表面テクスチャリングが往復動潤滑特性に及ぼす影響*

松村 哲太**

藤野 俊和***

小田 真輝****

田中 健太郎***

岩本 勝美***

Effects of Surface Texturing on Lubrication Characteristics in Reciprocating Motion

By Tetsuta Matsumura, Toshikazu Fujino, Masaki Oda, Kentaro Tanaka, Katsumi Iwamoto

Surface texturing is known as one of approaches to improve the lubrication characteristics of sliding surface. These lubrication characteristics vary depending on the shape, size and the placement of surface texturing. There are several studies on the lubrication characteristics of texturing surface during sliding movement of reciprocating machines. However, researchers are yet to clarify these characteristics when surface texturing is applied to a slider having a curvature. The purpose of this study is to develop optimum design guidelines for surface texturing by clarifying the effect of surface texturing on lubrication characteristics during reciprocating motion. To this end, we have focused on the placement of surface texturing to reduce friction loss in reciprocating motion. Numerical analysis has been performed under three different texturing placements by solving the Reynolds equation using the finite element method to evaluate the effect of surface texturing – (1) one of texturing placement was applied to the entire analysis area: (2) another was applied only to the center of the analysis area: (3) the other was applied only to both ends of the analysis area. The results found that friction loss was most reduced in the third case. Furthermore, when conducting a similar analysis with changing a distance between the two separated textures, we have been able to identify an optimal distance to reduce friction loss when applying surface texturing.

1. 序論

近年、エッチングやレーザ加工などの加工技術の向上に伴い、潤滑面に微細かつ周期的な凹凸を形成する表面テクスチャリングが表面改質技術の一つとして注目されている。相対運動する二つの潤滑面に表面テクスチャリングなどの凹凸を施すと流体動圧効果や流体保持効果が得られ、また、摩耗粉の捕集やなじみの促進などの効果があるといわれている¹⁾。これまでの研究により表面テクスチャリングの形状、寸法および配置により潤滑特性が変化することが示されているが、詳細については未だ不明な点が多い。特に、往復動機械などのしゅう動下においてスクイズ運動が発生する場合における表面テクスチャリングの潤滑特性については研究例が少ない。

Ali Usman ら²⁾は、4 ストロークエンジンにおける

表面テクスチャリングを施したピストンリングの潤滑特性について実験および数値解析をした。表面テクスチャリングをピストンリングの両端部に施した場合に、すべり速度の速い行程中央付近で潤滑特性が向上することを示した。しかし、表面テクスチャリングの個数や、配置の違いが潤滑特性に及ぼす影響は明確になっていない。

Y.Kligerman ら³⁾は、往復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の摩擦力を解析した。解析領域に対する表面テクスチャリングの配置の違いが摩擦력에及ぼす影響は小さいのに対して、表面テクスチャリングの深さと解析領域に対する表面テクスチャリングの施工面積の割合が変化すると摩擦力は大きく変化することを示した。しかし、曲率を有するスライダのしゅう動面に表面テクスチャリングを施した場合の表面テクスチャリングの配置、深さおよび表面テクスチャリングの施工面積の割合が潤滑特性に及ぼす影響は明らかになっていない。

本研究では、表面テクスチャリングをしゅう動面に施した曲率を有するスライダがライナの上を往復運動する場合の潤滑特性を数値解析により調べ、表面テクスチャリングの形状、寸法および配置が潤滑特性に及

*原稿受付 令和元年 7 月 9 日。

** 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

****正会員 鳥羽商船高等専門学校 商船学科

(三重県鳥羽市池上町 1-1)。

ぼす影響を明らかにし、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。本報では、この研究目的を達成するための第一段階として、曲率を有するスライダのしゅう動面に施す表面テクスチャリングの配置を変化させた場合の潤滑特性を解析し考察したので報告する。

2. 解析方法および条件

2.1 解析モデル

Fig.1 は解析モデルを示す。ライナとスライダの間は潤滑油で満たされ、ライナ上をスライダが鉛直下向き (z 負方向) に負荷荷重 W を受けながら x 方向にしゅう動するものとする。スライダは x 方向に長さ L [m]、 y 方向に長さ B [m] を有し、しゅう動面は x 方向に曲率半径 r [m] を持つ円弧形状とする。スライダの潤滑面に表面テクスチャリングを施す。 L/B 比を変えることにより、より広範な往復動機械のしゅう動部を対象にその潤滑特性を解析評価することができる。本論文では、往復動機械のしゅう動部にテクスチャリングを適用した際の潤滑特性を解析評価する研究の第一段階として L/B 比を 1.0 として解析した。 Fig.2 は表面テクスチャリングが施されたスライダの潤滑面を示す。表面テクスチャリングの形状は溝形状および窪み形状の 2 種類とした。表面テクスチャリングは、ピッチ p_t [m]、幅 w_i [m] (溝テクスチャの場合)、直径 ϕ [m] (窪みテクスチャの場合)、深さ d_p [m] で施す。ここで、 Fig.2 に示す長さ s [m] を分離距離と呼ぶ。スライダのしゅう動速度 $U(t)$ [m/s] は次式で与えた。

$$U(t) = \frac{S_t \omega}{2} \sin(\omega t) \quad (1)$$

$$\omega = 2\pi f \quad (2)$$

ここで、 S_t はスライダの往復動ストローク [m]、 f は往復動周期 [cycle/s] である。 Fig.3 は、各スライダ位置におけるスライダのしゅう動速度 $U(t)$ [m/s] の分布を示す。 Fig.3 の横軸の括弧書きにて示す数値は、それぞれのスライダ位置の位相角を示す。

2.2 油膜解析

油膜解析は、式(3)に示す無次元レイノルズ方程式⁴⁾を有限要素法⁶⁾にて解くことにより行う。

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \left(\frac{L}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Y} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = U_N \left(\frac{S_t}{L} \right) \frac{\partial H}{\partial X} + 2 \frac{\partial H}{\partial T} \quad (3)$$

ここで、 X および Y は無次元座標、 H は無次元油膜厚さ、 T は時間の無次元量、 U_N は無次元しゅう動速度、 P は無次元油膜圧力であり、それぞれ次式で示される。

Fig.1 Analysis model

Fig.2 Textured slider

Fig.3 Distribution of sliding velocity at each slider position

$$X = \frac{x}{L} \quad (4)$$

$$Y = \frac{y}{B} \quad (5)$$

$$H = \frac{h}{r} \quad (6)$$

$$T = \omega t \quad (7)$$

$$U_N = \frac{U}{S_t \omega} \quad (8)$$

$$P = \frac{r^2}{6L^2 \eta \omega} p \quad (9)$$

ここで、 p は油膜圧力[Pa]、 h は油膜厚さ[m]、 η は潤滑油の粘性係数[Pa・s]、 t は時間[s]を示す。式(6)の無次元油膜厚さ H は次式で与える。

$$H = H_0 + \frac{X^2}{2r} + \Delta \quad (10)$$

$$\Delta = \begin{cases} 0 & (\text{表面テクスチャリングの非加工部}) \\ d_p/r & (\text{表面テクスチャリングの加工部}) \end{cases} \quad (11)$$

ここで、 H_0 はスライダ X 方向中央位置における無次元油膜厚さであり h_0 を中心油膜厚さ[m]とすると次式で示される。

$$H_0 = \frac{h_0}{r} \quad (12)$$

発生する無次元負荷容量 W_{FN} および無次元摩擦力 F_N はそれぞれ次式で示される。

$$W_{FN} = \iint P dXdY = \frac{r^2}{6\eta\omega L^3 B} W_F \quad (13)$$

$$F_N = \frac{r}{\eta\omega LBS_t} F = U_N \iint \frac{1}{H} dXdY + \iint \left(\frac{L}{S_t} \right) 3H \frac{\partial P}{\partial X} dXdY \quad (14)$$

ここで、 W_F は負荷容量[N]、 F は摩擦力[N]である。

Fig.4 は解析のフローチャートを示す。油膜計算では、負荷荷重 W を一定とし H_0 を与え、油膜圧力分布を求める。得られた油膜圧力分布から負荷容量 W_F を求める。この負荷容量 W_F と負荷荷重 W が釣り合う H_0 を繰り返し収束計算により求める。この際、スクイズ速度は、1 つ前のスライダ位置における油膜厚さとの差より得る。そして負荷容量と負荷荷重が釣り合った際の油膜厚さと油膜圧力より摩擦力を求める。以上の計算を各スライダ位置で行う。

2.3 解析条件および境界条件

Table1 に解析条件を示す。本解析では、解析領域を 320,000 個 (X , Y 方向に 401×401 個の節点に分割)の三角形要素に分割して解析した。表面テクスチャリングの面積率 A は、解析領域全体の面積に対する表面テクスチャリングの面積の割合である。表面テクス

Fig.4 Calculational flow diagram of analysis

Table 1 Analysis conditions

Angular velocity, ω [rad/s]	37.7
Viscosity, η [Pa・s]	0.4
Normal load, W [N]	10.0
Ratio of depth, d_p/r	0.0003
Ratio of pitch, p/L	0.06
Ratio of groove width, w/L	0.03
Ratio of dimple diameter, ϕ/L	0.05
Ratio of separate length, s/L	0.06~0.46
Texturing type	All over, Center, Separation
Ratio of surface texturing, A	0.48 (All over), 0.30 (Center), 0.30 (Separation)

チャリングの深さ比 d_p/r 、ピッチ比 p/L 、幅比 w/L 、直径比 ϕ/L は一定とした。Fig.5 および Fig.6 は、溝形状および窪み形状の表面テクスチャリングの配置を示す。Fig.5(a)および Fig.6(a)に示すスライダ全面に表面テクスチャリングを施したものを全面型 (All over),

Fig.5(b)および Fig.6 (b)に示すスライダの中央部に表面テクスチャリングを施したものを中央型 (Center), Fig.5(c)およびFig.6(c)に示すスライダの両端に表面テクスチャリングを施したものを分離型 (Separation) と称する. 表面テクスチャリングの配置を変化させた場合の解析では, 分離型の分離距離比 s/L は 0.46, 表面テクスチャリングの分離距離を変化させた場合の解析では分離距離比は 0.06~0.42 とした. 潤滑油の温度は一定とし, 粘性係数は変化しないものとした. また, 潤滑面の弾性変形は考慮しない. 本研究では, 円弧断面形状流出側の負圧領域では油が流入し, 粘性せん断流れによる摩擦力が生じると考え, Gumbel の境界条件を採用し, 解析領域周囲の圧力および負圧は大気圧とした. 負荷容量は正の圧力のみを積分することにより求めた. 円弧形状のすべり面と平行面の間の潤滑部では, 円弧断面形状によるくさび膜効果により生じる圧力が支配的であることから, テクスチャリングは圧力分布に多少の変動を及ぼすにとどまり, テクスチャリングによる負荷容量の増加は期待できない. テクスチャリングの効果としては, テクスチャ部の局所的な油膜厚さの増加による粘性せん断摩擦力の減少が主な効果であると考え, 解析を行った. また, テクスチャリングの効果は潤滑面が十分なめらかであり, その粗さがテクスチャリングの寸法よりも十分小さい場合に発揮されると考える. よって, 本解析で対象とする潤滑面の表面粗さはテクスチャリングの寸法と比較し十分に小さく, その影響は考慮しないものとする.

解析を行うにあたり, 計算誤差を許容値内に収めることのできる条件を前もって明確にするため, スライダ速度の最大となるスライダ位置の位相角が $-\pi/2$ から 2 周期半の範囲で解析を行った. その結果, 初期位相角 $-\pi/2$ から 1 周期目の位相角 0 の間のデータには許容範囲を超える誤差があるが, スライダ位置の位相角が 1 周期目の 0 以降では計算誤差が許容値内に収束することが明らかとなった. このため本解析では, 初期条件のスライダ位置の位相角が $-\pi/2$ から解析を開始し, スライダ位置の位相角が 1 周期目の 0 以降より 1 周期の範囲の計算値を解析結果とした. なお, 解析の初期条件として, スライダのしゅう動速度が最大となる $-\pi/2$ で, スクイズ速度を 0 と仮定した.

3. 解析結果および考察

3.1 表面テクスチャリングの配置を変化させた場合

Fig.7 は, Fig.5 に示す溝形状の表面テクスチャリングを全面型, 中央型および分離型に配置した場合, Fig.8 は Fig.6 に示す窪み形状の表面テクスチャリングを全面型, 中央型および分離型に配置した場合の往

(a) All over (b) Center (c) Separation
Fig.5 Arrangement of surface texturing with groove texture

(a) All over (b) Center (c) Separation
Fig.6 Arrangement of surface texturing with dimple texture

Fig.7 Relation between dimensionless oil film thickness at $X=0$ and phase angle of slider position with groove type

Fig.8 Relation between dimensionless oil film thickness at $X=0$ and phase angle of slider position with dimple type

復動 1 周期分の各スライダの位置の位相角と式(12)に示される H_0 の関係を示す。Fig.7 および Fig.8 には比較対象として表面テクスチャリングを施さない無加工時の解析結果も合わせて示す。溝および窪み両形状とも、無加工時の場合と比較して全面型、中央型の場合では、 H_0 が 1 周期にわたり大きく減少しているのに対して、分離型の場合では、 H_0 は、無加工時と同程度となった。

Fig.9 は、溝形状の表面テクスチャリングを施した場合、Fig.10 は、窪み形状の表面テクスチャリングを施した場合のスライダ位置と無加工時の場合に対する摩擦力 F の減少割合との関係を示す。Fig.9 および Fig.10 の縦軸の値が大きいほど無加工の場合よりも低摩擦となることを意味する。溝形状および窪み形状ともに、全面型および中央型では 1 周期にわたり摩擦力の減少割合がマイナス、すなわち無加工の場合より摩擦力は大きくなった。一方、分離型ではスライダ位置の位相角が $0, \pi, 2\pi$ のしゅう動端付近以外において摩擦力は減少した。

表面テクスチャリングの摩擦特性を評価するために、無加工時の場合に対する表面テクスチャリングを施した場合の摩擦損失低減率 R_{L_f} を次式より得た。

$$R_{L_f} = \left\{ (L_{f0} - L_{ft}) / L_{f0} \right\} \times 100 \quad (15)$$

ここで L_{f0} は無加工時の場合の無次元摩擦損失、 L_{ft} は表面テクスチャリングを施した場合の無次元摩擦損失であり、これらは次式で得られる。

$$L_{f0}, L_{ft} = \int_0^{2\pi} F_N(T) U_N(T) dT \quad (16)$$

ここで F_N は式(14)で示される無次元摩擦力である。Table 2 は、表面テクスチャリングの配置の違いによる摩擦損失低減率を示す。溝形状および窪み形状ともに、分離型では摩擦損失低減率がプラス、すなわち無加工の場合より摩擦損失は減少し、潤滑特性は改善する。しかし、溝および窪み両形状の全面型および中央型では、摩擦損失低減率がマイナス値、すなわち、無加工時の場合と比較して摩擦損失は増加し、潤滑特性は改善できない。潤滑面の摩擦力は、式(14)の右边第 1 項に示すクエット流れにより発生する摩擦力と、同式右边第 2 項に示すポアズイユ流れにより発生する摩擦力の合力により求まる。Fig.11 は、無加工時における無次元摩擦力を、式(14)右边第 1 項より求まるクエ

Table 2 Reduction ratio of friction loss [%]

	All over	Center	Separation
Groove type	-0.68	-0.10	0.10
Dimple type	-0.89	-1.60	1.86

Fig.9 Relation between reduction ratio of friction force and phase angle of slider position with groove type

Fig.10 Relation between reduction ratio of friction force and phase angle of slider position with dimple type

Fig.11 Frictional force F_c due to couette flow and frictional force F_p due to poiseuille flow with no texture

ット流れによる摩擦力 F_c と式(14)右辺第2項より求まるポアズイユ流れによる摩擦力 F_p に分けて示す。同図よりクエット流れによる摩擦力 F_c は、ポアズイユ流れによる摩擦力 F_p に比べて大きく、摩擦力を求める上でクエット流れによる摩擦力が支配的であることがわかる。つまり摩擦力を小さくするためには、クエット流れによる摩擦力を小さくすることが必要であり、

このためには式(14)右辺第1項に示される、 $1/H$ の積分値がより小さくなる表面テクスチャリングの配置を選択することが必要であると考える。

Fig.12 は全面型, Fig.13 は中央型, Fig.14 は分離型の表面テクスチャリングを施した際のスライダのしゅう動速度が最大となる位置 (スライダ位置の位相角 1.5π) における y 軸中央の油膜厚さ分布および油膜圧

Fig.12 Distribution of dimensionless oil film pressure P and thickness H with all over type at $Y=0$

Fig.13 Distribution of dimensionless oil film pressure P and thickness H with center type at $Y=0$

Fig.14 Distribution of dimensionless oil film pressure P and thickness H with separation type at $Y=0$

力分布を示す。同図に無加工時の場合の油膜圧力分布および油膜厚さ分布を破線にて示す。Fig.12 および Fig.13 より溝形状および窪み形状ともに全面型および中央型では無加工時の場合と比較して $X=0$ の位置の油膜厚さ (H_0) が減少しているのに対して、分離型では Fig.14 に示されるように無加工時の場合と同程度の H_0 が保持できた。つまり分離型では表面テクスチャリングの深さだけ解析領域全体の油膜厚さは増加している。よって、分離型の場合、この無次元油膜厚さの逆数である $1/H$ の積分値は無加工の場合のそれよりも小さくなるので、摩擦力は減少したと考える。

次にこれら無次元油膜厚さの変化について考察する。Fig.13 および Fig.14 より溝形状および窪み形状ともに全面型および中央型では、最大油膜圧力が生じる $X=-0.2$ から $X=0$ の間で圧力分布の変動が大きくなるのに対して、分離型ではその変動は小さい。これらのことから、表面テクスチャリングが油膜圧力の最大となるスライダの中央部付近に存在する全面型および中央型の場合では、表面テクスチャリングによって油膜圧力の発生が抑制されたことにより、負荷荷重を支持すべく油膜厚さが減少したと考える。一方、表面テクスチャリングを両端に施した分離型の場合では油膜圧力の発生が大きく抑制されないために、無加工時と同程度の油膜厚さを保持できたと考える。

3.2 表面テクスチャリングの分離距離を変化させた場合

Fig.15 は、分離型において表面テクスチャリングの分離距離比 s/L と 1 周期分の H_0 を平均して得られる H_{0ave} との関係を示す。溝形状および窪み形状の表面テクスチャリングの面積率は表 1 に示すように 0.30 で同一である。溝および窪み両形状とも s/L が小さくなると、 H_{0ave} は小さくなる。これは、前節で示したように、表面テクスチャリングによりスライダ中央での油膜圧力の発生が抑制されたことによるものと考えられる。この結果より、 H_{0ave} が最大となる分離距離比 s/L が存在することがわかる。

Fig.16 は、式(15)より得られる摩擦損失減少率 R_{Lf} と s/L の関係を示す。溝および窪み両形状とも s/L が 0.22 で R_{Lf} が最大となった。この結果について摩擦力の計算方法から考察する。前節で述べたように、潤滑面の摩擦力は、式(14)の右辺第 1 項に示すクエット流れにより発生する摩擦力が支配的であり、摩擦損失を小さくするためには、式(14)右辺第 1 項に示すクエット流れによる摩擦力を小さくするため、式中の $1/H$ の積分値がより小さくなるような表面テクスチャリングの配置を選択することがよいと考える。

Fig.17 は $s/L=0.06$ 、Fig.18 は $s/L=0.22$ 、Fig.19 は $s/L=0.42$ のスライダ位置の位相角 1.5π における y 軸

Fig.15 Relation between average oil film thickness at $X=0$ in one cycle and ratio of separating distance

Fig.16 Relation between reduction ratio of friction loss and ratio of separating distance

Fig.17 Change of $1/H$ to oil film thickness distribution H at slider displacement angle 1.5π and $Y=0$ with groove type at $s/L=0.06$

中央での油膜厚さ H とその逆数 $1/H$ の変化を示す。
 $s/L=0.06$ の場合、表面テクスチャリングがスライダの X 軸中央に存在すると、表面テクスチャリング部では無加工の場合より $1/H$ の値は小さくなるが、表面テクスチャリングのない部分では油膜厚さ H の減少により、 $1/H$ の値は増加し、スライダ全体の摩擦力は増加する。分離距離 $s/L=0.06$ の値に比較して、より大きい $s/L=0.22$, $s/L=0.42$ の場合では、油膜厚さ H が無加工の場合と同程度保持できているので、表面テクスチャリングのない部分での $1/H$ は無加工の場合に近い値をとる。表面テクスチャリング部では $1/H$ は減少するので摩擦は減る。ここで $s/L=0.22$, $s/L=0.42$ の場合の表面テクスチャリングによる $1/H$ の減少幅に着目すると、表面テクスチャリングがより中央に近い $s/L=0.22$ のほうが表面テクスチャリングによる $1/H$ の値の減少量が大きい。つまり、より低摩擦を得るためには無加工時の場合と同程度の H_0 を保持したうえで、表面テクスチャリングをより解析領域中央に近い位置に配置するのがよいと考える。

Fig.18 Change of $1/H$ to oil film thickness distribution H at slider displacement angle 1.5π and $Y=0$ with groove type at $s/L=0.22$

Fig.19 Change of $1/H$ to oil film thickness distribution H at slider displacement angle 1.5π and $Y=0$ with groove type at $s/L=0.42$

3. 結論

本報では、窪み形状および溝形状の表面テクスチャリングを施したスライダがライナの上を往復動する場合を対象に、表面テクスチャリングの配置を変化させた場合の潤滑油膜の厚さ分布、圧力分布および摩擦特性を解析し、以下の結論を得た。

1. 全面型、中央型、分離型で比較した結果、窪み、溝両形状とも、分離型が最も摩擦損失が小さい。
2. 表面テクスチャリングの分離型において、分離距離を変化させることにより摩擦特性が変化し、最も摩擦が減少する配置の存在が明らかとなった。

References

- 1) N.Moronuki, Surface functions brought by surface micro structures, Morikita Publishing Co., Ltd. (2011)
- 2) A.Usman, C.W.Park, Numerical investigation of tribological performance in mixed lubrication of textured piston ring-liner conjunction with a non-circular cylinder bore, Tribology International 105 (2017), 148-157
- 3) Y.Kligerman, I.Etsion, A.Shinkarenko: Improving Tribological Performance of Piston Rings by Partial Surface Texturing, ASME J. Tribology, 127(2005), 632-638.
- 4) A.Ronen, I.Etsion, Y.Kligerman, Friction-Reducing Surface-Texturing in Reciprocating Automotive Components, Tribology Transactions, 44(2001),359-366
- 5) Y.Hori, Hydrodynamic lubrication (In Japanese) ISBN 4-8425-0334-3, Yokendo Ltd. (2002),pp14-70
- 6) M.M.REDDI, Finite-Element Solution of the Incompressible Lubrication Problem, J. of Lubrication Tech 91(3), (1969), 524-533