

オイルシールの数値計算に関する取り組み

Numerical analysis for Radial shaft Seal

NOK 株式会社（正）*酒井 陽平

Yohei Sakai

NOK Corporation

1. はじめに

オイルシールは自動車や産業機械の様々な部位に使用されている密封装置であり、その役割は、液体や気体の漏洩を防ぐことである。その密封機構としては漏れの方と逆方向に流体を押し戻す作用、ポンピング作用が働いており、その発現にはリップ表面の微小な凹凸（粗さ突起）が重要な役割を果たしている。

本稿では、シールしゅう動面の微視的の形状と密封・潤滑機構に関する流体数値計算および、接触理論と EHL を組み合わせたゴム表面粗さに関する数値計算の例を紹介する。

2. オイルシールの潤滑へのリップ表面粗さの影響に関する二次元正弦波モデルの数値計算¹⁾

Fig.1(a)はシールリップ部の概略図を示したもので、Fig.1(b)はリップしゅう動面の表面粗さモデルである。表面粗さ形状は決定論的に二次元正弦波のモデルを用いた。式(1)に示すレイノルズ方程式を離散化し、与えられた油膜形状 h に対して圧力分布 p を求める。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6u \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

キャビテーション領域の決定にはレイノルズ境界条件を用い、数値計算に用いた入力パラメータおよびリップしゅう動面モデルのパラメータは Table 1 および Table 2 に示すとおりである。

計算ではしゅう動面の表面形状として単純な決定論的モデルを用いているが、実際のリップ表面の微小突起はランダムに分布している。Shi と Salant²⁾は、決定論的モデルだけでなく、ガウス分布を前提として平均粗さ、相関距離を与えた準ランダムモデルである 4 種類の異なる表面粗さモデルを用いた数値計算を行っている。Figure 2 は Shi と Salant の数値計算結果との比較である。表面粗さモデルが異なるにもかかわらず、無次元速度と摩擦係数の関係は、ほぼ同じ傾向を示している。Shi と Salant のモデルはすべて、二乗平均平方根粗さが $1\mu\text{m}$ 、相関距離が $25\mu\text{m}$ となっている。すなわち正弦波モデルにおける振幅 $2\mu\text{m}$ 、波長 $50\mu\text{m}$ に相当する。したがって、オイルシールの摩擦特性は、表面粗さモデルにはよらず、高さ方向の粗さの特徴やうねり成分に依存することが示唆される。Figure 3 は軸受特性数 G と、実験および数値計算から得られた摩擦係数の関係を示したものである。数値計算の摩擦係数は実験結果よりも低い結果となっている。また、実験結果では摩擦係数は軸受特性数 G の $1/3$ から $1/4$ 乗に比例するのにに対し、計算結果では表面粗さモデルによらず約 $1/2$ 乗に比例する。この違いは、数値計算ではリップ表面と相手面との接触がない完全流体潤滑を前提としているためであると考えられる。リップ表面の微小突起と相手面との接触を考慮した計算結果³⁾を Fig.4 に示す。微小突起の波長が短い場合に、数値計算結果は実験結果とよく一致することがわかる。これよりオイルシールの摩擦特性には高 G 領域においても部分的な境界摩擦が影響していることが示唆される。

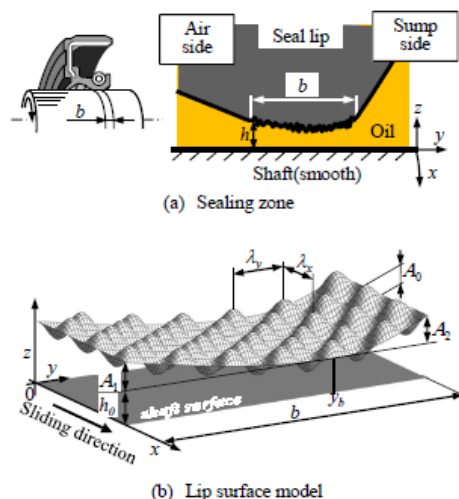


Fig.1 Schematic of sealing zone and lip surface model

Table.1 Input parameters for calculation

Parameters	Values
Diameter of the shaft d , mm	90
Width of sealing zone b , mm	0.384
Load carrying capacity P_r , N	10
Young's modulus of shaft, GPa	206
Young's modulus of seal, MPa	7.0
Poisson ratio of shaft	0.3
Poisson ratio of seal	0.49
Viscosity of the fluid η , Pa.s	0.011
Shaft speed u , m/s	0.1 to 10
Air side and sump side pressure p_a, p_s , MPa	0.0
Cavitation pressure p_c , MPa	0.0

Table.2 Input parameters for lip surface model

Parameters	Values
Height of the lip shape A_1, A_2 , μm	2.0
Bottom point of axial position y_b	0.7b
Amplitude A_0 , μm	0.5, 1.0, 1.5, 2.0
Wavelength $\lambda_x = \lambda_y$, μm	32, 64, 128

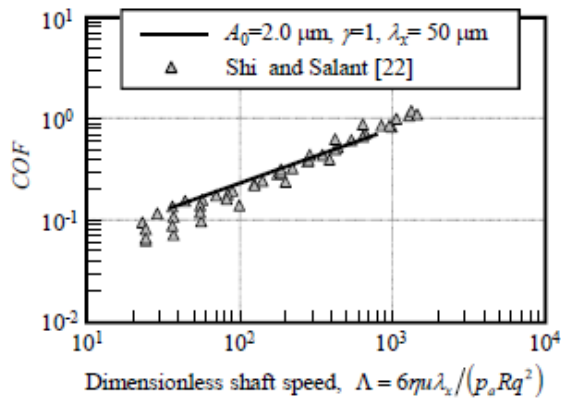


Fig.2 The relationship between the dimensionless shaft speed Λ and the coefficient of friction (COF)

3. 表面テクスチャを付与したゴムの数値計算⁴⁾

3種類の異なる硬度 (50, 70, 90ShA) の NBR に、それぞれ最大平均面粗さが $0.5\mu\text{m}$ から $5.3\mu\text{m}$ の異なる3種類の表面粗さ (表面テクスチャ) を付与したゴム試験片と鏡面仕上げの金属ディスクとをピンオンディスク形式でしゅう動させた場合の数値計算結果を Fig.5 に示す。接触モデルとして Persson の接触理論⁵⁾を用い、EHL モデルとともに境界潤滑、混合潤滑、弾性流体潤滑の領域の数値計算を行った。

$$\bar{u} = \sqrt{\pi} \int_{q_0}^{q_1} dq q^2 C(q) w(q) \times \int_p^\infty dp' \frac{1}{p'} [\gamma + 3(1-\gamma)p_p^2(q)] e^{-\left[\frac{w(q)p'}{E^*}\right]^2} \quad (2)$$

いずれの領域 (境界摩擦、混合潤滑、流体潤滑) においても、摩擦係数へのゴム硬度の影響は小さいことがわかる。一方で、表面粗さは摩擦係数に大きく影響していることがわかる。粗さが大きいほど、すべり速度が大きくなっても境界・混合摩擦が生じており、混合潤滑から流体潤滑領域へ遷移するすべり速度が大きくなっている。しかしながら、流体潤滑領域では、粗さの大きさによらず摩擦係数はほぼ同じ大きさを示している。これは流体圧力により微小突起の変形が生じ、粗さの影響が小さくなったためと考えられる。

4. おわりに

オイルシールの密封・潤滑機構にはリップ表面の微細形状が密接に関係しており、数値計算を行う上では、その形状をどのように与えるか、また、微小突起の接触、変形をいかに組み込むかが重要であるといえる。

文献

- 1) H. Mizuta and J. Sugimura: Numerical study of the Effect of lip surface roughness on lubrication of Radial shaft seals with a simple sinusoidal model, Tribology Online, 8, 1 (2013) 104-110.
- 2) Shi, F. and Salant, R. F.: Numerical study of a Rotary Lip Seal with a Quasi-Random Sealing Surface, Trans. ASME, J. Tribology, 123, 7 (2001) 517-524.
- 3) H. Mizuta and J. Sugimura: Analysis of possible lubrication mechanism of radial shaft seals, Czech-Japan Tribology Workshop (2014)
- 4) F. Kaiser, A. Gropp, Y. Sakai and R. Bactavatchalou: Simulation of Rubber Friction: Influence of Surface Texture, 7th World Tribology Congress (2021)
- 5) Yang, C., Persson, B.N.J., "Contact mechanics: contact area and interfacial separation from small contact to full contact", J. Phys.: Condens. Matter, (2008).

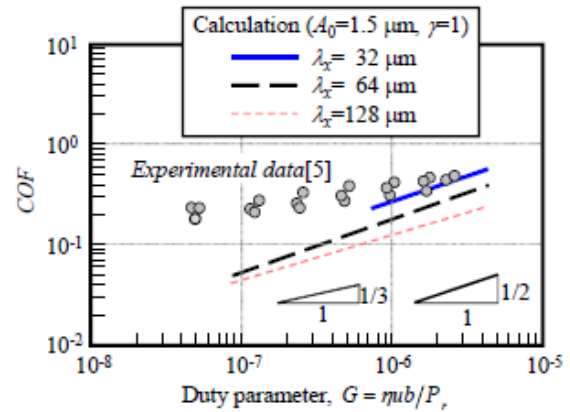


Fig.3 The relationship between the dimensionless duty parameter G and the coefficient of friction (COF)

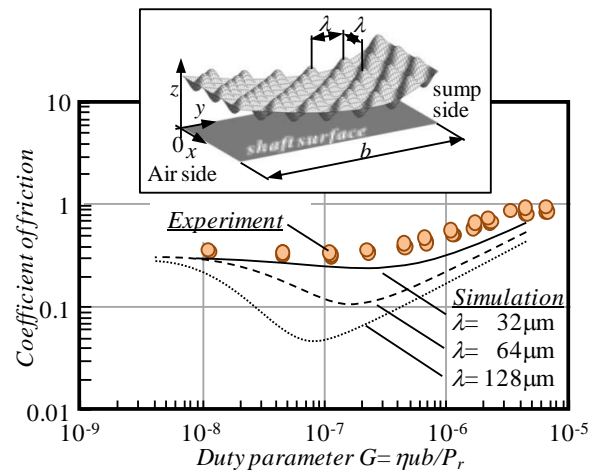


Fig. 4 Stribeck curves obtained in pumping condition

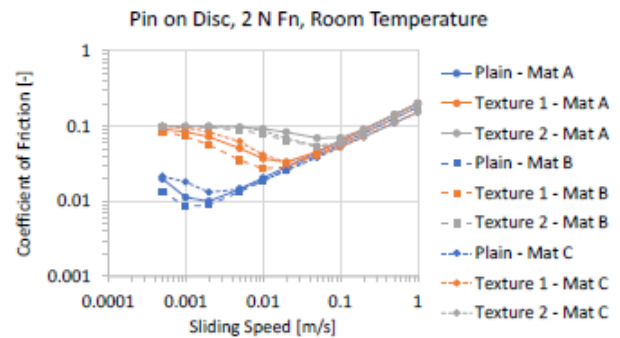


Fig. 5 Simulated friction for three materials with three different surfaces