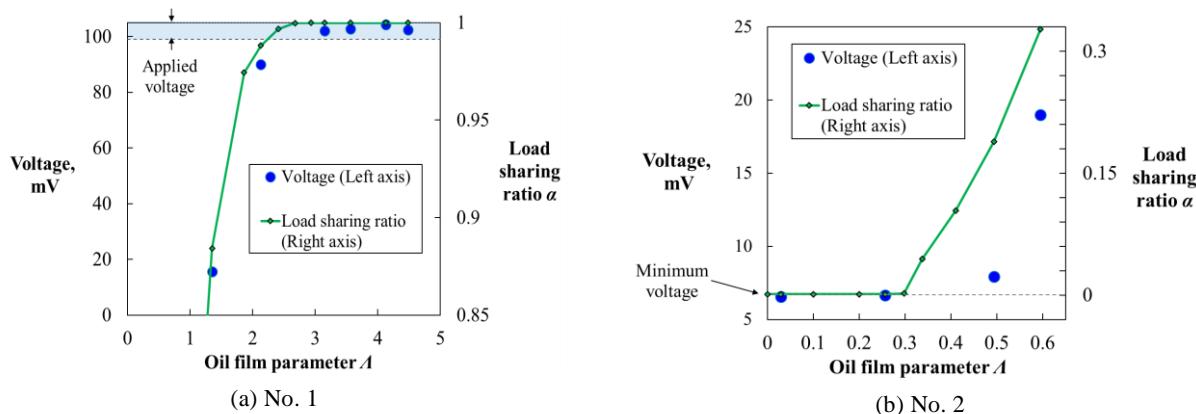


Fig. 3 Measured voltages across two cylinders and load sharing ratios estimated by the contact analysis

4.2 表層応力と残留応力変化の比較

Figure 4 に No. 1 の試験での残留応力の測定値と表層応力の推定値を示す。残留応力は 125 min^{-1} での運転後に有意に増加した。表層応力は α が 1 以下である 250 min^{-1} 以下 ($A < 2.13$) の条件で計算した。図中の赤色の破線は SUJ2 の降伏応力を示しており、 125 min^{-1} での表層応力は降伏応力より大きかった。これは 125 min^{-1} で転がり面が塑性変形したことを示唆しており、残留応力の上昇と整合した。

5. まとめ

本報では、混合潤滑下の転がり面の接触応力解析を行い、その妥当性を実験的に検証した。

- 1) 解析で求めた油膜の荷重分担率 α は、二円筒試験で測定した円筒間電圧と整合した。

- 2) 解析で求めた表層応力は試験中の残留応力の変化と整合した。

以上の結果から、本解析法は混合潤滑下の接触応力解析法として妥当と考える。

文献

- 1) 長谷川, 藤田, 内館, 阿保 : トライボロジーカンファレンス 2021 春 東京 予稿集, B22.
- 2) Johnson, K. L., Greenwood & Poon, S. Y. : Wear, 19 (1972) 91-108.
- 3) Chittenden, R. J., Dowson, D., Dunn, J. F. & Taylor, C. M. : Proc. Roy. Soc. Lond., A, 397 (1985) 271-294.
- 4) Uchidate, M. : Surface Topography, Metrology and Properties, 6, 3 (2018) 034003.
- 5) Johnson, K. L. : Contact Mechanics, Cambridge University Press, Cambridge (1985) 51.

トライボロジーカンファレンス 2022 春 東京 予稿集

Table 1 Test conditions of the rolling contact testing

Test No.	No. 1	No. 2
Load, N	2254	
Maximum contact pressure, GPa	2.3	
Lubricant	Mineral oil, VG150	Mineral oil, VG46
Rotational speed, min ⁻¹	900 → 800 → 600 → 500 → 250 → 125	200 → 500 → 700
Surface roughness R_a , μm	Driving : 0.20 Driven : 0.02	Driving : 0.78 Driven : 0.02
Oil film parameter A	4.48 → 4.13 → 3.56 → 3.15 → 2.13 → 1.35	0.26 → 0.49 → 0.60

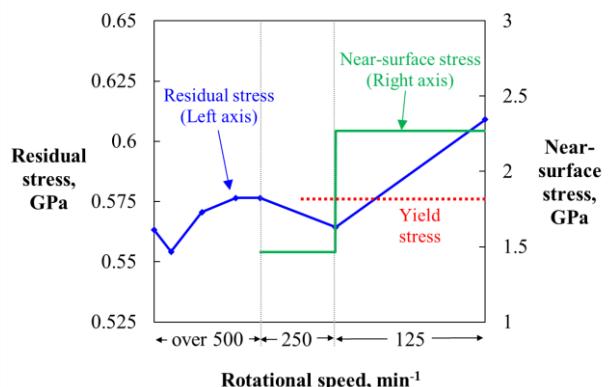


Fig. 4 Measured residual stresses and near-surface stresses estimated by the contact analysis