ディーゼル機関排気弁座面の損耗と 空気率の関係について*

和栗雄太郎** 小野信輔** 浜武俊朗***

Influence of Air-Factor on the Exhaust Valve Seat Wear in a Diesel Engine

By Yutaro Wakuri, Shinsuke Ono and Toshiro Hamatake

Experimental studies were carried out to clarify the influence of air-factor on the exhaust valve seat wear, using a pre-combustion type diesel engine.

In the first place, the composite influence of air-factor on the seat wear was examined and the second place, the influence of oxygen concentration in exhaust gas and that of seat temperature were examined by the procedure of inlet air pre-heating.

As the results of experiment, the following conclusions have been reached.

- (1) In the diesel engine, wears in valve face and seat decrease with increase in air-factor.
- (2) Wear quantities of valve face and seat are proportional to the oxygen concentration in exhaust gas.
- (3) Wears increase as the rotating speed of the engine increases. However, pure mechanical wear may be unexpectedly small. And it seems that the impact load acts main role in the removal of oxide film and accelerates the corrosive wear at high temperature.

1. 緒 言

ディーゼル機関の排気弁座面ならびに弁座面の損耗と、それに伴うシリンダ内ガスの吹き抜けは、機関の高性能化、耐久性の向上を阻害する重要問題の一つであるが、現象がかなり複雑なほか比較的長時間に生じる問題だけに系統的な実験が行いがたく、現在でも十分な解明はなされていない。排気弁座の摩耗に関する研究として C. G. Williams¹⁾は模型試験装置による実験の結果、希薄混合気に対応する還元性ふん囲気での弁座面の摩耗量は、過濃混合気に対応する還元性ふん囲気の場合の十数倍に達することと温度の摩耗に対する影響が顕著なことを示した。また、G. T. Harris²⁾らは、るつぼによる高温加速試験によって弁座材の高温腐食特性について研究し、M. J. Tauschek³⁾は、弁座の摩耗におよぼす温度の影響について、また、最近 A. Chaudhuri⁴⁾は、ディーゼル機関排気弁の高温腐食について弁座表面層の変質について報告している。これらの研究は、いずれもディーゼル機関の弁座面の摩耗に高温腐食の占める役割が大きいことを示している。そこで著者ら⁵⁾は、先にディーゼル機関の排気ガスを電気炉に導入し、そのふん囲気の中で弁座材試片を加熱する加速試験法によって高温腐食に

およぼす空気率、温度、静的応力、衝撃、燃料中のバナジウムの影響などについて検討し、定性的ではあるが一応の傾向を知ることができた。しかしながら、この方法は実際の機関における弁座面の作動条件とは異なるし、特に空気率は実際の機関の場合、排気ガス中の酸素濃度を支配するほか排気ガスの温度、したがって、弁座面、弁座面の温度にも関係するので、その総合的な影響については実際の機関による実験的検討が必要になる。

本研究は、そのような観点からディーゼル機関を使用して、その排気弁座面、弁座面の摩耗におよぼす空気率の総合的影響について検討し、同時に給気予熱の方法によって空気率の影響を排気ガス中の酸素濃度と座面温度の影響に分離することをこころみた。

2. 実験装置および方法

表1に供試機関の主要諸元、図1に実験装置の概略を示す。同図でNo.1～No.4シリンダは外気の直接吸入であるが、No.6の供試シリンダへの給気は、途中で排気ガ

表1 供試機関の諸元

形 式	DM 100	シリンダ径	90 mm
機 関 形 式	4 サイクル、水 冷直列 6 シリン ダ、頭上弁形式	ストローク	113 mm
		最高出力	90 PS/3200 rpm
燃焼室形式	予 燃 焼 室 形	最高トルク	25 m·kg/2000 rpm
総 排 気 量	4313 cc	圧 縮 比	20.7

* 原稿受付 昭和50年11月14日

昭和50年秋季学術講演(昭和50年10月29日)

** 正会員 九州大学工学部(福岡市東区箱崎6-10-1)

*** 大分大学工学部(大分市大字且野原700番地)

図1 実験装置概略

図2 ヌープ圧子の打痕法

スを利用した吸気予熱用熱交換器を経て吸入されるようになっており、給気温度を約80℃まで上昇させることができる。これは、特定の機関の場合、自然給気のままでは排気温度が空気率でば定まってしまうので、一定の空気率のもとで排気温度（したがって、弁座面の温度）をある範囲に変化させ、また、逆に一定の排気温度で空気率を変化させるための手段である。弁棒座面と弁座面の摩耗の測定は、著者らがシリンダライナの摩耗の測定に応用している硬度計の圧子を利用する圧痕法⁶⁾によった。すなわち、実験前に排気弁と弁座のすり合わせを十分に行ったのちヌープ硬度計の圧子を図2のように弁棒座面、弁座面の円周上4か所に圧痕の長手対角線が座面の母線と一致するよう座面に垂直に打痕する。そして実験前後の痕跡をスンプにとり、その対角線長を顕微鏡で測定すると、摩耗量は次式で算出されるので、4か所の平均値をその実験での摩耗量とした。なお、測定は両座面を超音波洗浄してから行った。

$$y = \frac{1}{2} (l_1 - l_2) \cot \frac{\theta}{2} \quad (1)$$

ここに、 y : 座面の摩耗量 (ミクロン)

l_1, l_2 : 実験前後の痕跡の対角線長 (ミクロン)

θ : ヌープ圧子の対稜角 (172°27')

図3に実験前後の痕跡のスンプ写真の一例を示すが、

(実験前)

(実験後)

図3 実験前後における痕跡のスンプ写真(×50)

図4 温度測定および排気ガス採集位置

(弁棒)

(弁座)

図5 供試弁棒、弁座の組織(×300)

表2 弁棒、弁座の組成

排気弁棒 SEH3					
C	Ni	Si	Cr	Mo	$H_B=430$
0.37	0.15	2.07	10.57	0.76	
排気弁座 FC20					
C	Si	Mn	P	S	$H_B=230$
3.41	2.04	0.74	0.075	0.093	

ヌープ圧子の場合、対稜角が172°27'あるので座面の垂直摩耗量を約30倍に拡大して測定することになり、短時間の運転で実験結果を得るのに好都合である。つぎに、弁棒座面、弁座面の温度は図4のようにアルメル・クロメルの熱電対を座面中央部表面下2ミリと1ミリの位置に埋め込み、供試シリンダの排気ガスは、排気孔内に挿入した熱電対で測定した。また、供試シリンダの排気ガスの分析は、他のシリンダからの排気との混合を防ぐために、採集管を供試シリンダの排気孔出口より50ミリの位置に挿入して採集し、オルザートガス分析器で分析

表3 供試燃料組成

比重	15/4℃	0.845
反応		中性
セタン価		55
引火点	℃	92
粘度	cSt 30℃	4.2
流動点	℃	-15
残留炭素	wt%	0.01
硫黄分	wt%	0.68
分留性状初留	℃	201
	10%	248
	50%	283
	90%	320
	95%	332
	沸点	346

し、同時に空気率を算出した。供試弁棒材は、SEH3種、弁座はFC20で、図5にそれらの組織写真、表2に組成を示す。供試燃料は、セタン価55、硫黄分0.68 wt%の市販軽油で、組成を表3に示す。

3. 実験結果と考察

3.1 運転時間と摩耗量の関係 図6は、自然給気条件のもとで、機関回転数2000 rpm、出力30 PS、

図6 運転時間と摩耗量の関係

図7 弁棒材の腐食減量と時間の関係(加速試験法)

空気率2.35で運転時間と弁棒座面、弁座面の摩耗の関係調べたものであるが、5時間以上の運転では、摩耗量はほぼ時間に比例することがわかる。図7は、前述の加速試験⁹⁾の結果で、弁棒材試片を排気ガスふん囲気のもとで電気炉内で加熱したときの腐食量と時間の関係を示したものであるが、同図から明らかなようにSEH3種のクロム系弁棒材では腐食量は時間に対して放物線法則に従うことが確かめられている。しかるに、本試験の場合、同じ弁棒材であって摩耗量が時間に比例するのは、実際の機関では、弁棒座面と弁座面がサイクルごとに衝撃的に接触し、そのため、両座面に形成される酸化被膜の離脱が促進されることによるものと考えられる。つぎに、供試弁棒の座面幅は3ミリで、ヌーブ圧子を打痕するとき弁座面をできるだけ損わないよう圧痕の長手対角線長をおよそ0.5ミリに選び、かつ、実験前後の対角線長の変化が25%以内で測定するのが圧痕の形態がくずれず好ましいので、以下の実験はすべて5時間の運転時間で行った。

3.2 空気率の影響 図8は、自然給気条件で、回転数を2000 rpmの一定に保ち、出力を10~50 PSの範囲に変化させた場合の弁棒座面、弁座面の摩耗量と空気率の関係を示す。同図によるとディーゼル機関の通常の空気率の範囲($\lambda > 1.3$)では、空気率の増加につれて弁棒座面、弁座面とも摩耗量が低下することがわかる。図9は、この実験での空気率と排気ガスおよび両座面温

図8 空気率と摩耗量の関係

図9 空気率と温度の関係

度の関係を示すが、いずれも空気率の増加につれて温度は降下しており、その影響が顕著に現れたものと考えられる。このことは、前述の高温腐食加速試験⁶⁾で温度が腐食量におよぼす影響が大きいことと一致している。ただし弁座の方が弁棒座面より温度がかなり低いのに摩耗量は却って大きくなっているが、これは、弁棒材がフェライト系の耐熱鋼で、耐磨性、耐食性にすぐれたものであるのに対して、弁座は鋳鉄で、硬さも弁棒材の $H_B = 430$ に対して 230 と相当の開きがあり、高温での機械的性質に劣るためと考えられる。図 10 は、実験前後にお

図 10 実験前後における弁棒座面，弁座面の表面あらさ

図 11 火花点火機関における空気率と弁棒座面，弁座面の摩耗量，温度，排気ガス中の酸素濃度の関係

ける弁棒座面，弁座面の表面あらさの変化を示すが、空気率が低く摩耗量が多い場合ほど両座面ともあらさが大きくなっている状況が認められる。以上のように本実験の結果では、ディーゼル機関の場合、空気率が弁座面の摩耗におよぼす総合的影響としては、空気率の増加につれて摩耗量は低減する方向にあると言える。ただこのことは、従来、火花点火機関の実験例について M. J. Tauschek⁶⁾が、空気率の増加に伴って弁棒の摩耗が増加すると述べていることと傾向としては逆であるから、ここでディーゼル機関と火花点火機関について比較検討しておく必要がある。図 11 は、著者ら⁷⁾が火花点火機関について行った実験結果で、空気率 λ の範囲を過濃混合比領域の 0.8 から希薄領域の 1.3 まで変化させ、両座面の摩耗におよぼす影響を調べたものであるが、火花点火機関の場合は、空気率の範囲によって摩耗の傾向が変化することがわかる。すなわち、 $\lambda < 1.1$ の領域では Tauschek が述べているように、座面の摩耗は λ の増加に伴って増大する傾向を示すが、 $\lambda \approx 1.1 \sim 1.2$ の領域で極大に達し、 $\lambda > 1.2$ の領域では逆に減少しており、ディーゼル機関で得られた結果と傾向的に一致している。なお、図 11 によると、排気ガス温度、両座面温度とも $\lambda = 1$ の近傍で極大に達し、 $\lambda > 1$ の領域では減少しているが、一方、排気ガス中の残留酸素濃度は $\lambda < 1$ の領域では極めて低いのにに対して、 $\lambda > 1$ の領域では λ の増加につれてほぼ直線的に増大するため、その影響が顕著に現れて $\lambda \approx 1.1 \sim 1.2$ の領域までは λ の増加につれて摩耗量も増大するが、その後は λ の増加に伴う温度降下の影響の方が酸素濃度増加の影響に打勝つため摩耗量が減少するものと考えられる。以上のように、ディーゼル機関と火花点火機関の弁座摩耗におよぼす空気率の影響の相異は、主として作動領域の差によるものと考えられ、ディーゼル機関の通常空気率領域では、空気率の増加に伴って摩耗は減少すると考えて支障ないであろう。

3.3 排気ガス中の酸素濃度と座面温度の影響

以上のように、空気率が弁座面の摩耗におよぼす影響は、排気ガス中の残留酸素の影響と、空気率に支配される座面温度の影響が総合されたものと考えられる。そこで、次に弁座面の摩耗に対する残留酸素と温度の影響について検討した。図 12, 13 は、前述の給気予熱の方法によって、一定の座面温度のもとで空気率を変化させた場合の弁棒座面，弁座面の摩耗量と空気率の関係を示すが、空気率の増加に従って摩耗量は増加している。いま仮に完全燃焼を想定すると、空気率が 1 以上の領域での排気ガス中の酸素濃度 $[O_2]$ は、容量 (%) で次式で与えられる。

$$[O_2] \approx 21 \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right) \quad (2)$$

そこで、摩耗量がこの残留酸素濃度に比例すると仮定すれば、摩耗量と空気率の関係は他の諸条件が一定とすれば次式の形で示されるはずである。

図 12 弁棒座面の摩耗量と空気率、座面温度の関係

図 13 弁座面の摩耗量と空気率、座面温度の関係

$$\gamma = K \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right) \quad (3)$$

そこで、図 12 の実測値をこの関係で整理してみると、 λ が大きい領域ではほぼ上式の特性にしたがうが、 λ が 1 に近い領域では若干食い違っており、 $\gamma \sim \lambda$ 曲線の延長は、 $\lambda = 1$ で $\gamma = 0$ の点と一致しない。しかし、これは図 14 に示すように、不完全燃焼のため $\lambda \leq 1$ の領域でも排気ガス中に若干量の酸素が含まれているためと思われる。そこで、図 12、13 の代りに摩耗量を排気ガス中の酸素濃度に対して整理すると、図 15、16 のように摩耗量は、本実験の酸素濃度の範囲 (7~16 vol. %) では酸素濃度にほぼ比例することがわかる。

図 14 空気率と排気ガス中の酸素濃度の関係

図 15 排気ガス中の酸素濃度と弁棒座面の摩耗量の関係

図 16 排気ガス中の酸素濃度と弁座の摩耗量の関係

そこでいま座面の摩耗量が酸素濃度に比例し、温度の影響は前記加速試験の結果を参照して Arrhenius の法則に従うと仮定して本実験の結果を整理すると、弁棒座面、弁座面の摩耗量は次式の関係でよくまとめられる。

$$\left. \begin{aligned} y_{V,F} &= \alpha_{V,F} [O_2] \exp(-\beta_{V,F}/T_{V,F}) \\ y_{V,S} &= \alpha_{V,S} [O_2] \exp(-\beta_{V,S}/T_{V,S}) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ここで $y_{V,F}$, $y_{V,S}$ は, 弁棒座面および弁座面の摩耗量 ($\mu/5h$), $[O_2]$ は排気ガス中の酸素濃度 (vol. %) , $T_{V,F}$, $T_{V,S}$ は, それぞれの座面温度 ($^{\circ}K$) を示し, $\alpha_{V,F}$, $\alpha_{V,S}$, $\beta_{V,F}$, $\beta_{V,S}$ は, 弁棒, 弁座の組合せによって決まる定数で, 本実験の場合, それぞれ 22.5, 340, 3370, 3650 の値を得た。

3.4. 回転速度の影響 図 17, 18 は, 弁棒座面, 弁座面の温度をそれぞれ $435^{\circ}C$ と $260^{\circ}C$ の一定に保ち, 機関の回転速度を 2000 rpm から 2800 rpm の範囲に変化させ, 回転速度が摩耗におよぼす影響を調べた結果である。両図から座面の摩耗量は, 回転速度のほぼ自乗に比例して増加していることがわかる。これは, 弁閉止時の着座速度が回転速度に比例するため, 高速時ほど衝撃が大きくなり, かつ, 一定時間内の衝撃回数が増加するため酸化被膜の離脱を促進する結果と考えられる。ただ,

図 17 回転速度の影響 (弁棒座面)

図 18 回転速度の影響 (弁座面)

注目すべきことは, いずれの場合も排気ガス中の酸素濃度が零になると摩耗量も零に接近していることで, このことから実際の機関の弁座面でも純粋な機械的摩耗(ここで言う機械的摩耗とは高温腐食に関係しないたとえば凝着摩耗や異物摩耗を指す)の占める比率はかなり小さく, 機械的作用は高温腐食を促進する形で影響するものと思われる。

4. 結 論

本研究の結果をまとめると次の結論を得る。

i) ディーゼル機関の空気率の領域 ($\lambda > 1.3$) では空気率の増加につれて弁棒座面, 弁座面とも摩耗は減少する。そして, その原因は, 空気率の増加に伴う排気ガス中の酸素濃度増加の影響よりも座面温度低下の影響の方が顕著なためと思われる。したがって, 空気率の増加は弁座面の摩耗低減に対して有効な方策と考えられる。

ii) 摩耗におよぼす座面温度の影響は顕著であるが, 一定温度の場合は, 摩耗は排気ガス中の酸素濃度に比例する。

iii) 機関の回転速度が増加すると, 摩耗は回転速度のほぼ自乗に比例して増加するが, いずれの場合も排気ガス中の酸素濃度が零に近づくとも摩耗も零に接近することから, 機械的作用は酸化被膜の離脱を促進する形で摩耗に影響するものと考えられる。

文 献

- 1) C.G. Williams, Engineering, Vol. 143, p. 357 (Mar. 26, 1937)
- 2) G.T. Harris, et al., J. Iron & Steel Inst., Vol. 179, p. 241 (1955)
- 3) C. Lipson & L.V. Colwell, Handbook of Mechanical Wear, p. 252 (1966) Univ. Michigan Press.
- 4) A. Chaudhuri, SAE Trans., Vol. 82, Section 4, p. 2478 (1973)
- 5) 和栗外 2, 機械学会論文集, 40 巻 330 号, p.531 (昭 49-2)
- 6) Y. Wakuri & S. Ono, Technical Paper ISME TOKYO'S 73, 2-5-47 (1973)
- 7) 和栗外 3, 機械学会講演論文集, No.730-17, p.205 (昭 48-10)