

## グリースのレオロジー特性を考慮した軸受トルク推定式の提案

Proposal of a Bearing Torque Estimation Model Considering the Rheological Behavior of Grease

日本精工(株) (正) \*松崎 康男 (正) 丸山 泰右 Science Tokyo (正) 桃園 聡

Yasuo Matsuzaki\*, Taisuke Maruyama\*, Satoshi Momozono\*\*

\*NSK Ltd, \*\*Institute of Science Tokyo

### 1. はじめに

転がり軸受の約 80%はグリースで潤滑されており、グリースの組成が軸受トルクなどの機能に影響することが知られている<sup>1)</sup>。軸受トルクの主要因の一つとして転がり粘性抵抗が挙げられ、これまでに EHL(Elastohydrodynamic lubrication)解析の結果を用いて転がり粘性抵抗の回帰式が提案されている<sup>2,3)</sup>。ただし、いずれも油を想定したニュートン流体での解析結果である。一方、グリースは基油と増ちょう剤から構成される非ニュートン流体であり、低せん断速度域から高せん断速度域にかけて等価粘度が減少する挙動を示す点において油とは異なるレオロジー特性を示す。本稿では、等価粘度のせん断速度依存性が表現できる Carreau-Yasuda の式を用いた EHL 解析による転がり粘性抵抗の数値計算を行うとともに、上記の回帰式と同じレベルで計算することを目的として、Carreau-Yasuda の近似モデルによる転がり粘性抵抗の簡易式を導出し、両者の比較を行った。

### 2. EHL 解析による転がり粘性抵抗の計算

本稿では、一般的な円接触の EHL 理論と Carreau-Yasuda の式を用いて、Venner ら、Nogi らの方法で解析を行う<sup>4,5)</sup>。接触部の中心を原点とし、転がり方向を  $x$  軸、側方方向を  $y$  軸とする。レイノルズ方程式、油膜方程式、荷重のつり合い、粘度と圧力の関係式 (Roelands の式)、密度と圧力の関係式 (Dowson-Higginson の式) を境界の圧力 0 Pa、およびレイノルズ条件の下で解く。

大気圧下の粘度として式(1)に示す Carreau-Yasuda の式を用いる。

$$\eta^* = (\mu_1 - \mu_2)(1 + (\lambda\dot{\gamma})^{a_Y})^{\frac{n-1}{a_Y}} + \mu_2 \quad (1)$$

ここで、 $\mu_1$  [Pa·s]は零せん断粘度、 $\mu_2$  [Pa·s]は基油粘度、 $\lambda$  [s]は時定数、 $\dot{\gamma}$  [s<sup>-1</sup>]はせん断速度、 $a_Y$  [-]は遷移パラメータ、 $n$  [-]は塑性指数である。

せん断速度は式(2)、式(3)で表される。

$$\dot{\gamma}_x = \frac{h}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2)$$

$$\dot{\gamma}_y = \frac{h}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (3)$$

ここで、 $\eta$  [Pa·s]は式(1)と Roelands の式から算出される粘度である。式(1)を計算する際のせん断速度として式(4)を用いる。

$$\dot{\gamma} = \sqrt{\dot{\gamma}_x^2 + \dot{\gamma}_y^2} \quad (4)$$

転がり粘性抵抗は純転がり運動する潤滑面において、圧力流れにより壁面が受けるせん断応力の総和として定義される<sup>2)</sup>。せん断応力  $\tau$  [Pa]および転がり粘性抵抗  $f_r$  [N]は式(5)、式(6)より算出される。

$$\tau = \eta \dot{\gamma}_x \quad (5)$$

$$f_r = \iint \tau dx dy \quad (6)$$

本稿の計算条件を Table 1 に示す。

### 3. Carreau-Yasuda の近似モデルを用いた転がり粘性抵抗の計算

Figure 1 に市販グリースのレオロジー測定結果を一例として示す。図中のプロットはレオメータ (MCR 302 e: Anton-Paar) を用いて測定した等価粘度  $\eta^*$  [Pa·s]、およびせん断応力  $\tau^*$  [Pa]の結果である。せん断は平行プレートを用いて一方向に与えた。Figure 1 の実線は式(1)を用いて作成したフィッティングカーブである。

ここで、塑性指数  $n = 0$ 、 $1 \ll (\lambda\dot{\gamma})^{a_Y}$  が成り立つと仮定すると、グリ

Table 1 Conditions for calculation

Equivalent radius [m]	9.525
Equivalent elastic modulus [GPa]	122
Load [N]	10
Hertzian contact radius [mm]	0.105
Maximum contact pressure [GPa]	0.43
Entrainment speed [m/s]	1.0
Viscosity of base oil [Pa·s]	0.05
Viscosity-pressure coefficient [GPa <sup>-1</sup> ]	13
Zero shear viscosity, $\mu_1$ [Pa·s]	200000
Time constant, $\lambda$ [s]	200
Transition parameter, $a_Y$ [-]	4
Flow index, $n$ [-]	0

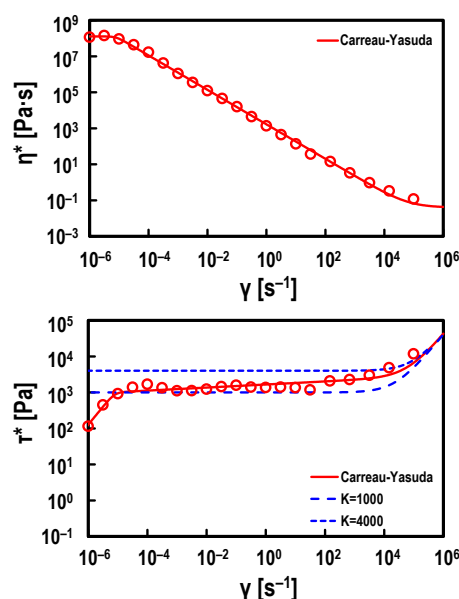


Fig. 1 Equivalent viscosity and shear stress of a grease

ースの等価粘度 $\eta^*$  [Pa·s], およびせん断応力 $\tau^*$  [Pa]は式(7), 式(8)のように表される.

$$\eta^* = K\dot{\gamma}^{-1} + \mu_2 \quad (7)$$

$$\tau^* = K + \mu_2\dot{\gamma} \quad (8)$$

本稿では,  $K$  [Pa]を増粘定数と呼ぶ. また, Carreau-Yasuda パラメータを用いて $K = (\mu_1 - \mu_2)\lambda^{-1}$ と表される. Figure 1 の破線は式(8)を用いた結果であり, 部分的に実験結果を表現することができる. 式(6)のせん断応力に式(8)を用いて, 潤滑面の面積を $A$  [m<sup>2</sup>]とすれば, グリースの転がり粘性抵抗 $f_{r,grease}$  [N]は式(9)で表せる.

$$f_{r,grease} = KA + \iint \mu_2 \dot{\gamma}_x dx dy \quad (9)$$

上式の右辺第二項は基油の転がり粘性抵抗 $f_{r,oil}$  [N]に相当するが, 圧力流れによるせん断速度は等価粘度より求まるため, 基油のみで計算した場合とは異なる. その差異について EHL 解析の結果との比較を行う.

#### 4. 結果と考察

Figure 2 に EHL 解析により算出された潤滑面内におけるせん断応力の絶対値の対数を示す. Figure 2 (a)は大気粘度を基油粘度とした場合, Fig. 2 (b)は大気粘度に式(1)を用いた場合の結果である. いずれも接触域出口側はキャビテーション領域であり, せん断応力は 0 Pa である. 計算領域 $-0.5 < x < 0$ にもせん断応力が 0 Pa となる境界が存在しているが, これを境として圧力勾配の正負が逆となる. すなわち, 境界の左側では転がり方向と逆方向にせん断が働き, 境界の右側では転がり方向にせん断が働く. また, 接触域近傍においてせん断応力が大きく, 接触域から離れるほどせん断応力が小さい. Figure 2 (a), (b)を比較すると, グリースの方が入り口側, すなわち接触域から遠方におけるせん断応力が大きいことがわかる. 具体的には, 接触域近傍におけるグリースのせん断応力は基油に比べて 0.2%大きく,  $(x, y) = (-2.0, 0.0)$ におけるグリースのせん断応力は基油に比べて 350%大きかった. つまり, グリースが広く分布するほど基油とグリースの転がり粘性抵抗の差は大きくなると考えられる.

EHL 解析により算出された基油とグリースの転がり粘性抵抗の差分を $f_{r,thick} = f_{r,grease} - f_{r,oil}$ とする. これは式(9)中の $KA$ に相当する. Figure 3 は,  $KA$ と数値的に求めた $f_{r,thick}$ を比較した結果である. 図中の○プロットは Fig. 2 の結果から求めた値であり, △プロットは解析範囲を変えて求めた値である. 図中の実線は $f_{r,thick} = KA$ を示しており, 各プロットは実線とわずかにずれているが $f_{r,thick}$ は近似的に $KA$ と表せることが示唆された.

以上より, グリースの転がり粘性抵抗は, 既存の基油における転がり粘性抵抗式<sup>2,3)</sup>に $KA$ を加えることで計算できることが示唆された. 実際の軸受では運転中の潤滑剤分布がわからないため, 分布面積 $A$ を予測することは困難であり今後の課題である.

#### 5. 結論

- (1) グリースのせん断応力は基油に比べて特に接触域から離れた位置において大きかった.
- (2) 増粘定数と分布面積の積 $KA$ がグリースと油の転がり粘性抵抗の差 $f_{r,thick}$ と同等の値を示した.
- (3) グリースの転がり粘性抵抗は既存の基油の転がり粘性抵抗式に $KA$ を加えた下式で計算できることが示唆された.

$$f_{r,grease} = KA + f_{r,oil}$$

#### 文献

- 1) 津田他: 転がり軸受の攪拌損失エネルギーに及ぼすグリースのレオロジー特性, トライボロジスト, 66, 8 (2021) 646-655.
- 2) N. Biboulet and L. Houpert: Hydrodynamic force and moment in pure rolling lubricated contacts. Part 2: Point contacts, Proc. IMechE Part J, 224, 8 (2010) 777-787.
- 3) 江川他: 十分潤滑下の玉軸受の転がり粘性抵抗式, トライボロジー会議 2024 春 東京 (2024) A3.
- 4) C. H. Venner and A. A. Lubrecht: Multilevel methods in lubrication, Tribology Series, 37 (2000).
- 5) T. Nogi et al.: Numerical analysis of grease film thickness and thickener concentration in elastohydrodynamic lubrication of point contacts, Tribol. Trans., 63, 5 (2020) 924-934.

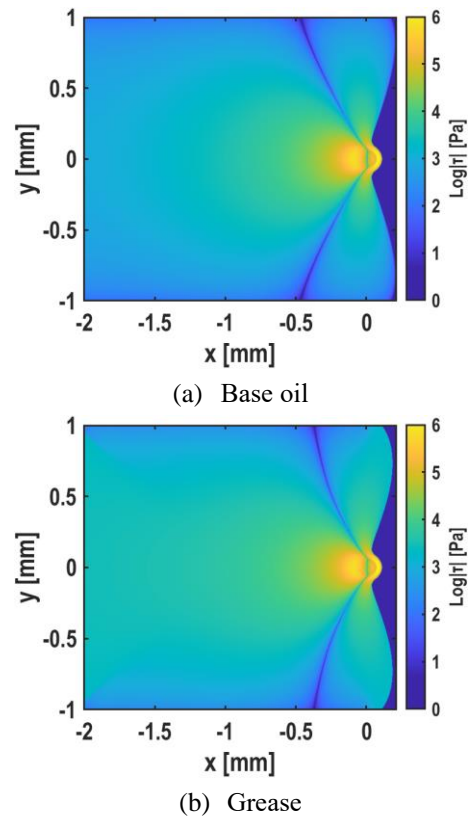


Fig. 2 Shear stress in and around the EHD contact area at the entrainment speed of 1.0 m/s

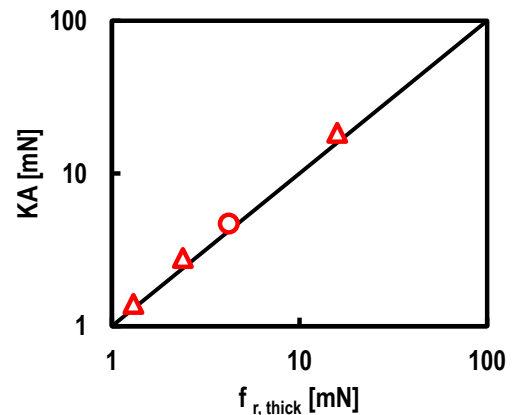


Fig. 3 Rolling viscous resistance considering the rheology of grease