ピストンリングの摩擦特性に及ぼす使用油の影響*

北原辰巳^{*1}, 藤崎 宏太郎^{*1}, 山本 英継^{*2}

Influence of Used Oil on Piston Ring Friction

Tatsumi KITAHARA^{*3}, Kotaro FUJISAKI and Hidetsugu YAMAMOTO^{*3} Department of Mechanical Science and Engineering, Kyushu University,
6-10-1 Hakozaki, Higashi-ku, Fukuoka-shi, Fukuoka, 812-8581 Japan

The influences of the used oil on the piston ring friction were evaluated by using a pin-on-disk type reciprocative sliding test equipment and an actual operating diesel engine in which the floating liner method was adopted. The major results are: (1) Because the used oil which contains highly concentrated soot is inferior in oil film spreading characteristics, the lubricating property is significantly lowered by reducing the oil supply rate; (2) Even though the kinematic viscosity of the used oil is increased by the flocculation of soot, the effective viscosity on the sliding surface of the used oil is approximately equal to that of the fresh oil due to the de-flocculation of soot. The friction mean effective pressure obtained for the used oil is not different from that for the fresh oil; and (3) Because the oil starved lubrication is dominant for the piston ring pack, the used oil raises the lubrication severity at the beginning of the power stroke, thereby causing the boundary friction to increase.

Key Words: Internal Combustion Engine, Piston Ring, Tribology, Friction, Lubrication, Used Oil

1. 緒 言

ディーゼル機関で長時間使用した潤滑油は酸化、添加剤消耗、並びに異物混入などが原因で劣化している。とりわけ近年のディーゼル機関では排出ガス低減の手段として排気ガス再循環装置(EGR)の装着が進み、使用油中に多量のすすが混入する傾向にあり、各部しゅう動面の摩耗が増大することが大きな問題になっている。従来の研究では、使用油に混入したすすがアブレイブ作用を促進すること、すすが摩耗防止剤に吸着して耐摩耗被膜の形成を困難にすること、あるいはすすがしゅう動面の入口に蓄積して潤滑油の流入を阻害することなどが、摩耗増大の原因として報告されている^{(1)~(6)}。しかし、これらの研究の多くは動弁系を対象に主として境界潤滑状態で試験を実施したものであるため、ピストンリングの摩擦特性に及ぼす使用油の影響については不明な点も多いと考えられる。

ピストンリングの潤滑状態は潤滑油の供給量が不足

した(オイルスタベーション)条件で往復すべりや変動荷重の特徴が重なるため極めて複雑であり⁽⁷⁾⁽⁸⁾、行程中央では粘性摩擦が主体であるが死点近傍ではかなり苛酷な境界摩擦の介入も認められる^{(9)~(11)}。したがって使用油の摩擦特性を明らかにして摩擦、摩耗の増大やスカuffingなどの損傷発生を防止することは重要な研究課題である。

そこで本研究では、まずピストンリングの往復すべりを模擬した回転円板式往復すべり摩擦試験機を用い、実働機関の潤滑状態にできるだけ近い荷重と速度の条件で摩擦、摩耗やスカuffing発生に及ぼす使用油の影響を調べ、その特性を把握した。さらに4サイクルディーゼル機関のシリンダライナを静圧軸受で支持する手法によりシリンダライナに使用するピストン・ピストンリングの摩擦力を測定できるようにした試験装置を用い、使用油の摩擦特性について検討した。

2. 摩擦試験機における摩擦特性

2.1 試験装置 図1に回転円板式往復すべり摩擦試験機の概略を示す。この試験機は回転する直径190 mmの円板状ライナ試験片②の上で、下向きに荷重をかけた幅7 mm、長さ23 mmの角形リング試験

* 原稿受付 2000年9月11日。

^{*1} 正員, 九州大学大学院工学研究院(〒812-8581 福岡市東区箱崎6-10-1)。^{*2} 正員, 三菱自動車工業(株)(〒211-8522 川崎市中原区大倉町10)。

E-mail: kitahara@mech.kyushu-u.ac.jp

片③を円板直径方向に往復横移動させながらしゅう動させるものである⁽¹²⁾。したがってリング試験片に作用する摩擦力は実際機関と同様に速さと方向が周期的に変化する往復すべりの状態で与えられ、その変化が水平支持棒⑧を介して荷重センサ⑬により検出される。供試潤滑油はライナ試験片上へ注油し、試験部の温度はライナ試験片の直下部と上側部に設けた電熱ヒータで調節した。リング試験片の表面温度はすべり面内部に埋め込んだ熱電対で測定した。ライナおよびリング試験片には鋳鉄を用い、そのしゅう動面は自乗平均平方根粗さ (R_{rms}) で $0.38 \sim 0.40 \mu\text{m}$ の範囲に研削加工した。

2.2 供試潤滑油 表1に示す供試潤滑油は、ディーゼル機関用 SAE 10 W 30・CD 級の新油 (Fresh Oil)、トラック用ディーゼル機関で長時間運転し多量のすす (ペンタン不溶解分: 5.00 mass %) が混入した使用油 (Used Oil)、並びに使用油中のすすを超遠心分離機 (遠心力: $22 \times 10^4 \text{ G}$) を用いて除去したすす除去

油 (Soot-free Used Oil) である。使用油とすす除去油に関しては酸化や添加剤消耗の割合が同程度であることから、両者の摩擦特性を比較することによって使用油に混入しているすすの影響を検討できるものと考ええる。

使用油の場合、図2に示すような多数のすす粒子 (直径: 約 30 nm) が 500 nm 程度に凝集しており動粘度を増大させているが、すすを除去することにより動粘度は新油と同程度にまで低下することがわかる。図3は新油と使用油の各場合で温度 150°C における毛細管粘度と高温高せん断 (せん断速度: 10^6 s^{-1}) 粘度を比較した結果である。使用油の場合、高せん断条件下ですすの凝集が細かく分散されるために、高温高せん断粘度が大幅に低下する現象が認められる。

2.3 実験結果と考察

2.3.1 摩擦および摩耗特性 図4は新油、使用油、並びにすす除去油を用いた各場合で、給油量 q と

Table 1 Properties of lubricating oils

Lubricating Oil	Kinematic Viscosity (mm^2/s)		Total Base Number (mgKOH/g)	Pentane Insoluble (mass %)
	40°C	100°C		
SAE10W30 Fresh Oil	72.4	11.0	14.5	0.00
Used Oil	118.0	15.4	2.7	5.00
Soot-free* Used Oil	69.2	10.2	2.6	0.03

* Treatment by Centrifuge ($22 \times 10^4 \text{ G}$)

1. Rotating Shaft	8. Horizontal Rod
2. Liner Specimen Disk	9. Rod Guide
3. Ring Specimen Block	10. Vertical Support
4. Ring Block Holder	11. Oscillation Device
5. Load Bellows	12. Balance Weight
6. Compressed Air Tube	13. Load Sensor
7. Oscillatory Arm	14. Adjust Screw

Fig.1 Schematic diagram of pin-on-disk type reciprocative sliding test equipment

Fig.2 Soot flocculation in used oil

*High Temperature High Shear Rate at 150°C and 10^6 s^{-1}

Fig.3 Difference between capillary viscosity and HTHS viscosity

摩擦係数 f の関係を調べた結果である。摩擦係数の値は、図5に示すような平均すべり速度 $\bar{U}=10$ m/s, 荷重面圧 $P=2$ MPa, 並びにリング試験片表面温度 $T=150^{\circ}\text{C}$ の条件で、試験開始から180分後に測定した摩擦力のサイクル平均値 $\bar{F}$ から求めた。

図4から新油を用いた場合、給油量を 4.5×10^{-3} g/s から 0.5×10^{-3} g/s に減少させても摩擦係数はほとんど変化しておらず、約0.014であることが認められる。使用油を用いた場合、給油量を 2×10^{-3} g/s 以上に増加させると摩擦係数は新油より低くなるが、給油量の減少に従って摩擦が大幅に増大し潤滑状態が苛酷になることが認められる。一方すす除去油を用いた場合、摩擦係数は新油より若干低くなるが、給油量の減

Fig. 4 Influence of used oil on friction coefficient

Fig. 5 Changes of friction with running time

少に従って摩擦が増大する傾向は認められない。

図6は試験後におけるリング試験片の自乗平均平方根粗さ (R_{rms}) を測定した結果である。新油を用いた場合、試験後のリング表面粗さは給油量を変化させてもほとんど等しくなり約 $0.28 \mu\text{m}$ であることが認められる。使用油を用いた場合、摩耗が増大しリング表面粗さは新油の場合より減少しているが、とりわけ給油量が 2×10^{-3} g/s 以下の条件で表面粗さが大幅に減少している。一方すす除去油を用いた場合、リング表面粗さは新油より小さくなるが、給油量が減少しても表面粗さの大幅な減少は認められず、使用油の場合と大きく異なっている。以上の結果から使用油の摩擦特性は、新油やすす除去油の場合と異なり、給油量に従って大幅に変化すること、すなわち給油量が多い条件では表面粗さが適度に減少することにより、なじみ効果が得られ摩擦が低くなるものの、給油量が少ない条件では潤滑状態が苛酷になり摩擦が著しく増大することがわかった。

図7は給油量が少ない条件下 ($q=0.5 \times 10^{-3}$ g/s) で

Fig. 6 Influence of used oil on ring surface roughness after test

Lubricating Oil	Ring Wear Amount (mg)						
	1	2	3	4	5	6	7
SAE10W30 Fresh Oil							
Used Oil							
Soot-free Used Oil							

($\bar{U}=10$ m/s, $P=4$ MPa, $T=150^{\circ}\text{C}$, $q=0.5 \times 10^{-3}$ g/s)

Fig. 7 Influence of used oil on ring wear

新油, 使用油, 並びにすす除去油の耐摩耗性を比較した結果である。摩耗試験は $\bar{U}=10$ m/s, $P=4$ MPa, 並びに $T=150^\circ\text{C}$ の条件で12時間の連続運転を行った後, リング試験片の質量減少量を調べる方法で実施した。使用油およびすす除去油を用いると, いずれも新油の場合と比較して摩耗が増大しているが, とりわけ使用油の場合に摩耗が大幅に増大しており, 使用油中のすすが耐摩耗性を著しく低下させることがわかる。

2・3・2 耐スカuffing性 図8は新油, 使用油, 並びにすす除去油の耐スカuffing性を比較した結果である。実験は $\bar{U}=15$ m/s および $T=150^\circ\text{C}$ の条件でリング荷重面圧のみを段階的に増大させ, スカuffingが発生する限界荷重面圧 P_s を求める方法で実施した。スカuffingの発生は試験面温度の急上昇と摩擦力の急増の二点から判定した。

新油を用いた場合, 給油量を減少させてもスカuff

Fig. 8 Influence of used oil on scuffing contact pressure

Fig. 9 Influence of used oil on spread oil area

リング発生荷重はほとんど変化しておらず約7 MPaである。使用油を用いるとスカuffing発生荷重は新油の場合より低くなるが, 特に給油量が 2×10^{-3} g/s以下の条件で耐スカuffing性が大幅に低下している。一方すす除去油を用いた場合, スカuffing発生荷重は新油より低くなるものの, 給油量の減少に従って耐スカuffing性が大幅に低下する傾向は認められない。

以上の結果から使用油やすす除去油を用いた場合, いずれも新油と比較すると耐スカuffing性の低下が認められるが, 使用油の耐スカuffing性が給油量の減少に従って大幅に低下することは, すす除去油の場合と大きく異なっており, 使用油に混入している多量のすすが潤滑性を著しく低下させた結果と考えられる。この原因を考察するために, 2・3・3項では油膜拡がり性について検討する。

2・3・3 油膜拡がり性 図9は新油, 使用油, 並びにすす除去油の油膜拡がり性を比較した結果である。油膜拡がり性を評価する試験は, 図10に示すように一定量(0.03 g)の供試油を中央に滴下した円板ライナ試験片を表面温度 $T=150^\circ\text{C}$, 回転速度 $N=100$ rpmの条件で回転させリング試験片を1サイクルのみ揺動させた後, ライナ試験片に拡がった油膜面積 A_o を測定する方法で実施した。図9からすべての供試油の場合でリング荷重面圧 P を増加させると, しゅう動面に流入する油量が減少して油膜拡がり面積が低下する傾向が認められる。とりわけ新油およびすす除去油の場合と比較して使用油は油膜拡がり性に劣っており, 荷重面圧の増加による油膜拡がり面積の減少が顕著である。この原因の一つとして使用油の動粘度が高いことも考えられるため, 粘度の異なるSAE 10 W, SAE 30, 並びにSAE 50の新油を用いて試験を実施したが油膜拡がり面積の違いはほとんど認められな

Fig. 10 Spread oil with ring oscillation

った(図9にはSEA 50の新油で得られた結果のみを記す)。またSAE 10 W 30の新油とすす除去油で得られた油膜拡がり面積がほとんど等しいことなどから、油膜拡がり性に及ぼす粘度や添加剤の影響は極めて小さいものとする。したがって図9は使用油に混入している多量のすすが油膜拡がり性を著しく低下させた結果と推察できる。

このように使用油は油膜拡がり性に劣るため給油量が減少すると、油膜破断した固体接触部で油膜の供給および修復が困難となり、図4および図8で示したように潤滑性が著しく低下するものと考えられる。3章ではディーゼル機関の実働運転時におけるピストン・ピストンリングの摩擦力を測定できるようにした試験装置を用い、使用油の摩擦特性について検討する。

3. 実働ディーゼル機関における 摩擦特性

3・1 試験装置 図11に試験装置の概略を示す。これはシリンダ径 105 mm, ストローク 120 mm の4

Fig.11 Schematic diagram of test equipment for measuring piston and piston rings friction

サイクル単気筒ディーゼル機関のシリンダライナ③を静圧軸受④で支持することによりシリンダヘッドおよびシリンダブロックから独立させ、シリンダライナの軸方向に作用するピストン・ピストンリングの摩擦力を荷重センサ⑤で検出する構造である。またシリンダ内のガス圧力がシリンダライナの上端面に作用して摩擦の測定値に介入することを防ぐために、極めて薄い耐熱性ゴム板②によるガスシール機構を採用し、シリンダライナの軸方向に働くガス圧力を平衡させる構造となっている⁽⁹⁾。

表2に供試ピストンリングの主要諸元を示す。表中の3本リングはディーゼル機関で用いられている標準的なピストンリング列であり、2本リングはセカンド

Table 2 Specifications of piston rings

Piston Rings	Top Ring			2nd Ring			Oil Ring		
	B	P	W	B	P	W	B	P	W
3 Rings	3.0	134	21	2.0	125	13	0.4	980	41
2 Rings	2.0	88	9	-	-	-	0.4	654	27

B (mm) : Ring Width, P (kPa) : Contact Pressure
W (N) : Tangential Tension

Table 3 Properties of lubricating oils

Lubricating Oil	Kinematic Viscosity (mm ² /s)		Total Base Number (mgKOH/g)
	40°C	100°C	
SAE10W	37.7	6.3	11.4
SAE30	97.3	11.5	11.4
SAE50	230.5	20.4	11.4

Fig.12 Typical friction force diagram

リングを取り外し、さらにトップリングおよびオイルリングの張力 W を低下させて合計張力を大幅に低減させたピストンリング列である。供試潤滑油としては表3に示すようなSAE 10 W, SAE 30, 並びにSAE 50 のディーゼル機関用CD級新油を用い、潤滑油の粘度が摩擦に及ぼす影響を明らかにした。さらに前出のSEA 10 W 30・CD級新油とその使用油を用いて摩擦特性を比較した。

図12にピストン・ピストンリングの摩擦力とシリンダ内ガス圧力の一例を示す。摩擦力波形の特徴として、しゅう動速度の高い行程中央では粘性摩擦が主体の波形になるものの、死点直後では油膜が薄くなるため境界接触の介入により摩擦力のピークが現れること、そして高温、高圧の苛酷な条件下にある膨張行程初期に摩擦力のピークが最大となることが認められる。ここで F_m は膨張行程初期における最大摩擦力を表し、 P_f は1サイクルの摩擦損失仕事を行程容積で除した摩擦平均圧力を表す。またシリンダライナの代表温度 T_c は行程中央におけるトップリング位置に埋め込んだ熱電対で測定した。

3.2 実験結果と考察

3.2.1 潤滑油粘度の影響 図13はSAE 10 WとSAE 50 の供試油を用い、潤滑油粘度が摩擦に及ぼす影響を調べた結果である。SAE 10 W の低粘度油を

Fig. 13 Influence of lubricating oil viscosity

Fig. 14 Relationship between P_f and $\mu\bar{U}$

用いると粘性摩擦が主体の行程中央における摩擦力は減少し、摩擦平均圧力 P_f の低減に有効であることがわかる。しかし死点近傍では粘度の低下により油膜厚さが減少し境界接触の度合いが増すため、摩擦力のピーク F_m が増大することが認められる。この死点近傍の境界摩擦を低減させることは固体接触による摩耗の増大やスカuffingの発生を防止し、機関の耐久性を向上させる上で重要であり、低粘度の潤滑油を用いる場合の課題であるといえる。

図14はSAE 10 W, SAE 30, 並びにSAE 50 の各供試油について、シリンダライナ壁の温度 T_c から求めた代表油膜粘度 μ と平均ピストン速度 $\bar{U}$ の積 $\mu\bar{U}$ と摩擦平均圧力 P_f の関係を整理した結果である。ピストン回りの摩擦力は高温、高圧の苛酷なしゅう動条件にある膨張行程初期に最大となり境界摩擦の特性を示すが、高いガス圧が作用する期間が短いため境界摩擦のピーク F_m がサイクル平均の摩擦損失に及ぼす影響は小さく、 P_f の値は $(\mu\bar{U})^{0.4}$ の値に比例して増大する粘性摩擦の特性を示すことがわかる。

3.2.2 使用油の影響 図15は2本リングおよび3本リングを用いた各場合で、新油と使用油の摩擦を比較した結果である。潤滑油粘度の影響を調べた3.2.1項の結果から、新油と比較して動粘度が高い使用

(a) 2 Rings: Top($W=9$ N)+Oil($W=27$ N)

(b) 3 Rings: Top($W=21$ N)+2nd($W=13$ N)+Oil($W=41$ N)

Fig. 15 Influence of used oil

油を用いると、摩擦平均圧力 P_f の値が増大することが予想できる。しかし新油と使用油の場合で行程中央の摩擦力に大きな違いは認められず、 P_f の値はほとんど等しくなることがわかる。この結果から使用油の場合、多量のすすが凝集したことが原因で動粘度は高くなるものの、しゅう動面で高いせん断力が作用するとすすの凝集が細かく分散されるため、実効粘度は新油と同程度にまで低下しているものと推察できる。

また図 15 から使用油を用いると膨張行程初期における潤滑状態が一段と苛酷になり、境界摩擦のピーク F_m が増大することが認められるが、その傾向は 3 本リングを用いた場合のほうが 2 本リングの場合より顕著である。複数段からなるピストンリング列では、先行するピストンリングが残した油膜を後続のピストンリングが利用するため、オイルリングを通過してトップリングまで供給される潤滑油は一般に不足(スターブ)した状態にある⁽⁷⁾。3 本リングの場合は、2 本リングと比較してピストンリングの本数が多く合計張力が高いことからスターブ状態が顕著であるため⁽⁸⁾、油膜拡がり性に劣った使用油を用いると潤滑状態が一段と苛酷になるものと推察できる。

このように使用油を用いた場合には粘性摩擦損失の大幅な増大は認められないものの、膨張行程初期における境界摩擦が増大するため潤滑状態を改善させることが極めて重要であることがわかった。今後は使用油の潤滑特性に及ぼす、すすの濃度や凝集状態の影響、潤滑油添加剤の影響、並びにリングおよびライナ材の影響などを調べ、使用油の潤滑性を向上させる方策について検討していく予定である。

4. 結 論

回転円板式往復すべり摩擦試験機と実働ディーゼル機関を用いピストンリングの摩擦特性に及ぼす使用油の影響について調べた結果、以下のことが明らかになった。

(1) 多量のすすが混入した使用油は油膜拡がり性に劣るため、給油量が減少すると摩擦が増大して耐摩

耗性および耐スカuffing性が大幅に低下する。

(2) 使用油の場合、多量のすすが凝集して動粘度は高くなるが、しゅう動面で高いせん断力が作用すると実効粘度が低下する現象が現れ、粘性摩擦損失は新油の場合とほとんど等しくなる。

(3) 使用油は膨張行程初期における潤滑状態を苛酷にし境界摩擦を増大させるが、その傾向はピストンリング列に供給される潤滑油のスターブ状態が増すと一段と顕著になる。

終わりに本研究に際し、ご協力をいただいた日石三菱(株)の竹島茂樹氏に深く謝意を表す。

文 献

- (1) Rounds, F. G., Carbon: Cause of Diesel Engine Wear?, *SAE Paper*, No. 770829 (1977).
- (2) Hosonuma, K., Yoshida, K. and Matsunaga, A., The Decomposition products of Zinc Dialkyldithiophosphate in an Engine and their Interaction with Diesel Soot, *Wear*, **103** (1985), 297-309.
- (3) 廣瀬泰則・功刀俊夫, ディーゼルスーツと動弁系摩耗, 潤滑, **32-3** (1987), 159-164.
- (4) 吉田一雄・桜井俊男, 動弁の摩耗に及ぼすすの作用機構, 潤滑, **32-8** (1988), 629-636.
- (5) Ryason, P. R., Chan, I. Y. and Gilmore, J. T., Polishing Wear by Soot, *Wear*, **137** (1990), 15-24.
- (6) 成田恵一, ディーゼルスーツがエンジン油の性能に与える影響, トライボロジスト, **42-6** (1997), 425-429.
- (7) 和栗雄太郎・浜武俊朗・副島光洋・北原辰巳, ピストンリング列の潤滑について, 機論, **59-561**, C (1993), 1504-1511.
- (8) 和栗雄太郎・北原辰巳・浜武俊朗・副島光洋・大野修実, ピストンリングの摩擦特性に関する研究 (ピストンリング諸元の影響), 機論, **62-599**, C (1996), 2811-2817.
- (9) 和栗雄太郎・副島光洋・北原辰巳・布谷昌俊・大坪勝, 内燃機関ピストンリングの摩擦特性に関する研究, 機論, **58-551**, C (1992), 2293-2298.
- (10) 和栗雄太郎・副島光洋・北原辰巳・布谷昌俊・可部幸正, ピストンリングの摩擦特性に関する研究 (潤滑油性状の影響), 機論, **59-560**, C (1993), 1186-1191.
- (11) 和栗雄太郎・北原辰巳・浜武俊朗・副島光洋・井手真一, ピストン・ピストンリングの摩擦特性に関する研究, 機論, **64-618**, C (1998), 676-682.
- (12) 和栗雄太郎・副島光洋・北原辰巳・前田亨・許順吉・藤崎宏太郎, セラミックスのシリングライナとピストンリングの摩擦および耐スカuffing性に関する実験的研究, 機論, **55-520**, C (1989), 3069-3074.