

【論文】

Low-SAPSディーゼルエンジン油の 摩擦摩耗特性に関する研究

副島 光洋* 松下 祐樹**

Study on Friction and Wear Characteristics of Low-SAPS Diesel Engine Oils

Mitsuhiro Soejima Yuki Matsushita

Abstract: Low viscosity engine oils lower in sulfated ash, phosphorous and sulfur named as Low-SAPS oils have been evaluated regarding the influences on the friction and/or wear characteristics for the cam follower in valve train and the power loss of a working engine. The following study results were made obvious. (1) The power loss in the valve train with a roller follower supported with a needle bearing becomes larger than that in the one with a roller follower supported with a slide bearing. There, the ultra low sulfur oils (ULS) are lower in friction than DH-2 formulated oils, but the lubrication becomes severer under the high rotation speed. (2) Under the slide contact of a slipper follower, however, the ULS oil is higher in friction than the DH-2 oil, where the wear rate for the ULS oil is as high as that for the DH-2 oil when contaminated with soot. (3) The ULS oil made the piston ring scuffed under the high load and temperature conditions of engine operation.

Keywords: IC Engine, Tribology, Friction, Wear, Low-SAPS Lubricant, Low Viscosity Oil, Soot Contamination, Valve Train, Cam Follower, Total Friction Loss

1. はじめに

既報^{(1) - (4)}で述べたように、内燃機関の性能と信頼性を高めるために、トライボロジー技術の一層の向上が望まれている。その代表的な技術課題として、摩擦損失低減すなわち燃費改善のための低粘度マルチグレード・エンジン油の適用、その効果を高めエンジン要素部品の焼付きや摩耗を防ぐための摩擦調整剤 (Friction Modifier)、清浄分散剤、耐摩耗剤などを含むエンジン油添加剤の開発がある^{(5) - (9)}。

また、機関の消費エンジン油中の灰分、りん分、硫黄分などが原因の排気ガス後処理装置の障害すなわちフィルター目詰まりや NOx 還元触媒被毒が問題となり、Ca や Mg を含む清浄分散剤、ZnDTP のような P や S を含む極圧・摩耗防止剤など、金属元素や硫黄分を含む添加剤ならびに基油を対象に、低硫酸灰分化、低りん分化ならびに低硫黄分化 (Low-SAPS: Low Sulfated Ash, Phosphorous and Sulfur) が望まれ、エン

ジン油の粘度や基油・添加剤配合の適正化が急務である^{(10) - (16)}。

したがって本研究では、Low-SAPS 化された DL-1 / DH-2 級^{(15), (16)}や超低硫黄 (ULS: Ultra Low Sulfur) 仕様⁽¹⁰⁾の新しい基油・添加剤配合エンジン油について、摩擦調整や摩耗防止の効力すなわち摩擦や摩耗への影響を調べる。超低硫黄仕様エンジン油は、API規格 Group III 基油に ZnDTP を添加せず金属系清浄剤 Ca サリシレートも多く添加し硫黄分を極端に削減した Low-SAPS 対策油である。

まず、動弁系カム・フォロワなどのエンジン要素部品への影響すなわち性能と信頼性が確保されるか否かを調べる。とくに、動弁系カム・フォロワの転がり接触方式への改良、エンジン油粘度等級のガソリン機関並み SAE5W-20 クラスへの低粘度化などによる摩擦損失の変化を調べる。さらに、エンジン油の酸化劣化・すす混入汚損に伴う摩擦摩耗の増大すなわち信頼性の低下や寿命の短縮を防ぐ対策すなわちロングライフ化について検討する。

具体的には、Low-SAPS の DH-2 や ULS の仕様で粘

* 工学部機械工学科

** 工学部機械工学科 4 年

度等級が SAE10W-30, SAE5W-30 や SAE5W-20 のエンジン油について、これまでのカム・フォロワ動弁機構の摩擦特性を調べた研究^{(2), (3)}と同様に、まずカム/ローラ・フォロワ試験機⁽¹⁷⁾を用い、転がり接触ローラ・フォロワ動弁機構各部の摩擦損失に及ぼす影響、カム軸ローブ部のショットピーニング仕上げやカム・フォロワのローラ部支持の軸受方式の影響などを調べ、またカム/スリッパ・フォロワ試験機⁽¹⁸⁾を用い、転がり・すべり接触カム・フォロワの場合の摩擦に及ぼす影響を調べた。

過去の研究^{(3), (18)}から、エンジン油の酸化劣化が進行しすぎると、混入する凝集し粒径が大きくなり、接触面間のオイル・スタベーションなど潤滑不良状態で摩擦低減や摩擦防止の効力が弱まり、摩擦と摩擦が増大しエンジン油の寿命は短くなることが明らかになっている。そこで Low-SAPS 低粘度 SAE5W-30 マルチグレード・エンジン油について、カム/スリッパ・フォロワ試験機を用い、すすの代用としてカーボンブラックを混合する場合の摩擦摩擦特性を調べ、すす混入オイル潤滑の摩擦摩擦増大メカニズムを考察し、すす混入による摩擦摩擦増大を防止する添加剤配合(低摩擦, 耐摩擦, 高分散性, 酸化劣化防止など)について検討する。

さらに、Low-SAPS 対策の超低硫黄 (ULS) エンジン油の適用が機関全体の摩擦損失に及ぼす影響を調べた。既報⁽¹⁶⁾と同様に、実働ディーゼル機関の負荷制動状態におけるエンジン全摩擦損失を運転停止法で測定し、Low-SAPS 対策の DH 級エンジン油の場合と比較し、摩擦低減効果の有無を調べた。その概要を報告する。

2. 実験方法

2.1. カム/ローラ・フォロワ動弁機構の摩擦測定

既報⁽¹⁷⁾のように、カムとローラ間の接触荷重や摩擦力の測定に用いるカム・タペット摩擦試験装置は、実用 V 形機関の二弁駆動式・OHV 動弁機構である。圧電式・力センサで測定したプッシュロッド荷重 F_p 、タペット回り止め周方向に働く逃げ力 F_x 、タペット胴体とそのガイドの間に働くタペット軸方向の摩擦力 F_y 、タペット胴体に働く垂直荷重 F_z などのタペット周り諸力の間の釣合いから、図 1 および図 2 のようにカム面とローラ面間の接触荷重 F_c と摩擦力 F_f を求めた。実験は、カム軸回転速度 400rpm ~ 1600rpm の範囲で実施し、 F_c や F_f に基づく駆動トルクや摩擦トルクならびに摩擦係数 μ のカム角度変化を求め、カム軸一回転当りの平均トルクならびに接触期間当りの平均摩擦係数の大きさを調べた。

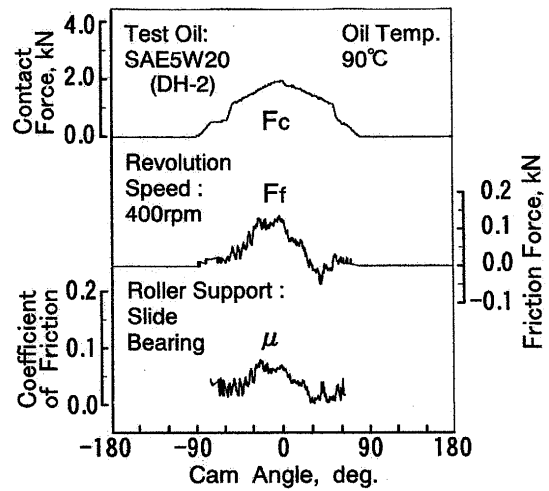


Fig.1 Changes of F_c , F_f and μ with cam angle for roller support by slide bearing

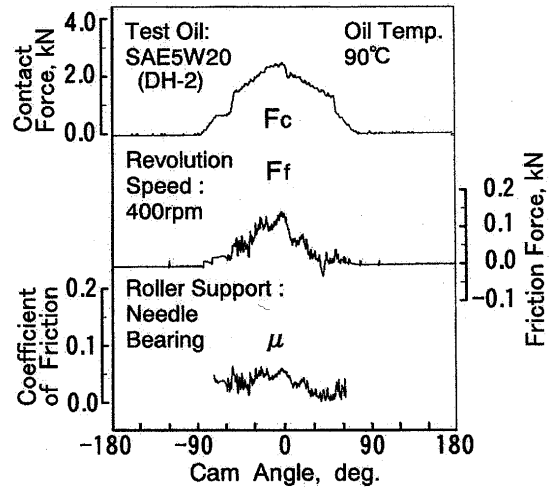


Fig.2 Changes of F_c , F_f and μ with cam angle for roller support by needle bearing

供試カム軸のローブ部は、材質が鉄基焼結合金で表面をショットピーニング加工した既報⁽¹⁷⁾の SSP-F と同じであり、表面の粗さが二乗平均平方根粗さの値で約 $2.4\mu\text{m}$ である。また、供試ローラ・タペットには、ローラ部の支持軸受方式がすべり軸受のものやニードル軸受のものを用いた。ローラの材質は軸受鋼であり、表面の粗さが約 $0.4\mu\text{m}$ である。

供試潤滑油として、表 1 に示す Low-SAPS 対策の DH-2 級規格や超低硫黄仕様 (ULSEO) で粘度等級が SAE10W-30 や SAE5W-20 の低粘度マルチグレード油を用いた。

2.2. カム/スリッパ・フォロワの摩擦摩擦試験
摩擦特性や摩擦摩擦特性を調べる実験は、既報⁽¹⁸⁾と同様に、図 3 のようなカム・スリッパ・フォロワ摩

Table 1 Property of test engine oils

Test Oil		SAE	SAE	SAE	SAE
		5W-20 DH-2	10W-30 DH-2	5W-20 ULSEO	10W-30 ULSEO
Density at 15deg (g/cm ³)		0.85	0.86	0.84	0.85
Kinematic Viscosity (mm ² /s)	40deg	44.49	69.63	45.98	61.58
	100deg	8.128	10.89	8.89	10.6
Viscosity Index		158	147	177	163
HTHS Viscosity (mPas)	150deg	2.73	3.36	2.8	3.18
Total Acid Number (mgKOH/g)		2.60	2.60	1.68	1.71
Total Base Number (mgKOH/g)	HCl	5.70	5.70	10.5	10.4
	HClO ₄	7.50	7.50	12.7	13.5
Metal Content (ppm)	B	83	83	140	140
	Ca	2200	2200	3820	3820
	Mg	-	-	30	30
	Zn	1300	1300	-	-
	P	1000	1000	290	280
	Mo	120	120	-	-
	S	4300	4300	180	170

- ① Engine Valve ② Adjusting Bolt ③ Spring Pre-Load Adjustor
- ④ Adjusting Spacer ⑤ Valve Springs ⑥ Bearing Holder-Rod
- ⑦ Needle Roller Bearing ⑧ Spherical Joint ⑨ Follower Specimen
- ⑩ Follower Holder-Rod ⑪ Strain Gauge ⑫ Cam Specimen

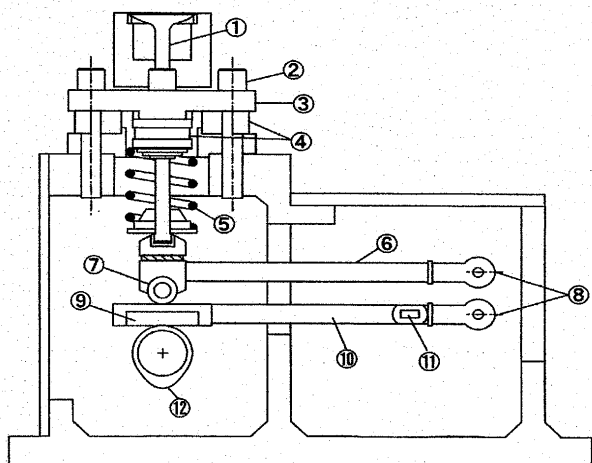


Fig.3 Cam slipper-follower test equipment

摩擦試験装置すなわちカム試験片にスリッパ・フォロワ試験片を接触させ、弁スプリング仕組みで荷重をかけ、カム軸の回転に伴う両試験片の間の摩擦力をロード・センサーで測るモデル試験機を用いて実施した。摩擦特性は、摩擦係数のカム角度変動のカム・フォロワ接触時間当り平均の値すなわち平均摩擦係数を用いて評価した。摩擦摩耗特性は、長時間実験で得た平均摩擦係数の時間的な変化の漸近値と摩耗率を用いて評価した。

カム試験片の材質は、既報⁽¹⁸⁾と同じ高周波焼入れ球状黒鉛鋳鉄（ビッカース硬さ 6.9 GPa）であり、フォロワ試験片の材質も、同じチル鋳鉄（ビッカース硬さ 7.9 GPa）である。

2.2.1. 摩擦の測定 摩擦測定のみを行う実験は、既報⁽¹⁸⁾と同じように、複数の供試オイルについて、同一のカム・フォロワ試験片組合せでオイルのみを交換する要領で行い、試験片の個体差による測定値のバラツキを避けた。オイル交換後の摩擦の時間変化が収まりオイルに固有な摩擦の大きさに達することを条件とした。すなわち、表面の粗さやトライボ化学反応膜など、オイル交換前のカム・フォロワ試験片の表面状態の履歴が無くなり、新たな馴じみ完了の状態となりオイルに固有な摩擦であることを確認できるまで、各オイルで最短約7時間の実験、また状況に合わせ最長約15時間までの実験を行った。

実験に供試したオイルは、表1および表2に示すような性状をもつディーゼル機関用エンジン油で超低硫黄仕様の SAE5W-20(ULSEO), SAE5W-30(ULSEO) と SAE10W-30(ULSEO)ならびにリファレンスとしての Low-SAPS 対策油の一つの SAE10W-30(DH-1)⁽¹⁶⁾ の4種類である。

実験は、カム軸回転速度が 400rpm と 800rpm, 最大接触荷重が 930N, オイル温度が室温, 40℃, 60℃, 80℃, 100℃および 120℃の各条件の下で実施した。

2.2.2. 摩擦摩耗の測定 また摩擦と摩耗率の両方を最長 150 時間までの長時間の実験で測定した。実験条件は、カム軸回転速度 800rpm, 最大カム・フォロワ接触荷重 930N およびオイル温度 120℃とした。

図4は、摩擦摩耗実験における接触荷重、摩擦力ならびに摩擦係数のカム角度変化の測定例であり、図中の点線は実験の初期、実線は実験開始 75 時間後ないし 150 時間後の摩擦波形をそれぞれ表している。

摩擦は、カム・フォロワ接触時間当り平均の摩擦係数の値ならびにその経時的な漸近値を評価し、また摩

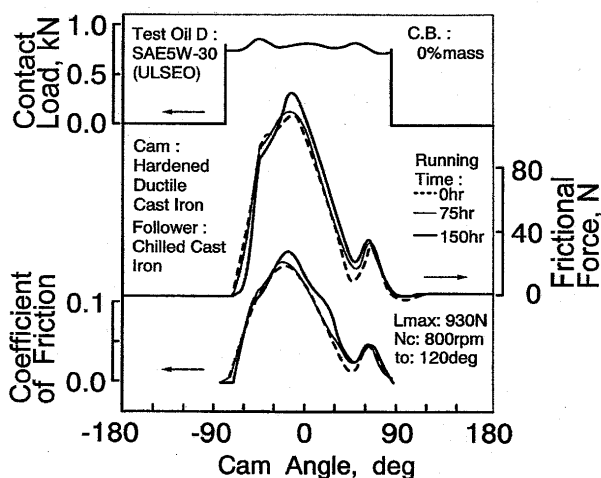


Fig.4 Change of contact load, friction force and friction coefficient with cam angle

耗率は、実験開始 75 時間後および 150 時間後に行ったカム・ノズ方向外径やフォロワ面形状のマイクロメータや表面粗さ計による測定で得た外径やプロフィールの変化から、初期摩耗 (75 時間まで) を除き、定常摩耗率を求めた。

この実験に供試したオイルは、表 2 の Low-SAPS 対策エンジン油の SAE5W-30(DH-2) にすす代用のカーボンブラックを重量割合で 1% 混合したオイル C, SAE5W-30(ULSEO) にカーボンブラックを混合していないオイル D とそれにカーボンブラックを重量割合で 1% 混合したオイル E などである。カーボンブラックを混合したオイルは、ホモジナイザーで分散処理を施した。供試したカーボンブラックの一次粒径は約 23nm である。

Table 2 Property of test engine oils

Test Oil		SAE10W-30 (CD)		SAE5W-30 (DH-2)	SAE5W-30 (ULSEO)	
		Fresh	Used		D	E
Code		A	B	C	D	E
Density at 15deg (g/cm ³)		-	-	0.85	0.84	
Kinematic Viscosity (mm ² /s)	40deg	72.4	127	56.26	60.86	
	100deg	11	16.7	10.41	11.38	
Viscosity Index		-	-	177	184	
HTHS Viscosity (mPas) 150deg		-	-	3.1	3.24	
Total Acid Number (mgKOH/g)		2.7	5.6	2.6	1.69	
Total Base Number (mgKOH/g)	HCl	14.5	5.4	5.7	10.6	
	HClO ₄	15.5	20.8	7.5	13.1	
Coagulated Pentan Insoluble (%mass)		-	5.6	-	-	
Ultra Centrifugal Coagulated Heptane Insolubles (%mass)		-	7.7	-	-	
Metal Content (ppm)	B	-	-	83	140	
	Ca	5900	8100	2200	3820	
	Mg	-	-	-	30	
	Zn	1300	1500	1300	-	
	P	1100	1800	1000	280	
	Mo	-	-	120	-	
		S	-	4300	180	
Carbon Black (%mass)		0	0	1	0	1
Soot Size (Median Value: μm)		-	0.054	1.31	-	1.36

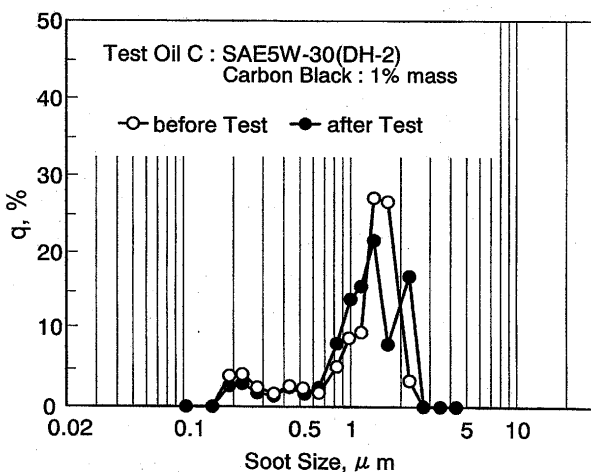


Fig.5 Changes in distribution of soot size

図 5 に、供試オイル中の混合カーボンブラックの粒径分布を示す。図示のように、粒径分布の中央値は 1 μm 以上の大きさであり、表 2 の SAE10W-30(CD)級エンジン油 A の 500 時間以上の実機運転後ドレン油 B のすす粒径分布の中央値よりもかなり大きい。これは、オイル C と E の調合でサクシイミドのような分散剤を追加配合しなかったためであろう。

2.3. エンジン全摩擦損失の測定

エンジン全摩擦損失の測定は、既報^{(1), (5), (16)}と同様に、実働ディーゼル機関を渦電流式動力計で制動する台上の実験装置で行った。供試機関は、出力が 8.8kW/2400rpm の小形予燃焼室式ディーゼル機関である。その測定方法は、運転停止法を簡便化した以下のような直接簡便・運転停止法 (Direct and Simplified Run-out Method) である。

実働エンジンの全摩擦損失を測定する方法の一つである運転停止法 (Run-out Method) とは、増設フライホイール脱着の二つの状態に分けて、機関の負荷制動運転中に燃料供給を停止した直後の機関回転の角減速度 $\dot{\omega}$ を測定し、摩擦トルクを求める方法である⁽¹⁹⁾。本研究では、既に運転停止法で測定した全摩擦損失のデータ^{(6), (12)}から推定した供試ディーゼル機関の回転慣性モーメント I の平均値 ($I_{ec}=1.39\text{Nms}^2$)、増設フライホイール脱着を伴わない標準装備状態のみで測定した角減速度 $\dot{\omega}$ ならびに負荷制動トルク T_b を用い、次の式で摩擦トルク T_f を算出し、直接かつ簡便に全摩擦平均有効圧力 P_{ff} (ポンピング損失を含む) を求めた。

$$T_f = -I_{ec} \dot{\omega} - T_b$$

試験機関には、シリンダライナ (ピストンリングのピストン行程の上・下死点と中央の位置に計 12 箇所)、主軸受メタルならびにオイルパン内潤滑油の各温度を測定するための熱電対を埋め込んでいる。なお、ピストン・スカート部にはグラファイト・コーティング加工 (厚さ約 10 μm) を施している。

実験に供試したエンジン油、その性状を表 1 と表 2 に示した SAE5W-30(DH-2) と SAE10W-30(DH-2) の DH-2 級の Low-SAPS 対策油ならびに SAE10W-30(ULSEO) の硫黄分を極端に削減した超低硫黄仕様 Low-SAPS 対策油である。また従来マルチグレード油 SAE10W-30(CD) をリファレンス油として供試した。

実験の設定条件は、機関の負荷率 (無負荷, 2/4 負

荷, 全負荷), 回転速度 n_e (1300, 1500, 1800, 2000, 2300rpm) と冷却水入口温度 T_w (30, 50, 70°C) の組合せである。

3. 実験結果と考察

3.1. カム/ローラ・フォロワ動弁機構の摩擦

3.1.1. ローラ支持軸受方式の影響

まず, すべり軸受とニードル軸受の2種類のローラ支持方式のローラ・タペットを用い, ローラ支持軸受方式の違いが動弁系各部の摩擦損失にどのように影響するかを調べた。

(a) 平均摩擦トルク 図6は, カムとローラ間の摩擦に基づく平均摩擦トルクの比較である。図示のように, 平均摩擦トルクはカム軸回転速度の増大に伴い減少する傾向にあり, ローラ支持軸受方式の違いによる変化は小さい。

(b) 平均駆動トルク 図7は, カムとローラ間の接触荷重に基づく平均駆動トルクの比較である。平均駆動トルクは, ローラ・タペット本体のガイド部, プッシュロッド・ロッカアームの支持軸部, 弁棒のステム・ガイド部などの各動弁機構要素で発生する摩擦が原因の動力損失に相当する。図示のように, 平均駆動トルクはカム軸回転速度の増大に伴い増大する傾向にあり, ローラ支持軸受方式の影響としては, 粘度が低いオイル SAE5W-20(DH-2) の場合にニードル軸受の方がすべり軸受より高い摩擦すなわち動力損失が大きい状態になる。

(c) 平均摩擦係数 図8は, ローラ支持軸受方式の違いで変わる平均摩擦係数とカム軸回転速度の関係の比較である。図のように, カム軸回転の低・中速域では, 平均摩擦係数に大きな差がないが, 高速域

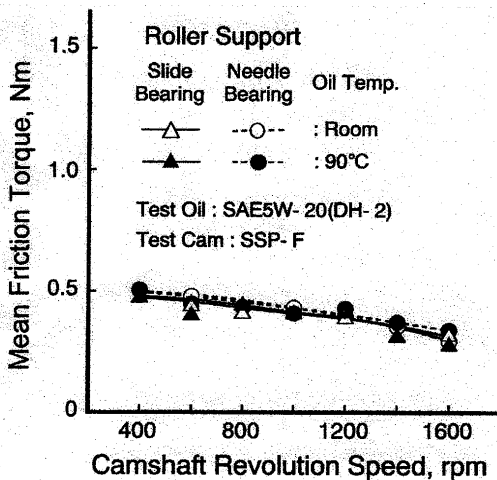


Fig.6 Comparison of mean friction torque for roller support bearing

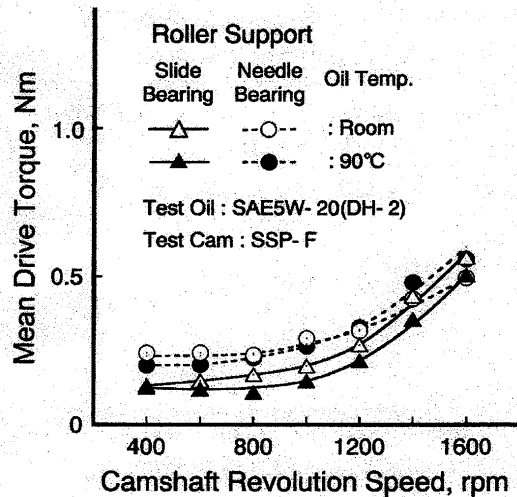


Fig.7 Comparison of mean drive torque for roller support bearing

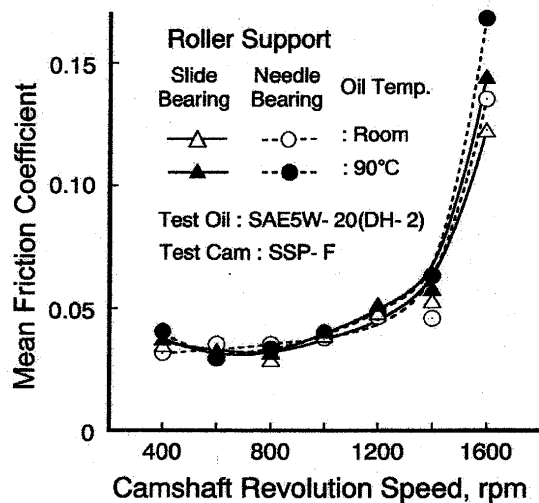


Fig.8 Comparison of mean friction coefficient for roller support bearing

で, ニードル軸受の方がすべり軸受の場合より大きい。これは, 軸受内で転動するニードルとローラ間の摩擦が増大し, ローラがカム外周を微小すべり(スキッピング)を伴い転がり摩擦が増えるためと考える。

3.1.2. オイル性状の影響 次に, 表1に示したような互いに性状の異なるエンジン油を用い, Low-SAPS オイルの粘度等級や基油・添加剤配合の違いが動弁系各部の摩擦損失にどのように影響するかを調べた。

(a) 平均摩擦トルク 図9は, カムとローラ間の摩擦に基づく平均摩擦トルクの比較である。供試オイルの粘度等級, 基油・添加剤配合ならびに温度の違いによるカムとローラ間の摩擦に基づく動力損失

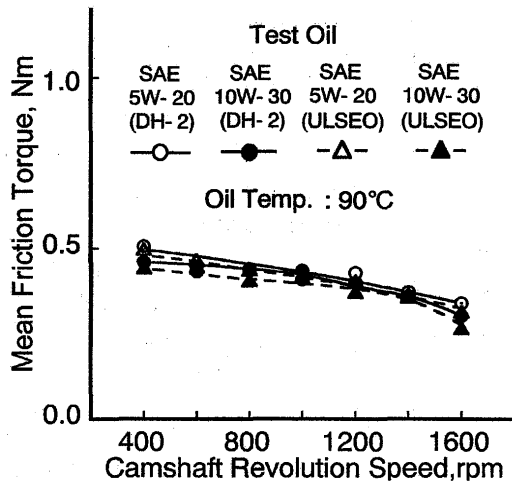


Fig.9 Comparison of mean friction torque for oil property

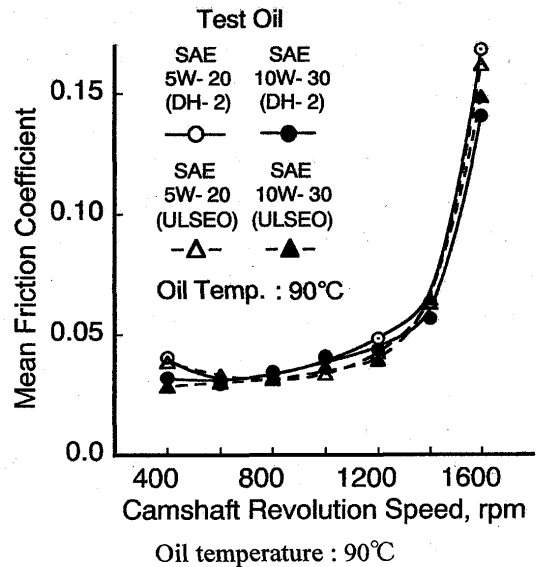
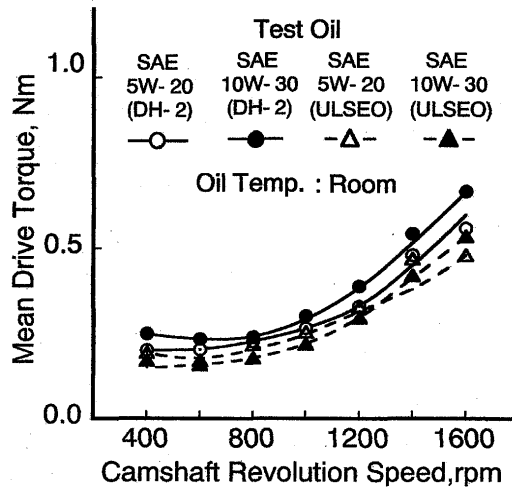
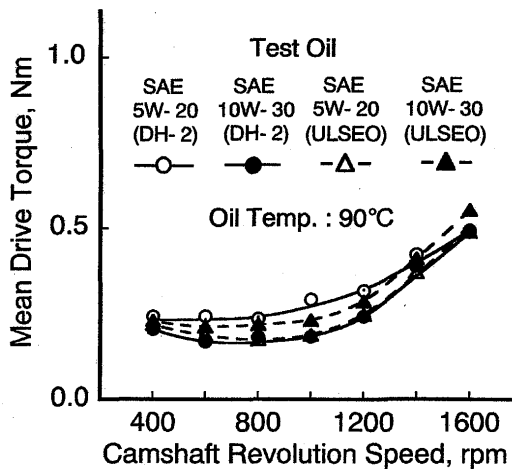


Fig.11 Comparison of mean friction coefficient



(a) Oil temperature : Room



(b) Oil temperature : 90°C

Fig.10 Comparison of mean drive torque for oil property

の変化は小さい。

(b) 平均駆動トルク 図 10 は、カムとローラとの間の接触荷重に基づく平均駆動トルクの比較である。図示のように、平均駆動トルクすなわちカム・ローラ以外の動弁機構要素の接触部における摩擦が原因の動力損失は、オイルの性状や温度によって変化する。その中で、オイル性状とりわけ基油・添加剤配合の影響として、共に Low-SAPS 対策オイルの DH-2 級と ULSEO 仕様の比較では ULSEO の方が DH-2 より摩擦損失は小さい傾向にあることが分かる。その傾向は、オイル温度が低いときに顕著である。

(c) 平均摩擦係数の比較 図 11 は、オイル性状で変わる平均摩擦係数とカム軸回転速度の関係の比較である。このオイルの性状や温度の違いによる平均摩擦係数の変化から、低・中速域では平均摩擦係数に大きな差はないが、高速域で以下のような差が認められる。まず SAE5W-20 のような低粘度ほど値が大きい。粘度が低いと、ローラと支持ピンの間の油膜厚さが薄くなり摩擦が増大して、ローラとカムとの間の微少すべり (スキッピング) が発生し、それに伴い摩擦が増大するものと考えられる。また DH-2 級と ULSEO 仕様の比較のように、基油・添加剤配合の違いによる平均摩擦係数の変化は小さい。これは、オイルの性状とくに基油・添加剤配合がローラ支持部の摩擦に及ぼす影響は小さいためであると考えられる。

3.2. カム/スリッパ・フォロワの摩擦摩耗

3.2.1. 超低硫黄仕様エンジン油の摩擦 図 12 は、前述の超低硫黄仕様の SAE5W-20(ULSEO)、SAE5W-30(ULSEO)と SAE10W-30(ULSEO)ならびにリファレンス油の SAE10W-30(DH-1)の 4 つの供試オイ

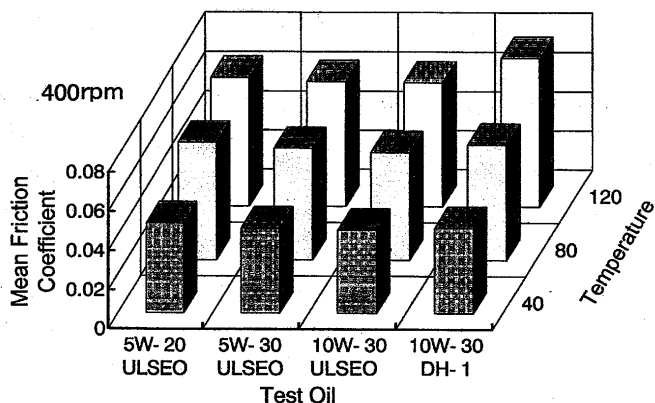


Fig.12 Comparison of mean friction coefficient among test oils

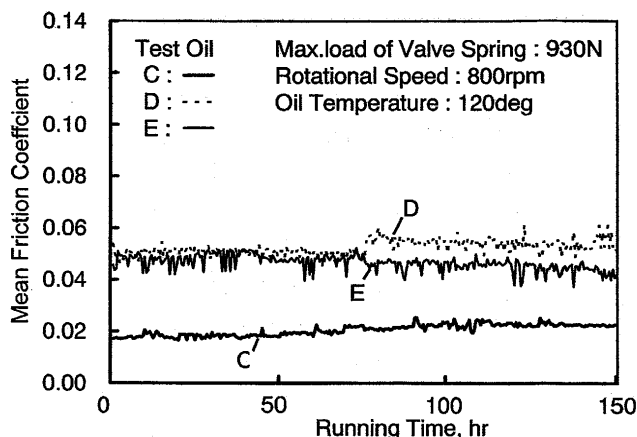


Fig.13 Changes of mean friction coefficient with running time

ルについて測定した平均摩擦係数の比較である。これらの実験結果から、次のようなことが分かる。

まず、オイル温度の上昇に伴い摩擦は増大する。また、SAE10W-30(DH-1)と SAE5W-20(ULSEO), SAE5W-30(ULSEO)および SAE10W-30(ULSEO)を比較すると、ULSEO 仕様の方が DH-1 級より摩擦が低い。そして、ULSEO 仕様同志の比較からは、粘度の低いマルチグレード油ほど摩擦は高くなる傾向にある。

このような摩擦特性は、カム・フォロワ接触が混合・境界潤滑状態にあることを示しており、オイルの粘度等級や基油・添加剤効力が深く関わっていると言える。

3.2.2. Low-SAPS エンジン油の摩擦摩耗 供試 Low-SAPS 対策エンジン油の SAE5W-30(DH-2) にカーボンブラックを重量割合で 1%混合したオイル C, SAE5W-30(ULSEO)にカーボンブラックを混合しないオイル D およびそれにカーボンブラックを重量割合で 1%混合したオイル E について、150 時間の摩擦摩耗実験を行い、Low-SAPS エンジン油の酸化劣化・すす汚損がカム・フォロワ接触面の摩擦と摩耗に及ぼす影響を調べた。実験の途中、図 4 に例示したように、摩擦は時間的に変化する。平均摩擦係数の経時的な変化を図 13 に、カム・ノーズ方向とフォロワ面の摩耗率を図 14 に、それぞれ示す。

図 13 と図 14 から、カーボンブラックを混合した Low-SAPS オイルのカム・フォロワの摩擦摩耗とくに平均摩擦係数とその経時変化およびカム・ノーズやフォロワ面の摩耗率の特徴や大小比較について、以下のことが分かる。

まず摩擦に関して図 13 から、SAE5W-30(DH-2) にカーボンブラックを重量割合で 1%混合したオイル C は、SAE5W-30(ULSEO)にカーボンブラックを混合していないオイル D とそれにカーボンブラックを重量

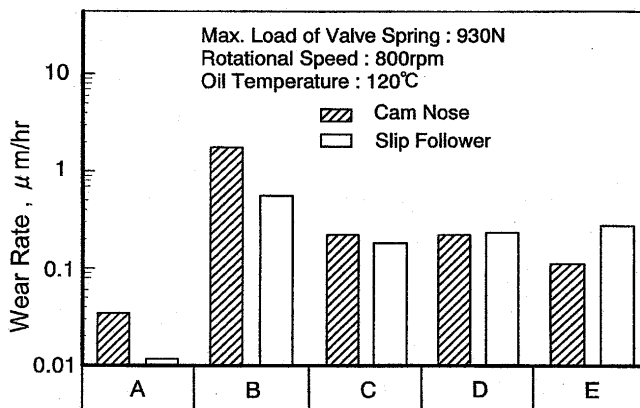


Fig.14 Comparison of wear rates of cam and follower among test oils

割合で 1%混合したオイル E よりかなり低い摩擦係数になり、C の DH-2 級の方が D と E の ULSEO 仕様よりも摩擦が小さくなるのが分かる。また ULSEO 仕様では、重量割合で 1%程度の少量のすす混入に伴う摩擦低減⁽¹⁸⁾が顕著に表れないことも分かる。

このことから、エンジン油中の硫黄分がカム・フォロワ接触面のような混合・境界潤滑状態にある場合には摩擦の低減に作用する働きをもつことが推測できる。さらに、オイル C のような有機モリブデンの添加による固体潤滑性被膜 MoS₂ の形成による摩擦低減効果も影響したと考えられ、DH-2 の方が ULSEO よりも摩擦を低減させる効力が大きい Low-SAPS 対策であると言える。

次に摩耗に関して図 14 から、供試オイル C ~ E の間でカムとフォロワの摩耗率に著しい差はないことが分かる。すなわち、上述のような DH-2 級のオイル C と ULSEO 仕様オイル D とオイル E の間の摩擦

特性の違いは直接に摩耗率の大小には関連しないことになる。

しかし、すす代用カーボンブラックの混合量が1%の場合には、低摩擦のDH-2でも摩耗率は比較的高いこと、ZnDTPを含まない極めて硫黄分が少ないオイルDではすすの混入がない場合でも摩擦と摩耗が共に増大することなどがわかる。

さらに図5のように、実験の前後で計測した油中カーボンブラックの粒径分布の比較から、実験中にカーボンブラック粒子が凝集し粒径が大きくなることは認められなかった。その混合割合は1%と少量であり、オイルの分散性が持続したためと思われる。

しかし、表2に示したように粒径の中央値が約1.3 μm と比較的に大きく、カーボンブラック粒子はカム・フォロワ接触面間に介在し、オイル流入量のステップによる厚さの薄い油膜かつ境界・固体接触の増大、凝着摩耗とアブレシブ摩耗の増大、摩擦面に起こるせん断抵抗の小さいトライボ化学反応膜形成の阻害などを起こし、摩擦や摩耗が増大すると想定される⁽¹⁸⁾。したがって、エンジン油の分散性を確保しすす不溶解分の介在による潤滑不良を避けなければならない。その詳細な検討は今後の課題である。

3.3. エンジン全摩擦損失に及ぼす影響

3.3.1. SAE10W-30(DH-2)油の全摩擦損失 図15に、SAE10W-30(DH-2)油の場合の全摩擦平均有効圧力 P_{fr} の測定値を示す。 P_{fr} は n_e の増大につれ大きくなり、かつ T_w の上昇すなわちオイル粘度の低下につれ小さくなる流体潤滑的なオイル粘性摩擦特性を示しており、SAE5W-30(DH-2)油の場合⁽¹⁶⁾と同様である。

しかし、エンジン内部の摩擦損失は、ピストン系の境界潤滑と流体潤滑の混合潤滑的な摩擦、軸受系の流体潤滑主体の摩擦、動弁系の境界潤滑主体の摩擦など、油膜形成部の粘性摩擦と固体接触部の境界摩擦の合

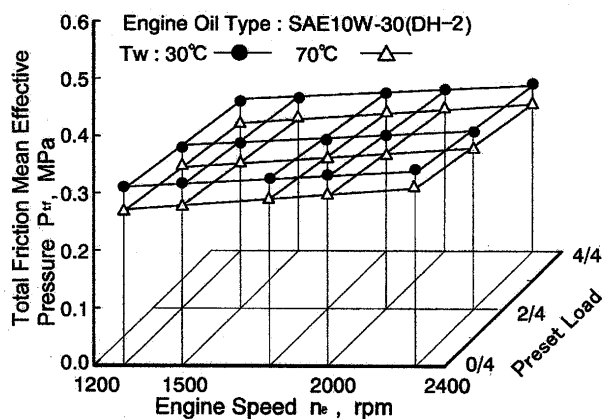


Fig.15 Changes of P_{fr} with n_e , load and T_w for SAE10W-30(DH-2) oil

計であり、このような摩擦特性はその合計の見掛けのものであると考え。

3.3.2. SAE10W-30(ULSEO)油の場合 次に、超低硫黄エンジン油 SAE10W-30(ULSEO)について、上述の SAE10W-30(DH-2)の場合と同じ方法で全摩擦平均有効圧力 P_{fr} を測定したところ、図16のような結果を得た。ところが、同図ならびに図17に示す SAE10W-30(ULSEO)と SAE10W-30(DH-2)の P_{fr} 値の比較のように、冷却水入口温度 T_w が70°Cのとき、低回転速度、高負荷率の運転条件で、 P_{fr} の値が大きくなった。さらに、シリンダ壁(トップリング・リバーサルやピストン行程中央の位置)の温度が不安定でやや高目の状態(想定から5°C以上の明らかなピストンリングとシリンダライナの接触しゅう動面におけるスカuffingの発生を示す温度変化)となり、それ以上の高いシリンダ壁温になる運転条件の実験の実施は不可能であると判断された。

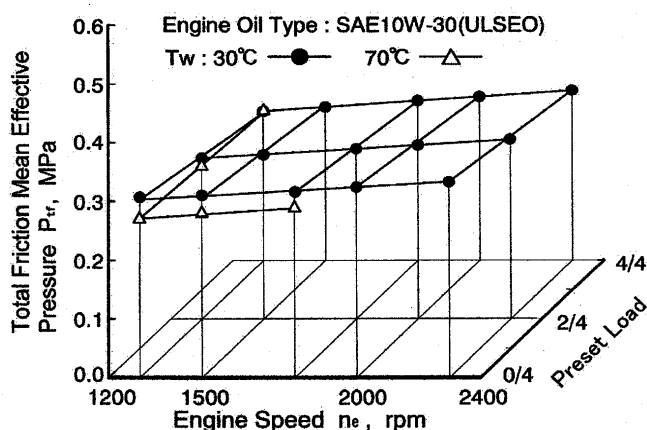


Fig.16 Changes of P_{fr} with n_e , load and T_w for SAE10W-30(ULSEO) oil

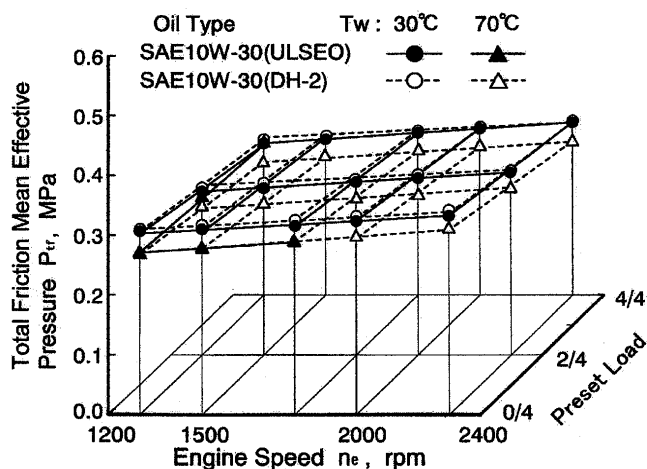


Fig.17 Comparison of P_{fr} for SAE10W-30(DH-2) and SAE10W-30(ULSEO)

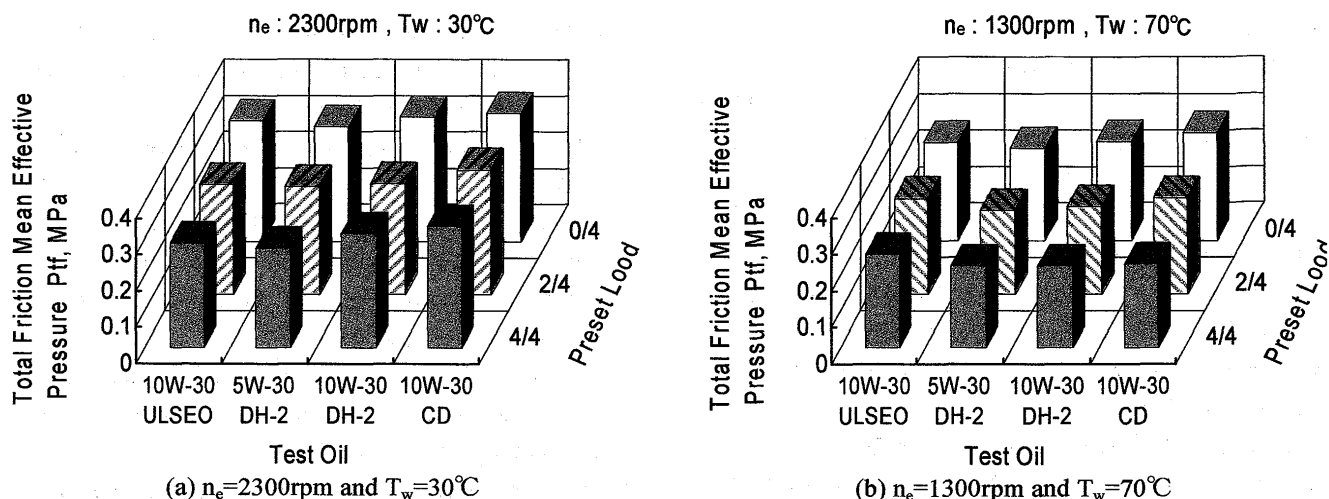


Fig.18 Comparison of P_{fr} among test oils, SAE10W-30(ULSEO), SAE5W-30(DH-2), SAE10W-30(DH-2) and SAE10W-30(CD)

表 1 に示されているように、SAE10W-30(ULSEO)は SAE10W-30(DH-2)よりも粘度が低く設定されており、冷却水入口温度 T_w が 30°C のときに P_{fr} の値は小さくなり、摩擦損失を下げるオイル低粘度化の効果が現れた。しかし、高い温度、低い回転速度および高い負荷率の運転条件で、ピストンリングとシリンダライナのようなエンジン各部のしゅう動面間に形成される油膜の厚さは薄くなり、非流体潤滑的で固体接触割合の高い混合潤滑と境界潤滑が支配的な高い摩擦の状態となった。また、耐スカuffing性が不足しシリンダとリングの焼付きを起こす。硫黄分の少ない Ca サリシレートなどのオイル添加剤の配合に問題があり、オイル中の硫黄分を多くすることで、しゅう動面のトライボ化学反応膜形成を促し境界潤滑性を高める添加剤の配合が望まれる。

3.3.3. 全供試オイルの比較 図 18 は、(a) 機関の回転速度 $n_e=2300\text{rpm}$ で冷却水温度 $T_w=30^\circ\text{C}$ の時の摩擦損失が比較的高い場合と (b) $n_e=1300\text{rpm}$ で $T_w=70^\circ\text{C}$ の時の摩擦損失が比較的低い場合についての全オイルの全摩擦平均有効圧力 P_{fr} の比較である。

この比較から、いずれの機関運転条件においても、SAE5W-30(DH-2) 油では SAE10W-30(CD) 油や SAE10W-30 (DH-2)油の場合より摩擦損失が低下することが分かる。これは、表 2 のように動粘度および高温高せん断粘度 (HTHS Viscosity) が低いこと、また SAE5W-30(DH-2)油と SAE10W-30(DH-2)は Ca 含有量が少なく全塩基価 (TBN) が低く、SAE10W-30(CD) 油より少量の金属系清浄剤で低硫黄配合であるが、Mo 系の摩擦調整剤 (FM 剤) を配合しているためであろう。したがって SAE5W-30(DH-2)油のように、より摩擦低減効果に優れた添加剤配合の低粘度マルチ

グレード油にすることが望ましいと言える。

4. 結 論

4.1. カム/ローラ・フォロワ動弁機構の摩擦

ショットピーニングで表面仕上げ加工した鉄基焼結合金カム・ローブを用い、接触荷重、摩擦力ならびに摩擦係数を測り、動弁系各部の摩擦損失に及ぼすローラ支持軸受方式やエンジン油の性状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) ローラ支持軸受方式の違いが、カムとローラ間の摩擦による動力損失に及ぼす影響は小さいが、それ以外の動弁機構部の摩擦による動力損失に及ぼす影響は大きい。とくに粘度が低いオイルの場合に、ニードル軸受支持の方がすべり軸受支持より摩擦は高く動力損失が大きい。

(2) オイルの粘度等級や温度の違いが、カムとローラ間の摩擦による動力損失に及ぼす影響は小さいが、それ以外の動弁機構部の摩擦による動力損失に及ぼす影響は大きく、その度合は油種により異なる。また油種として、同じ Low-SAPS 対策エンジン油同士の比較では、超低硫黄仕様 ULSEO の方が DH-2 級より動力損失が小さくなる。ただし粘度が低くなると、高回転域でローラと支持ピンの間の摩擦が増大し、カムとローラの接触状態は過酷になる。

4.2. カム/スリッパ・フォロワの摩擦摩耗

カム・ノーズとスリッパ・フォロワの摩擦や摩耗を測定し、粘度等級 SAE5W-30 のエンジン油について、Low-SAPS 対策の DH-1 級、DH-2 級や ULSEO 仕様のオイルが及ぼす影響を調べた結果、次のことが明らかになった。

(1) カーボンブラックを混合しないときは、ULSEO

仕様の方が有機モリブデン含有量の少ないDH-1級より摩擦を低減する効力大きい。

(2) しかし、カーボンブラックを混合した場合、ULSEO 仕様の摩擦は DH-2 級の摩擦よりかなり大きく、極端に硫黄分の少ない ULSEO 仕様の摩擦低減効力は有機モリブデン含有量の多い DH-2 級の摩擦低減効力より極めて小さい。

(3) 摩擦に関して、DH-2 級と ULSEO 仕様の間には大きな差がない。なお、オイル中のカーボンブラックの実験前後の粒径分布の変化は、DH-2 級も ULSEO 仕様もわずかであった。

4.3. エンジン全摩擦損失に及ぼす影響

Low-SAPS 対策油の粘度等級が SAE10W-30 や SAE5W-30 のマルチグレード油について全摩擦平均有効圧力を測定し、摩擦損失低減の効果を調べた結果、以下のことが明らかになった。

(1) SAE10W-30(DH-2)油の全摩擦損失は、低い冷却水温度すなわちオイル粘度が高く機関の回転速度が高いほど増大し、SAE10W-30(CD)油と同じように、オイルによる粘性摩擦が支配的な摩擦特性を示す。

(2) エンジン油の粘度等級を SAE10W-30 から SAE5W-30 へと低粘度化すると共に、そのクラスを CD 級から DH 級へと低灰分・低りん・低硫黄化すなわち Low-SAPS 対策を施すことにより、低粘度マルチグレード油の全摩擦損失低減効果は一段と大きくなる。

(3) しかし、API 規格 Group III 基油の極端に硫黄分が少ない SAE10W-30(ULSEO) エンジン油は、DH 級規格の添加剤配合のエンジン油に比べ、低温条件で摩擦損失は小さいが、高温条件では焼付きを起こし易く、実機への適用が困難なものである。

なお、本研究に際し平成 17 年度科学研究費補助金(基盤研究 C, 課題番号 16560129)を活用したことを附記する。

参 考 文 献

- (1) Wakuri, Y., et al. : Studies on Friction Characteristics of Reciprocating Engines, SAE Paper 952471
- (2) Soejima, M., et al. : Studies on Tribology of Cam and Tappet in a Diesel Engine, Proc. 22nd CIMAC Int. Cong. on Combustion Engines, p.593-608 (1998)
- (3) Soejima, M., et al. : Friction and Wear Characteristics for Cam and Follower Influenced by Soot Contamination, Plenary and Session Key Papers from the 2nd WTC Vienna 2001, p.423-428 (2001)
- (4) Wakuri, Y., et al. : Studies on Tribology between Cylinder Liner and Piston Ring in Marine Diesel Engine : Past 30 Years, Proc. of 24th CIMAC Int. Cong. on Combustion Engines, p.1-16 (2004)
- (5) 副島光洋, ほか 5 名 : エンジン全摩擦損失に関する研究(マルチグレード油の影響), 自動車技術会論文集, Vol.30, No.4, p.23-29 (1999)
- (6) Korcek, S., et al. : Additive Systems for Engine Oils - Future Challenges, Proc. of Int. Tribology Conf. Nagasaki, p.71-78 (2000)
- (7) Nagakari, M., et al. : Formulation Effects on Engine Oil Performance, Proc. of Int. Tribology Conf. Nagasaki, p.189-194 (2000)
- (8) Komvopoulos, K., et al. : Friction Reduction and Antiwear Capacity of Engine Oil Blends Containing Zinc Dialkyl Dithiophosphate and Molybdenum-Complex Additives, STLE Tribology Transactions, 49, p.151-165 (2006)
- (9) Hamatake, T., et al. : Some Studies on the Tribology of Diesel Engines, Proc. of the 23rd CIMAC Int. Cong. on Combustion Engines, p.1426-1440 (2001)
- (10) 内藤康司・山崎 剛 : 超低硫黄ディーゼルエンジン油の技術検討, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.70-03, p.23-26 (2003)
- (11) Arrowsmith, S. : Challenges for Future Heavy Duty Diesel Lubricant Development, SAE Paper 2003-01-1964
- (12) Wilby, I. and Fisher, A. : Development of Future Low Emission Engine Oils, SAE Paper 2003-01-1990
- (13) Givens, W. A., et al. : Lube Formulation Effects on Transfer of Elements to Exhaust After-Treatment System Components, SAE Paper 2003-01-3109
- (14) Kurihara, I., et al. : Development of Low-Ash Type Heavy Duty Diesel Engine Oil for After-treatment Devices, SAE Paper 2004-01-1955
- (15) 副島光洋・長藤将史 : DH 級低粘度ディーゼルエンジン油の全摩擦損失低減効果, 自動車技術会論文集, Vol.37, No.3, p.23-29 (2006)
- (16) 副島光洋, ほか 3 名 : カム/ローラ・フォロワ動弁機構の摩擦損失に関する研究(カム・ローラ固体接触の影響), 自動車技術会論文集, Vol.37, No.2, p.103-108 (2006)
- (17) Soejima, M. and Matsuo, K. : Influences of Soot Contamination in Semi-Used Engine Oil Supplemented with both Additives of Anti-Wear Agent and Friction Modifier on Friction and Wear for Cam and Follower, Proc. of 3rd Asia Int. Conf. on Tribology 2006, Kanazawa, p.555-556 (2006)