

연료분사계 변수의 변화에 따른 커먼레일 디젤엔진의 분무특성에 관한 수치적 분석

이석영* · 전충환*

A Numerical Analysis on the Spray Characteristics at Different Injection System Parameters in a Common-rail Diesel Engine

Suk Young Lee and Chung Hwan Jeon

Key Words: Spray characteristics(분무특성), Common-rail fuel injection system(커먼레일 연료분사계), Injection system parameters(분사변수), SMD(Sauter-평균입경)

Abstract

This paper present the diesel spray characteristics at different injection system parameters in a HSDI diesel engine. The spray characteristics was calculated by the coupled simulation of fuel injection system model and three-dimensional KIVA-3V code with TAB spray model. The relevant injection parameters are accumulator volume, control chamber initial volume, control orifice diameter, needle valve diameter and nozzle chamber initial volume, etc. Parametric investigation with respect to twelve relevant injection parameters showed that there was a significant advantage in varying control chamber initial volume, control chamber orifice diameter, and nozzle chamber orifice diameter with respect to effect the SMD and fuel injection speed. Consequently, in order to design the fuel injection system for spray characteristics, it seems reasonable to suppose to be optimized the fuel injection system.

기호설명

A 면적 (m^2)

a 음속 (m/s)

C 상수

F 관성력

k 스프링 상수

\bar{k} Darcy-Weisbach의 마찰인자

m 질량 (kg)

P 압력 (Pa)

t 시간 (second)

U 속도 (m/s)

V 부피 (m^3)

x 변위 (m)

β 연료의 Bulk모듈

연료밀도 (kg/m^3)

하첨자

acc 축압기

c 연소

con 콘트롤 밸브

cyl 실린더

d 딜리버리 밸브

$exit$ 바이패스 유동

(2009년 12월 15일 접수~2010년 3월 9일 심사완료, 2010년 3월 16일 게재확정)

*부산대학교 기계공학부

†책임저자, 회원, 인하공업전문대학 기계과

E-mail : sylee@inhatc.ac.kr

TEL : (032)870-2131 FAX : (032)870-2500

- f* 연료
- f_v* 연료 증기
- ini* 초기
- l* 파이프 라인
- need* 니들 밸브
- noz* 노즐
- p* 플런저
- pilot* 파이롯트 밸브
- ret* 리턴
- sp* 스프로프트

1. 서 론

직접분사식 디젤엔진에서 연료의 분무 및 미립화 특성은 엔진의 출력특성 뿐 만 아니라 배기특성에도 많은 영향을 미치고 있다. 특히 연비의 향상과 온실 효과의 요인이 되고 있는 CO 및 CO₂배출량을 저감하기 위해서는 연료의 분무특성과 관련이 가장 큰 연료분사계에 대한 연구가 중요하다. 최근에 HSDI디젤엔진을 장착한 승용형 자동차가 배출가스의 저감과 열효율 개선을 위해 여러 가지 측정 장비와 기술들을 연료분사계에 적용하였으며^(1,2), 디젤엔진의 배출가스저감을 위하여 압축비, 흡입공기의 온도 등의 변화와 더불어 노즐의 형상을 최적화하는 방법에 대한 연구를 진행하였다⁽³⁾. 따라서 본 연구에서는 디젤엔진의 성능과 배출가스에 큰 영향을 미치는 연료분무의 지배변수 중에서 연료분사계를 목표로 하였으며, 이러한 분사계의 구성요소가 분무에 미치는 영향을 고려하기 위해 상용중인 커먼레일 연료분사계 엔진을 대상으로 실험과 수치해석을 수행하였다. 또한 이들 상호값의 비교를 통해 수치해석을 검증하였으며, 검증된 수치코드를 사용하여 연료 분사계 변수의 변화가 연료분무 특성에 미치는 영향을 예측하였다. 여기서 이러한 수치해석에 사용된 모델 중에서 커먼레일 연료분사계 모델은 직접 개발하였고, 연료분사계에서 출력한 연료분사율을 연소해석 프로그램인 KIVA-3V code⁽⁴⁾에 입력값으로 취하여 분무특성을 비교하였다.

2. 연구방법

본 연구에서는 Table 1에서 보여주는 엔진과 연료분사계를 대상으로 Table 2과 같은 조건으로 실험과 수치

Table 1. Specifications of engine and fuel injection system

Engine type	4 Cylinder, 4 Stroke, Direct Injection
Displacement Volume	1991 cc
Bore × Stroke	83×92 mm
Compression Ratio	18.5
Injection system type	Common Rail
Nozzle type	Mini Sac
Spray Angle	150 deg
Nozzle Hole diameter	0.16 cm
Number of Nozzle Hole	5

Table 2. Experimental conditions

Engine Speed	2000, 3000, 4000 rpm
Pilot Operation	W/O Pilot
Drive Pulse Timing	358.0–366.2, 354.2–372.3, 344.7–376.8 C.A., deg

Table 3. Fuel injection system parameters for numerical analysis in the engine speed of 3000 rpm

Parameter	Spec.	Relevant Parameter
Accumulator Volume(cm ³)	28	23, 33
Control Chamber Initial Volume(cm ³)	0.2	0.15, 0.25
Control Chamber Orifice Diameter(mm)	0.0242	0.0222, 0.0262
Needle Valve Damping Constant(kgf×s/m)	0.15	0.1, 0.2
Needle Valve Diameter(cm)	0.4	0.37, 0.43
Needle Valve Mass(g)	2.63	2.03, 3.23
Needle Valve Max. Lift(cm)	0.025	0.021, 0.029
Needle Valve Spring Constant(kgf/cm)	132	112, 152
Nozzle Chamber Initial Volume(cm ³)	0.17	0.14, 0.2
Nozzle Chamber orifice Diameter(cm)	0.16	0.14, 0.18
Nozzle Pipe Diameter(cm)	0.23	0.2, 0.26
Nozzle Pipe Length(cm)	0.17	0.15, 0.19

해석을 수행하였으며, 개발한 커먼레일 연료 분사계의 모델을 사용하여 분사계의 여러 가지 변수에 대하여 기존의 값을 기준으로 크고 작은 값을 선정하여 계산하였고, 이러한 다양한 변수값을 연료 분사계 모델에 적용하여 계산된 연료분사율을 KIVA-3V code의 입력값으로 취하였다. Table 3은 연료 분사계 변수의 변화를 위해 선정된 값을 보여주며 선정기준은 다음과 같다. 첫째, 기존 값에서 크고 작은 수치를 선정하였으며, 둘째, 변화 값의 크기는 분무에 영향을 줄 정도의 값으로 정하였으며, 셋째, 이러한 값의 크기는 제품 제작 시 가공이 가능한 수치가 되도록 하였다. 한편, 이러한 과정을 거쳐서 KIVA-3V code에서 출력된 결과 값들 중에서 연료분무에 대한 특성을 본 연구에서 다루었으며, 연소실 내 분무과정의 해석을 검증하기 위해 분무에 따른 실린더 내 평균 압력과 열발생률 해석치를 실험치와 비교하였다. KIVA-3V 격자는 Fig. 1에서 보여주는

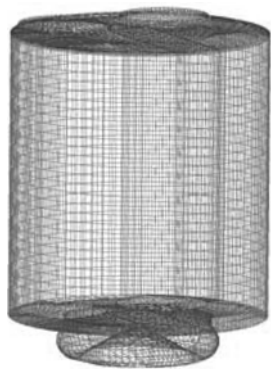


Fig. 1 KIVA-3V grid

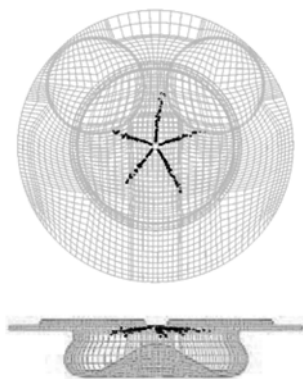


Fig. 2 Numerical results of fuel spray impingement on the condition of standard fuel injection parameters in the engine speed of 3000 rpm by KIVA-3V code

바와 같이 ICEM-CFD 소프트웨어의 HEXA 모듈을 사용하여 생성하였고⁽⁶⁾, Fig. 2은 KIVA-3V에서 계산된 실린더내 분무현상의 한 예를 보여주며, 수치코드를 검증하기 위하여 계산된 엔진의 연소압력과 열발생률을 실험치와 비교한 그림은 Fig. 3에서 보여주는데 실린더 압력 및 열발생률의 계산치는 실험치와 정성적일 뿐만 아니라 정량적으로도 잘 일치하고 있음을 나타내고 있다.

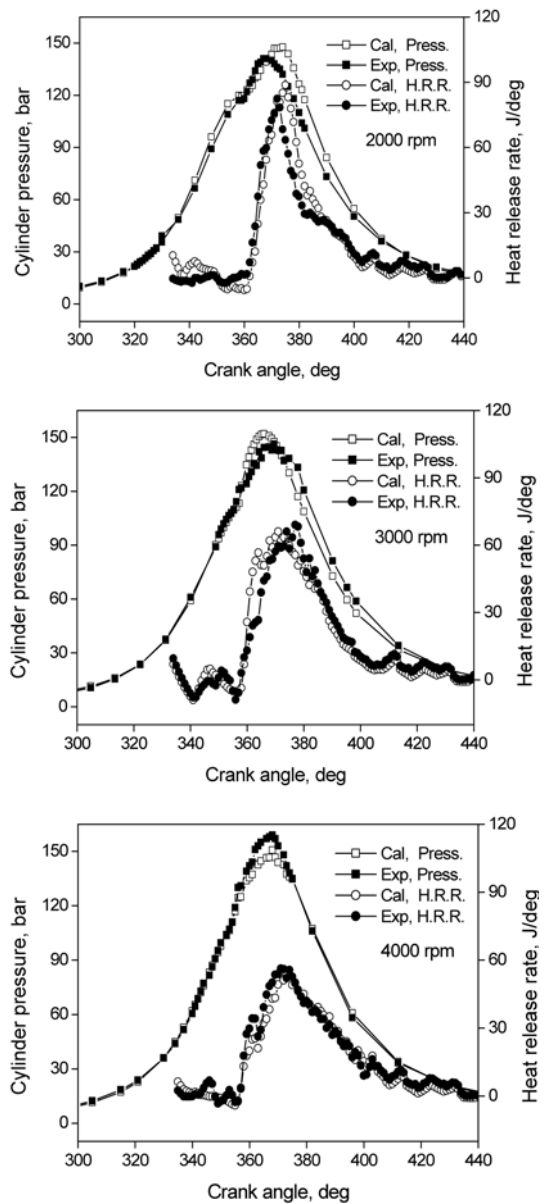


Fig. 3 Comparison of calculation and experiment results

3. 수치모델

연료분사계는 고압공급펌프, 축압실, 분사노즐 및 파이프의 4부분으로 나누었으며 다음과 같이 가정하였다. 첫째, 연료분사계의 탄성변형률은 무시하고 파이프 내 마찰계수는 일정하고, 둘째, 연료의 체적탄성계수와 음속은 파이프내의 잔류압력을 기준으로 하며, 셋째, 연소실내의 압력은 일정하다.

3.1 연속방정식

3.1.1 공급펌프

• 플린저실

플린저의 변위로 인한 유량은 플린저실 압축성, 딜리버리실로 흐르는 유량, 그리고 딜리버리 밸브의 움직임으로 인한 체적변화의 합과 같다⁽⁶⁾.

$$U_p A_p = \frac{V_p dP}{\beta_p dt} + C_d A_d \sqrt{2(P_p - P_d)/\rho} + A_d \frac{dx_d}{dt} \quad (1)$$

• 딜리버리실

플린저실로부터 딜리버리실로 들어온 유량과 밸브 변위에 의한 체적차이는 딜리버리실의 압축성과 파이프로 나간 유량의 합과 같다.

$$C_d A_d \sqrt{2(P_p + P_d)/\rho} + A_d \frac{dx_d}{dt} = \frac{V_d dP_d}{\beta_d dt} + U_l A_l \quad (2)$$

3.1.2 축압실과 노즐부

• 축압실

파이프를 통해서 들어온 유량은 축압실의 압축성과 압력조절기로 나간 유량의 합과 같다.

$$U_l A_l = \frac{V_{acc} dP_{acc}}{\beta_{acc} dt} + C_{exit} A_{exit} \sqrt{2(P_{acc} - P_{exit})/\rho} \quad (3)$$

• 콘트롤 밸브실

노즐실에서 콘트롤 밸브실로 들어온 유량은 콘트롤 밸브실 압축성과 스피질로 나간 유량의 합과 같다.

$$C_{con} A_{con} \sqrt{2(P_{noz} - P_{cont})/\rho} = \frac{V_{con} dP_{con}}{\beta_{con} dt} + C_{sp} A_{sp} \sqrt{(P_{con} - P_{sp})/\rho} \quad (4)$$

• 노즐실

파이프로부터 들어온 유량은 콘트롤 밸브실, 연소실로 나간 유량과 노즐실의 압축성, 니들밸브의 변위에 의한 체적변화율의 합과 같다.

$$U_l A_l = C_{noz} A_{noz} \sqrt{2(P_{noz} - P_{cyl})/\rho} + C_{noz} A_{noz} \sqrt{2(P_{noz} - P_{c0n})/\rho} + \frac{V_{noz} dP_{noz}}{\beta_{noz} dt} + A_{noz} \frac{dx_{noz}}{dt} \quad (5)$$

3.1.3 파이프

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{\alpha^2} \frac{\partial P}{\rho \partial t} = 0 \quad (6)$$

3.2 운동방정식

3.2.1 공급펌프와 노즐부

• 딜리버리밸브

밸브의 관성력, 댐핑력, 그리고 스프링력의 합은 딜리버리 밸브 양쪽에 미치는 힘과 같다.

$$m_d \frac{d^2 x_d}{dt^2} + C_d \frac{dx_d}{dt} + k_d (x_d + x_{d-ini}) = A_d (P_p - P_d) \quad (7)$$

• 니들밸브

밸브의 관성력, 댐핑력, 그리고 스프링력의 합은 니들밸브의 양쪽에 미치는 힘과 같다.

$$m_{noz} \frac{d^2 x_{noz}}{dt^2} + C_{noz} \frac{dx_{noz}}{dt} + k_{noz} (x_{noz} + x_{noz-ini}) = A_{need} P_{noz} - A_{pilot} P_{con} \quad (8)$$

3.2.2 파이프

$$\frac{\partial P}{\partial x} + \rho \frac{\partial U}{\partial t} + 2\rho k U = 0 \quad (9)$$

노즐에서 분사된 액적의 위치와 속도는 난류유동장에 의하여 영향을 받게 되기 때문에 표준정규분포에 따르는 난동성분에 의해서 지배를 받는다고 가정하였다. 또한, 시간스텝에 따라 난동성분인 u' 을 무작위 선택하여 액적의 운동방정식에 포함시키는 것으로 표현하였다. 노즐로부터 분사된 액적은 가스와 액적의 상대속도에 의해서 미립화 과정을 거치게 되고, 같은 셀 내부에 2개 이상의 Parcel이 존재할 때, 충돌하여 유착될 수 있는 확률은 Poisson분포를 따른다고 가정하였으며, 충돌모형을 사용하여 충돌 후 액적의 크기, 온도, 속도를 계산하였다. 여기서 미립화 과정은 TAB모형을 사용하였으며⁽⁷⁾, 미립화의 정도를 비교하기 위해 SMD를 계산하였는데 식 (10)에서 나타낸 바와 같이 분포된 액적에 대하여 부피의 합을 면적의 합으로 나누어서 계산하였다⁽⁸⁾. 주변의 가스로부터 액적의 표면에 열이 전달되는 양은 액적 내부에너지 축적량과 액적이 기화할 때 요구되는 잠열과 평형을 이룬다고 가정하여 연료의 기화되는 양을 구하였다. 액적과 기체사이의 질량, 에너지 및 운동량의 교환은 분무지배방정식의 해로 얻었다.

$$SMD = \frac{\sum_{i=1}^{N_{drop}} d_i^3}{\sum_{i=1}^{N_{drop}} d_i^2} \quad (10)$$

4. 계산결과 및 고찰

Figure 4는 솔레노이드 밸브의 구동신호를 크랭크 각도 354.2도에 시작하여 18.1도의 기간으로 통전했을 때, 모델에 의해 계산된 연료 분사율, 축압실 압력, 노즐실 압력, 콘트롤실 압력 및 니들리프트 변위를 나타낸 것이다. 계산의 분석결과 연료분사 시작시기는 구동신호의 시작시기보다 4.1도 지연됨을 알 수 있었고, 연료분사시각 실내의 압력강하는 연료분사와 직접적으로 관계가 있고 노즐실, 콘트롤실, 축압실 순으로 증가함을 알 수 있다. Fig. 5에서 8까지는 수치해석을 통해 연료분사계 변수들의 변화에 대한 연료분무특성을 나타내고 있다. Fig. 5는 연료분사계 모델에 의해 계산된 연료분사율을 예를 들어 보여주고 있으며, 이러한 결과 값으로부터 연료분사계 변수의 변화는 연료분사의 시작시기 변화보다는 분사종료시기에 많은 영향이 있는 것을 Fig. 6을 통해서 알 수 있으며, 연료분사계 변수의 변화는 연료분사 속도, 분사시간 및 미립화에 많은 영향을 주고, 이러한 분사계의 영향이 연소의 특성을 다르게 하여 결국, 배출

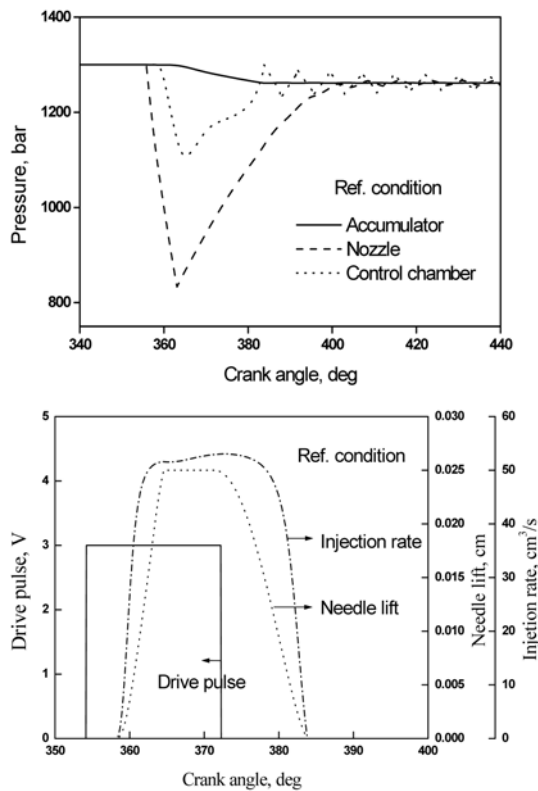


Fig. 4 Results of the numerical analysis of injection system

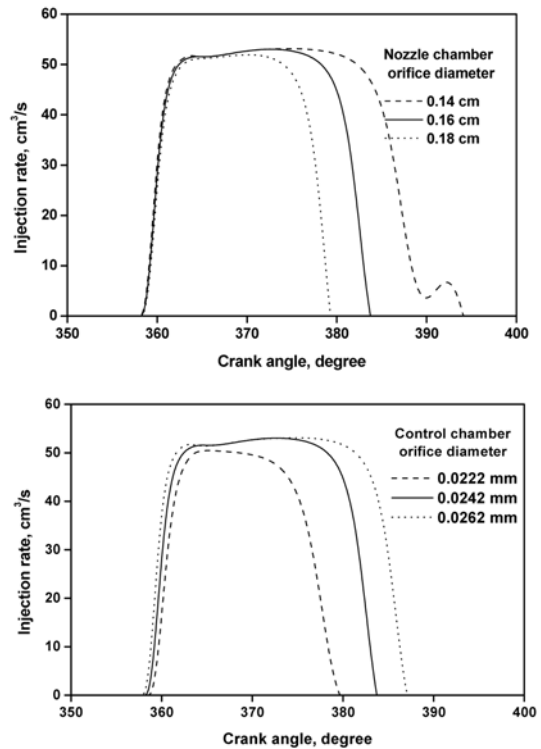


Fig. 5 Effects of varying injection parameter on injection rate

가스의 특성을 다르게 하게 할 것이다. 연료분사변수 12 가지에 대하여 세부적으로 고찰한 결과를 다음과 같이 제시하였다.

4.1 축압실 체적

축압실 체적은 Fig. 6~8의 (a)에서 보는 바와 같이 다른 변수들보다 연료분무에 미치는 영향이 적음을 알 수 있다. 축압실의 체적이 작으면 구동 펌프에 의한 압력상승률은 증가하고 분사할 때 압력강하도 마찬가지로 증가하게 된다. 이와 반대로, 축압실의 체적이 크면 펌프에 의한 압력상승률이 감소하고 연료를 분사할 때에 압력강하도 감소하게 된다. 따라서 안정된 연료공급압력을 유지하기 위해서는 가능하다면 축압실의 체적을 약간 증가시키는 것이 바람직할 것으로 생각된다.

4.2 콘트롤실 초기체적

콘트롤실 초기체적을 0.2에서 0.15 cm³만큼 감소하면, 피에조 액추에이터에 의해 콘트롤 밸브가 열릴때, 콘트롤실내의 압력이 빠르게 감소한다. 이와 반대로, 콘트롤 밸브가 닫힐 때에도 콘트롤실내의 압력을 빨리 상승시

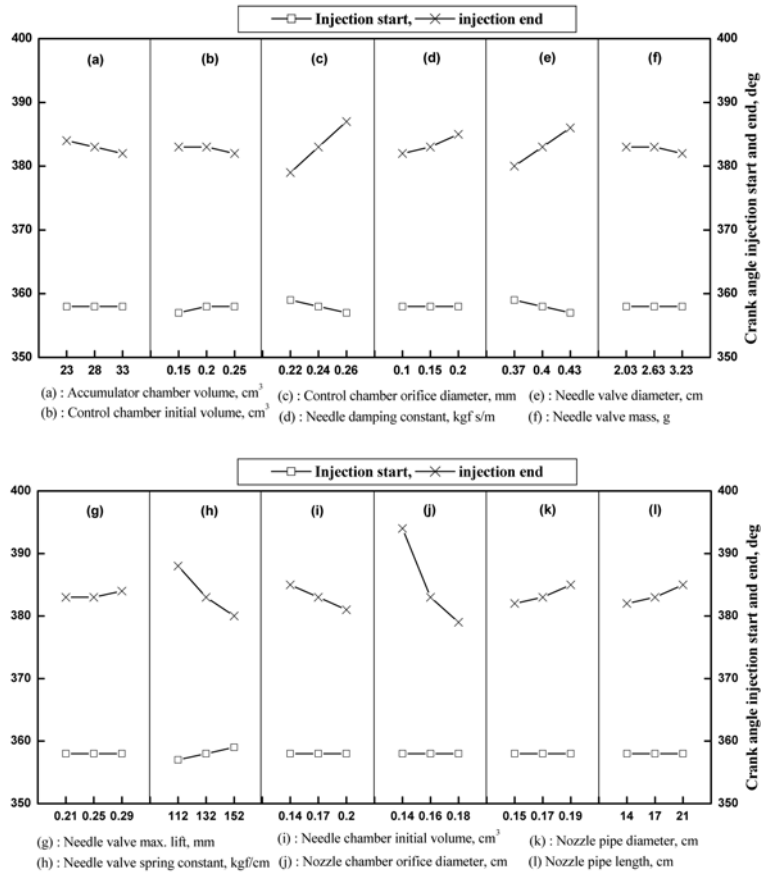


Fig. 6 Effects of varying parameter on predicted injection start and end timing

킨다. 이와 같이 콘트롤 밸브에 의해 매우 민감한 응답성을 보이기 때문에, 전반적으로 분사기간의 증가와 함께 평균분사속도를 증가시키기 때문에 이러한 평균분사속도의 증가에 따라 연료와 주위 공기사이에 마찰에 따른 액적들의 분열을 증가시키기 때문에 Fig. 8(b)와 같이 연료의 미립화가 촉진된다고 유추된다.

4.3 콘트롤실 오리피스 직경

콘트롤 오리피스 직경을 0.24에서 0.26 mm만큼 증가시킬 경우, 피에조 액추에이터에 의해 콘트롤 밸브가 열리면 오리피스 직경의 증가에 따라 콘트롤실 내부의 압력이 더욱 빨리 강하되어 니들밸브의 움직임이 빨라진다. 반대로, 콘트롤 밸브가 닫힐 때, 축압실에서 공급되는 유량에 의한 콘트롤실 내부의 압력이 늦게 상승된다. 이러한 두 가지의 경우에 따라 니들밸브가 열리는 기간이 길어지는 현상을 Fig. 6(c)를 통해 확인 할 수 있다. 따라서 분사기간은 Fig. 7(c)에서 보는 바와 같이 증가

하고, 증가된 분사기간 때문에 많은 연료가 분사되면서 연료의 관성력이 증가되어 평균분사속도가 증가된다. 이러한 평균분사속도의 증가는 연료의 미립화가 촉진되거나 많이 분사된 연료입자의 흡착에 의한 영향이 더욱 지배적으로 작용되어 결과적으로 Fig. 8(c)에서 보는 바와 같이 SMD를 증가시킨다고 유추된다. 또한 SMD의 증가는 soot를 증가시키고, 연소효율 저하로 인한 연소실내 가스온도의 감소로 NOx를 감소시킬 것으로 예상된다.

4.4 니들댐핑 계수

니들댐핑 계수의 감소는 니들움직임에 대한 저항을 감소시킨다 할 수 있다. 따라서 이러한 계수의 감소는 Fig. 7(d)와 같이 평균분사속도는 증가시키고 분사기간은 단축시키며, 이러한 평균분사속도의 증가는 미립화가 촉진시키는 것으로 Fig. 8(d)를 통해 사료된다.

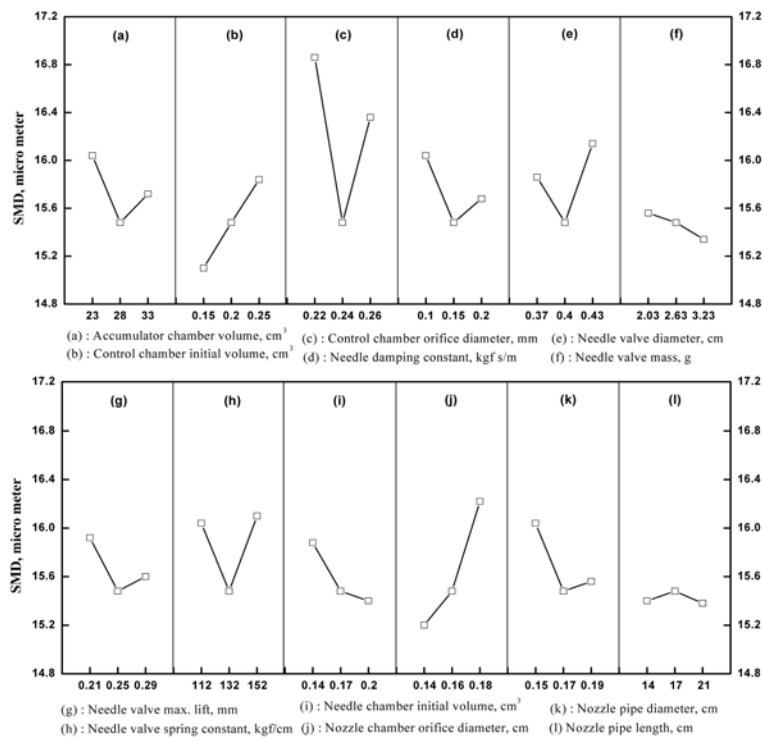


Fig. 7 Effects of varying parameter on predicted mean injection speed and duration

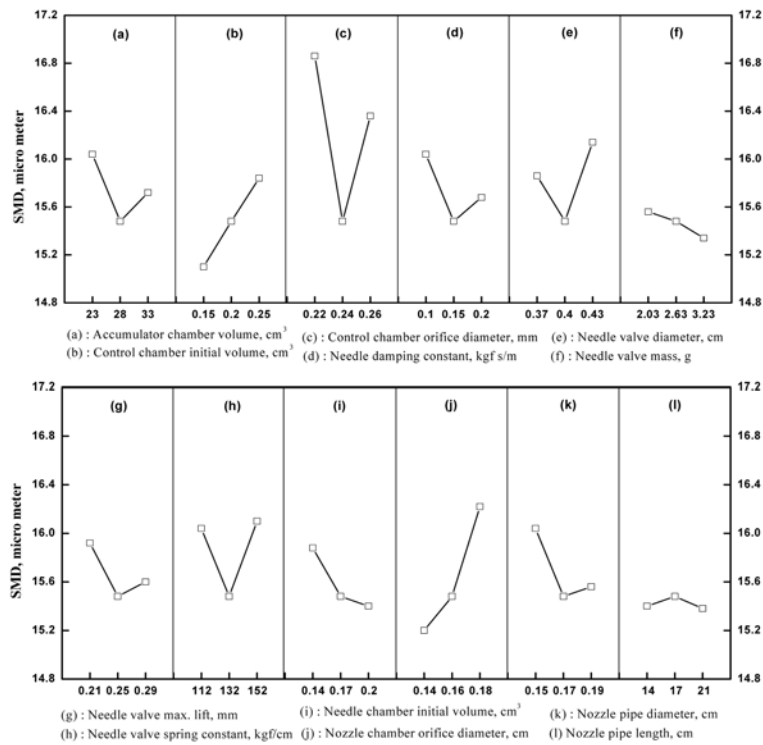


Fig. 8 Effects of varying parameter on predicted SMD

4.5 니들밸브 직경

니들밸브 직경은 결국 한 사이클 당 분사량을 결정하며, 니들밸브 직경이 증가하면 연료 분사량의 증가와 함께 분사기간을 증가시키고 많은 연료를 연소실내로 분사시키게 된다. 이러한 많은 연료량이 SMD를 증가시키게 되는데 이는 액적간의 흡착이 지배적이기 때문이라고 추정된다.

4.6 니들밸브 질량

니들밸브의 질량은 댐핑력, 스프링력과 함께 관성력에 영향을 미치는 것으로 Fig. 6~8(f)에서 보는 바와 같이 다른 변수들에 비하여 연료분사나 연소특성에 많은 영향을 끼치지 않는 것으로 나타났다.

4.7 니들밸브 최대양정

Figure 6-8(g)는 노즐의 니들 최대변위에 따른 결과로서 니들밸브의 최대변위가 클수록 연료가 분사되는 시기와 기간은 비슷하나 분사되는 연료의 양이 증가하게 된다. 따라서, 평균분사속도가 증가되어 연료의 미립화가 촉진된다. 반면에, 분사된 많은 연료량에 의해 액적의 흡착에 의한 영향이 더욱 크게 작용하여, 전반적으로는 Fig. 8(g)에서 보는 바와 같이 SMD가 약간 증가하는 경향을 보이는 것으로 유추된다.

4.8 니들밸브 스프링 상수

니들 밸브 스프링 상수는 노즐의 니들밸브가 열리고 닫히는 시점을 변화시키고, 이에 따라 연료의 분사시기를 변화시키는 것으로 Fig. 6(h)에서 확인할 수 있으며 노즐 개변압을 변화시켜 연료분사속도도 변화시킨다. 니들 밸브 스프링 상수가 감소하면 Fig. 7(h)에서 보는 바와 같이 연료분사기간은 증가시키나 속도에는 거의 영향을 없기 때문에 많은 연료량이 분사되면서 액적의 흡착의 영향으로 SMD가 증가하게 된다고 유추된다.

4.9 노즐실 초기체적

노즐실 초기체적이 증가할수록 Fig. 8(i)에서 보는 바와 같이 분사기간은 감소시키는 반면에 분사속도는 증가시킨다. 이러한 연료분사속도의 증가는 액적이 주변 기체와의 마찰의 증가로 인해 액적의 분열이 활성화되고 이로 인해 SMD가 감소된다고 추정된다.

4.10 노즐실 분무공 직경

분무공 직경이 감소함에 따라 연료의 분사속도를 증

가시킨다. 이러한 결과는 분사된 연료입자와 주위 사이에 공기마찰을 증가시키면서 액적분열을 활성화시켜 Fig. 8(g)에서 보는 바와 같이 SMD를 감소시킨다고 사료된다.

4.11 노즐 파이프 직경 및 길이

노즐 파이프 직경의 증가는 분사되는 연료량을 증가시키면서 분사속도와 분사기간을 증가시킨다. 따라서, 분사속도가 증가에 따라 연료의 미립화가 촉진되는 반면에, 분사된 많은 연료량에 의해 연료의 입자사이의 흡착에 의한 영향이 더욱 크게 작용하면서, 결과적으로 SMD를 증가시키게 된다고 유추된다. 또한 노즐 파이프 길이의 증가는 다른 변수에 비해서 연료분사계에 큰 영향을 주지 않았다.

5. 결 론

본 연구에서는 커먼레일 고압 분사식 디젤엔진을 대상으로 실험과 수치해석을 통해 연료 분사계 변수의 변화가 연료분무 특성에 미치는 영향을 예측하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 분석한 결과에 따르면, 연료분무특성에는 콘트롤실 초기체적, 콘트롤실 오리피스 직경 그리고 노즐실 오리피스 직경의 변화가 연료의 미립화와 분사속도에 상대적으로 큰 영향을 주었고, 니들밸브 질량과 노즐 파이프 길이의 변화는 영향이 미소하였다.
- 2) 콘트롤 오리피스 직경을 증가시키면 분사기간과 분사속도가 증가되는데 이는 증가된 분사기간 동안에 많은 량의 연료가 분사되면서 관성력이 증가되어 분사속도를 증가시킨다고 사료되며 이러한 분사속도의 증가는 연료의 미립화가 촉진시키나, 액적의 흡착에 의한 영향이 더욱 지배적으로 작용되어 SMD가 증가되는 것으로 유추된다.

3) 니들밸브 직경이 증가하면 연료분사량이 증가되고 따라서 분사기간이 길어지게 된다. 이러한 많은 량의 연료를 연소실내로 분사시키게 됨으로써 액적의 흡착에 의해 SMD이 증가시키는 것으로 추정된다.

4) 노즐분무공이 감소하면 노즐내 일시적으로 잔류하는 연료량이 많아지게 되고 노즐내 압력에너지가 상승하며 이러한 연료가 분무공을 지나면서 압력에너지에서 운동에너지로 변환되면서 분사속도를 증가시키며 연료입자와 주위 공기사이에 공기마찰을 더욱 증가시키면서

액적분열과 함께 공기와의 혼합을 활성화시켜 SMD를 감소시키는 것으로 유추된다.

후 기

본 연구는 2009년 인하공업전문대학 교내연구비의 지원으로 진행되었으며, 지원하여 주신 기관에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) S. Kobayashi, "NOx Reduction from Diesel Combustion Using Pilot Injection with High Pressure Fuel Injection", SAE Paper 920461, 1992.
- (2) T. Kamimoto, "Effect of High Pressure Injection on Soot Formation Processes in a rapid Compression Machine to Simulate Diesel Flames", SAE Paper 87610, 1987.
- (3) M. Milan, "Optimization of the diesel engine injection nozzle", SAE Paper 932467, 1993.
- (4) A. Amsden, "KIVA-3V: A KIVA Program with Block-structured Mesh for Complex Geometries", Los Alamos Laboratory Report No. LA-12503-MS, Los Alamos, New Mexico, 1993.
- (5) <http://www.ansys.com/products/icemcfd.asp>
- (6) N. Shoichiro, "Applied Numerical Methods with Software", Prentice-Hall, 1991.
- (7) P. J. O'Rourke and A. A. Amsden, "The Tab method for Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup", SAE paper 872089, 1987.
- (8) G. Stiesch, "Modeling Engine Spray and Combustion Processes", Springer, pp. 60-61, 2003.