ねじ締結用潤滑剤 PIB のスターブ条件における油膜形成とせん断特性

大津 健史^{*1}, 小松 恭一^{*2}, 橋村 真治^{*3}, 今戸 啓二^{*1}Film formation and shear properties in screw tightening lubricant PIB
under oil starvation conditionTakefumi OTSU^{*1}, Kyoichi KOMATSU^{*2}, Shinji HASHIMURA^{*3} and Keiji IMADO^{*1}^{*1} Faculty of Science and Technology, Oita University
700 Dannoharu, Oita 870-1192, Japan^{*2} Tohnichi MFG. Co., Ltd.

2-2-12 Omori-kita, Ota-ku, Tokyo 143-0016, Japan

^{*3} Faculty of Engineering, Shibaura Institute of Technology
3-7-5 Toyosu, Koto-ku, Tokyo 135-8548, Japan

Received: 13 July 2017; Revised: 6 September 2017; Accepted: 29 October 2017

Abstract

This paper describes that the film formation and shear properties of screw tightening lubricant PIB (Polyisobutylene) under the oil starvation condition. The point contacted pure sliding tests were conducted, and the film thickness was measured using the interferometry method with the spacer layer. The result showed that the starvation region occurred at the inlet of the conjunction becomes large with time. It was also shown in the initial time of the test that the film thickness decreases due to the oil starvation, however, the thickness is thicker than the value equivalent to surface roughness. The friction coefficient depended on the starved area, and that showed the constant value of 0.16-0.17 in the fully starved condition. The relationship between the friction coefficient and the shear rate suggested that the coefficient in the high shear rate condition is the constant value, that revealed the film may be changed to the solid like film with the high shear strength in the fully starved condition. The long term test showed that the breakdown of film is appeared at about 120 s and then the wear area expands in the remainder of the test. The test results suggested that the PIB lubrication film has the high shear strength and enable to protect the contact surface in the tightening screw from the direct contact and the wear.

Keywords : Lubricant, Screw tightening, Polyisobutylene, Starvation, Shear properties, Friction coefficient, Film thickness, Elastohydrodynamic lubrication(EHL)

1. 緒 言

ねじ締め付け時、座部およびねじ部の接触面では摩擦が生じ、その摩擦は締め付け力と強く関係する(山本, 1974)。摩擦状態はねじ加工で生じた形状誤差(平面度, 垂直度等)や表面粗さの影響を受け(久米原, 1995, 橋村他, 2000, 2016), 現状ではねじの加工精度が統一的にコントロールされていないため、座面、ねじ面の摩擦係数は締め付けごとに変化することになる。その結果、毎回の締め付け力がばらつき、締結体の安全性の面で大きな問題となる。このような問題解決のため、締め付け時には潤滑剤が利用されることが多く、これにより摩擦係数のばらつきを小さくすることができる(久米原, 1995)。また、高精度な締め付け力管理のためには、摩擦係数が安定し、ばらつきがない締結用潤滑剤(山本, 1979)の利用が重要となる。本研究で取り上げるポリイソブチレン(PIB)潤滑剤(東日製作

No.17-00319 [DOI:10.1299/transjsme.17-00319], J-STAGE Advance Publication date : 9 November, 2017

^{*1} 正員, 大分大学 理工学部 (〒870-1192 大分県大分市旦野原 700)^{*2} (株) 東日製作所 (〒143-0016 東京都大田区大森北 2-2-12)^{*3} 正員, 芝浦工業大学 工学部 (〒135-8548 東京都江東区豊洲 3-7-5)

E-mail of corresponding author: ootsu-takehumi@oita-u.ac.jp

所, 2014)はその一つとして有用であり, これまでの研究により締付け力が安定となることが実験的にも確かめられている(橋村他, 2010).

これまで, 著者らは PIB のトライボロジー特性に関する基礎的研究を, スピン摩擦試験, 点接触下の直接観察試験により行ってきた(大津他, 2016). 実験結果より, 高接触圧下での PIB の潤滑特性が明らかとなり, それらは主として以下の二つとして示される. 一つに, PIB(中粘度 PIB-M)の摩擦係数は約 0.18 と比較的高くなるが, 実験後の摩擦面に大きな摩耗の発生は見られない. これは, 接触面間に摩擦係数の高い油膜が形成され, その破断が生じにくいためと考えられる. また, その特性は粘度に依存し, 摩擦係数は粘度とともに上昇する. さらに, 低粘度(PIB-L), 高粘度(PIB-H)では実験中, 摩擦係数の変動が見られる等, 不安定な摩擦特性を示し, 摩耗の発生は PIB-M よりも PIB-L, PIB-H の方で大きくなることが分かった. 二つに, 閉じ込め膜(固化膜)のせん断特性を調べる試験において, PIB-M で油膜厚さの時間的低下が小さくなり, その結果, 接触面での摩耗を抑えられることが分かった. PIB-M は接触圧力下でせん断を受けた際の油膜のせん断強度が高いと考えられる. これらの結果は, 締付け時に PIB-M を利用することにより, 接触面での油膜破断が生じにくく, 直接接合を抑制できることを示しており, この特性が摩擦係数の変動を小さくし安定化をもたらしていると考えられる.

ねじ締付け時の潤滑状態は油膜厚さの薄い条件になると考えられ, このような条件下での接触面の直接観察試験を行うことにより潤滑機構の詳細を理解することが可能となる. 本研究では, そのような実験条件を模擬するため, スターブ条件での点接触摩擦実験を行い, 薄膜潤滑領域での油膜厚さや摩擦特性を調べる. これまで, スターブ条件での弾性流体潤滑(Elastohydrodynamic Lubrication, EHL)における油膜観察, 膜厚測定に関する研究は多数行われており(Wedeven et al.,1971, Cann et al.,2004), 接触域の入口側前方の油量が低下することにより, くさび作用による流体の圧力発生がなくなり, 油膜厚さの低下が引きこされることが示されている. さらに, 油量不足による油膜厚さ低下が発生しないための必要な最低油量(入口部メニスカス距離)の推算式(Wedeven et al.,1971, Hamrock and Dowson,1977)も示されている. また, 接触部を通過後, 次の接触に至るまでの油の再供給を考慮したモデルも提案され(Kingsbury,1972, Chiu,1974), その再供給を考慮した数値計算(Nogi, 2015, 柴崎他, 2010)も示されている. 一方, Kingsbury らはスターブ条件においても一定の油膜が長時間保持され, その結果, 摩耗の発生が抑制されることを報告し, このような潤滑状態を Parched Lubrication と名付けた(Kingsbury,1985, Kingsbury et al., 1990). Guangteng らはスぺーサレイヤ法による油膜厚さの測定から, Parched Lubrication の存在を明らかにし, その膜厚が数十 nm であること(Guangteng et al., 1992), その油膜形成に分子間力による油の再供給が影響していること(Guangteng et al.,1996)を示している. これらの結果は, 接触域の油量をスターブ条件とすることにより, 薄膜状態における摩擦実験を行うことが可能であることを示しており, それらの実験で得られる結果は薄膜のせん断特性や時間経過による油膜破断現象を理解する情報になるものと考えられる.

本研究では, 接触域前方の油量をスターブ条件にすることにより, PIB の薄膜条件におけるせん断特性や油膜破断までの過程について検討を行う. 実験は球とガラスディスクの点接触状態の純すべり摩擦試験機にて行い, 接触域における油膜形成状態(油膜厚さ)は直接観察することにより調べる. また, 実験時の摩擦係数も同時に測定を行う. 得られた結果を基に, 接触面における潤滑状態の時間変化, および油膜のせん断強度等を検討し, 実際のねじ締付け面での PIB の潤滑機構を検討する.

2. 実験方法

2・1 実験装置

図 1 に本研究で使用した実験装置の概要を示す. ガラスディスクに鋼球を点接触させ, 鋼球を回転させることにより純すべり摩擦を加える. また, その接触面は上方から直接観察できる構造となっている.

ボールは回転軸に固定され, ボール固定部は梃子の構造となっており, これによりボールをディスクへ押し当て荷重を加える. 接触させた状態で, モータを回転させることにより, ボールとディスクの接触面間に純すべりが加わる. ディスクは下部でリニアガイドと接続された固定枠に取り付ける. この枠は前後方向に自由に移動できるため, すべり方向の前方にロードセルを配置することで実験時に発生する摩擦力を測定することが可能となる.

Fig. 1 Point contacted pure sliding type EHL test apparatus

Table 1 Property of PIB-M

Kinetic viscosity [mm ² /s]	313 K	4650
	373 K	190
Density [kg/m ³]	293 K	890
Molar mass Mn		1000

試験片には鋼球(軸受鋼球 SUJ2 製, 直径 19.05 mm)とガラスディスクを使用した。なお, ガラスディスクには, クロムの半透過膜の上にシリカのスペーサレイヤ(Johnston et al.,1991)をコーティングした。シリカのスペーサレイヤ(厚さ約 300 nm)を施すことで, みかけ上の膜厚がスペーサレイヤの分だけ厚くなり, 理論的には nm オーダーでの膜厚分解能での測定が可能となる。従って, 薄膜領域における油膜厚さ測定には適する。

2・2 実験条件

実験は, 室温 24-25 °Cの下で行った。荷重は, 締付け時の座面, ねじ面の面圧を考慮し, 15 N(最大ヘルツ圧 480 MPa, 平均ヘルツ圧 320 MPa)とした。また, すべり速度は 112 mm/s とした。潤滑剤として, ポリイソブチレン PIB-M(40°Cにおける動粘度 4650 mm²/s)を使用した。潤滑剤の主な物性値を表 1 に示す(分子量は数平均分子量を示す)。

実験は以下の手順で行った。潤滑剤は 0.2 ml 程度, 球とディスク表面に塗布し, その後, 接触トラック全域に供給するため両試験片を接触させた状態で球を回転させる。荷重を加えた後, 球をモータにより回転させ, 接触部の観察, および摩擦力の測定を行う。実験時には, PIB-M の高い粘度の影響により, 油の接触域への供給量が低下するため(Cann et al.,2004), 接触域前方の油量が徐々に減少する。その後, 時間経過とともに完全なスタンプ状態となる(3 章で示す)。このとき, 潤滑剤の再供給, および供給油量の制限は行っていない。ここで, 本研究で示したスタンプ状態へ移行するまで時間(3.1 に示す結果)は, 本実験条件, 実験環境によって得られるものであり, 荷重や速度, 潤滑剤といった運転条件によって前方領域への供給量は変化し, それに関連してスタンプ状態も変化すること(Cann et al.,2004)を記しておく。なお, 実験は 2 回以上行い, 結果の再現性を確認している。

Fig. 2 Contact area in the test duration

Fig. 3 Changes in meniscus length and width of starved area in the test duration

3. 実験結果, および考察

3・1 スターブ状態の観察

図2には、実験開始から60 sまでの接触域の観察結果をそれぞれ示す。図中の矢印は流れ方向、接触域前方の点線はメニスカス位置を示している。

図2より、開始後5 s時には接触域の前方に油領域が存在しており(Meniscus lengthで示す部分)、接触域は馬蹄形の典型的なEHL油膜を示していることも分かる。その後、時間経過とともに前方の油領域は小さくなる(メニスカスが小さくなる)。約15 s時には接触域前方の左側領域で油のメニスカスがなくなり、空気と接触したスターブ(油量不足)状態となっていることが分かる(図中にWidth of starved areaで示した幅で油量不足が生じている)。さらに、時間経過とともにそのスターブ領域は拡大していくことが分かり、約20 s以降では接触域前方のほぼ全域でそれが観察されるようになる。図3には、前方のメニスカス長さ(Meniscus length)、スターブ領域の幅(Width of starved area)の時間変化を示したものである。図には2回の実験結果を示す。なお、幅はヘルツ接触の直径で除した値としており、この値が1に近づくほど油前方の全領域でスターブ条件となっていると評価できる。この結果より、メニスカス長さは15 - 20 s以降は0となることが分かる。また、油量不足の幅も時間とともに拡大しており、一部でメニスカス長さが0となる約20 sまで急速に広くなり、その後、約25 s以降では1に近づいていることが分かる。従って、25 s以降では、全域でスターブ条件になっているといえる。なお、一部で油量不足の幅が1を超えているが、これは測定の際、接触域の外側の一部も含めて測定したためと考えられる。また、図3の結果より、実験結果の再現性も確認できる。

ここで、油膜形成に必要な油量(メニスカス長さ)について検討を行う。Wedeven らは十分な油膜厚さを確保するために必要なメニスカス長さ S_f の推算式(式(1))を提案している(Wedeven et al.,1971)。本実験条件における膜厚は、EHL 膜厚の推算式(Gohar, 2001)により $2.3 \mu\text{m}$ と求められる。この膜厚の形成に必要なメニスカス長さ S_f を、式(1)を用いて算出すると約 $555 \mu\text{m}$ となる。図 3 より、実験における 5 s 時のメニスカス長さは約 $186 \mu\text{m}$ と求められ、 S_f よりも短いことが分かる。従って、開始から 5 s の時点ですでに完全な油量が供給された場合よりも膜厚が低下していたと考えられる。また、それ以降の時間では十分な EHL 油膜を形成できるだけのメニスカス長さではないため、接触域内の油膜は薄膜の状態に近づいていたと考えられる。このことは、観察結果(図 2)で 20 s 以降のスターブ条件では馬蹄形の EHL 膜が観察されないことから示されている。

$$S_f = \frac{3.52(Rh_c)^{2/3}}{a^{1/3}} \quad (1)$$

ここで、 R : 球の半径、 h_c : 中心油膜厚さ、 a : ヘルツ接触半径を示す。

3・2 スターブ条件での油膜厚さ

図 4 は、実験開始から 60 s までの接触域内の観察結果をそれぞれ示す。図中の矢印は流れ方向を示している。また、図 5 には接触域中央の A-A における油膜形状を示し、図 6 には中央油膜厚さ h_c 、最小油膜厚さ $h_{\min}$ の時間変化、図 7 には 60 s 時の接触域の油膜厚さ分布をそれぞれ示す。

図 4 より、開始から 5 s 時には典型的な馬蹄形の EHL 膜が観察されるが、15、20 s 時には接触域前方の左側で油量不足が生じ、時間経過とともに接触域内の光干渉の色に変化が見られることが分かる。また、A-A 方向において、光干渉の色が一樣ではなくなっていることも分かる。油膜厚さの算出結果(図 5、20 s の油膜形状)より、接触域右側の位置 $50 \mu\text{m}$ では油膜厚さが約 $0.3 \mu\text{m}$ であるのに対して、位置 $-50 \mu\text{m}$ では約 $0.24 \mu\text{m}$ 、位置 $-100 \mu\text{m}$ では約 $0.21 \mu\text{m}$ まで低下しており、接触域の左側へかけて膜厚が低下していると分かる。その後、前方が完全に油量不足となる 25 s 以降(図 4 では 30 s)では接触域内で一樣な色を示さず、A-A 方向だけでなく流れ方向においても色の変化が確認され、図 5、6 より完全なスターブ状態となる約 25 s までに全体的な膜厚が低下し、その後の時間で h_c は約 $0.18 \mu\text{m}$ となることが分かる。また、図 5 の 50、60 s 時の油膜形状から分かるように、油膜厚さの低下は接触域全体では起こっておらず、左側領域で特に低下しており、その膜厚が不均一に分布している。さらに、図 7 に示す接触域内の油膜厚さ分布より流れ方向においても油膜厚さの変化が見られることも分かり、膜厚が接触域内で不均一であったと考えられる。また、図 6 において、40 s 以降の $h_{\min}$ は時間とともに増減しているが、これも接触域における油膜厚さの分布が影響したものと考えられる。

Fig. 4 Changes in contact area with time

Fig. 5 Changes in film profile along A-A position with time

Fig. 6 Changes in film thickness with time

Fig. 7 Film thickness distribution in contact area

なお、鋼球、ガラスディスクの二乗平均平方根粗さ R_q はそれぞれ約 $0.014 \mu\text{m}$ (測定値)、約 $0.005 \mu\text{m}$ (カタログ値) であり、形成される油膜厚さは 60 s 時の $h_{\min}$ でも約 $0.05 \mu\text{m}$ となり、その値は粗さを上回っている。従って、本結果では 2 面間の直接接触は起こっていないと考えられる(詳細は次節に示す)。

ここで、スターブ条件における油膜形成について、流体潤滑、境界潤滑の各理論を基に考察する。

流体潤滑理論において、油膜形成に必要なメニスカス長さは式(1)より求められる。ここで 60 s 時の結果である $h_{\min}=0.05 \mu\text{m}$ を例にとると、必要なメニスカス長さは約 $43 \mu\text{m}$ となる。従って、前方には十分な量の油が必要となるが、実際には観察結果で示されたようにメニスカス長さは $0 \mu\text{m}$ となる。完全にスターブ条件となった場合、理論的には接触域前方でくさび効果による圧力発生が起こらないため、流体が接触域に導入されず油膜は形成されないと考えられる。従って、直接接触が引きこされることとなるが、本実験結果では油膜が形成され、2 面間に摩耗の発生も見られない。

また、境界潤滑において、その膜は分子膜で構成されるので(山本, 兼田, 1998), 膜厚は数 nm 程度となる。スターブ条件では流体潤滑膜が形成されないことから境界潤滑膜による潤滑状態になると考えられるが、本実験における油膜厚さは境界潤滑膜のそれよりも数十倍と厚くなっている。これらの考察は、本実験で観察された油膜形成が流体潤滑や境界潤滑理論では説明できないことを示している。

一方、Kingsbury は、スターブ条件においても直接接触を抑制できる油膜が長時間にわたって確保される結果を報告しており (Parched lubrication), この油膜は接触過程で油が固体化(酸化, 重合化)することにより形成される薄膜と考察している(Kingsbury, 1985). また, Guangteng らはスプレーレイヤ法による油膜厚さの測定から $20 - 30 \text{ min}$ の間, $10 - 30 \text{ nm}$ の膜厚が保持されることを示している(Guangteng et al., 1992). 本実験結果のスターブ状態においても、表面には比較的厚い油膜が形成されていることから、Parched lubrication と同様な油膜が形成されていると考えられる。また、表面上の油膜は接触域前方で側方に排除されず、数百から数十 nm の厚さで接触域内に侵入していることから、液体状態よりも固体状態に近い振る舞いをしていると予想される。山本らは、接触面において潤滑油による膜が数分子膜で形成されるようになると、分子の運動が拘束され固体的挙動をとると示しており、

これは薄膜状態における油膜の固体化を示唆している(山本, 橋本, 1990, 金他, 1999). このような膜形成を検討するためには油膜のせん断強度を調べる必要があり, この点については次節以降で検討を行う.

また, 本実験において観察された接触域内における油膜厚さの不均一性に関しては, PIB の薄膜潤滑の特性を示すものであり, 今後の課題として詳細に理解する必要があると考える.

3・3 スターブ条件下の摩擦特性

図8は, 実験開始から60sまでの摩擦係数を示す. 図には2回の実験結果を示す. 開始後, 約2sまでの時間, 摩擦係数は約0.07の値となる. この観察結果よりこの時間域では, 接触域前方には十分な油が存在していることが確認されており, くさび作用による圧力発生と EHL 膜の形成により摩擦係数が低くなったと推測される. その後, 時間とともに摩擦係数は上昇する. 5s時には摩擦係数は0.084, 20s時には約0.14となる. 観察結果(図2)より, この時間域では, メニスカス領域の縮小から完全なスターブ状態となることが分かり, スターブ状態によって EHL 油膜が形成されなくなり(くさび作用による圧力発生がなくなり), その結果, 摩擦係数が上昇したと考えられる. また, 一部には厚い流体膜が形成され, その領域が時間とともに減少するため, 次第に摩擦係数は上昇したものと考えられる. その後, 30s以降は摩擦係数の変化が小さくなり約0.16-0.17の値を示し, 観察結果(図2)から完全なスターブ条件となっていることが分かる. なお, 図より実験結果には再現性が確認される. 図9には各時間の油量不足の幅と摩擦係数の関係を示す. この図より, 摩擦係数は油量不足の幅の拡大とともに上昇しており, 完全なスターブ条件となる1以上では約0.16-0.17となる. 従って, 上述したように, 完全なスターブ条件になると, くさび作用による圧力発生ができなくなり, 荷重を接触面間に存在する油膜で受け持つため摩擦係数が高くなったと考えられる. また, この場合, 摩擦係数は油膜のせん断特性により決まると考えられる.

なお, 前節で示したようにこの時間域で形成される油膜厚さは鋼球の表面粗さよりも厚いため, 直接接触により摩擦係数が上昇したとは考えにくい. 図10に膜厚比 Λ と摩擦係数の関係を示す. Λ は以下の式(2)で示され, Λ が小さくなるほど油膜厚さが表面粗さに近づくため直接接触が起こると示される. この図において, 直接接触が

Fig. 8 Changes in friction coefficient with time

Fig. 9 Relationship between friction coefficient and width of starved area

Fig. 10 Relationship between friction coefficient and film thickness ratio Λ

起きていれば摩擦係数は Λ の低下とともに上昇する傾向を示すが、スタンプ状態(25 s以降)となる $\Lambda=13$ 以下において摩擦係数は Λ とともに上昇せず、一定の値となることが分かる。この結果より、スタンプ条件において、接触面では直接接触が起きておらず、接触面間には油膜が維持されていたと考えられる。

$$\Lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (2)$$

ここで、 R_{q1} : 鋼球の二乗平均平方根粗さ(約 0.014 μm), R_{q2} : ガラスディスクの二乗平均平方根粗さ(約 0.005 μm)を示す。

3・4 PIBのせん断強度に関する考察

図 11 には、せん断率と摩擦係数の関係を示す。なお、図中の $\dot{\gamma}_c$ はせん断率を中心膜厚 h_c で計算(式(3))した結果、 $\dot{\gamma}_{\min}$ は最小膜厚 $h_{\min}$ で計算(式(4))した結果を示す。

$$\text{せん断率(中心膜厚)} \quad \dot{\gamma}_c = \frac{U}{h_c} \quad (3)$$

$$\text{せん断率(最小膜厚)} \quad \dot{\gamma}_{\min} = \frac{U}{h_{\min}} \quad (4)$$

ここで、 U : すべり速度, h_c : 中心膜厚, $h_{\min}$: 最小膜厚を示す。

図 11 の $\dot{\gamma}_{\min}$ の結果において、せん断率 $6.3 \times 10^5 \text{ s}^{-1}$ までの範囲では、摩擦係数がせん断率とともに上昇するのに対し、それ以上の範囲では摩擦係数はせん断率に対してほぼ一定の 0.16 - 0.17 となる。従って、摩擦係数とせん断率の関係は、せん断率 $6.3 \times 10^5 \text{ s}^{-1}$ を境に 2 つの傾向を示すと考えられる。この傾向は $\dot{\gamma}_c$ の結果でも同様に見られ、せん断率 $5.8 \times 10^5 \text{ s}^{-1}$ までの範囲では、摩擦係数はせん断率とともに上昇し、それ以上の範囲ではほぼ一定の約 0.16 - 0.17 の値となる。

ここで、粘性流体における摩擦係数は、ニュートンの法則により粘度を比例定数、せん断率を変数とした以下の式(5)で示される。

$$\mu = \frac{\tau \cdot A}{W} = \frac{\eta \dot{\gamma} \cdot A}{W} = \frac{\eta}{h} \cdot \frac{U}{h} \cdot A \quad (5)$$

ここで、 μ : 摩擦係数, τ : せん断応力, A : 接触面積, W : 荷重, η : 粘度, h : 膜厚を示す。

一方で、潤滑膜が固体化(弾塑性体)した場合(大野他, 1988), 摩擦係数は限界せん断応力 τ_c による以下の式(6)で示され(山本, 兼田, 1998), せん断率とは無関係となる。

$$\mu = \frac{\tau_c \cdot A}{W} \quad (6)$$

図 11 において、せん断率が低い条件下では、摩擦係数はせん断率とともに上昇するため式(5)が適用できる。観察結果より、接触域は完全なスタンプ状態ではなく、その一部には流体膜の存在が見られる。従って粘性流体が一部に存在することにより、せん断速度に対して線形関係を示し、式(5)が成立したと考えられる。なお、図 11 には、24°Cでの潤滑油粘度 15 Pa·s における摩擦係数とせん断率の関係も示す(Newton fluid として示す)。完全な

Fig. 11 Relationship between friction coefficient and shear rate

Fig. 12 Relationship between shear stress and shear rate

粘性流体による潤滑膜であれば、この直線と一致するはずであるが、実験結果の傾きは大きくなっている。これは、接触面が流体膜とスタンプ条件下での膜の混在状態であるため全体の摩擦係数が上昇したこと、接触圧力が高いために粘度が大気圧下よりも上昇していることが影響したためと考えられる。

次に、せん断率が高い範囲では、摩擦係数が一定となるため式(6)が適用でき、接触面では固体化した膜が形成されていたと考えられる。観察結果より、接触域は完全なスタンプ状態となっており、この状態での油膜は固体的に振る舞っていると考えられる。

図 12 には平均せん断応力とせん断率の関係性を示す。平均せん断応力 $\bar{\tau}$ は、摩擦力 F をヘルツ接触面積 A_h で除した以下の式(7)より求めた。

$$\bar{\tau} = \frac{F}{A_h} \quad (7)$$

ここで、 F ：摩擦力、 A_h ：ヘルツ接触面積を示す。

この結果より、せん断率の高い範囲ではせん断応力が約 50 MPa で一定(限界)となることが分かり、式(6)を基にすると、PIB-M の限界せん断応力 τ_c は 50 MPa と推測される。Bair らは高圧容器内でのせん断試験を行い、各潤滑剤での限界せん断応力 τ_c を明らかにしている(Bair and Winer, 1979)。この報告によれば、ポリフェニルエーテル 5P4E の限界せん断応力 τ_c は、0.38 GPa で 43 MPa、0.28 GPa で 34 MPa となる(24℃での結果)。本実験条件での平均ヘルツ圧が 0.32 GPa であることを考慮すると、本実験で求められた PIB-M の限界せん断応力 τ_c は 5P4E よりも高いことが分かる。著者らは、閉じ込め膜のスピン摩擦試験を行い、その油膜持続時間が 5P4E よりも PIB-M で長くなることを示し、その考察として PIB-M のせん断強度が高いためと検討した(大津他, 2016)。これは、本実験結果におけるせん断特性と同様の傾向を示している。なお、本結果の詳細な理解のためには、荷重やすべり速度、せん断発熱等の影響についてさらに調べていく必要があり、この点は今後の課題とする。

3・5 油膜破断までの時間と摩擦の発生

油膜破断までの挙動を調べるため、実験時間を 5 min とし、観察を行った(以下、2 回の実験結果を示し、それぞれ No.1, No.2 と記す)。図 13 は、PIB-M における、開始から 300 s までの接触域の観察結果を示す(No.1 の結果)。また、図 14 には 300 s 後のガラスディスク表面の観察結果、図 15 には摩擦係数の時間変化をそれぞれ示す。

図 13 より、60 s 以降の時間においてもスタンプ状態は続いていることが分かり、120 s 時に接触域内の一部で摩擦が起き、時間経過とともに摩擦域が拡大していることが観察される。また、図 14 より、300 s の実験後には摩擦とともに SiO₂ のスペーサレイヤの割れ(ひびの発生)が起きていることも確認できる。図 15 より、摩擦係数は時間とともに上昇しており、No.2 で約 110 s 時に 0.18 - 0.19、No.1 で約 230 s 時に 0.21 を示す。また、No.1 において、180 s から 240 s の摩擦係数の上昇は、図 13 の摩擦が拡大する時間域と一致していることも分かる。スタンプ条件下での摩擦過程では、潤滑油の新たな供給がないために、時間とともに潤滑膜が薄くなり、その結果、直接接触が生じると考えられ、それによって摩擦が発生する。また、本条件では薄膜が維持される時間として約 120 s の結果が得られ、PIB-M ではスタンプ条件でも比較的長時間、油膜が維持されることも明らかとなった。

今後の課題として、粘度の異なる PIB や他の潤滑剤における特性を調べることで挙げられ、これにより油膜の持続時間等の潤滑特性に関する相対的な評価が可能となる。

3・6 ねじ締結体の座面、ねじ面における PIB-M の潤滑機構

これまでの研究結果より、PIB-M を使用することにより、座面およびねじ面における摩擦係数のばらつきが小さくなり、安定した締付け力が得られることが分かっている。そのメカニズムとして、締付け時の接触面間に潤滑膜が形成され、その結果、直接接触が抑えられるためと考えられている。本研究結果より、スタンプ条件下の薄膜状態において、PIB-M は表面粗さよりも厚い潤滑膜を 120 s 程度の比較的長い時間持続し、また、その潤滑膜は約 50 MPa のせん断強度を示すことが分かった。これらの結果は、締付け時、接触圧力とせん断を受けた際にも、接触面間に形成される油膜が破断しにくく、その結果、直接接触の発生を抑制できることを示している。実際の締付け実験後の結果(三木他, 2016)からも、表面での摩擦が抑えられていることが示されており、せん断強度の高い潤滑膜(固体化した膜)が形成されることにより接触面の摩擦の発生が抑えられると考える。このような PIB-M の潤滑機構は締付けにおける摩擦係数のばらつきを抑制し、その結果、締付け力の安定化が実現される。

Fig. 13 Contact area until 300 s after the start (No.1)

Fig. 14 Disc surface after the test

Fig. 15 Changes in friction coefficient until 300 s after the start

4. 結論

本研究では、スターブ条件下での PIB の油膜形成状態、摩擦特性を調べ、実際のねじ締め付け時における PIB の座面、およびねじ面での潤滑機構について検討を行った。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 時間経過とともに接触域前方はスターブ条件となり、それとともに接触域内の油膜厚さは低下した。一方、低下後の油膜厚さは試験片の表面粗さに対して十分大きな値となることも分かった。また、油膜厚さは流れ方向と垂直方向に分布することが示され、約 30 s 以降は流れ方向にも分布を示すことが分かった。
- (2) 実験時の摩擦係数はスターブ状態と関係し、開始からスターブ状態が発生する約 20 s までに大きく上昇し、その後、完全なスターブ条件になると 0.16 - 0.17 の値を示し、その変化は小さくなった。
- (3) 摩擦係数とせん断率の関係より、せん断率が約 $6.0 \times 10^5 \text{ s}^{-1}$ の範囲までは、摩擦係数はせん断率とともに上昇し、これは接触部が完全にスターブ条件でなかったことと関係していることが分かった。一方、それ以降のせん断率では、摩擦係数は 0.16 - 0.17 の一定の値となっており、これは固体化した膜の形成を示している。また、その時間域における平均せん断応力を求めると、約 50 MPa の値となることが分かった。
- (4) 実験時間とともに接触面には油膜破断に起因する摩耗の発生が見られた。摩耗面積は時間とともに拡大しており、摩擦係数も摩耗の発生とともに変化した。また、実験後のディスク表面には摩耗痕が確認された。
- (5) PIB-M を潤滑剤として使用すると、接触面間にせん断強度の高い油膜を形成させ、その結果、直接接触を抑えられることができ、これはねじ締め付け時の潤滑面で見られる結果と一致した。

文 献

- Bair, S. and Winer, W.O., Shear strength measurements of lubricants at high pressure, Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol.101 (1979), pp.251-257.
- Cann, P.M.E., Damien, B. and Lubrecht, A.A., The transition between fully flooded and starved regimes in EHL, Tribology International, Vol.37 (2004), pp.859-864.
- Chiu, Y.P., An analysis and prediction of lubricant film starvation in rolling contact systems, ASLE Transaction, Vol.17, No.1 (1974), pp.22-35.
- Gohar, R., Elastohydrodynamics (Second edition), Imperial College Press (2001), pp.186-190.
- Guangteng, G., Cann, P.M. and Spikes, H.A., A study of parched lubrication, Wear, Vol.153 (1992), pp.91-105.
- Guangteng, G. and Spikes, H.A., The role of surface tension and disjoining pressure in starved and parched lubrication, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J, Journal of Engineering Tribology, Vol.210 (1996), pp.113-124.
- Hamrock, B.J. and Dowson, D., Ball bearing lubrication, John Wiley & Sons, Inc. (1981), pp.219-237.
- 橋村真治, 村上敬宜, 森和也, 嶺木邦彦, ボルトの締付け過程における座面摩擦係数の挙動, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.66, No.647 (2000), pp. 2388-2394.
- 橋村真治, 小松恭一, 植村紫帆, 松藤泰輔, 潤滑油によるねじ締結体の締付け精度向上に関する研究, 設計工学, Vol.45, No.10 (2010), pp.498-455.
- 橋村真治, 伊藤隼人, 小松恭一, 大津健史, ボルトの座面直角度が座面摩擦係数と締付け精度に及ぼす影響, トライボロジスト, Vol.61, No.12 (2016), pp.882-892.
- Johnston, G.J., Wayte, R. and Spikes, H.A., The measurement and study of very thin lubricant films in concentrated contacts, Tribology Transaction, Vol.34 (1991), pp.187-194.
- 金重炫, 山本雄二, 権藤誠吾, 代替冷媒用潤滑油の摩擦摩耗特性に及ぼす添加剤の影響, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.65, No.631 (1999), pp.1201-1206.
- Kingsbury, E., Cross flow in a starved EHD contact, ASLE Transaction, Vol.16, No.4 (1973), pp.276-280.
- Kingsbury, E., Parched elastohydrodynamic lubrication, Transaction of the ASME, Journal of Tribology, Vol.107 (1985), pp.229-233.
- Kingsbury, E., Schritiz, B. and Pahl, J., Parched elasto hydrodynamic lubrication film thickness measurements in an instrument ball bearing, Tribology Transaction, Vol.33, No.1 (1990), pp.11-14.
- 久米原宏之, ねじ締付けにおけるトライボロジー, トライボロジスト, Vol.40, No.5 (1995), pp.374-379.
- 三木俊海, 橋村真治, 小松恭一, ボルト締結体のトルク法締付けにおける締付け特性安定化に関する研究, 日本機械学会 2016 年度年次大会講演論文集 (2016), S1130102.
- Nogi, T., An analysis of starved EHL point contacts with reflow, Tribology Online, Vol.10, No.1 (2015), pp.64-75.
- 大野信義, 服部信祐, 桑野則行, 平野富士夫, 高圧下の限界せん断とトラクション特性(第1報) - 高圧下における潤滑油の基礎物性 -, 潤滑, Vol.33, No.12 (1988), pp.922-928.
- 大津健史, 小松恭一, 橋村真治, ねじ締結用潤滑剤ポリイソブチレンのトライボロジー特性に関する研究, トライボロジスト, Vol.61, No.12 (2016), pp.866-873.
- 柴崎健一, 谷口雅人, 大島まり, 枯渇 EHL とマクロ流れの連成解析手法の開発, 生産研究, Vol. 62, No.1 (2010), pp.40-44.
- 株式会社東日製作所, トルクハンドブック, Vol.8 (2014), p.436.
- Wedeven, L.D., Evans, D. and Cameron, A., Optical analysis of ball bearing starvation, Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol.93, No.3 (1971), pp.349-361.
- 山本晃, ねじ締結の理論と計算, 養賢堂 (1974), pp.74-79.
- 山本晃, ねじ締結と潤滑, 潤滑, Vol.25, No.11 (1980), pp.740-741.
- 山本雄二, 橋本正明, 潤滑油の高圧下におけるトラクション特性の経時変化, トライボロジスト, Vol.35, No.7 (1990), pp.493-499.
- 山本雄二, 兼田楨宏, トライボロジー, 理工学社 (1998), pp.130-135, 175.

References

- Bair, S. and Winer, W.O., Shear strength measurements of lubricants at high pressure, Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol.101 (1979), pp.251-257.

- Cann, P.M.E., Damien, B. and Lubrecht, A.A., The transition between fully flooded and starved regimes in EHL, *Tribology International*, Vol.37 (2004), pp.859-864.
- Chiu, Y.P., An analysis and prediction of lubricant film starvation in rolling contact systems, *ASLE Transaction*, Vol.17, No.1 (1974), pp.22-35.
- Gohar, R., *Elastohydrodynamics* (Second edition), Imperial College Press (2001), pp.186-190.
- Guangteng, G., Cann, P.M. and Spikes, H.A., A study of parched lubrication, *Wear*, Vol.153 (1992), pp.91-105.
- Guangteng, G. and Spikes, H.A., The role of surface tension and disjoining pressure in starved and parched lubrication, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J, Journal of Engineering Tribology*, Vol.210 (1996), pp.113-124.
- Hamrock, B.J. and Dowson, D., *Ball bearing lubrication*, John Wiley & Sons, Inc. (1981), pp.219-237.
- Hashimura, S., Murakami, Y., Mori, K. and Mineki, K., Variation of coefficient of friction between bearing surfaces in bolt tightening process, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.66, No.647 (2000), pp. 2388-2394 (in Japanese).
- Hashimura, S., Komatsu, K., Uemura, S. and Matsufuji, T., A study of improvement for tightening accuracy of bolted joint using lubricants, *Journal of Japan Society for Design Engineering*, Vol.45, No.10 (2010), pp.498-455 (in Japanese).
- Hashimura, S., Ito, H., Komatsu, K. and Otsu, T., Influences of squareness error at bolt bearing surface on a frictional coefficient between bearing surfaces and on tightening accuracy, *Tribologist, Journal of Japanese Society of Tribologists*, Vol.61, No.12 (2016), pp.882-892 (in Japanese).
- Johnston, G.J., Wayte, R. and Spikes, H.A., The measurement and study of very thin lubricant films in concentrated contacts, *Tribology Transaction*, Vol.34 (1991), pp.187-194.
- Kim, J., Yamamoto, Y. and Gondo, S., The effects of additives on friction and wear characteristics of lubricants for alternative refrigerant, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.65, No.631 (1999), pp.1201-1206 (in Japanese).
- Kingsbury, E., Cross flow in a starved EHD contact, *ASLE Transaction*, Vol.16, No.4 (1973), pp.276-280.
- Kingsbury, E., Parched elastohydrodynamic lubrication, *Transaction of the ASME, Journal of Tribology*, Vol.107 (1985), pp.229-233.
- Kingsbury, E., Schritz, B. and Prahl, J., Parched elasto hydrodynamic lubrication film thickness measurements in an instrument ball bearing, *Tribology Transaction*, Vol.33, No.1 (1990), pp.11-14.
- Kumehara, H., Tribology in tightening of threaded fastener, *Tribologist, Journal of Japanese Society of Tribologists*, Vol.40, No.5 (1995), pp.374-379 (in Japanese).
- Miki, T., Hashimura, S. and Komatsu, K., A study of buffering tightening characteristics of bolted joints on torque method, *Proceedings of Mechanical Engineering Congress 2016, The Japan Society of Mechanical Engineers* (2016), S1130102.
- Nogi, T., An analysis of starved EHL point contacts with reflow, *Tribology Online*, Vol.10, No.1 (2015), pp.64-75.
- Ohno, N., Hattori, N., Kuwano, N. and Hirano, F., Some observation on the relationship between rheological properties of lubricants at high pressure and regimes of traction (Part 1) –The rheological properties of lubricants at high pressure–, *Journal of Japan Lubrication Engineers*, Vol.33, No.12 (1988), pp.922-928 (in Japanese).
- Otsu, T., Komatsu, K. and Hashimura, S., Study on tribological properties of polyisobutylene lubricants for use in screw tightening, *Tribologist, Journal of Japanese Society of Tribologists*, Vol.61, No.12 (2016), pp.866-873 (in Japanese).
- Shibasaki, K., Taniguchi, M. and Oshima, M., Development of numerical methods for coupled simulation of starved EHL and macro flow, *SEISAN-KENKYU, Monthly journal of the Institute of Industrial Science, University of Tokyo*, Vol. 62, No.1 (2010), pp.40-44 (in Japanese).
- Tohnicchi MFG. Co., Ltd., *Torque Handbook*, Vol.8 (2014), p.436 (in Japanese).
- Wedeven, L.D., Evans, D. and Cameron, A., Optical analysis of ball bearing starvation, *Transaction of ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol.93, No.3 (1971), pp.349-361.
- Yamamoto, A., Theory and calculation of screw fastening, *Yokendo* (1974), pp.74-79 (in Japanese).
- Yamamoto, A., Lubrication in the screw fastening, *Lubrication, Journal of Japan Lubrication Engineers*, Vol.25, No.11 (1980), pp.740-741 (in Japanese).
- Yamamoto, Y. and Hashimoto, M., Changes in traction of lubricants during test runs at high pressures, *Tribologist, Journal of Japanese Society of Tribologists*, Vol.35, No.7 (1990), pp.493-499 (in Japanese).
- Yamamoto, Y. and Kaneta, M., *Tribology, Rikougakusya* (1998), pp.130-135, 175 (in Japanese).