

# テクスチャを付与したゴムシール表面における油膜計測と低トルク化に関する研究

## Study on oil film measurement and torque reduction on the surface of rubber seals with texture

(株)ジェイテクト (正)\*河林 毅 (正)大瀧 善弘 (非)後藤 直規 (正)馬場 紀行

Takeshi Kawabayashi, Yoshihiro Ootaki, Naoki Goto, Toshiyuki Baba

JTEKT Corporation

### 1. 背景

カーボンニュートラル社会の実現に向けて、自動車の CO<sub>2</sub> 排出量削減は避けることができない課題である。この課題を解決する方策として、電費、燃費の改善および航続距離の延伸などが必要とされている。これらに対応するために、各しゅう動部における摩擦の低減が必要不可欠である。特に、オイルシールや軸受シールなどの回転軸用ゴムシールの摩擦は、無視できないほど大きく、その対策が求められている。

油潤滑下におけるゴムシールの摩擦は、微小突起におけるマイクロ EHL 理論で説明される。油潤滑下では流体膜が形成され、摩擦は流体膜の粘性抵抗によるものと考えられている<sup>1)</sup>。そのため表面形状が重要な因子の一つであり、過去の研究では、ゴムシール表面粗さの影響を油膜状態の観察と共に明らかにし、粗さの最適化による摩擦の低減が報告されている<sup>2)</sup>。一方、グリース潤滑におけるゴムシールの摩擦は、油潤滑同様に表面形状が影響を及ぼすと考えられるが、その影響は必ずしも明らかになっていない。

本研究では、グリース潤滑下におけるゴムシールの摩擦を低減するために表面形状に着目し、粗さの異なる表面およびテクスチャを有するゴムシールを作製し、油およびグリース潤滑下におけるしゅう動面の油膜計測を実施した。さらに摩擦を測定し、油膜形成性と摩擦特性の比較からグリース潤滑下においてゴムシールの表面形状が摩擦に及ぼす影響を明らかにした。

### 2. 試験方法

#### 2.1 試料

しゅう動面の粗さ及びテクスチャが油膜形成に及ぼす影響を調査するため4種類の試料を作製した。試料一覧を Table 1 に、試料形状を Fig. 1 に示す<sup>3)</sup>。シールを模擬し、材料は NBR、形状は円板状とした。粗さ  $Rz_{jis} 5 \mu m$  の試料 A を基準とし、試料 B は試料 A のリップ先端を粗面化し  $Rz_{jis} 17 \mu m$  とした。試料 C は、試料 A のリップ先端にパルスレーザーを照射し凹形状のテクスチャを付与した。試料 D は、試料 A を作製した金型にパルスレーザーを照射し、加工した金型形状を試料に転写することで凸形状のテクスチャを付与した。また、試料 C、D は突起高さ及び溝深さが試料 B の粗さと同程度になるように、試料及び金型に照射するレーザー強度を調整し作製した。試料 C、試料 D のリップ先端形状を Fig. 2 に示す。

#### 2.2 LIF 法によるグリース油膜計測

しゅう動面の油膜計測はレーザー誘起蛍光法 (Laser Induced Fluorescence : LIF 法) を用いた<sup>4)</sup>。装置構成を Fig. 3 に示す。蛍光油及び蛍光グリースを塗布した試料に波長 405 nm の励起レーザー光を照射し、光学フィルタで蛍光波長のみを選択した後、CMOS カメラで撮影した。蛍光油は PAO (ポリ  $\alpha$  オレフィン) に、蛍光グリースはウレアグリースに、それぞれ蛍光剤 (クマリン 6) を均一混合し作製した。予め計測した輝度と膜厚の関係の検量線より撮影画像を解析し油膜分布を得た。得られた油膜分布のしゅう動部 (約  $200 \times 700 \mu m$ ) の平均値から油膜厚さを算出した。

#### 2.3 しゅう動摩擦測定

粗さ及びテクスチャが摩擦係数に及ぼす影響を調査するため、摩擦測定装置を用いて摩擦係数を測定した<sup>3)</sup>。試料のリップ先端にグリースを塗布し、鋼板 (粗さ  $Rz_{jis} 0.8-1.2 \mu m$ ) を接触荷重 4 N で押し当て、周速 1.8 m/s で 10 分間のなじみ回転をした後、同周速でトルクを測定し摩擦係数を算出した。

Table 1 Sample seals

Sample	A	B	C	D
Surface texture	flat	uneven	concave	convex
Surface roughness $Rz_{jis}, \mu m$	5	17	18	20
Distance between vertices, $\mu m$	-	-	80	80

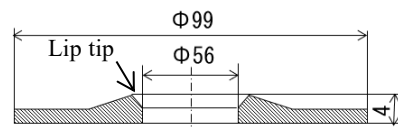
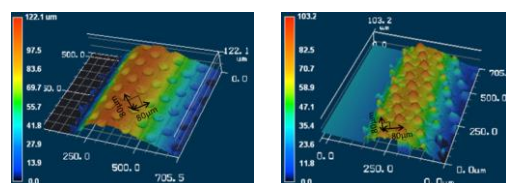


Fig. 1 Test piece<sup>3)</sup>



(a) Sample C

(b) Sample D

Fig. 2 Surface texture

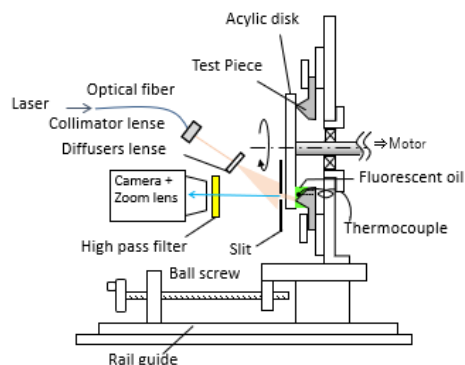


Fig. 3 Oil film observation device<sup>4)</sup>

### 3. 結果と考察

#### 3.1 油及びグリース潤滑下の油膜測定結果

基準試料 A と粗面化した試料 B の油及びグリース潤滑下での油膜分布を計測した結果を Fig. 4 に示す。グリース潤滑では油潤滑と比較し油膜厚さが不均一であり、特に粗面化した試料 B ではそれが顕著であった。次に、凸形状のテクスチャを付与した試料（試料 D）のしゅう動面の観察結果を Fig. 5 に示す。凸形状試料（試料 D）のグリース潤滑では、油潤滑には認められなかった明暗の模様がしゅう動部に認められ（Fig. 5(a)）、突起後方に油膜が薄い領域が形成された（Fig. 5(b)）。凹形状試料（試料 C）の溝後方部には、このような油膜が薄い領域は形成されなかったため、凸形状特有の現象であり、表面の微小突起によってグリースが掻き分けられ突起後方に空隙部が形成したと考える。粗面化した試料 B においても同様の現象が生じ、表面の微小突起によって油膜に濃淡が生じたと推測する。

#### 3.2 グリース潤滑下での摩擦測定結果及び考察

摩擦測定装置で測定した各試料の摩擦係数と LIF 法で計測した油膜厚さの関係を Fig. 6 に示す。粗面化およびテクスチャを形成した試料 B, C, D は試料 A より摩擦係数が小さくなる傾向が認められた。一因として、粗面化およびテクスチャによる動圧効果で油膜厚さが増大し、油膜のせん断抵抗が低減したためと推測する。試料 B, C, D を比較すると、凸形状試料（試料 D）は試料 B より油膜は薄い一方、摩擦係数は小さかった。試料 D では油膜厚さの増大に加え、Fig. 5 に示したように、突起後方に形成される空隙部が摩擦低減に影響したと考える。空隙部ではグリースが存在しないため粘性抵抗が生じず摩擦係数が低減したと推測する。

次に本試験で確認された粗面化及びテクスチャによる摩擦係数の増減について油膜厚さと空隙部の形成の影響を考察した。平滑二面の摩擦力はペトロフの式で表される。空隙部で粘性抵抗が生じないと仮定するとグリース占有率  $\alpha$  を乗じた式(1)で示され、摩擦力は油膜厚さ  $h$  に反比例しグリース占有率  $\alpha$  に比例する。測定結果より、Fig. 7 に示すように  $\alpha/h$  と摩擦係数には正の相関があった。以上より油膜厚さの増大と空隙部の形成の両者が摩擦係数に影響すると考える。

### 4. まとめ

シールしゅう動面のゴム表面粗さ及びテクスチャが異なる試料を用いて、油及びグリース潤滑下でのしゅう動面の油膜分布を測定し、粗さ及びテクスチャが油膜形成性と摩擦係数へ及ぼす影響を明らかにした。

- 1) しゅう動面の油膜形成にはゴム表面粗さ及びテクスチャが影響し、グリース潤滑では油潤滑より油膜厚さが不均一となる。
- 2) しゅう動面のゴム表面の微小突起によってグリースが掻き分けられ、突起後方に空隙部が形成される。
- 3) 凸形状のテクスチャをしゅう動面に付与することでグリースの粘性抵抗が低減し、摩擦係数が大幅に低減する。

### 文献

- 1) 水田, 佐藤, 杉村: オイルシールのしゅう動面の微視的形狀パラメータと摩擦係数の関係, トライボロジスト, 57, 1 (2012) 52.
- 2) 沼田: オイルシールの低摩擦化技術動向, トライボロジスト, 65, 6 (2020) 349.
- 3) 澤田, 大瀧, 河林: LIF 法による軸受シールしゅう動部油膜厚さ計測の研究外乱蛍光補正技術の確立, 可視化情報シンポジウム予稿集 (2019) 23.
- 4) 河林, 大瀧, 澤田, 黒川: シールしゅう動部におけるゴム表面性状が及ぼす摩擦への影響について, トライボロジー会議予稿集 伊勢 (2018), B14.

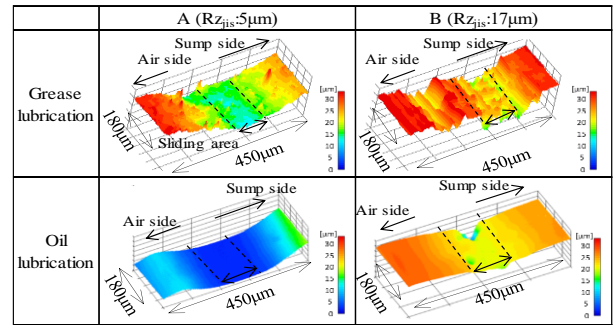


Fig. 4 Oil film distribution in grease and oil lubrication

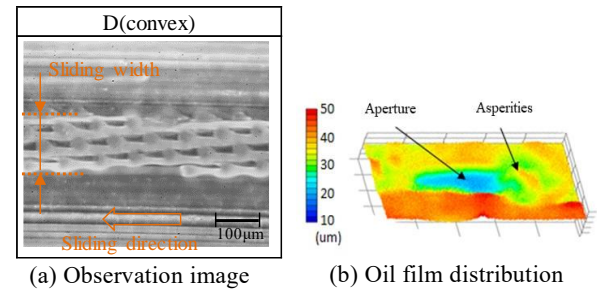


Fig. 5 Convex rubber surface contact surface in grease

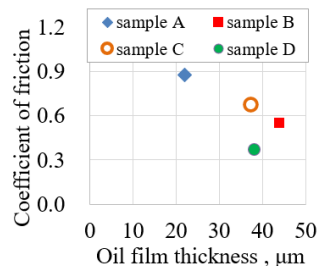


Fig. 6 Oil film thickness and coefficient of friction in grease

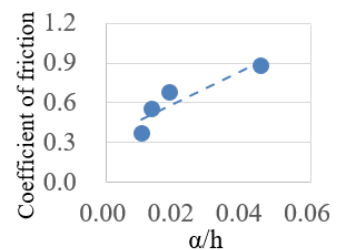


Fig. 7 Impact factor and coefficient of friction in grease

$$F = \frac{\mu U r}{h} \times (2\pi L \times \alpha) \quad (1)$$

$\mu$ : 粘度 [Pa · s],  $U$ : 速度 [m/s],  $r$ : 半径 [mm],  
 $L$ : しゅう動幅 [m],  $h$ : 油膜厚さ [mm],  $\alpha$ : グリース占有率