

しゅう動面のテクスチャによる流体潤滑作用

Hydrodynamic Lubrication Effect of Textured Surface

尾形 秀樹 技術開発本部基盤技術研究所機械要素研究部 主査
 孟 永钢 清華大学摩擦学国家重点実験室 教授
 张 金煜 清華大学精密機械工学科
 新家 義弘 技術開発本部基盤技術研究所機械要素研究部

油で潤滑されるしゅう動面にテクスチャ（微細な凹凸構造）を形成すると、油に圧力が発生する流体潤滑効果によって潤滑膜が形成される。本研究では表面粗さや油膜切れによる固体接触の影響も考慮した流体潤滑の数値シミュレーション技術を開発した。解析を検証するために、回転円板式のすべり摩擦試験装置を製作し、摩擦特性の計測を行った。テクスチャパターンとして複数の矩形溝をもつしゅう動面について摩擦係数を比較した結果、解析結果と実験結果に良い一致が得られ、本解析の妥当性が確認された。

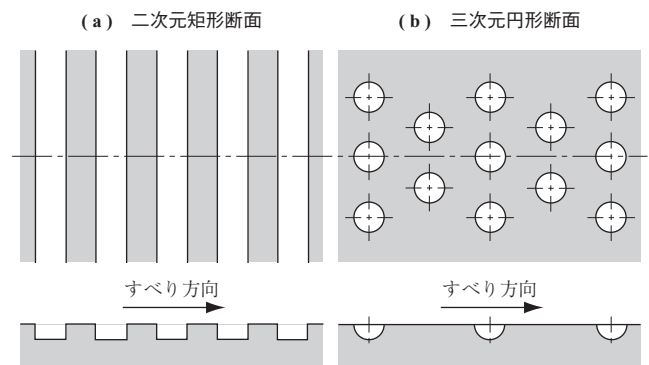
Authors have developed a numerical simulation program, which can evaluate the effect of textured sliding surface on the fluid film formation by hydrodynamic reaction. This program takes account of the surface roughness and solid friction in the case of thinner oil film thickness. In order to validate the simulation accuracy, a rotational disk type slider friction tester was used and a series of friction tests was performed. The friction coefficient was measured and compared with simulation result. Both data showed good agreement with each other.

1. 緒 言

機械装置のしゅう動部では、そのしゅう動条件（すべり速度、接触荷重など）によって摩擦や焼付きが発生するが、これを緩和するためにしゅう動部を潤滑油で潤滑することが多い。このとき、しゅう動面に微細な凹凸（テクスチャ）を形成させると潤滑油膜に圧力が発生し、しゅう動条件が緩和される。この概念自体は古くから知られていた⁽¹⁾が、近年の微細加工技術の進展によって、実用化に向けた研究が盛んに進められている⁽²⁾。本研究では、テクスチャによる潤滑膜形成機構を明らかにすることを目的とし、潤滑の数値計算および実験検証を行った。

2. テクスチャ

テクスチャの形状には二次元的な溝や三次元的なディンプル構造などさまざまな例がある。第1図に代表例を示す。一般にテクスチャの大きさは0.1～1mmのオーダーで、深さは数μm程度に設定される。テクスチャの成型方法としてはエッチングやレーザ加工が用いられるが、本研究ではエッチングを用いた。



第1図 テクスチャ形状の例
 Fig. 1 Examples of texture shape

3. 数 値 計 算

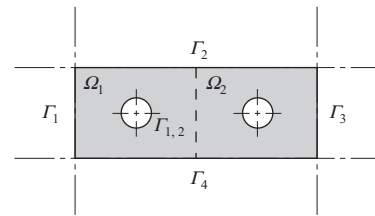
3.1 基礎式と計算方法

しゅう動面の潤滑状態を計算するには次の表面粗さを考慮した Patir と Cheng⁽³⁾による修正レイノルズ方程式を用いる。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\phi_z \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{U}{2} \left(\frac{\partial h}{\partial x} + \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} \right) \dots\dots\dots (1)$$

h : 油膜厚さ
 p : 油膜圧力

- U : すべり速度
- x : すべり方向座標
- z : x と油膜厚さ方向に直交する座標
- μ : 潤滑油粘度
- ϕ_x, ϕ_z : 圧力流れに対する x, z 方向の修正係数
- ϕ_s : せん断流れに対する修正係数
- σ : 2面の自乗平均平方根粗さ



第2図 DDMにおける計算領域の分割
Fig. 2 Domain decomposition by DDM

境界条件はしゅう動面の外周で圧力がゼロ、また、しゅう動面内部では圧力は飽和蒸気圧以下には低下しないとする。

さらに油膜が薄くなったときの接触モデルとしては、C-K-Eモデル⁽⁴⁾を用いる。これは表面粗さの突起同士が接触した場合に接触点近傍において弾塑性変形が生じると仮定するモデルである。これによって、油膜が薄くなり静止側と運動側が直接接触したときの固体摩擦力を考慮することができる。

(1)式は差分法によって数値的に解くことができる。しかし、一般にテクスチャ表面には広いしゅう動面に数千から数万に及ぶ多数の凹凸が存在するため、非常に多くの分割格子を必要とし、計算に時間が掛かる。また計算に多くのメモリが必要になり、現実にコンピュータで処理できない場合もある。そこで計算時間とメモリを削減する手法として、DDM (Domain Decomposition Method)⁽⁵⁾を用いた。DDMを説明するために、ここではディンプルが二つある場合を考える。第2図に計算領域を示す。ここで Γ は境界を示し、 Ω は計算領域(内部)を表す。外周境界 $\Gamma_1 \sim \Gamma_4$ の圧力はゼロと仮定する。まず従来の方法(WDM: Whole Domain Method)では、この問題は次のように定式化される。

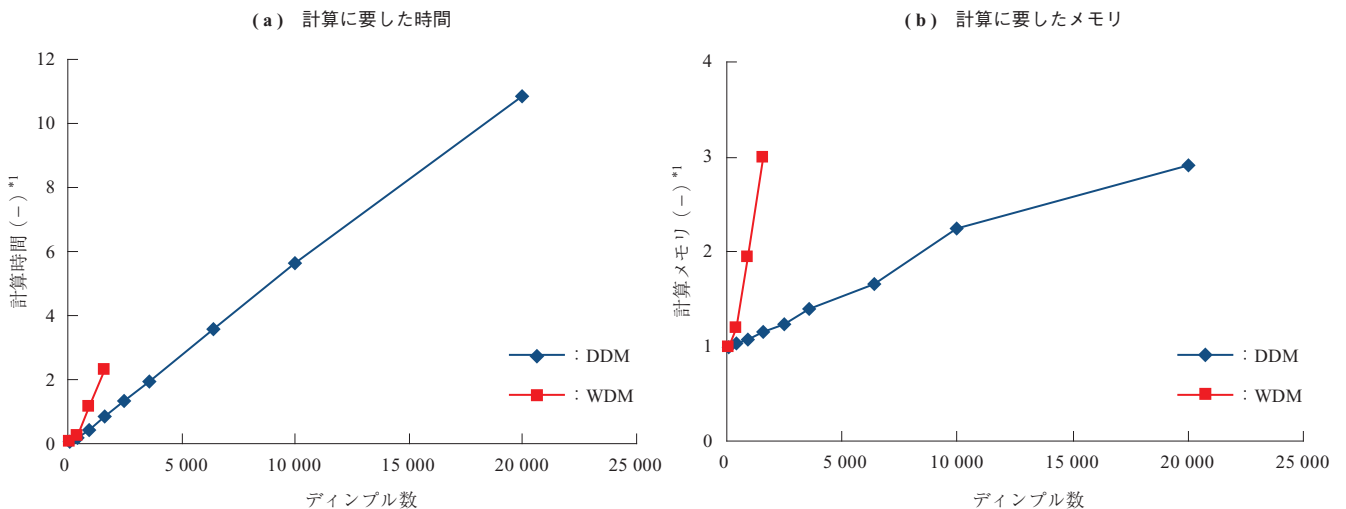
$$\begin{aligned}
 L(p) &= f \quad \text{on } (x,z) \in \Omega \\
 p &= 0 \quad \text{on } \Gamma_1 + \Gamma_2 + \Gamma_3 + \Gamma_4 \\
 &\dots\dots\dots (2)
 \end{aligned}$$

ここで p は圧力、演算子 L はレイノルズ方程式(1)の左辺の演算子、 f は右辺の演算子を表す。すなわち計算領域全体にわたってレイノルズ方程式を解き、周囲の境界に対して境界条件を与える。次にこの問題にDDMを適用する場合を考える。まず計算領域内部 Ω を二つの領域 Ω_1, Ω_2 に分割し、その境界を $\Gamma_{1,2} = \Omega_1 \cap \Omega_2$ とする。DDMでは二つの領域に対してレイノルズ方程式を解き、各領域は境界上で適切な条件(レイノルズ方程式の場合は圧力と流量 q の連続)によって接続される。すなわち、

$$\begin{aligned}
 L(p) &= f \quad \text{on } (x,z) \in \Omega_1, \Omega_2 \\
 p &= 0 \quad \text{on } \Gamma_1 + \Gamma_2 + \Gamma_3 + \Gamma_4 \\
 p, q &= \text{連続} \quad \text{on } \Gamma_{1,2} \\
 &\dots\dots\dots (3)
 \end{aligned}$$

と定式化される。

WDMとDDMとで比較した計算時間とメモリの削減例を第3図に示す。本方法によって、計算時間およびメモリ



(注) *1: 相対値

第3図 DDMによる計算時間とメモリの削減例
Fig. 3 Calculation time and memory reduction by DDM

を大幅に削減することができた。したがって、数万個のテクスチャをもつ現実のしゅう動面にも適用可能となる。

3.2 計算例

第1図-(b)のようなディンプル状のテクスチャについて油膜圧力を解析した例を第4図に示す。同じ大きさのディンプルでも、その配置によって圧力分布は異なり、負荷能力も変化することが分かる。第4図-(e)が最も負荷能力が高く、摩擦係数も低い。これはテクスチャによって発生した圧力をフラットな部分で広く保持していることが理由である。すなわち、テクスチャのパターンを最適化するには単なる様なパターンではなく、油膜圧力を保持するためのフラット部を設けることが必要である。

4. 実験

本解析の精度を検証するために、摩擦試験装置による摩擦力の計測を行った。主な試験条件を第1表に示し、回転速度と荷重をパラメータとした。試験には第5図に示す回転型すべり摩擦試験装置を用いた。回転片（供試体）はモータによって駆動し、静止側の固定片（供試体）には

重りで荷重を掛ける。固定片に作用する摩擦力はカンチレバーをとおしてロードセルによって計測した。試験中は回転片および固定片ともに一定温度の油槽内で保持される。

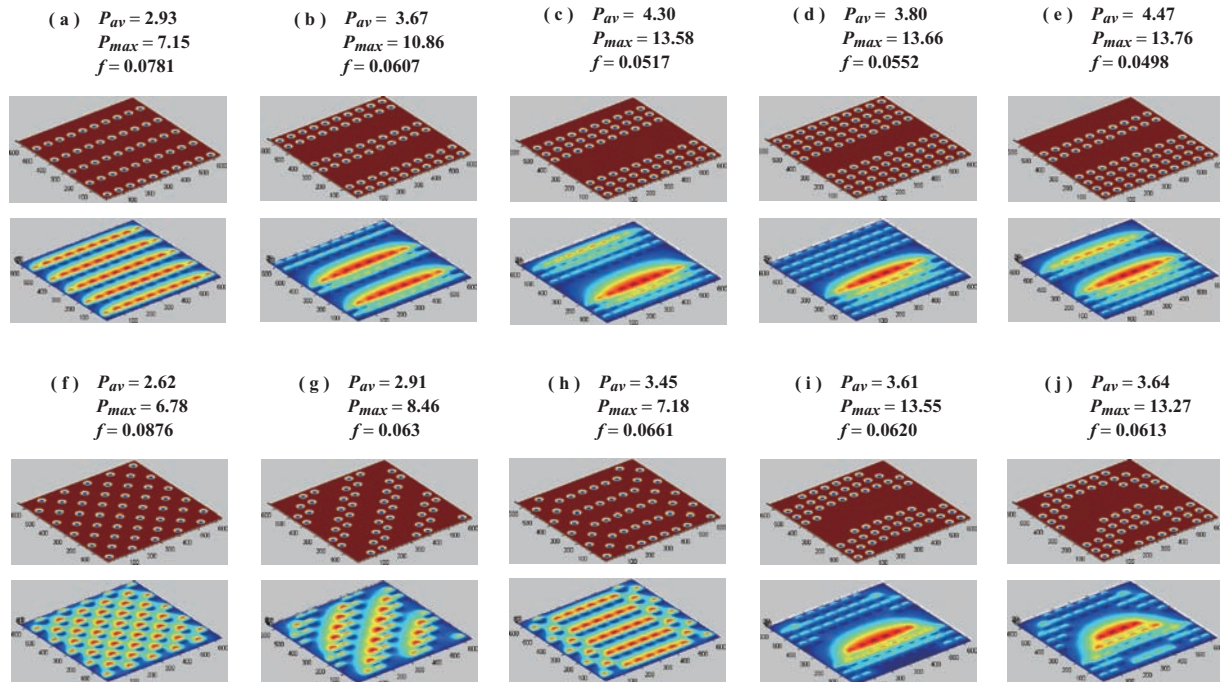
製作した供試体を第6図に示す。検証をしやすいするため、テクスチャの形状は第1図-(a)に示した二次元の矩形溝とした。供試体の材料はいずれもT10鋼（硬度HRC65）であり、いずれもラップ仕上げで平面度 $2\mu\text{m}$ 、表面粗さ $0.05\mu\text{m}$ 以下とした。

第7図に摩擦係数の計算結果と試験結果を示す。図の横軸は潤滑油粘度 μ と平均径周速度 U の積を平均面圧 P_m で割ったもので軸受定数と呼ばれ、潤滑状態を支配す

第1表 試験条件

Table 1 Test conditions

項目	単位	仕様
しゅう動面外径	mm	64
しゅう動面内径	mm	48
回転速度	min^{-1}	56, 115, 173
荷重	N	21.0, 42.2, 105
潤滑油	-	シリコン油 VG300
油層温度	$^{\circ}\text{C}$	28 ~ 29



(注) 計算条件

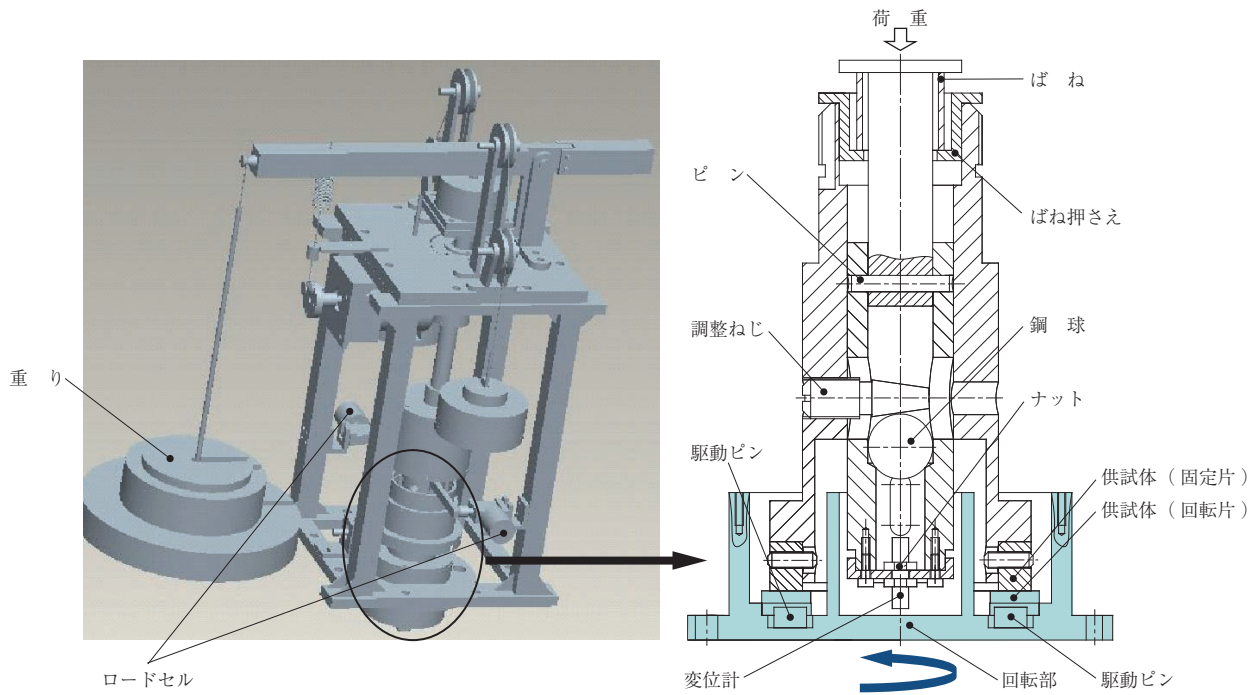
- しゅう動面領域 : $2 \times 2 \text{ mm}$
- すべり速度 : 1 m/s
- 潤滑油粘度 : $0.08 \text{ Pa}\cdot\text{s}$
- ディンプル形状 : 円形 (直径 0.143 mm , 間隔 0.2 mm)
- 油膜厚さ : 0.003 mm

記号

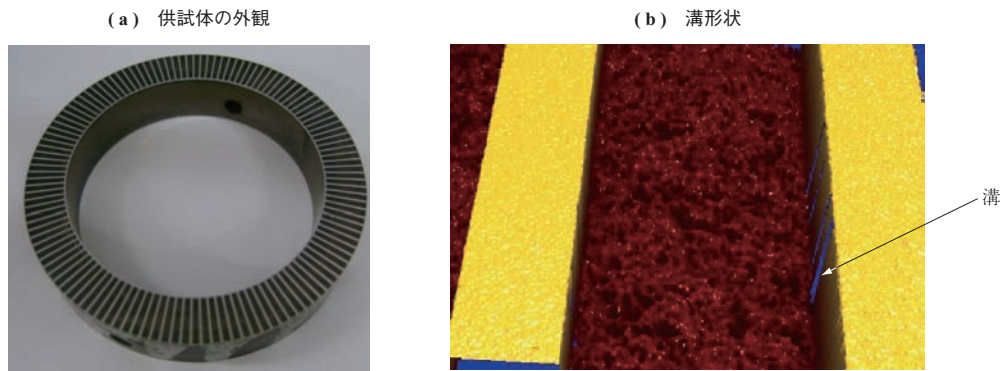
- P_{av} : 平均圧力を大気圧力で無次元化したもの
- P_{max} : 最大圧力を大気圧力で無次元化したもの
- f : 摩擦係数

第4図 三次元ディンプルの配置(上段)と油膜圧力の関係(下段)

Fig. 4 Relationship between dimple pattern (upper) and oil film pressure (lower)

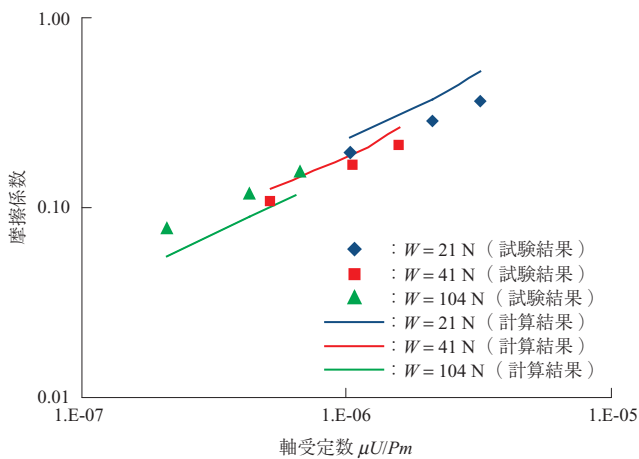


第 5 図 回転型すべり摩擦試験装置
Fig. 5 Rotational slider friction tester



(注) 溝幅: 1 mm
溝深さ: 6.2 μm
面積比: $\alpha = 69.92\%$

第 6 図 供試体の外観と溝形状
Fig. 6 Picture of test piece (a) and groove shape (b)



第 7 図 軸受定数と摩擦係数の関係
Fig. 7 Relationship between bearing number and friction coefficient

るパラメータである。

一般に固定片と回転片が潤滑膜で離れている流体潤滑領域では、軸受定数が小さくなると油膜が薄くなると同時に摩擦係数も低下する。しかし、油膜厚さが表面粗さと同等になると油膜が破断されて、固定片と回転片が接触し、固体摩擦が起きて摩擦係数が上昇する。第 7 図を見ると軸受定数の低下に伴う摩擦係数の上昇は見られないことから、本試験は流体潤滑条件下にあったと判断できる。

試験結果と計算結果を比較すると、摩擦係数に及ぼす周速度と面圧の影響は良好に一致し、定量的にも妥当な結果が得られた。この結果から本解析の妥当性が確認された。

5. 結 言

テクスチャによる潤滑膜形成について、基本的な解析手法を確立し、十分な精度をもつことを確認した。今後はさまざまな条件下で使われるすべり摩擦要素について、潤滑状態改善を目的とした実用化研究を行っていく。

参 考 文 献

- (1) D. B. Hamilton, J. A. Walowit and C. M. Allen : A theory of lubrication by microasperities ASME J. Basic Eng 88-1 (1966) pp. 177 - 185
- (2) I. Etsion and G. Halperin : A laser surface textured

- hydrostatic mechanical seal Trib Trans 45-3 (2002) pp. 430 - 434
- (3) N. Patir and H. S. Cheng : Trans ASME J. Lub. Tech 100-1 (1978) p. 12
- (4) D. Cohen, Y. Kligerman and I. Etsion : A model for contact and static friction of nominally flat rough surfaces under full stick contact condition Trans ASME J. Tribol. (2008)
- (5) M. Gunzburger and H. K. Lee : An optimization-based domain decomposition method for the Navier-Stokes equations SIAM J. Numer. Anal 37-5 (2000) pp. 1455 - 1480