乳化燃料駆動ディーゼル機関の性能に及ぼす 単口ホールノズルの噴口径の影響*

塚 原 実^{*1}, 吉 本 康 文^{*1}, 杵 淵 信^{*2}

Influence of the Diameter of Single-Hole Nozzles on the Performance of a Diesel Engine Driven by Emulsified Fuel

Minoru TSUKAHARA, Yasufumi YOSHIMOTO and Makoto KINEFUCHI

By using a single-hole nozzle and by changing the hole diameters to 0.4, 0.5, 0.6, and 0.7 mm, the injection rates and the atomizing properties of emulsified fuel were clarified, and the investigation on the engine performance was carried out in comparison with the throttle nozzle. As a result, it was found that when emulsified fuel was used, the specific fuel consumption was affected largely by the injection rate rather than the atomizing properties of fuel. That is, when the initial injection rate was too large (nozzle hole diameter is large) or too small (nozzle hole diameter is small), the improvement of specific fuel consumption as compared with gas oil was unobtainable. The cause was mainly due to the increase of cooling loss. Accordingly, for an engine to be used we must consider the optimum injection rate and nozzle diameter, and in the present experiment, the nozzle diameter of 0.6 mm was the best.

Key Words: Diesel Engine, Combustion, Emulsified Fuel, Single-Hole Nozzle, Nozzle Diameter, Injection Rate, Engine Performance, Specific-Fuel Consumption, Cooling Loss

1. ま え が き

著者らは先に、直接噴射式ディーゼル機関に乳化燃料を使用することによって、NO_xおよび吐煙濃度の低減と燃料消費率の改善とが同時に得られることを報告した^{(1)~(8)}。これらの実験の結果、ディーゼル機関に乳化燃料を使用した場合には、広範な運転条件においてNO_xおよび吐煙の低減が得られる一方、燃料消費率の改善に関しては、噴射時期⁽¹⁾⁽²⁾、負荷⁽¹⁾⁽²⁾、燃焼室形状⁽³⁾、水/燃料混合比⁽¹⁾⁽²⁾、噴射特性^{(5)~(7)}、および乳化燃料性状⁽⁴⁾⁽⁸⁾などによってその効果が異なることを明らかにした。しかし、燃料消費率に及ぼす燃料噴射率の影響については、まだ明らかでなく、とくに、中・大形機関に使われているホールノズルの噴口径の影響については、十分に明らかにされていない。

そこで本報告では、単口ホールノズルを用いて、その噴口径を、φ0.4, 0.5, 0.6, 0.7 mmの4とおりに変えた場合の噴射率および噴霧性状を測定するとともに、機関性能に及ぼす影響について、スロットルノズルとの比較を行って検討を加えた。その結果、乳化燃料を

用いた際の燃料消費率は、燃料の噴霧性状の影響よりも、むしろ噴射率によって大きな影響を受けることがわかった。すなわち、初期の噴射率が大きすぎても、小さすぎても、軽油に比べて燃料消費率の改善は得られず、その原因は、主として冷却損失の増大によるものであることを明らかにした。したがって、乳化燃料を使用する場合には、使用機関に対して、適切な噴射率ならびに噴口径が存在し、本実験においては噴口径φ0.6 mmが最良であることを示した。

以下、その詳細について報告する。

2. 記 号

d : 単口ホールノズルの噴口径 mm

θ : クランク角 °CA

Q : 発生熱量 MJ/kmol

Q_i : 着火から10°CA間の発生熱量 MJ/kmol

Q_E : 供給燃料の燃焼熱量 MJ/kmol

Q_C : シリンダ壁への冷却熱量 MJ/kmol

η_e : 正味熱効率

η_{th} : 理論熱効率

η_u : 燃焼効率

η_m : 機械効率

η_{oth} : 発熱の等容度

* 昭和63年9月30日 北陸信越支部信越地方講演会において講演，原稿受付 平成3年2月8日。

^{*1} 正員，上越教育大学学校教育学部（〒943 上越市山屋敷町1）。

^{*2} 上越教育大学学校教育学部。

ϕ_w : 冷却損失

V : シリンダ内のガス容積 m^3

P : シリンダ内ガス圧力 MPa

ϵ : 圧縮比

ϵ_θ : 任意のクランク角 θ に対応する圧縮比

κ : ガスの比熱比

BSFC: 正味燃料消費率 $\text{MJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$

BMEP: 正味平均有効圧 MPa

$(dQ/d\theta)_{\max}$: 最大熱発生率 $\text{MJ}/(\text{kmol}\cdot^\circ\text{CA})$

$(dP/d\theta)_{\max}$: 最大圧力上昇率 $\text{MPa}/^\circ\text{CA}$

$T_{\max}$: シリンダ内の平均的な燃焼最高温度 K

3. 実験装置, および方法

3.1 供試機関および燃料噴射系統 実験に使用した機関は, ピストンに球形の燃焼室を有する四サイクル直接噴射式ディーゼル機関であり, 機関および燃料噴射系統の諸元は表 1 に示すとおりである。また, その燃焼室断面および燃料噴射方向を図 1 に示す。供試機関における単口ホールノズルの噴口径の設定にあたっては, 燃料噴射が一定の圧力, 速度のもとで行われるものと仮定して概算した⁽⁹⁾。すなわち, 軽油による定格運転 ($7.4 \text{ kW}/1200 \text{ rpm}$, 燃料油密度 $\rho_f = 841 \text{ kg}/\text{m}^3$) において, 燃料噴射圧 $P_f = 30 \text{ MPa}$, 背圧 $P_b = 4 \text{ MPa}$, 噴口係数 $\mu = 0.6$, 噴射期間 $\alpha = 15^\circ \text{CA}$, 燃料消費率 $b_e = 0.27 \text{ kg}/\text{kW}\cdot\text{h}$ と仮定することによって, 噴口径 $d = 0.52 \text{ mm}$ という値を得た。したがって, 本実験における噴口径は, $d = 0.4, 0.5, 0.6, 0.7 \text{ mm}$ の範囲に設定した。これらのノズルにおいて, 噴口長は $l = 1.8 \text{ mm}$ 一定であり, したがって, 噴口長と噴口径との比 l/d は $4.5 \sim 2.6$ の範囲である。なお, 噴射開始圧はすべて 19.6 MPa 一定として実験を行った。

機関の運転は冷却水温度 $80 \pm 1^\circ\text{C}$, 潤滑油温度 $47 \pm 1^\circ\text{C}$ に調整し, 定格出力および機関回転速度 1200 rpm 一定のもとに行った。また, 動力の吸収には交流電気動力計を使用した。

3.2 供試燃料 供試燃料としては, 市販の自動車用軽油 (比重 0.841 , セタン指数 57.5) およびこれと水との乳化燃料を用いた。乳化燃料の作製方法及び安定性に関してはすでに前報⁽¹⁾ において示したとおりである。すなわち, 軽油に対して 1% (mass) の乳化剤 (イオネット S-2, $\text{HLB} = 6$) を加え, 静止形管内混合器を用いて混合することによって油中水滴形のエマルジョンを作製したが, 水粒子径が $0.4 \sim 2.0 \mu\text{m}$ 程度の安定なエマルジョンを得ることができた。水と軽油との混合比率については, NO_x , 吐煙, 燃料消費率の低減が十分期待できて⁽⁸⁾, なお始動性その他の実用面⁽¹⁾ を

考慮して水/軽油 $= 0.51$ (mass) 一定のもとに実験を行った。

3.3 測定装置 インジケータ線図の測定にはひずみゲージ式の指圧計を使用し, 噴射弁リフトおよびクランク角はそれぞれ差動トランス式変位計, およびフォトランジスタにより検出して, これらを 4 現象シンクロスコープに入力して観測・記録した。熱発生率の計算に際しては, 燃焼解析装置 (小野測器製 CB-366) を用いて連続 100 サイクルにわたるシリンダ内圧力を採取し, その圧力データの平均値を用いて著者らの作成したプログラムによって算出した。なお, 等容度 η_{oth} および冷却損失 ϕ_w は, 式 (1) に示すシリンダ内ガスエネルギー平衡式を仮定することによって, 式 (2) および式 (3) から求めた。

$$dQ = dQ_E - dQ_C = \frac{1}{\kappa - 1} (\kappa P dV + V dP) \cdots (1)$$

$$\eta_{oth} = \frac{1}{Q} \int \frac{1 - \frac{1}{\epsilon_\theta^{\kappa-1}}}{1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}}} \frac{dQ}{d\theta} d\theta \cdots (2)$$

$$\phi_w = \frac{\int dQ_C}{\int dQ_E} \cdots (3)$$

排気ガス中の NO_x の測定には CLA (ダイレック製 MODEL DY-8400), HC については FIA (島津製作所製 GC-9A), CO の測定には NDIR (堀場製作所製

表 1 供試機関および燃料噴射系統の諸元

Engine Model	4 Cycle, Water Cooled Diesel Engine
Number of Cyl.	1
Bore x Stroke	110 x 150 mm
Stroke Volume	1425 cc
Compression Ratio	17.4
Combustion Chamber	Direct Injection (BIP type)
Rated Output	7.35kW/1200rpm (BMEP=0.52MPa)
Engine Speed	1200 rpm
Injection Pump	Bosch A
Injection Nozzle	DLOS401, 501, 601, 701 : Single Hole (DN4SD24 : Throttle)
Opening Pressure	19.6 MPa

図 1 供試機関の燃焼室断面

MEXA-201F) をそれぞれ使用した。

3・4 噴霧特性測定装置 単口ホールノズルの噴霧特性測定の実験装置は前報⁽⁵⁾ で用いたものと同様である。すなわち、噴霧の全体的な形状は 35 mm カメラを用いて写真撮影する一方、噴霧角の測定は、噴霧がレーザ光を通過するときの受光素子出力の強度変化を検出することによって行った。また、噴霧粒径は表面活性剤を受止め液とした液浸法を用いて測定した。

4. 実験結果、および考察

4・1 噴口径の違いによる噴射率および噴霧特性の比較 図 2 は、単口ホールノズルの噴口径を変化させた際の噴射率を、Bosch の方法を用いて測定した結果を示したものである。なお、乳化燃料については軽油の場合と同じ噴射系を用い、軽油の量を一定 (53 mg/st) にそろえて噴射率を求めた。図 2 に示すように、乳化燃料は水分の含有によって噴射期間が長くなる。したがって、乳化燃料内の軽油のみの噴射率は図 2 に比べて低下する。ホールノズルの噴口径の影響についてみると、いずれの燃料も噴口径が大きくなるにつれて噴射期間が短縮し、高噴射率になることがわかる。なお、図 2 にはスロットルノズルについても示したが、その初期噴射率は小さい。

また、噴霧特性としての噴霧の形状、最終到達距離、噴霧角、平均粒径に及ぼす噴口径の影響について調べた。なお、この場合には軽油噴射と乳化燃料噴射のそれぞれにおいて総噴射体積は同一に保って実験を行った。図 3 は、大気中に燃料を噴射し、その噴霧の形状を写真撮影およびレーザ光で測定することによって求めた最終到達距離と噴霧角を、乳化燃料と軽油とで比較したものである。乳化燃料の最終到達距離 S_{max} は軽油に比べて 15~20% 程度増加し、噴霧角は 15% 程度減少する。なお、いずれの燃料の場合にも、噴口径が 0.6 mm において、もっとも良好な噴霧の分散が行われる。

図 2 噴射率の比較

図 4 は、ノズル中心軸から半径方向へ $R=32$ mm 離れた位置において捕集した噴霧油粒のザウタ平均粒径と噴口径との関係を示したものである。いずれの燃料を用いても噴口径が 0.6 mm までは平均粒径に大きな変化は認められないが、0.7 mm になると増加する傾向を示す。なお、乳化燃料における平均粒径は軽油に比較して 20 μ m 程度大きな値を示す。この原因については、燃料が周囲気体から力を受けて変形、分裂する過程において、動粘度が高いためにその変形と分裂が抑制されて微粒化が進まず⁽¹⁰⁾、軽油に比べて平均粒径が大きくなるものと考えられる。

4・2 噴口径の機関性能への影響 以上述べてきたように、単口ホールノズルの噴口径を変えることによって噴射率ならびに噴霧特性はともに著しく変化することがわかった。そこで、つぎにこれらのノズルを用いた際の機関性能について調べた。図 5 (a), (b) は燃料消費率、排気ガスなどの機関性能に及ぼす単口ホールノズルの噴口径の影響を、軽油と乳化燃料とで比較して示したものである。なお、図 5 中にはノズル形式の比較のためにスロットルノズルにおける値も併

図 3 噴霧の最終到達距離と噴霧角

図 4 噴霧油粒の平均粒径と噴口径

記した。また、噴射時期については、それぞれの運転において最良の燃料消費率が得られる噴射時期を採用しており、図5(a)に示すようにこの噴射時期は燃料および噴口径によって変化する。燃料消費率に及ぼす噴口径の影響についてみると、軽油、乳化燃料ともに $d=0.6\text{ mm}$ のノズルの場合に燃料消費率は最小値を示し、その前後では増加する。これは、前述のように $d=0.6\text{ mm}$ において噴霧角が最大になり、燃料の分散がよく、噴霧粒径が小さいことがその理由として考えられる。また、 0.6 mm の場合の噴射率が供試機関に対して適切にマッチングしたことも考えられる。

乳化燃料は、図2～4に示すように、軽油の場合に比べて噴霧の最終到達距離が長くなる反面、低噴射率で噴射期間が大きくなるとともに、噴霧角が小さくなり、サウタ平均粒径は大きい。このように、乳化燃料は軽油に比べて噴射時の噴霧特性としての微粒化および空気との混合が悪くなるのであるが、 $d=0.6\text{ mm}$ の場合には燃料消費率の低減が得られる。なお、このような乳化燃料の噴霧特性の悪化は、スロットルノズルを用いた場合にも同様であった。しかし、それにもかかわらず、乳化燃料の燃料消費率が軽油に比べて低減し得ることは、すでに報告済みである⁽⁶⁾。

図6は、軽油と乳化燃料の熱発生率を比較したものである。いずれの噴口径においても乳化燃料の熱発生率は、軽油に比べて高いピーク値を示す。これは、噴霧

のマイクロ爆発、噴霧束内への空気のまき込みおよび噴霧束内空気過剰率の増大、ならびに着火遅れの増加による予混合燃焼量の増加に起因するものであって⁽¹¹⁾、乳化燃料の特徴的な燃焼を示すものである。

図7は、予混合燃焼量の増加に対するマイクロ爆発および噴霧束内空気過剰率増大の効果と、着火遅れの増加による効果を区別するために、着火遅れと初期燃焼量 Q_i の関係を、軽油と乳化燃料とで比較したもので

図6 熱発生率の比較

図5 機関性能に及ぼす噴口径の影響

ある。ここで初期燃焼量 Q_i とは、着火からクランク角 10°CA を経過した間に発生した熱量として定めた。図7に示すように着火遅れが増すにつれて Q_i は大幅な増加を示すが、その増加傾向は軽油燃料と乳化燃料とで異なることがわかる。すなわち、軽油の場合には着火遅れの増大に伴って Q_i が増加し、その増加の傾向は図7中のA線によって表すことができる。これに対して、乳化燃料の場合にはB線で表すことができ、その傾きはA線に比べて大きな値を示す。したがって、この両直線の傾きにおける差異が乳化燃料のマイクロ爆発および噴霧束内への空気導入による燃焼促進の効果であろうと推定される。

乳化燃料における初期燃焼量の増加によって、図5(a)に示すように、いずれの噴口径においても、軽油に比べて高い等容度 η_{olk} が得られる。しかし、燃料消費率については、 $d=0.6 \text{ mm}$ で改善されているのに対して $d=0.4 \text{ mm}$ および 0.7 mm の場合には、軽油に比べて逆に悪化している。この理由については、つぎのように考えられる。乳化燃料を使用した場合には、噴霧粒子内の水の蒸発による内部冷却により、外部水冷による冷却損失を低減することができる。図8は、

図7 初期発生熱量 Q_i と着火遅れの関係

図8 スロットルノズルにおける冷却損失 (実測)

スロットルノズルを用いて、 $\text{BMEP}=0.52 \text{ MPa}$ 、燃料噴射時期= 13.3°CABTDC において、機関の冷却水温度を変えた場合の軽油と乳化燃料における冷却損失を実測し、比較したものである⁽⁴⁾。乳化燃料では、軽油に比べて冷却損失が少なく、その低減傾向は燃料消費率と同様であることがわかる。

一方、これとは別に、シリンダ内の熱発生から、式(3)によって冷却損失 ϕ_w を算出した。その結果を図9に示す。乳化燃料の ϕ_w は、軽油に比べて、燃料消費率の低減と同様に噴射時期の全域にわたって低減が得られる。

ホールノズルの噴口径を変化させた際の冷却損失 ϕ_w については、図10に示す。図10に示すように、噴口径が 0.6 mm の場合には、乳化燃料の冷却損失は、軽油に比べて低減しているのに対して、その他の噴口径では、逆に増加している。

正味熱効率 η_e と等容度 η_{olk} 、冷却損失 ϕ_w および機

図9 スロットルノズルにおける冷却損失 (計算)

図10 ホールノズルにおける冷却損失 ϕ_w

 図 11 初期発生熱量 Q_i と NO_x 濃度

機械効率 η_m との間には、つぎの関係が成立する。

$$\eta_e = \eta_{th} \cdot \eta_{oth} \cdot \eta_u (1 - \phi_w) \eta_m \quad (4)$$

燃焼効率 η_u と理論熱効率 η_{th} を一定と仮定すると次式を得る。

$$\eta_e = C \cdot \eta_{oth} (1 - \phi_w) \eta_m \quad (5)$$

式(5)に示すように、正味熱効率または燃料消費率は、等容度、冷却損失および機械効率によって影響を受けるものである。したがって、ホールノズルの噴口径を変えた際に、乳化燃料の等容度は、軽油に比べて改善されるものの、冷却損失および機械効率の悪化によって、 $d=0.6 \text{ mm}$ 以外の噴口径で燃料消費率が悪くなったものと思われる。ここで、乳化燃料における冷却損失および機械効率は、噴射率によって大きな影響を受けるものと考えられる。たとえば $d=0.4 \text{ mm}$ の噴射率は、図2のように、低噴射率で長い噴射期間となる。したがって機関の運転に際して十分な出力を得るために噴射時期を進める必要があり、この場合には着火遅れが大幅に増大し、図10に示すように最大圧力上昇率が大きく衝撃的な燃焼となる。この結果、機械効率および冷却損失が悪化したものと思われる。また、 $d=0.7 \text{ mm}$ の場合には、高噴射率で噴射期間が短いという特徴をもち、これが燃焼に及ぼす影響の詳細については不明であるが、この場合の冷却損失が増加する。

このように、乳化燃料を用いて、ホールノズルを使用する場合には、噴口径の大きさによる噴射率の変化が主因となって、冷却損失および機械効率に変化し、その結果として燃料消費率が変わるものと考えられる。したがって、ホールノズル使用の機関において、乳化燃料による燃料消費率の低減を図る場合には、使用するエンジンに適した噴射率をもつ噴口径のノズルを採用する必要がある。

一方、この場合における NO_x 濃度については、図5(b)に示すように、いずれの噴口径においても軽油

に比べて大幅な低減が得られる。乳化燃料において NO_x の低減が得られるのは、すでに報告したとおり⁽¹⁾、噴射および燃焼時における乳化燃料の水分の蒸発による燃焼域の温度低下が主因として考えられる。

図11は、初期発生熱量 Q_i と NO_x 濃度との関係を示す。なお、図11中の T_{max} は実験で得た燃焼圧力から計算によって求めたサイクルの平均的なガスの燃焼最高温度を表したものである。図11から明らかなように、同一初期発生熱量 Q_i における NO_x 濃度を比較すると、乳化燃料を使用した際の NO_x はきわめて小さな値を示している。この理由については、乳化燃料の場合には Q_i が増加しても T_{max} は低い値に抑制されており、このことが NO_x 低減の主たる要因と考えられる。このように乳化燃料の場合には燃焼が衝撃的に行われるにもかかわらず、エマルジョンに含まれる水分が NO_x の抑制に関して大きな作用をなしているものと考えられる。

5. 結 論

(1) ホールノズルの噴口径を変えて実験を行った結果、乳化燃料における燃料消費率は、噴霧特性の影響よりも、むしろ噴射率の影響を大きく受ける。すなわち、初期の噴射率が大きすぎても小さすぎても、冷却損失が増加し、軽油に比べて燃料消費率が増大する。

(2) 乳化燃料を用いて単口ホールノズルを使用する場合には、燃料消費率、 NO_x 、および吐煙の低減に対して最適な噴口径が存在する。本実験の範囲内では、噴口径 $d=0.6 \text{ mm}$ がもっとも適当である。

(3) 乳化燃料を用いた際には、着火遅れの増加、ならびにミクロ爆発などによって、初期燃焼量が大幅に増加する。しかし、この場合であっても、噴口径の大きさに関係なく軽油に比べて NO_x の顕著な低減が得られる。

文 献

- (1) 村山・ほか3名, 自動車技術会論文集, 16(1978), 30.
- (2) Murayama, T., ほか3名, SAE Paper, 780224, SAE Trans., 87(1979), 946.
- (3) 塚原・ほか3名, 機論, 48-426, B(1982), 381.
- (4) 塚原・吉本, 内燃機関, 23-296(1984), 27.
- (5) 吉本・塚原, 機論, 53-503, B(1988), 1866.
- (6) 塚原・ほか2名, 機論, 53-506, B(1988), 2955.
- (7) Tsukahara, M., ほか2名, SAE Paper, 890449(1989).
- (8) Tsukahara, M., ほか2名, SAE Paper, 891841(1989).
- (9) 喜多野, 内燃機関概論, (1972), 127, 日刊工業新聞社.
- (10) 廣安・ほか2名, 日本舶用機関学会誌, 20-3(1985), 10.
- (11) 塚原・常本, 内燃機関, 19-236(1980), 19.