油路を含むコンロッド軸受の質量保存弾性流体潤滑*

(第3報, 供給油量測定との比較)

小 笹 俊 博^{*1}, 鈴 木 繁 雄^{*2}
野 田 卓^{*3}, 許 斐 敏 明^{*4}

Mass Conserving Elastohydrodynamic Lubrication for Con-Rod Bearings with an Oil Passage

(3rd Report, Comparison with Measured Oil Flow Rate)

Toshihiro OZASA^{*5}, Shigeo SUZUKI,
Takashi NODA and Toshiaki KONOMI

^{*5} Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Osaka Electro-Communication University,
18-8 Hatsu-cho Neyagawa-shi, Osaka, 572-8530 Japan

In the 1st report, the Elrod's cavitation algorithm was modified and applied to the mass conserving elastohydrodynamic lubrication, EHL, theory with a simple model of oil flow in an oil passage. In the 2nd report, the feature of the mass conserving EHL with oil passage was shown in comparison with the conventional EHL. In this report, the oil flow rate to a con-rod big-end bearing of an experimental engine was measured using a hot film anemometer under many operating conditions. The experimental results were compared with the theoretical calculations using the mass conserving EHL with oil passage. The theoretical cycle averaged oil flow rates to con-rod big-end bearing qualitatively agreed with the experimental ones.

Key Words: Mass Conserving Cavitation Algorithm, Elastohydrodynamic Lubrication, Journal Bearing, Con-Rod, Oil Flow, Oil Passage, Hot Film Anemometer

1. ま え が き

コンロッド大端部軸受(以後コンロッド軸受)の供給油量は潤滑状況を把握する上で重要である。このため、多くの測定が行われてきた⁽¹⁾⁻⁽⁷⁾。これを、計算に置換えることができれば、軸受の設計上有意義であるが、エンジンにおいて、計算と測定が比較された例はきわめて少ない⁽⁸⁾。

第1報⁽⁹⁾では、Elrod⁽¹⁰⁾のキャビテーションアルゴリズムを油膜域の油の密度変化を考慮するように修正して弾性流体潤滑⁽¹¹⁾(以後 EHL)に導入し、質量保存 EHL とした。さらに、質量保存 EHL と簡単な油路流れの式を連立して、油の流量とジャーナル油穴位置の圧力、軸受の潤滑の状況を同時に計算する手法について示した。

第2報⁽¹²⁾では、エンジン全負荷運転時のコンロッド供

給油量と潤滑の特性を、広く用いられている Murty アルゴリズムによるギューンベル境界条件の EHL⁽¹¹⁾、油路流れを考慮しない質量保存 EHL、油路流れを考慮した質量保存 EHL(以後油路を含む質量保存 EHL)について比較し、計算手法による違いを明らかにした。

ここでは、計算の検証のために、実験用に改造したエンジン⁽⁷⁾と熱膜流速計を用いてコンロッドへの油の流量を測定し、油路を含む質量保存 EHL と比較した。

2. 記 号

A : 熱膜流速計の検出部面積
 c : 比熱
 D : 油路の直径, D_s : 油穴の直径
 I : 電流
 k : 抵抗の温度係数
 l_s : 油路の長さ
 Nu : ヌセルト数 (Nusselt number) $Nu = \alpha w / \lambda$
 p : 圧力
 Pr : プラントル数 (Prandtl number) $Pr = c \mu / \lambda$
 Re : 熱膜流速計のレイノルズ数 (Reynolds number)

* 原稿受付 2001 年 12 月 21 日。

^{*1} 正員, (株)豊田中央研究所〔現:大阪電気通信大学工学部第1部(☎572-8530 寝屋川市初町18-8)〕。

^{*2} (株)豊田中央研究所(☎480-1192 愛知県愛知郡長久手町)。

^{*3} 正員, (株)豊田中央研究所。

^{*4} 正員, トヨタ自動車(株)〔現:九州大学大学院工学研究科(☎812-8581 福岡市東区箱崎6-10-1)〕。

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

$$Re = v w \rho / \mu, v = 2v_m$$

R_S : クランクシャフト中心から油路出口(クランクピンジャーナル表面の油穴)までの半径方向距離

R_0, R_f : 温度 T_0 と T_f 時の熱膜の電気抵抗

T : 温度

v_m : 油路断面の平均流速

w : 熱膜プローブの幅

α : 熱伝達率

λ : 熱伝導率

ν : 動粘度 $\nu = \mu/\rho$

μ : 粘度

ρ : 密度

添字

0: 基準状態

f: 熱膜

oil: 油

3. 実験

3.1 供試エンジンと測定装置

図1に実験装置を示す。供試エンジンは排気量 1600[cm³] 4 気筒ガソリンエンジンを改造したものである。クランクピンジャーナルへの供給油路を主軸受の油路と分離し、クランクシャフト中心からクランクピンジャーナルへ独立の供給油路をつくり、クランクシャフト先端から流体継手を介してエンジン外部油路と接合した。外部油路には定温度型熱線流速計(司測研 Model HC84)に接続リード線(Kanomax model 0142)を介して熱膜プローブ (Kanomax model 1269w) を取り付け、熱膜流速計で流量を測定した。ここで、3 番気筒を測定の対象にしたのは、すでに軸心軌跡や供給油量と大端部軸受の接触、温度の測定をこの気筒で行ってきたエンジン⁽⁷⁾を用いたため、測定用のリンク装置が 3 番気筒に取り付けやすい構造である。1 番 2 番気筒のピ

Fig. 1 Experimental engine and apparatus for measuring oil flow rate to con-rod bearing.

ストンとコンロッドを取り外すため、この状態でバランスするように、クランクシャフトのカウントウェイトを調整した。このエンジンは、直流動力計駆動による非燃焼のモータリング運転が広い回転域にわたり可能である。しかし、2 気筒であるので、燃焼運転では、燃焼による荷重に対し慣性荷重が小さいため、低速では振動が大きくなる。従って、全負荷運転では、3000 [rpm]以上で実験した。また、実際の 4 気筒運転より油の温度が低い。そこで、オイルパンに電気ヒータによる加熱回路をもうけ、ポンプで油を循環することにより加熱した。

3.2 熱膜流速計の検定 熱膜流速計の熱膜プローブを図2に示す。この部分を取り外し、検定用の同一径の油路に取り付け、実験と同じエンジン油の定常流場で重量秤によって流量を測定して検定した。エンジンオイルの容器にはヒータを取り付け、あらかじめ加熱して油の温度を定めた。熱膜プローブ表面の薄膜フィルムの温度による電気抵抗変化を次の一次式で近似する。

$$R_f = R_0 \{1 + k(T_f - T_0)\} \quad (1)$$

定温度型熱膜流速計では一定抵抗(温度)になるように電流が変化する。熱膜を流れる電流による発熱と熱膜から油にうばわれる熱は等しく

$$A\alpha(T_f - T_{oil}) = I^2 R_f \quad (2)$$

となる。熱伝達率を流速、温度に対して検定した。図3の結果より、熱膜プローブの熱伝達の実験式は次式となった。

$$ANu - 3.035 \times 10^{-5} = 4.51 \times 10^{-8} Re^{0.5} Pr^{0.8} \quad [m^2] \quad (3)$$

Nu , Re , Pr の物性値に熱膜と油の平均温度の値を用い、 Re の代表長さに熱膜プローブの幅を用いた。なお、動粘度 ν [mm²/s] と密度は測定値により次式で表したが、比熱と熱伝導率は伝熱工学資料⁽¹³⁾の潤滑油(潤滑油)の値とした。

$$\log_{10} \{ \log_{10} (\nu + 0.7) \} = 7.8828 - 3.0616 \log_{10} T \quad (4)$$

$$\rho = 0.8858 - 6.3049 \times 10^{-4} (T - 273.15) \quad [g/cm^3] \quad (5)$$

熱膜流速計の応答性の検定は、高周波の規則的な変動流れ場を作ることが難しく、行なっていない。ここで用いた熱膜流速計は定温度制御のためのフィードバック回路に高い周波数応答性を持つので、プローブの応答性が流速計の応答性となる。プローブの応答性は熱膜部の熱伝達が大きいと高く、熱容量が大きいと低いので、流体の温度や流速にも影響される。液体の流速測定には石英被覆の白金フィルム熱膜プローブが用いられ、応答性の良いもので 3 [kHz]と表示されている⁽¹⁶⁾。ここで用いた熱膜プ

ローブの応答性は表示されていないが、最大流速において熱膜流速計内部回路に応答性の調整用に準備される 1 [kHz] の方形電流を用いて応答性と安定性の調整をしたので、1 [kHz] の現象には応答する。

Fig. 2 Schematic diagram of a hot film probe in an oil passage ($w=2.5\text{mm}$).

Fig. 3 Nu vs. Re assuming laminar flow (Parabolic velocity distribution).

4. 計算の条件

第1報⁽⁹⁾の油路を含む質量保存 EHL を実験用エンジンに適用する。コンロッド軸受の潤滑計算に関係する諸元を表1に示す。軸受荷重の計算は図4に示す実験でのシリンダ内圧力の測定値と機構に基づく慣性力による。シリンダ内圧力の測定は Kistler Type5007 チャージアンプと圧電センサによった。また、軸受すき間は測定対象のコンロッド軸受を所定の状態で組立てたときの軸受面中央の形状とクランクピンジャーナルの直径から求めた。測定には CARL ZEISS 社製の接触式万能三次元測定機 (UPMC550, 分解能 0.2[μm])を用いた。エンジンを全負荷で運転したときのコンロッド軸受の荷重とすき間は、すでに第2報に示した⁽¹²⁾。

Fig. 4 Cylinder pressure.

Table 1 Dimension 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	D_s [mm]	5
location	[deg.]	22.3
: the angle on crank pin center in rotational direction from crank center - crank pin center axis ⁽⁹⁾		
Oil jet hole diameter	[mm]	3
location	[deg.]	110
: the angle from x axis ⁽⁹⁾		
Compressibility factor ⁽⁹⁾	β [MPa]	500
Oil passage length	l_s [mm]	600
diameter	D [mm]	6
Stroke of engine	[mm]	77
Radius between Crank center and oil hole at crank pin journal	R_s [mm]	57.51
Total mass of piston, pin and rings	[kg]	0.431
Con-rod: Length	l [mm]	122
Mass	[kg]	0.408
Young's modulus	[Pa]	2.058×10^{11}
Poisson's ratio		0.26
Density	[kg/m ³]	7.9×10^3
Grid points $m \times n$ (half width)		72×6

Table 2 Viscosity of oil (SAE7.5W30)

Engine speed [rpm]	Bearing Temp. [K]	Viscosity μ [mPa·s]	Oil passage Temp. [K]	Viscosity μ [mPa·s]
1000 (M)	343	16.6	331	24.3
2000 (M)	348	14.6	338	19.6
3000 (M)	357	11.5	341	17.9
3000 (F)	375	7.71	351	13.8
4000 (M)	378	7.23	355	12.4
4000 (F)	384	6.45	357	11.7
5000 (M)	399	4.94	356	11.9
5000 (F)	400	4.81	358	11.3

(M): Motoring (F): Full load

Fig. 5 Pressure at hot film probe.

Fig. 6 Reynolds number, Re , in engine experiments.

油の粘度を表 2 に示す。粘度は潤滑油の運転時の温度に基づき式(4)と式(5)で計算した値である。また、コンロッド軸受の弾性変形計算のための構造モデルは第 1 報⁽⁹⁾に示した。

計算での油路入口圧力は熱膜プローブ位置に設置した TEAC SA55 DC アンプと KULITE HEM-375 半導体圧力トランスデューサによる測定値(p_{hf})であり、これを図 5 に示した。流量は第 1 報⁽⁹⁾の油路断面の平均流速より求めた。

5. 実験と計算の比較

図 6 はエンジンでの測定を図 3 の検定と比較するために、熱膜プローブの熱伝達から式(3)を介してレイノルズ数を求めた。1000[rpm]の一部の期間で検定の最小値を若干下回るが、ほぼ検定範囲内にあり、流量測定できる。

Fig. 7 Comparison between theoretical and experimental oil flow rates under motoring operation; mass conserving EHL with oil passage vs. hot film anemometer.

図7はエンジンを直流動力計によりモータリング運転したときの油の流量を示している。回転数は1000と2000[rpm]である。図8はエンジンを3000, 4000, 5000[rpm]の最大負荷で運転したときの油の流量を示している。図中の細線はいずれもデータ採取した連続50サイクルの最大と最小の結果である。図7(a)と(b)のサイクル変動はきわめて小さく、平均値と重なり、図中に現れなかった。図7と図8の流量は実験がなだらかであるのに対し、計算に急激な変化が生じている。特に、計算における360と720[deg. ATDC]直前の流量の急激な変化は、エンジンシリンダに油を供給するオイルジェット穴とクランクシャフト油路の重なりによる。この期間は形状寸法から22.9[deg.]であるが、計算では13[deg.]である。オイルジェット流の発生期間は1000[rpm]で2.2から3.8[ms] (263から461[Hz])となり、3000[rpm]では1[kHz]以上になることも考えられる。それより低い回転数では、オイルジェット流は検出されるはずであるが、図7の実験に現れていない。また、1サイクルに4回現れる流れのとつ状の変動も実験と計算で大きさが異なる。1000[rpm]では実験の変動が計算より大きいものに対し、2000[rpm]では小さい。いずれも、実験が計算に遅れる。図8の実験ではゆるやかな変動だけになる。

油路に非圧縮性の油が完全に充てんされ、油路容積が不変であれば油路の位置による応答遅れはない。しかし、実際にはコンロッド軸受から測定位置まで管路の長さが600[mm]あり、この中に急な曲がり、エンジンの回転部と外部との接合用の流体継手、振動吸収のための径の等しい樹脂管を含むので、軸受の急激な流量変動が減衰してしまったものと考えている。

本実験では熱的にも安定したエンジン外部で専用の接続リード線によって熱膜プローブと熱膜流速計を接続しているので、信頼性の高い値であり、従来筆者らが行なった測定⁽⁷⁾より高い応答性を持つ。しかし、流量変動の確認にはさらに高い応答性を持った測定法^{(5),(6)}が必要である。中瀬⁽⁶⁾は、クランクシャフト油路のクランクピン側出口付近に直径5[μm]のタンゲステン熱線プローブを取り付けた。応答性は36[kHz] (計算による推定値)で、オイルジェット流が測定された。この測定は、本報告の問題点を解決したものだといえる。しかし、測定回路内に回転部との接続のためのスリッピングがあり、非常に小さな抵抗を扱う定温度型熱線流速計では、その影響が気になる。

図7と図8に主な回転数での流量の履歴を示したが、これを前提にしてエンジンのサイクル平均流量を計算し図9に示した。図9(a)はモータリング運転したときの結果、図9(b)は全負荷運転したときの結果である。低速での計算値は実験値より低い。低速になるほど流量が少なく、計算値と実験値の差は相対的に大きくなった。これに対し、高速

Fig. 8 Comparison between theoretical and experimental oil flow rates under full load operation; mass conserving EHL with oil passage vs. hot film anemometer.

では、計算値が実験値を上回るが、両者は良く一致した。全体として、回転数に対するサイクル平均流量の傾向は実験と計算で定性的に一致している。油路の無い(油穴の油圧を一定とする)質量保存 EHL と Murty アルゴリズムによる従来の計算手法⁽¹²⁾も同図に示した。これらの計算法では油路の応答遅れを考慮しないので変動もやや大きく、オイルジェットによる流れも大きいことから、さらに大きい流量になる。低速では従来の計算手法が実験と一致しているが、これは図 7 に示す実験で全期間にわたって流れているのに対し、オイルジェットの流れが大きいことによる。そこで、低速においても従来の手法に優位性はない。本報告で用いた油路を含む質量保存 EHL 計算は低速域を除けば実験にかなり近く、従来の計算手法と比べて、より妥当であるものと考えられる。

計算と実験の違いは流速計の応答性に一因がある。また、コンロッドのロッドとキャップの接統面の軸受すき間は実際には数百[μm]にもおよぶが、第 2 報に示した計算に無理のない値にしている⁽¹²⁾。計算より多量の油が接統面の軸受すき間から漏れるため、図 7 に示すように、実験では全期間にわたって流れるのに対し、計算ではきわめて低い流量であるものと考えている。差異の要因は油路と軸受の粘度を同じにした点、オイルジェット穴の流量係数が大きすぎた点にもある。

Wang ら⁽⁸⁾は筆者ら⁽⁷⁾がすでに発表した容積形流量計による測定と本第 1 報⁽⁹⁾と異なる油路の無い質量保存弾性流体潤滑を用いた計算を比較している。Wang らのエンジンにはオイルジェット穴が無い。この場合、本第 2 報⁽¹²⁾の計算例で示したように、油路の影響は比較的小さい。Wang らは 3000[rpm]以上で計算と測定が良く一致すること、高速で計算値が測定値を上回る傾向にあることなどを示した。計算と実験の手法に違いはあるが、基本的に筆者らと整合する見解が述べられている。

6. まとめ

第 1 報に示した Elrod のアルゴリズムを用いた軸受の質量保存 EHL モデルと油路のモデルを連立して油の流れを解析する手法⁽⁹⁾を用いてコンロッド軸受への供給油量を計算し、熱膜流速計で測定した流量と比較した。

- (1) 軸受すき間をはじめとする軸受諸元、軸受荷重、供給油圧、油の粘度などを実験にあわせ、実験用エンジンのコンロッド軸受への供給油量を、油路を含む質量保存 EHL で計算した。
- (2) 熱膜流速計をエンジン外部油路に取り付けコンロッドへの供給油量を測定した。実験の流量がなだらかな結果であるのに対し、計算では急激な変動が表れた。

Fig. 9 Comparison between theoretical and experimental cycle averaged oil flow rates; three theoretical calculations including mass conserving EHL with oil passage vs. hot film anemometer.

高速での流量変動の確認にはさらに高い応答性を持った測定法が必要とされる。

- (3) 上述の流量履歴を前提にしてモータリング運転と全負荷運転でのエンジンのサイクル平均流量を算出した。低速になるほど流量が少なく、計算と実験の差は相対的に大きくなったが、サイクル平均流量と回転数の関係は実験と計算で定性的に一致した。

- (4) 油路を含む質量保存 EHL は前報⁽¹²⁾の結果をふまえると、従来の手法に比べて実験に近く、より妥当であるものと考ええる。

なお、本論文の概要はすでに口頭発表した^{(14), (15)}。御質疑、御意見をいただいた方々に謝意を表する。

文 献

- (1) Hashizume, K and Kumada, Y, *SAE Paper* 910160, 1-8, (1991)
- (2) 橋爪・山田・熊田, 自技会, 学術講演会前刷集, 921, 921137(1992), 117-120.
- (3) Okamoto, Y., Mochizuki, M., Mizuno, Y. and Tanaka, T., *SAE Paper* 950947, (1995), 1-11
- (4) Holland V. J. and Schwarze, H., *MTZ*, 58-3 (1997), 156-160.
- (5) 栗栖・藤井・宗藤・香川・小泉, 自技論, 28-3, (9736609)(1997), 11-16.
- (6) 中瀬・斉藤・加藤・小浜・増田, 自技会, 学術講演前刷集, 89-98, 127, 9839056 (1998), 5-8.
- (7) Suzuki, S., Ozasa, T., Noda, T. and Konomi, T., *SAE Paper* 982439 (1998).
- (8) Wang, D., Parker, D. and Williams, B., *SAE Paper* 2000-01-2919 (2000).
- (9) 小笹, 機論 68-666, C (2002), 613-620.
- (10) Elrod, H. G., *Trans. ASME, J. of Lubr. Tech.*, 103, July (1981), 350-354.
- (11) Ozasa, T., Noda, T. and Konomi, T., *Trans. ASME, J. of Tribology*, 119 (1997), 568-578.
- (12) 小笹, 機論 68-666, C (2002), 621-627.
- (13) 日本機械学会, 伝熱工学資料, 改定第2版 (1973), 260.
- (14) 小笹・鈴木・野田・許斐, 機講論, 00-1, II(2000), 353-354.
- (15) Ozasa, T., Suzuki, S., Noda, T. and Konomi, T., *Synopses of Int. Tribology Conf. Nagasaki*, 4E1-3 (2000), 508.
- (16) Kanomax カタログ, CAT No. 251.