1309 潤滑下におけるすべり軸受材料の摩擦摩擦特性

Friction and wear properties of the sliding bearing material in lubricating condition

○ 正 本田知己 (福井大) 学 斎藤雄太 (福井大) 学 川崎達也 (福井大)
正 川畑 雅彦 (トライボテックス(株))

Tomomi HONDA, Yuta SAITO, Tatsuya KAWASAKI, University of Fukui, 3-9-1 Bunkyo, Fukui, 910-8507
Masahiko KAWABATA, TRIBOTEX Co., LTD., 45-7 Yamaguchi, Nagakusa-machi, Obu, Aichi, 474-0052

It is one of the main subjects in tribology to systematize the wear theory. It is necessary to know the wear mode caused under the given condition by clarifying the various wear mechanisms. A lot of machines are operated in the lubricated condition. However, the wear mode diagram under the lubricated condition is not enough. In the present study, we aim to construct the lubricated wear mode diagram for WJ2 which is the standard plane bearing material in a power plant. The sliding wear tests of WJ2 were carried out using a block-on-ring apparatus with various loads and sliding velocities. In order to classify wear modes, we investigated the relations among friction coefficient, worn surface, wear debris, specific wear amount of WJ2 and the minimum oil film thickness which were calculated from the EHL theory. As a result, the wear mode of WJ2 was classified into two types of large-scale adhesive wear and small-scale adhesive wear using the experimental result, and theoretical analyses.

Key Words: Friction, Wear, Lubricating condition, EHL theory, Minimum oil film thickness, Wear mode diagram

1. 緒言

現在まで、摩擦理論の体系化のために様々な摩擦形態図が提案されてきた。しかし、その多くは無潤滑下におけるものである。多くの機械要素は潤滑下で作動しており、潤滑下における摩擦形態図の構築が必要不可欠である。潤滑下における摩擦形態図として、赤垣・加藤による鋼の潤滑摩擦形態図⁽¹⁾が提案されている。しかし、実用材料として鋼だけでは不十分であり、軟質の軸受合金などを用いた潤滑下における摩擦形態図の構築が必要である。本研究では発電用タービン軸受の代表的な金属しょう動材料である WJ2 (ホワイトメタル第2種) の潤滑摩擦形態図の構築を目的として、潤滑下における摩擦摩擦特性に与えるすべり速度と荷重の影響について調べた。

2. 試験方法および供試材料

潤滑油中で回転するリング試験片にブロック試験片を押し付けてすべり摩擦させるブロックオンリング型の摩擦摩擦試験機を用いた。ブロック試験片には WJ2 ($R_a=0.02 \mu\text{m}$, $R_q=0.02 \mu\text{m}$, $HV=25$), リング試験片には炭素鋼鍛造品 SF540 ($R_a=0.06 \mu\text{m}$, $R_q=0.06 \mu\text{m}$, $HV=152$) を用いた。試験条件を Table 1 に示す。ブロック試験片を固定した回転円盤にトルクレバーを取り付け、それを介して摩擦力はロードセルに伝えられ、ロードセルの電圧により摩擦力を算出した。その摩擦力を試験荷重で除することで摩擦係数 μ を求めた。試験後には、走査型電子顕微鏡 (SEM) を用いて摩擦面・摩擦粉を観察した。摩擦粉は、試験後に採取した潤滑油をメンブランフィルターを用いてろ過することにより収集された。また、試験片間の接触電気抵抗を測定することで、金属接触状態を監視した。接触電気抵抗の測定に用いた回路図を Fig.2 に示す。接触二面間に十分な油膜がない完全接触の場合 0Ω 、十分

Fig.1 Block and ring test specimen

Fig.2 Measuring circuit of electric contact resistance

な油膜がある電氣的絶縁状態で約 3000Ω である。接触問題解析プログラム TED/CPA を用いて、ヘルツの接触理論より算出される最大ヘルツ圧力と弾性流体潤滑 (EHL) 理論から算出される最小油膜厚さを求めた。

3. 試験結果および考察

3.1 潤滑状態の推定

EHL 理論により試験開始時の接触状態で最小油膜厚さ h_{min} を求めた。 h_{min} の算出式を式(1)に示す。ここで、 η_0 は大気圧下の粘度、 u はすべり速度、 α は粘度圧力係数、 w は単位幅あたりの荷重、 R および E は試験片の曲率半径および縦弾性係数である。この h_{min} と二乗平均平方根粗さを用いて、潤滑状態の指標とされている膜厚比 λ を算出した。膜厚比 λ の算出式を式(2)に示す。ここで、 R_{q1} および R_{q2} は試験片の二乗平均平方根平均粗さである。一般的に、 $\lambda < 1$ の範囲を境界潤滑状態、 $\lambda > 3$ の範囲を流体潤滑状態、境界潤滑と流体潤滑の間の混合潤滑状態と定義されている。

$$\frac{h_{min}}{R_1} = 3.63 \left(\frac{\eta_0 u}{E R_1} \right)^{0.68} (aE)^{0.49} \left(\frac{w}{E R_1^2} \right)^{-0.073} \left\{ 1 - \exp \left(-0.67 \frac{R_2}{R_1} \right) \right\}^2 \quad \dots (1)$$

$$\lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad \dots (2)$$

3.2 解析結果

油膜厚さ分布の一例を Fig.3 に、最小油膜厚さとすべり速度の関係を図 4 に示す。なお、本試験条件下では境界潤滑状態および混合潤滑状態にあると言える。すべての荷重において、すべり速度に伴い最小油膜厚さは増加する。また、同じすべり速度の条件では、荷重の低い条件の方が最小油膜厚さは厚くなる。

Table 1 Experimental conditions

Load, N	20, 35, 50
Sliding velocity, m/s	0.1, 0.3, 0.5, 1.0, 1.5, 2.0
Lubricating oil	Turbine oil without additives VG10
Oil temperature, °C	23±2
Kinematic viscosity, mm ² /s @23°C	14
Sliding distance, m	1000

Fig.3 Distribution of oil film thickness

Fig.4 Relationships between sliding velocity and minimum oil film thickness

3.3 荷重とすべり速度が摩擦係数に及ぼす影響

すべり距離に伴う摩擦係数の変化と接触電気抵抗の変化の一例を Fig.5 に示す。本試験条件下では、すべり距離に伴う摩擦係数の変化は 2 種類に分かれた。それぞれを Type 1, Type 2 とする。Type 1 はすべり速度が低い条件で、また同じすべり速度では荷重が高い条件においてみられ、初期摩擦係数が高く、摩擦係数の変動幅が大きい。しかしながら、すべり距離の増加に伴い摩擦係数は低下した。接触電気抵抗は試験初期の抵抗が低いが次第に上がり、摩擦係数の変動と対応して増減を繰り返した。Type 2 は、Type 1 に比べてすべり速度が高い条件で、また同じすべり速度では荷重が小さい条件においてみられた。摩擦係数の変動幅は小さく、摩擦係数は試験終了時まで大きな変化がなく推移した。接触電気抵抗は試験初期から終了時まで抵抗の値が高く、抵抗値の変動は少なかった。Type 1 では、油膜厚さが薄く、金属接触の割合が多いため、初期摩擦係数が高く、摩擦係数の変動幅が大きくなったと考えられる。一方、Type 2 では、油膜厚さが Type 1 より厚く、金属接触の割合が極端に少ないため、摩擦係数の変動がほぼみられなかったと考えられる。

Fig.5 Change in friction coefficient and electric contact resistance as a function of sliding distance

3.4 摩耗面および摩耗粉の様子

前述の摩擦係数と対応して、摩擦面および摩耗粉の様子も 2 種類に分類できた。摩耗面の二次電子像を Fig.6 に示す。Type 1 では、激しく引き伸ばされたような痕や局所的に大きな剥離痕がみられた。一方、Type 2 では、全体的に平滑であり、その中に小さな剥離痕がみられた。摩耗粉の二次電子像を Fig.7 に示す。Type 1 では、角が尖っていて厚みのある形状の摩耗粉がみられた。一方、Type 2 では、角が丸く薄い形状の摩耗粉がみられた。高すべり速度、低荷重の条件ほど、摩耗粉の割合は Type 1 が支配的な状態から Type 2 が支配的な状態へ遷移した。なお、SF540 と WJ2 の摩擦による WJ2 の SF540 への凝着はみられなかった。以上の結果から、本試験条件下でみられた 2 種類の摩耗形態について、Type 1 を金属接触の割合が多い大規模な凝着摩耗、Type 2 を Type 1 よりも金属接触の割合が少ない小規模な凝着摩耗と定義した。

(a) Type 1 (b) Type 2

Fig.6 SE images of worn surface of WJ2

(a) Type 1 (b) Type 2

Fig.7 SE images of wear debris of WJ2

4. 荷重、すべり速度、膜厚比による摩耗形態の整理

荷重、すべり速度、膜厚比 λ により WJ2 の摩耗形態を整理した結果を Fig.8 に示す。プロット上の上段の数値は初期摩擦係数、下段の数値は定常摩擦係数を示す。試験開始からすべり距離 100 m までの摩擦係数を 10 m ずつ平均した際の最大値を初期摩擦係数と定義、すべり距離 900~1000 m までの摩擦係数を平均した値を定常摩擦係数と定義した。また、プロットの大きさは、比摩耗量の程度を表し、大きいほど比摩耗量が大きいことを示す。すべての荷重において初期摩擦係数、定常摩擦係数ともに、すべり速度の増加に伴い減少した。荷重の変化が摩擦係数に及ぼす影響はすべり速度の変化に比べて小さい。本試験条件下での比摩耗量は、絶対値に差はあるがいずれも $10^{-6} \text{ mm}^3/\text{N} \cdot \text{m}$ のオーダーであった。また、 $\lambda=1.2$ を境に摩耗形態は Type 1 から Type 2 に変化した。前述の通り、 $\lambda=1$ を境にして境界潤滑状態から混合潤滑状態に潤滑状態が変化すると言われており、摩耗形態は潤滑状態によく対応していることがわかった。この結果をもとに、今後は λ の違いについての詳細な検討とさらに広い条件での摩耗形態の検証を進めていく必要がある。

Fig.8 Lubricated wear mode diagram

5. 結言

荷重とすべり速度を変化させた潤滑下での摩擦摩耗試験の結果および EHL 理論に基づく最小油膜厚さを用いて算出した膜厚比 λ を組み合わせることで、WJ2 と SF540 の組み合わせにおける WJ2 の摩耗形態を、大規模な凝着摩耗、小規模な凝着摩耗の 2 種類に分類した。

参考文献

- (1) T. Akagaki, K. Kato, Wear mode diagram in lubricated sliding friction of carbon steel, wear, 129 (1989), 303-317