ジャーナル軸受における連続油膜の研究*
(第1報, 両端加圧給油形透明軸受を用いた圧力分布特性)

小西 忠孝**, 馬場 充**, 水川 洋一***

A Study of Continuous Oil Film in Journal Bearings
(1st Report, Pressure Distribution)

by Tadataka KONISHI, Mitsuru BABA, and Youichi MIZUKAWA

Pressure distribution has been measured and analyzed to clarify the fundamental characteristics of "continuous oil-film" formed in transparent journal bearings, into which oil in general use is supplied. The results are as follows: (1) Sommerfeld's distribution for perfect oil-film is approximately observed only under limited conditions: low eccentricity and low speed. Measured pressure mostly shows quasi-Sommerfeld's distribution, which is characterized by downstream shift of pressure profile and underdevelopment of pressure trough compared with Sommerfeld's distribution. (2) Calculated pressure, taking account of compression and expansion of fine bubbles in a lubricant, shows qualitative agreement with experimental data. This would suggest that the behavior of bubbles constitutes the characteristics of continuous oil-film and remain to be further studied.

Key Words: Lubrication Journal Bearing, Continuous Oil-Film, Oil-Film-Rupture, Pressure Distribution, Sommerfeld's Condition, Bubble

1. 緒 言

従来, 油膜破断の生じていないジャーナル軸受では軸心軌跡の測定から Sommerfeld の条件が成り立つとされ⁽¹⁾⁽²⁾, また圧力分布測定例もほぼ Sommerfeld 形分布を示している⁽³⁾⁽⁴⁾. しかし, 測定軸心軌跡は油膜破断のない場合でも, 偏心率の小さい場合を除き, 水平より下がる傾向を示している. 先に著者らは油膜破断のない状態を容易に実現維持できる両端加圧給油ジャーナル軸受を考案使用して, 軸受性能を測定した⁽⁵⁾. その結果, 油膜破断のない場合, 従来の研究と同様の軸心軌跡を得たのに加えて, 圧力が Sommerfeld 形分布に近いもののその極小域近傍で十分発達しない場合の存在を明らかにして, これを準 Sommerfeld 状態と呼ぶことにした. 通常のジャーナル軸受では油膜破断のある場合が普通の状態として認識され, 多くの研究が行われているが, 全周連続油膜は特殊な場合とみなされてこれに関する研究は数少ない状況である. しかし, 流れの状態としては連続油膜のほうが普通で, 油膜破断がむしろ異常といえる. ジャー

ナル軸受では油膜内の流れの解明には, 油膜破断状態の検討のみならず, 連続油膜状態から中間的なし過渡的状态を経て破断に至る過程を理解することが極めて重要である. 本報はその第一歩として, 透明軸受で連続油膜の状態を直接確認しながら測定した圧力分布の結果と, これに加えた若干の理論的考察について示す.

2. 実験装置と実験方法

両端加圧給油ジャーナル軸受形式定偏心タイプの実験装置を図1に示す. 主軸①の両側は回転振れの影響を避けるため, アンギュラコンタクト玉軸受で支持されている. 油圧モータ②駆動により, 50~1500 rpm の無段階速度設定と正転・逆転が可能である. 回転数は電磁ピックアップ出力をカウントして測定する. 油膜の状態を観察しながら油膜圧力を測定するためのアクリル製試験軸受③は両側をロッド④, ⑤で垂直・水平方向に支持され, ねじ⑥, ⑦で軸に対する偏心位置が調節される. 偏心位置は渦電流形変位計⑧により軸に対する軸受の垂直・水平2方向相対変位を測定して求める. 潤滑油は軸受両側の円周みぞ周囲に90°おきに設けた各々4個の給油孔⑨から円周みぞ内に供給される. 給油温度は円周みぞ内に挿入したサーミスタ温度

* 昭和61年4月3日 第63期通常総会講演会において講演, 原稿受付 昭和60年9月24日.

** 正員, 岡山大学工学部 (〒700 岡山市津島中3-1-1).

*** ウシオ電機(株) (〒671-02 姫路市別所町佐土1194).

計で測定する。一連の実験における温度変動は、温度制御により $\pm 0.1^\circ\text{C}$ に抑えた。

給油圧力は円周みぞ部で、軸受内油膜圧力は試験軸受中央部の 0.5 mm の小孔を介して、それぞれ半導体圧力変換器⑩、⑪で測定する。これらのデータを直接マイクロコンピュータに取り込んでデータ処理を行った。試験軸受の主要寸法を表1に示す。実験は目視できる油中気泡を軸受内から除去した後、所定の回転数および給油圧力のもとで行った。軸受中央部円周方向圧力分布は、垂直・水平偏位の調節により圧力測定孔の角度位置を順次変えて測定した。

ここで偏心率および圧力測定孔角度位置設定の誤差について検討する。まず、軸の心振れおよび軸受の真円度による運転中の変位変動量は $2\text{ }\mu\text{m}$ 以下である。次に、アクリル軸受の油膜温度上昇による熱膨張を考える。ここでは簡単のため McCallion らの方法⁽⁶⁾で油膜温度上昇を見積もると、エネルギー方程式で軸および軸受表面が断熱されており、円周方向圧力勾配流れを無視した場合、軸受の幅方向中心位置で式(1)が成り立つ。

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial \theta} = \frac{2\bar{\eta}}{H^2} \dots\dots\dots (1)$$

ここで

$$\bar{T} = c_p \rho \frac{T - T_1}{\eta_1 \omega} \left(\frac{c}{R} \right)^2, \quad \bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_1} = e^{-\beta(T - T_1)}$$

表1 試験軸受主要寸法

Diameter $2R$	49.5 mm
Width L	50 mm
Radial Clearance C	0.305 mm
Clearance Ratio C/R	1.23×10^{-2}

c_p : 油の比熱, ρ : 油の密度, T : 油膜温度, T_1 : 油の入口温度, η : 油の粘度, η_1 : 油の入口粘度, ω : 軸の角速度, c : 半径すきま, R : 軸受半径, β : 定数を表す。

式(1)より実験条件 ($\eta_1 = 40\text{ mPa}\cdot\text{s}$ {40 cP}, $N = 1500\text{ rpm}$, $\epsilon = 0.7$)での温度上昇を計算するとたかだか 0.3°C 程度である。アクリルの熱膨張率は約 $7.0 \times 10^{-5}\text{ K}^{-1}$ であるので、半径すきまの増加は $0.5\text{ }\mu\text{m}$ にすぎない。次に、油膜圧力 p によるアクリル軸受の弾性変形を検討する。本実験における p の最大値は 200 kPa { $2\text{ kgf}/\text{cm}^2$ }程度であり、これを内圧を受けた薄肉円筒変形の式(2)を用いて計算すると、

$$\Delta R = \frac{R^2}{Et} \left(1 - \frac{\nu}{2} \right) p \dots\dots\dots (2)$$

軸受半径の増加量は約 $3.5\text{ }\mu\text{m}$ となる。ここで ΔR : 軸受半径の増加量, E : アクリル縦弾性係数 (30 MPa), t : 軸受の肉厚 (5 mm), ν : ポアソン比 (0.3)である。軸受内の高圧部は局所的で、大部分は平均圧 (本実験では $25 \sim 50\text{ kPa}$ { $0.26 \sim 0.51\text{ kgf}/\text{cm}^2$ }) 前後であるから、実際の変形量は $3.5\text{ }\mu\text{m}$ より相当小さくなる。以上の検討より、偏心率 0.7 , 角度位置 $\theta = 90^\circ$ (270°)にお

図1 実験装置

ける誤差は最大に見積もっても偏心率で約0.02以下、角度で1°以下である。

3. 圧力分布測定結果

図2～9にVG22マシン油を用いた場合の圧力分布を示す。図2～9の縦軸は油膜圧力 p 、横軸は最大すきまからの角度位置 θ である。図2～9で ϵ :偏心率, N :回転数, p_s :給油圧力, η :粘度(測定中の粘度範囲は $\eta \pm 0.18 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ ($\eta \pm 0.8 \text{ cP}$))を表している。○印は測定値, 実線は比較のため潤滑油を非圧縮性としてSommerfeldの境界条件で計算した理論圧力分布である。図2～7に $N=600 \text{ rpm}$, $p_s=25 \text{ kPa}$ (0.26 kgf/cm^2)における結果を示す。まず, 図2 ($\epsilon=0.4$), 図3 ($\epsilon=0.5$)の圧力分布はいずれもSommerfeld形を呈しており, 0.4より低偏心の場合も同様の結果が得られたことから, $\epsilon \leq 0.5$ ではSommerfeld形分布となることがわかる。

図4 ($\epsilon=0.6$), 図5 ($\epsilon=0.65$)ではほぼSommerfeld形を呈しているが, 最小すきまをはさむ前後のかなりの角度範囲にわたって圧力変化が遅れて現れ, 全体の分布形状が角度の大きいほうへ寄っている傾向がうかがえる。図6 ($\epsilon=0.7$)のように圧力振幅が大きくなると, 図4, 5にみられた実験値とSommerfeld形分布との違いがますますはっきりしてくる。また図6

からSommerfeld形より最高圧力は低く, 最低圧力は高くなっていることがはじめて見分けられる。偏心率のいっそう大きい図7 ($\epsilon=0.75$)は図6でみられた特徴をいっそう顕著に表している。

以上のごとく, 図4～7の結果は連続油膜状態でSommerfeld形とは異なる圧力分布の発生を示している。2章の精度の検討より, これは実験誤差をはるかに超えた大きな違いであることは明らかである。これらの結果は先に著者らが別の実験装置により铸铁製軸受で測定し, 準Sommerfeld状態と名付けた圧力分布

図4 圧力分布 ($\epsilon=0.6$)

図5 圧力分布 ($\epsilon=0.65$)

図2 圧力分布 ($\epsilon=0.4$)

図3 圧力分布 ($\epsilon=0.5$)

図6 圧力分布 ($\epsilon=0.7$)

に相当するものとする⁽⁵⁾。図2~7より連続油膜における圧力分布は低偏心率ではほぼ Sommerfeld 形となるが、偏心率が高く圧力振幅が大きくなると Sommerfeld 形から離れ準 Sommerfeld 形に移行していくことがわかる。図8は、図6の条件で給油圧力 p_s のみを 50 kPa に高めた場合であるが、この程度の p_s の違いはあまり影響がないことがわかる。図9は、図6の条件で回転数を 1000 rpm に高めた場合である。高回転数のため圧力振幅が大きくなり、準 Sommerfeld 形分布の特徴がよく現れている。図9の場合は Sommerfeld 状態に対する計算圧力最小値が絶対 0 atm 以下となるが、測定圧力は図7と同様約 -85 kPa $\{-0.87 \text{ kgf/cm}^2\}$ (ゲージ圧) 以下には下がっていない。

次に VG22 より低粘度の VG10 についても実験を

行い、ほぼ同様の結果が得られた。図10に VG10 における準 Sommerfeld 形分布の例を $\epsilon=0.7$, $N=1200 \text{ rpm}$, $p_s=25 \text{ kPa}$ $\{0.26 \text{ kgf/cm}^2\}$, $\eta=14.7 \pm 0.06 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ $\{14.7 \pm 0.06 \text{ cP}\}$ の場合について示す。この場合も圧力変化が遅れて現れ、分布形状が軸受角度の大きいほうへ寄っている傾向がよく現れている。測定最小圧力における傾向も VG22 と同様である。しかし、測定最大圧力は Sommerfeld 形より若干高くなっており、この点だけは VG22 の場合と異なっている。したがって粘度または油種による違いによる影響は圧力の最大値にだけみられ、その他の特徴はすべて共通していることがわかる。以上のごとく、鉱油で潤滑されたジャーナル軸受の連続油膜においては、Sommerfeld 形分布は圧力振幅が小さくなるような限られた条件でのみみられ、一般には圧力分布がみかけ上、Sommerfeld 形より軸受角度の大きいほうへ寄った形状などの特徴を示す準 Sommerfeld 形分布が観

図7 圧力分布 ($\epsilon=0.75$)

図9 圧力分布 ($\epsilon=0.7$)

図8 圧力分布 ($\epsilon=0.7$)

図10 圧力分布 ($\epsilon=0.7$)

測されることがわかる。今回の実験で明らかになった準 Sommerfeld 形圧力分布は圧力振幅の大小に依存しているが、これは今回給油圧力が比較的低い場合に限られていることとも関係があると考えられ、高給油圧における検討が必要である。

4. 連続油膜状態に関する考察

4.1 完全油膜と連続油膜 従来、油膜破断のない状態は完全油膜と呼ばれ、非圧縮性粘性潤滑剤に Sommerfeld の境界条件を適用して得られるいわゆる Sommerfeld 形分布の圧力を生ずるとされてきた。通常のジャーナル軸受では油膜破断のない状態はあまりみられず、これまでの数少ないデータが一応 Sommerfeld 形を示していたので、上記の認識が一般的であったのは無理からぬことといえる。しかし前記のごとく鉱油の場合、Sommerfeld 形の圧力は限られた条件のもとでのみ発生する。すなわち油膜破断のない場合、準 Sommerfeld 形と呼んだほうがむしろ一般的であり、Sommerfeld 形にみえる状態は準 Sommerfeld 形に属しながら、その特徴が判然としない場合といえる。

この観点からすると、完全油膜における Sommerfeld 形分布は理想的潤滑剤に対してのみ考えられるものとなる。そこで現実の潤滑油における油膜破断のない状態を区別するため、これを連続油膜と呼ぶことにする。連続油膜は、一方で完全油膜、他方で破断発生に近い状態を極限にもつといえる。連続油膜の状態は潤滑剤の性質と係る複雑な現象であり、その解明は軸受内の流動現象を理解するうえで極めて重要な課題であるといえる。

4.2 油中気泡の影響 大きな負圧が生じている軸受にわずかな外乱を与えると油膜は容易に破断する。破断発生直前の連続油膜中には目視できる程度の微細気泡の流れが観察される。油中気泡の挙動は拡散の問題もからむ複雑な現象で、多くの研究がみられるものの⁽⁷⁾、詳細は不明な点が多い。ここでは、問題を最も簡単化して気泡の影響を考えることにし、気体が気泡内外へ拡散することなく単純に圧力変化に応じて等温圧縮・膨張するものとする。また、気泡の大きさは油膜厚さに比べて無視でき、気泡による油の粘度変化はないものとする。いま気泡含有油の総質量を m 、絶対圧力 p_0 における体積を v 、そのうち気泡の占める体積比を α とすると、 p_0 における気泡含有油の密度 ρ は

$$\rho = m/v \quad \dots\dots\dots (3)$$

である。絶対圧力 p における気泡含有油の体積は $v\{(1$

$-\alpha) + \alpha(p_0/p)\}$ となるから、この時の密度 ρ' は m が一定より次のようになる。

$$\rho' = \frac{m}{v\{(1-\alpha) + \alpha(p_0/p)\}} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで無次元密度 ρ_d を ρ'/ρ とすれば ρ_d は式(3)、(4)より式(5)となる。

$$\rho_d = \frac{1}{(p_0/p-1)\alpha+1} \quad \dots\dots\dots (5)$$

次に圧縮性 Reynolds 方程式は ρ_d を用いると

$$\begin{aligned} \rho_d h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \left(3\rho_d h^2 \frac{dh}{dx} + h^3 \frac{\partial \rho_d}{\partial x} \right) \frac{\partial p}{\partial x} \\ + \rho_d h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + h^3 \frac{\partial \rho_d}{\partial z} \frac{\partial p}{\partial z} \\ = 6\eta u \left(h \frac{\partial \rho_d}{\partial x} + \rho_d \frac{dh}{dx} \right) \quad \dots\dots\dots (6) \end{aligned}$$

と表せる。ここで x : 円周方向座標, z : 幅方向座標, h : 油膜厚さ, u : 周速を表す。式(5)と式(6)を連立して解けば気泡を含有した連続油膜の圧力分布が求まる。図11は図6と同一条件について求めた圧力分布を完全油膜の場合と比較したものである。 $p_0=100$ kPa で3種類の α について示してある。 α の増加とともに分布形状は完全油膜の場合より軸受角度の大きいほうへ寄っており、気泡の圧縮性を考慮すると実験結果と定性的傾向が合うことがわかる。さらに詳しく検討するために図12~14に完全油膜の場合の圧力との差 $p - p_{\text{som}}$ を実験値は○印で、気泡理論値は破線で示す。図12は図4と同一条件の場合で、計算値が実験値と最も近くなるのは $\alpha=0.05 \sim 0.1$ である。

図6に対応する図13の場合、計算値は $\theta > 180^\circ$ の分布の谷の近傍では実験値の傾向をよく表しており、図12と同様 $\alpha=0.05 \sim 0.1$ で最も近くなる。しかし $\theta < 180^\circ$ の分布の山の近傍では計算値は実験値と逆の傾向となっている。図14は図10に対応する VG10 の

図11 油中気泡の影響

図 12 油中気泡の影響

図 14 油中気泡の影響

図 13 油中気泡の影響

場合で、実験値は $\theta < 180^\circ$ で $\alpha = 0.1$, $\theta > 180^\circ$ では $\alpha = 0.05$ の理論線に近くなっている。適合する α の値が 180° 前後で若干異なるものの、理論値は $\theta < 180^\circ$ でも実験結果と対応している。

以上の一連の計算結果と実験値を比較してまとめると以下のことが言える。気泡を考慮した理論は圧力分布の谷の部分の挙動を定性的によく表している。定量的には条件により実験値とよく合う α の値が異なるが $\alpha = 0.05 \sim 0.1$ は実際の油における値にほぼ見合っている。一方圧力分布の山の部分では理論値は VG 10 の実験値の傾向をよく表しているが、VG 22 の場合は異なっている。VG 22 のほうが VG 10 より粘度が高いことから油膜の温度上昇の影響も考えられるが、2 章での検討で温度上昇は極めてわずかであるので別の観点からの検討が必要である。いずれにしても気泡の影響を考慮すると、連続油膜の圧力分布特性を定性的に説明できる部分が少なくない。したがって今後この面での詳細な検討が必要であると考え、なお油中気泡を考慮すると軸心軌跡が水平よりやや下方へ下がるとい

う計算結果も得ており⁽⁸⁾、この点からも気泡が有力な一因であることがうかがえる。

5. 結 言

両端加圧給油形ジャーナル軸受を用いて、連続油膜状態における圧力分布を測定し、理論的検討を加えた結果以下のことが明らかとなった。

(1) 現実の潤滑油では完全油膜における Sommerfeld 形分布は限られた条件でのみ近似的に見られる分布である。連続油膜状態の圧力分布は、大部分その形状がみかけ上 Sommerfeld 形より軸受角度の大きいほうへ寄った特徴などを示す準 Sommerfeld 形分布となる。

(2) 油中気泡の影響を考慮すると連続油膜状態の分布特性を定性的に説明できる部分が多く、気泡が大きく関与していると考えられる。今後この面での検討が必要である。

終わりにデータ収集用のマイクロコンピュータおよび周辺装置を提供していただいたセイコーエプソン(株)に感謝の意を表す。

文 献

- (1) 森・ほか 2 名, 機論, 33-248 (昭 42), 658.
- (2) 和田・ほか 2 名, 潤滑, 16-1 (昭 46), 50.
- (3) Jakobusson, B. and Floberg, L., *Trans. Chalmers Univ. Technol.*, 190 (1957), 1.
- (4) Nakai, M., *Wear*, 39-1 (1976), 151.
- (5) 小西・ほか 2 名, 潤滑, 25-6 (昭 55), 387.
- (6) McClion, H., ほか 2 名, *Trans. ASME, Ser. F*, 92-4 (1970), 578.
- (7) 例えば, 島・辻野, 東北大学高速力学研究所報告, 34-333 (昭 49), 107.
- (8) 小西・ほか 2 名, 機講論, No. 834-5, (昭 58-3), 47.

討 論

〔質問〕 中原 綱 光〔東京工業大学〕

油膜の圧力分布はすきまに最も影響されるので、理論とのずれを問題にする場合には、とくに軸受すきま形状誤差の影響を明確にしておくことが重要である。貴論文では、変形しやすいアクリル樹脂製の軸受を用いているので、その様な変形、すなわち軸受半径の変化について検討しているが、半径の誤差よりも真円度の誤差の検討のほうが重要と思う。図9のような圧力分布による実際の弾性変形は真円度誤差を生む変形であり、しかも最小油膜厚さ付近で生じるので、偏心が大きいたときにはその変形は小さくても圧力分布への影響は無視できないと思う。理論による気泡の圧縮性の影響は図11に示されているように圧力の最高値および最小値を共に増加させる結果となっているが、図8, 9の実験値では最高圧力のほうが図11の結果と逆の傾向になっている。したがって、実験結果がSommerfeld形分布からのずれる原因として、弾性変形の影響は否定できないと思う。著者のお考えをお聞かせ願いたい。

〔回答〕 試験軸受の真円度誤差については(i)軸受形状自体の真円度と(ii)作動状態における真円度の検討が必要であると考えます。

(i) 軸受自体の真円度が影響するようでは、この実験の意味がなくなる。この点に配慮するのは、当然のこととして本文記載を省略したが、使用軸受として選定した際の誤差範囲について説明する。軸受内径誤差は同一断面で $5\mu\text{m}$ (幅方向に位置が異なる断面で考えても $7\sim 8\mu\text{m}$)以下である。また軸の心振れは $5\mu\text{m}$ 以下である。 $\epsilon=0.7$ における最小すきま約 $100\mu\text{m}$ に対して同一断面での軸受すきまの実測誤差は $3\mu\text{m}$ を超えない。さらに軸の正逆両回転による種々の条件のもとの圧力分布測定結果に有意な差はみられない。

したがって、軸受形状の真円度による影響はないと判断できる。

(ii) 本文中に記載のごとく圧力による変形量の検討値 $3.5\mu\text{m}$ は 200kPa の一樣内圧による単純膨張の参考値で、例えば図2~6, 8, 10では最高最低圧力の差ですら 200kPa 以下であり、実際の変形量は十分小さいと考えるのが妥当である。また圧力分布の山と谷の位置は極めて接近しており、両位置の変形は互いに相殺し合う効果が強い。以上のごとく実際の真円度誤差は十分小さいと判断できるのに加えて、本論文図10に示したように粘度の低いVG 10の場合、VG 22

の場合とはほぼ同様の傾向を示しているが、最高圧力はVG 22の場合と異なりSommerfeld形より高くなっている。

VG 22の結果の原因を変形による軸受すきまの変化に求めるとVG 10の結果を説明できなくなる。また本文中に記載のごとく別の実験装置を用いた鋳鉄製軸受〔詳細は文献(5)に記載〕による測定(VG 10相当の潤滑油使用、正逆回転)でも今回のVG 10の結果と全く同様の結果を得ている。使用した鋳鉄軸受では、肉厚が大きくかつ縦弾性係数はアクリルの約50倍で圧力による変形は全く問題とならない。

以上の点より測定した準Sommerfeld形圧力分布は真円度誤差に起因するものでなく、潤滑油の性質にかかわる現象と考える。

〔質問〕 小 野 京 右〔東京工業大学〕

一般に潤滑流体に圧縮性があると非回転時の圧力からくさび膜効果によって高まる正圧または負圧のピークが緩和され下がり、かつピークとピークの間の圧力が非圧縮性流体の場合に比して遅れる傾向を持つようになる。これは圧縮性の性質から容易に理解できるが貴論文の理論解析で正負圧のピークが圧縮性を考慮したほうが高くなる理由はなぜか。圧縮性のモデルの数式化または解析法に問題点はないか。

〔回答〕 図11は気泡含有油を非圧縮性流体と見なした場合(すなわち実際には気泡が含まれているので圧縮性をもつが、この影響を無視した場合)に対して気泡含有油の圧縮性を考慮した場合の α の影響を示したものである。本論文の圧縮性モデルの取扱いは、田中ら(付1)、川瀬ら(付2)と本質的に同じで、したがっていずれの研究も同様の結果となっている。油に気泡が含まれると、密度の変化だけでなく見かけの粘度も変化することが考えられる。本論文と文献(付1)は気泡の含有による粘度変化を無視したものである。文献(付2)は日向ら(付3)の研究を参考に気泡の含有により粘度がいったん上昇すると仮定しているが、池内ら(付4)は単純に粘度が低下するとして解析している。

以上のごとく見かけの粘度の理論的取扱いとしてはいろいろ考えられるが、微細気泡を含むせまいすきま内の流れでの詳細はまだ明確ではない。粘度が α に関

(付1) 田中・染谷, 機論, 38-315 (昭47), 3000

(付2) 川瀬・染谷, 機論, 51-470, C(昭60), 2562

(付3) 日向・大木, 機論, 37-293 (昭46), 97

(付4) 池内・森, 潤滑, 25-4 (昭55), 245

係なく一定とすると($\alpha=1$ という極端な場合, 計算上だけの話ではあるが油の粘度を有する気体のみによる潤滑となる) 圧力の最高値は高くなる。気泡含有油の粘度変化の詳細な検討とその結果に基づく圧力分布特性の議論は今後の検討課題と言える。

〔質問〕 京 極 啓 史〔東京工業大学〕

油膜圧力分布に対する気泡の影響について大変精密な実験を行われたことに敬意を表す。

(1) 圧力分布に影響を及ぼすほどの量(貴報告によれば体積分率で5~10%)の微小気泡が潤滑油中に分散している場合、潤滑油全体が相当白濁すると思われるが観察された結果について、写真などありましたらご例示願いたい。

(2) 「実験は目視できる油中気泡を軸受内から除去した後、行った」と述べられているが、気泡を除去しなかった場合は当然圧力分布が変化すると考えられ

る。気泡を除去しないで圧力分布を測定した結果があったらご例示いただきたい。

〔回答〕 (1) 本研究は通常の鉱物油を用いて従来あまり測定されていなかった連続油膜状態の圧力分布を測定したもので、本文 2533 ページ左欄 7 行めに記載しているように目視できる気泡を除去した状態で測定を行った。潤滑油は外見上普通の状態と特に変わったところはなかった。

気泡の影響を考慮した理論解析において用いた α の値は測定圧力分布と Sommerfeld 形分布との相違に対する一つの解釈として、理論的取扱いにおいて想定した値で特に測定したわけではない。

(2) 目視できる気泡があった場合、運転開始直後に大きな油膜破断が生じた。油膜破断が生じた場合、破断部の圧力はほぼ大気圧に等しくなり、従来の多くの測定例と同様の結果を示した。