クロスヘッドピン軸受の負荷能力に関する各種改善法の比較*

和 栗 雄太郎** ・ 浜 武 俊 朗***
副 島 光 洋**** ・ 大 坪 勝*****

Comparison of Various Methods for Improving Load-Carrying Capacity of Crosshead-Pin Bearing

By Yutaro Wakuri, Toshiro Hamatake, Mitsuhiro Soejima, Masaru Ohtsubo

A crosshead-pin bearing with axial oil grooves in a two-stroke cycle marine diesel engine is inferior in the load-carrying capacity, since the load acting on the bearing is always unidirectional and the sliding speed is low besides oscillatory motion. Two possible methods for improving the load-carrying capacity have been proposed. One is an offset bearing system that both the journal and the bearing are axially divided into two segments with offset centerlines. The other is a bearing system combined with a circular journal and an elliptical bearing.

The theoretical analyses are conducted for the comparison of load-carrying capacity among three type of the crosshead-pin bearing, a conventional type employed widely, an offset type and an elliptical type. Furthermore, the influences of the bearing oscillation angle on the load-carrying capacity are examined theoretically and experimentally.

1. 緒 言

往復動内燃機関に使用されている変動荷重ジャーナル軸受の多くは、くさび膜作用およびスクイズ膜作用を伴う動圧流体潤滑により、比較的厚い油膜のもとで作動している。しかしながら、低速二サイクルディーゼル機関のクロスヘッドピン軸受（以下クロス軸受と略称する）は、軸受各部の寸法が最適な設計条件であっても厚い油膜を形成できず、油膜の交換能力に劣る^{1)~4)}。これは、軸受の荷重方向が常に一方方向で、低速かつ回転角の小さな揺動運動しか行わないというクロス軸受特有の作動条件に起因している。そのような作動条件のもとでは、厚い油膜を形成する上で不可欠なくさび膜作用による油膜圧力がほとんど発生しない。従来のクロス軸受は図1に示すようにすべり面の油膜交換を促進するために

軸方向油溝を設けているが、この油溝の設置により負荷能力は著しく低下する。したがって、クロス軸受では負荷能力の改善と油膜交換の促進が重要な課題である。

クロス軸受の負荷能力改善策として、従来形軸受と軸受形状の異なる二つの動圧軸受が提案されている。一つはCilibertoとMariani⁵⁾が考案した偏心形クロス軸受で、図2に示すように軸受は円周方向油溝を境にしてすべり面が主軸側と偏心軸側に分割され、軸・軸受は偏心構造となっている。和栗^{3)4)5)~9)}、Booker¹⁰⁾¹¹⁾はこの形の軸受について理論解析や実験的研究を行い、軸と軸受の相対的な接近運動が主軸側と偏心軸側で交互に起こることから、従来形軸受に比べて負荷能力と油膜の交換能力に優れた軸受であることを明らかにした。

他方は真円軸とだ円軸受で構成された動圧軸受である。GoenkaとBooker¹²⁾は人の股関節の研究に端を発し、非真円（だ円）形状の軸や軸受を有する部分軸受の潤滑について理論解析を行った。その結果、軸受の形状を真円から僅かにだ円に変えたと油膜厚さおよび圧力分布は従来形軸受のそれに比べて著しく改善されることを示した。これは、負荷膜内に二つの油膜縮流部が存在し、くさび膜作用による油膜圧力が容易に発生できることに起因している。Martin¹³⁾は、彼らの計算データがクロス軸受のそれに似ていることから、だ円形軸受のクロ

*原稿受付 平成2年11月29日

ISME KOBE '90講演（平成2年10月17日）

**正会員 九州大学（福岡市東区箱崎 6-10-1）

***正会員 大分大学（大分市旦野原 700）

****正会員 九州産業大学（福岡市東区松香台 2-3-1）

*****九州大学（福岡市東区箱崎 6-10-1）

図1 軸方向油溝を有する従来形クロス軸受

図2 偏心形軸受

ス軸受への適用を推奨した。著者らは、軸方向油溝を有するだ円形クロス軸受の潤滑機構を解明し、負荷能力に及ぼす種々の影響因子を調べた¹⁴⁾¹⁵⁾。

本研究では以上述べた三形式のクロス軸受の負荷能力について比較した。また、大形ディーゼル機関の最近の傾向として、ストロークボア比が約3程度の長行程機関が採用されている。そのため連桿比が小さくなり軸受揺動角は大きくなりつつあるので、軸受揺動角の増大が負荷能力に及ぼす影響についても実験的に調べた。

2. 基礎式

2.1 だ円形軸受 図3に真円軸とだ円軸受を有するクロス軸受の解析モデルを示す。クロス軸受は荷重の方向が連接棒の軸線と一致するので、軸受と荷重方向を固定しクロスヘッドピンを回転させると考えれば、油膜圧力を支配するレイノルズ方程式は次のようになる。

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

潤滑油の高圧粘度変化を考慮すると、粘度は式(2)で与えられる。

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

粘度は圧力の関数であるので、式(3)で定義する換算圧力 q を用いる。

$$q = \{1 - \exp(-\alpha_0 p)\} / \alpha_0 \quad (3)$$

式(1)を無次元化して整理すると次のようになる。

$$\frac{\partial^2 P}{\partial \theta^2} + \left(\frac{r}{L} \right)^2 \frac{\partial^2 P}{\partial Z^2} - \frac{3}{2H^{3/2}} \left\{ \frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^{1/2} \frac{\partial H}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{r}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^{1/2} \frac{\partial H}{\partial Z} \right) \right\} P = \frac{6\bar{\omega}}{H^{3/2}} \frac{\partial H}{\partial \theta} + \frac{12}{H^{3/2}} \left(\varepsilon \frac{d\phi}{d\tau} \sin \theta + \frac{d\varepsilon}{d\tau} \cos \theta \right) \quad (4)$$

図3 従来形および円形軸受の解析モデルと座標系

上式で用いた無次元数は次のようなものである.

$$\left. \begin{aligned} P &= \Psi H^{3/2}, \quad \Psi = (c/r)^2 q / \eta_0 \omega_0 \\ H &= h/c, \quad Z = z/L, \quad \varepsilon = e/c \\ \tau &= \omega_0 t, \quad \bar{\omega} = \omega / \omega_0 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式(4)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.

$$\left. \begin{aligned} P(\theta_{i1}, Z) &= P(\theta_{i2}, Z) = 0 \\ P(\theta, 0.5) &= P(\theta, -0.5) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

だ円形状の円弧半径は, 図3に示す記号を用いると, 近似的に式(7)のように表される.

$$r_B = r_a + \delta_B \cos^2 \theta \quad (7)$$

したがって, 軸受メタルの弾性変形を考慮した無次元油膜厚さは,

$$H = 1 + \varepsilon \cos \theta + E_B \cos^2 \theta + kp/c \quad (8)$$

ここで,

$$\left. \begin{aligned} c &= r_a - r \\ E_B &= \delta_B / c \\ k &= ta \{1 - 2\nu^2 / (1 - \nu)\} / E \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式(9)の E_B を軸受のだ円率と定義する. 従来形軸受のように軸受面の形状が真円の場合, 軸受のだ円率は零である.

油膜圧力による油膜力と軸受荷重の釣合い式は,

$$\sum_{i=1}^m \int_{-0.5}^{0.5} \int_{\theta_{i1}}^{\theta_{i2}} p \cos \theta d\theta dZ + 2p_\omega \cos \phi = 0 \quad (10)$$

$$\sum_{i=1}^m \int_{-0.5}^{0.5} \int_{\theta_{i1}}^{\theta_{i2}} p \sin \theta d\theta dZ - 2p_\omega \sin \phi = 0 \quad (11)$$

以上の関係式から油膜圧力分布と軸心軌跡を求めるが, 数値解法の手順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(10), (11)を満足する軸心速度をニュートンラプソン法で逐次近似する.
- (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, 軸心軌跡がサイクル的に安定するまで以上の計算を繰り返す.

2.2 偏心形軸受 偏心形軸受の解析モデルを図4に示す.

図中の実線は主軸側, 破線は偏心軸側を示し, 各軸に関する記号はそれぞれ添字1, 添字2を付して表す. 前節で示したレイノルズ方程式と油膜厚さの式が偏心形軸受においても適用できる. ただし, 式(10), (11)に相当する油膜力と軸受荷重の釣合い式は,

$$\begin{aligned} & \int_0^{L_1/L} \int_{\theta_{i1}}^{\theta_{i2}} p_1 \cos \theta d\theta dZ + \\ & + \int_0^{L_2/L} \int_{\theta_{i1}}^{\theta_{i2}} p_2 \cos(\theta - \phi_1 + \phi_2) d\theta dZ \\ & + 2p_\omega \cos(\phi_1 - \phi) = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} & \int_0^{L_1/L} \int_{\theta_{i1}}^{\theta_{i2}} p_1 \sin \theta d\theta dZ + \\ & + \int_0^{L_2/L} \int_{\theta_{i1}}^{\theta_{i2}} p_2 \sin(\theta - \phi_1 + \phi_2) d\theta dZ \\ & - 2p_\omega \sin(\phi_1 - \phi) = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

偏心軸側の軸心軌跡は次の関係式から算出する.

$$e_2 = [e_1^2 + e_0^2 + e_0'^2 + 2\{e_1 e_0' \sin(\phi_1 - \phi) - e_0' e_0 \cos(\phi - \phi_0) - e_1 e_0 \sin(\phi_1 - \phi_0)\}]^{1/2} \quad (14)$$

$$\phi_2 = \cos^{-1} \{ (e_1 \cos \phi_1 + e_0 \sin \phi_0 - e_0' \sin \phi) / e_2 \} \quad (15)$$

図4 偏心形軸受の解析モデルと座標系

3. 計算結果

表1に各形式の軸受に対する計算条件を示す. いずれの形式の軸受の場合も, 軸径, 軸受の幅および有効円周角は同一である. 従来形とだ円形の軸受における軸方向油溝の配列は同じである. その他の寸法はそれぞれの軸受形式の最適値を用いる. 軸受の面圧および角速度のクランク角変化を図5に示す. 最大面圧はクランク角15°で12.5MPaである.

3.1 油膜挙動の比較 各形式の軸受に対する最大油膜圧力 p_0 と最小油膜厚さ h_0 のクランク角変化を図6に示す. また, 最大面圧時の油膜圧力分布を図7に示す.

従来形軸受は, 油膜厚さがサイクルを通して極めて薄

表1 計算条件

	CTB	ETB	OTB
D		640 mm	
L		340 mm	
c/r		3×10^{-4}	
$\Theta_o - \Theta_t$		123.4°	
E_B	0.0	1.3	0.0
α	42°	42°	—
δ	39.4°	39.4°	—
m	3	3	—
L_1/L_2	—	—	3
$e_o = e'_o$	—	—	1.5 mm
ϕ_o	—	—	-9°
p_f	0 MPa	0 MPa	0.3 MPa
t_a		1.5 mm	
E		60 GPa	
ν		0.3	
α_o		$0.1 \text{ Pa} \cdot \text{s}$	
η_o		$2 \times 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$	
λ		2.18	
2ϕ		54.6°	
N		84 cpm	

CTB : Conventional type bearing

ETB : Elliptical type bearing

OTB : Offset type bearing

図5 軸受面圧と軸受角速度のクランク角変化

く面圧の大きい上死点近傍で油膜圧力が著しく増大し、過酷な潤滑状態である。また油膜圧力分布から中央パッドの負荷分担率が非常に大きいことが分かる。

一方、だ円形軸受では、油膜圧力が小さく油膜厚さは大きくなり、従来形軸受より負荷能力的に優れている。この種の軸受としては、油膜圧力が全てのパッドに均一に発生しかつ小さい。著者らは、だ円形クロス軸受に関して軸受のだ円率 E_B による油膜形状の変化を調べ、 $E_B > 1.1$ では負荷膜内に油膜の縮小拡大部分が二つ形成されくさび膜作用が著しく増大すること、 E_B の最適値は 1.1 から 1.6 の範囲にあることを示した¹⁴⁾¹⁵⁾。だ円軸受では、くさび膜作用の増大により厚い油膜が形成され油膜

図6 p_o および h_o のクランク角変化

図7 最大面圧時における油膜圧力分布
(等圧線の単位: MPa)

圧力はかなり減少する。

偏心形軸受も従来形軸受に比べて非常に優れた負荷能力を示している。主軸側と偏心軸側の油膜厚さはそれぞれ異なったクランク角で最小となる。これは、軸と軸受の相対的な上下動を主軸側と偏心軸側で交互に行うことによる。すなわち、主軸側で軸と軸受が接近する運動をしている期間で、荷重の大部分を主軸側が負担し、偏心軸側では軸と軸受面が離され無負荷状態になる。そして残りの期間では、偏心軸側に軸と軸受の接近運動が移り荷重は偏心軸側で負担され、主軸側が無負荷状態となる。このような荷重の負担は前述のだ円軸受と異なり、主として軸と軸受の接近運動、すなわち油膜のスクイズ作用により発生する油膜圧力に基づいている。偏心形軸受の特長は、従来形軸受に比べて油膜厚さの変動が大きいことである。したがって、偏心形軸受では軸が軸受面から機械的に離されると、そのポンピング作用で大幅に円周給油溝からの油膜交換が促進できる。

以上の解析から、だ円形および偏心形の軸受は従来形軸受より負荷能力的に優れていることが分かる。一般にクロス軸受では、油膜圧力を軸受金属の耐圧限界値60~80MPa以下に抑えること、油膜厚さとその変動量を大きくすることなどが不可欠である。著者らは既に偏心

形軸受が優れた負荷能力を有することを実験で示した⁴⁾⁹⁾。一方、だ円形軸受についても実験的検討を進めている。

3.2 連桿比の影響 最近の大形ディーゼル機関は、ストロークボア比が3~4の長行程機関で連桿比が2程度に低減しつつある。軸受の揺動角は連桿比の減少とともに増大する。クロス軸受のように軸受面に軸方向油溝を配列する場合、軸受揺動角と油溝の円周方向ピッチ角の比 $2\psi/\alpha$ は、負荷能力のみならず油膜の交換性にも密接に関係する。和栗は $2\psi/\alpha$ 値の設計基準として、1.3以上を推奨している⁴⁾⁹⁾。

図8にサイクルの最大油膜圧力 p_{max} および最小油膜厚さ h_{0min} と連桿比 λ の関係を示す。計算は、パラメータとして軸方向油溝を有する従来形とだ円形の軸受には $2\psi/\alpha$ 、偏心形軸受にはすきま比 c/r を用いて行った。また、軸受の有効円周角はそれぞれの設計条件に応じて変えた。

図より従来形およびだ円形の軸受の場合、 λ の減少、すなわち 2ψ の増加とともに、いずれの $2\psi/\alpha$ においても p_{max} は低減し h_{0min} は増大する。そして、 $2\psi/\alpha$ の小さい、したがって α の大きい軸受の方が負荷能力的に優れている。ただし、だ円形軸受で $2\psi/\alpha=1.3$ にお

図8 p_{max} と h_{0min} の λ と 2ψ による変化

いて $p_{\max}$ が急増している理由は、 α の減少につれて最小油膜厚さ位置が両端パッドの境界近傍に移行し、そこで高い油膜圧力が発生するためである。

偏心形軸受の主軸側でも、従来形およびだ円形の軸受と同様に、 λ の低下とともに $p_{\max}$ は減少し $h_{\min}$ は増加する。この傾向は c/r を変化させても同じであるが、 c/r の 0.001 と 0.00025 の比較から分かるように、 $p_{\max}$ の減少と $h_{\min}$ の増大に及ぼす c/r の効果は著しい。一方、偏心軸側の $p_{\max}$ および $h_{\min}$ の変化は小さい。

以上の各形式の軸受に対する計算結果から次のようなことが言える。 λ の減少による軸受揺動角の増大は負荷能力の面から望ましい。そして従来形およびだ円形の軸受のように軸方向油溝を有する軸受では、油膜の交換能力を損なわない範囲で軸方向油溝のピッチ角をできるだけ大きく設計すべきである。

次章で従来形軸受の負荷能力に及ぼす 2ψ や α の効果について実験的な検討結果を述べる。

4. 実験

4.1 実験方法 図9に実験で用いたクロス軸受の潤滑性能試験機を示す。これは、試験軸①がその両端をコロ軸受②で支持されながら、クランク機構③により揺動角 $20 \sim 55^\circ$ の範囲で揺動運動を行う軸駆動方式の試験機である。軸受に掛かる荷重は、図中に示すようなサイクルの変化をする変動荷重である。軸受はいずれも幅

- 1 Test journal
- 2 Roller bearing
- 3 Oscillation device
- 4 Test bearing
- 5 Oil pressure ram
- 6 Vibration transducer

図9 実験装置概略図

66mm、メタル合金のライニング肉厚1.25mmであり、表面は錫-鉛合金でオーバレイされている。供試軸は材質がS52Cの軟鋼であり、直径が100mmを超仕上げされたすべり面を有する。軸受メタルの材質は、ホワイトメタルと錫-アルミニウム合金である。軸受すきま比は0.0003とした。

実験は、軸受メタルの焼付けに対する負荷限界を求める試験方で行い、揺動速度と潤滑油温度をそれぞれ300cpmと50℃の一定にし、変動軸受面圧のサイクル最小値 $p_{\omega \min}$ とサイクル最大値 $p_{\omega \max}$ をともにステップ状に増加させた。メタルが焼付きを起こす負荷の限界は、熱電対でメタル温度を測定しその急上昇より判定した。供試潤滑油にはエンジン油SAE20(無添加)を用い、給油量は180g/minの一定とした。

4.2 実験結果 表2に負荷限界試験の結果、図10に試験後の軸受メタルの写真をそれぞれ示す。焼付き限界の面圧 $p_{\omega \min}$ と $p_{\omega \max}$ は、油溝あるいはパッドの数、油溝のピッチ角、揺動角や軸受メタルの組合せの違いにより複雑に変化している。 $p_{\omega \max}$ の値に注目すると、その値は $2\psi/\alpha$ と密接に関連している。ホワイトメタルについて $2\psi/\alpha$ 、 α および n の $p_{\omega \max}$ に及ぼす影響を図11に示す。前章では、 $2\psi/\alpha$ を小さく α を大きくすることが望ましいと述べたが、実験では若干異なる結果が得られた。すなわち、 $p_{\omega \max}$ はいずれの α についても $2\psi/\alpha$ の増加に伴い増大する。 $p_{\omega \max}$ と α の関係は $2\psi/\alpha$ の大きさにより異なり、 $p_{\omega \max}$ 値は、 $2\psi/\alpha$ の1近傍では α の減少、 $2\psi/\alpha$ の1.3近傍では α の増大とともにそれぞれ大きくなる。油膜の交換能力への $2\psi/\alpha$ 値の影響とすべり面の冷却能力への α 値の影響とが重なる形で現れている。

軸受メタルの材質を比較すると、図12に示すように錫-アルミニウム合金の $p_{\omega \max}$ がホワイトメタルのそれよりも大きく、耐焼付き性としては錫-アルミニウム合金の方が優れている。負荷能力と油膜交換能力の向上に

表2 負荷限界試験結果

Bearing metal: White metal								
No.	n	α [deg]	λ	2ψ [deg]	$2\psi/\alpha$	$p_{\omega \min}$ [MPa]	$p_{\omega \max}$ [MPa]	
1	4	30	3.86	30	1.0	1.8	26.4	
2	4	40	2.92	40	1.0	2.1	25.6	
3	4	30	2.92	40	1.33	6.2	52.7	
4	4	40	2.16	55	1.38	12.3	67.6	
5	4	40	2.16	55	1.38	9.9	64.5	
6	6	20	5.76	20	1.0	5.1	36.1	
7	6	20	3.86	30	1.5	4.3	41.9	
8	6	20	2.92	40	2.0	4.3	43.9	
Bearing metal: Tin-Aluminum								
	n	α [deg]	λ	2ψ [deg]	$2\psi/\alpha$	$p_{\omega \min}$ [MPa]	$p_{\omega \max}$ [MPa]	
9	4	30	3.86	30	1.0	4.3	42.4	
10	4	30	2.92	40	1.33	6.4	66.0	
11	6	20	3.86	30	1.5	8.6	46.4	
12	6	20	2.92	40	2.0	7.0	49.1

図10 負荷限界試験後の軸受メタル写真

図11 p_{wmax} と $2\psi/\alpha$, α および n の関係
(軸受材質: ホワイトメタル)

は, $2\psi/\alpha$ と α の値をできるだけ大きくすべきである. すなわち, λ の減少による 2ψ の増大は望ましい. ホワイトメタルは, 錫-アルミニウム合金よりも耐焼付き性に劣るが, α を増大させることにより負荷限界もかなり改善できる. したがって, $2\psi/\alpha > 1.3$ おいてパッド数を少なくするために, 油溝のピッチ角をできるだけ大きくすべきである.

図12 p_{wmax} と α および 軸受材質の関係

5. 結 論

本研究の結果を要約すると次のようになる.

(1) 三つの異なる形式のクロス軸受の潤滑特性の比較から, だ円形および偏心形の軸受は従来形軸受に比べ荷重能力的に優れている. 偏心形軸受は, 荷重面が主軸側と偏心軸側で交互に代わりすべり面の油膜が積極的に交換されるため, 油膜の交換能力に優れた軸受構造である. また, 従来形軸受で不可欠であった軸方向油溝を廃止できるという利点も有する.

(2) 荷重能力の向上の面から, 連桿比を減少させ軸受の揺動角を増大させることは, いずれの形式の軸受においても有利である. 特に, 軸方向油溝を有する従来形とだ円形の軸受では, 油溝のピッチ角を大きくすることができ荷重能力が向上する.

(3) 従来形軸受の負荷限界試験から, 油膜の交換能力は揺動角と油溝のピッチ角の比に著しく影響を受ける. この比を 1.3 以下に設計すべきではない.

軸受材質としては, ホワイトメタルより錫-アルミニウム合金が耐焼付き性に優れている.

本研究の遂行に当たり, 種々ご援助頂いた大同メタル工業株式会社・田中正, 吉田一誠の両氏に謝意を表します. また, 資料整理にご協力頂いた大分大学文部技官・嶋田不美生氏にも感謝致します.

記号

- c : 半径すきま
- D : 軸径
- e : 偏心量
- e_0, e_0' : 偏心形軸受の軸, 軸受の各偏心距離
- E : 弾性変形
- E_B : 軸受のだ円率
- h : 油膜厚さ
- h_0 : 最小油膜厚さ
- H : 無次元油膜厚さ $= h/c$

k : 軸受メタルの変形係数
 $= t_a \{ 1 - 2 \nu^2 / (1 - \nu) \} / E$
 L : 軸受幅
 m : パッド数
 n : 軸方向油溝の数
 N : 軸受の揺動数
 p : 油膜圧力
 p_0 : 最大油膜圧力
 p_f : 給油圧力
 p_ω : 軸受面圧 $= W / DL$
 P : 修正圧力関数 $= \Psi H^{2/3}$
 q : 換算圧力 $= \{ 1 - \exp(-\alpha_0 p) \} / \alpha_0$
 r : 軸半径
 r_a : だ円の副小円半径
 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 : 軸方向油溝の円周方向ピッチ角
 α_0 : 粘度の圧力係数
 δ : パッドの有効円周角
 δ_B : だ円の長軸と短軸の半径差
 ε : 偏心率 $= e / c$
 η : 粘度
 η_0 : 常圧粘度
 θ : 円周角 $= \Theta - \phi$
 θ_{i1} : i 番目のパッド先端までの円周角
 θ_{i2} : i 番目のパッド後端までの円周角
 θ_i : 円周方向流入角 $= \Theta_i + \phi - \phi$
 θ_0 : 円周方向流出角 $= \Theta_0 + \phi - \phi$
 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 : 連桿比
 ν : ポアソン比
 $\tau = \omega_0 t$
 ϕ : 偏心角
 ϕ_0 : 軸心線の水平からの傾き角
 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
 $\overline{\omega} = \omega / \omega_0$

文 献

- 1) 和栗・ほか2名, 機論, 48-425, C(昭57-1), 86.
- 2) Wakuri, Y., ほか2名, Proc. JSLE Int. Tribol. Conf., II (1985), 325.

- 3) 和栗・ほか2名, 舶機誌, 22-3(昭62-3), 207.
- 4) Wakuri, Y., ほか2名, 17th CIMAC Paper D-41(1987).
- 5) Ciliberto, G. and Mariani, L., 12th CIMAC A21(1977).
- 6) 和栗・ほか2名, 機論, 47-424, C(昭56-12), 1643.
- 7) 和栗・ほか2名, 舶機誌, 17-5(昭57-5), 380.
- 8) 和栗・ほか2名, 機論, 51-461, C(昭60-1), 114.
- 9) Wakuri, Y., and Soejima, M., Proc. JSLE Int. Tribol. Conf., II (1985), 319.
- 10) Booker, J.F., ほか2名, Trans. ASME, J. Lubr. Technol., 104-4(1982-10), 478.
- 11) Booker, J.F., ほか2名, Trans. ASME, J. Lubr. Technol., 106-3(1984-7), 352.
- 12) Goenka, P.K., and Booker, J.F., Trans. ASME, J. Lubr. Technol., 105-1(1983-1), 1.
- 13) Martin, F., Tribology of Reciprocating Engines, (1983), 9, Butterworths.
- 14) 和栗・ほか2名, 機論, 55-510, C(平1-2), 431.
- 15) 和栗・ほか2名, トライボロジスト, 34-8, (平1-8), 52.

〔質 疑 応 答〕

質問者 川崎重工業(株)明石技術研究所エンジン研究室
徳永佳郎

〔質問〕 以下のことについて質問する。

- (1) だ円形および偏心形の軸受は、従来形軸受に比べて負荷能力的に優れていることを示しているが、これらの軸受は実用されているか。
- (2) だ円形と偏心形の軸受を油膜厚さと負荷能力について比較すると、どちらの軸受が優れているか。
- (3) だ円形軸受が従来形軸受よりも優れていることは理解できたが、だ円形軸受はどのようにして製造するかを示して欲しい。
- (4) 図11において、 $p_{\omega \max}$ は $2\psi/\alpha$ が1近傍では α の減少とともに、 $2\psi/\alpha$ が1.3近傍では逆に α の増大とともに増加しているが、その理由は何か。
- (5) クロス軸受にライニングするメタル合金材として、ホワイトメタルやアルミニウム合金が通常用いられるが、本文中に示された三つの形式の軸受にはどのような軸受材質が適しているか。

〔回答〕

- (1) 偏心形軸受の実用化について、イタリアの Grandi Motori Trieste の Drei は¹⁾、シリンダ直径が600mmから1060mmの大形二サイクルディーゼル機関のクロス軸受に既に多数使用したことを報告している。しかし、だ円形軸受については未だ実用化されてない。
- (2) 軸受の代表的な油膜特性値である $h_{0\min}$ や $p_{\max}$ に最も影響を及ぼす因子はすきま比 c/r であるので、同一すきま比のもとで両者の比較を行う。また偏心形軸受は、主軸側の負荷条件が偏心軸側より厳しいので、主軸側の油膜特性値を用いる。まず図8の $c/r=0.0003$ において、

偏心形軸受の h_{0min} の方がだ円形軸受のそれよりもかなり大きい。そして図 6 に示すように、偏心形軸受の方は油膜厚さが大きく変動する。つまり、油膜厚さに関しては偏心形軸受の方が優れている。一方、両形式の軸受とも p_{max} はほぼ同じであり、負荷能力的にはほとんど差がない。したがって、軸受性能としては偏心形軸受の方が優れていると思われるが、この問題は今後実験的に検討したい。

(3) 著者らはだ円形軸受の最適軸受形状を検討し、 E_B の最適値は 1.1~1.6 であることを示した³⁾。それは本研究の計算条件において、短軸方向の半径すきま $96 \mu m$ に対して長軸方向の半径すきまが $200 \mu m \sim 250 \mu m$ の範囲の大きさに相当する。したがって、軸受面の形状をだ円に加工するのは必ずしも容易でない。だ円形軸受の加工法として次の二つが考えられる。一つは、軸受の中心軸を切削工具の回転軸から僅かに傾けて軸受面をボーリングする方法である。もう一つは、厚さが円周方向で不均一なシェルの軸受メタルを製作し使用する方法である。

(4) 従来形軸受において、油膜の粘性摩擦により軸と軸受の間で発生する熱は、軸受の揺動すべりによる軸方向油溝との油膜交換で除去しなければならない。そのときの発生熱量はすべり速度やパッドの面積すなわち α の大きさなどに関係し、油膜交換の能力は $2\psi/\alpha$ の大きさ

と密接に関係する。図 11 の実験値 $p_{\omega max}$ は、 $2\psi/\alpha$ の影響を受けると同時に α の影響も受けて変化している。

$2\psi/\alpha$ 値が 1.3 近傍（この値を越えると油膜交換が十分に行われる）では、 α の増大に伴い負荷能力 $p_{\omega max}$ は増大する。ところが、 $2\psi/\alpha$ 値が 1 近傍（油膜交換が十分ではない）では、 α が小さい程発熱が抑えられ、すべり面の冷却が有利になり、 $p_{\omega max}$ が増大するためであろうと考える。

(5) 一般に軸受合金材は、軸受の荷重、すべり速度、軸と軸受間の取付け方法などにより異なる。軸受に通常使用されている材質は、なじみ性の高いホワイトメタルか耐疲労性の大きいアルミニウム合金であり、前者は低荷重軸受に、後者は高荷重軸受に適している。このことから、次のような軸受の合金材と形式の組み合わせが考えられる。

従来形軸受では、負荷能力の大きい接触軸受状態を実現するために軸受すきまをできるだけ小さくしている。したがって、従来形軸受にはなじみ性のよいホワイトメタルが適している。一方、偏心形軸受は油膜厚さの変動や油膜圧力が比較的大きいので、なじみ特性よりもむしろ耐疲労性の大きいアルミニウム合金が適している。だ円形軸受には、比較的厚い油膜厚さが形成され油膜圧力もそれ程大きくないので、両材質とも適合し得る。