窪みおよび溝形状のテクスチャリングを有する

平面しゅう動部の潤滑特性*

- 平行平面間に表面テクスチャリングを施した場合

小 田 真 輝** 岩 本 勝 美***
田 中 健太郎*** 藤 野 俊 和***

Lubrication Characteristics of Sliding Surfaces with Dimples or Grooves - In the Case of Surface Texturing Applied on Parallel Surfaces

By Masaki Oda, Katsumi Iwamoto, Kentaro Tanaka and Toshikazu Fujino

Surface texturing has been considered as one of the approaches for application of sliding contact elements. Surface texturing can generate hydrodynamic pressure to provide load capacity and improve tribological characteristics. In addition, surface texturing works as an oil reservoir to hold lubricating oil, and has the effect of collecting wear debris. The lubrication characteristics of sliding surfaces vary by the shape and size of surface texturing, but the exact effect of such elements on these lubrication characteristics has not been fully understood. The purpose of this study is to elucidate the real effects of surface texturing applied on parallel surfaces and to obtain optimum design guidelines of surface texturing. Authors conducted a numerical analysis of the solution of Reynolds equation using a finite element method to assess the effect of surface texturing. The analysis has been performed under two different conditions, one with constant oil film thickness and the other with constant load capacity. The results of the analysis showed that the optimum design of surface texturing to decrease coefficient of friction varies depending on the conditions. In the case of constant oil film thickness, the optimum design of surface texturing was as follows. As for dimples, the area ratio 50% led to the smallest coefficient of friction and the ratio of depth 0.0001 showed the largest load capacity. As for grooves, the area ratio 70% resulted in the smallest coefficient of friction while the ratio of grooves 0.00006 showed the largest load capacity. In the case of constant load capacity, the dimples area ratio 60% and the groove area ratio 70% showed the largest oil film thickness and the smallest coefficient of friction. The larger the ratio of depth got, the smaller the coefficient of friction became.

1. 序論

表面テクスチャリングは部材表面に幾何形状の凹凸を周期的に施すことにより流体抵抗の低減やぬれ性を制御する手法であり、表面改質技術の一つである¹⁾。近年、エッチングやレーザ加工などの加工技術の進展や加工コストの低減に伴い、表面テクスチャリングは機械部品しゅう動部のトライボロジー特性の向上を図る手段として注目されている。

相対運動する潤滑面に表面テクスチャリングの凹凸

を施すと流体動圧効果や、凹部において潤滑油を保持する効果、しゅう動の過程で発生した摩耗粒子を捕集する効果があるといわれている^{2,3)}。これらの効果により良好な流体潤滑状態を得ることが困難な条件下で使用される機械システムの高効率化及び長寿命化が期待できる。

本研究では、しゅう動部に表面テクスチャリングを施した際の潤滑特性を解析し、得られた結果をもとに、より低摩擦となる表面テクスチャリングの設計指針を得ることを目的とする。この研究目的を達成するための第一段階として既報⁴⁾では、表面テクスチャリングを施した平面上を円筒がしゅう動する場合の潤滑特性を解析した。その結果、既報⁴⁾において解析した範囲内では、表面テクスチャリングを接触域出口側のみに施すと円筒と表面テクスチャリングを施した平面との

*原稿受付 平成 30 年 1 月 5 日。

**正会員 東京海洋大学大学院 海洋科学技術研究科
(東京都江東区越中島 2-1-6)

***正会員 東京海洋大学 学術研究院
海洋電子機械工学部門 (東京都江東区越中島 2-1-6)

間の摩擦力が小さくなり、より良好な潤滑状態が得られることを明らかにした。この解析では接触域入口側がくさび形状になることから比較的油膜内に圧力が生じやすく、その結果、良好な流体潤滑状態を得られやすい。一方、潤滑油を介して相対する二つのしゅう動面が平行かつ一定速度でしゅう動する場合、通常二面間において油膜圧力は発生しない。しかし、相対運動する潤滑面に表面テクスチャリングの凹凸を施すと潤滑油内に圧力が発生し、しゅう動面を浮上させる力、すなわち負荷容量が得られることが期待できる。

Zhang ら⁹⁾は1mm四方の解析領域に円形、正方形および三角形の窪みを施した場合に生じる油膜圧力分布、油膜厚さ分布および摩擦係数を解析した。窪みの形状に加え、しゅう動方向に対する窪みの向きがそれら特性に及ぼす影響について考察した。しかし、この研究では解析領域に窪みが一つだけある場合の特性の解析・考察が行われ、一定の面積に複数の窪みを施した場合の解析や考察はなされていない。

Kovalchenko ら¹⁰⁾は窪み形状の表面テクスチャリングを無数に施したディスク試験片を用いてピンオンディスク試験を実施して特性を評価した。その結果、表面テクスチャリングを施すことにより負荷荷重が大きいかまたは相対（せん断）速度が小さいもしくは使用する潤滑剤の粘度が小さいなど通常流体潤滑を維持することが困難であるような場合においても十分な油膜が確保できることを示した。さらに窪みの直径およびピッチを変化させ、接触面積に対する表面テクスチャリングの面積が占める割合（面積率）を変化させると摩擦係数も大きく変化することを示した。

Wang ら¹¹⁾は炭化ケイ素のスラスト軸受のしゅう動面に窪み形状の表面テクスチャリングを施した試験片を用いてスラストシリンダ式摩擦試験を行った。発生した負荷容量を窪みの深さ/直径比と表面テクスチャリングの面積率で整理したところ、深さ/直径比が0.02前後、面積率が5%の表面テクスチャリングを施した場合に最も負荷容量が大きくなるという結果を得た。しかし、この研究では解析対象とした表面テクスチャリングの形状が限られており、また寸法および面積率の解析条件の範囲が狭く、ピッチ、直径、深さおよび面積率の各パラメータが潤滑特性に及ぼす影響は明らかではない。

Etsion ら¹²⁾はメカニカルシールのしゅう動面に窪み形状の表面テクスチャリングを施した場合について解析した。著者らは深さ/直径比が0.03、面積率が20%の表面テクスチャリングを施した場合に油膜圧力が最大となるという結果を得た。しかし Wang らの研究同様、限定された解析条件下における検討となっている。

以上のように表面テクスチャリングの形状や配置、

寸法により潤滑特性が変化することが実験解析ならびに数値解析により明らかになっている⁹⁾が、体系的な解析がなされておらず、明確な設計指針が得られているとは言い難い。

本報では、潤滑油を介して相対する二つのしゅう動面が平行かつ一定速度でしゅう動する場合を対象に、表面テクスチャリングを施した場合の潤滑特性を解析し、表面テクスチャリングの形状、寸法および面積率がこの潤滑特性に及ぼす影響について検討したので報告する。

2. 解析方法および条件

2.1 解析モデル

Fig.1は解析モデル断面を示す。二面は平行で、油膜を介して相対運動するものとする。ここでは上面を運動面、下面を固定面とし、しゅう動方向に x 軸、すきま方向に z 軸をとる。 $(x, y, z) = (0, 0, 0)$ は潤滑面中心位置を示す。上面は速度 U で x 方向にしゅう動し、 z 負方向には荷重 W が負荷されている。表面テクスチャリングは下面の xy 平面に施す。

Fig.1 Cross section of analysis model

2.2 油膜解析

油膜特性の解析には以下に示す無次元レイノルズ方程式^{10, 11)}を用いる。

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{x}} \right) + \left(\frac{L}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{y}} \right) = \frac{\partial \bar{H}}{\partial \bar{x}} \quad (1)$$

ここで、

$$\bar{X} = \frac{x}{L}, \quad \bar{Y} = \frac{y}{B}, \quad \bar{H} = \frac{h}{h_0}, \quad \bar{P} = \frac{h_0^2 p}{6\eta UL} \quad (2)$$

である。 L と B は解析領域の x 方向および y 方向の長さ[m]、 $\bar{X}$ は x 方向の無次元座標[-]、 $\bar{Y}$ は y 方向無次元座標[-]、 $\bar{H}$ は無次元油膜厚さ[-]、 h は油膜厚さ[m]、 h_0 は接触中心における油膜厚さ[m]、 $\bar{P}$ は無次元油膜圧力[-]、 p は油膜圧力[Pa]、 η は潤滑油の粘性係数[Pa・s]、 U は上面のしゅう動速度[m/s]をそれぞれ示す。

発生する無次元負荷容量 $\bar{W}_F$ [-]および無次元摩擦力

$\bar{F}[-]$ はそれぞれ次式で示される.

$$\bar{W}_F = \iint \bar{P} d\bar{X} d\bar{Y} = \frac{h_0^2}{6\eta UL^2 B} W_F \quad (3)$$

$$\bar{F} = \iint \left(\frac{1}{\bar{H}} + 3\bar{H} \cdot \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{X}} \right) d\bar{X} d\bar{Y} = \frac{h_0}{\eta ULB} F \quad (4)$$

ここで, W_F は負荷容量[N], F は摩擦力[N]を示す.

摩擦係数 $\mu[-]$ は次式で示される.

$$\mu = \frac{F}{W_F} \quad (5)$$

2.3 解析条件

油膜特性は, $\bar{X}$ 方向および $\bar{Y}$ 方向にそれぞれ 1.0 の長さを有する潤滑面領域を 500×500 個の微小正方形領域に分割して有限要素法により解析した. 潤滑状態は流体潤滑とし, 境界条件として, 解析領域端部では油膜圧力は零とする. すなわち,

$$p = 0 \quad (\text{at } \bar{X} = \pm 0.5 \text{ and } \bar{Y} = \pm 0.5) \quad (6)$$

また, 表面テクスチャリングによる凹部において, 油膜圧力が負となる部分では, 実際には空気や潤滑油が引き込まれると考えられるため, ジャーナル軸受の負圧部の考え方と同様, 油膜圧力は零とする. すなわち

$$p = 0 \quad (\text{if } p < 0) \quad (7)$$

上面のしゅう動速度は一定で定常状態にあるものとする. 本論文では比較的軽荷重が作用した場合を解析対象としているため, 摩擦による熱の発生と弾性変形は非常に小さいと考える. よって, ここでは潤滑油の温度は一定で粘性係数に変化は生じないものとする. また, 潤滑面の弾性変形は考慮しないものとする.

Table 1 に解析対象とした表面テクスチャリングの形状, 寸法および面積率を示す. 表面テクスチャリングは下面の解析領域全体に施し, その形状は窪みおよび溝の二種類とする. 直径 ϕ , 深さ d の窪みを xy 両方向にピッチ g で等間隔に施した場合と幅 e , 長さ B , 深さ d の溝を y 方向に, x 方向に対してピッチ g で等間隔に施した場合を対象に解析した. 面積率 α は, 解析領域全体の面積に対する表面テクスチャリングを施した面積が占める割合であり, 窪みの場合はピッチ比 g/L および直径比 ϕ/L , 溝の場合はピッチ比 g/L および幅比 e/L により変化する. Fig.2 は解析モデルの一例として, 各形状の表面テクスチャリングをピッチ比 0.06, 面積率 30%で施した場合の下面 xy 平面を示す. Fig.2(a)に示す窪みの直径比は 0.036, 溝の幅比は 0.018 となる. 本論文では, 油膜厚さ h_0 を一定とした場合と油膜厚さ h_0 を変化させ負荷容量を一定にした場合について, 表面テクスチャリングの形状, 寸法および面積率が潤滑特性に及ぼす影響について解析して考察した.

Table 1 Calculation condition of surface texturing

Shape	(a)Dimple (b)Groove
Ratio of pitch, $g/L[-]$	0.01 ~ 0.09
Ratio of diameter, $\phi/L[-]$	0.004 ~ 0.097
Ratio of width, $e/L[-]$	0.001 ~ 0.082
Ratio of depth, $d/L[-]$	0.00001 ~ 0.00015
Area ratio, $\alpha[\%]$	10 ~ 90

Fig.2 Model of surface texturing in case of $g/L:0.06$, $\alpha:30\%$

3. 解析結果および考察

3.1 油膜厚さ h_0 を一定とした場合

3.1.1 概要

本節では, 一定の油膜厚さを確保した上で, 負荷容量を増加させる表面テクスチャリングの設計指針を得るために, 油膜厚さ h_0 を $1\mu\text{m}$ 一定とし, 表面テクスチャリングの面積率 α , 深さ比 d/L およびピッチ比 g/L をそれぞれ変化させた場合の潤滑特性について考察する.

3.1.2 無次元油膜圧力

Fig.3 は, 面積率 20%, 幅比 $e/L:0.03$, 深さ比 $d/L:0.0001$ の溝を解析領域に等間隔で 7 本施された場合の $\bar{Y} = 0$ における無次元油膜圧力および溝の深さ比の分布を示す. 二面間の形状が平行である場合, 油膜内に圧力は発生しないが, 溝を施すことにより, 溝の入口部で油膜圧力は減少し, 溝の出口部で急激に増加する. (6)式に示すように, 油膜圧力の負圧部は零になると考えられるので, Fig.3 は Fig.4 に示されるように正の圧力のみ分布になると考える. 油膜圧力は溝の中心から出口部にかけて増加し, 出口部で最大となり, この圧力変動を溝の位置ごとに繰り返す.

Fig.5 は, Fig.4 に示す溝の幅比を大きくすることにより面積率を大きくし, 面積率 50%, 幅比 $e/L:0.07$, 深さ比 $d/L:0.0001$ の溝を解析領域に等間隔で 7 本施された場合の $\bar{Y} = 0$ における無次元油膜圧力および溝の深さ比の分布を示す. この場合, それぞれの溝で発生する油膜圧力の最大値は Fig.4 の場合と比較して大きくなっている. 溝の幅が大きくなったことにより, 油膜圧力が増加する溝の中心から出口部までの距離が大

きくなり、油膜圧力の増加が大きくなったと考える。

Fig.6 は、Fig.4 に示す溝の深さ比を大きくし、面積率 20%、幅比 $e/L:0.03$ 、深さ比 $d/L:0.00015$ の溝を解析領域に等間隔で 7 本施された場合の $\bar{Y} = 0$ における無次元油膜圧力および溝の深さ比の分布を示す。Fig.4 と比較すると、それぞれの溝で発生する油膜圧力の最大値は小さくなっている。

Fig.7 は、Fig.4 に示す溝のピッチ比および幅比を大きくし、面積率 20%、幅比 $e/L:0.07$ 、深さ比 $d/L:0.0001$ の溝を解析領域に等間隔で 3 本施された場合の $\bar{Y} = 0$ における無次元油膜圧力および溝の深さ比の分布を示す。溝のピッチ比が大きくなると、各溝間の距離は大きくなり、溝の加工数および溝の位置も変化する。そのため油膜圧力が発生する箇所も変化する、この場合は Fig.4 の場合と比較して油膜圧力の最大値は大きい。

以上のように、表面テクスチャリングの寸法や、施す位置によって油膜圧力の増減は変化する。

Fig.3 Distribution of dimensionless oil film pressure and shape of groove

Fig.4 Distribution of dimensionless oil film pressure in case which the negative pressure is set to atmospheric pressure and shape of groove

Fig.5 Distribution of dimensionless oil film pressure and shape of grooves with larger area ratio

Fig.6 Distribution of dimensionless oil film pressure and shape of grooves with larger ratio of depth

Fig.7 Distribution of dimensionless oil film pressure and shape of grooves with larger ratio of pitch

3.1.3 面積率を変化させた場合

Fig.8 および Fig.9 はピッチ比 d/L 0.06, 深さ比 d/L 0.0001の表面テクスチャリングを施した場合における無次元負荷容量 $\bar{W}_F$ および摩擦係数 μ と面積率 α の関係を示す. ここではピッチ比を一定とし, 窪みの直径比 ϕ/L および溝の幅比 e/L の値を変化させることで面積率を変化させた. Fig.8において, 窪み形状の場合には面積率50%, 溝形状の場合には面積率70%で無次元負荷容量はそれぞれ最大値を取る. 油膜圧力はFig.4に示されるようにそれぞれの表面テクスチャリングの凹部出口部で上昇し, 隣り合う窪みまたは溝までの無加工部で減少するが, Fig.4とFig.5とを比較して分かるように面積率が変化し, すなわち窪みの直径比および溝の幅比が変化すると凹部と無加工部の面積の比率が変化し, この比率により油膜圧力が上昇する大きさも変化する. ピッチ比の値にもよるが, 各形状において油膜圧力が上昇しやすい面積率が存在し, この油膜圧力の増減が無次元負荷容量の変化に影響を及ぼしていると考えられる.

Fig.9に示す摩擦係数に着目すると, 窪み形状の場合は面積率50%付近, 溝形状の場合は面積率70%付近で摩擦係数は小さくなる. Fig.9の摩擦係数について考察するために(4)式で求まるクエット流れに基づく摩擦力およびポアズイユ流れに基づく摩擦力と面積率の関係をFig.10に示す. 油膜厚さ h_0 一定で表面テクスチャリングの面積率が増加すると解析領域全域に対する油膜厚さが大きくなる部分すなわち窪みまたは溝の面積の割合が大きくなり, 結果としてFig.10に示されるように, (4)式の右辺第一項のクエット流れに基づく摩擦力は小さくなる. 一方, ポアズイユ流れに基づく摩擦力は, 窪みまたは溝の面積率が70~80%付近で最大値をとるが, これは(4)式に示されるように油膜厚さと圧力勾配の値の積により決まるので, 油膜厚さが大きくなる窪みまたは溝部分の面積が増しても摩擦力は単純に増加せず, その変化は小さい. よって, クエット流れに基づく摩擦力とポアズイユ流れに基づく摩擦力との合計として求まる解析領域全面の摩擦力は面積率の増加とともに減少する傾向となる. 一方, Fig.8に示されるように無次元負荷容量は窪みの場合面積率50%付近, 溝の場合面積率70%付近で最大値を取り, (3)式から分かるように, 油膜厚さ h_0 一定の条件下では有次元負荷容量も同様の傾向となるので, 有次元負荷容量と摩擦力の相対比で示される摩擦係数はFig.9に示されるように窪みの場合面積率50%付近, 溝の場合面積率70%付近でそれぞれ最小値となると考える.

3.1.4 深さ比を変化させた場合

Fig.11およびFig.12は表面テクスチャリングを面

Fig.8 Relation between dimensionless load capacity and area ratio

Fig.9 Relation between coefficient of friction and area ratio

Fig.10 Relation between friction force and area ratio related to couette flow and poiseuille flow

積率 $\alpha 60\%$, ピッチ比 $g/L 0.06$ で施した場合の無次元負荷容量 $\bar{W}_F$ および摩擦係数 μ と深さ比 d/L の関係を示す。Fig.11において、溝の場合深さ比が0.00006付近、窪みの場合深さ比が0.0001付近で無次元負荷容量が最大値となる。これらの深さ比より小さい場合には深さ比が増加すると解析領域に施されているテクスチャ出口部の油膜圧力上昇が大きくなり、これを積分して得られる無次元負荷容量は増加する。しかし、Fig.4とFig.6とを比較して分かるように深さ比が更に増加すると油膜圧力上昇の変化は小さく、逆に減少傾向となるため、無次元負荷容量は若干減少に転じる。Fig.12において、溝および窪みの深さ比が小さい場合摩擦係数は大きい値を示すが、深さ比の増加と共に摩擦係数は減少し、深さ比が0.00005以上ではその変化は小さく、深さ比の影響が小さいことがわかる。この結果について考察するため、前項と同様に(4)式で求まるクエット流れに基づく摩擦係数およびポアズイユ流れに基づく摩擦係数と深さ比の関係をFig.13に示す。深さ比が増加するとクエット流れに基づく摩擦係数は減少し、ポアズイユ流れに基づく摩擦係数は増加する。このため、これらの摩擦係数の合力として求まる解析領域全体の摩擦係数は、深さ比が小さい領域で大きな摩擦係数を示すが、深さ比の増加とともに摩擦係数は減少し、0.00005以上では摩擦係数の変化は小さくなる。一方、無次元負荷容量は、Fig.11に示されるように深さ比の小さい領域では小さく、深さ比の増加とともに大きくなる傾向にあり、この傾向は面積率の考察で述べたと同様に油膜厚さ h_0 一定の条件下では、有次元負荷容量においても同様の傾向となる。よって有次元負荷容量と摩擦係数の相対比で示される摩擦係数はFig.12に示されるように深さ比の小さい領域で大きい値を示すが、深さ比の増加と共に小さくなり、この変化は小さくなると考える。

3.1.5 ピッチ比を変化させた場合

Fig.14およびFig.15は、窪みおよび溝形状の表面テクスチャリングを施した場合における、無次元負荷容量 $\bar{W}_F$ および摩擦係数 μ とピッチ比 g/L の関係を示す。窪みおよび溝の面積率 α は60%、深さ比 d/L は0.0001である。本論文では窪みおよび溝の大きさによらず解析領域 $B \times L$ が一定であるため、ピッチ比の増減により解析領域に施される窪み個数または溝の本数が変化する。このため面積率を一定とするために窪みの直径比 ϕ/L あるいは溝の幅比 e/L を変化させる。Fig.16は(4)式で求まるクエット流れに基づく摩擦係数およびポアズイユ流れに基づく摩擦係数と面積率の関係を示す。ピッチ比が大きくなると窪み個数または溝本数は少なくなるが、Fig.4とFig.7とを比較して分かるように無加工部分の領域が広がる事で油膜圧力の上昇がしやす

Fig.11 Relation between dimensionless load capacity and ratio of depth

Fig.12 Relation between coefficient of friction and ratio of depth

Fig.13 Relation between friction force and ratio of depth related to couette flow and poiseuille flow

くなり、この結果 Fig.14 に示されるように、ピッチ比が大きくなると無次元負荷容量はより大きくなる傾向にある。ここで、Fig.14 に示すピッチ比を変化させた場合の負荷容量の計算結果において、ピッチ比の変化に対してそれが一部不連続な変化となっているのは、ピッチ比が変化すると解析領域に施される窪みまたは溝の加工数が増加し、テクスチャの位置も変化することから、解析条件によっては油膜圧力の発生箇所が大きく変化し、その結果としてそれらの変動がより大きくなるためと考える。

Fig.15 に示される摩擦係数に着目するとピッチ比が小さい場合には摩擦係数は大きな値をとるがピッチ比が大きくなると減少していく。この結果を有次元負荷容量および摩擦力の観点から考察すると、Fig.16 に示されるように、クエット流れによる摩擦係数とポアズイユ流れに基づく摩擦係数はピッチ比により変化がほとんどないので、それらを足し合わせた解析領域全体の摩擦係数も変化がほとんどない。一方、負荷容量は前述したようにピッチ比が大きくなるとより大きくなる傾向にあるので、前項および前々項の考察で述べたと同様に、有次元負荷容量のピッチ比による変化の傾向は無次元負荷容量の傾向と変わらず、有次元負荷容量はピッチ比の増加に伴い増加し、摩擦係数と有次元負荷容量の相対比として得られる摩擦係数は Fig.15 に示されるようにピッチ比の小さい場合には大きくなり、ピッチ比が増加すると小さくなることを考える。

3.2 負荷容量を一定にした場合

3.2.1 概要

本節では一定の負荷荷重を支持し、しゅう動面間の摩擦係数を最小とする表面テクスチャリングの設計指針を得るために、負荷容量一定とした際の表面テクスチャリングのピッチ、面積率および深さをそれぞれ変化させた場合の潤滑特性について考察する。負荷容量 W_F は表面テクスチャリングが支持できると考えられる 10N とする。

3.2.2 面積率を変化させた場合

Fig.17 および Fig.18 はピッチ比 $g/L0.06$ 、深さ比 $d/L0.0001$ の表面テクスチャリングを施した場合における、油膜厚さ h_0 および摩擦係数 μ と面積率 α の関係を示す。Fig.17 において、負荷容量を一定にした場合、中心油膜厚さは窪みの場合は面積率 50%、溝の場合は面積率 70% 付近で最大値をとる。Fig.18 において、窪み形状の場合は面積率 60%、溝形状の場合は面積率 70% において摩擦係数は最小となる。この結果について考察するため、(4)式により求まるクエット流れに基づく摩擦係数およびポアズイユ流れに基づく摩擦係数と面

Fig.14 Relation between dimensionless load capacity and ratio of pitch

Fig.15 Relation between coefficient of friction and ratio of pitch

Fig.16 Relation between friction force and ratio of pitch related to couette flow and poiseuille flow

積率の関係を Fig.19 に示す。面積率 60%~70%付近で、油膜厚さが大きな値となるため Fig.19 に示されるように、クエット流れに基づく摩擦力が最小値をとる。(4)式右辺第二項のポアズイユ流れに基づく摩擦力は油膜厚さの変化をほとんど受けない。よって、クエット流れに基づく摩擦力とポアズイユ流れに基づく摩擦力の総和である解析領域全体の摩擦力の変化はクエット流れに基づく変化の傾向と同様になるので、この摩擦力を一定の負荷容量で除した摩擦係数は面積率 60%~70%付近で最小となる。

3.2.3 深さを変化させた場合

Fig.20 および Fig.21 は面積率 α 60%, ピッチ比 g/L 0.06 の表面テクスチャリングを施した場合における、油膜厚さ h_0 および摩擦係数 μ と深さ比 d/L の関係を示す。Fig.22 はクエット流れおよびポアズイユ流れに基づく摩擦力と深さ比の関係を示す。Fig.20 に示されるように、油膜厚さは深さ比の増加と共に大きくなる。Fig.21 において深さ比の増加に伴い摩擦係数は減少し、深さ比が大きくなるとその変化は小さくなる。深さ比が増加するのに伴い、中心油膜厚さ h_0 は増加するので、Fig.22 に示されるクエット流れに基づく摩擦力が小さくなることに伴って解析領域全体の摩擦係数はより小さくなる。よってこの摩擦力を一定値である負荷容量で除して得られる摩擦係数は深さ比の増加に伴い減少すると考える。

3.2.4 ピッチを変化させた場合

Fig.23 および Fig.24 は面積率 α 60%, 深さ比 d/L 0.0001 の表面テクスチャリングを施した場合における、油膜厚さ h_0 および摩擦係数 μ とピッチ比 g/L の関係を示す。Fig.25 はクエット流れおよびポアズイユ流れに基づく摩擦力とピッチ比の関係を示す。Fig.23 に示すようにピッチ比が大きくなると油膜厚さも大きくなるが、ピッチ比の増減により表面テクスチャリングの加工数および位置が変化し、油膜圧力の変動が大きくなり、油膜厚さも不連続的に変化する。Fig.24 において、摩擦係数はピッチ比の増加に伴い減少する。これは、ピッチ比が大きくなると、油膜厚さ h_0 が増加するために Fig.25 に示されるように、クエット流れに基づく摩擦力が小さくなり、この結果、解析領域全体の摩擦力も小さくなるために生じると考える。

Fig.17 Relation between central oil film thickness and area ratio

Fig.18 Relation between coefficient of friction and area ratio

Fig.19 Relation between friction force and area ratio related to couette flow and poiseuille flow

Fig.20 Relation between central oil film thickness and ratio of depth

Fig.23 Relation between central oil film thickness and ratio of pitch

Fig.21 Relation between coefficient of friction and ratio of depth

Fig.24 Relation between coefficient of friction and ratio of pitch

Fig.22 Relation between friction force and ratio of depth related to couette flow and poiseuille flow

Fig.25 Relation between friction force and ratio of pitch related to couette flow and poiseuille flow

4. 結論

本報では、しゅう動する平行平面間に表面テクスチャリングを施した場合を対象に、二面間の潤滑油膜内の圧力分布、潤滑油膜の厚さ分布および二面間の摩擦係数を解析し、これらに及ぼす表面テクスチャリングの形状、寸法および面積率の影響について考察した。解析は油膜厚さを一定とし負荷容量が変化する場合と、負荷容量を一定とし油膜厚さが変化する場合について行った。この結果をまとめると以下ようになる。

- (1) ピッチ比 0.06、深さ比 0.0001 の表面テクスチャリングの溝の窪みの直径および溝の幅を変化させ面積率を変化させた場合、窪みは面積率 50% 近傍、溝は 70% 近傍で施すと油膜厚さが一定の場合は負荷容量が最も大きく、負荷容量が一定の場合は油膜厚さが大きくなり、どちらの場合においても摩擦係数は小さい。
- (2) 面積率 60%、ピッチ比 0.06 の表面テクスチャリングの深さを変化させた場合、油膜厚さを一定とした場合は深さ比 0.0001 程度の窪みまたは深さ比 0.00006 程度の溝を施すと無次元負荷容量が最大値となり、かつ、摩擦係数は最小となる。負荷容量を一定とした場合は表面テクスチャリングの深さ比が大きいほど油膜厚さは大きく、摩擦係数は小さくなる。
- (3) 表面テクスチャリングのピッチについて、解析を行った範囲内ではピッチ比が大きいほど負荷容量および油膜厚さは大きく、摩擦係数は小さくなる。ピッチ比の増減により窪みの個数または溝の本数は変動し、油膜圧力の発生箇所が変化するため、負荷容量、油膜厚さおよび摩擦係数の増減は大きくなる。各ピッチ比において、負荷容量を最大とし、摩擦係数を最小とする面積率が存在する。

References

- 1) S. Sasaki, M. Shima, S. Noguchi, T. Hirayama, T. Jibiki, K. Adachi, K. Miyake, A 1st Course on Tribology (In Japanese) ISBN 978-4-06-156522-7, Kodansha(2013), pp152-155.
- 2) N. Umehara, Improvement of Friction Property with Surface Texture, The Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.112, No.1086(2009), pp.58-61.
- 3) T. Nakahara, Surface Texture and Tribology –Review and Future Assignments, Proceedings of JAST Tribology Conference 2011-5 Tokyo (2013), pp.109-110.
- 4) M.Oda, K. Iwamoto, K. Tanaka, T. Fujino, Lubrication Characteristics on Sliding Surfaces With Dimples or Grooves –In the Case of Cylinder Sliding on Textured Surfaces, Journal of the JIME, Vol.52, No.6(2017), pp.103-111.
- 5) H. Zhang, M. Hua, G. Dong, D. Zhang, K. Chin, A mixed lubrication model for studying tribological behaviors of surface texturing, Tribology International, Vol.93 (2016), pp.583-592.
- 6) A. Kovalchenko, O. Ajayi, A. Erdemir, G. Fenske, I. Etsion, The effect of laser surface texturing on transitions in lubrication regimes during unidirectional sliding contact, Tribology International, Vol.38 (2005), pp.219-225.
- 7) X.Wang, K. Kato, K. Adachi, K. Aizawa, Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water, Tribology International, Vol.36 (2003), pp.189-197.
- 8) I.Etsion, Y. Kligerman, G. Hrlperin, Analytical and Experimental Investigation of Laser-Textured Mechanical Seal Faces, Tribology Transactions, Vol.42 (1999), 3, pp.511-516.
- 9) A. Korenaga, Shapes and Dimensions of Surface Textures and Their Tribological Properties, Journal of Japanese Society of Tribologists, Vol.55, No.2(2010), pp.33-38.
- 10) Y. Hori, Hydrodynamic lubrication (In Japanese) ISBN 4-8425-0334-3, Yokendo Ltd.(2002), pp.14-70.
- 11) H. Hashimoto, Learn from the basics Tribology (In Japanese) ISBN 4-627-66591-1, Morikita Publishing Co., Ltd. (2006), pp.68-92.