弾性流体潤滑下における低粘性油膜のせん断挙動の解析*

中 村 健 太^{*1}, 村 木 正 芳^{*2}

Analysis of Shear Behaviour of a Low Viscosity Oil Film at EHL Conditions

Kenta NAKAMURA and Masayoshi MURAKI^{*3}^{*3} Department of Mechanical Engineering, Shonan Institute of Technology,
1-1-25 Tsujido-Nishikaigan, Fujisawa-shi, Kanagawa, 251-8511 Japan

An approximate thermal solution was derived for the traction curve of a low viscosity oil film such as an automotive lubricant under the EHL conditions. First, the effective viscosity-pressure coefficient and the effective pressure derived from the mean viscosity over the Hertzian contact were obtained by considering the distribution of the viscosity over the Hertzian contact. Then, the Eyring model was applied to the shear behavior of a lubricant film, the mean shear stress was given by the sum of the shear stress in the Newtonian region and that in the non-Newtonian region in the contact, in which dissipation of shear heating was considered. Finally, the thermal theory was verified by comparing the calculated results with the experimental results determined with a disk-on-roller type EHL tester. It was found that the approximate thermal solution described well the experimental results in the high slide/roll ratio with a sufficient accuracy.

Key Words: Elastohydrodynamic Lubrication, Traction, Low Viscosity Oil, Newtonian, Eyring Model

1. はじめに

地球温暖化防止の観点から、排出炭酸ガスの抑制が求められており、自動車にあっては省燃費化が課題である。省燃費化を推進するために、エンジン摩擦の低減が有効な一つの方策であって、エンジン油の立場からは、エンジン内部の摩擦損失を減らす潤滑油組成の研究開発が進められている⁽¹⁾。流体潤滑下の粘性抵抗低減を目的とした低粘度化と、境界潤滑下の摩擦低減のための摩擦調整剤の配合が一般的な手段である。一方、動弁系などの部分 EHL 領域においては、境界摩擦の低減の他に、接触部における粘度、すなわち高圧粘度の低下が有効と考えられる。一般にエンジン油基油には、水素化分解型鉱油や PAO (ポリアルファオレフィン) に代表される合成炭化水素など低粘度の高粘度指数パラフィン系油が用いられており、それらの粘度-圧力係数 α は、トラクション油などの合成ナフテンと比較してずっと低いことが知られている⁽²⁾。

ところで、大野らは EHL 下の潤滑油の状態が粘度

-圧力係数 α と圧力 p の積に依存して変化することを報告している⁽³⁾。すなわち、 $\alpha p < 13$ では粘性流体、 $13 < \alpha p < 25$ では粘弾性体、 $\alpha p > 25$ では弾塑性体と区別している。一方、Evans and Johnson はいわゆるトラクションマップを提案し、 αp の増大に伴い、油膜の性質がニュートン粘性からアイリング粘性、粘弾性を経て弾塑性的に変化することを報告している⁽⁴⁾。

本研究では、エンジン油基油の物性値から動弁系を対象にした EHL トラクションを簡単に見積もる方法を提案することを目的とした。従来トラクションに関する研究は、トラクションドライブとも関連して数多く報告されてきた⁽⁵⁾⁻⁽¹³⁾。もっともそれらの αp は概ね 13 以上であるので、粘弾性体あるいは弾塑性体としての取り扱いがなされている。一方本研究で対象とする動弁系では、運転温度 50~80℃ の下での高粘度指数油の α は 8~13 GPa⁻¹ であって、平均ヘルツ圧 1 GPa までを考慮すると、潤滑油膜は粘性流体の範囲にあると考えられる。また、市販油を用いた実機動弁系の実験によれば、弾性流体潤滑状態を示すカムのフランク部で摩擦係数は 0.05 程度であることが報告されている⁽¹⁴⁾。

油膜の粘性せん断挙動に関して、Crook は線接触に対するトラクションを表す解を示し⁽¹⁵⁾、Johnson and

* 原稿受付 2005 年 7 月 25 日。

^{*1} 学生員、湘南工科大学大学院工学研究科 (〒251-8511 藤沢市辻堂西海岸 1-1-25)。^{*2} 正員、湘南工科大学工学部。

E-mail: muraki@md.shonan-it.ac.jp

Cameron はトラクションの結果から求めた有効粘度の圧力と温度変化について論じているものの、実測高圧粘度との関係については言及していない⁽⁴⁾。著者らの一人は、接触圧を平均ヘルツ圧で仮定し、アイリングモデルを基に非線形粘性近似解を導出しているが⁽¹⁵⁾、その適用の結果は概ね $\alpha p > 10$ を対象にしている。

前述したように、使用する潤滑油を考慮した動弁系の αp は 13 以下である。粘性流体においても、 αp が大きい条件ではアイリング粘性が支配的になるので、トラクションに対しては粘度-圧力係数 α と非ニュートン性を表すパラメータが支配的になるが、 αp が小さい条件では、粘度そのものが重要になる。したがって、 αp が小さい範囲では、接触部におけるニュートン粘性領域の占める割合が多くなるので、圧力分布に伴う粘度の変化を考慮に入れる必要がある。

本研究においては、アイリングモデルを基に、せん断熱の影響を考慮した近似解を導出し、測定結果との比較によりその妥当性について検討する。ここでレオロジー特性値としての粘度には、接触部の圧力分布に伴う粘度の変化を考慮して得られる平均粘度を用い、非線形性を表すパラメータは分子容から算出する。もっともせん断応力の低い範囲では、非ニュートン性が現れないので、より簡単なニュートンモデルを用いることができる。そのような意味から、本論文ではまず、ニュートン粘性に基づく近似解を導出し、その適用範囲について論ずることとする。

2. 主な記号

h : 接触部中央油膜厚さ [m]
 K_f : 高圧下の油の熱伝導率 [W/m²°C]
 MW : モル平均分子量 [g/mol]
 p : 圧力 [Pa]
 P_e : 有効圧力 [Pa]
 $P_{\max}$: 最大ヘルツ圧 [Pa]
 P_{mean} : 平均ヘルツ圧 [Pa]
 r : 無次元半径
 T_0 : 基準温度 [°C]
 T_b : 入口温度 [°C]
 U : 平均周速 [m/s]
 V_{mol} : モル平均分子容 [m³/mol]
 V_t : 粘性体積 [m³]
 α : 粘度-圧力係数 [Pa⁻¹]
 α_e : 有効粘度-圧力係数 [Pa⁻¹]
 β : 粘度-温度係数 [°C⁻¹]
 ΔT : 入口温度からの油膜の平均温度上昇量 [°C]
 ΔT_f : 固体表面温度からの油膜の平均温度上昇量 [°C]

ΔT_w : 入口温度からの固体表面の平均温度上昇量 [°C]
 ΔU : すべり速度 [m/s]
 $\dot{\gamma}$: せん断速度 [s⁻¹]
 η : 粘度 [Pa·s]
 η_{mean} : 接触部における平均粘度 [Pa·s]
 η_0 : 入口温度 T_b における常圧粘度 [Pa·s]
 η_{R0} : 基準温度 T_0 における常圧粘度 [Pa·s]
 ρ_p : 油の高圧密度 [kg/m³]
 ρ_0 : 油の常圧密度 [kg/m³]
 τ : せん断応力 [Pa]
 τ_m : 平均せん断応力 [Pa]
 τ_0 : 特性応力 [Pa]
 $\zeta := 0.5b^{0.5}/(KC\rho U)^{0.5} + h/12K_f$

3. 接触部における粘度の取り扱い

本研究では粘性に基づくトラクションを表す解を求めるので、まず接触部における粘度の取り扱いについて論ずる。解析に当たって次の仮定を設けた。

(1) 接触部の任意の点における圧力は、 $P_{\max}$ を最大ヘルツ圧、 r を無次元半径とすると、次式で与えられる。

$$p = P_{\max} \sqrt{1-r^2} \quad (1)$$

$$r^2 = \left(\frac{x}{b}\right)^2 + \left(\frac{y}{a}\right)^2 \quad (2)$$

式中、 a と b はそれぞれ y 方向と x 方向の接触楕円の半長である。

(2) 粘度 η の圧力 p による変化は、 η_0 を常圧粘度、 α を粘度-圧力係数とすると次の Barus 式で表される。

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha p) \quad (3)$$

ここで、接触部の平均粘度 η_{mean} を与える圧力を有効圧力 P_e とし、そのときの粘度-圧力係数を有効粘度-圧力係数 α_e とすると η_{mean} は次式で表わされる。なお、 P_e と α_e は後述するように、粘度の圧力特性によって変化するパラメータである。

$$\eta_{\text{mean}} = \eta_0 \exp(\alpha_e P_e) \quad (4)$$

一方、 η_{mean} は式(3)に式(1)を代入して得られる次式により表される。

$$\eta_{\text{mean}} = \eta_0 \int_0^1 \exp(\alpha P_{\max} \sqrt{1-r^2}) 2r dr \quad (5)$$

平均粘度を与える α は α_e であるので、積分すると次式を得る。

$$\eta_{\text{mean}} = \frac{2\eta_0 \exp(\alpha_e P_{\max})}{\alpha_e P_{\max}} \left(1 - \frac{1}{\alpha_e P_{\max}}\right) + \frac{2\eta_0}{(\alpha_e P_{\max})^2} \quad (6)$$

式(4)と式(6)より次の関係が得られる。

$$\exp(\alpha_e P_e) = 2 \frac{\exp(\alpha_e P_{\max})}{\alpha_e P_{\max}} \left(1 - \frac{1}{\alpha_e P_{\max}} \right) + \frac{2}{(\alpha_e P_{\max})^2} \quad (7)$$

式(7)は、Barus 式を用いて平均粘度を表す際の有効圧力 P_e と最大ヘルツ圧 $P_{\max}$ の関係を α_e をパラメータとして表したものであって、その関係を図 1 に示す。低圧側では α_e によらず P_e は平均ヘルツ圧 P_{mean} に近いのに対して、圧力増大に伴い P_{mean} より高めの値を示し、 α_e が高いほど P_{mean} からの差は大きくなる。

さて、 P_e と α_e を求めるに当たって、実際の油の粘度-圧力関係では粘度-圧力係数 α は圧力によって変化するの、その影響を考慮に入れなければならない。そこで、 P_e と α_e の関係を表すのに Roelands 式⁽⁶⁾を用いることとした。

$$\eta = \eta_{R0} \exp \left\{ \left[\ln(\eta_{R0}) + 9.67 \right] \left\{ \left(\frac{T+135}{T_0+135} \right)^{-S_0} \times (1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^2 - 1 \right\} \right\} \quad (8)$$

式中の T は温度、 T_0 は基準温度、 η_{R0} は T_0 における常

Fig.1 Relationship between effective pressure and the maximum Hertzian pressure

Fig.2 Distribution of viscosity and α in the Hertzian contact for PAO at $P_{\text{mean}} = 0.52 \text{ GPa}$

圧粘度、 S_0 と Z は油に固有の定数である。図 1 に示したように、有効圧力 P_e は平均ヘルツ圧 P_{mean} と最大ヘルツ圧 $P_{\max}$ の間にある。そこで P_e と α_e は、 P_{mean} を初期値として、式(7)と式(8)の両方を満足させるまで繰り返し計算を行うことによって求める。

この取り扱い、 α を一定とした仮定(2)と一見矛盾するようであるが、トラクションを支配する接触中央部当たりの狭い圧力範囲を対象にする場合には、妥当な取り扱いと考えられる。図 2 は、ヘルツの圧力分布に対応した式(8)による η と α の分布を示したものであるが、中央部での α の変化は小さく、ほぼ一定と見なし得ることがわかる。

4. 理論解析

4. 1 ニュートン粘性解

4. 1. 1 等温解 ニュートン粘性に基づく解を導出するに当たり、以下の仮定を設けた。

- (3) 油膜厚さは Hamrock and Dowson の式⁽⁷⁾によって与えられる。
- (4) 接触部ではせん断流れのみを考慮する。
- (5) せん断応力 τ とせん断速度 $\dot{\gamma}$ の関係は次式で表される。

$$\tau = \eta \dot{\gamma} \quad (9)$$

上式を接触部に適用すると、平均せん断応力 τ_m は次式で表される。

$$\begin{aligned} \tau_m &= \int_0^1 \eta \dot{\gamma} 2r dr \\ &= \eta_{\text{mean}} \frac{\Delta U}{h} = \frac{\eta_0 \Delta U}{h} \exp(\alpha_e P_e) \end{aligned} \quad (10)$$

したがってトラクション係数 μ_N は次式で表される。

$$\mu_N = \frac{3\tau_m}{2P_{\max}} = \frac{3\eta_0 \Delta U}{2P_{\max} h} \exp(\alpha_e P_e) \quad (11)$$

4. 1. 2 非等温解 せん断熱の影響が現れる範囲のトラクションを表す解を導出するために、粘度-圧力-温度関係には式(3)を拡張した次式を用いる。

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha p - \beta \Delta T) \quad (12)$$

式中、 β は粘度-温度係数、 ΔT は入口温度からの温度上昇であって、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \Delta T &= \Delta T_w + \Delta T_f \\ &= \zeta \tau_m \Delta U \end{aligned} \quad (13)$$

式中、 ζ は定数、 ΔT_f は固体表面温度からの油膜の平均温度上昇、 ΔT_w は入口温度からの固体表面の平均温度上昇であって、それぞれ一次元の熱伝導を仮定して得られる次式で表される⁽¹⁰⁾。

$$\Delta T_f = \frac{\tau_m \Delta U h}{12 K_f} \quad (14)$$

$$\Delta T_w = \frac{0.5 \sqrt{b} \tau_m \Delta U}{\sqrt{K C \rho U}} \quad (15)$$

式中、 K_f は油の熱伝導率、 K , C , ρ はそれぞれ固体の熱伝導率、比熱、密度である。

せん断熱による油膜の平均温度上昇 ΔT を取り入れると τ_m は次式で表される。

$$\tau_m = \frac{\eta_0 \Delta U}{h} \exp(\alpha_e P_e - \beta \Delta T) \quad (16)$$

トラクション係数 μ_{TN} は、式(16)に式(13)を代入して得られる次式により、適当な数値計算によって求める。

$$\mu_{TN} - \frac{3\eta_0 \Delta U}{2P_{\max} h} \exp\left(\alpha_e P_e - \frac{2}{3} \beta \zeta \Delta U \mu_{TN} P_{\max}\right) = 0 \quad (17)$$

4. 2 非ニュートン粘性解

4. 2. 1 等温解 仮定(1)~(4)に加えて、せん断応力 τ とせん断速度 $\dot{\gamma}$ の関係にはアイリングモデルによる次式を用いる。

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau_0}{\eta} \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_0}\right) \quad (18)$$

式中、 τ_0 は特性応力である。式(18)を接触部に当てはめて得られる τ_m を基に μ_E が得られる。

$$\mu_E = \frac{3}{2P_{\max}} \int_0^1 \tau_0 \sinh^{-1}\left\{\frac{\eta_0 \Delta U}{\tau_0 h} \exp(\alpha P_{\max} \sqrt{1-r^2})\right\} 2r dr \quad (19)$$

次に式(19)の近似解を導出する。接触部では圧力分布に対応して τ は変化するが、 τ が τ_0 に等しい無次元半径を r^* とすると、式(19)は r^* を境として接触部周辺側のニュートン粘性に基づく項と、中央部の非ニュートン粘性に基づく項との和で表すことができる⁽¹⁸⁾。

$$\begin{aligned} \tau_m &\equiv \int_0^{r^*} \eta_0 \dot{\gamma} \exp(\alpha P_{\max} \sqrt{1-r^2}) 2r dr \\ &+ \int_{r^*}^1 \tau_0 \ln\left\{\frac{2\eta_0 \dot{\gamma}}{\tau_0} \exp(\alpha P_{\max} \sqrt{1-r^2})\right\} 2r dr \end{aligned} \quad (20)$$

上式より等温下の近似解 μ_E は次式で表される。

$$\begin{aligned} \mu_E &= \frac{3\eta_0 \Delta U}{h P_{\max} (\alpha_e P_{\max})^2} \left\{ 1 - \frac{\tau_0 h}{\eta_0 \Delta U} \left[1 + \ln\left(\frac{\eta_0 \Delta U}{\tau_0 h}\right) \right] \right\} \\ &+ \frac{3\tau_0}{2P_{\max}} \left\{ 1 - \left[\frac{1}{\alpha P_{\max}} \ln\left(\frac{\eta_0 \Delta U}{\tau_0 h}\right) \right]^2 \right\} \ln\left(\frac{2\eta_0 \Delta U}{\tau_0 h}\right) \\ &+ \alpha_e \tau_0 \left\{ 1 + \left[\frac{1}{\alpha P_{\max}} \ln\left(\frac{\eta_0 \Delta U}{\tau_0 h}\right) \right]^3 \right\} \end{aligned} \quad (21)$$

上式の右辺第1項がニュートン粘性項、第2項と第3項が非ニュートン粘性項である。

4. 2. 2 非等温解 ニュートン粘性における取り扱いと同様に、せん断熱による影響を考慮すると、非等温下のトラクション係数 μ_{TE} は次式で表されるので、適当な数値計算によって求める。

$$\begin{aligned} \mu_{TE} &- \frac{3\eta_0 \Delta U \exp\left(-\frac{2}{3} \beta \zeta \Delta U \mu_{TE} P_{\max}\right)}{h P_{\max} (\alpha_e P_{\max})^2} \left[1 - \frac{\tau_0 h}{\eta_0 \Delta U} \left\{ 1 + \ln\left(\frac{\eta_0 \Delta U}{\tau_0 h}\right) \right\} \right] \\ &- \frac{3\tau_0}{2P_{\max}} \left[1 - \left\{ \frac{1}{\alpha_e P_{\max}} \ln\left(\frac{\eta_0 \Delta U}{\tau_0 h}\right) \right\}^2 \right] \left\{ \ln\left(\frac{2\eta_0 \Delta U}{\tau_0 h}\right) - \frac{2}{3} \beta \zeta \Delta U \mu_{TE} P_{\max} \right\} \\ &- \alpha_e \tau_0 \left[1 + \left\{ \frac{1}{\alpha_e P_{\max}} \ln\left(\frac{\eta_0 \Delta U}{\tau_0 h}\right) \right\}^3 \right] = 0 \end{aligned} \quad (22)$$

4. 2. 3 特性応力 τ_0 特性応力 τ_0 は、粘性流動単位との関係式⁽¹⁹⁾を用いて求めた。

$$\tau_0 = \frac{2R(T_b + 273)}{V_t} \quad (23)$$

式中、 R はガス定数、 T_b は入口温度、 V_t は粘性流動単位がせん断を受ける面積と移行距離の積であって、モル当たりの粘性体積である⁽²⁰⁾。ここで V_t がモル平均分子容 V_{mol} に等しいと仮定すると、次の関係式を得る。

$$V_t \cong V_{mol} = \rho_p / MW \quad (24)$$

式中、 MW はモル平均分子量、 ρ_p は高压密度であって、常圧密度 ρ_0 を用いて次式⁽²¹⁾から算出した。

$$\rho_p = \rho_0 \left(1 + \frac{0.58 p \times 10^{-9}}{1 + 1.68 p \times 10^{-9}} \right) \quad (25)$$

潤滑油の高压下の熱伝導率 K_f には、常圧下の熱伝導率 K_0 を与える次式に高压下の補正係数1.65を乗じた値とした。

$$K_{f0} = \frac{117}{\rho_0} (1 - 0.00054 T_b) \quad (26)$$

5. 実験

5. 1 試料油と粘度—圧力—温度特性 試料油には自動車用エンジン油の基油として多用される合成パラフィン PAO、水素化分解型鉱油 HC、溶剤精製型鉱油 SR の3種類の無添加基油を用いた。表1に試料油の物性値を示す。

図3に示す落球型高压粘度計を用いて試料油の粘度—圧力—温度特性を求めた。測定原理は、試料油を収めた高压容器内の2点間を鋼球が通過する時間より粘度を求めるもので、鋼球の通過はレーザービームの遮断により検出される。測定条件は、圧力が常圧から0.7GPa、温度は30℃、60℃、90℃である。

Table 1 Parameters of oils tasted

Oil tested		PAO	HC	SR
Kinematic viscosity, mm ² /s	40°C	18.0	18.2	20.6
	100°C	4.05	4.09	4.17
Density, kg/m ³	15°C	819	833	861
Molecular weight, g/mol	—	396	393	374
Roelands parameter	η_{R0}	0.02	0.03	0.04
	S_0	1.05	0.89	1.09
	Z	0.57	0.52	0.59

図 4 に PAO の測定結果を示す。同一温度における粘度の圧力による変化は、上にやや凸の形を示している。図には、式(8)を測定結果に当てはめて得たパラメータ η_{R0} , S_0 , Z を基に計算した結果を実線で併せて示してあるが、粘度の圧力に伴う変化をよく記述していることが分かる。

図 5 は、実測粘度—圧力特性を使って、式(7)と式(8)を連立させて得られる $\alpha_e P_e$ を試料油毎に計算して得たものである。同一 P_{max} において $\alpha_e P_e$ は、SR が最も大きく、次いで PAO, HC の順にあり、その差は圧力増大に伴い大きくなることがわかる。

Fig.3 Falling body type high pressure viscometer

Fig.4 Viscosity-pressure-temperature relation of PAO

Fig.5 Variation in $\alpha_e P_e$ with P_{max} at 50C

5. 2 油膜の粘性的性質の確認 著者の一人は、既報⁽²⁾において、接触部におけるスピンに基づく、横すべり率 0%における転がりと直角方向のトラクションの測定値が、油膜の粘弾性と関連づけられることを示した。本試験機は、著者が設計・試作したもので、所定の荷重と周速下でディスクのみを駆動し、ディスクをローラと直角方向に移動しながら横すべりを与え、軸方向のトラクションを検出するものである。

すなわち、油膜の挙動が粘性的であるときトラクション係数 μ_T は 0 を示すのに対して、弾性的であるとき、せん断係数の大きさに応じたトラクションを示すようになる。図 6 に、粘弾性測定装置を用いた、横すべり率 0%における μ_T と $\alpha_e P_e$ の関係を示す。本研究の実験範囲において、PAO, HC の μ_T は 0 を示すのに対して、SR では $\alpha_e P_e = 11$ 付近から μ_T は明確に正の値を示すようになる。

Fig.6 Relationship between traction in transverse direction based on viscoelasticity of oil film and $\alpha_e P_e$

一般に、油膜のせん断挙動は、油が接触部を通過する時間に対する緩和時間の比で定義されるデボラ数 D と関連付けられ、 $D \geq 1$ で粘弾性的である。また粘弾性が現れるせん断弾性係数 G は、数十～数百 MPa であることが報告されている⁽¹⁰⁾。いま $G = 10 \text{ MPa}$ とし、図中の $\alpha_e P_e = 11$ に対応する D を試算すると、 $D = 0.5$ を得る。すなわち、本研究の実験条件を $\alpha_e P_e \leq 11$ とすることで、粘性が支配的な領域で実験が行われたと考えられる。

5. 3 トラクション曲線 トラクションの測定には、図 7 に示すディスクオンローラ型 EHL 試験機

を用いた。測定原理は、ディスクとローラ間に周速差を与え、接触部に作用するトラクションを、ディスクとローラの回転軸に設けられたトルクメータにより検出するものである。試験温度は、試験部位を収めた樹脂容器内に、外部から熱風を吹き込むことによって制御した。潤滑は、ローラの表面に潤滑油を含んだ布を軽く接触することにより行った。

ローラは材質が SUJ-2 で、寸法は、転がり方向半径 12.7mm、軸方向半径 20.0mm、表面粗さは $R_a = 7\text{nm}$ である。ディスクには、試験機の許容荷重範囲内で、面圧範囲を大きくするために、材質がガラスとサファイアの 2 種類のものを用いた。寸法はいずれも直径 100mm、厚さ 12mm、表面粗さは $R_a = 8\text{nm}$ である。ローラとディスクの代表物性を表 2 に示す。なお同一接触圧下での、ガラスディスクとサファイアディスクによるトラクション係数のずれの最大値は平均値 $\pm 2\%$ 程度であるので、ディスクの違いが実験結果に与える影響は無視できると考えられる。

測定条件は、平均周速 0.5m/s、圧力は高圧粘度計による測定範囲である平均ヘルツ圧 0.2~0.7GPa、試料油供給油温 30°C、40°C、50°C、60°C、70°C、最大すべり率は 100%とした。測定は、潤滑下で平均周速を一定としたまま、所定の荷重を接触部に加え、周速差を変化させながら行い、同様の操作をディスクの回転方

Table 2 Parameters of roller and disks

	Roller	Disk	
Material	SUJ-2	Glass	Sapphire
Thermal conductivity, W/m°C	38.9	1.1	40.0
Specific heat capacity, J/kg°C	485	730	750
Density, kg/m ³	7770	2220	3980

Fig.7 Schematic diagram of EHD tester

向を逆転させて行った。なおすべての実験条件において、表面粗さに対する油膜厚さの比で定義される膜厚比は 3 以上であって、接触部の潤滑状態は EHL 状態と考えられる。

6. 理論解の検討

6. 1 ニュートン粘性解の検証 図 8 に、 $\alpha P_e = 3 \sim 5$ に対するすべり率 100%までの実験結果の例と、非等温解による計算結果を併せて示す。実験結果は滑り率の増加に伴い直線的に増加した後、やや頭打ち傾向を示しており、式(17)に基づく計算結果は実験結果と全般に良好な一致を示していることがわかる。

図 9 は、すべり率 100%における非等温解による計算値と実験値との関係を見たもので、参考までに等温解による結果も併せて示してある。非等温解による計算値は実験値と概ね一致しているのに対して、等温解による計算値は実験値に比べて過大値を示す傾向があり、トラクション係数が高くなるほどその傾向は顕著になる。すなわち、ニュートン粘性解が適用できる程度の低トラクションに対しても、温度上昇による影響を考慮する必要があることを示している。

Fig.8 Comparison of the calculated results based on the thermal Newtonian solution with measurements

Fig.9 Calculated results by the Newtonian solutions and the measurements at $\Delta U/U=1$

図 10 は、ニュートン粘性解の適用限界を調べたもので、せん断熱の影響が無視できるすべり率 10%におけるトラクション係数を取り上げ、実験値と計算値の差を $\alpha_e P_e$ に対してプロットしている。図より、 $\alpha_e P_e=5$ までは差は極めて小さいのに対して、それ以上大きくなると両者の差は急激に大きくなることが分かる。図 11 は平均粘度 η_{mean} に対して実験結果をプロットした

Fig.10 Limit of the Newtonian solution at the viscous liquid area at $\Delta U/U=0.1$

Fig.11 Variation in coefficient of traction $\Delta U/U=0.1$ with η_{mean}

もので、 $\eta_{\text{mean}}=7$ までは油種や運転条件の違いによらずすべてのデータは一本の線上に乗っているのに対して、それ以上では油種や運転条件の影響を受け、同一 η_{mean} におけるデータのばらつきが大きくなることがわかる。

なお、 $\eta_{\text{mean}}=7$ に対応する $\alpha_e P_e$ は 5 である。すなわち、 $\alpha_e P_e \leq 5$ では、本研究に用いた試料油では常圧粘度に大きな差がないために、高圧粘度に寄与する $\alpha_e P_e$ が同一であれば、トラクション係数が同じ値を示すことになる。一方 $\alpha_e P_e > 5$ では、非ニュートン性が現れ始め、同一 $\alpha_e P_e$ においても油種と条件による特性応力 τ_0 の影響が現れると考えられる。上述した実験値と計算値とのずれが生じ始める $\alpha_e P_e$ と、図 10 において計算値と実験値の誤差が大きくなる $\alpha_e P_e$ も、図 11 における同一 $\alpha_e P_e$ での油種間の実験値のばらつきが生じ始める $\alpha_e P_e$ もいずれも 5 であることから、ニュートン粘性流体としての取り扱いが可能な限界は $\alpha_e P_e=5$ 辺りにあると考えられる。

6. 2 非ニュートン粘性解の検証 図 12 に、 $\alpha_e P_e=5 \sim 10$ のトラクション曲線の例を示す。上述したように、ニュートン粘性解の適用範囲が $\alpha_e P_e=5$ にあることが判明したので、ここでの計算結果は、アイリン

(a) PAO

(b) SR

Fig.12 Comparison of the calculated results based on the thermal Eyring solution with measurements

グ粘性解に基づく式(19)を低すべり率側に、式(22)を高すべり率側で用いている。なお、式(19)と式(22)の使い分けは、決まったすべり率で行うわけではなく、両者の近似誤差が十分に小さくなるまで、低すべり率側で式(19)を用いることとした。計算結果は、 $\alpha_e P_e$ が大きくなるにつれて実験結果に比べて全体にやや高めの値を与える傾向があるものの、全体に実験結果のトラクション曲線の特徴をよく表している。計算結果がやや過大値を示したのは τ_0 の見積もり誤差と考えられる。すなわち図12には、実験結果に式(22)を当てはめて求めた τ_0 を使って再計算した結果を破線で示しているが、実験結果と良く一致しており、それらの τ_0 は分子容を基にした値の0.7倍程度であった。特性応力 τ_0 については今後の検討課題である。

図13に、すべり率100%における非等温解による計算値と実験値との関係を示す。なお、図中では $\alpha_e P_e \leq 5$ のニュートン粘性挙動に対する実験値に対しても、非ニュートン近似解による計算値を対応させている。トラクション係数の高めのところで計算値は実験値よりやや高めの値を与える傾向が見られるものの、全体に良く一致していることがわかる。これは、 $\alpha_e P_e > 5$ では油膜の非線形粘性挙動が支配的になるため、トラクションに特性応力 τ_0 が大きく影響を与えるためである。すなわち、上述したように分子容を基に得た τ_0 が、カーブフィッティングから得た値に比べやや高めであったためである。

Fig.13 Calculated results by the non-Newtonian solution and the measurements at $\Delta U/U=1$

7. むすび

常圧粘度と粘度-圧力係数の小さな高度精製パラフィン系鉱油並びに合成炭化水素を対象として、動弁系

の運転条件に相当する EHL 下の油膜の粘性せん断挙動について調べた。本研究で得られた主な結果は以下のとおりである。

- (1) Roelands 式による粘度-圧力-温度特性を基に計算した接触部における平均粘度を導入することで、1本のトラクション曲線を表すニュートン粘性近似解とアイリングモデルを使った非ニュートン粘性近似解を導出した。
- (2) 実測粘度特性と分子容に基づく特性応力を使って計算した非ニュートン粘性近似解による結果は、有効粘度-圧力係数と有効圧力の積 $\alpha_e P_e \leq 11$ において、実験結果と良い一致を示した。
- (3) ニュートン粘性解の適用限界は $\alpha_e P_e = 5$ であり、 $\alpha_e P_e \leq 5$ におけるトラクションに対して、非ニュートン粘性近似解の代わりに簡単なニュートン粘性近似解を用いた結果は、実験結果と良い一致を示した。

文 献

- (1) M.Muiraki and H.Wada, Influence of alkyl group of ZnDTP on frictional characteristics of MoDTC under sliding conditions, *Tribology International*, Vol.35, 2002, pp.857-863.
- (2) N.Ohno, High pressure rheology of lubricants and liquid/solid transition lubrication at high pressure EHD contacts, *Journal of Japanese Society of Tribologist*, Vol.43, No.6 (1998), pp.462-467.
- (3) C.R.Evans and K.L.Johnson, Regimes of traction in elastohydrodynamic lubrication, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol.200, No.5 (1986), pp.313-324.
- (4) K.L.Johnson and R.Cameron, Shear behavior of elastohydrodynamic oil films at high rolling contact pressure, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol.182, No.1 (1967-8), pp.307-319.
- (5) K.L.Johnson and A.D.Roberts, Observations of viscoelastic behavior of an elastohydrodynamic lubricant film, *Proceedings of the Royal Society of London, Series A*, Vol.337, 1974, pp.217-242.
- (6) S. Lingard, Traction at the spinning point contacts of a variable ratio friction drive, *Tribology International*, Vol.7, No.5 (1974), pp.228-234.
- (7) K.L.Johnson and J.L.Tevaarwerk, Shear behavior of EHD oil film, *Proceedings of the Royal Society of London, Series A*, Vol.356, 1977, pp.215-236.

- (8) S.Bair and W.O.Winer, Shear strength measurements of lubricants at high pressures, *Transactions of the American Society of Mechanical Engineering, Journal of Lubrication Technology*, Vol.101, No.3 (1979), pp.251-257.
- (9) W.Hirst and A.J.Moor, Elastohydrodynamic lubrication at high pressure II Non-Newtonian behavior, *Proceedings of the Royal Society of London, Series A*, Vol.365, 1978, pp.537-565.
- (10) W.Hirst and A.J.Moor, The effect of temperature on traction in elastohydrodynamic lubrication, *Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Series A*, Vol.298, 1980, pp.183-208.
- (11) P.K.Gupta, L.Flamand, D.Berthe and M.Godet, On the traction behavior of several lubricants, *Transactions of the American Society of Mechanical Engineering, Journal of Lubrication Technology*, Vol.103, No.1 (1981), pp.55-64.
- (12) M.Muraki and Y.Kimura, A simplified thermal theory of EHL traction, *Proceedings of the Japan Society of Lubrication Engineers, International Tribology Conference*, Tokyo, 1985, pp. 961-966.
- (13) A.W.Crook, The lubrication of rollers III A thermal discussion of friction and the temperatures in the oil film, *Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Series A*, Vol.254, 1961, pp.237-258.
- (14) T.Ohmori and H.Hattori, Friction analysis between Cam and Shim in Engine valve train system, *Toyota central research center R&D review*, Vol.36, No.1 (2001.03), pp.39-44.
- (15) M.Muraki and Y. Kimura, Influence of temperature rise on shear behavior of an EHL oil film, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineering, Series C*, Vol.56, No.528 (1990-8), pp.2226-2234.
- (16) Gohar, R., *Elastohydrodynamics*, 1988, 20 (Ellis Horwood, Chichester, West Sussex).
- (17) B.J.Hamrock and D.Dowson, Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contact. Part III-Fully flooded results, *Transactions of the American Society of Mechanical Engineering, Series F*, Vol.99, No.2 (1977), pp.264-276.
- (18) M. Muraki and D. Dong, Derivation of basic rheological parameters from experimental elastohydrodynamic lubrication traction curves of low viscosity lubricants, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J, Journal of Engineering Tribology*, Vol.213, 1999, pp.53-61.
- (19) W.Kazmann and H.Eyring, *Journal of American Chemical Society*, Vol.62, 1940, p.3113.
- (20) Goto, K., Hirai, N. and Hanai, T., Rheology and its applications (in Japanese), Kyoritsu publication, p.52
- (21) D.Dowson, G.Higginson and A.V.Whitaker, Elastohydrodynamic lubrication A survey of isothermal solutions, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol.4, No.2(1962), pp.121-126.
- (22) R.Kawabata and M.Muraki, Traction perpendicular to rolling direction based on Spin and Slide-slip, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineering, Series C*, Vol.71, No.708 (2005-8), pp.2643-2650.