

선박디젤기관용 분사밸브의 형상변화가 분사특성에 미치는 영향에 관한 계산적 고찰

The Effect of Valve Geometry Variation on Injection Characteristics of Injection Valve for Marine Diesel Engines

박권하*, 김성윤**, 최창우**
K. Park, S.Y. Kim, C.W. Choi

Abstract

Injection technology is one of the important technologies in a diesel engine. Many studies have done on the injection system. In this study, the fuel chamber geometry, the orifice ratio and the needle lift of the injection valve for a marine diesel engine are varied, and simulated. The result shows that the nozzle hole size has influence on the rail pressure and injection duration sensitively. The decrease of the static pressure at the nozzle hole entrance and the increase of the dynamic pressure on the outlet surface are occurred with the increase of the nozzle hole diameter. The highest dynamic pressure of the outlet was occurred at the needle lift of 0.4 mm and the nozzle hole diameter of 0.328 mm in this test nozzle.

주요기술용어: Nozzle geometry(노즐형상), Diesel engine(디젤기관), Injection characteristics (분사특성)

1. 서론

디젤기관은 현재 사용되고 있는 어떠한 동력원보다 높은 열효율을 갖고 있으며, 가솔린 기관과 함께 수송용 내연기관의 대부분을 차지하고 있다. 특히 큰 출력을 필요로 하는 박용기관, 발전용기관, 대형 트럭 등의 수송용 기관과 산업용 기관에 널리 사용되고 있다. 과거 엔진들과는 달리 디젤기술이 혁신적으로 발달되었기 때문에 중소형 차량용으로도 공급이 증가할 것으로 생각된다.

하지만 질소산화물과 매연미립자의 배출은 가솔린이나 가스엔진에 비하여 매우 높기 때문에 대도시뿐만 아니라 해양에서도 엄격한 규제가 시작되었고 이를 만족하기 위해서는 더욱 많은 기술 개발이 요구된다. 분사계의 기술은 디젤기관의 가장 중요한 기술 중의 하나이며 많은 연구가 진행되고 있다.

조^[1]는 스토틀링 핀틀형 분사노즐의 핀틀팁의 형상과 밸브가 열리는 압력을 변화시켜 분사계의 특성을 조사하였으며, 분사노즐의 열리는 압력이 높으면 분사량이 작아지며 관

* 한국해양대학교 기계공학과

** 한국해양대학교 기계공학과 대학원

로 잔류압력과의 맥동이 커져 2차 분사 유발 등의 분사특성이 악화되며, 분사펌프의 속도가 증가할수록 분사관내의 압력은 커지며, 분사시간은 짧아지고 분사율은 증가한다고 설명하고 있다. 디젤 기관의 성능을 좌우하는 미립화 효율 향상 방안과 혼합기 형성과정을 연구하는 방법으로 지금까지는 주로 연소실내의 연료분무 자체를 연구하였으나^{[2]-[5]}, 연료분무 자체의 거시적인 특성인 분무도달거리, 분무각 등과 미시적인 특성인 연료 액적 입자의 크기 및 속도는 상부조건 즉 노즐 형상과 노즐 내부의 유동 현상에 영향을 받으므로 최근에는 노즐 내부유동 현상이 연료분무의 미립화에 미치는 영향에 대한 연구의 중요성이 점차 더해가고 있으며^[6], 실제 디젤엔진에서의 인젝터 노즐 분공내부에서 일어나는 캐비테이션 현상을 관찰하고자 하는 연구가 활발히 진행되고 있다.^[7]

Castleman^[8]은 액체분류의 분산(dispersion)이 주위 기체와의 마찰에 의해서 발생한다고 설명하고, 그에 반해서 Schweitzer^[9]는 노즐 내부에서 발생하는 난류운동에 의해서 액체분류의 분산이 일어난다고 설명하고 있으며, 김^[10]은 마찰과 난류운동의 영향 그리고 분사액체 및 주위기체의 조건(밀도, 점도, 표면장력 등), 노즐 오리피스스의 형상비(L/d)등의 영향을 받는다고 설명하고 있다. 구^[11] 등은 노즐 내부에 캐비테이션의 발생여부를 수치해석을 통하여 연구하였으며, 그 결과 노즐 내부에 캐비테이션이 발생한 경우가 발생하지 않은 경우보다 캐비테이션에 의한 기포발생에 의해 연료의 미립화가 촉진됨을 알 수 있었다.^{[12]-[13]} 또한, 오리피스스의 형상비(L/d)가 작을 때는 입구조건이 노즐출구에 영향을 크게 미치나 클 때는 경계층 및 내부유동의 발달에 따라 입구조건에 영향이 적어진다고 설명하고 있다^[14]. 노즐 입구 모양에 따라 축소부 직후 캐비테이션 발생 가능성은 달라지며, 곡면 입구형상 노즐(R-type)에서의 캐비테이션 발생

가능성은 급격 축소한 디젤노즐(D-type)보다 월등히 낮다.^[11]

하^[14] 등은 노즐 내부의 유동을 광학적으로 측정이 가능하도록 비례적으로 크게 만들고 단순화 시켜서 내부유동을 가시화한 결과 노즐의 내부에는 캐비테이션이 발생하였으며, 캐비테이션이 발생한 경우가 그렇지 않은 경우보다 연료의 분산이 촉진됨을 설명했으며, 적절히 미립화가 된 연료는 혼합기 형성과정에서 빨리 가연 혼합기를 만들어 디젤기관의 점화를 촉진시켜 연소효율을 높이고 유해 배출가스의 생성을 줄인다.^{[15]-[17]}

디젤엔진의 노즐 출구에서의 분무의 거동은 혼합기 형성, 연소 및 배출물 형성에 중요한 영향을 미친다. 이에 연료 분무의 미립화를 통한 분무의 증발 및 혼합 특성 개선에 관한 연구가 활발히 이루어지고 있다. 노즐 내부의 유동은 3차원의 특성을 갖고 있으며 실험방법으로는 가시화가 용이하지 않다. 이에 수치해석을 이용하여 노즐 내부뿐만 아니라 실험으로 측정이 곤란한 영역의 유동특성을 파악할 수 있으므로 국내외에서 선행연구가 진행되고 있다.^{[18]-[19]}

현재까지 많은 연구들에 의하여 인젝터 노즐 분공 내에서 발생하는 캐비테이션이 분무의 미립화 특성에 큰 영향을 미치는 인자인 것으로 밝혀졌으나, 캐비테이션이 분무 미립화에 미치는 영향에 대하여는 여전히 명확하게 규명되지 못하고 있는 실정이다. 이러한 노력의 일환으로 실제 디젤 엔진에서의 인젝터 노즐 분공 내부에서 일어나는 캐비테이션 현상을 관찰하고자 하는 연구가 활발히 진행되고 있다.^[20]

하지만 가시화를 통해 직접적으로 관찰하기에는 그 관찰할 영역의 크기가 너무 작고, 큰 분사압력과 빠른 유체의 속도로 인하여 가시화 연구에 많은 어려움이 따른다. 이러한 이유로 최근에 캐비테이션이 발생하는 디젤 인젝터 내부의 형상 및 운전 조건에 따른 영향

을 분석하기 위해 3차원 해석의 중요성은 증대되고 있다.

본 논문에서는 노즐 내부의 연료실 형상 변화(TB 타입, DV 타입), 니들 양정 변화(0.4mm, 0.5mm, 0.6mm) 그리고 노즐 홀 직경(0.288mm, 0.308mm, 0.328)의 변화가 노즐 내부 유동과 노즐 출구에서의 동압 그리고 노즐 내부의 정압 변화에 미치는 영향을 3차원 해석에 의하여 분석하고자한다.

2. 수학적 모델 및 계산조건

분사노즐 내부의 유동해석을 하기 위하여 상용 CFD코드인 FLUENT를 사용하였다. 수치계산시 격자 개수는 평균 55,000개이고, 비정상상태로 계산을 수행하였으며, Fig. 1에서 노즐형상에 따른 TB 타입과 DV 타입의 격자 형상을 나타내었으며, 형상이 복잡한 부분과 중요한 부분에 대해서는 격자를 조밀하게 구성하여 정확성을 높였다. Fig. 3은 김 등^[21]의 실험에서 얻어진 분사시간에 따른 분사압력(정압) 값을 수치계산에 적용할 수 있도록 만든 시간 변화에 따른 연료실 입구압력 변화이다. 이 시간 변화에 따른 압력을 FLUENT에 적용하기 위하여 UDF 파일로 변환하여 입구 경계조건에 적용하였다. 계산에 사용된 질량 보존 방정식과 운동량 보존 방정식은 아래와 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{v}) = S_m \quad (1-1)$$

S_m : mass added to the continuous phase
from the dispersed second phase

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{v}) + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{v}) = -\nabla \cdot p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \bar{g} + \bar{F} \quad (1-2)$$

$$\bar{\tau} = \mu [(\nabla \bar{v} + \nabla \bar{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \bar{v} I] \quad (1-3)$$

p : static pressure, $\bar{\tau}$: stress tensor

$\rho \bar{g}$: gravitational body force

\bar{F} : external body forces

μ : molecular viscosity

I : unit tensor(effect of volume dilation)

계산조건은 입구와 출구를 모두 압력으로 주었으며, 점성모델은 Spalart-Allmaras(1 eqn) 모델을 사용하였으며, 이산화방법에서 압력항은 standard scheme과 pressure-velocity coupling은 SIMPLE scheme 그리고 모멘텀항은 First order upwind scheme으로 수행하였다. Table 1은 수치계산에 사용된 계산조건들을 보여주며, 실험에서 사용하였던 조건보다 좀 더 많은 케이스들을 추가하여 계산하였다.

Fig. 2에서 노즐의 상부에서 본 입구 1, 2와 출구 8개에 대해 케이스마다 동일한 번호를 지정하였으며, 계산 후 케이스마다 1~8까지 출구에서의 압력의 차이를 비교하였다. Fig. 2에서 보이는 좌표축에서 Z축으로 잘려진 단면을 동압과 속도를 나타내는데 사용하였다.

계산에 사용된 Spalart-Allmaras(1 eqn) 모델 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{\nu}) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{\nu} u_i) = G_\nu + \frac{1}{\sigma \bar{\nu}} \left[\frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ (\mu + \rho \bar{\nu}) \frac{\partial \bar{\nu}}{\partial x_i} \right\} + C_{b2\rho} \left(\frac{\partial \bar{\nu}}{\partial x_i} \right)^2 \right] - Y_\nu + S_\nu \quad (1-4)$$

G_ν : production of turbulent viscosity

Y_ν : destruction of turbulent viscosity

σ_ν , C_{b2} : constants

ν : molecular kinematic viscosity

S_ν : user-defined source term

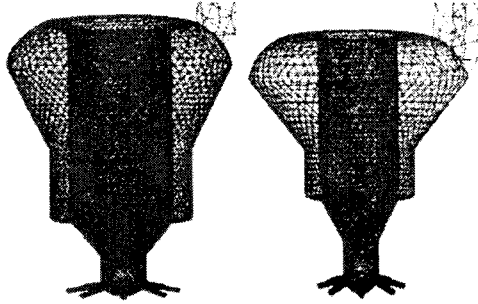


Fig. 1 Computational mesh of DV type and TB type

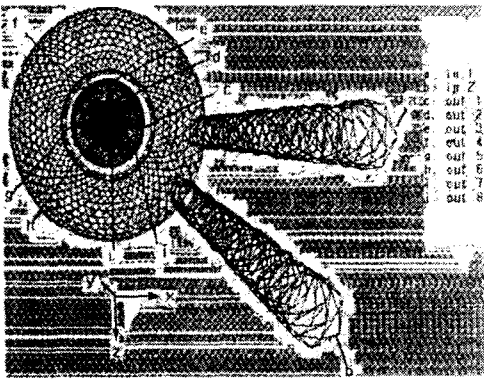


Fig. 2 Diagram of inlet and outlet

Table 1 Calculation conditions

	lift(mm)	d(mm)	L(mm)	sac volume type
Case 1	0.4	0.288	1.6	TB
	0.5			
	0.6			
	0.4	0.308		
	0.5			
	0.6			
Case 2	0.4	0.288	1.6	TB
		0.308		
		0.328		
	0.5	0.288		
		0.308		
		0.328		
	0.6	0.288		
		0.308		
		0.328		
Case 3	0.5	0.268	1.6	TB
		0.268		DV

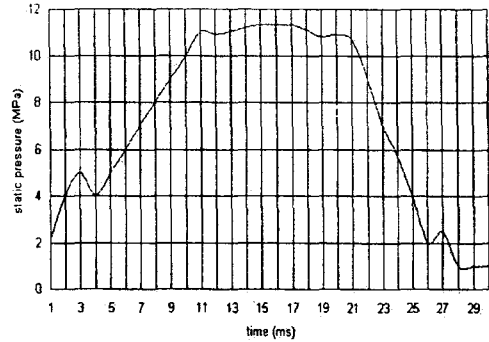


Fig. 3 Inlet static pressure variation used for computation

Table 1은 계산조건을 나타낸다. Case 1에서는 양정을 0.1mm씩 변화하였다. Case 2에서는 니들 양정과 연료실 형상을 모두 동일하게 주었으며, 오리피스의 형상비(L/d)를 5.55(=1.6/0.288)와 5.19(=1.6/0.308) 그리고 4.87(=1.6/0.328)로 변화하였고, Case 3에서는 니들 양정과 오리피스의 형상비(L/d)를 5.97(=1.6/0.268)로 동일하게 하고, 연료실 형상을 변화하였다.

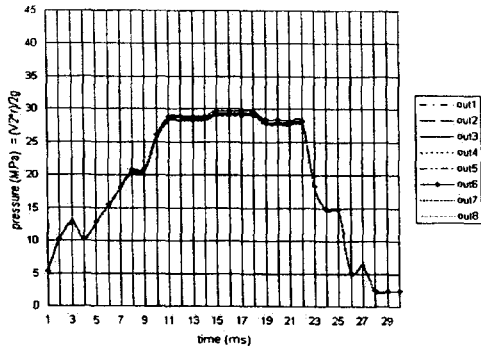
3. 계산 결과 및 고찰

3.2.1 연료실 형상변화

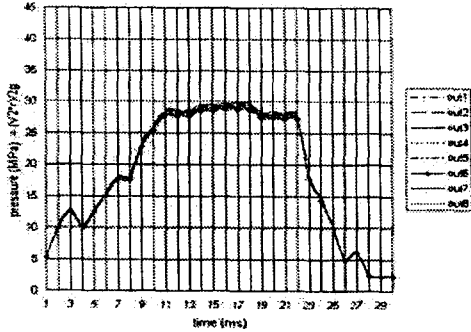
DV 타입노즐은 하나의 홀로 연료를 공급하며, TB 타입노즐은 2개의홀로 연료를 공급한다. DV 타입은 연료실이 분사홀에서 멀리 떨어져 있고 TB 타입은 가깝게 위치하고 있으며, 연료실 체적과 연료 공급 홀의 면적은 동일하다. Fig. 4는 니들양정과 홀 직경이 동일하며 연료실이 분사홀과 가깝게 위치한 TB타입과 연료실이 멀리 위치한 DV 타입의 분사기간동안 출구에서의 동압을 보여준다. 동압은 속도에너지를 압력에너지로 변환한 것이며, 정압과의 합이 전압을 나타내며, 그에 관한 관계식은 다음과 같이 표현된다.

$$Pd = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (kg/ms^2) \quad (1-5)$$

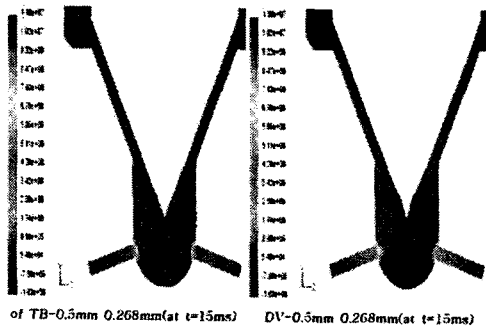
$$Pt = Ps + Pd \quad (1-6)$$



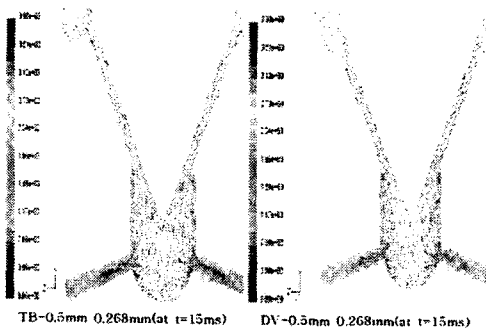
Outlet dynamic pressure variation of TB-0.5mm 0.268mm



Outlet dynamic pressure variation of DV-0.5mm 0.268mm
Fig. 4 Outlet dynamic pressure variation with TB type and DV type



of TB-0.5mm 0.268mm(at t=15ms) DV-0.5mm 0.268mm(at t=15ms)
Fig. 5 Static pressure of TB type and DV type



TB-0.5mm 0.268mm(at t=15ms) DV-0.5mm 0.268mm(at t=15ms)
Fig. 6 Velocity of TB type and DV type

V : 속도 (m/s) , ρ : 밀도(kg/m³)

P_t : 전압(total pressure)

P_s : 정압(static pressure)

P_d : 동압(dynamic pressure)

Fig. 4에서 TB 타입은 분사직후(1ms) 5MPa의 동압을 보이며 이후 3ms에서 12.5MPa까지 증가하고 약간 압력이 낮아진 후 다시 증가하는데 최고압력은 30MPa를 유지한다. 8개의 홀 출구에서 동일한 변화 경향을 보이며 그 값은 유사하다. DV 타입에서 초기압력은 5MPa이고 3ms에서 12.5MPa까지 TB타입과 비슷하게 증가하나 4ms에서 TB 타입보다 좀 더 낮은 압력을 나타낸 후 증가하였다. 전체적인 경향은 비슷하며, 최고압력 즉, 최대 유동속도가 TB 타입보다 낮다. Fig. 5는 TB 타입과 DV 타입의 정압을 나타내며, 노즐 홀 내부에서의 정압은 TB 타입보다 DV 타입이 조금 높은 것으로 나타났다. 노즐홀입구에서의 정압은 TB 타입이 좀 더 낮은 것으로 나타났다. 연료실이 분공과 가깝게 위치한 TB 타입이 DV 타입보다 노즐 홀 입구부분에서 부압부분이 좀 더 강하게 생기는 걸 볼 수 있으며, 이는 노즐 홀 내에서 캐비테이션 현상이 좀 더 강하게 일어남을 의미한다. 노즐 내부에 발생한 캐비테이션에 의해 기포가 발생하며 그로 인해 연료의 미립화가 촉진됨을 알 수 있다.^{[14][22]} Fig. 6은 TB 타입과 DV 타입의 속도를 나타내며, 노즐 입구에서 낮은 정압을 나타냈던 TB 타입은 노즐입구에서 빠른 속도를 보이며 노즐 내부에서도 DV 타입보다 높은 속도를 보이고 있다.

3.2.2 니들 양정변화

노즐 홀 직경이 0.288mm일 때, 니들 양정 변화에 대한 정압분포를 Fig. 7에 나타내고 있다. 노즐홀입구에서의 정압은 니들 양정이 작을수록 낮게 나타났다. 노즐 내부의 압력은 니들 양정이 0.4mm에서 0.5mm로 증가하면서 높아지나 0.6mm로 증가하면서 압력의 증가는 거의 발생하지 않았다. 노즐 입구에서 부압이 발생한 곳 주위의 압력은 니들 양정이 0.5mm

일 때와 0.6mm일 때가 0.4mm일 때보다 확연히 높으며 이는 니들 양정이 0.4mm인 경우에 비해 캐비테이션의 발생을 촉진시킬 것으로 예상된다. Fig. 8은 니들 양정변화에 대한 속도 분포를 보여주고 있으며, 노즐 입구의 부압이 발생한 곳에서의 속도가 가장 빠르게 나타났다. 노즐내에서의 전체적인 속도는 0.4mm인 경우가 가장 빠르며, 0.5mm와 0.6mm인 경우는 거의 비슷함을 알 수 있으며, 이는 출구에서 동압의 결과와 일치함을 보여준다.

Fig. 9는 노즐 홀 직경이 0.288mm일 때, 니들 양정변화에 대한 출구에서의 동압을 나타내고 있다. Fig. 9에서 니들 양정이 0.4mm일 때, 초기압력 약 6MPa이며, 3ms에서 가장 높은 약 14MPa까지 증가하고 최고압력은 33MPa를 유지한다. 니들 양정이 0.5mm일 때 초기압력이 6MPa정도이며, 3ms에서 12.5MPa까지 증가하고 최고압력은 대략 30.5MPa를 유지한다. 니들 양정이 0.6mm일 때 초기압력은 6MPa로 3가지 경우 거의 동일한 압력을 보이며, 3ms에서 가장 낮은 12MPa까지 증가하고 최고압력은 30MPa를 유지하며 가장 낮은 값으로 나타났다.

Fig. 10 니들 양정변화에 대한 정압(Pa)을 나타내고 있으며, 역시 입구에서 부압이 발생했음을 보여주고 있다. 노즐홀입구에서의 압력은 니들 양정이 작을수록 낮고, 노즐홀입구에서의 낮은 압력이 0.288mm일 때에 비해 노즐 입구까지 확산되는 현상을 볼 수 있으며, 3가지 경우 모두 노즐 홀 직경이 0.288mm인 경우보다 노즐 내의 압력이 낮아졌음을 알 수 있다. 노즐 내에서의 압력은 양정이 커질수록 증가하나 0.5mm보다 커지면서 그 변화량은 거의 없으며, 3가지 경우 모두 노즐 홀 직경이 0.288mm인 경우에 비해 압력이 조금씩 감소했음을 알 수 있으며 이는 동압의 증가와 일치함을 볼 수 있다. Fig. 11은 니들 양정변화에 대한 속도 분포를 보여주고 있다. 니들 양정이 작아질수록 노즐 내부에서의 속도가 증가하는 것을 볼 수 있으며,

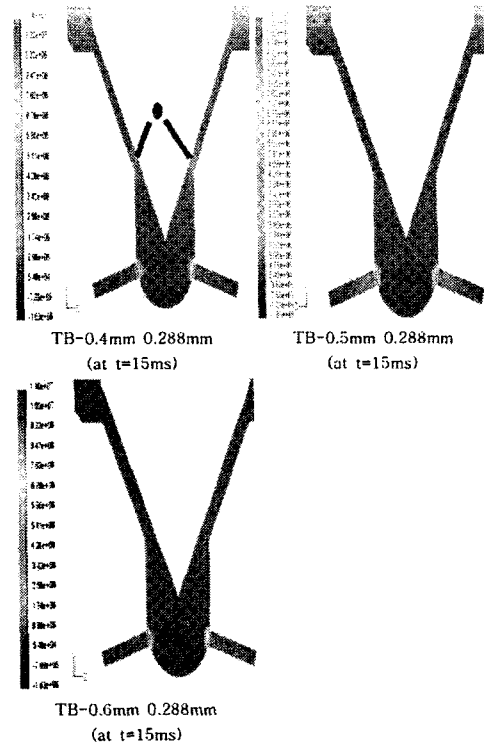


Fig. 7 Static pressure with changing needle lift

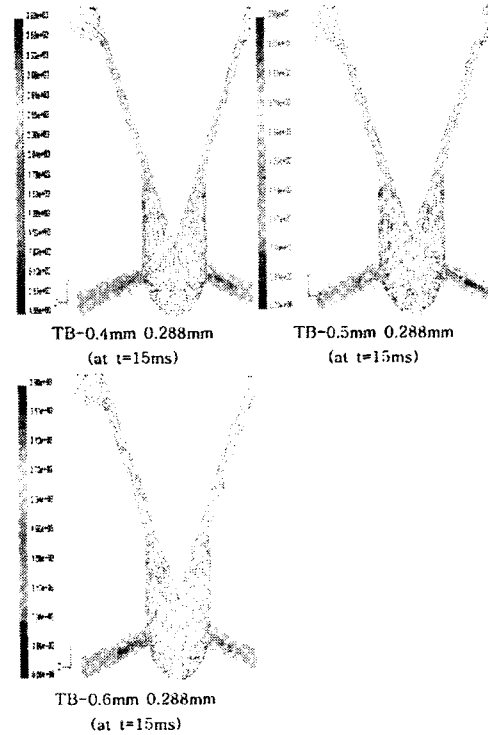
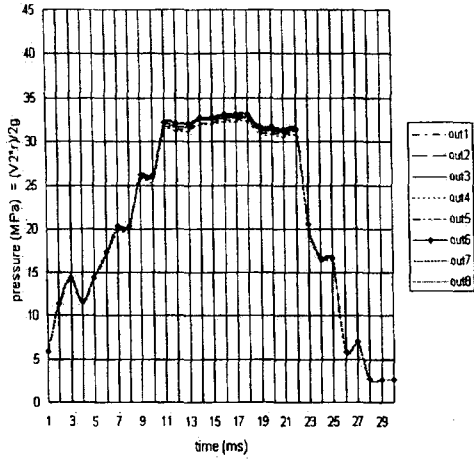
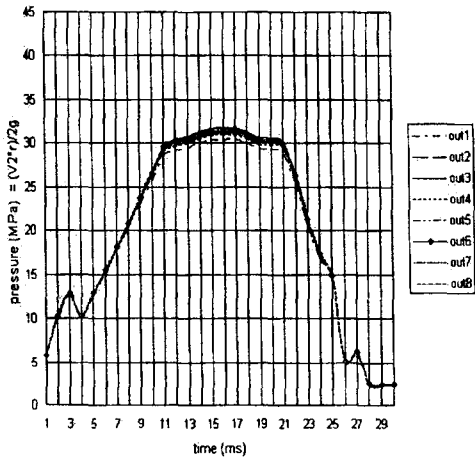


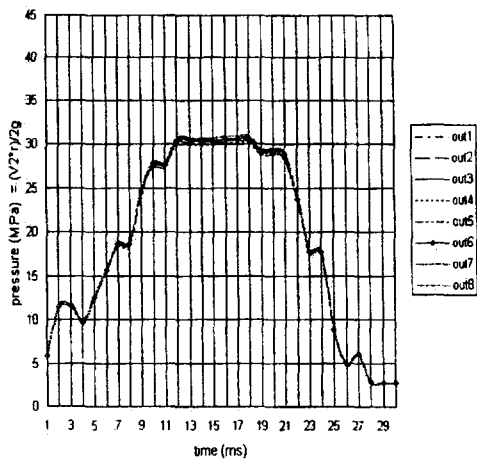
Fig. 8 Velocity with changing needle lift



Outlet dynamic pressure variation of TB-0.4mm 0.288mm



Outlet dynamic pressure variation of TB-0.5mm 0.288mm



Outlet dynamic pressure variation of TB-0.6mm 0.288mm

Fig. 9 Outlet dynamic pressure variation with changing needle lift

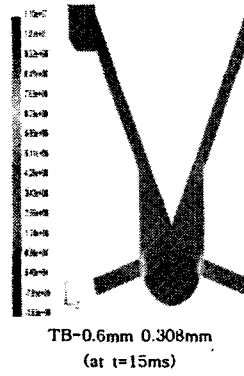
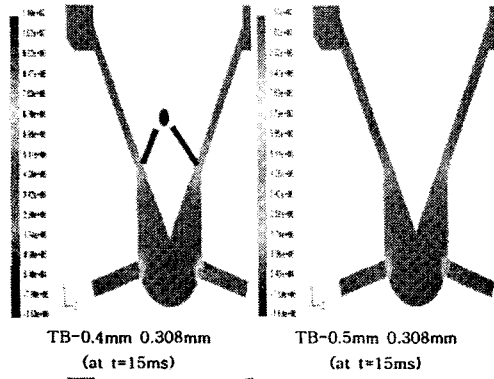


Fig. 10 Static pressure with changing needle lift

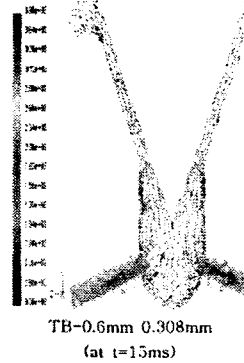
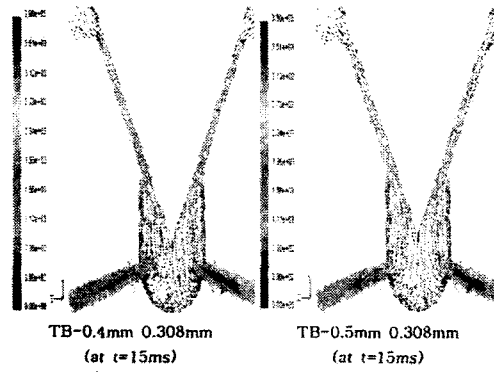
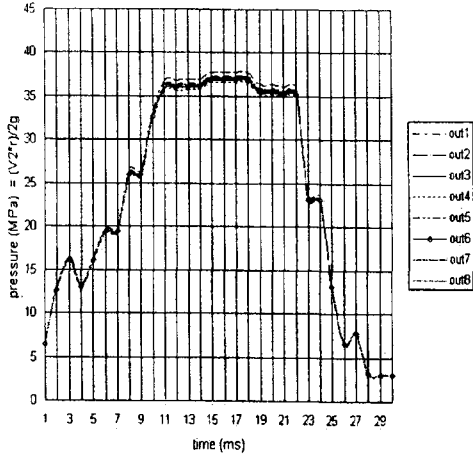
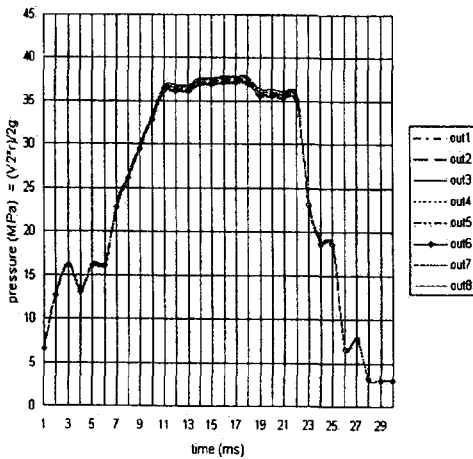


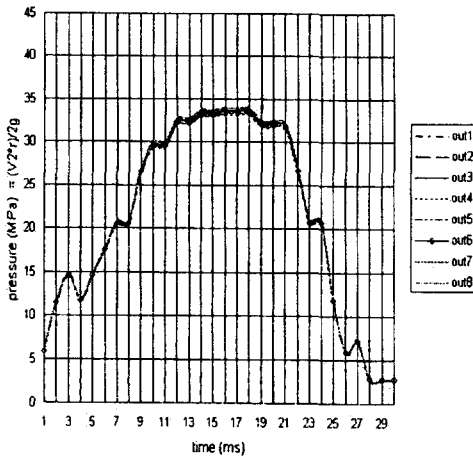
Fig. 11 Velocity with changing needle lift



Outlet dynamic pressure variation of TB-0.4mm 0.308mm



Outlet dynamic pressure variation of TB-0.5mm 0.308mm



Outlet dynamic pressure variation of TB-0.6mm 0.308mm

Fig. 12 Outlet dynamic pressure variation with changing needle lift

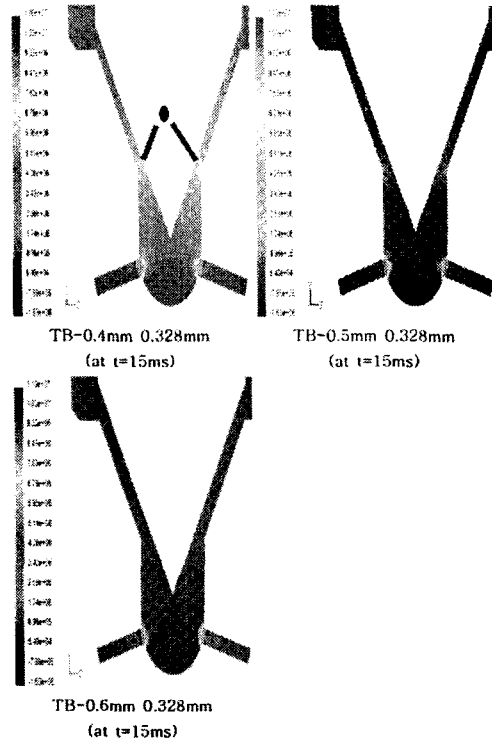


Fig. 13 Static pressure with changing needle lift

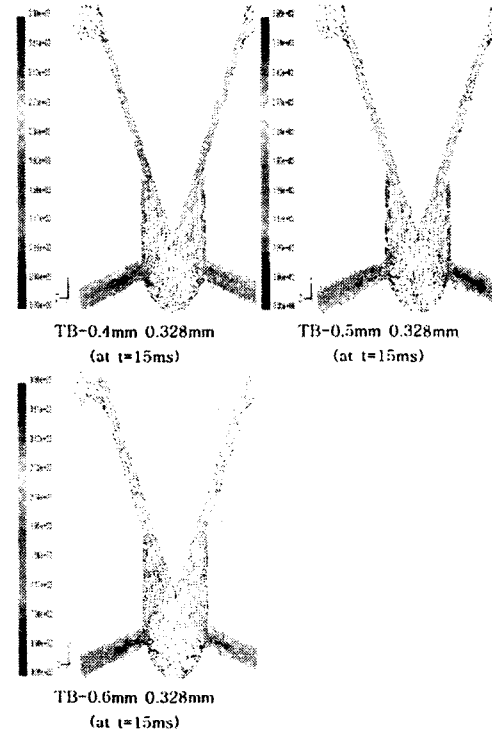
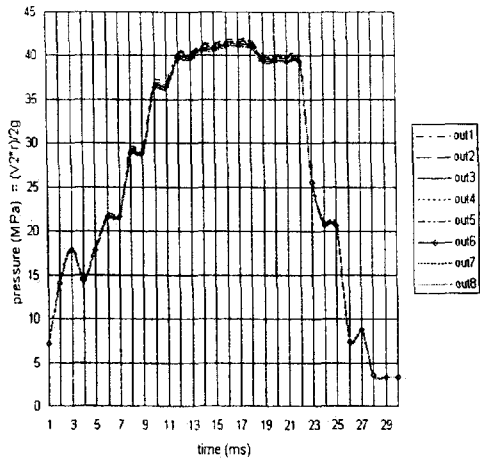
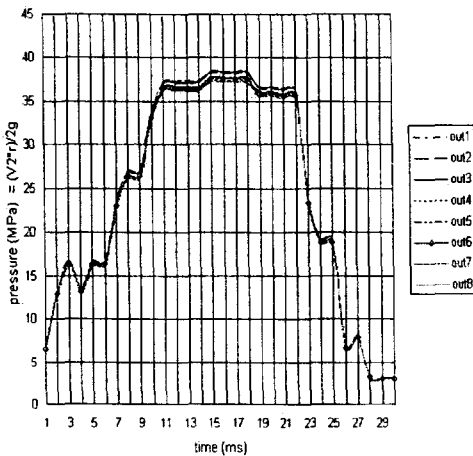


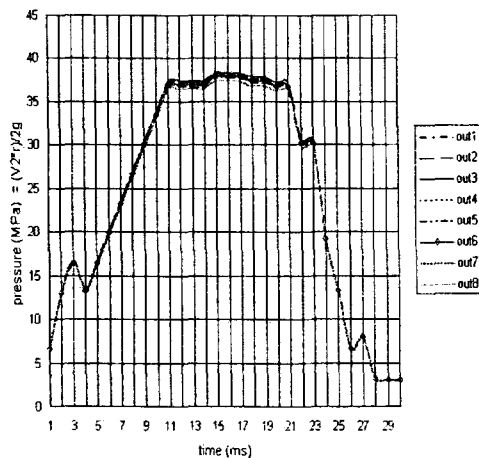
Fig. 14 Velocity with changing needle lift



Outlet dynamic pressure variation of TB-0.4mm 0.328mm



Outlet dynamic pressure variation of TB-0.5mm 0.328mm



Outlet dynamic pressure variation of TB-0.6mm 0.328mm

Fig. 15 Outlet dynamic pressure variation with changing needle lift

이는 양정이 작아질수록 노즐출입구에서의 정압의 감소와 관련된 것으로 사료된다. 노즐 내에서의 속도 분포는 0.4mm와 0.5mm는 유사하고, 0.6mm는 느린 것을 볼 수 있으며, 이는 출구에서의 동압의 증가와 일치한다. 분사율의 감소를 방지하기 위해 노즐 홀이 0.308mm인 경우 양정이 0.5mm보다 증가하는 것을 유의하여야 할 것이다.

Fig. 12는 노즐 홀 직경이 0.308mm일 때 니들 양정변화에 대한 출구에서의 동압 변화를 나타낸다. 니들 양정이 0.4mm일 때 초기압력이 약 6.5MPa로 홀 직경이 0.288mm일 때보다 0.5MPa 정도 증가했으며, 3ms에서 압력도 16.5MPa로 증가했음을 볼 수 있으며, 최고압력은 36.5MPa를 유지한다. 니들 양정이 0.5mm일 때 초기압력이 약 6.5MPa로 홀 직경이 0.288mm일 때보다 0.5MPa 정도 증가했으며 최고압력은 0.4mm와 유사한 36.5MPa를 유지한다. 니들 양정이 0.6mm일 때 초기압력이 약 6MPa로 홀 직경이 0.288mm일 때와 변화가 없으며 3ms에서 14.9MPa로 증가하고 최고압력은 0.4mm와 유사한 36.5MPa를 유지한다. 다른 두 가지 경우에 비해 약 3MPa의 압력감소를 보인다. 3가지 경우 모두 최고압력이 노즐 홀 직경이 0.288mm인 경우에 비해 약 3~6MPa정도 증가했음을 알 수 있다

노즐 홀 직경이 0.328mm일 때의 니들 양정 변화에 대한 정압 분포, 속도분포 및 동압 변화는 Fig. 13, 14, 15와 같다. 홀 직경이 0.288mm, 0.308mm일 때와 유사한 변화를 나타낸다. 양정변화가 노즐유동 및 압력에 미치는 영향을 종합하면 양정이 커질수록 동압이 낮아지지만, 홀 직경이 0.288mm인 경우와 0.328mm인 경우에 양정이 0.5mm, 0.6mm인 경우 큰 차이가 없고 0.4mm가 되면서 크게 증가한 반면, 홀 직경이 0.308mm인 경우에는 0.5mm에서 0.6mm로 되면서 크게 낮아지는 것을 보여준다. 따라서 홀 직경에 따라 양정을 적절히 선택해야 한다.

3.2.3 노즐 홀 직경변화

니들 양정이 0.4mm일 때 노즐 홀 직경 변화에 대한 출구에서의 동압 변화는 노즐 홀 직경이 0.288mm일 때 초기압력은 약 6MPa이며 3ms에서 13.6MPa까지 증가하고, 최고압력은 32.5MPa를 유지한다. 노즐 홀 직경이 0.308mm일 때 초기압력은 0.288일 때보다 약 0.6MPa 증가한 6.6MPa이며 3ms에서 0.288mm일 때보다 3MPa 증가한 16.5MPa까지 증가하고, 최고압력은 약 5MPa 증가한 37.5MPa를 유지한다. 노즐 홀 직경이 0.328mm일 때 초기압력은 7.2MPa이며 3ms에서 17.5MPa까지 증가하며, 최고압력은 41.5MPa를 유지한다. 니들 양정이 0.4mm일 때 노즐 홀 직경이 증가할수록 노즐홀입구에서의 정압이 감소하며, 그 영향으로 인해 노즐 입구까지 낮은 압력 부분이 이어지는 것을 알 수 있다. 노즐 내부에서의 압력도 노즐 홀 직경이 커질수록 낮아지는 것을 볼 수 있으며 이는 출구에서 얻은 동압의 결과와 일치함을 보여준다. 니들 양정이 0.4mm일 때 노즐홀입구에서의 속도는 노즐 홀 직경이 커질수록 증가하는 것을 알 수 있다.

니들 양정이 0.5mm일 때와 0.6mm일 때에도 유사한 변화를 나타내는데, 모든 경우 홀 직경이 0.288mm에서 0.308mm로 증가할 때 동압이 크게 증가한 반면, 0.308mm에서 0.328mm로 증가할 때는 크게 증가하지 않음을 보여주었다. 따라서 노즐 설계 시에는 분사량의 급격한 변화를 줄이기 위하여 노즐 홀의 크기가 작을수록 더욱 정교한 설계 및 제작이 요구된다.

4. 결론

선박발전용 분사밸브 형상에 따른 분사특성을 분석한 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 연료실 형상 변화: 연료실이 분사홀과 가깝게 위치한 TB타입의 최대유동속도가 연료실이 멀리 위치한 DV 타입 보다 높으며, 노즐 홀 입구에서 빠른 유동과 캐비테이션이 발

생한다.

2) 니들양정 변화: 양정이 낮은 경우 가장 높은 동압을 나타내지만, 홀 직경의 변화에 따라 양정 변화가 분사 유동에 미치는 영향이 크게 변화하기 때문에 양정설계 시에는 홀 직경의 변화를 적절히 고려하여야 한다.

3) 노즐 홀 직경변화: 홀 직경이 감소하면서 동압이 급격히 강해지기 때문에 직경이 작은 노즐은 더욱 정교한 설계제작이 요구된다.

참고문헌

- [1] 조래희, 핀틀형 노즐의 팁형상에 따른 분사특성 및 글로우 플러거 충돌효과에 관한 연구, 부산대학교 석사학위논문, 1997.
- [2] Hiroyasu, H. and Kadota, T., "Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber", SAE paper 740715, 1974.
- [3] Reitz, R. D. and Bracco, F. B., "On the Dependence of Spray Angle and Other Spray Parameters on Nozzle Design an Operating Conditions", SAE paper 790494, 1979.
- [4] Wu, K. J., "Atomizing Round Jets", Ph.D.Thesis, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Princeton University, 1983.
- [5] Liu, A. B. and Reitz, R. D., "Mechanism of Air-Assisted Liquid Atomization", ILASS America 92, pp. 59-63, 1992.
- [6] Huh, K. Y. and Gosman, A. D., "Atomization Mechanism of Fuel Injection", ILASS America 91, pp. 42-81, 1991.
- [7] Arcoumanis C., Gavaises M., Nouri J.M., Wahab E. and Horrocks R., "Analysis of the Flow in the Nozzle of a Vertical Multi-Hole Diesel Engine Injector", SAE paper 980811, 1998.

- [8] Castleman Jr., R. A., "The Mechanism of the Atomization of Liquid", J. Research Nat.Bur.Standards, Vol.6, pp. 369-376, 1931.
- [9] Schweitzer, P. H., "Mechanism of Disintegration of Liquid Jets", J. Applied Physics, Vol.8, pp. 513-521, 1937.
- [10] 김인구, 두 개의 와류분무노즐에서 분사되는 이중분무의 특성에 관한 연구, 한국과학기술원 박사학위논문, 1989.
- [11] 구자예, 박장혁, 오두석, 정홍철, "연료노즐 내부유동 현상의 수치해석", 대한기계학회 논문집(B), 제20권 제6호, pp. 1971-1982, 1996.
- [12] 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.
- [13] Wang, X. F., Chin, J. S. and Lefebvre, A. H., "Influence of Gas-Injector Geometry on Atomization Performance of Aerated-liquid Nozzles", International Journal of Turbo and Jet Engine, Vol. 6, pp. 271-291, 1989.
- [14] 하성업, 김홍열, 류구영, 구자예, "노즐분공내 유체충돌이 있는 디젤노즐의 유동 및 분무특성 연구", 대한기계학회논문집(B), 제21권 제12호, pp. 1635-1646, 1997.
- [15] 차건중, 김덕줄, "충돌판에 의한 분무의 공간분포에 관한 실험적 연구", 대한기계학회 논문집, 제19권 제1호, pp. 251-262, 1995.
- [16] Koo, J. Y., *Characteristics of a Transient Diesel Fuel Spray*, Ph. D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison, 1991.
- [17] Faeth, G. M., "Mixing, Transport and Combustion in Sprays", Prog. Energy Comb. Sci., Vol. 13, pp. 293-345, 1991.
- [18] 류성목, 차건중, 김덕줄, 박권하, "디젤연소실에서 새로운 충돌분무 형성에 대한 수치적 고찰", 대한기계학회 B권, 제 22권 11호, pp. 1625~1634, 1998.
- [19] 김만식, 장용석, 민경덕, "가시화용 디젤노즐에서의 캐비테이션 유동 특성 및 3차원 해석 연구", 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집 pp. 1421~1426, 2002.
- [20] Arcoumanis C., Badami, M. Flora, H. and Gavaises, M., "Cavitation in Real-Size Multi-Hole Diesel Injector Nozzles", SAE Paper 2000-01-1249, 2000.
- [21] 김성운, 오승우, 박권하, "디젤기관용 분사밸브 형상에 따른 분사특성", 한국박용기관학회지, Vol. 27, No. 6, pp. 745-752, 2003.
- [22] 박장혁, 홍성태, 구자예, "연료노즐을 확대한 모형노즐에서의 내부유동특성", 한국자동차공학회논문집, Vol. 4, No. 3, pp. 199-210, 1996.