二サイクル機関クロスヘッドピン軸受の潤滑* (軸受面の形状がだ円の場合)

和栗 雄太郎^{*1}, 浜 武 俊 朗^{*2}, 副 島 光 洋^{*1}

Lubrication of a Crosshead-Pin Bearing in a Two-Stroke Cycle Engine (Analysis for the Case of an Elliptical Bearing Surface)

Yutaro WAKURI, Toshiro HAMATAKE, and Mitsuhiro SOEJIMA

The crosshead-pin bearing equipped with axial oilgrooves in a two-stroke cycle diesel engine cannot produce such a thick oilfilm as to hold the bearing to be always free from troubles since the bearing is subjected to high load in a single direction besides a low speed. This paper refers to a theoretical analysis on the lubrication of a crosshead-pin bearing with an elliptical bearing and a circular journal. This bearing can remarkably increase the oilfilm thickness and is superior to the conventional bearing in load-carrying capacity and oilfilm exchanging ability as the wedge film action greatly increases due to the presence of two converging-diverging film shapes in load-carrying film.

Key Words: Lubrication, Numerical Analysis, Crosshead-pin Bearing, Elliptical Bearing, Load-Carrying Capacity

1. 緒 言

前報までに、二サイクルディーゼル機関の軸方向油溝を有するクロスヘッドピン軸受の負荷能力に及ぼす各種要因について理論的および実験的に検討し、軸受各部の設計条件を調べてきた^{(1)~(5)}。しかしながら、半径すきまや油溝のピッチ角などの軸受各部の寸法を最適設計条件にしても、クロス軸受の油膜厚さは極めて薄くその変動量も小さいため、しゅう動面における油膜の交換は甚だ困難である。これは高い軸受荷重が常に下向きに作用していることが主な原因であるが、この軸受特有の軸心の運動にも起因している。すなわち、軸心が軸受の揺動速度の約半分速度でふれまわるため、油膜厚さの回復に必要なくさび作用による油膜圧力の発生は極めて小さく、軸受の揺動振れ角の大きいときに油膜厚さがわずかに回復するのみである。そして、軸受の負荷能力は油膜のスクイーズ作用に支配され、厚い油膜を容易には形成できない作動条件となっている。したがって、クロス軸受では負荷能力の向上とともに軸受面での油膜交換の促進が重要な課題とな

っている。

最近, Ciliberto と Mariani は、軸および軸受を偏心構造にし揺動回転方向の変化に伴う軸と軸受の相対的な上下動を利用して油膜交換を促進させる偏心形クロス軸受を考案した⁽⁹⁾。和栗らはこの軸受の潤滑機構を解明するとともに、軸受各部の最適形状を理論と実験の両面から求め、軸受メタルの負荷限界試験、疲労試験を行って負荷能力と疲労強度の改善について検討し、軸受各部の設計基準を明らかにしている^{(3)~(8)}。一方, Goenka と Booker は、だ円形状の軸と軸受を有する円弧角 180° の揺動軸受の理論解析を行い、油膜挙動の特徴と軸および軸受のだ円率が油膜圧力や油膜厚さに及ぼす影響を調べている⁽¹⁰⁾。そして、軸および軸受面の形状をそれぞれ真円、だ円にすると、二つのくさび形をなす油膜が軸受面の負荷膜に形成され、油膜のくさび作用が著しく増大することと、部分的に接触軸受の油膜形状に近くなることから、真円軸受よりも油膜圧力や油膜厚さが大幅に改善されることを指摘している。そこで本研究では、だ円形状の軸受を有するクロス軸受に関して、軸心軌跡、油膜圧力分布などの諸特性について理論解析を行った結果、その潤滑上の特徴を明らかにすることができたので以下に報告する。

* 昭和 63 年 10 月 19 日 第 66 期全国大会講演会において講演、原稿受付 昭和 63 年 2 月 23 日。

^{*1} 正員、九州大学工学部 (〒812 福岡市東区箱崎 6-10-1)。

^{*2} 正員、大分大学工学部 (〒870-11 大分市旦野原 700)。

記 号

c : 半径すきま $= r_a - r$
 D : 軸径
 e : 偏心率
 E : 弾性係数
 E_B : だ円率 $= \delta_B / c$
 h : 油膜厚さ
 $h_{0\min}$: 油膜厚さのサイクル最小値
 Δh_0 : 最小油膜厚さのサイクル変動量
 H : 無次元油膜厚さ $= h/c$
 k : 変形係数 $= t_a \{1 - 2\nu^2 / (1 - \nu)\} / E$
 L : 軸受幅
 m : パッド数
 N : 軸受の揺動数
 p : 油膜圧力
 p_w : 軸受面圧 $= W / (DL)$
 P : 修正圧力関数 $= \Psi H^{3/2}$
 q : 換算圧力 $= \{1 - \exp(-\alpha_0 p)\} / \alpha_0$
 r : 軸半径
 r_B : だ円の円弧半径
 t : 時間
 t_a : 軸受メタルの厚さ
 W : 軸受荷重
 z : 軸方向座標
 Z : 無次元軸方向座標 $= z/L$
 α : 油溝のピッチ角
 α_0 : 粘度の圧力係数
 δ : パッドの有効円周角
 δ_r : メタルの半径方向弾性変形量
 δ_B : だ円の長軸と短軸の差の半分
 ε : 偏心率 $= e/c$

$\bar{\varepsilon}$: 偏心率のサイクル平均値
 ε_x : 偏心率の x 方向成分
 ε_y : 偏心率の y 方向成分
 η : 粘度
 η_0 : 常圧粘度
 θ : 円周角 $= \Theta - \phi$
 θ_{i1}, θ_{i2} : i 番めのパッドの先端, 後端までの円周角
 θ_c : クランク角
 Θ : 荷重方向から測る円周角
 $\Theta_0 - \Theta_i$: 軸受の有効円周角
 λ : 連接棒長とクランク半径の比
 ν : ポアソン比
 $\tau = \omega_0 t$
 ϕ : 偏心角
 ψ : 軸受の揺動角
 Ψ : 無次元換算圧力 $= (c/r)^2 q / \eta_0 \omega_0$
 ω : 軸受の角速度
 ω_0 : クランク軸角速度
 $\bar{\omega} = \omega / \omega_0$

2. 基 礎 式

クロス軸受に関するレイノルズ方程式は、荷重の方向が連接棒の軸線と一致するので、図1に示すように軸受と荷重方向を固定し軸のみを回転させると、次式で表される。

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12e \frac{d\phi}{dt} \sin \theta + 12 \frac{de}{dt} \cos \theta \quad (1)$$

油の粘度については、高圧粘度変化を考慮して次の関係を用いる。

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha_0 p) \quad (2)$$

ここで、換算圧力 $q = \{1 - \exp(-\alpha_0 p)\} / \alpha_0$ とおき、式(1)を無次元の換算圧力 $\Psi = (c/r)^2 q / \eta_0 \omega_0$ などにより

図1 真円軸・だ円軸受を有するクロス軸受

無次元化し、さらに修正圧力関数 $p = \Psi H^{3/2}$ に関する方程式に変換する。

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} + \left(\frac{r}{L}\right)^2 \frac{\partial^2 P}{\partial Z^2} - \frac{3}{2H^{3/2}} \left\{ \frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^{1/2} \frac{\partial H}{\partial \theta} \right) \right. \\ \left. + \left(\frac{r}{L}\right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^{1/2} \frac{\partial H}{\partial Z} \right) \right\} P = \frac{6\bar{\omega}}{H^{3/2}} \frac{\partial H}{\partial \theta} \\ + \frac{12}{H^{3/2}} \left\{ \varepsilon \frac{d\phi}{d\tau} \sin \theta + \frac{d\varepsilon}{d\tau} \cos \theta \right\} \dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

式(3)を差分化し P の離散解を得て逆変換すれば油膜圧力分布を求めることができる。その際に必要な境界条件を次のように定める。

$$\left. \begin{aligned} P(\theta_{i1}, Z) = P(\theta_{i2}, Z) = 0 \\ P(\theta, 0.5) = P(\theta, -0.5) = 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

だ円の円弧半径 r_B は、図1に示す記号 r_a および δ_B を用いると近似的に式(5)で与えられる⁽¹⁰⁾。

$$r_B = r_a + \delta_B \cos^2 \theta \dots\dots\dots (5)$$

したがって、軸および軸受の形状をそれぞれ真円、だ円にすると、油膜圧力による軸受メタル弾性変形を考慮した無次元油膜厚さの式は次のようになる。

$$H = 1 + \varepsilon \cos \theta + E_B \cos^2 \theta + kp/c \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 c 、 E_B 、および k は、

$$\left. \begin{aligned} c &= r_a - r \\ E_B &= \delta_B / c \\ k &= t_a \{ 1 - 2\nu^2 / (1 - \nu) \} / E \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

式(7)の E_B を軸受のだ円率と定める。真円軸受では $E_B = 0$ である。

油膜圧力による油膜力は、軸受荷重に対し次の関係式で釣り合う。

$$\sum_{i=1}^m \int_{-0.5}^{0.5} \int_{\theta_{i1}}^{\theta_{i2}} p \cos \theta d\theta dZ + 2p_w \cos \phi = 0 \dots\dots (8)$$

$$\sum_{i=1}^m \int_{-0.5}^{0.5} \int_{\theta_{i1}}^{\theta_{i2}} p \sin \theta d\theta dZ - 2p_w \sin \phi = 0 \dots\dots (9)$$

以上の諸関係式のもとで油膜圧力分布ならびに軸心軌跡を求める。その方法を要約すると次のようになる。

(1) 任意のクランク角での軸心の位置およびその速度を初期値として与え、油膜圧力分布と軸受メタルの弾性変形量を計算する。

(2) 式(8)、(9)を満足する軸心速度をニュートンラフソン法で逐次近似し、油膜圧力分布や軸受メタルの弾性変形量を繰返し計算する。

(3) 得られた軸心速度より次のクランク角の軸心位置をオイラー法で求め、軸心軌跡が周期的に安定するまで以上の計算を繰返す。

3. 計算結果

3・1 油膜挙動と軸心軌跡 真円軸・だ円軸受を有するクロス軸受の潤滑特性を調べるに当たり、2章で

定義した軸受のだ円率 E_B の値を1.25とし、その他の軸受各部の寸法や潤滑油の粘度などを表1のように定める。軸受面圧のサイクル変化は図2のように与える。最大面圧はクランク角 $\theta_c = 15^\circ$ で12.4 MPaである。

図3、4に軸心軌跡および代表的なクランク角での各パッドの油膜圧力分布をそれぞれ示す。軸心軌跡は図1に示す x 、 y 座標軸を用いて描いている。 ε_x のサイクル変動は $-0.033 \sim 0.008$ であるが、この変動は偏心角 ϕ の $-0.91 \sim 0.22^\circ$ の変化に相当し、 ϕ の変化が極めて小さいことがわかる。また、 ε_y は、軸受荷重の比較的小さい軸受の反時計方向回転期間 ($\theta_c = 90 \sim -90^\circ$) では油膜のくさび作用が支配的となり減少するが、荷重の大きい時計方向回転期間 ($\theta_c = -90 \sim 90^\circ$) では油膜のスクイズ作用により逆に増大している。一方、油膜圧力はこの種の軸受としては小さくしかも各パッドにほぼ均等に発生し、最大面圧時 ($\theta_c = 15^\circ$) でも軸受メタルの耐圧限界値 $60 \sim 80$ MPa 以下である。そして、揺動速度が零となる $\theta_c = 90^\circ$ と -90° では軸受面の全域にわたって正圧が発生しているが、その他のクランク角では、軸受の回転方向の変化に伴い各パッドの正圧発生領域が変わっている。以

表1 計算条件

D	640 mm	t_a	3 mm
L	340 mm	E	50 GPa
c/r	3×10^{-4}	ν	0.3
E_B	1.25	η_0	0.1 Pas
$\theta_{0i} - \theta_{1i}$	140°	α_0	$2 \times 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$
α	35°	2ψ	54.6°
δ	32.4°	$2\psi/\alpha$	1.56
m	3	N	84 cpm

図2 クロス軸受の面圧のクランク角変化

上のようにこの形の軸受の油膜特性は真円軸受のそれとはかなり傾向が異なっている⁽¹⁾。この油膜挙動と軸心軌跡の特徴は、Martin⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾が指摘しているようにだ円軸受特有な油膜形状と密接に関連しているので、3・2節でその影響について詳細に検討する。

3・2 だ円率の影響 軸受のだ円率が油膜特性に及ぼす影響を調べるために、軸径、すきま比などを一定とし軸受のだ円長軸の長さのみを変えて計算を行った。図5に $\theta_c = -180^\circ$ での E_B 値と軸受の油膜形状の関係を示す。 $E_B = 0$ (真円軸受)の油膜厚さは、負荷膜のほぼ中央で最小となり極めて薄い。 E_B が大きくなるにつれて中央部の油膜が厚くなり、 E_B 値が1.25では油膜厚さの極小値が軸受面の負荷膜に二つ現れ、Pad 2の油膜は接触軸受のそれと同様に上に凸の形

図3 軸心軌跡

状をなしている。したがって、くさび作用による油膜圧力生成の可能な領域が軸受の有効円周角内に二つ形成されたことになる。さらには E_B が大きくなると、油膜厚さの極小位置は負荷膜の両端部のほうへ移行し、中央部の油膜はいつそう厚くなる。このように適当な大きさの E_B 値のもとでは、くさび作用による油膜圧力が発生しやすくなるばかりではなく接触軸受と同じ負荷能力増大の機能を持つ油膜形状になり、その効果が先に示した軸心軌跡や油膜圧力分布に現れたものと言える。

図6に E_B と偏心率のサイクル平均値 $\bar{e}$ および偏心率のサイクル変動量 $\Delta\phi$ との関係を示す。 $\bar{e}$ は E_B の増加に伴いほぼ直線的に増大するが、 $\Delta\phi$ は $E_B \approx 1.5$ で最小となる。この $\Delta\phi$ の変化はレイノルズ方程式の右辺の各項の油膜力に及ぼす効果と密接に関連している。すなわち、真円軸受では図6のように $\Delta\phi$ は軸受の揺動角 ($2\psi = 54.6^\circ$) のほぼ半分の値となり、式(1)のレイノルズ方程式の右辺第1項と第2項のくさび作用が相殺され、その効果が発揮されないまま第3項のスクイズ作用を主とした油膜力が軸受荷重と平衡する⁽¹⁾。軸受をわずかにだ円形状にしてもそのような関係は保たれるが、 E_B が大きくなるにつれて油膜厚さのこう配が緩やかになるため $\Delta\phi$ は減少するものと思われる。 $E_B \geq 1.25$ ではくさび作用による油膜圧力が荷重方向線をはさんでその両側にほぼ同じ大きさで発生することから、式(1)の右辺第1項がより支配的となり、さらに $\Delta\phi$ は減少する。しかし、 E_B が過大になる

図4 各クランク角での油膜圧力分布(単位: MPa)

と図5のように軸受の負荷膜の境界近傍で油膜厚さが最小となり、くさび作用による油膜圧力の発生が荷重方向線の両側で不均一になるため、 E_B が小さい場合と同様に式(1)の第2項による油膜力が作用する状態で軸受荷重と釣り合わせることで、 $\Delta\phi$ が増加するのである。

次に、図7に E_B に対する油膜厚さのサイクル最小値 h_{0min} および最小油膜厚さの変動量 Δh_0 の変化を示す。 h_{0min} は $\Delta\phi$ の小さくなる E_B の1.25近傍で最大になるが、 Δh_0 は E_B の増加とともに増大している。 $E_B \approx 1.25$ では、この二つの値は真円軸受のそれに比べて非常に大きく、真円軸受より油膜交換能力の面でも優れるものと察せられる。また、図8の E_B と $\theta_c = 15^\circ$ における各パッドの最大油膜圧力 p_{max} の関係より、真

円軸受では中央パッドの荷重負担が極端に大きく両端パッドは負荷能力にほとんど寄与していないが、 E_B の増加とともに中央パッドの負荷分担率は減少し両端パッドのそれらは増大し、 E_B の1.25近傍で荷重が各パッドでほぼ均等に負担されるようになり、真円軸受に比べて負荷能力は著しく増大することがわかる。しかし、さらに E_B が大きくなると再び荷重が一つのパッドに集中する。

3.3 油溝のピッチ角の影響 3.2節において、 h_{0min} や p_{max} は油膜形状の変化により大きく変わること示したが、この二つの値は軸受のパッドの有効円周角 δ の大きさ、したがって油溝のピッチ角 α の大きさにも影響を受ける。和栗らは、真円構造のクロス軸受の場合、油溝のピッチ角の大きさは負荷能力だけでなく油膜の交換能力にも影響を及ぼすことから、重要な設計因子の一つであるとして、クロスヘッドピン軸受潤滑性能試験機による負荷限界と疲労限界の両試験で、軸受の揺動角と油溝のピッチ角の比 $2\psi/\alpha$ が

図5 E_B と油膜形状の関係($\theta_c = -180^\circ$)

図6 E_B と ϵ , $\Delta\phi$ の関係

図7 E_B と h_{0min} , Δh_0 の関係

図8 E_B と p_{max} の関係($\theta_c = 15^\circ$)

図9 $2\psi/\alpha$ の影響

1.3 以下では揺動すべりによる油膜交換の能力が劣り、それ以上では負荷能力が低下することを調べ、 $2\psi/\alpha$ 値を 1.3 近傍にすべきであることを明らかにしている⁽⁵⁾。

図 9 に $2\psi/\alpha$ が $h_{0\min}$, Δh_0 および $p_{\max}$ に及ぼす影響を示す。 $h_{0\min}$ と Δh_0 は $2\psi/\alpha$ が小さいほど増大する傾向にあるが、 $p_{\max}$ の変化はパッドの 2 と 3 の間で E_B 値によりその傾向が異なる。すなわち、 $E_B=1.5$ では $2\psi/\alpha$ が小さい場合ほど各パッド間の $p_{\max}$ の差が小さく、 $E_B=1.25$ では $2\psi/\alpha$ の 1.3 近傍でその差が最小となる。

以上の解析結果などから、だ円形状の軸受を有するクロス軸受の設計基準値として、 $E_B \approx 1.25$, $2\psi/\alpha \approx 1.3$ が考えられる。

4. 結 論

本研究の結果をまとめると次のようになる。

(1) 真円軸・だ円軸受を有するクロス軸受では、二つのくさび形をなす油膜が軸受面の負荷膜に形成されることから、油膜のくさび作用が著しく増大する。その結果、厚い油膜が形成され油膜圧力は大幅に低減

するとともに各パッドの負荷分担率はほぼ均一になり、真円構造のクロス軸受に比べて油膜の交換能力および負荷能力が優れる。

(2) 軸受の最適設計条件として、軸受のだ円率 E_B および軸受揺動角と油溝のピッチ角の比 $2\psi/\alpha$ をそれぞれ 1.25, 1.3 程度にすることなどが挙げられる。

文 献

- (1) 和栗・ほか 2 名, 機論, 48-425, C (昭 57), 86.
- (2) Wakuri, Y., ほか 2 名, *Proc. JSLE Int. Tribology Conf.*, II (1985), 325.
- (3) Wakuri, Y. and Soejima, M., *Proc. JSLE Int. Tribology Conf.*, II (1985), 369.
- (4) 和栗・ほか 2 名, 舶機誌, 22-3 (昭 62), 207.
- (5) Wakuri, Y., ほか 2 名, 17th CIMAC Paper D-41 (1987).
- (6) 和栗・ほか 2 名, 機論, 47-424, C (昭 56), 1643.
- (7) 和栗・ほか 2 名, 舶機誌, 17-5 (昭 57), 380.
- (8) 和栗・ほか 2 名, 機論, 51-461, C (昭 60), 114.
- (9) Ciliberto, G. and Mariani, L., 12th CIMAC Paper A 21 (1977).
- (10) Goenka, P. and Booker, J. F., *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, 105-1 (1983), 1.
- (11) Martin, F., *Tribology of Reciprocating Engines*, (1983), 9. Butterworths.