メタノール燃料を用いた小型 2 ストローク機関のシリンダートライボロジー* (実機実験と摺動試験の比較)

衛 飛^{*1}, 藤田 尚毅^{*1}, 廣瀬 宏一^{*1}, 岩渕 明^{*2}

Cylinder Tribology in Small Two-Stroke Engine Using the Methanol Fuel (Comparison between Engine Test and Sliding Test)

Wei Fei^{*1}, Naotake FUJITA, Koichi HIROSE and Akira IWABUCHI

^{*1} IWATE UNIV. Dept. of Mechanical Engineering
Ueda4-3-5, Morioka, Iwate, 020-8551, Japan

Recently, the issue of resources drying up and environmental problems have become more and more serious, and interest has been growing in methanol as an alternative fuel. As a result, in this paper, the cylinder tribology in a small two-stroke engine using methanol fuel and gasoline fuel was studied. An experiment was conducted with an engine and simulated sliding equipment. After the operation was repeated at regular time intervals, the amount of wear of the cylinder wall was investigated. Results show that the wear for methanol fuel was smaller than that for gasoline fuel. To investigate the difference why, the viscosity and Thermo Gravimetry (TG) properties of oils on the cylinder walls were analysed. Simulated sliding tests to imitate the engine case to test lubrication conditions were also carried out. Methanol fuel shows higher viscosity and lower friction due to sustaining the oil film on the cylinder wall. The reduced wear with methanol fuel measurements could be obtained.

Key Words: Two-Stroke Cycle Engine, Wear, Tribology, Lubrication Oil, Methanol

1. 緒 言

小型 2 ストロークエンジンは燃料と潤滑油を混合して、一緒にシリンダー内に供給する混合潤滑方式をとるものが多数である。この潤滑油から、燃焼室堆積物 (CCD: Combustion Chamber Deposit) が多量に生成し⁽¹⁾⁽²⁾, その一部が剥離し、摺動面に入り込むことも摩耗促進の一因であるとされている⁽³⁾。さらに燃焼室内に CCD が堆積することによって生じる影響として、排気孔やマフラー周辺の汚れ、排気ガス悪化、異常燃焼、出力低下、要求オクタン価の増大など様々な影響⁽⁴⁾⁽⁵⁾がある。

シリンダーの摩耗は、シリンダーとリングの機械的な摺動、温度、圧力、トライボケミカル反応など多くの要因が関係する。そのため、実機実験では各要因の影響を個別に判定し難く、そのために、往復摺動試験機を用いた模擬実験が有効となってくる。

また、近年の資源枯渇問題や環境問題から代替燃料への取り組みとしてメタノール燃料が注目されている⁽⁶⁾⁽⁷⁾。しかし、メタノール燃料を用いた場合、メタノールが極性を持つため市販の 2 ストローク用潤滑油とは混合せず、シリンダー壁面での潤滑油特性はガソリンを燃料とした場合とは異なってくる⁽⁸⁾。

以前にも筆者らは上述の課題⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾について報告をしたが、これらは潤滑油由来の CCD についての評価であったため、実際に燃料と潤滑油を混合し供給した場合の摩耗に関する影響は調査されていない。また過去の実機実験と摺動試験機における研究では実機運転あるいは摺動試験機による実験だけ⁽⁴⁾⁽⁸⁾, あるいは燃料はガソリンだけのときの摩擦・摩耗の調査であり⁽¹¹⁾, 実機と摺動試験機を用い、かつガソリンとメタノール燃料を比較した実験はほとんど行われていない⁽¹²⁾。

そこで本研究では 2 ストロークエンジンの燃料の差異が摩耗に与える影響を明らかにするため、以下の三つ実験を行

* 原稿受付 2013 年 3 月 26 日

^{*1} 正員, 岩手大学 (〒020-8551 岩手県盛岡市上田 4-3-5)

^{*2} 正員, フェロー, 岩手大学

E-mail: weifei83@hotmail.com

った. 1) 実機エンジンにおいて, ガソリンおよびメタノールを燃料としたときの運転経過によるシリンダー摩耗の進行状況について調べ, 2) 壁面潤滑油特性について, 運転中にシリンダー壁面に存在する油を採取し, エンジン内での潤滑油の状態について検討し, 3) 往復摺動試験機による摩耗進行試験を行ない, 小型２ストロークエンジンの運転状況を模擬し, 潤滑油新油とその劣化油および新油と劣化油の混合液を用いて, シリンダー壁面の摩擦と摩耗特性を研究した.

2. 実機運転における摩耗の進行

2・1 実験装置及び方法

供試機関には排気量 175cm^3 の汎用空冷単気筒２ストローク火花点火機関を用いた. 供試機関の潤滑方式は本来の混合潤滑仕様ではなく, 潤滑油供給量を任意に設定するため分離潤滑方式に変更し, マイクロチューブポンプを使用して吸気孔の直前に滴下供給した.

実機実験の燃料にはガソリン (G100) とメタノール (M100) を用い, 潤滑油は市販２ストローク用潤滑油 (Oil) を用いた.

実験には, 二組 (No.1, No.2 と称す) のシリンダーおよびピストンを使用し, No.1 は燃料としてガソリン (G100) を用い, No.2 はメタノール (M100) を用いた. なお, 潤滑油供給量は供試機関のメーカー推奨値であるガソリンと潤滑油の混合比率が 25 : 1 となるように設定し, No.2 では No.1 と同量の潤滑油供給量に設定した. このとき, メタノールの消費量から求めた潤滑油との供給比率は 34:1 となった. また, No.3 は壁面に存在する油を採取する実験に用いたシリンダーである. 初期摩耗の影響を少なくするため, 50 時間まで回転数 1000min^{-1} (空気過剰率 $\text{EAR}=0.9$, 給気比 $\text{DR}=0.20$) で運転し, その後, 150 時間まで回転数 2200min^{-1} ($\text{EAR}=0.90$, $\text{DR}=0.35$) で運転した. なお, 1 時間の定常運転と, 始動時及び停止時間にそれぞれ 15 分間のアイドリングを入れたものを 1 サイクルとして, 定常運転時間の積算を運転時間とした. 各運転条件での潤滑油供給量を表 1 に示す.

実機実験では一定時間の繰り返し運転した後, シリンダーについては真円度測定機 (TALYROND300) を用いて, 円周方向および摺動方向の形状を測定して摩耗の進行を求めた. また, ピストリングは運転前に摺動面につけたビッカース痕の深さを, レーザ顕微鏡 (OLS1000) を用いて測定することで摩耗量を調査した.

Table 1 The supply rate of the lubricating oil [cm^3/min]

Number of cylinder	Fuel	Oil consumption		Fuel:Oil
		1000min^{-1}	2200min^{-1}	
No.1	G100	0.184	0.709	25:1
No.2	M100			34:1
No.3	G100	0.307	1.181	15:1
	M100			20.4:1

Table 3 Measurement points of cylinder straightness

Name	Measure angle[deg.]	Comment
STR1	358~2	Ex.Port
STR2	308~317	Affinity of top ring
STR3	268~272	Sc.Port
STR4	223~227	—
STR5	178~182	Su.Port
STR6	133~137	—
STR7	88~92	Sc.Port
STR8	43~52	Affinity of 2nd ring

Table 2 Measurement points of cylinder roundness

Name	Distance from cylinder top end[mm]	Comment
RND1	5~7	Top ring at TDC
RND2	10~12	2nd ring at TDC
RND3	34~36	Ring speed max
RND4	39~41	Ex.Port over
RND5	44~46	Sc.Port over
RND6	61~63	Ex.&Sc.Port
RND7	62~64	Top ring at BDC &Su.Port over
RND8	68~70	2nd ring at BDC
RND9	91~93	Su.Port under

Fig.1 Measure points of cylinder

Fig.2 Measuring directions of piston ring

Fig.3 Position of vickers marks on the piston ring surface

図1には、円周方向（RND）および摺動方向（STR）の測定した個所を示す。各RNDはそれぞれ高さ方向に0.25mmきざみに9本測定し、STRは排気口側をSTR1とし、時計方向に45度ずつSTR8まで測定し、STR2とSTR8では1deg（約0.5mmピッチ）ずつ12本、そのほかの方向では、1degずつ7本を測定した。表2と表3に図1におけるRNDおよびSTRの測定位置についてそれぞれ示す。ピストンリングには新品時に合口部を除く7方向の摺動面に縦に二箇所のビッカース痕をつけ、走査型共焦点レーザ顕微鏡にて実験の前後で痕の深さを測定し、痕深さの減少量をピストンリングの摩耗量とした。図2には、ピストンリングのビッカース痕をつけた位置（D1~D8）を示す。図3には、リング摺動面上のビッカース痕の位置関係を示す。なお、シリンダーおよびピストンリングの形状は50時間の運転毎に150時間まで測定した。

2・2 実験結果および考察

図4には、50時間毎の測定によって得られたNo.1（G100）、No.2（M100）のRND7（吸気孔上部・トップリング下死点位置）の第5本目における円周方向の形状変化を示す。図中の破線は、各リングの合口部（ノックピン部）に当た

Fig.4 The Form of cylinder at RND7 (5)

Fig.5 The shape of three-dimensional cylinder at RND7

Fig.6 The shape of three-dimensional cylinder at STR8

Fig.7 The wear at the lower vickers mark of second ring

る位置である。内側の点線で示される初期形状から、時間の経過とともに形状ラインが外側に広がっており、各機関ともにほぼ初期形状のまま摩耗が進展しているのがわかる。また、50 時間後の測定で最初に STR5, STR8 方向でいくらかの縦線が入るようになってアブレシブ摩耗が見られる。その後の運転では STR1, STR 6, STR 7 方向においても、次第にアブレシブ摩耗が見られるようになる。STR 8 方向ではセカンドリング角部の当たる位置で、冷却ファンの反対側で排気孔に近く高温になりやすいことから、角部の影響はセカンドリングの方が大きく出ていると見なせる。摩耗する箇所の傾向は No1, No.2 共に同じであるが、No.2 の方がアブレシブによる局所摩耗痕は大きく表れている。またシリンダー周全体について見ると、図中の点線（0 時間）と実線（150 時間）の帯状の幅を比較すると、No.1 の方が幅広になっていて、メタノールを燃料とした No.2 よりも摩耗進行が大きくなっている状況が見てとれる。

図 5 には、シリンダー No.1 と No.2 の RND7 の形状理解を容易にするために 150 時間運転後の測定線を並べて立体的に示す。図中の破線は、各リングの合口部に当たる位置を示す。測定線はピストン運転方向に 0.25mm 刻みで 9 本である。図より、各機関共にセカンドリング合口部方向では、合口部の角の影響により形成したと思われる摺動方向に伸びた縦傷が確認できる。

図 6 にはシリンダー No.1 と No.2 について、STR8 における新品時と 150 時間運転後の形状を 12 本の計測線で立体的に示す。初期表面では大きなうねりとともに表面に水平方向斜めに連続した微小な凹凸が確認でき、ホーニング痕の一部とみられる。150 時間の運転後にはセカンドリング上死点および下死点の位置が確認できるほどに摩耗が進展している。これは、上死点や下死点付近ではピストン摺動速度が低下するため油膜厚さが薄くなることや、上死点では高温の燃焼ガスにさらされ、かつ高圧となるために境界潤滑になりやすい条件にあるため多く摩耗したものと思われる。さらに上死点のセカンドリング位置では、トップリングも通過することにより、摩耗変形量が最大になっている。また、上死点より燃焼室側に近い所には堆積物が付着していて、特にガソリンを燃料をとした No.1 の方では計測線が不規則的に変化しているのが観察できる。

図 7 には、No.1 と No.2 におけるビッカース痕深さの測定によって得られた、50 時間毎のセカンドリング下部の摩耗量を示す。D8 方向はセカンドリング合口部にあたるので、ここは計測されていない。理解を助けるために各計測点を直線で結んで示してある。図より、50 時間までの全体の摩耗量は No.1 に比べ No.2 の方が少ない。しかし、その後の 50 時間~150 時間までの運転では、燃料の違いによる摩耗量の差はあまり見られない。No.2 の 150 時間までの摩耗量はトップリング、セカンドリング共に少ない。これは、後述の考察とも関連するが、燃焼ガスの温度がガソリンに比べメタノール燃料の方が低いため潤滑油はガソリンを用いたときに比べ劣化しておらず、また、燃料との相溶性の低さからシリンダー壁面に残存する確率が高いために、油膜が保持され、このような結果になったと考えられる。

3. シリンダー壁面からの潤滑油特性

3・1 実験方法

ここではシリンダー壁面に存在する潤滑油の性質を推定するために実機運転を行った。実験に用いたシリンダーを No.3 と称す。実験は、回転数 2200min^{-1} (DR=0.35, EAR=0.90) の条件に設定し、エンジンが十分安定した運転が行えるようになった後、シリンダーおよび掃気管に開けた四ヶ所の抽出孔（直径 2.1mm）より真空ポンプを

Fig.8 Position of extraction hole of cylinder

用いてシリンダー壁面に存在する油の採取を行った。なお、潤滑油供給量は表 1 にも示したようにガソリンと潤滑油の比率が 15:1 となるように設定し、メタノール燃料を用いたときもエンジン回転数当たりでそれと同様の潤滑油供給量で運転を行った。このとき、メタノール燃料と潤滑油の比率を No.2 の場合に合わせて 20.4:1 とした。メーカー推奨値では燃料と潤滑油の比率が 25:1 となっているが、今回の実験ではシリンダー壁から油膜を採取しやすいように、潤滑油供給量を幾分多くして実験を行った。採取の直後には抽出孔に熱電対を挿入し、シリンダー壁面の温度も測定した。シリンダーおよび掃気管に設けた 4 ケ所の抽出孔は、それぞれ Sc (掃気管)、Cy1 (掃気ポート上部, STR7)、Cy2 (リング下死点位置, 吸気側, STR5)、Cy3 (リング下死点位置, 排気側, STR1) と称す。Cy1~3 はシリンダー内壁に貫通する抽出孔である。図 8 に Cy1~3 の抽出箇所を示す。

抽出孔より採取されたシリンダー壁面に存在する油の粘度測定にはカップアンドコーン型粘度計を用いた。粘度測定は測定温度を変えて行い、粘度の温度による変化を求めた。また、TG-DTA (熱-重量分析機) を用いて各部に供給された潤滑油がどのような影響を受けているのかを推定し、潤滑油のシリンダー内での挙動を考察した。なお実験で潤滑油抽出を行うに際し、富塚の研究⁽¹³⁾を参考にして行った。

3・2 実験結果および考察

図 9 には、ガソリンおよびメタノール燃料を用いて運転したときの Sc および Cy1~3 より採取した抽出油の温度による粘度変化の関係を示す。図には合わせて実験に用いた未使用潤滑油 (Oil, 生オイル) の粘度測定の結果も示している。各図より、Sc から採取された油膜では Oil よりも粘度が低くなっていることが確認できる。これは、燃料と潤滑油がクランク室内で混合し、燃料によって希釈された潤滑油が掃気孔壁面を伝わってきたもので、また熱履歴を受けていないことによるものである。この抽出油は、図 13 の関係から、ガソリンの場合では、潤滑油との混合比が 5:1 に相当する粘度である。さらに図 9 (b) において Sc より採取されたシリンダー壁面に存在する油はメタノール燃料と潤滑油が混じり合わないという性質が粘度測定の結果に表れたと考えられ、なめらかな温度依存性を示してはいない。次に、シリンダー壁内に貫通している Cy1~3 より採取された油膜は Oil よりも粘度が高くなっている。これは、燃焼室で熱の影響を受けて燃料と潤滑油の低沸点成分が揮発し、抽出孔より熱履歴を受けた潤滑油が採取されたためであると見なすことができる。

図 10 には、ガソリンおよびメタノール燃料を用いて運転したときの、Cy2 (吸気側) より採取した抽出油の TG 分析の結果を、図 11 には Cy3 (排気側) より採取したものの結果を示す。図の横軸は電気炉内の温度 (温度上昇率 10°C/min)、縦軸は天秤に乗せた試料の初期重量からの減少率を示している。図中の G100 はガソリンを燃料とし潤滑油との混合比 15:1 をとして運転したときの試料であり、M100 はメタノールを燃料とし潤滑油との混合比 20.4:1 をとして運転したときの試料である。図の実線 (Oil) より、実験に用いた潤滑油には 50°C~150°C までに揮発する低沸点成分 (主に灯油留分) が 25% 程と、残り 70% 程度の 230°C~370°C までに揮発する高沸点成分から成ることがわかる、残り 5% 程度は潤滑油に添加されている清浄・分散剤である。図 10 より、ガソリンで運転した場合の Cy2 からの抽出油には、250°C 以下の未燃

Fig.9 Curve of temperature vs. viscosity of oil from cylinder wall

Fig.10 TG diagram (Samples from Cy2)

Fig.11 TG diagram (Samples from Cy3)

ガソリンと潤滑油の低沸点成分がほとんど揮発し、ほとんどが 400°C までに揮発する高沸点成分から成っていることがわかる。一方、メタノール燃料で運転した場合の Cy2 からの抽出油 M100 は、昇温開始直後から揮発が始まり 150°C までに 12% 程が揮発し、残りは 230°C~400°C までに揮発する高沸点成分から成ることがわかる。このことから、メタノール燃料を用いた場合、Oil より少ない低沸点成分が残存していることがわかる。

図 11 より、ガソリンで運転した場合は Cy3 からの抽出油には、未燃ガソリンおよび生オイルの 150°C までに揮発する低沸点成分が含まれるが、その量は少なく 9% 程で、残りは 230°C~400°C までに揮発する高沸点成分から成る。一方、メタノール燃料で運転した場合の抽出油は、昇温を開始した 50°C よりも低い温度から揮発が始まり、150°C までに 45%~60% 程揮発する。その後、生オイルやガソリンでも見られた通り 230°C 近辺からさらに揮発が始まる。メタノールの沸点は 64.6°C と低く、そのままでは分析を開始してからすぐに揮発してしまうと考えられるが、メタノール燃料を用いた場合の Cy3 から採取されたシリンダー壁面に存在する油には半分近くの低沸点成分が含まれていて、これはメタノールの成分や燃焼により生じた水分がエマルジョン化などで潤滑油に取り込まれて残存していることを意味している。粘度測定の結果からは、70°C においてガソリンを用いた場合 57.5mPa·s、メタノール燃料を用いた場合 145mPa·s であり、3 倍近くの高粘度を維持している。これは、メタノールと水分や潤滑油の相溶性が低いことから、低沸点成分が多いにもかかわらず、油性も維持されていることを示している。

4. 往復摺動試験機による摩耗試験

4・1 試験装置及び方法

実機運転摺動状況における変動因子排除のために、往復摺動試験機を用いた模擬試験を行った。試験は、実機におけるピストンリングとシリンダライナ間の摺動を模擬するため図 12 のような装置を用いた。上部試験片には実機で用いたピストンリングを幅 5mm に切断したものを用いる。下部試験片はシリンダー壁面から切り出した長さ 40mm、幅 15mm、厚さ 3mm ものをを用いる。上部試験片は、ひずみリングの下部に装着し、下部試験片を専用のオイルバスに設置し、モータとクランク機構を用いて左右に往復運動を行う。摺動面への荷重はひずみリング上部から下部試験片に垂直にかかるようにし、実機の往復摺動を模擬する。

供試燃料は、ガソリン (G100) およびメタノール (M100) とし潤滑油混合燃料としてその混合比を 10:1 (G10 と M10)、15:1 (G15 と M15)、25:1 (G25 と M25) のものを用いた。潤滑油は未使用のもの (新油 (N)) と劣化油 (D) 及び新油と劣化油を 1:1 で混合した (劣化混合油 (ND)) ものをを用いた。劣化油としては、潤滑油新油を電気炉を用いて昇温速度 10°C/min で加熱し 170°C になった時点から 1 時間保持し、熱履歴を与え徐冷したものを用いた。試験条件として往復摺動距離は 10mm、回転数は 200rpm、摺動時間は 60 分で行う。潤滑油と混合した燃料を 5ml、オイルケース内に滴下し、試験を開始し、その後 10 分毎に 3ml 滴下供給する。実機運転時の燃焼圧力変化から計算し、低負荷時で 5.8N、高負荷時で 11.6N の荷重を与えた。摩擦係数はすべり速度最大時における、摩擦係数の 1 時間の平均 (平均摩擦係数) を使用した。また、摩耗量は下部試験片に生じた摺動痕中心において幅 2mm、長さ 10mm の範囲について表面粗さ計を用いて測定した値に表面解析ソフトを用いて、表面データを解析し、削られた体積 (μm^3) により求めた。

4・2 実験結果および考察

潤滑油を混合した燃料の30℃における粘度を図13に示す. 図において Oil の表記は潤滑油のみの場合であり, 新油から劣化油になるにつれて粘度は大きくなる. Fuel の表記はガソリンおよびメタノールのみの場合であり, メタノールの方がガソリンよりも粘度が大きい. 供試した潤滑油混合比の範囲(10:1~25:1)で混合燃料の粘度についてみると, メタノール混合の方は新油, 劣化油ともほぼ同じ粘度で, 燃料割合が増加するにつれて粘度は徐々に低下していく. これに対し, ガソリン混合の方は, メタノールよりも粘度が低く, その中では劣化潤滑油の方が粘度が高くなっている.

図14には, 潤滑油を含有した各燃料について平均摩擦係数と30℃における粘度の関係を(a)荷重5.8Nと(b)荷重11.6Nの場合について示す. 図より, 同じ潤滑油と燃料を用いた混合液の粘度が高い方は, 摩擦係数が低くなっている. これは粘度が高い方は形成された油膜が保持されていて, 上部試験片と下部試験片の間の潤滑が充分であり, 摩擦係数が小さくなったと考えられる. しかし, 劣化油の摩擦係数は混合油や新油のそれより高い, これは, 劣化過程で低沸点成分が揮発して減少し, 粘度が大きくなって摩擦係数が増加したものである. また, これによって二つのグループに分けることが出来る. 図(a)および図(b)ともに, 燃料と潤滑油が混和するグループ(ガソリン)と混和しないグループ(メタノール)であり, 前者が粘度の小さいグループとなる, 荷重が大きいとき, この結果は摩擦係数の差にはっきりと見てとれる. 混和しないことで接触面に粘度の高い潤滑油が存在するため, 混合潤滑を維持して摩擦係数の値が低下している. しかし, 混和するグループでは燃料により潤滑油が希釈されて粘度が低下し, その潤滑状態は境界潤滑と混合潤滑が存在する状態になると考えられる.

Fig.12 Slide testing equipment

Fig.13 Viscosity of fuel and oil mixture [30℃]

(a) Load 5.8N

(b) Load 11.6N

Fig.14 Relation of kind of fuel's viscosity and coefficient of friction

Fig.15 Kind of fuel and oil wear volume

図 15 は荷重 5.8N と 11.6N における各燃料，潤滑油での 1 時間運転後の下部試験片の摩耗量を示す．図において，潤滑油のみでは，新油（N）の摩耗量が最小で，新劣混合油（ND），劣化油（D）の順に摩耗量が増加している．荷重 11.6N での摩耗量は，荷重 5.8N のそれより大きくなっているが，荷重の大小にかかわらず燃料を混合して粘度が低下することにより摩耗量が漸増している．その中でも，メタノール混合の方がガソリン混合の方よりも摩耗量が少ないが，これは図 13 での粘度の差に対応している．

5. 実機実験と摺動試験の関係

ガソリンと 2 ストロークエンジン用潤滑油は親和性を有し，全ての混合比で混合するが，メタノールと潤滑油は混合せずに物理的に裁断されて分布する．この性質が，実機エンジンでメタノールを燃料とした場合の熱履歴の影響が少ない掃気口からの抽出油に表れていて，低沸点成分が含有され粘度が低く，温度依存性も非線形的になっている（図 9 (b) Sc）．

摺動試験においても，燃料と潤滑油を混合し，実機運転の側圧に相当する負荷を与えた場合，常温ではあるがメタノールとの混合においては高い粘性を示した（図 13）．高い粘性においては，壁面状に付着残留している潤滑油の効果により混合潤滑が維持され摩擦係数が低く抑えられ，その結果摩耗量が少なくなっている（図 15），実機におけるシリンダーやリングの摩耗がガソリンよりも少なくなった傾向と一致している（図 4-7）．

以上のことから，メタノールを燃料とした場合は潤滑油との相溶性の低さから，壁面上に粘性の大きい油膜が形成されガソリンよりも摩耗の進行が少なくなっているといえる．逆に，この相溶性の低さのために油膜切れ状態が生じやすく部分的に境界潤滑となって，アブレシブ摩耗を生じてしまうということになる．このことから，今後の潤滑油の設計においては燃料との相溶性のコントロールをすることにより，壁面にまんべんなく行き渡って油膜形成をし，燃料が蒸発後も潤滑油成分が残存して保持されるような考え方が有効であるといえる．

6. 結 言

小型 2 ストロークエンジンに代替燃料としてメタノールを用いた場合のシリンダートライボロジーについて実機運転と往復摺動試験機を用いた実験の両面から研究を行った．実機実験においては，ガソリンとメタノールを燃料としたときのシリンダー摩耗進行の差異について，摺動試験とシリンダー壁面から抽出した潤滑油の解析から説明でき，摺動試験による模擬実験との関連性について検討し，以下の知見を得た．

(1) 実機運転においてはガソリンを燃料とした場合よりメタノールを燃料とした場合の方が，シリンダーおよびピストンリング共に摩耗量は相対的に少ない．しかし，部分的なスカuffing はメタノールを燃料とした方が多く発生する傾向になる．

(2) 実機運転中のシリンダー壁面から抽出した潤滑油は熱履歴により低沸点成分の多くが揮発し，高沸点成分が大部分を占める．その中においてもメタノール燃料とした場合の方では，沸点成分が幾分残存し，かつ粘性も維持されている．

(3) シリンダーとピストンリングから切り出した試料を用いた摺動試験においては，ガソリンと潤滑油の混合燃料

を用いた場合、混合油の粘度は希釈されて粘度が低下し、負荷が大きくなると境界潤滑になることもある。これに対し、メタノールと潤滑油の混合燃料を用いた場合では、メタノールと潤滑油の相溶性の低さから、接触面に粘度の大きい潤滑油が多く存在するために混合潤滑が維持されて、摩擦係数はガソリンの場合より低くなる。

謝辞 本実験の実施に当たり、当時院生の菊池智君の助力を得た。また、本研究の一部は、科学研究補助金(22560133)を用いて行われた。記して謝意を表す。

文 献

- (1) イスラ海提阿不力孜, 藤田尚毅, 北野三千雄, 吉田宏, “小形2ストロークエンジンにおける燃焼室デポジットのピストン上たい積特性”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 71, No. 702 (2005), pp. 717-723.
- (2) 佐藤慎司, 藤田尚毅, 衛飛, 廣瀬宏一, 今洋, “小型2ストローク機関の運転条件が燃焼室デポジット生成に与える影響”, 第22回内燃機関シンポジウム講演論文集(2011), pp. 197-202.
- (3) Nikanjam, M., and Boom, R., “The Effects of Fuels and Engines on Intake Valve and Combustion Chamber Deposit”, *SAE Technical Paper* 962028(1996), pp. 1-15.
- (4) 藤田尚毅, 小野寺英輝, 辻正一, 伊藤光博, “小型2サイクルメタノール火花点火エンジンのトライボロジー”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 60, No. 571(1994), pp. 169-172.
- (5) 福西豊二, “2サイクル機関の潤滑”, 潤滑, Vol. 14, No. 4(1972), pp. 46-52.
- (6) 鍵谷勤, “代替燃料としてのアルコールとその経済性”, エネルギー資源, Vol. 1, No. 2(1980), pp. 23-30.
- (7) 自動車技術会編, 自動車技術ハンドブック, 第1分冊, 基礎理論編(2004), p. 12, 自動車技術会.
- (8) Simon C. Tung, Hong Gao, “Tribological characteristics and surface interaction between piston ring coatings and a blend of energy-conserving oils and ethanol fuels”, *Wear*, Vol. 255, No. 61(2003), pp. 1276-1285.
- (9) WEI FEI, YISILAHAITI, Ba Yinliang, “The Effect of Detergent-Dispersant in Lubricant Oil on Combustion Chamber Deposit Formation of a Two-Stroke Cycle Engine”, *Xinjiang Agricultural Mechanization*, Vol. 3, No. 11(2009), pp. 27-29.
- (10) 今洋, 藤田尚毅, 廣瀬宏一, イスラ海提阿不力孜, “小型二ストローク機関における燃焼室堆積物生成に関する研究 (シリンダ内潤滑油の流れと堆積物パターンの関係)”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 76, No. 772(2010), pp. 270-277.
- (11) 平綿勝彦, 田辺明, “2サイクルエンジンの摩耗について”, トライボロジスト, Vol. 39, No. 2(1994), pp. 145-152.
- (12) 中山信義, 中村陽一, 山下尚, 藤井龍雄, “メタノールエンジンの潤滑特性”, *Journal of the M.E.S.J.*, Vol. 28, No. 5(1993), pp. 334-342.
- (13) 富塚清, 二サイクル機関(1985), pp. 299-314, 養賢堂.