表面粗さと粘度の圧力依存性を含むエンジン軸受の弾性流体潤滑* (摩擦損失の計算)

小 笹 俊 博*¹

Surface Roughness and Pressure Effect on Viscosity in Elastohydrodynamic Lubrication Model of Engine Bearings (Friction)

Toshihiro OZASA*²*² Department of Mechanical Engineering, Osaka Electro-Communication University,
18-8 Hatsu-cho, Neyagawa-shi, Osaka, 572-8530 Japan

In this study, Patir and Cheng's surface roughness model is introduced in a mass conserving elastohydrodynamic lubrication model of a dynamically loaded journal bearing and described consistent with the model of regular striations. The lubrication model is based on a modified Elrod's cavitation algorithm and pressure effect on viscosity is expressed by Barus's equation. The model was applied to a con-rod big-end bearing of an engine and the effect of surface texture, roughness and striations, on friction power loss was calculated. The friction power loss of the bearing with circumferential striations is the lowest and is as much as that of the bearing with a smooth surface. The friction power loss of the bearing with transversal striations is the highest. The friction power losses of the bearing with the surface roughness take the value between them according to directional ratio. The results also showed the pressure effect on viscosity plays an important role in the friction power loss.

Key Words: Journal Bearing, Elastohydrodynamic Lubrication, Numerical Analysis, Cavitation Algorithm, Roughness, Striations, Friction, Con-Rod, Engine

1. ま え が き

近年の環境問題と関係し、エンジンの熱効率の向上が求められ、潤滑設計においても、摩擦低減による貢献が期待されている。エンジンのジャーナル軸受は負荷が高く、数も多いので、最適設計のための潤滑計算が必要である。

多くの潤滑計算は表面に粗さのないジャーナル軸受を対象としているが、負荷が高くなり、油膜が薄くなると軸受の表面性状が問題になる。先の報告⁽¹⁾で平均流粗さモデル^{(2)~(4)}を周方向と横断方向(軸方向、油の流れを横切る方向)の条溝軸受に対応させ、質量保存弾性流体潤滑計算⁽⁵⁾、⁽⁶⁾に適用したが、規則正しい条溝と分布した粗さの間の計算結果について、傾向に矛盾の無いことを確認することも必要である。ここでは、Patir・Cheng^{(3), (4)}の分布した粗さモデルを変動荷重軸受の質量保存弾性流体潤滑計算に導入した。これに加え、潤滑油の粘度の圧力依存性の計算を導入した。粘度の圧力依存性を含め、スムーズな表面から粗さや条溝まで、軸受の表面性状がエンジン

のコンロッド軸受の摩擦損失に与える影響を数値的に明らかにしたのでここに報告する。

なお、Boedo・Booker⁽⁸⁾により粗さを考慮した計算が行われているが、本報告のモデルと異なる。

2. 記 号

$E(h)$: h の期待値

E_x, E_y : 軸心座標の x, y 成分

$f(\delta_r)$: δ_r の確率関数(頻度)

F : 油の流れと軸受の表面性状によって生じる
横断方向単位長さ当たりの周方向力

G : 油の粘度の圧力係数

h : 局所油膜厚さ

$\bar{h}$: 油膜厚さ

$\bar{h}_T$: 油膜厚さの期待値 $\bar{h}_T = E(h)$

H : 油膜厚さと粗さの標準偏差の比

l, l_1, l_2, l_3 : 条溝断面形状の長さ

p : 圧力

q : 油膜単位長さあたりの油の流量

R : 軸受基準円半径

t : 時間

U : ジャーナル表面の軸受に対する速度

V_{r1}, V_{r2} : 粗さの軸受表面とジャーナル表面の

* 原稿受付 2007 年 10 月 9 日。

*¹ 正員、大阪電気通信大学工学部(〒572-8530 寝屋川市初町 18-8)。

E-mail: ozasa@isc.osakac.ac.jp

重み係数 (Variance ratios)

 W_x, W_y : x と y 方向の荷重 x, y, z : 軸受の横, 縦, 軸 (横断) 方向座標 α : 条溝の深さ β : 圧力密度比係数 (Compressibility factor, 圧縮率の逆数) γ : 表面粗さの方向比 (directional ratio : ratio of longitudinal, $\lambda_{R\theta}$, and transverse, λ_z , correlation length, $\gamma = \lambda_{R\theta}/\lambda_z$) $\delta_1, \delta_2, \delta_3$: 数値計算の残差 δ_n, δ_{r2} : 表面粗さ θ : x 軸からの軸受角 (Bearing angle) μ : 粘度 ρ : 密度 τ : せん断応力 (見かけのせん断応力) ψ : 油膜域の密度比またはキャビテーション域の油の充てん率 $\phi_\theta, \phi_z, \phi_s$: 表面粗さまたは形状による各方向の油の流れの修正係数 ϕ_j, ϕ_s, ϕ_p : 表面粗さまたは形状による油のせん断応力と抵抗の修正係数 ϕ_T : 油膜厚さの期待値と油膜厚さの比 Φ_s, Φ_j : せん断流とせん断力補正係数 σ : 粗さの標準偏差, σ_1 軸受, σ_2 ジャーナル
表面粗さ修正係数に関する定数: $A_1, A_2, C_1, C_2, D, r_1, s, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \varepsilon$
添え字 θ : 大気状態または基準状態 c : キャビテーション域 s : 油供給穴位置 x, y, z, θ : 軸受の横, 縦, 軸 (横断), 角度
(周) 方向の成分

3. 計算モデル

3・1 潤滑計算モデル 軸受計算モデルには時間的, 位置的に油の連続性を考慮する Elrod⁽⁷⁾ のキャビテーションアルゴリズムを一部修正して用いた^{(5), (6)}. 軸受内の油の流れを図1に示すコントロールボリューム内の質量バランスを用いて解析した. 流れのクエット(Couette)流部分を油膜域で格子点の中間値, キャビテーション域と両領域の隣接面で上流格子点値として離散化し解析する. ρ は密度 (油膜単位体積あたりの油の質量), ρ_c を $p = p_c$ での油の密度とすると, 変数 ψ は油膜域の密度比またはキャビテーション域の油の充てん率で次式となる.

$$\psi = \frac{\rho}{\rho_c} \quad (1)$$

Elrod⁽⁷⁾ は油膜域の圧力を圧力密度比係数 β によって

$$p = p_c + \beta(\psi - 1), \quad \psi \geq 1 \quad (2)$$

とし, キャビテーション域で

$$p = p_c, \quad 1 > \psi > 0 \quad (3)$$

とした. 局所油膜厚さは軸受側粗さとジャーナル側粗さにより次式となる.

$$h = \bar{h} + \delta_{r1} + \delta_{r2} \quad (4)$$

油膜厚さの期待値は次式となる.

$$\bar{h}_T = E(h) \quad (5)$$

潤滑計算の油膜厚さとの関係を次式とする.

$$\bar{h}_T = \phi_T \bar{h} \quad (6)$$

ϕ_T を導入することで Patir・Cheng^{(3), (4)} の粗さモデルの $\bar{h}_T$ を式(6)で置換えることができ, 条溝軸受⁽¹⁾ と一貫性を持たせて表記できる. これによって, 条溝から方向比 γ の異なる表面粗さまで, 流れの修正係数を置換えることで潤滑計算を同様に行なえる.

Fig. 1 Oil flow in a control volume.

変数 ψ と表面性状による油の流れの修正係数を含む式を以下に示す. 連続の式は次式となる.

$$\frac{\partial(\psi\phi_T\bar{h})}{\partial t} + \frac{\partial q_\theta}{R\partial\theta} + \frac{\partial q_z}{\partial z} = 0 \quad (7)$$

油膜域で θ と z 方向の油の流れは

$$q_\theta = \frac{\psi(\phi_T\bar{h} - \sigma\phi_s)U}{2} - \phi_\theta \frac{\psi\beta\bar{h}^3}{12\mu R} \frac{\partial\psi}{\partial\theta} \quad (8)$$

$$q_z = -\phi_z \frac{\psi\beta\bar{h}^3}{12\mu} \frac{\partial\psi}{\partial z} \quad (9)$$

キャビテーション域での θ と z 方向の油の流れは

$$q_\theta = \frac{\psi(\phi_T \bar{h} - \sigma \phi_s)U}{2} \quad (10)$$

$$q_z = 0 \quad (11)$$

となる。圧力は

$p = p_c$ キャビテーション域,

$p = p_0$ 軸受端とオイルジェット穴,

$p = p_s$ 油穴

でオイルジェット穴内で油穴と重なる部分は p_s とする。

Patir・Cheng⁽⁴⁾の粗さモデルによると、摩擦の見かけのせん断応力 τ は粗さによるせん断応力の修正値 τ_0 と粗さと流れによる単位横断方向長さ当りの周方向力 F の周方向変化率との和となる。

$$\tau_0 = (\phi_f - \phi_{fs}) \frac{\mu U}{\bar{h}} - \phi_{fp} \frac{\bar{h}}{2R} \frac{\partial p}{\partial \theta} \quad (12)$$

軸受とジャーナルの表面粗さの標準偏差から、表面粗さの標準偏差と重み係数は

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (13)$$

$$V_{r1} = \left(\frac{\sigma_1}{\sigma} \right)^2, \quad V_{r2} = \left(\frac{\sigma_2}{\sigma} \right)^2 \quad (14)$$

F の周方向変化率は

$$\frac{\partial F}{R \partial \theta} = V_{r1} \frac{\bar{h}}{R} \left\{ \phi_{fp} - \phi_T \right\} \frac{\partial p}{\partial \theta} + V_{r1} \frac{2\phi_{fs}\mu U}{\bar{h}} \quad (15)$$

見かけのせん断応力 τ は

$$\tau = \tau_0 + \frac{\partial F}{R \partial \theta} \quad (16)$$

となる。キャビテーション域のせん断応力は式(16)のせん断応力に充てん率 ψ を掛けたものと仮定する。ここで、式(7)、(8)、(10)、(15)で $\phi_T = 1$ 、 $V_{r1} = 1$ とすると条溝軸受の平均流モデルに一致する。

なお、ジャーナル側では下記の式となる。

$$\tau_0 = (\phi_f + \phi_{fs}) \frac{\mu U}{\bar{h}} + \phi_{fp} \frac{\bar{h}}{2R} \frac{\partial p}{\partial \theta} \quad (17)$$

$$\frac{\partial F}{R \partial \theta} = V_{r2} \frac{\bar{h}}{R} \left\{ \phi_{fp} - \phi_T \right\} \frac{\partial p}{\partial \theta} + V_{r2} \frac{2\phi_{fs}\mu U}{\bar{h}} \quad (18)$$

$$\tau = \tau_0 - \frac{\partial F}{R \partial \theta} \quad (19)$$

潤滑油の粘度の圧力依存性は Barus の式⁽⁹⁾

$$\mu = \mu_0 e^{G(p-p_0)} \quad (20)$$

で表す。ここで、 μ_0 は大気圧力 p_0 での粘度である。 G は潤滑油の物性から推定できるとされているが⁽¹⁰⁾、ここでは Khonsari と Booser⁽⁹⁾が紹介した実験図から求めて表1に示した。以後の計算の目安とする。

Table 1 Pressure-viscosity coefficient G in Barus's equation for typical mineral oils, $p < 400$ [MPa].

Temperature [°C]	Paraffinic [1/MPa]	Naphthenic [1/MPa]
38	0.019	0.028
99	0.0113	0.0155
218	0.0060	0.0076

3.2 表面粗さの修正係数

ジャーナルの表面の速度方向と表面粗さの方向から、方向比 γ の値は図2のように $\gamma > 1$ で周方向粗さ、 $\gamma < 1$ で横断方向粗さと定義する。ここでは Patir・Cheng^{(3),(4)}の粗さモデルを応用するので、数値計算で発生した問題点を含め下記に要約した。

修正係数は油膜厚さと粗さの標準偏差の比

$$H = \frac{\bar{h}}{\sigma} \quad (21)$$

の関数で表される。

Fig. 2 Shape of roughness on a bearing surface.

$\gamma < 1$ で

$$\phi_\theta = 1 - C_1 e^{-\eta H} \quad (22)$$

$$\phi_z = 1 + C_2 H^{-1.5}$$

$\gamma = 1$ で

$$\phi_z = \phi_\theta = 1 - C_1 e^{-\eta H} \quad (23)$$

$\gamma > 1$ で

$$\phi_\theta = 1 + C_2 H^{-1.5} \quad (24)$$

$$\phi_z = 1 - C_1 e^{-\eta H}$$

となる。せん断流の補正は下記のようになる。

$$H \leq 5$$

$$\Phi_s(H, \gamma) = A_1 H^{\alpha_1} e^{-\alpha_2 H + \alpha_3 H^2} \quad (25)$$

$$H > 5$$

$$\Phi_s(H, \gamma) = A_2 e^{-0.25H} \quad (26)$$

$$\phi_s = V_{r1} \Phi_s(H, \gamma_1) - V_{r2} \Phi_s(H, \gamma_2) \quad (27)$$

せん断応力の補正係数 ϕ_p は

$$\phi_{fp} = 1 - De^{-sH} \quad (28)$$

となり, ϕ_s は

$$0.5 < H < 7$$

$$\Phi_{fs}(H, \gamma) = A_3 H^{\alpha_4} e^{-\alpha_5 H + \alpha_6 H^2} \quad (29)$$

$$H \geq 7$$

$$\Phi_{fs}(H, \gamma) = 0 \quad (30)$$

$$\phi_{fs} = V_{r1} \Phi_{fs}(H, \gamma_1) - V_{r2} \Phi_{fs}(H, \gamma_2) \quad (31)$$

となる. Patir・Cheng⁽⁴⁾は粗さの頻度を関数表示して ϕ_f と $\bar{h}_T$ を求めている. $\varepsilon = \sigma/100$ として次式となる.

$$H \leq 3$$

$$\begin{aligned} \phi_f = & \frac{35}{32} \left(\frac{H}{3} \right) \left\{ 1 - \left(\frac{H}{3} \right)^2 \right\}^3 \ln \left\{ \frac{\sigma(H+3)}{\varepsilon} \right\} \\ & - \frac{385}{384} \left(\frac{H}{3} \right) + \frac{77}{32} \left(\frac{H}{3} \right)^2 + \frac{805}{128} \left(\frac{H}{3} \right)^3 - \frac{35}{12} \left(\frac{H}{3} \right)^4 \\ & - \frac{945}{128} \left(\frac{H}{3} \right)^5 + \frac{35}{32} \left(\frac{H}{3} \right)^6 + \frac{343}{128} \left(\frac{H}{3} \right)^7 \end{aligned} \quad (32)$$

$$3 < H \leq 20$$

$$\begin{aligned} \phi_f = & \frac{35}{32} \left(\frac{H}{3} \right) \left\{ 1 - \left(\frac{H}{3} \right)^2 \right\}^3 \ln \left(\frac{H+3}{H-3} \right) \\ & + \frac{77}{16} \left(\frac{H}{3} \right)^2 - \frac{70}{12} \left(\frac{H}{3} \right)^4 + \frac{35}{16} \left(\frac{H}{3} \right)^6 \end{aligned} \quad (33)$$

$$H > 20$$

$$\phi_f = 1 \quad (34)$$

対数を級数展開すると式(33)の ϕ_f は H の増大に伴い 1 に収束する. しかし, 式(33)を計算すると, H の増大によって大きな数値誤差が生じる. これは計算機対数の有効桁数に依存している. ここでは, $H > 20$ で原論文⁽⁴⁾に記載の無い式(34)を加え ϕ_f を固定することにより, 数値誤差の影響を排除した. 原論文⁽⁴⁾の $\bar{h}_T$ の式より ϕ_f は次式となる.

$$H < 3$$

$$\begin{aligned} \phi_T = & \frac{35 \times 3}{256H} + \frac{1}{2} + \frac{35}{64} \left(\frac{H}{3} \right) \\ & - \frac{35}{128} \left(\frac{H}{3} \right)^3 + \frac{7}{64} \left(\frac{H}{3} \right)^5 - \frac{5}{256} \left(\frac{H}{3} \right)^7 \end{aligned} \quad (35)$$

$$H \geq 3$$

$$\phi_T = 1 \quad (36)$$

Patir・Cheng^{(3), (4)}の粗さモデルの定数と H の範囲を整理し, 表 2 にまとめた. H の下限は各修正係数で指定されている下限のうちの最大値とした.

Fig. 3 Shape of striations on a bearing surface.

Table 2 Coefficients of surface roughness, γ based on circumferential direction. Patir and Cheng^{(3), (4)}

γ	C_1	r_1	C_2	A_1	α_1
1/9	1.48	0.42	0.87	2.046	1.12
1/6	1.38	0.42	0.52	1.962	1.08
1/3	1.18	0.42	0.225	1.858	1.01
1	0.9	0.56	-	1.899	0.98
3	1.18	0.42	0.225	1.56	0.85
6	1.38	0.42	0.52	1.29	0.62
9	1.48	0.42	0.87	1.011	0.54
γ	α_2	α_3	A_2	D	s
1/9	0.78	0.03	1.856	1.51	0.52
1/6	0.77	0.03	1.754	1.51	0.54
1/3	0.76	0.03	1.561	1.47	0.58
1	0.92	0.05	1.126	1.4	0.66
3	1.13	0.08	0.556	0.98	0.79
6	1.09	0.08	0.388	0.97	0.91
9	1.07	0.08	0.295	0.73	0.91
γ	A_3	α_4	α_5	α_6	Range $H >$
1/9	14.1	2.45	2.3	0.1	1
1/6	13.4	2.42	2.3	0.1	1
1/3	12.3	2.32	2.3	0.1	0.75
1	11.1	2.31	2.38	0.11	0.75
3	9.8	2.25	2.8	0.18	0.75
6	10.1	2.25	2.9	0.18	1
9	8.7	2.15	2.97	0.18	1

3.3 修正係数の計算 Patir・Cheng⁽⁴⁾の粗さモデルの ϕ_s と ϕ_h では軸受とジャーナルの粗さの方向 γ が異なっても良いことになるが、 ϕ_θ 、 ϕ_z は軸受とジャーナルの γ が同じでなければならない。筆者はジャーナルの粗さに比べて軸受の粗さ大きいと考えて、特別な場合を除き $V_{r1}=1$ 、 $V_{r2}=0$ とし、すべての修正係数を軸受側で決定した。条溝軸受⁽¹⁾も含め H に対する各修正係数の値を計算し、図4から図9に比較した。条溝軸受は図3の周方向条溝、横断方向条溝で条溝断面形状が三角波形($l_1=l_3=0$, Circumferential striations1, Transversal striations1)と台形波形($l_1=l_2=l_3$, Circumferential striations2, Transversal striations2)とした。条溝断面形状に対して σ を求めた。 H の下限は $\bar{h}$ が溝深さ α の1/2のときである。なお、 ϕ_z

Fig. 4 pressure flow factor, ϕ_θ , comparison among surface texture.

ϕ_z : γ : Circumferential, Transversal striations
 $= \phi_\theta$: $1/\gamma$: Transversal, Circumferential striations

Fig. 5 Shear flow factor, ϕ_s , comparison among surface texture, $V_{r1}=1$.

は図4の ϕ_θ の表面粗さの方向比 γ を $1/\gamma$ にしたもの、同一断面形状の条溝の横断方向と周方向を逆にしたものと同じである。図4から図9により H に対する各修正係数の相対的な大きさを知ることができる。また、 ϕ_θ 、 ϕ_z 、 ϕ_s 、 ϕ_p はPatir・Cheng⁽³⁾、⁽⁴⁾の粗さモデルの値が周方向条溝と横断方向条溝

Fig. 6 Shear stress factor, ϕ_p , comparison among surface texture, $V_{r1}=1$.

Fig. 7 Shear stress factor, ϕ_h , comparison among surface texture, $V_{r1}=1$.

Fig. 8 ϕ_f arises from averaging sliding velocity component of shear stress, comparison among surface texture.

Fig. 9 Film thickness factor average to nominal, ϕ_r , comparison among surface texture.

の間にある。各図では $H < 10$ で修正係数の影響が表れている。なお、似た形状では図において線が重なる場合がある。

3.4 変動荷重軸受の弾性流体潤滑 エンジンなどの変動荷重軸受では、上記の潤滑のモデルに潤滑面の圧力と軸受の横、縦方向の荷重 W_x , W_y との力のつりあいの式を連立する。ここでは、荷重との力のつりあいに式(16)による見かけのせん断応力をも含めた⁽¹⁾。コンロッド軸受の場合は小端部で回転の拘束がないとして誘導した力のつりあいの式を用いる^{(6),(11)}。構造体の変形を含む弾性流体潤滑(EHL)理論では、油膜厚さ $\bar{h}$ は軸受基準円内のすき間、実すき間の基準円からの偏差、軸受の弾性変形の和として表される。コンロッド軸受の場合は、油膜圧力による弾性変形に運動によって生じる構造体の体積力による弾性変形も加える⁽¹¹⁾。軸受の弾性変形に用いるコンプライアンスマトリックス抽出のための構造モデルはすでに示した⁽⁶⁾。また、油穴の境界での油の流れと油路の流れの連続性を考慮するモデルも提案している⁽⁶⁾。

4. 解 法

キャビテーションアルゴリズムのニュートン・ラプソン(Newton-Raphson)法による解法はすでに示した⁽⁶⁾。ここでは複雑化した部分について述べる。式(7)を離散化した表記を下記に示す。

$$\frac{\Delta(\psi\phi_r\bar{h})}{\Delta t} + \frac{\Delta q_\theta}{R\Delta\theta} + \frac{\Delta q_z}{\Delta z} = \delta_1 \quad (37)$$

せん断力を含む力のつりあいの式の例として、周方向に m 分割、軸受幅方向に n 分割して離散化し

$$\begin{aligned} W_x - \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m (p_{i,j} \cos \theta_i - \tau_{i,j} \sin \theta_i) R \Delta\theta \Delta z &= \delta_2 \\ W_y - \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m (p_{i,j} \sin \theta_i + \tau_{i,j} \cos \theta_i) R \Delta\theta \Delta z &= \delta_3 \end{aligned} \quad (38)$$

となる。ニュートン・ラプソン法を用いて油膜域の密度比またはキャビテーション域の油の充てん率 ψ と偏心 E_x , E_y の計算をするが、このとき、流動やせん断応力には多くの修正係数が含まれている。粗さモデルや条溝の修正係数は $\bar{h}$ や H の関数として表示さる。 H は $\bar{h}$ の関数で、 $\bar{h}$ は E_x , E_y の関数である。EHL では、 $\bar{h}$ は各格子点の油膜圧力 p の関数でもある。また、粘度の圧力依存性により μ が p の関数でもある。油膜域の p は ψ の関数で表される。残差 δ_1 , δ_2 , δ_3 の偏導関数

$$\frac{\partial \delta_i}{\partial \psi}, \frac{\partial \delta_i}{\partial E_x}, \frac{\partial \delta_i}{\partial E_y}, \quad i=1 \sim 3 \quad (39)$$

の誘導では $\bar{h}$ の上記の従属性に従い、粗さの修正係数や粘度の圧力依存性の影響も含めて計算し、マトリックスを作成した。ここに、 δ_1 と ψ は油穴や境界を除く全格子点でのそれらを表す。供給油路まで含めた油の連続性に基づく場合は、油穴から潤滑面への流れと油路流れの連続性を表す式を含め、油路入口圧力を境界値とし、油穴の圧力も含めて解く⁽⁶⁾。

5. 計算例

5.1 入力条件 本報告では、軸受の粗さに比べ、ジャーナルの粗さは無視できるとし、表3の条件で、エンジンのコンロッド大端部軸受の質量保存弾性流体潤滑計算を行った。コンロッドの荷重はすでに示した⁽¹⁾,⁽⁶⁾。軸受面油穴位置に一定の圧力を境界値として与える供給油路を含まない計算である。すき間は軸受基準円とし、これに弾性変形を加えた。計算はすべて $\sigma=0.4[\mu\text{m}]$ とし、図3の三角波形条溝 ($l_1=l_3=0$) では $\alpha=1.386[\mu\text{m}]$ 、台形波形条溝 ($l_1=l_2=l_3$) では $\alpha=0.980[\mu\text{m}]$ である。

5.2 結果 結果は摩擦損失(Power loss)の1サイクルの平均値を計算し、軸受の表面性状の影響について比較したものである。ここでの摩擦損失は、式(16)による見かけのせん断応力の軸受全面に渡る積分値による損失とスクイズによる損失の和である。軸心軌跡、最小油膜厚さ、最大油膜圧力、摩擦損失などの履歴も計算されるが省略した。

Table 3 Dimensions and properties.

Bearing width	b [mm]	12
Radius of journal	r [mm]	19.995
Radius of bearing circle	R [mm]	20.025
Oil hole diameter	[mm]	5
location	[deg.]	22.3
: angle on crank pin center in rotational direction from crank center-crank pin center axis		
Oil jet hole diameter	[mm]	3
location	[deg.]	110
: the angle from x axis		
Viscosity	μ_0 [Pa·s]	0.01
Compressibility factor	β [MPa]	500
Engine speed	[rpm]	5000
Pressure in cavitated zone	p_c [MPa]	0
Oil hole pressure	p_s [MPa]	0.887
Atmospheric pressure	p_0 [MPa]	0.10133
Grid points $m \times n$ (half width)		72×6

Fig. 10 Power loss comparison among bearing surfaces, $G = 0$ [1/MPa] and $\sigma = 0.4$ [μm] except smooth.

以下に示す結果は、コンロッド軸受の潤滑における摩擦損失のエンジン1サイクルの平均値を計算したものである。粗さの方向性、条溝が摩擦損失に与える影響を図10に比較した。横断方向に条溝があると摩擦損失は高い。周方向に条溝があると摩擦損失は低く、スムーズな表面の軸受の摩擦損失とほぼ同じになる。方向性を持つ粗さはこの間にあり、横断方向に方向性を持つ粗さの摩擦損失は高く、周方向に方向性を持つ粗さの摩擦損失は低い。今回の粗さの標準偏差では、摩擦損失に10%程度の差が出る。

潤滑油の粘度の圧力依存性が摩擦損失に与える影響を図11に示した。ここではエンジン軸受で考えられる表1の $G=0.028$ [1/MPa]と $G=0.0113$ [1/MPa]とした。また、表面がスムーズで $G=0$ [1/MPa]の摩擦損失との比とした。

粘度の圧力依存性はエンジンの摩擦推定に大きい影響を持つことが明らかになった。 $G=0.0113$ [1/MPa]が通常の圧力依存性と考え、これを考慮しない摩擦損失の見積もりは約10%低いことになる。粗さの方向性と条溝の方向の摩擦損失への影響には一貫性があり、本計算の粘度の圧力係数では図10の結果と同じ傾向となる。

Fig. 11 Effect of pressure-viscosity coefficient G in Barus's equation and surface texture on cycle average power losses, expressed as the ratio to that $G = 0$ [1/MPa] and smooth.

6. ま と め

(1) Elrodのキャピテーションアルゴリズムを修正した質量保存弾性流体潤滑にPatir・Chengの平均流粗さモデルを導入する手法を示した。条溝軸受のモデルと一貫性のとれる表記とし、Barusの式による粘度の圧力依存性を加えた。

(2) エンジン1サイクルのコンロッド大端部軸受の潤滑への表面性状の影響を計算によって推定し比較した。Patir・Chengの粗さモデルでは、周方向に方向性を持つ粗さに対して横断方向に方向性を持つ粗さの摩擦損失が高い。横断方向に条溝があると摩擦損失はさらに高い。周方向に条溝があると周方向に方向性を持つ粗さより摩擦損失は低く、スムーズな表面の軸受に近づく。

(3) 粘度の圧力依存性はエンジンの摩擦に大きい影響を持つことが推定された。

本報告では、計算の手法と計算の一例を示した。今後、この計算手法をエンジンなどの多くの変動荷重軸受に応用する。

文 献

- (1) Ozasa, T., Mass Conserving Elastohydrodynamic Lubrication Model of Engine Bearings Having Regular Striations, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 72, No. 721 (2006), pp. 3030-3037.
- (2) Christensen, H. and Tonder, K., The Hydrodynamic Lubrication of Rough Journal Bearings, *Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, April, (1973), pp. 166-172.
- (3) Patir, N. and Cheng, H. S., An Average Flow Model for Determining Effects of Three Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, *Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol. 100, January, (1978), pp. 12-17.
- (4) Patir, N. and Cheng, H. S., Application of Average Flow Model to Lubrication between Rough Sliding Surfaces, *Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol. 101, April (1979), pp. 220-230.
- (5) Ozasa, T. et al., Oil Flow Rate to Dynamically Loaded Bearings: Comparison between Mass Conserving EHL Theory and Experiment Using Hot Film Anemometry, *Proceedings of the International Tribology Conference Nagasaki 2000* (2001), pp. 1603-1608.
- (6) Ozasa, T., Mass Conserving Elastohydrodynamic Lubrication for Con-Rod Bearings with an Oil Passage (1st Report, Calculation Method), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 68, No. 666 (2002), pp. 613-620.
- (7) Elrod, H. G., A Cavitation Algorithm, *Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol. 103, July (1981), pp. 350-354.
- (8) Boedo, S. and Booker, J. F., Surface Roughness and Structural Inertia in a Mode-Based Mass-Conserving Elastohydrodynamic Lubrication Model, *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 119, July (1997), pp. 449-455.
- (9) Khonsari, M.M. and Booser, E.R., Applied Tribology Bearing Design and Lubrication, (2001), pp. 32-34, John Wiley & Sons, Inc.
- (10) Booser, E.R. Tribology Data Handbook, (1997), pp. 24-28, CRC Press.
- (11) Ozasa, T. et al., Elastohydrodynamic Lubrication Model of Connecting Rod Big-End Bearings: Application to Real Engines, *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 119, July (1997), pp. 568-578.