

コンロッド大端部軸受の弾性流体潤滑解析

小笹俊博，鈴木繁雄，野田卓

Elastohydrodynamic Lubrication Analysis of Con-Rod Big-End Bearings

Toshihiro Ozasa, Shigeo Suzuki, Takashi Noda

要 旨

弾性流体潤滑理論をコネクティングロッド（以下コンロッド）大端部軸受の潤滑解析モデルに応用した。コンロッド大端部軸受では，慣性力による軸受の変形と油穴の効果を含むことが必要である。本研究では，弾性流体潤滑理論を慣性力による変形と油穴を含むように改良し，軸受の潤滑への慣性力と油穴の影響について示した。また，理論計算とエンジンを用いた実験とを比較し，弾性流体潤滑理論の妥当性と必要性について確認した。

Abstract

The elastohydrodynamic lubrication theory was applied to a lubrication analysis model of con-rod big-end bearings. The model was improved by taking account of the bearing deformation by body force and the effect of oil holes. The improved model was applied to a practical engine, and the influences of body force and oil holes on lubrication were estimated.

After that, the model was examined by comparing the theoretical results and the experimental ones. The propriety of the model was experimentally verified by the orbital movements and the rubbing trace on a bearing surface. The bearing deformation appeared in both theoretical and experimental results; the elastohydrodynamic lubrication theory proved necessary. Finally, the body force and oil holes were found to play important roles on the theoretical calculation; they should be incorporated in the elastohydrodynamic lubrication theory of con-rod big-end bearings.

キーワード

エンジン，コンロッド，滑り軸受，流体潤滑，弾性流体潤滑，実験，荷重，軸心軌跡，摺動面，観察

1. はじめに

滑り軸受の潤滑理論は，エンジンの信頼性を確保するための設計手段の一つとして古くから研究され，Campbellら¹⁾，Martin²⁾によって解説されている。エンジン軸受のなかでも，コンロッド大端部軸受は，動きが複雑でシリンダ内の爆発力と往復運動部の慣性力による過酷な変動荷重下にある

ため，研究対象として最も重要である。

軸受の弾性変形は，特に高速の自動車用エンジンの潤滑において重要である。計算機の進歩に伴い，流体潤滑に軸受の弾性変形をも考慮した，弾性流体潤滑（Elastohydrodynamic Lubrication，以下EHD潤滑と略す）理論がコンロッド大端部軸受に応用されるようになった。Fantinoら³⁾によって始まった大端部軸受のEHD潤滑解析モデルでは，軸

受の変形は2次元構造モデルで計算されたが、OhとGoenka⁴⁾は軸受の変形を詳細な3次元構造モデルで計算するように発展させた。基本の確立後も、数値解法が改良されてきた。しかし、EHD潤滑理論を実際の大端部軸受に応用するには、エンジンの状況に則した改良が必要である。

軸受は軸受荷重によって変形するばかりでなく、慣性力(すなわち体積力)によっても変形する。コンロッドの場合、高速で往復・回転運動するので、体積力の影響を無視できない。これを考慮するEHD潤滑理論はvan der Tempelら⁵⁾によって軸受面への集中荷重を補正する形で取り入れられた。AitkenとMcCallion⁶⁾は、体積力の影響を構造体内部の変形とするように、計算法を改良した。しかし、コンロッド形状には単純化した構造が用いられた。また、エンジン軸受では、油供給穴が潤滑性能に大きな影響を与えるものと推察され、油穴を考慮したEHD潤滑解析モデルも開発されているが⁷⁾、油穴の影響については十分に言及されていない。

一方、実験では、コンロッド大端部軸受の変形がCampbellら¹⁾、Butcher⁸⁾、GoodwinとHolmes⁹⁾によってEHD潤滑理論が応用される以前に明らかにされ、剛軸受を仮定した理論解析の限界が指摘されていた。しかし、上述の理論研究の進歩にもかかわらず、EHD潤滑理論による計算と実験を比較した例はさわめて少ない。

EHD潤滑理論と実験の比較については、軸受試験装置による江口と染谷¹⁰⁾の静荷重と擬似動荷重下での研究、Toriiら¹¹⁾の静荷重下での研究がある。江口と染谷は、軸受の軸心位置と油膜圧力を、短軸受のEHD潤滑理論による計算値と比較した。Toriiらは、コンロッド大端部軸受の軸心位置を、有限幅のEHD潤滑理論による計算値と比較した。これらの報告では、理論計算は実験と定性的に一致している。

エンジンによる実験研究は、Batesら¹²⁾により、軸受全体の電気容量を測定して、最小油膜厚さの履歴を計算する方法で行われた。Fantinoら¹³⁾の理論計算と比較されたが、理論計算と実験に隔たりがあるようである。基礎的な研究では、最小油膜厚さの議論の前に、すき間や軸心軌跡について、理論計算と実験の比較をすべきである。Aitkenと

McCallion¹⁴⁾はButcher⁸⁾のすき間履歴の測定結果を引用した。測定とEHD潤滑理論計算の定性的な一致から、剛軸受の流体潤滑理論に比べ、EHD潤滑理論がより適していると考えられた。この実験は低速で行われたもので、EHD潤滑理論を用いる潤滑解析の必要性を明らかにするには、高速エンジンを対象とする実験研究が必要である。また、軸心軌跡を実験により示すことができれば、軸受の変形の状況が明らかになり、EHD潤滑理論の妥当性について適切な判断ができる。

ここでは、エンジンの運動による変動荷重下でのコンロッド大端部軸受の潤滑について、剛軸受の流体潤滑理論、EHD潤滑理論、体積力と油穴を含む改良EHD潤滑理論の各潤滑解析モデルを作成した。これらの潤滑解析モデルによる計算を比較し、すき間形状、弾性変形、体積力、油穴の潤滑特性への影響を明らかにした。また、体積力と油穴を含む改良EHD潤滑解析モデルの必要性について明らかにした。次に、コンロッド荷重と軸心軌跡、高速運転後の軸受メタル表面の観察について、自動車用ディーゼルエンジンを用いた実験と計算を比較し、EHD潤滑理論の妥当性について調べた^{15)~18)}。

2. コンロッド荷重

コンロッド大端部軸受の荷重と、コンロッドの歪み測定位置(5.1項)の荷重と曲げモーメントを、エンジン機構に基づく動力学により計算した。この計算では、次の仮定を設けた。

- (1)エンジンは信号取出しのための、リンク機構付きとする。
- (2)ピストン、ピストンリング、小端部、リンク機構の接合部の摩擦力は無視する。
- (3)シリンダ圧力に測定値を用いる。
- (4)慣性力の計算では、ピストン、ピストンピン、ピストンリング、リンク機構のスイングアームの接続部品を集中質量とする。
- (5)コンロッドとリンク機構のスイングアームでは、質量の分布と加速度の分布を考慮する。コンロッドの慣性力の計算には構造解析の構造モデルを用いる。
- (6)軸受と歪み測定位置の理論荷重は、小端部ま

わりのモーメントの釣合とコンロッドに作用する力の釣合から求める。

3. 軸受の潤滑理論

コンロッド大端部軸受の流体潤滑理論は、2章で求めた軸受荷重と油膜圧力による反力の釣合から、油膜圧力の分布、軸心の位置、また軸心の位置によって定まる油膜厚さの分布を計算するものである。この時、軸受の変形と圧力による潤滑油粘度の変化を考慮するものがEHD潤滑理論である。本報告では、さらに、体積力によるコンロッド大端部軸受の変形と油穴の油膜圧力分布への影響を計算するため、EHD潤滑解析モデルを改良した。

3.1 流体潤滑理論

流体潤滑理論には、油膜厚み方向の圧力が等しく、油の慣性力が無視できるものとして、非圧縮性流体の流動方程式を単純化した、Reynolds方程式が用いられる。 x, y, z, θ をコンロッドの横、縦、幅、角度方向の座標の変数とすると、Fig. 1よりReynolds方程式は軸受面を基準に、次式で表される。

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) - 6\eta \left(\frac{h}{R} \frac{\partial U_h}{\partial \theta} - \frac{U_h}{R} \frac{\partial h}{\partial \theta} - 2V_h \right) = 0 \quad (1)$$

ここに、 R はコンロッド大端部軸受の基本円の半径、 h は油膜厚さ、 p は油膜圧力、 U_h と V_h はクランクピンジャーナルの軸受表面に対する接線と半径方向の速度成分、 η は油の粘度である。すき間すなわち油膜厚さは

$$h = R - \sqrt{r^2 - (E_x \sin \theta - E_y \cos \theta)^2 - E_x \cos \theta - E_y \sin \theta + L_{p0}} \quad (2)$$

である。ここに、 E_x と E_y は偏心の x と y 成分、 r はクランクピン半径、 L_{p0} は基準円からの半径方向の初期偏差ベクトル $[L_{p0}]$ の要素である。Fig. 1に示すように、大端部に作用する荷重の x, y 成分を W_x, W_y として、これらと油膜反力の釣合を求める。コンロッド小端部の摩擦が無いと仮定すると、小端部まわりのモーメントの釣合から W_x と p および接線方向の剪断力 τ との関係が求められる。また、 y 方向の荷重の釣合から W_y と p および τ の関係が求められる。これらは次式によって表される。

$$\begin{aligned} W_x - \int \int_{p>0} \left\{ p \cos \theta - \tau \left(\sin \theta - \frac{R}{s} \right) \right\} R d\theta dz &= 0 \\ W_y - \int \int_{p>0} \left\{ p \sin \theta + \tau \cos \theta \right\} R d\theta dz &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

ここに s はコンロッドの大小端間距離で、 W_x は小端部まわりのコンロッドの慣性モーメントが $W_x s$ に等価であるとして求めた。

数値計算では式(1)を差分化した後、Newton-Raphson法⁴⁾を用いて数値解を求める。ここでは、軸受の縁を境界条件として扱うとともに、計算上絶対圧力が負となるキャピテーション領域を数値解析の対象領域から除外する。このキャピテーション領域の判定にはMurtyのアルゴリズム⁴⁾を用いた。また、軸受幅方向の縁の圧力は大気圧、キャピテーション領域の圧力を絶対圧力でゼロとした。

3.2 弾性流体潤滑理論

弾性流体潤滑理論では、前項の流体潤滑理論に、コンロッド大端部軸受の変形と圧力による粘度の変化を考慮する¹⁵⁾。 η_0 を絶対圧力ゼロ($p=0$)での油の粘度、 G を粘度の圧力依存係数として、粘度の圧力依存性を $\eta = \eta_0 e^{-G \cdot p}$ で表すと⁴⁾、Reynolds方程式は、

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 e^{Gp} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 e^{Gp} \frac{\partial p}{\partial z} \right) - 6\eta_0 \left(\frac{h}{R} \frac{\partial U_h}{\partial \theta} - \frac{U_h}{R} \frac{\partial h}{\partial \theta} - 2V_h \right) = 0 \quad (4)$$

となる。 L_p を軸受の基本円からの偏差 $[L_p]$ の要素とすると、油膜厚さ h は次式で表される。

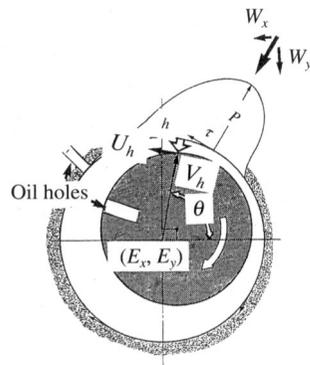


Fig. 1 Journal bearing.

$$h = R - \sqrt{r^2 - (E_x \sin\theta - E_y \cos\theta)^2 - E_x \cos\theta - E_y \sin\theta} + L_p \quad (5)$$

基本円からの偏差 $[L_p]$ は初期偏差と弾性変形による軸受面の変形の和として表される。体積力の影響を無視し、半径方向の要素のみを変形として考慮すと、基準円からの偏差ベクトルは

$$[L_p] = [u_R] + [L_{p0}] = [C] \cdot [p] + [L_{p0}] \quad (6)$$

と記述される。ここに、 $[u_R]$ は節点の半径方向の変位ベクトル(変形)、 $[L_{p0}]$ は基準円からの半径方向の初期偏差ベクトル、 $[p]$ は油膜圧力ベクトルである。 $[C]$ は軸受面の油膜圧力分布を軸受面の変形分布に変換するマトリックスである。これは軸受面の剛性マトリックスの逆マトリックス、すなわちコンプライアンスマトリックスで、油膜圧力から軸受面の変形 $[u_R]$ を効率よく計算するために、FEMによるコンロッドの構造解析から求める。

3.3 弾性流体潤滑理論の改良

コンロッド大端部軸受の変形をEHD潤滑理論で正確に解析するには、コンロッドの運動に伴う慣性力(すなわち体積力)による変形と、油穴の油膜圧力や油膜厚さの分布への影響を考慮する改良が必要である¹⁶⁾。式(6)に体積力による変形を加え、半径方向の要素のみを変形として基準円からの偏差ベクトルを求めると

$$[L_p] = [C] \cdot [p] + [u_{BR}] + [L_{p0}] \quad (7)$$

となる。ここに、 $[u_{BR}]$ は体積力による半径方向の変位ベクトル(変形)で、体積力による軸受面の変形をFEMによる構造解析で求める。

Fig. 1(実験ではFig. 8)に示すように、コンロッド大端部軸受では、油供給穴がクランクピンにあり、オイルジェット穴が軸受にある。オイルジェット穴は油供給穴と重なる時に、シリンダとピストンに油を供給する。油穴の影響は、軸受の縁やキャピテーション領域と同様に、油供給穴とオイルジェット穴位置の圧力を境界条件として扱う。油供給穴の圧力を油の供給圧とした。油供給穴の位置はクランクシャフトの回転位置によって変化するため、オイルジェット穴の圧力は油供給穴と重ならない時に大気圧とし、オイルジェット穴と油供給穴が重なる時、重なる部分を油の供給圧とした。なお、油穴の圧力は、式(3)の力の釣合においても考慮して計算した。

4. コンロッド大端部軸受の計算例

理想的な形状を対象とする軸受理論と、実際のエンジン軸受の潤滑解析モデルの違いをまず明らかにする必要がある。ここでは、断面形状に伴う軸受基準円からの初期偏差ベクトル $[L_{p0}]$ 、体積力による変形 $[u_{BR}]$ 、油穴などの計算結果への影響について述べる。

計算は、5章の実験に用いた4ストロークサイクル、4気筒、2000cm³の自動車用ディーゼルエンジンのコンロッド大端部軸受を対象にした。主な諸元をTable 1に示した。幅方向中央で現象が対称であるため、数値計算は半幅について行った。分割数は、周方向に72、幅方向に5 ($\Delta\theta = 5^\circ$, 半幅 / $\Delta z = 5$)とした。潤滑油の粘度の値には、5000rpm全負荷時に測定した軸受温度に対応する5.9mPa·sを用いた。粘度の圧力依存性については不明で、 $G = 0$ とした。コンプライアンスマトリックス $[C]$ と体積力による変形 $[u_{BR}]$ は、Fig. 2の要素数784、節点数1473の構造モデルで求めた。

4.1 円筒軸受とした場合

EHD潤滑理論の実際への応用に先立ち、体積力と油穴が無く、軸受断面が真円の円筒軸受 ($[L_{p0}] = 0$) を対象に、EHD潤滑理論による潤滑計算を行った。潤滑計算の結果、エンジン1サイクルの油膜の圧力と厚さの分布、軸受に対するクランクピン中心の運動(軸心軌跡)が求められるが、潤滑の状況が時々刻々変化するエンジン軸受では、これらの状況は膨大な情報となるので、通常は、最も重要な最大油膜圧力と最小油膜厚さの履歴を表示することが多い。Fig. 3はコンロッド大端部軸受の荷重に対する最大油膜圧力と最小油膜厚さを示している。最小油膜厚さは、圧縮上死点付近で大きい。この図は、基本的なEHD潤滑理論によるもので、次項に示す実際の軸受を想定した結果の基礎となる計算結果である。

4.2 実際のすき間形状の場合

エンジン軸受の断面形状は潤滑油の流量を確保し、軸受メタルの分割面の影響を小さくするために、クラッシュリリーフを設け、やや横長に設計される。そこで、計算には実測に基づく初期偏差 $[L_{p0}]$ (Fig. 10と11の半径すき間: $R - r + L_{p0}$) を用い

た。6mm径の油供給穴はクランクピンにあり、クランクピンとクランクシャフトの中心を結ぶ軸から時計回りに44.5°の角度に設けられる。6mm径のオイルジェット穴は軸受のロッド側にあり、コンロッド中心軸から反時計回りに30°に位置している。オイルジェット穴は、クランクピンの油供給穴と一致したときに、シリンダとピストンに油を供給するための穴である。

(1) 最大油膜圧力と最小油膜厚さ

4.1項の円筒軸受と同様に、剛軸受の流体潤滑理論、EHD潤滑理論（体積力と油穴が無い）、体積力と油穴を含むEHD潤滑理論の最大油膜圧力と最小油膜厚さを比較した。Fig. 4に、エンジン1サイクルの最大油膜圧力と最小油膜厚さの履歴を示す。EHD潤滑理論の最大油膜圧力と最小油膜厚さは、軸受の弾性変形により、剛軸受より小さくなる。

Table 1 Engine, con-rod and linkage system specifications.

Engine		
Bore Stroke		86 × 85 mm
Radius of crank		42.5 mm
Radius of crankpin journal		25.25 mm
Piston pin offset from cylinder axis		0.5 mm
Reciprocating mass (with linkage system)		717.8(735.8) g
Oil feed hole	diameter	6 mm
	location	44.5° from the axis between crankshaft and crankpin centers in rotating direction
Con-rod		
Length between centers of small and big ends		132 mm
Radius of big-end bearing		25.285mm
Width of bearing		18.8 mm
Mass		754.9 g
Oil jet hole	diameter	6 mm
	location	30° from con-rod axis in rod side in anti-rotating direction
Young's modulus		2.058×10^5 MPa
Poisson's ratio		0.26
Linkage system		
Swing arm 1	length	124 mm
	mass	24 g
Swing arm 2	length	50 mm
	mass	20 g
	y_{0Link}	45 mm
	x_3	117 mm
	y_3	144 mm

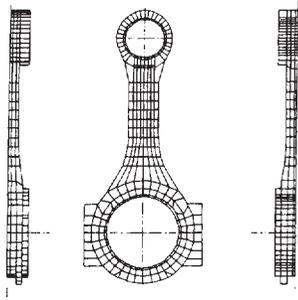


Fig. 2 Structural model.

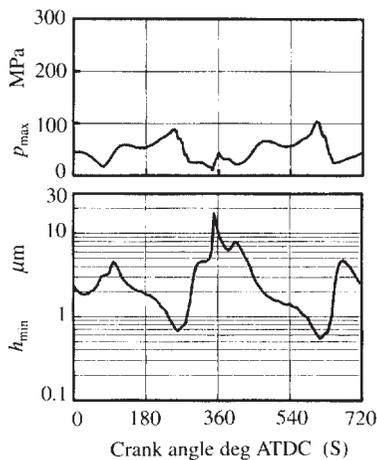


Fig. 3 Maximum hydrodynamic pressure and minimum film thickness of a cylindrical bearing calculated by EHD lubrication theory (Full load, 5000rpm).

これは、5.4項にも示すが、油膜圧力による弾性変形で油膜厚さが軸受幅方向に変化し、軸受の中央で油膜厚さが厚く、縁で薄くなるためである。また、Fig. 3と比較すると、同一のEHD潤滑解析モデルでも、半径すき間形状によって計算結果が異なることがわかる。さらに、BDC [180°と540° ATDC(S)] 付近の期間で、体積力と油穴を含むEHD潤滑理論は、これらがないEHD潤滑理論より、最大油膜圧力を大きく、最小油膜厚さを小さく見積もる。

体積力は軸受表面形状を変化させるので、油膜厚さと油膜圧力の履歴と分布に影響する。油供給穴は、圧縮上死点 [360° ATDC(S)] 付近で油膜域を横切り、この期間の油膜に影響する。また、オイ

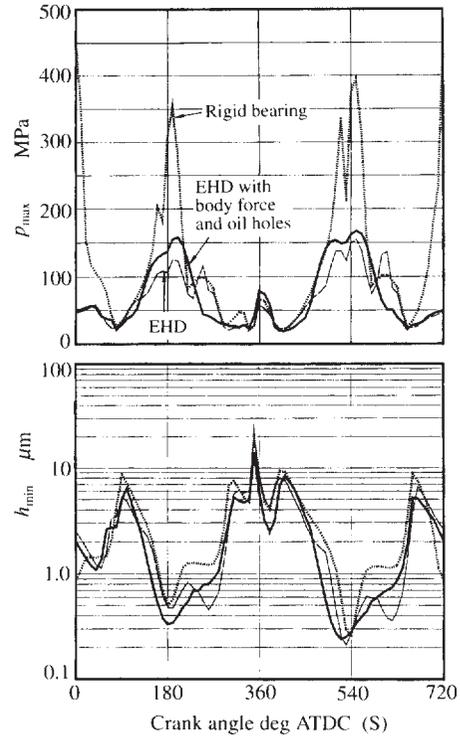


Fig. 4 Maximum hydrodynamic pressure and minimum film thickness of a real bearing (Full load, 5000rpm).

ルジェット穴は、油膜域がロッド側にある間、油膜圧力に影響する。そこで、体積力と油穴の影響について次に計算例を示す。

(2) 体積力と油穴

ここでは、体積力と油穴の効果を考慮する場合としない場合について、EHD潤滑理論による計算結果を比較した。Fig. 5は、軸受中央における、軸受まわりのすき間の分布である。EHD潤滑理論で、体積力を考慮するものと考慮しないものとを比較した。体積力の影響は、横方向加速度が大きい90°、270°、450°、630° CAで顕著で、油膜の状況にも影響する。Fig. 6は油膜圧力の分布への油穴の影響を示したものである。この図では、半幅について計算した結果を軸受幅に合成した。油穴を考慮すると、油膜圧力は油穴のまわりで減少し、2つのピークを持つ圧力分布となる。最大油膜圧力は油穴が無い場合より有る場合が大きい。以上の結果から、体積力と油穴を含むEHD潤滑理論が必要である。

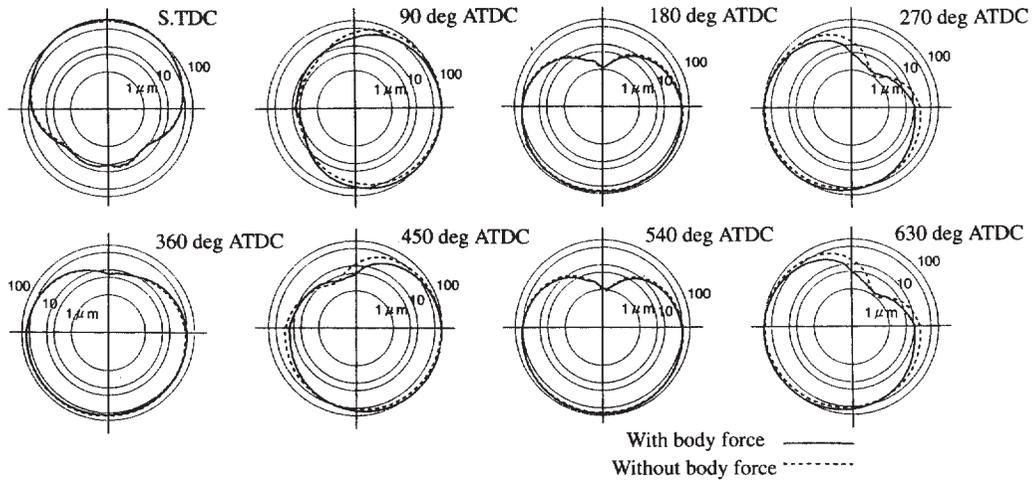


Fig.5 Effect of body force on oil film thickness on center line (Full load, 5000rpm).

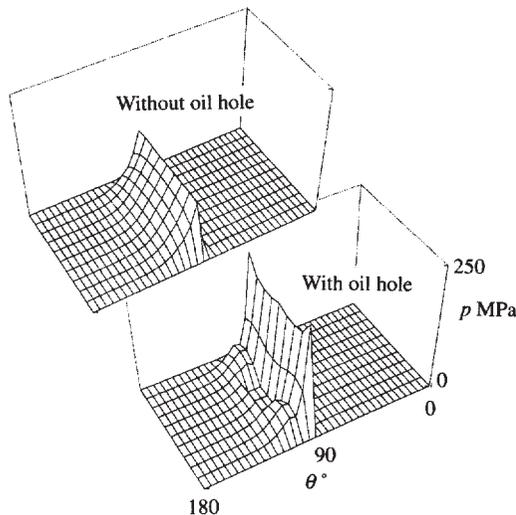


Fig. 6 Effect of oil hole on pressure (Full load, 5000rpm, 500° ATDC (S)).

5. 実験との比較

コンロッド大端部軸受のEHD潤滑解析モデルの実験による検証は、理論の妥当性を確かめる上で重要である。ここでは、4.2項で計算の対象としたディーゼルエンジンをを用いて測定し、理論計算と比較した¹⁵⁻¹⁸⁾。

5. 1 実験装置

エンジン運転中にコンロッドに作用する、軸荷重、曲げモーメント、クランクピンと大端部軸受の間のすき間を測定するために、ディーゼルエンジンに測定用コンロッドと信号線取り出しのためのリンク機構を取付けた。

Fig. 7に歪みゲージ、渦電流式変位計、熱電対を取付けたコンロッドを示す。軸荷重と曲げモーメントをロッド長のほぼ中央（小端部中心より60mm）の歪み測定から求めた。ロッドの両側面に歪みゲージをはりつけ、ロッドの中心軸方向の歪み測定をするが、温度補償のため中心軸方向に対して直角方向にも歪みゲージをはりつけた。4つの渦電流式変位計をロッドの中心軸から双方に45°傾いた対角線上に取付け、すき間を測定した。渦電流式変位計の幅方向の取付け位置は、油圧の高い領域をさけるために、軸受幅の1/4の位置とした。直径2mmの渦電流式変位計を取付け、すき間を接着剤でうめた。

各渦電流式変位計はエンジン雰囲気に近い温度（60～120℃）で検定した。渦電流式変位計と対のK熱電対は渦電流式変位計の出力補償のために用いた。軸受表面の形状を室温で測定し、半径すき間（ $R - r + L_{p0}$ ）を計算した。また、この半径すき

間を平滑化したものを理論計算に用いた。これらの半径すき間は、軸心軌跡を示すFig. 10, 11に、それぞれ直接示した。ディーゼルエンジンから信号線を取り出すために、コンロッドをFig. 8のリンク機構に取り付けた。軸受荷重へのリンク機構の影響を小さくするため、リンク機構にはスイングアームをピストンに取り付ける型式を用いた。エンジンをテストベンチに据え付けた後、歪みゲージ、渦電流式変位計、圧電型シリンダ内圧力ゲージの信号線を、増幅器を介し、ミニコンピュータに接続した。各運転条件で連続50サイクルにわたってデータを採取し、物理量に変換した後、アンサンブル平均した。

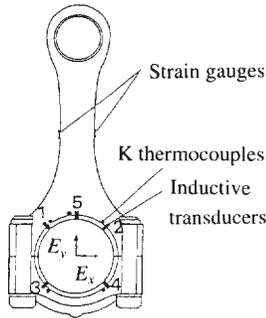


Fig. 7 Test con-rod.

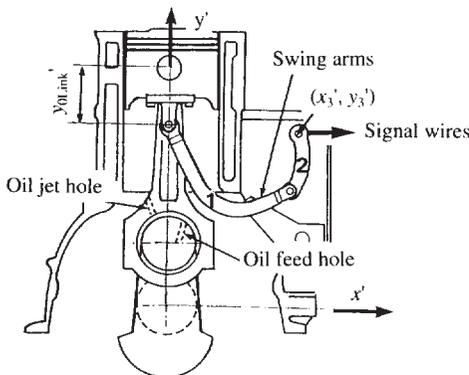


Fig. 8 Linkage system.

5.2 荷重

潤滑理論の検証の前に、コンロッドの理論荷重を実験により確かめた。Fig. 9に、試験エンジンを全負荷で運転した時の、歪み測定位置のコンロッドの軸荷重と曲げモーメントの履歴を示す。コンロッドの軸荷重と曲げモーメントの理論値は、3000rpm以下で実験値と良く一致する。この一致は荷重計算法の妥当性を裏付けている。5000rpmでは、曲げモーメントに振動の影響が生じるが、コンロッドの軸荷重は良く一致している。5000rpmの曲げモーメントの振幅は、最大横方向荷重による曲げモーメントの10%以下であり、大端部軸受の理論荷重を潤滑理論解析に用いることができる。

5.3 軸心軌跡

潤滑理論を評価するために、クランクピン中心の軸心軌跡を軸受表面で測定したすき間から求め、理論計算と比較した。軸受中心に対するジャーナル中心の動きをFig. 7の渦電流式変位計1, 2, 3, 4位置のすき間 h_1, h_2, h_3, h_4 から求める。軸受中心に対する x, y 座標の偏心成分は次式で表される。

$$E_x = E_{2-3} \cos 45^\circ - E_{1-4} \sin 45^\circ,$$

$$E_y' = E_{2-3} \sin 45^\circ + E_{1-4} \cos 45^\circ \quad (8)$$

ここに、 $E_{2-3} = h_3 - (h_2 + h_3)/2$, $E_{1-4} = h_4 - (h_1 + h_4)/2$ である。実験では E_y' は基準すき間形状よりキャップ側にシフトした。そこで、 E_y' は、渦電流式変位計5のすき間 h_5 によって次式で修正した。

$$E_y = E_y' - \{E_y'_{\min} + (h_{5\max} - h_{5\min})/2\} \quad (9)$$

ここに、添字maxとminは最大、最小値である。

4000rpmモータリングの条件での各理論計算と実験結果をFig. 10に比較した。この時の油の粘度は測定温度から $6.28 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ とした。渦電流式変位計5はこの状態で出力不良になったので、実験結果は E_x と E_y' で表した。このため、実験の軸心軌跡はキャップ側にシフトしている。すべての理論計算は実験に類似した傾向を示す。軸受の変形は実験結果にはっきり現れる。体積力と油穴の有無にかかわらず、EHD潤滑理論による計算においても軸受の変形が現れる。理論の変形は、実験と定性的に一致し、EHD潤滑解析の妥当性が確かめられた。ただし、理論の変形値は、実験よりいくぶん小さい。体積力と油穴を考慮することの重要性を4章の理論計算で示したが、体積力と油穴を考慮すると、

理論計算の軸心軌跡はさらに外に膨らみ、実験値に近づく。

Fig. 11は1000rpm全負荷での実験結果と体積力と油穴を含むEHD潤滑理論計算の比較である。この時の油の粘度は測定温度から $14.2\text{mPa}\cdot\text{s}$ とした。圧縮TDC[360ATDC(S)]付近で、実験と理論の軸心軌跡は、ロッド側で半径すき間を超える。これは、爆発力による変形を示しており、変形を考慮するEHD潤滑解析は低速においても重要である。

5.4 摺動面の観察

軸受の油膜が薄いとジャーナルと軸受が接触しやすくなる。そこで、軸受の理論油膜厚さと摺動痕の関係性を調べた。エンジンを慣らし運転した後、

コンロッド大端部軸受の軸受メタルを新しいものに取り換える。次に、エンジンの潤滑油と冷却水をヒータで所定温度まで加熱した後に、エンジンを運転して5000rpmにすみやかに設定する。約1時間運転した後に、エンジンを停止し、軸受メタルを取り外し、表面をCCDカメラ(Charge Coupled Device Camera)で撮影した。Fig. 12は写真撮影の概要で、表面観察時の照明条件の影響を除くために、新しい軸受と運転後の撮影像の明度差を画像処理し、摺動痕の発生位置を調べた。Fig. 13は軸受の表面観察の結果を軸受の表面温度と潤滑油温度の差温と比較して示している^{17,18)}。軸受の摺動痕は軸受幅方向の両端近くで発生し、この位置は高温域

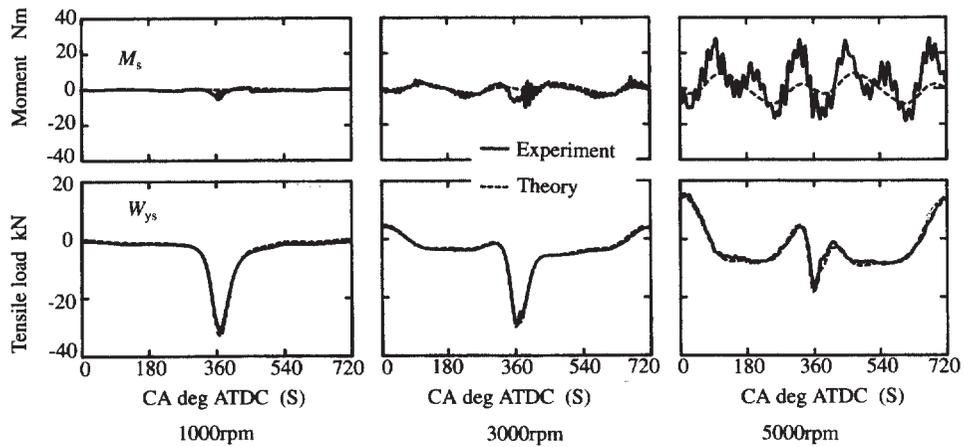


Fig. 9 Load and bending moment (Full load).

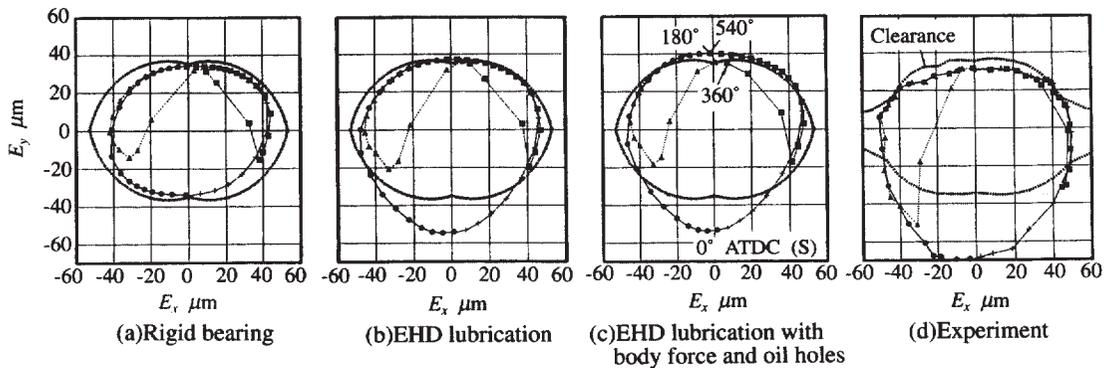


Fig. 10 Journal center orbits, experiment versus lubrication theories (Motoring, 4000rpm).

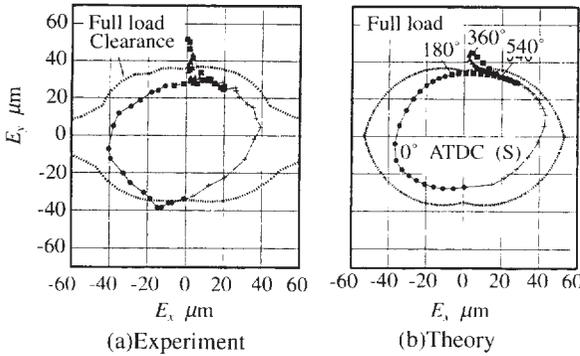


Fig. 11 Journal center orbits, experiment versus EHD lubrication theory with body force and oil holes (Full load, 1000rpm).

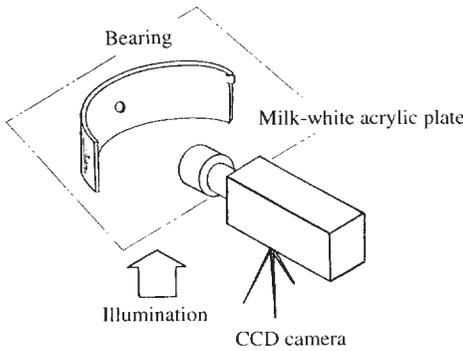


Fig. 12 Method of taking photograph of a bearing surface.

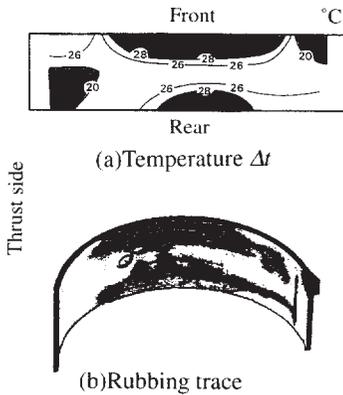


Fig. 13 Distribution of temperature difference, Δt , between a bearing surface and feed oil, and photograph of rubbing trace on a bearing surface (Full load, 5000rpm).

に対応している。EHD潤滑理論計算によるすき間の分布をFig. 14に示した。軸受の変形により軸受の縁近くで油膜が薄くなり、この位置でジャーナルと軸受が接触しやすくなる。これは軸受の表面観察の結果とも対応する。なお、軸受の変形により軸受の縁近くで油膜が薄くなることは、Fennerら¹⁹⁾や牛嶋ら²⁰⁾によっても報告されている。

6. おわりに

流体潤滑理論, EHD潤滑理論, 体積力による軸受の変形と油穴の影響を含むEHD潤滑理論の各解析モデルにより, コンロッド大端部軸受の潤滑特性を計算し, エンジンを用いた実験と比較した。この結果, 次の事が明らかとなった。

- (1)荷重：コンロッドの理論軸荷重は実験値におおむね一致し, 理論荷重の妥当性が明らかとなった。
- (2)すき間形状の影響：軸受のすき間形状は計算結果に大きく影響する。実際の軸受断面形状に基づくすき間形状で潤滑解析する事が必要である。
- (3)弾性変形の影響：油膜圧力による軸受の弾性変形で, 油膜厚さが軸受幅方向に変化し, 中央で厚く, 縁で薄くなるため, EHD潤滑理論の最大油膜圧力と最小油膜厚さは剛軸受の値より小さくなる。これは, 軸受の摺動面の観

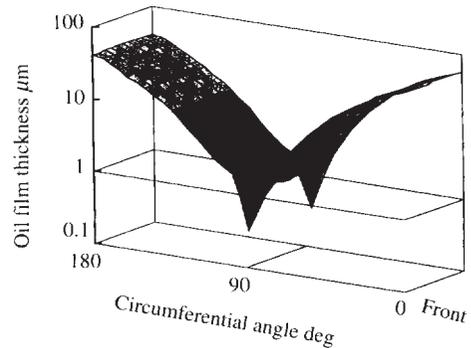


Fig. 14 Oil film thickness calculated by EHD lubrication theory (Full load, 5000rpm, 520° ATDC (S)).

察結果にも対応している。また、軸受の変形は実験結果とEHD潤滑理論計算による軸心軌跡にもはっきり現れる。したがって、弾性変形の影響を含む潤滑解析の妥当性が実験により、必要性が理論計算により明らかとなった。

(4)体積力と油穴の影響：軸受表面は、横方向加加速度が大きい時期に、体積力によって変形する。また、油膜圧力の分布は油穴の有無によって変化し、最大油膜圧力は油穴が無い場合より有る場合が大きい。体積力と油穴は油膜厚さと油膜圧力の履歴と分布に影響するので、これらを考慮するEHD潤滑理論が必要である。

以上の結果から、EHD潤滑理論の妥当性が実験により明らかとなった。また、体積力と油穴を含むEHD潤滑理論の必要性が理論計算により明らかとなった。

謝辞

本研究に御協力いただいたトヨタ自動車株式会社の関係者各位に謝意を表する次第である。また、本研究の実験では、試験用コンロッドとリンク機構の製作に山本匡吾、野沢右、大宮康裕の各氏の協力をいただいた。

参考文献

- Campbell, J., Love, P. P., Martin, F. A. and Rafique, S. O. : "Bearings for Reciprocating Machinery : A Review of the Present State of Theoretical, Experimental and Service Knowledge", Proc. Instn. Mech. Engrs., 182-3A(1967 ~ 68), 51 ~ 74
- Martin, F. A. : "Developments in Engine Bearing Design", Tribology Int., 16-3(1983), 147 ~ 164
- Fantino, B., Frene, J. and Du Parquet, J. : "Elastic Connecting-Rod Bearing with Piezoviscous Lubricant : Analysis of the Steady-State Characteristics", Trans. ASME J. Lubrication Technol., 101(1979), 190 ~ 200
- Oh, K. P. and Goenka, P. K. : "The Elastohydrodynamic Solution of Journal Bearings under Dynamic Loading", Trans. ASME J. Lubrication Technol., 107(1985), 389 ~ 395
- van der Tempel, L., Moes, H. and Bosma, R. : "Numerical Simulation of Dynamically Loaded Flexible Short Journal Bearings", Trans. ASME J. Lubrication Technol., 107(1985), 396 ~ 401
- Aitken, M. B. and McCallion, H. : "Elastohydrodynamic Lubrication of Big-End Bearings Part 1 : Theory", Proc. Instn. Mech. Engrs., 205(1991), 99 ~ 106
- Krasser, V. J., Laback, O., Loibnegger, B. and Priebsch, H. H. : "Anwendung eines elasto-hydrodynamischen Verfahrens zur Berechnung von Kurbeltriebslagern", MTZ, 55(1994), 656 ~ 663
- Butcher, A. E. : "Developments in the Measurement of Oil-Film Thickness in Dynamically Loaded Bearings", Proc. Instn. Mech. Engrs., 182-3G(1967 ~ 68), 105 ~ 108
- Goodwin, G. and Holmes, R. : "On Bearing Deformation and Temperature Distribution in Dynamically-Loaded Engine Bearings", Instn. Mech. Engrs., C2/82(1982), 9 ~ 15
- 江口隆夫, 染谷常雄 : "弾性変形するジャーナル軸受の油膜圧力分布に関する研究", 日本機械学会論文誌 (C編), 53-496(1987), 2673 ~ 2680
- Torii, H., Nakakubo, T. and Nakada, M. : "Elastohydrodynamic Lubrication of a Connecting Rod Journal Bearing in Consideration of Shapes of the Bearing", SAE Tech. Pap. Ser., No.920485, (1992), 6p.
- Bates, T. W., Fantino, B., Launay, L. and Frene, J. : "Oil Film Thickness in an Elastic Connecting-Rod Bearing: Comparison Between Theory and Experiment", STLE 44th Annual Meeting in Atlanta, Preprint 89-AM-2B-1, (1989), 12p.
- Fantino, B., Godet, M. and Frene, J. : "Dynamic Behaviour of an Elastic Connecting-Rod Bearing-Theoretical Study", SAE Tech. Pap. Ser., No.830307, (1983), 10p.
- Aitken, M. B. and McCallion, H. : "Elastohydrodynamic Lubrication of Big-End Bearings Part 2: Ratification", Proc. Instn. Mech. Engrs., 205(1991), 107 ~ 119
- 小笹俊博, 山本匡吾, 野田卓, 水谷嘉之, 山田正俊, 鳥居久直 : "コンロッド大端部軸受の弾性流体潤滑解析 エンジン実験による検証", 日本機械学会第71期全国大会講演論文集(Vol.D), No.930-63, 2006(1993), 25 ~ 27
- Ozasa, T., Yamamoto, M., Suzuki, S., Nozawa, Y. and Konomi, T. : "Elastohydrodynamic Lubrication Model of Connecting Rod Big End Bearings; Comparison with Experiments by Diesel Engine", SAE Tech. Pap. Ser., No.952549, (1995), 14p.
- 鈴木繁雄, 大宮康裕, 野沢右, 山本匡吾, 野田卓, 大堀正衛 : "コネクティングロッド大端部軸受の温度分布とその要因", トライボロジー会議予稿集, (1993), 649 ~ 652
- Suzuki, S., Ozasa, T., Yamamoto, M., Nozawa, Y., Noda, T. and O-hori, M. : "Temperature Distribution and Lubrication Characteristics of Connecting Rod Big End Bearings", SAE Tech. Pap. Ser., No.952550, (1995), 10p.
- Fenner, D. N., McIvor, J. D. C., Conway-Jones, J. M. and Xu, H. : "The Effect of Compliance on Peak Oil Film Pressure in Connecting Rod Bearings", Proc. 19th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, (1993), 149 ~ 156
- 牛嶋研史, 茂木勝也, 小林洋一, 青山俊一 : "潤滑油の圧力-粘度特性と軸受ハウジング剛性に着目したエンジン軸受の摩擦損失特性の解析", 第12回内燃機関シンポジ

ウム講演論文集, 自動車技術会, 日本機械学会共催,
No.61(9537222), (1995), 355 ~ 359

著者紹介



小笹俊博 Toshihiro Ozasa
生年：1951年。
所属：機械要素・トライボ研究室。
分野：トライボロジ, エンジン軸受の潤滑理論と実験。
学会等：日本機械学会, 自動車技術会会員。
1985年 自動車技術会論文賞受賞。
工学博士。



鈴木繁雄 Shigeo Suzuki
生年：1952年。
所属：機械要素・トライボ研究室。
分野：エンジンのすべり軸受に関する実験的解析。
学会等：日本トライボロジ学会会員。



野田 卓 Takashi Noda
生年：1947年。
所属：機械要素・トライボ研究室。
分野：エンジン他のトライボロジに関する解析。
学会等：日本機械学会, 自動車技術会,
日本トライボロジ学会会員。