

# 論文 次世代に向けての直噴ディーゼルエンジン性能向上への提案\*

## A Suggestion to Improve DI Diesel Engine Performance for Next Generation

依田 稔之

Toshiyuki YODA

For improving DI diesel engine performance, atomization of the fuel spray plays an important role. Increasing the flow velocity at the injection nozzle spray holes is regarded as an effective way for better fuel atomization without increasing the fuel injection pressure. Through experiments, enlarging the chamfer at the spray hole inlet has proved to be the most effective and suitable method for establishing high flow velocity injection nozzle.

The high flow velocity injection nozzle was compared with conventional one and was confirmed in better engine performance by its fine spray atomization.

**Key Words** : Diesel Engine, Fuel Injection/Injection Nozzle Improvement

### 1. 緒 言

噴孔絞り，高圧噴射を柱とする噴霧微粒化手法による，ディーゼルエンジンの窒素酸化物（以下NOx）と排気微粒子（パーティキュレート，以下PM）を代表とする排出ガスの浄化と，出力，燃費の向上が進められている。しかし，NOxとPMの排出量は，トレードオフの関係を有し，また，単純なNOxの低減には出力，燃費の低下を招くため，これらを含めたエンジンータル性能を向上させるための成立領域は著しく狭まってきた。今後も燃料噴射圧力の高圧化が進められる傾向があるが，高圧化に対応した燃料噴射ポンプの大型化等は限界に近づきつつある。

本研究は，高圧化に頼らない噴霧微粒化要件に着目し，燃料噴射ノズルの検討を行った。その検証の結果，燃料噴射ノズルにおける燃料の噴孔出口流速を増加させることで，噴孔径を小さくしながら噴孔流量を確保し，噴射圧力を高圧化することなく噴霧の微粒化を促進させ，NOx-PMの同時低減と，高出力化を図る手法を見い出した。

### 2. 燃料噴射ノズルの検討

#### 2.1 噴霧の微粒化促進

噴霧微粒化を促進するための手段につき検討した。

噴霧の微粒化指標は一般にザウタ平均粒径（Sauter Mean Diameter，以下，SMD）が使用され，これを求める実験式が数多く提示されている<sup>1)</sup>。これらはみな，式(1)に示すように，噴孔径および噴孔部の燃料流速の関数となっている（一部，圧力で表現されているものがあるが，後述する式(3)をもって速度の関数に置き換えられる）。

$$D_{32} = f\left(\frac{d}{V}\right) \quad \dots(1)$$

$D_{32}$  : SMD

$d$  : 噴孔径

$V$  : 噴孔部燃料流速

つまり，噴孔径を小さくするか，噴孔部の燃料流速を増加させることが噴霧の微粒化促進のポイントとなる。しかし，単純に噴孔径を小さくすると，ベルヌーイの式(2)に示すように，単位時間当たりの噴孔流量が減少し，燃料噴射の際には噴射期間の増加につながり，高速出力の確保が困難となる。

$$Q = \mu F \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad \dots(2)$$

$Q$  : 燃料噴射ノズルの噴孔流量

$\mu$  : 燃料噴射ノズルの流量係数

$F$  : 噴孔面積

$\Delta P$  : 燃料噴射ノズル入口・出口差圧

$\rho$  : 燃料密度

これまで，燃料噴射圧力の高圧化を一つの手段として噴射期間の増長を最小限とし，出力を確保または増加させてきたが，前述のように高圧化の限界は確実に

\*1998 FISITA World Automotive Congress Paper F98T605 を和文翻訳，加筆にて転載


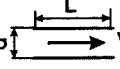
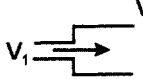
近づきつつある。

従って、燃料噴射圧力の高圧化に頼らず、微粒化を促進させるためには、噴孔部の燃料流速を増加させる手段が必要となる。式(3)から、燃料噴射ノズルの流量係数を増加させることが燃料流速向上手段となることがわかる。

$$\frac{Q}{F} = V = \mu \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad \dots(3)$$

燃料噴射ノズルの流量係数を増加させる手段について、流体損失低減の観点から種々の実験、数値解析を実施した結果をまとめて Table 1 に示す。結果から、燃料噴射ノズルの噴孔入口部の R 面取り量を拡大することが、もっとも簡便かつ有効な手段であることを確認した。

Table 1 Investigations & Experiments result

Fluid Loss Item	Theory	Effect
Bending Loss 	$h_b = \zeta b \frac{V^2}{2g}$	+20%
Friction Loss 	$h_f = \lambda \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g}$	+2%
Enlargement Loss 	$h_s = \zeta s \frac{V_1^2}{2g}$	—

摩擦損失の低減には、燃料噴射ノズル内部の面粗度を向上させたが、その効果は小さい。

また、拡大損失の低減には、噴孔入口部より上流側での曲がり損失の増加を伴い、損失和を低減するにはサック部の容積を増加させることが必要であることが判明した。

燃料噴射終了後、サックに溜まった燃料は、被熱により膨張、蒸発し、燃焼が終了したシリンダ内に流れ込み、ハイドロカーボン(HC)として排出される。サック部容積が大きい程、その排出量が増加するのでこれは避けるべき手法である。

### 2.2 噴孔入口部面取り R 拡大効果

噴孔入口部面取り R 拡大に関する数値流体解析結果を示す。Fig. 1 に、燃料噴射ノズル先端部断面図および CFD (Computational Fluid Dynamics) モデルを示す。

計算は、有限体積法で、一次風上定常流解析である。乱流モデルは  $k-\epsilon$  モデル、壁関数は対数則を用いた。

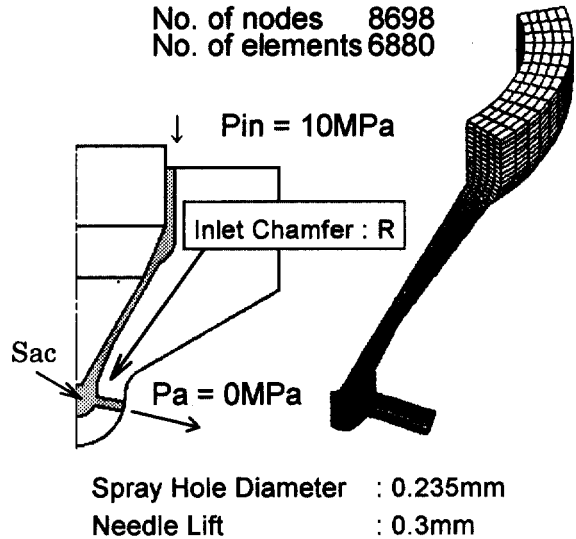


Fig. 1 CFD model

本モデルにおいて、R 面取りの大きさを変えてそのときの CFD 計算流量を  $Q'$  とし、式(2)における流量係数  $\mu$  が 1 の時の計算流量を  $Q_{th}$  とし、その比を流量係数として算出した (式(4))。結果を Fig. 2 に示す。

$$\mu = \frac{Q'}{Q_{th}} \quad \dots(4)$$

$Q'$  : CFD 計算流量

$Q_{th}$  : 理論 ( $\mu = 1$ ) 流量

噴孔入口部 R 面取り (以下 R 面取り) が大きくなるのに従い、流量係数  $\mu$  が増加する。本仕様のノズルでは、 $R \geq 0.08 \text{ mm}$  で流量係数がほぼ一定となる。

R 面取りの大きさを変更したノズルの噴孔流量 (測定条件は 10 MPa 軽油) 測定結果を Table 2 に示す。

R 面取りを拡大し、流量係数が増加することにより、ほぼ同一噴孔径で噴孔流量が増加する。すなわち、噴孔部燃料流速が増加していることを示している。

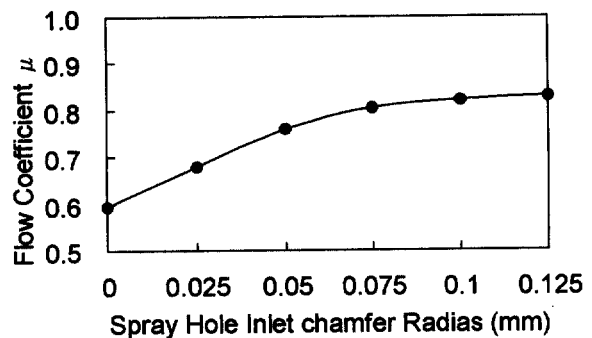


Fig. 2 Calculation result

Table 2 Injection Nozzle Specification and Measuring Result

Specification	1	2
Spray Hole Inlet Radius (mm)	0.03	0.09
Spray Hole Diameter (mm)	0.233	0.235
Numbers of Hole	6	6
Fuel Flow Rate (cm <sup>3</sup> /min)	1706	2048

### 3. 実験結果

#### 3.1 供試燃料噴射ノズル

Table 3 に、実験比較する燃料噴射ノズルの緒元を示す。

Table 3 Equipment Specifications

Injection Pump	In-Line, Type NB		
Injection Nozzle	Type	: DLL-S	
	Needle Lift	: 0.3mm	
	Spec.	Hole Dia. (mm)	Flow Rate (cm <sup>3</sup> /min)
	(A)	0.233	1706
(B)	0.215	1696	
(C)	0.235	2048	

燃料噴射ポンプは、当社 NB 型ポンプを使用した。供試燃料噴射ノズルは 3 仕様で、(A)は Table 2 に示す 1 のノズル、(C)は R 面取りを拡大した 2 のノズルである。(B)は、R 面取りを拡大しながら、(A)と噴孔流量をほぼ同じにするため、噴孔径が(A)に対して小さくなっている。評価は、60%エンジン回転速度、95%負荷点とした。これは、排出ガス試験方法“ディーゼル 13 モード”中、最も高負荷であり、スモーク排出量がもっとも敏感に変化する点である。

#### 3.2 噴射特性

Fig. 3 に、噴射特性の比較を示す。ノズル(A)と(B)は、噴射特性すなわちニードルの挙動、噴射期間、噴射率、噴射圧力がほぼ同一である。つまり、噴孔流量が同一ならば、噴孔径に関わらず同じ噴射特性が得られることを示している。NOx 排出量に影響を与えと言われる初期噴射率、スモーク排出量に影響を与えと言われる噴射期間、噴射圧力が同等であり、これらの特性に起因する NOx, PM 排出量の差はないと考える。

一方、ノズル(C)の場合、噴孔流量が(A), (B)よりも多いため、噴射期間が短く、噴射率が高く、噴射圧力が

低くなっているため、これらに起因してエンジン性能 (NOx, PM 排出量, 出力) が変化することが考えられる。

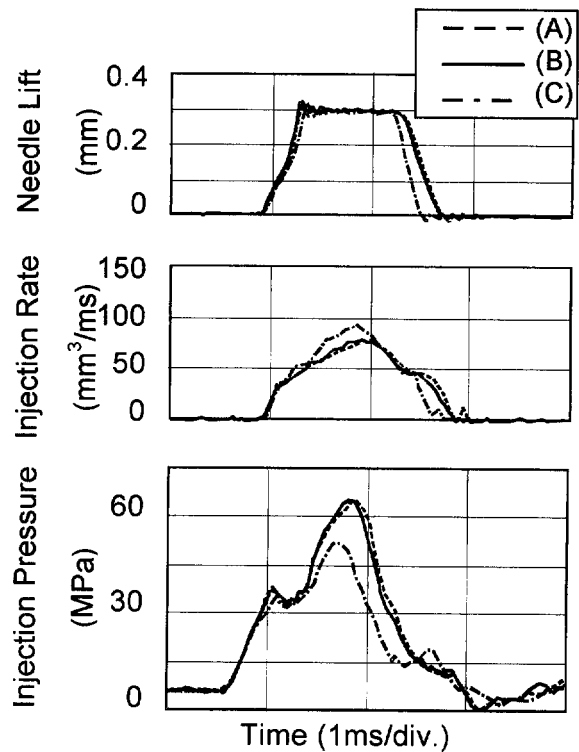


Fig. 3 Injection characteristics at 60% engine speed, 95% load

#### 3.3 微粒化特性

次に、位相ドップラー粒径測定装置 (Fig. 4 にブロック図を示す) を用いて、噴霧微粒化特性の違いについて比較した。噴霧軸心上、噴孔から 100 mm の距離に測定ポイントを設定し、噴霧粒子捕捉数が約 3500 となるまで連続サンプリングし、SMD を算出した。結果を Fig. 5 に示す。噴孔流量同等で、噴孔径を小さくしたノズル(B)はノズル(A)に対し SMD が小さい。

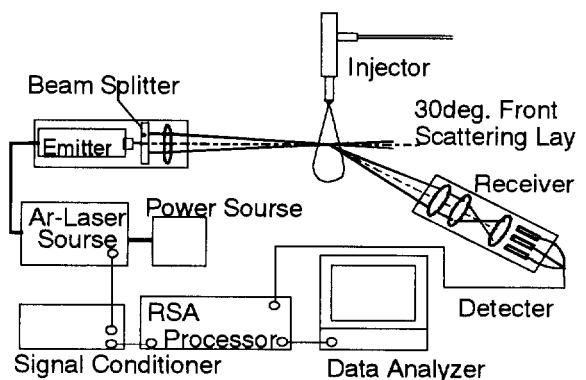


Fig. 4 Block diagram of SMD measuring

噴孔流量が大きく、噴孔径を同等としたノズル(C)は(A)と同等である。ノズル(C)はノズル(A)よりも燃料噴射圧力が低いことから、R面取りを拡大することによって、より低圧で微粒化が図れるといえる。

ここまでの実験結果から、ノズル(C)は、複数の噴射特性が大きく変化しており、エンジン性能の変化要因を絞り込めないため、以降の比較結果は省略する。

3.4 噴霧挙動特性

Fig. 6 に、測定装置を示す。燃料噴射ノズルから定容容器内に燃料を噴射させ、ストロボを発光させて噴霧画像を CCD カメラで撮影した。ストロボ発光タイミングを変化させ、噴射開始から噴霧の挙動を観察した。

結果を Fig. 7, Fig. 8 に示す。ノズル(A), (B)の噴霧挙動に顕著な差は見られない。従って、噴霧挙動に起因するエンジン性能差はないといえる。

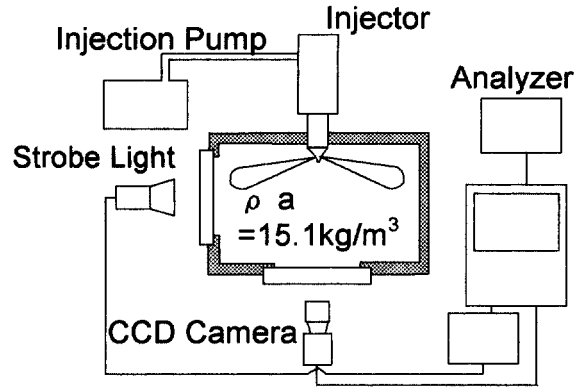


Fig. 6 Test apparatus

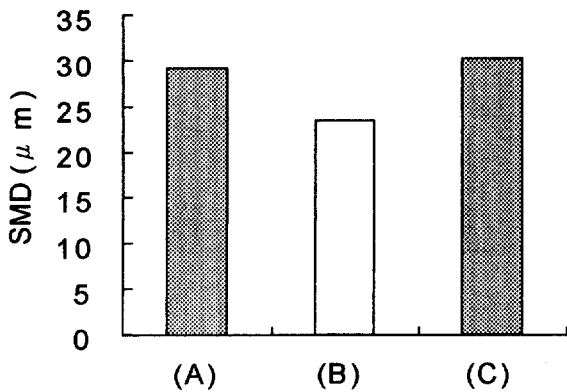


Fig. 5 Result of SMD measuring at 60% engine speed, 95% load

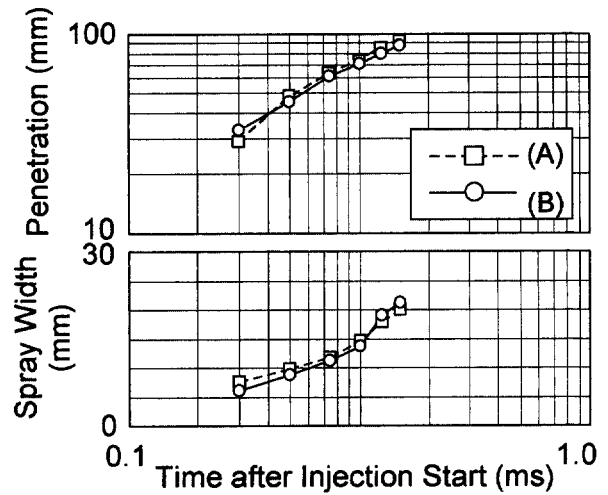


Fig. 7 Spray tip penetration and width at 60% engine speed, 95% load

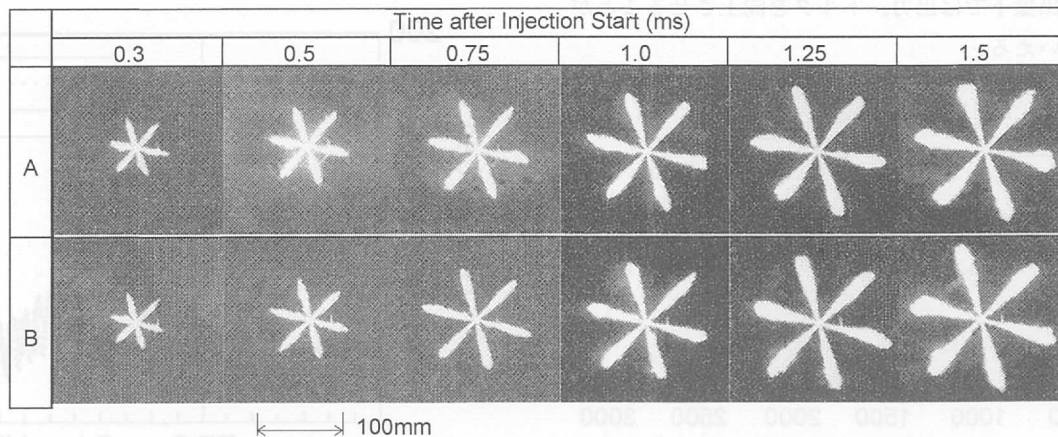


Fig. 8 Full spray behavior at 60% engine speed, 95% load

### 3.5 エンジン試験結果

#### 3.5.1 エンジン性能

ノズル(A), (B)を自然吸気6気筒エンジンに供試し, 他の条件 (エンジン, 燃料噴射ポンプ, 燃料噴射タイミング, 高圧配管系等)を統一して性能評価を行った.

Fig. 9 にディーゼル 13 モード排出ガス性能試験結果を示す. 燃料噴射タイミングを変更し, ノズル(A), (B)それぞれ3水準測定した. 図中○で囲まれた組み合わせは同一噴射タイミングであることを示す. 同一噴射タイミングで見ると, ノズル(B)はノズル(A)に対し, NOx 排出量が増加している. しかし, PM 排出量がそれ以上に低減しており, 全体を見るとトレードオフ関係が改善されている.

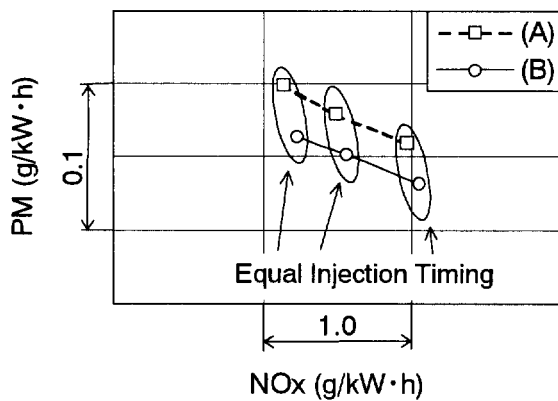


Fig. 9 PM-NOx trade-off on diesel 13 mode emission test result

また, Fig. 10 に全負荷スモーク排出量測定結果を示す. ノズル(B)はノズル(A)に対し, 全域でスモーク排出量が低減している. つまり, ノズル(B)においては, 等出力, トルク下ではスモーク排出量を低減でき, 等スモーク排出量下では出力, トルクを向上させることができるといえる.

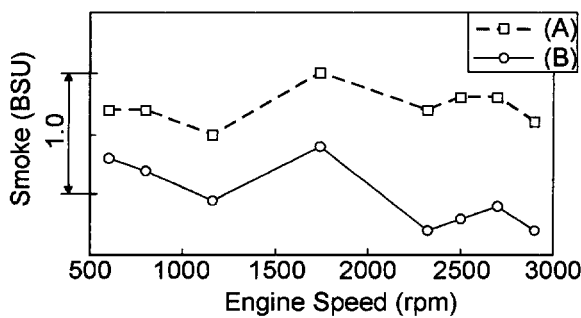


Fig. 10 Full load smoke emission under equal output condition

#### 3.5.2 微粒化促進とエンジン性能の関係

Fig. 11 に, PM 成分分析結果を示す. 高負荷域で, ノズル(B)でのドライスート排出量が低減している. ドライスートは, 燃料噴霧の燃え残りを含むもので, その排出量が低減しているということは, 燃料噴霧の微粒化が促進されていることを示している.

また, Fig. 12 に, 60%エンジン回転速度, 95%負荷時のエンジン筒内熱発生率 (Rate of Heat Release, “R. O. H. R”) の比較を示す.

予混合燃焼 (Pre-Mixed Combustion) は, ノズル(A), (B)ともほぼ同等である. これは, 着火遅れ期間と噴射率が同等であることに起因すると考える.

拡散燃焼 (Diffusive Combustion) はノズル(B)の方

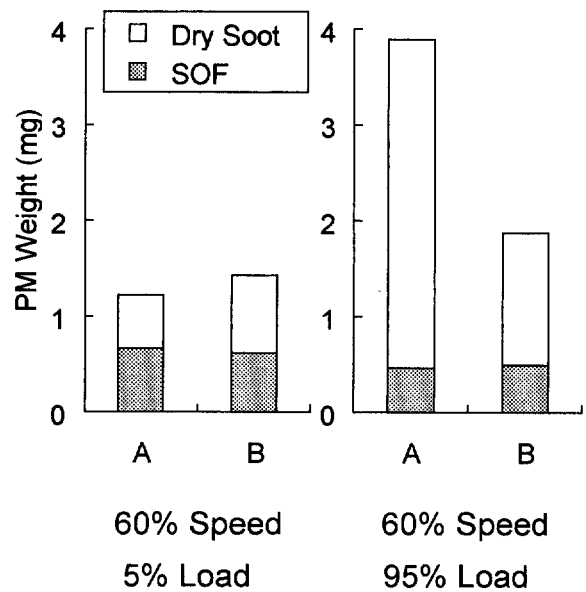


Fig. 11 PM element analysis at 60% speed 95% load

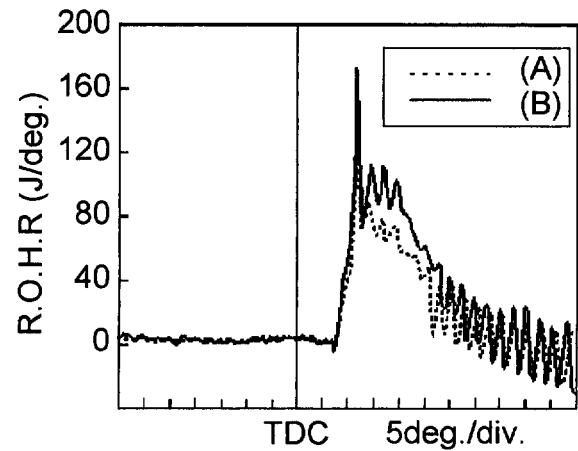


Fig. 12 Rate of heat release at 60% Engine Speed, 95% Load

が活発であり, Fig. 11 に示すドライスート排出量低減理由と合わせて, 燃料噴霧の微粒化の効果が顕著に現れていると考える。

結果, NO<sub>x</sub>-PM トレードオフ関係が改善されたものとする。

#### 4. ま と め

直噴ディーゼルエンジンの排出ガス浄化と高出力化の両立を目的とした燃料噴射ノズルの改良を行い, その効果を確認した。

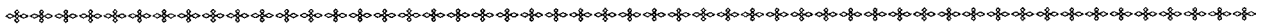
- (1) 燃料噴射ノズルの噴孔部燃料流速度高速化により, 燃料噴射圧力を高圧化すること無しに燃料噴霧の微粒化が図れる。
- (2) 燃料噴射ノズルの噴孔部燃料流速度高速化は, 噴孔入口部 R 面取りの拡大によって容易に達成できる。
- (3) エンジンテストの結果, 改良した燃料噴射ノズルがスモーク排出量を低減でき, NO<sub>x</sub>-PM トレードオフ関係を改善でき, 高出力化がはかれることを証明できた。

#### 5. あとがき

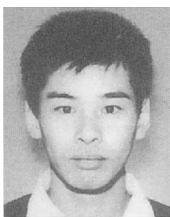
本論文に示した噴孔入口面取り R 拡大ノズルは, 98 年以降の直噴ディーゼルエンジンに全面展開され, 環境保護の一役を担っている。

#### ＜参 考 文 献＞

- 1) 例えば, H. iroyasu et al. SAE Paper No. 00475 (1990).
- 2) K. akakita et al. The 11th internal Combustion Engine Symposium, Japan.
- 3) S. to et al. SAE Paper No. 10182 (1991).
- 4) H. ujisawa et al. Diesel fuel injection, 1st edition, Sankaido, Bunkyo-ku, Tokyo-to (1988).
- 5) H. osoya et al. SAE Paper No. 30593 (1993).
- 6) K. ate et al. SAE paper No. 20622 (1992).
- 7) M. ishida et al. The 10th Internal combustion Engine Symposium, Japan, 409 (1992).
- 8) Y. amaki et al. The 11th Internal Combustion Engine Symposium, Japan, 1 (1993).
- 9) T. hoji et al. 1993 JSAE Spring Convention proceedings No. 32, 163 (1993).
- 10) Y. akeda et al. The 74th JSME (1995).



#### ＜著 者＞



依田 稔之 (よだ としゆき)

ディーゼル噴射技術 2 部  
直噴ディーゼル用燃料噴射ノズル  
の開発に従事。