

<논 문> SAE NO. 96370064

## 연료 노즐을 확대한 모형노즐에서의 내부유동 특성

### Characteristics of the Internal Flow in the Scaled-Up Fuel Nozzle

박 장 혁,\* 홍 성 태,\*\* 구 자 예\*\*\*  
J. H. Park, S. T. Hong, J. Y. Koo

#### ABSTRACT

The measurements of velocities of internal flow in a scaled-up nozzle were made by laser Doppler velocimetry in order to clarify the effect of internal flow on the characteristics of fuel spray. The investigated length to diameter ratio(L/d) of the orifice were 1, 3, 4, 5 and 8, and inlet radius to diameter ratio( $r_0/d$ ) were 0 and 0.5. Mean and fluctuating velocities and discharge coefficients were obtained at various Reynolds number ranging between 15,000 and 28,000, and L/d ranging between 1 and 8 in sharp and round inlet nozzle. The turbulent intensity and turbulent kinetic energy at exit in a sharp inlet nozzle were higher than that in a round inlet nozzle. For sharp inlet nozzle, fluctuating velocities near exit were decreased with increasing L/d.

주요기술용어 : Scaled-up nozzle(상사확대노즐), Internal flow(내부유동), Fuel spray(연료분무), Discharge coefficient(유량계수), Turbulent kinetic energy(난류운동에너지)

#### 1. 서 론

연료분사 방식을 채택하는 엔진에서의 연소효율과 유해배출물 수준은 연소실내에서 분포하는 연료액적의 분포에 따라 영향을 받으며 이 분포는 액체 연료의 미립화 특성에 따라 달라진다. 미립화에 영향을 미치는 인자로서는 연료의 밀

도, 점도, 표면장력 등과 같은 물성치와 연소실 내의 온도, 압력 및 밀도 등과 같은 외부조건이 있다. 연료노즐형상이나, 분사압력과 같은 노즐상부조건에 의해서도 액체미립화와 분무특성이 달라진다<sup>1),2)</sup>.

분사된 연료액체가 미립화될 때 영향을 주는 노즐내부에서 발생할 수 있는 요소로서 노즐내부의 난류, 케이테이션, 속도형상 등이 제시되고 있다<sup>3)~6)</sup>. 난류는 노즐벽면의 전단력이나, 노즐 입구효과에 의해 발생하여 노즐내부의 유동특성에 영향을 주게된다. 노즐입구 형상( $r_0/d$ )에 따라

\* 고등기술연구원

\*\* 한국항공대학교 대학원

\*\*\* 정희원, 한국항공대학교 항공기계공학과

분무특성이 다르게 나타나는 현상이 많은 연구자들에 의해 제시되었다<sup>7),8)</sup>. 노즐길이대 직경비( $L/d$ )나 노즐입구 직경( $r_0/R$ )에 따라 분무각도와 입자의 크기가 달라지며, 노즐내부 형상과 유동특성이 외부분무에 미치는 영향이 중요하다는 사실을 알 수 있다. 곡면입구노즐(round inlet nozzle)에서 보다 모서리입구노즐(sharp inlet nozzle) 출구에서의 난류강도가 약 2배정도 강하고<sup>9)</sup> 캐비테이션이 있을 경우가 없을 경우보다 출구에서 난류가 증가한다는 보고가 있다<sup>10)</sup>. 그러나 입구형상에 의해 노즐 내부유동의 속도와 난류가 어떻게 변하며 분무에 어떤 영향을 미치는지에 대한 자세한 연구는 미흡한 실정이다. 실제 디젤 노즐의 분무실험에서 공기와외의 상호작용이 없도록 분무실을 거의 진공으로 만들어 주고 간헐 분사되는 현상을 관찰하였을 때 분사초기에 상당한 분무각을 가진 분무가 형성되는 현상을 확인하였는데<sup>11)</sup> 이는 노즐 내부와 같은 분무의 상부조건이 외부분무형성과 미립화에 영향을 주고 있음을 제시하고 있다. 그러나 실제 엔진에 사용되는 연료노즐의 직경은 0.1~0.4mm로 아주 작으며, 광학적으로는 측정 불가능하다. 따라서 실험모형을 광학적으로 측정이 가능하도록 비례적으로 크게 만들고 단순화시키면 내부유동의 가시화와 속도 및 난류강도 등이 측정이 가능하게 된다.

본 연구에서는 캐비테이션이 없는 단상유동의 조건에서 노즐 길이대 직경비( $L/d$ )로 기하학적으로 확대상사(약 100배)시키고 레이놀즈수를 상사시킨 단순 수축 오리피스 노즐의 입구형상과 길이대 직경비( $L/d$ )의 변화에 따라 출구로 나가는 유동의 난류강도와 속도를 측정하여 비교하였다. 이를 위해 원형단면의 노즐 시험부를 갖는 내부유동 실험장치를 제작하였고, 레이저유속계를 이용하여 각 단면에서의 속도와 난류를 측정하였다.

2. 실험장치 및 방법

연료분사 노즐의 내부유동 모사를 위해 실제 노즐 크기 (통상  $d=0.20\sim 0.4\text{mm}$ 에서  $d=0.3\text{mm}$ 을 기준)의 100배 확대된 (scale up) 노즐분사장

치는 Fig.1과 같다. 실험유체는 물을 사용하였으며, 펌프의 동력은 2hp이며 최대양정은 50m, 최대유량은 100 l/min이다. 실험중 기포는 계속해서 발생하였고 이로 인해 유동상태가 불안정해지는 것을 방지하고, 시험부(test section)쪽으로 유량을 조절하기 위해 압력탱크를 장착하였다. 압력탱크에 공기제거관을 연결하여 장치내부에 발생한 기포가 물과 같이 수조(reservoir)쪽으로 빠져나가도록 하였다. 유량조절밸브는 압력탱크의 압력을 조절하여 시험부쪽으로 원하는 유량을 보낼 수 있었다. 유량은 오리피스식 유량계를 사용하여 측정하였으며, 측정범위는 8.3~58 l/mm이다. Table 1에 나타난 여러 실험조건에서 유량은 동일 레이놀즈수에서는 동일하였으며 노즐입구에서의 압력은 마노미터를 제작하여 측정하였고 노즐형상에 따라 다르다. 예를들어,  $L/d=4$ 이고 레이놀즈수가 15000일때 모서리입구 노즐경우, 입구압력은 24.7mm H<sub>2</sub>O이다. 노즐 출구에서의 압력은 대기압력으로 유지하였다.

본 실험에서의 특성길이는 노즐 직경을 취하였

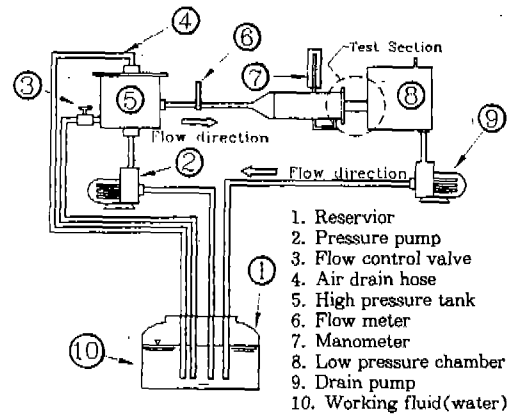


Fig.1 Schematic of experimental apparatus

Table 1 Experimental parameters and conditions

노즐입구형상 ( $r_0/d$ )	노즐길이비 ( $L/d$ )	레이놀즈수 ( $Re_a \times 10^{-3}$ )
Round inlet nozzle(0.5)	1, 3, 4, 5, 8	15, 17.7, 20,
Sharp inlet nozzle(0)	1, 4, 8	26, 28

으며, 평균속도를 기준으로한 레이놀즈수로 내부 유동의 운동학적 상사조건을 고려하였다.

$$Re_a = \frac{\rho U_m d}{\mu} \quad (1)$$

여기서  $\rho$ 는 유체의 밀도,  $d$ 는 노즐출구직경,  $U_m$ 은 질량평균속도이며  $\rho Q/A$ 에서 구하였다. 시험부 노즐은 2개의 다른 입구형상을 갖고 길이 비가 다른 노즐이고, 그 제원은 Fig.2와 같다. 실험중 수조내의 물의 온도는 20°C 정도에서 유지 될 수 있도록 하였으며 실험변수는 Table 1에 나타내었다.

본 연구에서 사용된 레이저 측정장치는 측정체적을 통과하는 입자의 크기와 속도를 동시에 측정할 수 있는 미국 Aerometric사의 2차원 위상도플러 입자 측정기(PDPA)이며, 실험의 목적에 따라 2차원 LDV mode를 선택할 수 있다. 그러나 본 실험에서 사용되는 측정모델이 원형단면을 갖기 때문에 레이저 빛이 입사될 때 수직방향 성분을 측정하는 빛의 굴절각도와 수평방향 측정 빛의 굴절각도가 다르기 때문에 1차원 LDV mode를 사용하여 축방향 속도성분과 반경방향 속도성분을 각각 측정하였다. 광원은

300mW Ar-ion 레이저이며, 레이저의 파장은 514.5mm, 트랜스미터의 초점거리는 250mm, 빔 간격은 40mm, 프리지간격은 3.226 $\mu$ m이며, 주파수천이는 40kHz이다.

본 실험에서는 노즐길이대 직경비(L/d), 레이놀즈수와 입구형상( $r_0/d$ )을 변수로 하여 유량계수를 구하였고 L/d=4에 대해 입구형상이 다른 노즐의 입구에서 출구에 이르기까지 축방향속도 및 난류강도의 형상변화와 출구에서 반경방향 난류강도를 측정하였다. 노즐 길이대 직경비에 대해서는 sharp inlet 노즐에 대해서는 L/d=3, 4, 5, 8에 대해서, round inlet 노즐에 대해서는 L/d=4, 8에 대해 측정하였다. 또한 sharp inlet 노즐에서 길이대 직경비에 따른 노즐구에서의 각 방향 난류강도를 측정하였다. 본 실험에서는 별 다른 산란입자의 공급없이 작동유체로 사용된 물이 함유하고 있는 작은 공기포나 입자에 의한 산란 신호를 측정할 수 있었다.

노즐 내부유동의 경향을 파악하기 위하여 이송장치는 3차원 이송이 가능한 밀링선반 이송대위에 레일을 장착하여 광학계통을 구성하였으며 이송장치의 최소 이송단위는 0.02mm이다. 주위공기와 노즐내부에 있는 물의 굴절률이 다르기 때문에 측정부로 입사되는 빛의 경로가 바뀌며, Fig.3과 같이 외부에서 transmitter를 이송한 거리와 내부 측정체적(probe volume)이 이동하는 거리에는 차이가 있다. 따라서 식 (2)과 같이 거리를 보정해준 결과 외부에서 transmitter를

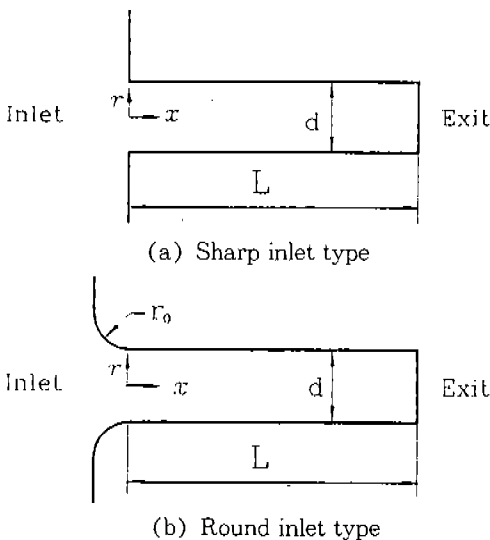


Fig.2 Geometry of scaled-up nozzle

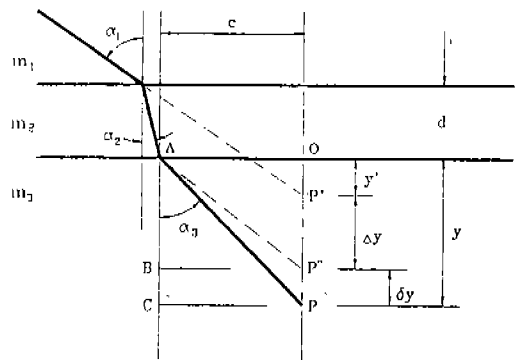


Fig.3 Change of optical path due to refractive index differences

1mm이송하면 내부의 측정체적은 1.33mm이동하게 된다<sup>12)</sup>.

$$y = \left[ y' + d \left( 1 - \frac{\cos a_1}{\sqrt{\left(\frac{m_2}{m}\right)^2 - \sin^2 a_1}} \right) \right] \left[ \frac{1}{\cos a_1} \sqrt{\left(\frac{m_3}{m_1}\right)^2 - \sin^2 a_1} \right] \quad (2)$$

여기서,  $\sin a_k = \frac{m^{(k-1)}}{m_k} \sin a_{(k-1)}$   $k=1, 2, 3$

$m_1$  : 공기의 굴절률

$m_2$  : 노즐벽(아크릴)의 굴절률

$m_3$  : 물의 굴절률

유량계수는 다음과 같이 정의한다.

$$C_d = \frac{U_{mean}}{\sqrt{2\Delta p/\rho}} \quad (3)$$

$U_{mean}$ 은 유량계에서 측정된 유량에서 환산된 평균속도이며, 압력차  $\Delta p$ 는 노즐입구와 출구에서의 압력차를 의미하며 노즐입구에 설치된 마노메타의 수두를 읽었다.  $\rho$ 는 물의 밀도이다. 유량은 압력탱크의 유량조절밸브를 수동으로 조작하여 원하는 유량을 시험부 쪽으로 흐르게 하였으며 그대 유량을 기준으로 노즐입구에서의 압력을 수두로 읽었다. 이 유량은 노즐 출구 직경을 기준으로 한 레이놀즈수가 15,000~30,000사이의 5개 조건을 정하여 측정하였다.

### 3. 실험결과 및 분석

#### 3.1 유량계수 특성

Fig.4는  $L/d=4$ 에 대해 레이놀즈수변화에 따른 곡면입구(round inlet)와 모서리입구(sharp inlet)를 갖는 노즐의 유량계수를 나타낸다. 곡면입구 노즐보다 모서리입구 노즐의 유량계수가 낮으며 실제크기 노즐이 모형확대 노즐보다 유량계수가 낮음을 알 수 있다. 곡면입구에서 보다 모서리입구 노즐에서 압력강하값이 더 큰 것은 입

구효과에 의해 재순환 영역이 존재하고 이 재순환영역으로 인한 유동의 운동에너지의 손실이 있음을 예측할 수 있다. 또한 레이놀즈수를 증가시키더라도 모서리입구노즐에서의 유량계수값은 거의 변화가 없었고, 곡면입구노즐의 경우는 완만하게 증가하였다. 따라서 단상유동의 조건에서 재순환영역으로 인한 운동에너지의 손실은 노즐

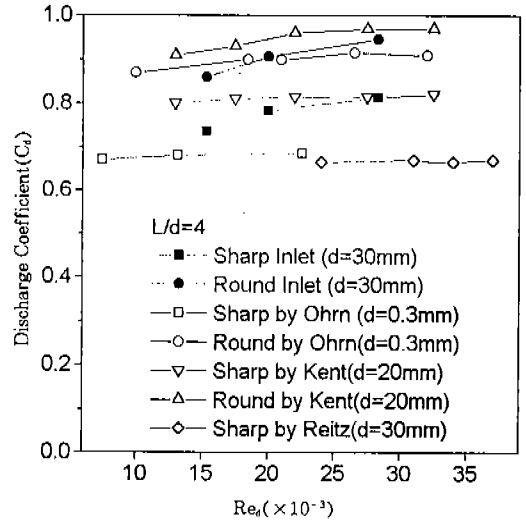


Fig.4 Discharge coefficient for various inlet shapes with different Reynolds number

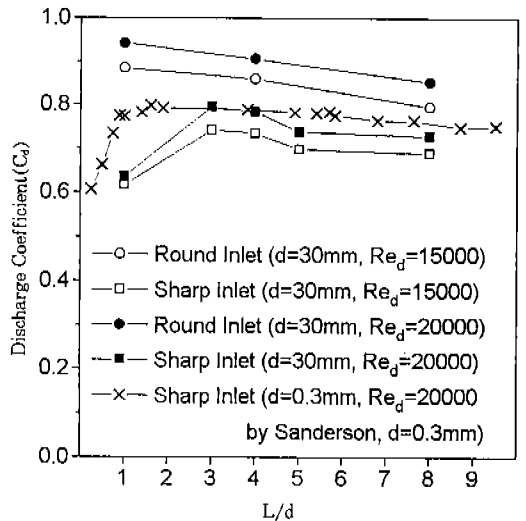


Fig.5 Discharge coefficient for various inlet shapes with different L/d

형상에 영향을 받고 있으며, 실제 연료노즐 분사 조건인 레이놀즈수 범위내(10,000~30,000)에서 레이놀즈수에 의한 영향은 미소함을 알 수 있다. Fig.5는  $Re_d=15,000$ 에서 모서리입구노즐은  $L/d$ 가 1, 3, 4, 5, 8에 대하여, 곡면입구노즐은  $L/d$ 가 1, 4, 8에 대하여 유량계수를 측정된 결과이다. 모서리입구 노즐의 경우  $L/d$ 가 1, 3에 대해 유량계수는 증가하고 있으며  $L/d=3$ 이상에서는  $L/d$ 가 증가할수록 유량계수는 감소하였다.  $L/d=1$ 인 경우는 입구에서 박리된 유동이 노즐내부에서 재부착하지 않고 그대로 외부로 빠져나가는 현상(flip flop)이 확대노즐 뿐만아니라 실제크기노즐이  $d=0.3\text{mm}$ (Fig.5 참조)에서도 관찰되었다<sup>14)</sup>. 이때는 노즐내 전 영역에서의 유동의 수축되는 vena contraction로 유효단면적이 줄어드는 효과가 발생하여 압력손실이 현저하게 증가한 것으로 생각된다.  $L/d=3$ 이상에서 8까지는 비교적 완만하게 감소하고 있는데 노즐벽면에서의 마찰에 의해 운동에너지의 손실이 발생된 것으로 설명할 수 있다. 또한 곡면입구 노즐  $L/d$ 가 증가할수록 일정하게 감소하는 경향을 보였는데 이것도 노즐벽면에서의 마찰손실로 생각된다.

### 3.2 노즐입구 형상에 의한 내부유동 특성 비교

본 실험에서는  $L/d=4$ 이고, 입구형상이  $r_0/d=0$ (모서리 입구)인 경우와  $r_0/d=0.5$ (곡면입구)에 대하여 출구로 진행되면서 축방향의 4~5개 지점에서 반경방향으로 변화되는 속도와 난류강도를 조사하였다. 반경방향으로는 노즐축 중심을 포함 11개 지점에서 대해 측정하였다. 각 측정체적 위치에서 얻어진 시간 평균된 속도를 단면을 지나는 질량평균속도로 무차원화하였고, 난류강도는 요동속도성분에 대한 평균제곱근(root mean square)값을 단면을 지나는 질량평균속도로 무차원화하여 표시하였다. Fig.6은 모서리입구 노즐에서 측정된 축방향 속도와 축방향 난류강도이다. 노즐입구로의 유입직후( $x/d=0.31$ ) 유동의 속도형상을 살펴보면 벽면근처에서 음의 속도가 측정되어 재순환영역이 존재함을 알 수 있다.  $x/d=1$ 이하의 영역에서 재순환이 존재하

며 이 때문에 속도와 난류강도는 급격하게 증가하게 된다. 또한 레이놀즈수가 증가하여도 난류의 증가는 미소하였고 재순환영역 변화는 없었다.  $x/d=1$ 에서는 이미 재부착이 이루어져 속도형상이 발달되어가는 형상을 보여주고 있으며 출구로 진행되면서 점차적으로 난류강도는 완만한 구배를 이룬다. 출구 부근( $x/d=3.7$ )에서는 거의 반경방향의 구배는 없어진다. Fig.7 및 Fig.11에서 곡면입구 노즐의 속도와 난류강도를 비교해 보면 모서리입구 노즐에서는 입구에서 강한 요동 속도성분이 발생하여 출구로 분출되는 유동의 속도형상이 빨리 발달하고 출구 중심축선에서의 요동속도 및 난류운동에너지가 증가하였다. Fig.8에서는 날카로운 모서리 입구노즐내부를 자세하게 측정하여 속도와 난류등고선(contour)을 나타내었다. 날카로운 입구효과에 의해 발생한 난류는 출구로 진행하는 동안 내부로 급격히 전파되어 출구부근에서는 이미 노즐중심축에서의 난류강도와 벽면근처에서의 난류강도가 거의 일정해짐을 알 수 있다.

Fig.7은 곡면입구 노즐의 속도 및 난류강도를 나타내었다. 속도구배는 벽근처에서 급격하게 증가하였고 구배가 커지는 영역에서 경계층이 발달하고 있음을 알 수 있다. 또한 속도구배가 급격해지는 벽근처에서는 난류강도 역시 급격하게 커지고 있음을 볼 수 있다. 곡면입구 노즐내부에서는 벽면근처에서 발달하는 경계층에 의해 난류가 증가하며, 레이놀즈수가 증가하여 유동의 형상이나 크기가 급격하게 변하는 영역이 존재하지 않는 단순한 유동의 구조로 생각할 수 있다. 따라서 본 실험에서 사용된 노즐의 입구 형상( $r_0/d=0.5$ )과 같은 노즐의 내부유동은 레이놀즈수를 증가시켜도 재순환영역이 발생하지 않으며 Fig.13에서 보면 벽면에서의 난류강도는 점진적으로 증가되어 가고 있음을 볼 수 있다.

Fig.9와 Fig.10에서는  $Re_d=15,000$ 의 동일한 조건에서 각각 곡면입구와 모서리입구노즐의 속도와 난류강도를 반경일정위치에서( $r/R=0, 0.3, 0.8, 0.9$ ) 축방향으로 측정하여 입구로 유입된 유동이 출구로 빠져나가기까지의 속도와 난류강도의 변화를 나타내었다. 여기서  $U_0$ 는 노즐출구에

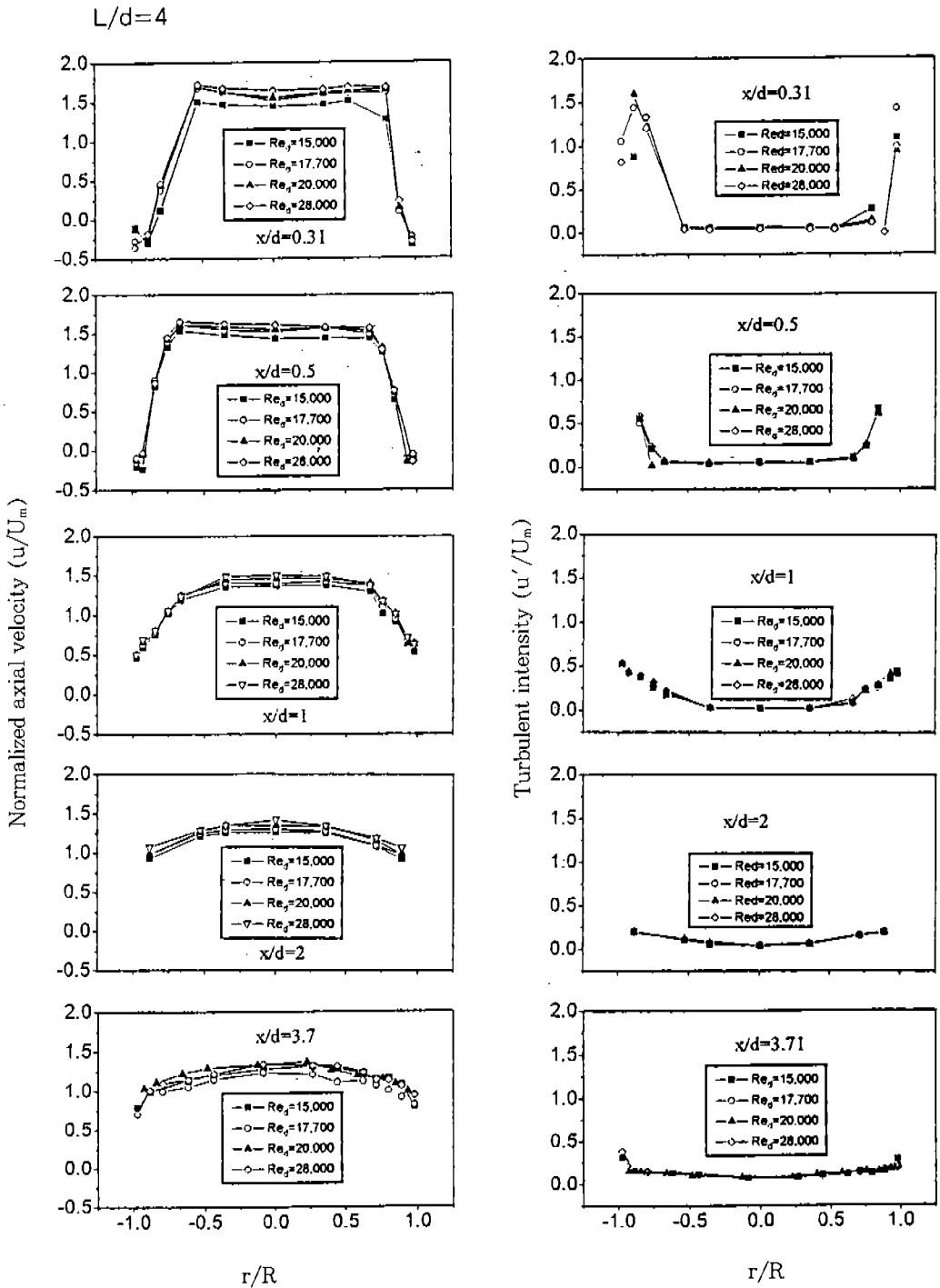


Fig.6 Normalized axial velocity and turbulent intensity for sharp inlet nozzle

$L/d=4$

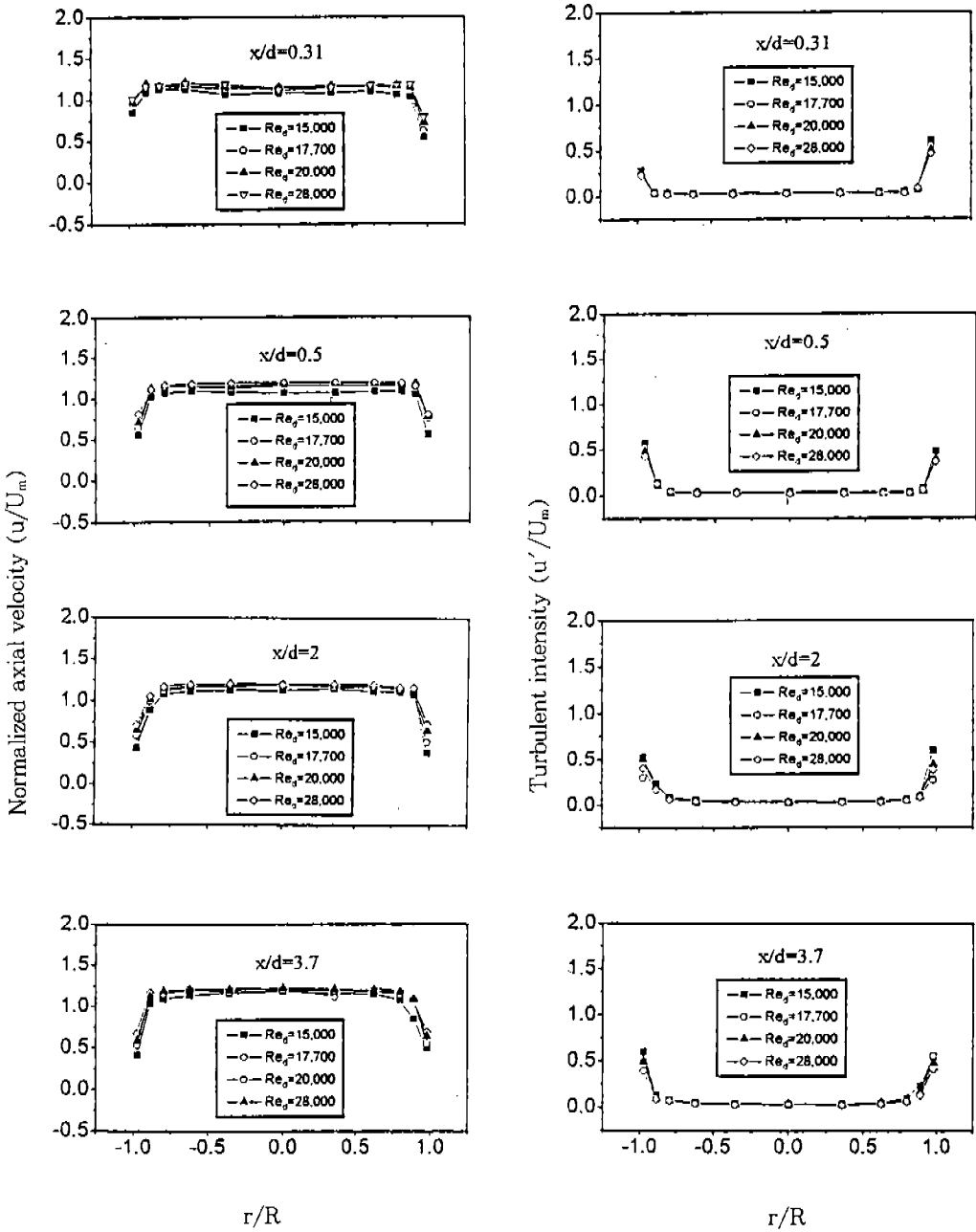


Fig.7 Normalized axial velocity and turbulent intensity for round inlet nozzle.

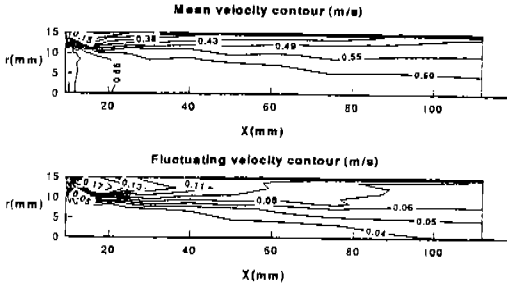


Fig.8 Mean and fluctuating velocity contour for sharp inlet nozzle with  $L/d=4$

서( $x=0$ )의 속도이다. Fig.9는 곡면입구노즐에서의 축방향속도와 난류강도이다. 각 변경에서의 속도와 난류강도는 출구로 분출될 때까지 변화가 거의 없었고 벽에서 생성된 높은 난류강도는 내부로 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 모서리입구 노즐(Fig.10)에서의 속도변화를 보면  $x/d=1$ 이전에서 입구형상에 의한 재순환 영역이 존재하는 영역이 있다. 특히 벽면근처에서( $r/R=0.8, 0.9$ ) 바리된 후 재부착된 유동의 속도는 급격히 어느 일정한 속도로 회복하여 출구에서의

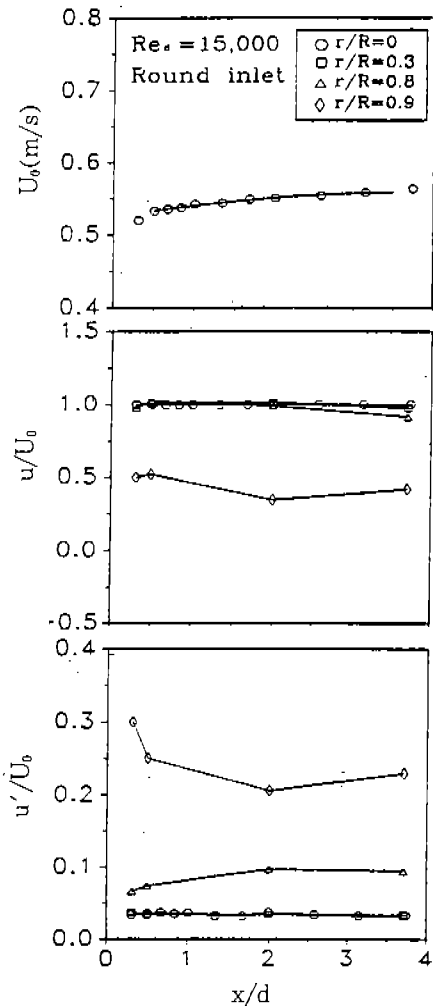


Fig.9 Velocity and turbulent intensity in various axial positions and radial positions for round inlet nozzle

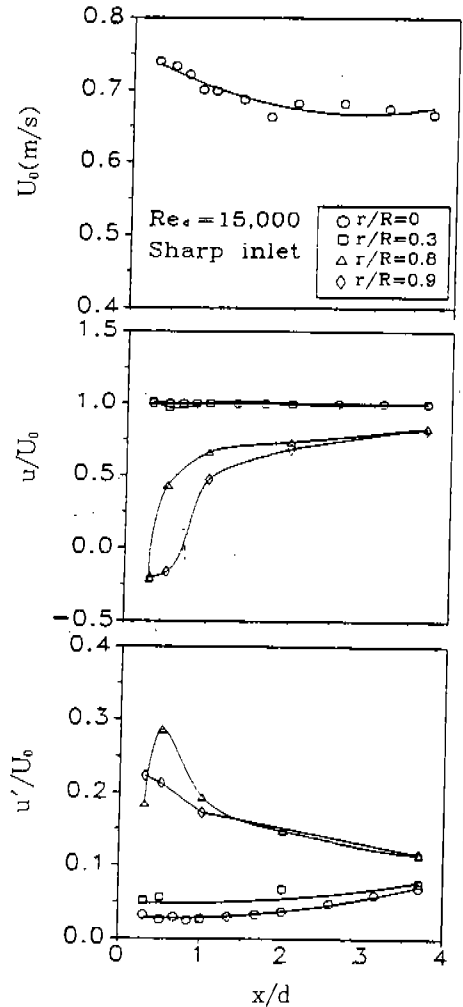


Fig.10 Velocity and turbulent intensity in various axial positions and radial positions for sharp inlet nozzle



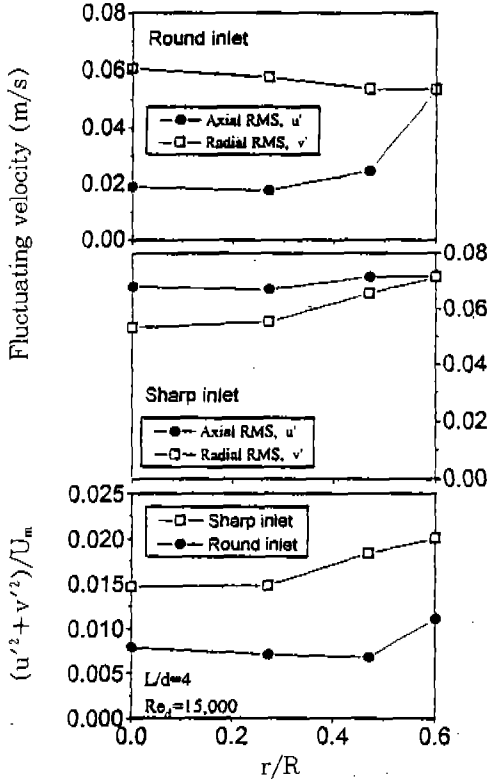


Fig.11 Fluctuating velocity and turbulence kinetic energy at radial positions with nozzle exit(L/d=4)

속도구배는 입구에 비해 완만히 형성되어 분출되었다. 벽근처에서의 난류강도( $r/R=0.8, 0.9$ )는 음의 속도를 나타내는 영역에서 급격히 증가하였다가 다시 급격히 감소하였다.

Fig.11은 곡면입구와 모서리입구 노즐의 출구에서 축방향 난류강도와 반경방향 난류강도를 측정하고, 난류운동에너지를 비교하였다. 모서리입구 노즐이 곡면입구에 비해 축방향 난류강도보다 반경방향 난류강도의 크기가 더 컸으며 난류에너지는 모서리입구 노즐이 곡면입구에 비해 크며, 노즐의 중심축에서 보다 벽면으로 갈수록 더욱 커지고 있다.

3.3 노즐 길이대 직경비(L/d)에 따른 내부유동 특성 비교

노즐 길이대 직경비(L/d)의 변화에 따라  $Re_a=15,000$ 에서 축방향속도와 난류강도를 측정하였다. 모서리입구의 경우 L/d가 3, 4, 5, 8에 대해, 곡면입구의 경우 L/d가 4, 8인 경우에 대해 측정된 결과가 Fig.12, Fig.13과 같다. 노즐 입구에서 출구로 진행되는 속도를 L/d와 입구형상에 따라 비교하였는데(Fig.12(a)) 모서리입구 노즐의 경우 L/d=3, 4가 5, 8에 비해 입구부근( $x/d=0.3$ )에서 형성된 급격한 속도구배가 출구에서의 속도구배에 영향을 주어 노즐축선상의 속도가 벽근처에서의 속도에 비해 큰 속도구배를

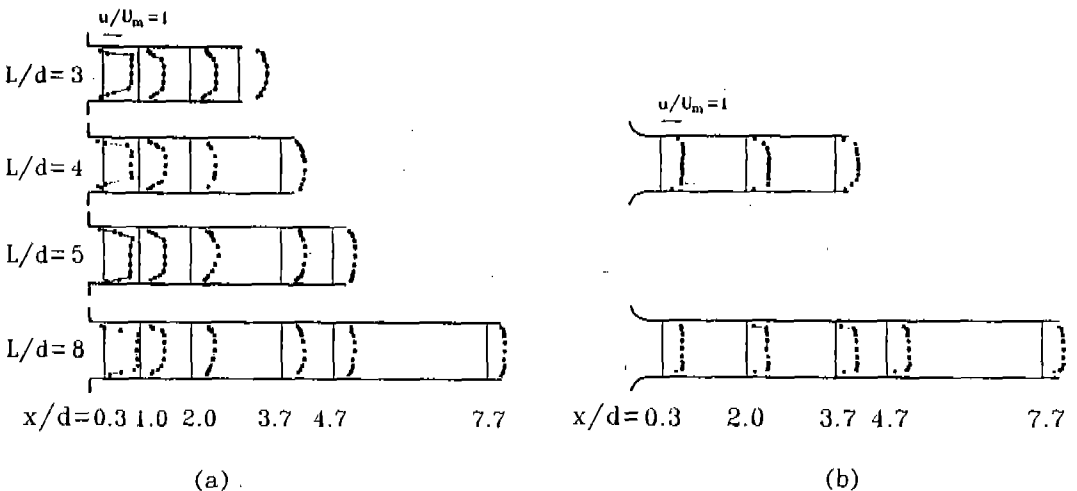


Fig.12 Normalized velocities for  $Re_a=15,000$ :(a) sharp inlet and (b) round inlet nozzle

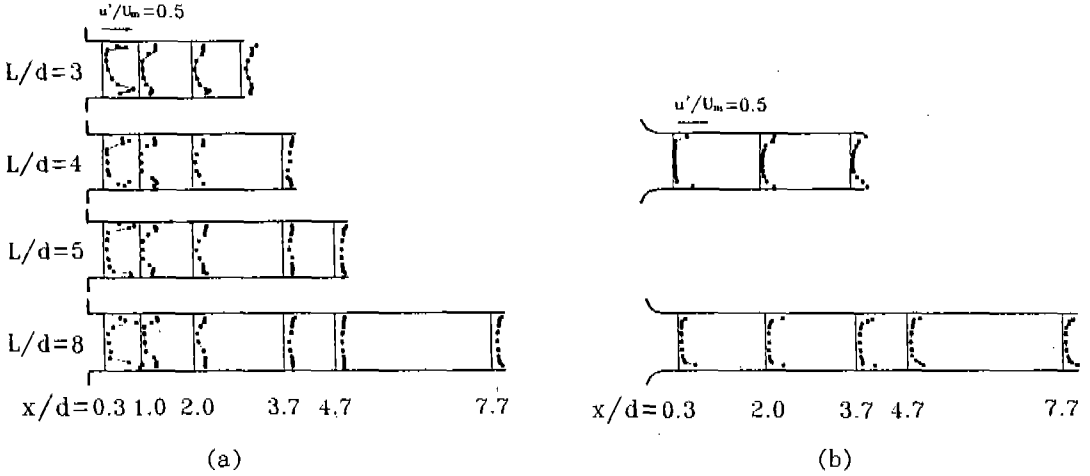


Fig.13 Turbulent intensities for  $Re_d = 15,000$ : (a) sharp inlet and (b) round inlet nozzle

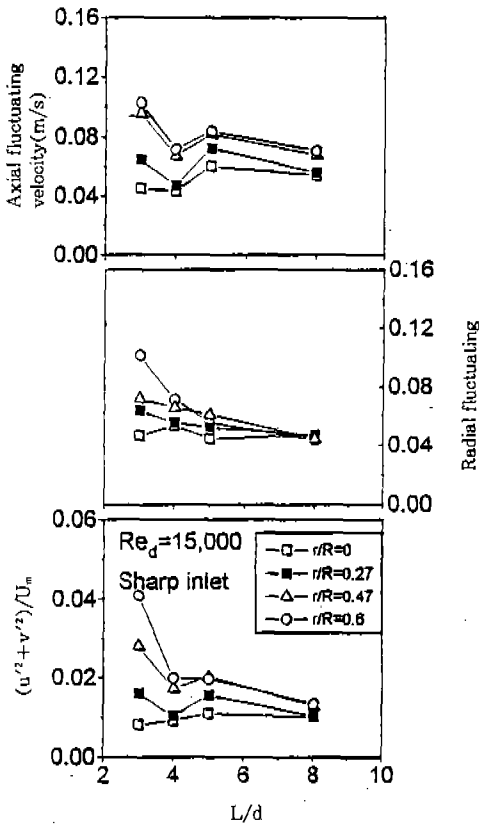


Fig.14 Fluctuating velocity and turbulence kinetic energy for various  $L/d$  at nozzle exit

가지고 외부로 분출되고 있음을 알 수 있다. 곡면입구 노즐의 경우(Fig.12(b))는  $L/d=4, 8$  모두 거의 완전한 속도구배를 가지고 출구로 분출되었다.

모서리입구 노즐의 난류강도(Fig.13(a))는 출구에서는 모두 완만해졌으며,  $L/d=3$ 에서 가장 크게 나타나고 있고,  $L/d=4$ 에서 오히려 감소하였다가  $L/d$ 가 길어질수록 완만해지지만 벽면 근처에서 난류강도는 커지고 있음을 알 수 있다. 입구부근에서 발생한 재순환 영역 효과에 의해 발생한 난류강도는 노즐내부를 흐르면서 감소되며 다시 벽면에서 경계층이 발달하면서 난류강도는 증가되고 있음을 알 수 있다. 곡면입구 노즐의 난류강도(Fig.13(b))는  $L/d$ 에 관계없이 거의 일정한 경향을 보이고 있다.

노즐출구에서 각  $L/d$ 에 따른 난류와 난류에너지(Fig.14)를 비교하였다.  $L/d=1$ 인 노즐에서는 유동이 노즐벽면에 재부착하지 않고 노즐 밖으로 분출되었기 때문에 속도를 측정할 수 없었다. 축 방향 난류강도는  $L/d=3$ 에서 가장 크며,  $L/d=4$ 에서 감소하였다가  $L/d=8$ 까지 다시 완만하게 증가하였다. 반경 방향 난류강도 역시  $L/d=3$ 에서 가장 크게 나타났고 전반적으로 완만하게 감소하고 있으며 벽근처( $r/R=0.6$ )에서의 반경방향 난류강도는 급격하게 감소하였다. 또한

난류에너지도 역시  $L/d=3$ 에서 가장 컸고,  $L/d$ 가 증가할수록 감소하였다.

의하여 수행된 연구의 일부이며, 이에 감사드립니다.

#### 4. 결 론

#### 참 고 문 헌

연료노즐 내부유동현상이 분무에 미치는 영향을 조사하기 위하여 연료분무노즐을 단순화하면서 레이놀즈수를 기준으로 확대상사시킨 실험을 통하여 다음 사항을 알 수 있었다.

- 1) 동일한 레이놀즈수에서도, 유동속도를 줄이고 크기를 scale-up 시킴에 따라 유량계수는 곡면입구 노즐에서는 거의 동일한 수준이었으나 모서리입구 노즐에서는 크게 증가하였다. 곡면입구 노즐경우는 실제연료노즐이나 확대상사노즐 모두 케비테이션이 없으며, 모서리입구 노즐경우 실제연료노즐크기에서는 케비테이션이 있을 수 있으나, 레이놀즈수만 맞추고 케비테이션수를 맞추지 않은 확대상사노즐은 케비테이션이 없기 때문이다.
- 2) 모서리입구나 곡면입구노즐의 유량계수는  $L/d$ 가 길어질수록 감소하였으나 모서리입구 노즐에서  $L/d=1$ 일 때 박리된 유동이 재부착하지 않고 빠져나가는(flip flop)현상이 관찰되면서 유량계수는 크게 감소하였다.
- 3) 모서리입구 노즐경우,  $L/d$ 가 짧을수록 출구에서의 속도와 난류강도에 미치는 입구 효과의 영향이 크지만 곡면입구 노즐의 경우는 거의 차이가 없었다.
- 4) 모서리입구 노즐이 곡면입구 노즐에 비해 난류강도는 크게 나타났으며 난류운동에너지도 입구가 날카로울수록 벽면으로 갈수록 크게 증가하여, 입구효과에 의해 발생한 난류강도는 출구에 크게 영향을 미친다.

#### 후 기

본 연구는 1994년 한국과학재단의 핵심전문연구(과제번호 941-1000-025-2) 지원연구비에

1. Hiroyasu, H. and Kadota, T., "Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber", SAE paper 740715, 1974.
2. Reitz, R. D. and Bracco, F. B., "On the Dependence of Spray Angle and Other Spray Parameters on Nozzle Design and Operating Conditions", SAE paper 790494, 1979.
3. Bergwerk, W., "Flow Pattern in Diesel Nozzle Spray Holes", Proceedings Institution of Mechanical Engineerings, Vol. 173, No. 25, pp. 655~660, 1959.
4. Wu, K-J., "Atomizing Round Jets", Ph. D. Thesis, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Princeton University, 1983.
5. Licharowicz, A., Duggins, R. K. and Markaland, E., "Discharge Coefficient for Incompressible Non-Cavitating Flow Through Long Orifice", Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 7, No. 2, pp. 210~219, 1965.
6. He, L. and Ruiz, F., "An Experimental Study of Turbulent Orifice Flows including Cavitation Effects", ASME FED-Vol. 178/HTD-Vol. 270, pp. 137~143, Fluid Mechanics and Heat Transfer in Sprays, 1993.
7. Ohrn, T. R., "The Effect of Internal Geometry and Injection Pressure on the Flow and Spray Characteristics of a Plain Orifice Atomizer", MS Thesis, Purdue Univ., 1989.
8. Andrea, J. K., "Turbulent Flow in a Scale Model of A Diesel Fuel Injector Nozzle Hole", Ph. D. Thesis., University of Wis-

- consin-Madison., 1992.
9. Kent, J. C., and Brown, G. M, "Nozzle Exit Flow Characteristics for Squared-edged and Rounded Inlet Geometry", *Combustion Science and Technology*, Vol. 30, pp. 121~132, 1983.
  10. Shimizu, M., Arai, M, and Hiroyasu, H., "Disintegrating Progress of a Liquid Jet and Internal Flow in a Nozzle", *JSME* Vol. 56, No. 528, pp. 2519~2525, 1990.
  11. Koo, J. Y. and Martin, J. K., "Near Nozzle Characteristics of a Transient Fuel Spray", *Atomization and Spray*, Vol. 5, No. 1, pp. 107~121, 1995.
  12. Durst, F., Melling, A. and Whitelaw, J. H., Principles and Practice of Laser-Doppler Anemometry, Academic press. 1976.
  13. Reitz, R. D. and Bracco, F. V., 1979, "Ultra High Speed Filming of Atomizing Jets", *Phys. Fluid* 22(6), June 1979.
  14. Sanderson in Fig.5; adapted from referene 5.