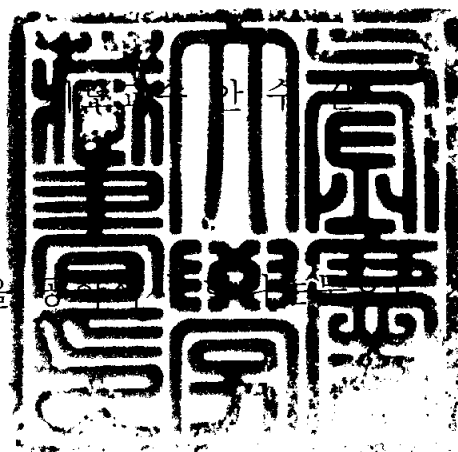


공학석사 학위논문

직분식 디젤기관의 커몬레일
분사장치용 연료분사기에
대한 시뮬레이션

이 논문을 통하여



2002년 2월

부경대학교 대학원

제어기계공학과

김 태 현

김태현의 공학석사 학위논문을 인준함

2002년 12월 18일

주 심 공학박사 고 대 권



위 원 공학박사 김 시 영



위 원 공학박사 안 수 길 (인)

목 차

Abstract	i
기호 설명	iii
1. 서 론	1
2. 분사율 예측 모델링	3
2.1 연료분사기의 구조 및 작동원리	3
2.2 지배 방정식	7
2.3 물성치와 계수	9
2.4 수치해석	14
2.5 계산 순서	16
3. 실험 장치 및 실험 방법	18
3.1 분사 장치	18
3.2 분사율 측정장치	21
4. 결과 및 고찰	23
4.1 실험값과 계산값의 비교	23
4.2 압력 변화에 따른 내부 압력과 밸브변위 거동	25
4.3 콘트롤 밸브의 거동에 따른 분사율 거동	30
4.4 콘트롤실 입·출구 오리피스 직경에 따른 분사율 거동	32
4.5 니들 밸브 질량에 따른 분사율 거동	39
5. 결론	40
참고 문헌	41
부록	43

Simulation of Fuel Injector for Common Rail Injection System of DI Diesel Engine

Tae-Hyun Kim

Department of Control Mechanical Engineering

Graduate School

Pukyong National University

Abstract

A diesel engine has been widely used for ships, cars and industry powers because it has many merits of high thermal efficiency, reliability and durability. However it leads to air pollution due to exhaust gas. Therefore it is important to develop the diesel engine of lower air-pollution to decrease the hazardous exhaust gas emission.

As one of the ways, to decrease the air pollution a study for practically using the high pressure of fuel injection system is being processed. Specially a common rail injection system is said to be an effective means for reducing both NO_x and particulate emissions, and a great improvement in injection and combustion characteristics has been reported by many researchers.

The injector of common rail injection system directly depends on the

injection rate. But it is very difficult to measure the nozzle chamber and controll chamber pressure, the needle valve and controll valve movement because of construction characteristic of injector and difficulty of secrecy preservation.

In this paper, a computer program was developed to predict the behaviors of the fuel injection rate, the nozzle chamber and controll chamber pressure, the needle valve and controll valve movement of the injector. The continuity equations were applied for hydraulic phenomena and the momentum equations were applied for the dynamics of individual components of the injector.

The injection rate was measured by Bosch injection rate measuring system and the experimental result were compared with the simulation result for injection rate.

The characteristic of injection were influenced by the pressure in common rail, the controll valve lift pattern, the needle valve weight, and the areas of inlet and outlet orifice of the controll chamber.

기호 설명

A_{CC}	: Inlet orifice 단면적 [cm^2]
A_N	: 노즐실 입구 단면적 [cm^2]
AN_1	: 니들 밸브 중부 단면적 [cm^2]
AN_2	: 니들 밸브 하부 단면적 [cm^2]
AN_3	: 니들 밸브 상부 단면적 [cm^2]
A_{NS}	: 니들 밸브 시트에서의 유동 단면적 [cm^2]
A_{OUT}	: By-pass 유동 단면적 [cm^2]
B	: 가압 면적 계수
C_{CC}	: Inlet orifice에서의 유량계수
C_N	: 노즐실 입구에서의 유량계수
C_{NS}	: 니들 밸브 시트에서의 유량계수
C_{OUT}	: Outlet orifice에서의 유량계수
D_{CV}	: 콘트롤 밸브 댐핑계수
D_{NV}	: 니들 밸브 댐핑계수
F	: 마그네틱 포스 [N]
K_{CV}	: 콘트롤 밸브 스프링 상수
K_{NV}	: 니들 밸브 스프링 상수
M_{CV}	: 콘트롤 밸브 질량 [kg]
M_{NV}	: 니들 밸브 질량 [kg]
P_{ACC}	: 어큐물레이터 압력 [bar]
P_{CC}	: 콘트롤실 압력 [bar]

P_{CYL} : 연소실 압력 [bar]

P_N : 노즐실 압력 [bar]

P_{OUT} : 연료 탱크 압력 [bar]

V_{CC} : 콘트롤실 체적 [cm³]

V_N : 노즐실 체적 [cm³]

W_{CV} : 콘트롤 밸브 스프링 초기 장력

W_{NV} : 니들 밸브 스프링 초기 장력

Y_{CV} : 콘트롤 밸브 최대 변위 [cm]

Y_{NV} : 니들 밸브 최대 변위 [cm]

t : 시간 [s]

β_{CC} : 콘트롤실에서 연료의 체적 탄성 계수

β_N : 노즐실에서 연료의 체적 탄성 계수

ρ_{CC} : 콘트롤실에서 연료의 밀도

ρ_{CYL} : 연소실에서의 연료의 밀도

ρ_N : 노즐실에서 연료의 밀도

ρ_{OUT} : 연료 탱크에서 연료의 밀도

아래첨자

ACC : 어큐물레이터실

NS : 니들 밸브 시트

CC : 콘트롤실

NV : 니들 밸브

CV : 콘트롤 밸브

CYL : 연소실

N : 노즐실

1. 서 론

디젤기관은 높은 열효율과 뛰어난 내구성 및 신뢰성 그리고 여러 종류의 연료를 사용할 수 있다는 점에서 널리 사용되고 있다. 하지만 자동차의 경우 배기가스로 인한 환경 오염 때문에 디젤기관으로부터 배출되는 PM과 NOx 저감에 대한 규제가 한층 강화되고 있다¹⁾.

PM과 NOx를 저감할 수 있는 효과적인 기술로는 첫째, 연료 분사계통에서 초고압 연료분사, 분할분사, 분사시기 및 분사량의 전자제어 시스템 등이 있고, 흡·배기 계통에서는 메니폴드, 터보과급, EGR(exhaust gas recirculation), 흡·배기밸브의 증대 등이 있다. 또한 연소계통에서는 연소실 형상 변화, 연소실내의 유동, 점화지연 및 압축비 변화 등이 있다.

이에 디젤기관 성능 향상에 있어 연료 분사계가 차지하는 중요성은 대단히 크게 부각되어 디젤기관의 성능 개선에 연료 분사계의 변경이 많이 이용되고 있다²⁾. 연료 분사계에 의해 PM과 NOx를 저감할 수 있는 효과적인 기술은 100MPa 이상의 고압 분사를 사용하여 연소실내 분무의 미립화를 촉진시키고 분무에 운동에너지를 주어 연료와 공기의 혼합을 좋게 하는 방법이다. 또한 분사시기를 약간 늦추면 PM의 저감과 동시에 NOx의 저감도 이룰 수 있다.

고압 분사 방식으로는 보쉬형 펌프를 이용한 방법, 캠 구동식 유닛 인젝터를 이용한 방법 그리고 커몬레일(common rail)에 의한 축압식 구동에 의한 방법 등이 있다^{3)~4)}. 하지만 보쉬형 펌프를 이용한 방법은 저속 및 저부하에서 분사압력이 낮고, 유닛 인젝터의 경우 제어가 힘들다는 단점이 있다.

커몬레일 분사 시스템은 연료압력 발생부와 연료 분사부를 분리할 수 있기 때문에 기존의 디젤기관용 연료 분사 시스템에 비해 많은 유연성을

가지고 있다. 분사 압력은 어느 정도의 범위 내에서 기관 회전 속도와 분사량에 무관하게 일정히 선택될 수 있으며, 전자 제어를 통한 분사 시기 및 분사량의 조절로 NOx와 PM의 저감을 기대할 수 있고, 파일롯(pilot) 분사에 의해 연소 소음도 감소할 수 있다⁵⁾.

커몬레일 분사 시스템은 고압의 연료를 발생시키는 고압 공급 펌프(high pressure supply pump), 고압의 연료를 저장하는 레일(rail) 또는 고압 어큐뮬레이터(high pressure accumulator), 연료를 분사시키는 연료 분사기(electronically controlled injector) 그리고 솔레노이드 밸브(solenoid valve)에 신호를 주는 ECU(electronic controll unit)로 구성되어 있다⁶⁾.

특히 전자 제어식 연료분사기는 그 구조에 의해 분사율에 직접적인 영향을 준다. 따라서 전자 제어식 연료분사기는 구조가 간단하면서도 전기적 신호에 의한 니들 밸브 개폐의 동작이 빠르고, 각부의 누설량이 적으며 분사 압력을 초고압으로 가하여도 동력 소모가 적어야 한다.

분사율은 연료분사기 내부의 컨트롤실, 노즐실의 압력변동 그리고 컨트롤 밸브, 니들 밸브의 거동의 영향을 받는다. 그러나 연료분사기의 구조적 특성, 기밀 유지의 어려움 등으로 인해 이들을 실제로 예측하기는 상당히 힘들다. 따라서 이들을 예측하기 위해서는 이론적인 예측 기법에 의존하고 있다.^{5)~10)}

본 논문에서도 전자 제어식 연료분사기의 설계 프로그램 개발의 초기 단계로 연료분사기 내부 컨트롤실과 노즐실의 압력, 니들 밸브 변위 그리고 분사율을 예측할 수 있는 프로그램을 만들고, 커몬레일 분사장치에서 분사율을 측정하여 계산치와 실험치를 비교함으로써 본 시뮬레이션의 유효성을 검증하고, 시뮬레이션 계산에서 각 인자가 계산에 미치는 영향을 조사하고자 한다.

2. 분사율 예측 모델링

2.1 연료분사기의 구조 및 작동원리

Fig. 2-1은 실험에 사용된 연료분사기의 전체 구성도이다.

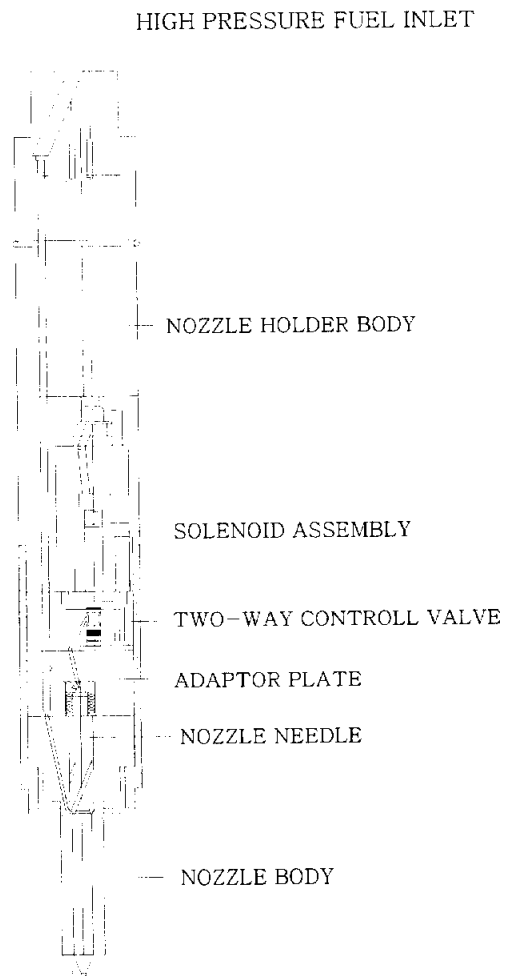


Fig. 2-1 Common rail injector for simulation

연료분사기는 크게 솔레노이드 밸브부(solenoid assembly), 콘트롤 밸브(two-way controll valve), 연결부(adaptor plate), 노즐(nozzle), 니들 밸브(needle valve)로 구성되어 있다. 연료분사기는 D사에서 제작한 것으로 자체 저항이 약 0.03Ω 이며, 초기 작동 전류는 19~21A이며, 고정 전류는 16A이다.

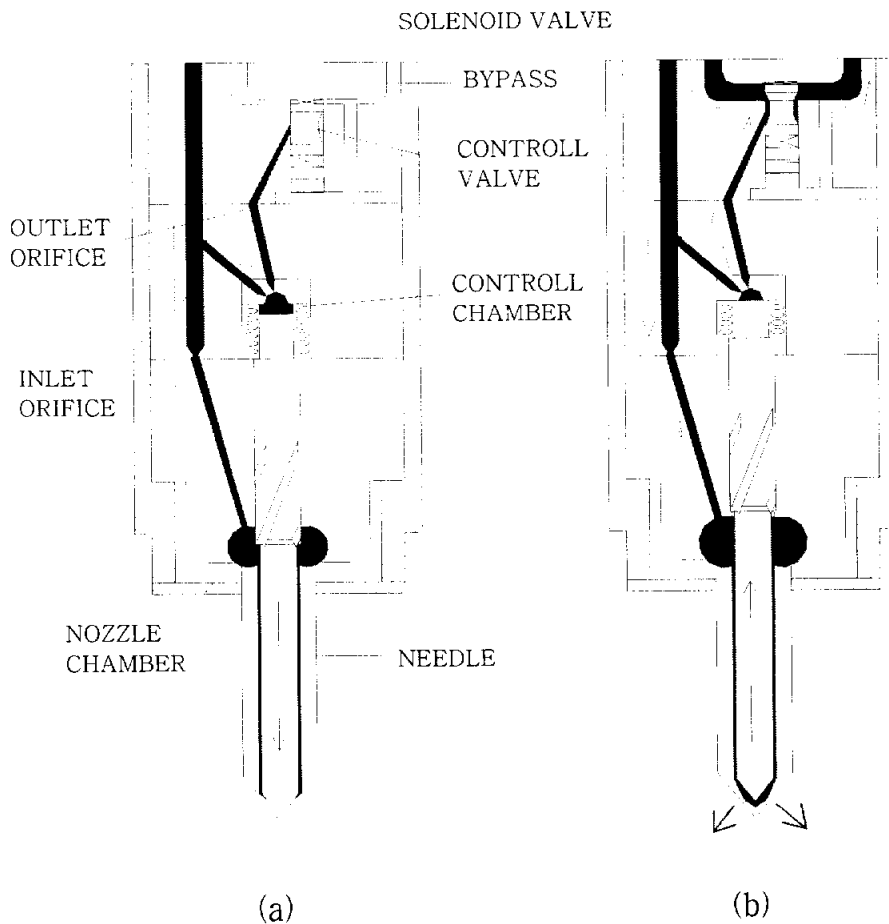


Fig. 2-2 Operation of common rail injector

(a) solenoid valve off (b) solenoid valve on

Fig. 2-2는 전자식 제어 연료분사기의 작동 설명도이다. 솔레노이드에 전원이 가해지지 않은 경우, Fig. 2-2(a)에서와 같이 유압 출입 통로(inlet orifice)를 통해 어큐뮬레이터에서 고압의 연료가 콘트롤실(control chamber)로 들어오게 된다. 콘트롤 밸브가 배출통로(bypass)를 차단하였으므로 콘트롤실에는 고압이 형성된다. 이때 유압이 니들 밸브 상부 콘트롤실과 하부 노즐실에 동시에 가해져 동일한 압력이 작용한다. 그러나 가압 면적으로 볼 때, 노즐실에서 니들 밸브에 가하는 가압 면적은 니들 밸브 상부에 작용하는 가압 면적보다 작게 된다. 따라서 니들 밸브의 유압 작용력이 아래로 작용하게 된다. 이에 따라 니들 밸브에는 니들 밸브 상부의 스프링 장력과 가압 면적 차에 의한 유압 작용력이 함께 작용하여 니들 밸브는 움직이지 않게 된다.

분사 신호에 따라 솔레노이드에 전원이 인가되면 Fig. 2-2(b)에서와 같이 콘트롤 밸브가 상승하고, 콘트롤 밸브가 상승하면 배출 통로를 개방하게 되어 니들밸브 상부 콘트롤실의 유압이 배출통로를 통해 해제되기 시작한다. 니들 밸브의 스프링 장력과 유압에 의한 니들 밸브 상부 유압 작용력이 니들 밸브 하부 노즐실에서의 유압 작용력보다 작아지면 니들 밸브가 상승하여 고압의 연료가 분사된다.

분사 신호가 종료되면, 솔레노이드에 전원이 차단되고 콘트롤 밸브는 스프링의 장력에 의해 아래로 내려와 배출통로를 차단하게 된다. 그 후 출입 통로를 통해 고압의 연료가 들어와 콘트롤 실에 유압이 형성되고 니들 밸브 상부의 유압 작용력과 스프링 장력이 니들 밸브 하부에서의 유압 작용력보다 커지면 니들 밸브는 하강하고, 분사는 종료된다.

Table 1 Input data and design parameter of injector

needle valve weight	2.95g
controll valve weight	0.58g
nozzle hole diameter	0.018cm
nozzle chamber volume	0.004cm ³
controll chamber volume	0.003724cm ³
inlet orifice area	0.00126cm ²
outlet orifice area	0.00126cm ²
nozzle chamber orifice area	0.021cm ²
needle valve top area	0.0434cm ²
needle valve middle area	0.1336cm ²
needle valve bottom area	00.0868cm ²
needle valve maximum lift	0.3mm

Table 1은 프로그램에 사용된 입력 값, 연료분사기 각부의 치수를 나타내었다. 연료분사기는 VCO(valve covered orifice) 노즐 타입이며, 노즐 홀 직경은 0.18mm, 6공 홀 노즐이다.

니들 밸브 최대 변위는 0.3mm로 가정하고 시뮬레이션을 하였다.

2.2 지배 방정식

시뮬레이션에 사용된 연속 방정식과 운동 방정식은 연료분사기 내부 콘트롤실, 노즐실 및 콘트롤 밸브, 니들 밸브에 적용하였으며, 온도변화에 의한 연료의 물성치 변화는 고려하지 않았다. 그리고 콘트롤실과 노즐실 내 압력분포는 균일하다고 가정하였다.

(1) 노즐실(nozzle chamber)에서의 연속 방정식

노즐실에서 압축된 양은 어큐뮬레이터에서 들어온 양에서 연소실로 나간 양 및 니들 밸브 변위에 의한 체적 변화량과 같으므로 다음 식과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{V_N}{\beta_N} \frac{dP_N}{dt} = & C_N A_N \sqrt{\frac{2(P_{ACC} - P_N)}{\rho_N}} - C_{NS} A_{NS} \sqrt{\frac{2(P_N - P_{CYL})}{\rho_{CYL}}} \\ & - (AN_1 - AN_2) \frac{dY_{NV}}{dt} \end{aligned} \quad (2-1)$$

(2) 콘트롤실(controll chamber)에서의 연속 방정식

콘트롤실에서 압축된 양은 어큐뮬레이터로부터 들어온 양과 바이 패스(by pass)되는 양 및 니들 밸브 변위에 의한 체적 변화량과 같으므로 다음 식과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{V_{CC}}{\beta_{CC}} \frac{dP_{CC}}{dt} = & C_{CC} A_{CC} \sqrt{\frac{2(P_{ACC} - P_{CC})}{\rho_{CC}}} - C_{OUT} A_{OUT} \sqrt{\frac{2(P_{CC} - P_{OUT})}{\rho_{OUT}}} \\ & - AN_3 \frac{dY}{dt} \end{aligned} \quad (2-2)$$

(3) 니들 밸브(needle valve)의 운동 방정식

니들 밸브를 들어 올리는 힘은 노즐실에서 들어올리는 힘과 연소실 압력이 들어 올리는 힘의 합에서 니들 밸브의 운동에 의한 감쇠력과 스프링 장력 및 콘트롤실의 압력이 누르는 힘의 차와 같으므로 다음 식과 같다.

$$M_{NV} \frac{d^2 Y_{NV}}{dt^2} = B(AN_1 - AN_2)P_N - D_{NV} \frac{dY_{NV}}{dt} - K_{NV}Y_{NV} - W_{NV} - AN_3P_{CC} + (AN_1 - B(AN_1 - AN_2))P_{CYL} \quad (2-3)$$

(4) 콘트롤 밸브(controll valve)의 운동 방정식

콘트롤 밸브를 들어 올리는 힘은 솔레노이드 밸브의 마그네틱 포스에 의해 들어 올려지는 힘에서 콘트롤 밸브 운동에 의한 감쇠력과 스프링 장력의 차와 같으므로 다음 식과 같다.

$$M_{CV} \frac{d^2 Y_{CV}}{dt^2} = F - D_{CV} \frac{dY_{CV}}{dt} - K_{CV}Y_{CV} - W_{CV} \quad (2-4)$$

(5) 분사율

분사율은 시간에 따라 노즐실에서 연소실로 나간 양이다.

$$\frac{Q_{inj}}{dt} = C_{NS}A_{NS}\sqrt{\frac{2(P_N - P_{CYL})}{\rho_{CYL}}} \quad (2-5)$$

2.3 물성치와 계수

연료의 체적 탄성 계수, 밀도는 다음과 같이 압력의 함수로 표시하였 다¹¹⁾.

(1) 연료의 체적 탄성 계수와 압력과의 관계

$$\beta = -V \frac{\Delta P}{\Delta V} = \frac{1 + aP - bP^2}{a - 2bP} \quad (2-6)$$

여기서 a, b는 R. S. Dow와 C. E. Fink 상수로써

$$a = 6.23 \times 10^{-5} \quad , \quad b = 1.153 \times 10^{-9} \quad \text{이다.}$$

(2) 밀도와 압력의 관계

$$\rho = \rho_0(1 + aP - aP^2) \quad (2-7)$$

여기서 ρ_0 는 대기압 하에서의 밀도를 나타낸다.

(3) 니들 밸브 시트에서의 유량 계수

연료분사기 내부 콘트롤실과 노즐실 입, 출구에서의 유체 유량을 계산하기 위해서 각 부분을 모두 오리피스로 취급하고 오리피스 방정식을 적용하였다. 니들 밸브에서의 유량계수는 연구자에 의해 조금씩 다르지만 보통 0.6과 0.7 사이의 범위에서 값을 주기도 하고, 니들 밸브 변위의 함수로 적용하고 있다.

본 논문에서는 니들밸브의 유량계수 C_{NS} 는

$$Y_N \leq 0.0038 \text{ mm 일 때, } C_{NS} = 195 Y_N \quad (2-8)$$

$$0.0038 \text{ mm} \leq Y_N \leq 0.059 \text{ mm 일 때,}$$

$$C_{NS} = a_0 + a_1 Y_N + a_2 Y_N^2 + a_3 Y_N^3 + a_4 Y_N^4 + a_5 Y_N^5 \quad (2-9)$$

여기서, $a_0 = 0.48021$

$$a_1 = 82.759$$

$$a_2 = -5.3413 \times 10^3$$

$$a_3 = 1.3984 \times 10^5$$

$$a_4 = -1.6239 \times 10^6$$

$$a_5 = 6.9753 \times 10^6$$

$Y_N > 0.059 \text{ mm}$ 일 때, (2-10)식으로 적용하였다.

$$C_{NS} = 0.70898 + 1.53025 Y_N \quad (2-10)$$

(4) 니들 밸브의 가압 면적 계수

노즐실에서 니들 밸브 가압 면적은 Fig. 2-3에 보여지는 것처럼 밸브가 밸브 시트에 있을 때는 $S_{na} - S_{nb}$ 이다. 하지만 밸브가 운동할 때 가압 면적은 커진다. 밸브가 운동할 때는 $\mu(S_{na} - S_{nb})$ 가 되고, 여기서 μ 는 가압 면적 계수라 하고 이는 니들 밸브 변위의 함수이다. 니들 밸브 변위가 일정 한도를 넘어서면 노즐 홀 면적과 같아지고 유동 면적은 일정하게 된다. 따라서 가압 면적 계수는 니들 밸브 변위 $Y = 0$ 일 때 $\mu = 1.0$ 이고, $0 < Y < \text{노즐 홀 면적일 때}$ 는 니들 밸브 변위에 의한 일차항의 함수가 되고, Y 가 홀 면적보다 크게 되면 가압 면적 계수는 일정하게 된다.

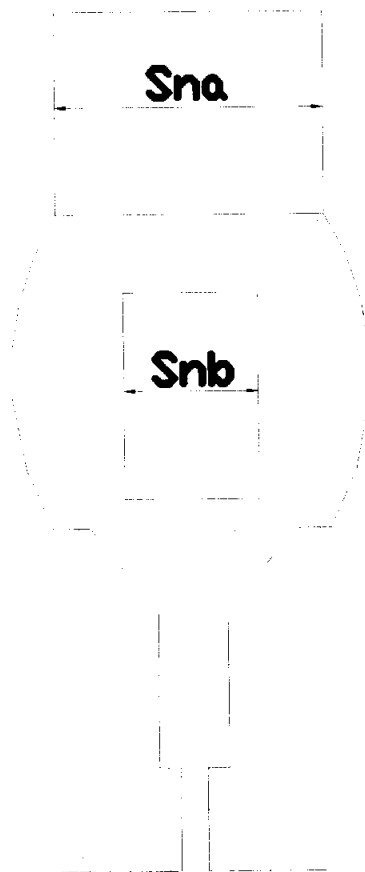


Fig. 2-3 Schematic diagram of nozzle tip

(5) 공동 현상(Cavitation)

연료 분사 과정에서 콘트롤실과 노즐실내에 발생 할 수 있는 공동 현상은 공동(cavity)이 형성된 부분의 연료 밀도와 체적 탄성 계수를 크게 변화시킨다. 공동 현상 발생 시 밀도와 체적 탄성 계수는 다음과 같이 나타내었다¹²⁾.

$$\rho_e = \rho_i + \frac{\Delta M}{V} \quad (2-11)$$

$$\beta_e = \frac{\beta_{vap}}{1 + \left[\frac{(\beta_{vap} - \beta_{liq})}{\beta_{liq}} \right] VL} \quad (2-12)$$

$$VL = \frac{\rho_e - \rho_{vap}}{\rho_{liq} - \rho_{vap}} \quad (2-13)$$

여기서 ρ_i 는 Δt 시간 전에서의 밀도이며, ΔM 은 Δt 동안 증가한 유량으로 유입 유량과 유출 유량간의 차이다. 체적 탄성 계수 β_e 는 함수 VL에 의해 결정되는데, 이 VL은 설정된 체적 내에 공동이 발생한 정도에 따라, $\rho_{vap} \leq VL \leq \rho_{liq}$ 의 범위 내 값을 가지게 된다. 그러나 공동이 발생하게 되면 VL값이 급격하게 감소되고, 공동이 소멸되면 VL이 다시 상승되는 특성이 있으므로 VL의 값을 단순화 시켜 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$VL \geq 1 \text{ 이면, } VL = 1, \quad \rho_e = \rho_{liq}$$

$$VL < 0 \text{ 이면, } VL = 0, \quad \rho_e = \rho_{vap}$$

(6) 유로 단면적

니들 밸브의 유로면적은 니들 밸브 변위에 따라 Fig. 2-4의 ①과 ②에서의 단면적 A_1 과 A_2 같이 2부분으로 형성되나, 이중 작은 값을 적용하

였으며 유로 면적 계산은 다음 식을 적용하였다.

$$A_1 = \pi(d_1 + 0.5 Y_n \sin(2\theta_1) Y_n \cos \theta_1) \quad (2-14)$$

$$A_2 = \pi[d_2 + \frac{d_1 - d_2}{2} \cos^2(\theta_2) - 0.5 (Y_n + \frac{d_1 - d_2}{2} \tan \theta_1) \sin(2\theta_2) [Y_n - \frac{d_1 - d_2}{2} (\tan \theta_2 - \cot \theta_2)] \sin \theta_2] \quad (2-15)$$

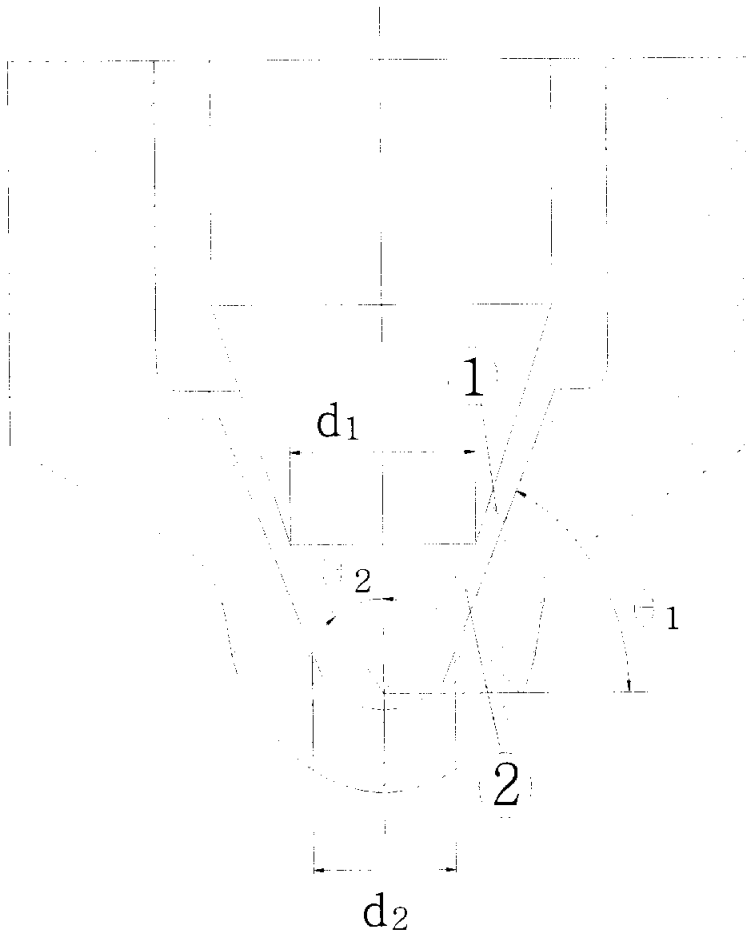


Fig. 2-4 Geometry of inner construction in nozzle tip

2.4 수치해석

Runge - Kutta IV법은 식들의 순환성 때문에 컴퓨터 계산에 있어서 효율적이라고 알려져 있다. 이 방법의 기본 식은 Euler 법과 같이 다음과 같다.

$$y_{i+1} = y_i + h \cdot t$$

여기서, h는 기울기 t는 시간 간격이다.

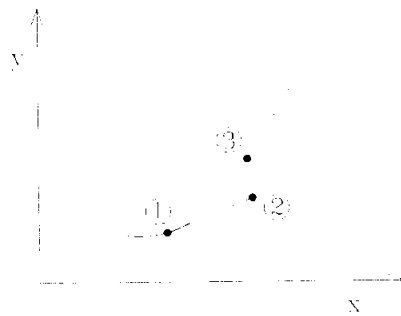


Fig. 2-5 Runge - Kutta IV

Fig. 2-5에서 ②점을 계산하기 위해서 ①점의 값을 가지고 직선의 기울기 와 시간 간격으로 구한다. 하지만 실제 곡선 상에서 기울기가 다르기 때문에 실제값 ③과 예측값 ②는 틀리게 된다. 이것을 보정하기 위해 중분 함수 Φ 를 사용한다. 여기서 $\Phi = f(x_i, y_i)$ 이다.

따라서 기본식은 $y_{i+1} = y_i + f(x_i, y_i) t$ 로 바꿀 수 있다.

Φ 를 다른 형태로 적으면

$$\Phi = a_1 k_1 + a_2 k_2 + a_3 k_3 + a_4 k_4 + \cdots + a_n k_n \quad (2-16)$$

여기서 k는

$$k_1 = f(x_i, y_i)$$

$$k_2 = f\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}k_1 h\right)$$

$$k_3 = f(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}k_2h)$$

$$k_4 = f(x_i + h, y_i + k_3h)$$

a는 상수이며, $a_1 = \frac{1}{6}, a_2 = \frac{1}{3}, a_3 = \frac{1}{3}, a_4 = \frac{1}{6}$ 이다.

따라서 Runge - Kutta IV법의 기본 식은 (2-17)식과 같다.

$$y_{i+1} = y_i + \frac{1}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)h \quad (2-17)$$

2.5 계산 순서

Fig. 2-6은 프로그램의 계산 순서를 나타낸다. 본 계산을 위한 알고리즘을 요약하면 다음과 같다.

- ① 프로그램 시작 후 각각의 입력 데이터 즉, 노즐실 및 콘트롤실 체적, 니들 밸브, 콘트롤 밸브의 형상 치수 및 질량, 연료의 물성치, 스프링 상수 및 각종 계수들을 입력한다.
- ② 출력할 값을 지정하며, 이 값을 저장할 파일을 생성한다.
- ③ 노즐실, 콘트롤실, 어큐물레이터의 초기압력을 입력하고, 니들 밸브와 콘트롤 밸브의 변위 및 속도, 연료의 밀도 및 체적 탄성 계수 등의 초기값을 입력한다. 여기서 각 밸브의 초기값은 0이다.
- ④ 노즐 내부의 지배 방정식을 연립하여 Runge - Kutta IV법으로 k_1, k_2, k_3, k_4 를 구하고 각 영역에서 압력, 속도, 변위를 구한 후 공동 현상이 발생하는지 확인한다.
- ⑤ 노즐실, 콘트롤실 압력, 니들 밸브, 콘트롤 밸브의 변위 및 속도, 분사율과 누적 분사량의 결과 값을 출력한다. 이러한 순서로 미리 설정된 계산 종료 시간까지 $t = t + \Delta t$ 에 의해 반복 계산한다. 여기서 시간 Δt 는 0.01ms로 했다.

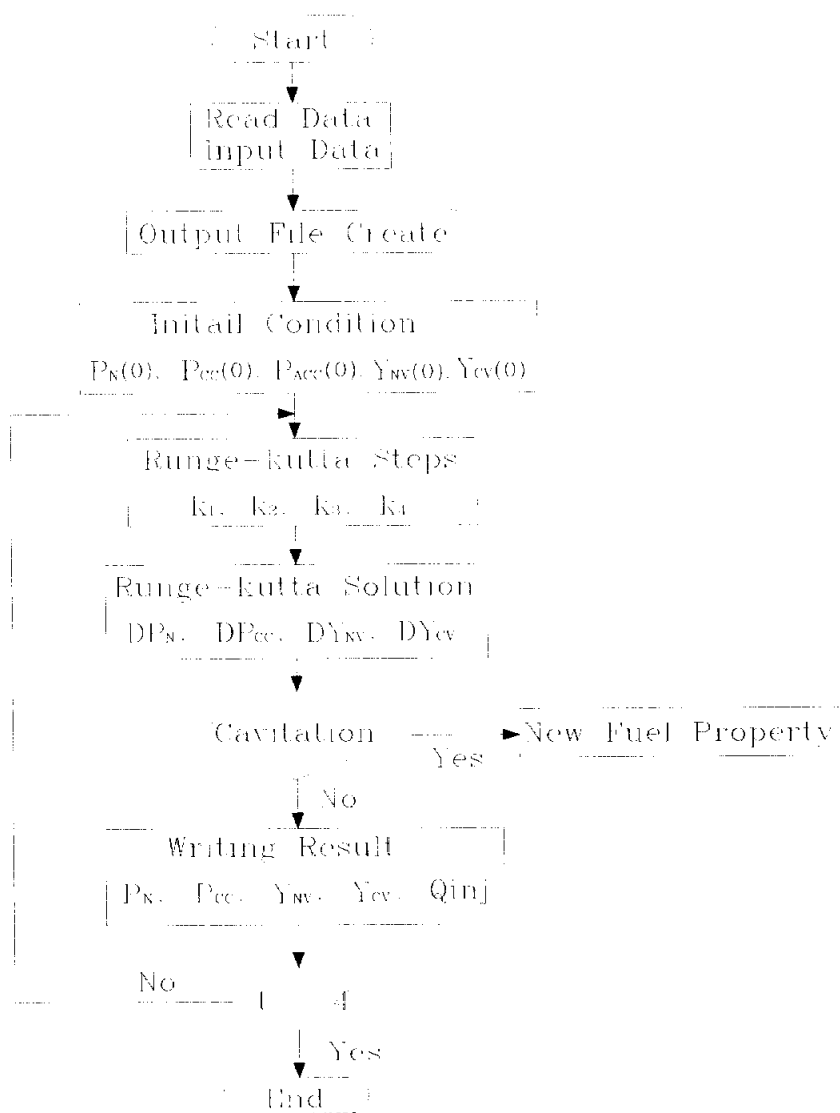
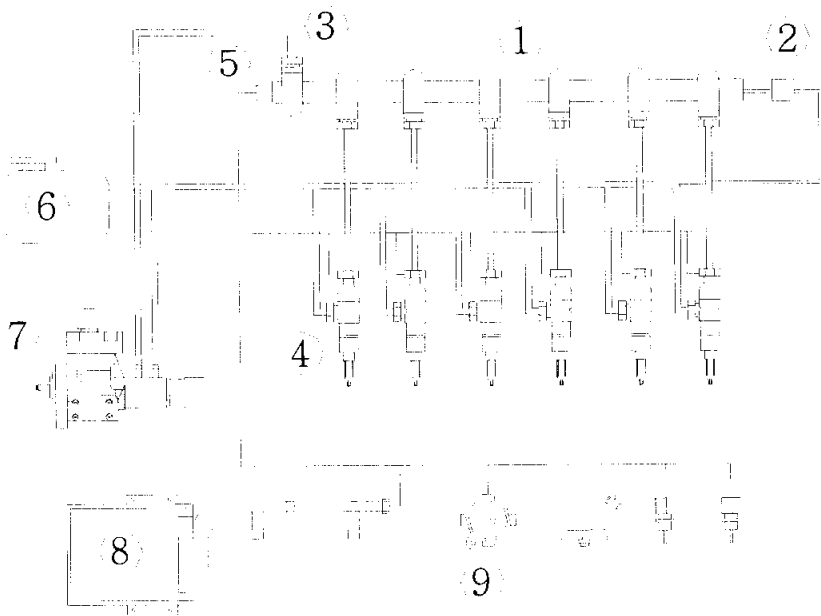


Fig. 2-6 Flow chart for computation algorithms

3. 실험 장치 및 실험 방법

3.1 분사 장치



- | | |
|---------------------------|----------------------|
| 1 Common rail | 6 Fuel tank |
| 2 Pressure limiting valve | 7 High pressure pump |
| 3 Flow limiter | 8 ECU |
| 4 Injector | 9 Accelerator pedal |
| 5 Pressuer sensor | |

Fig. 3-1 Common rail injection system

Fig. 3-1은 커몬레일 분사시스템의 개략도 이다. 고압 펌프에서 가압된 연료는 레일에 저장되고 ECU의 신호에 의해 연료분사기 내부 솔레노이드에 전원이 인가되고 그에 따라 고압의 연료가 분사된다. 본 논문에서는 4개의 연료라인 중 하나를 연소실 밖으로 빼내어 테스트 연료분사기를 장착하였고, 분사신호는 ECU의 신호를 사용하였다. 레일 압력을 알기 위해서 연료분사기까지의 연료라인 끝단에 2000bar까지 측정할 수 있는 고압 센서를 설치하였다. 오실로스코프에 나타난 전압값으로 압력을 추정하였는데, 이를 위해 분동식 압력계를 사용하여 고압 센서 앰프를 검증하였다. 레일의 압력은 가속 페달로 조절하였으며 레일의 초기 압력은 800bar였다.

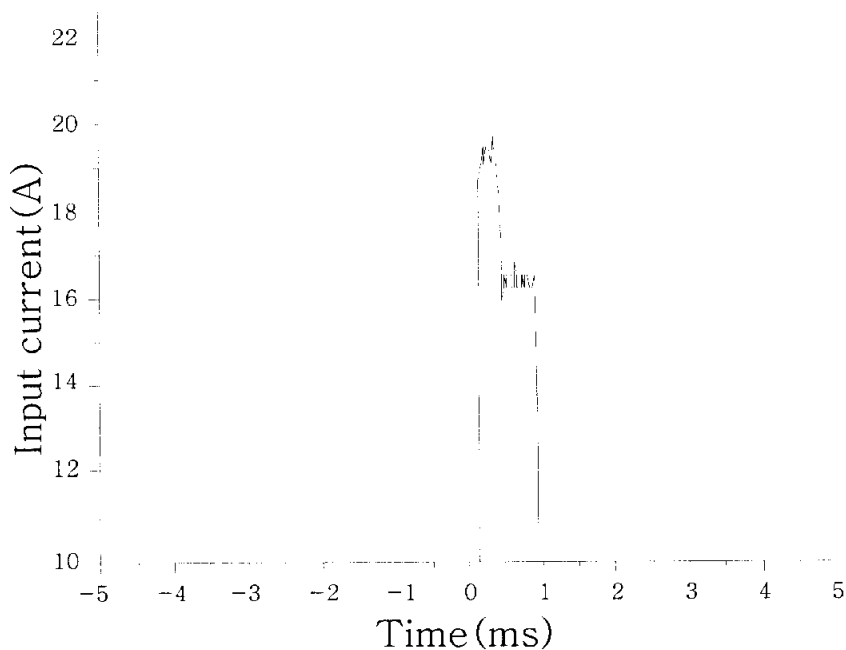


Fig. 3-2 Input current of test injector

Fig. 3-2는 ECU에서 연료분사기에 인가되는 전류이다. 초기 최대 전류 값은 약 20A이고, 고정 전류값은 약 16A이다.

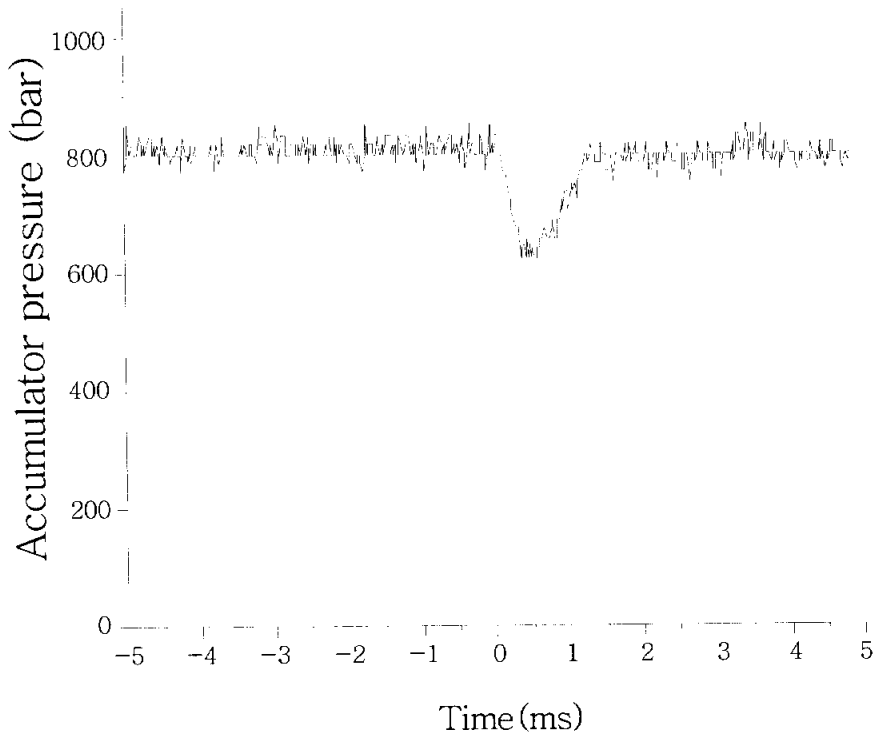


Fig. 3-3 Accumulator pressure

Fig. 3-3은 분사시 어큐물레이터의 압력변화를 나타낸 것이다. 분사시 어큐물레이터내 압력강하는 약 200bar정도 발생하였다. 시뮬레이션을 할 때 어큐물레이터 압력 값은 위의 데이터 중 5개의 포인트에서의 값을 대입하였다.

3.2 분사율 측정장치



- | | |
|--------------------------|--------------------|
| (1) Injector | (7) Throttle valve |
| (2) Strain gauge | (8) Accumulator |
| (3) Bridge box | (9) Pressure gauge |
| (4) Dynamic strain meter | (10) Air vent |
| (5) Oscilloscope | (11) Fuel tank |
| (6) Computer | (12) Adapter |

Fig. 3-4 Schematic diagram of Bosch's injection rate measurement apparatus

Fig. 3-4는 분사율을 측정하기 위한 장치로서, Bosch 장관식 분사율 장치도 이다. Bosch 장관식 분사율 측정은 관내의 압력 변화를 측정하여 분사율을 측정하는 방법을 말한다. 즉, 파이프 속에 연료를 분사할 때 압력 변화에 따른 파이프의 변형률을 측정하는 것이다.¹³⁾

분사율 측정 장치는 다음과 같이 구성되어 있다. 파이프 끝에 스톱 밸브와 압력 용기(accumulator)를 달아서 반사파를 줄일 수 있게 하고, 배압을 실린더 압축 압력으로 조절하는 릴리프 밸브를 압력 용기에 달았다. 연료 분사기를 고정하기 위한 어댑터에 스트레인 게이지를 부착하고, 스트레인 게이지에서 감지한 변형량을 전압 시그널로 바꾸어 주는 브릿지 박스와 이 미세한 전압을 증폭시켜 주는 증폭기, 데이터를 수집하는 오실로스코프와 데이터를 저장하는 컴퓨터 등으로 구성하였다.

분사율 측정은 연료를 분사시킨 후 스톱 밸브를 조절함으로써 파이프 내에 일정 압력을 형성시키고 분사율 선도가 변화를 보이지 않고, 파형의 반복성을 나타내게 되면 데이터를 취득하였다. 레일의 압력이 800bar, 1000bar일 때의 분사율을 취득하여 계산값과 비교하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 실험값과 계산값의 비교

Fig. 4-1과 4-2는 레일 압력이 800bar와 1000bar일 때 분사율의 계산값과 실험값을 각각 나타내었다. 분사율의 경우 계산값과 실험값이 잘 맞음을 알 수 있고, 이 때 계산값과 실험값의 분사량 오차는 3.7%였다. 레일의 압력이 1000bar일 경우 기관 회전수의 상승으로 인해 800bar 보다 분사 기간이 더 짧고, 레일의 압력의 상승으로 인해 분사율 선도의 최대값이 더 큼을 알 수 있다.

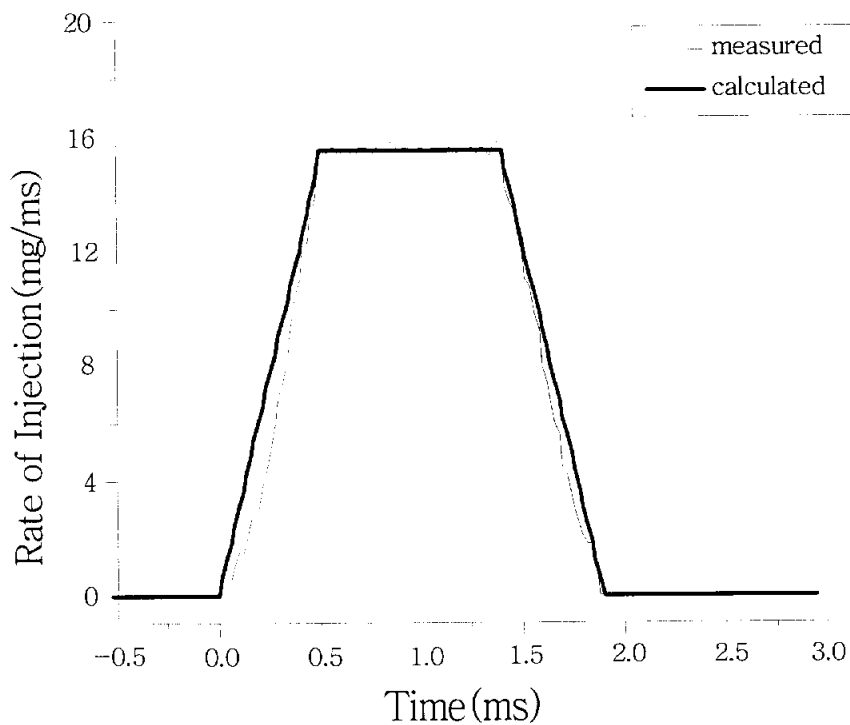


Fig. 4-1 Injection rate at rail pressure 800bar

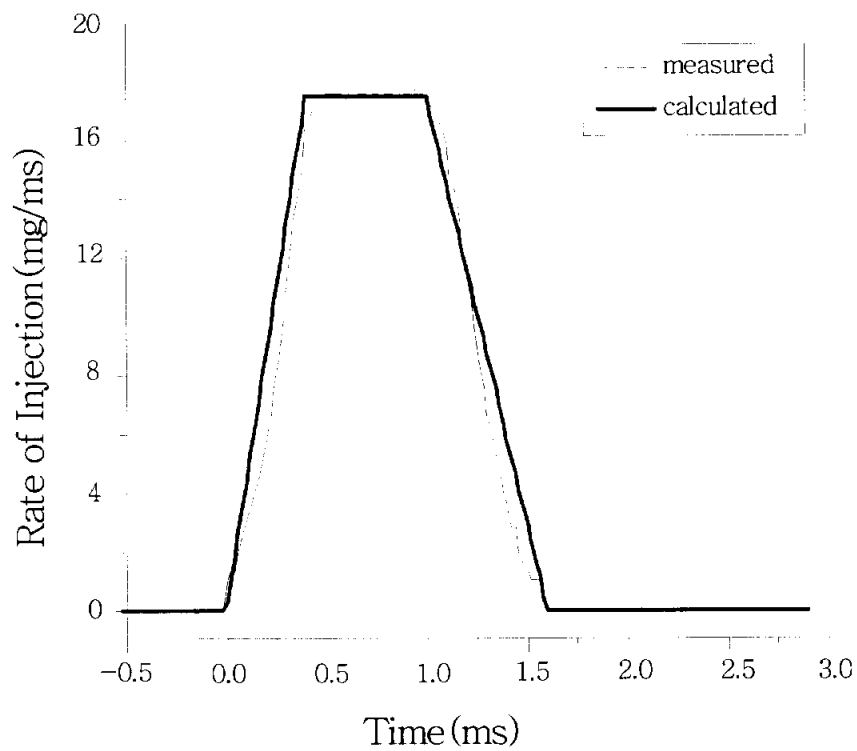
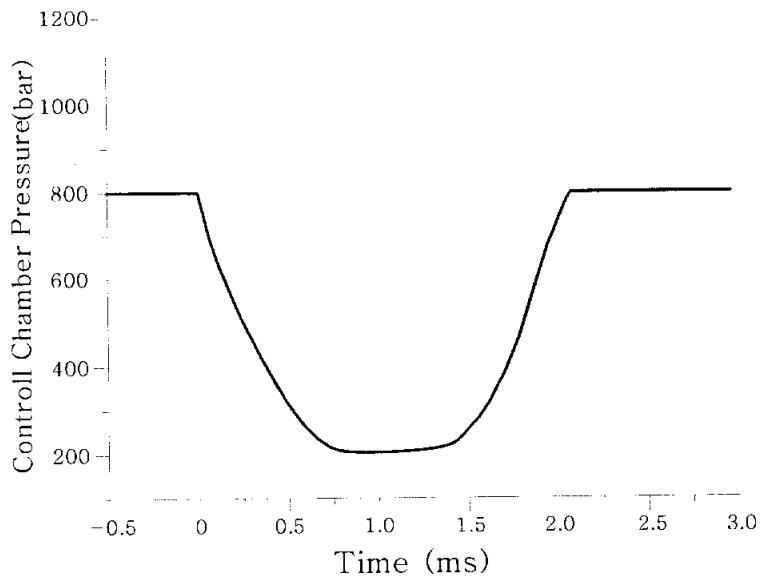


Fig. 4-2 Injection rate at rail pressure 1000bar

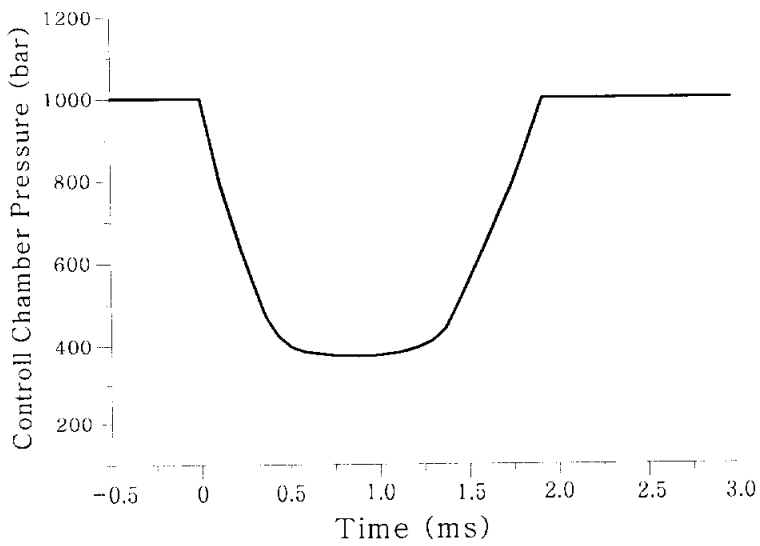
4.2 압력 변화에 따른 내부 압력과 밸브 변위 거동

Fig. 4-3, 4-4, 4-5, 4-6은 각각 레일 압력이 800bar와 1000bar일 때 콘트롤실 압력, 노즐실 압력 그리고 니들 밸브 및 콘트롤 밸브 변위를 시뮬레이션 한 결과이다. 레일의 압력 800bar일 때에 비해 1000bar의 경우, 콘트롤실과 바이패스 부와의 압력 차이가 커서 콘트롤 밸브가 열리게 되면 콘트롤실내 고압의 연료가 상대적으로 더 빠른 속도로 밖으로 유출하게 되므로 콘트롤실의 압력 해제가 더 빨리 발생하는 것으로 나타났다.

따라서 니들 밸브도 더 빨리 열리게 된다. 또한 콘트롤 밸브가 닫힐 때에도 콘트롤실내 압력 강하가 컸으나 레일과 콘트롤실의 압력 차이로 인해서 콘트롤실에 공급되는 연료가 많아서 콘트롤실 압력 상승이 더 빨리 발생하는 것으로 생각된다. 콘트롤 밸브 변위의 경우 최대 변위를 2mm라고 가정하고 시뮬레이션을 하였으며, 기관 회전수의 상승에 의해 분사시간이 더 짧아지는 것을 알 수 있다.



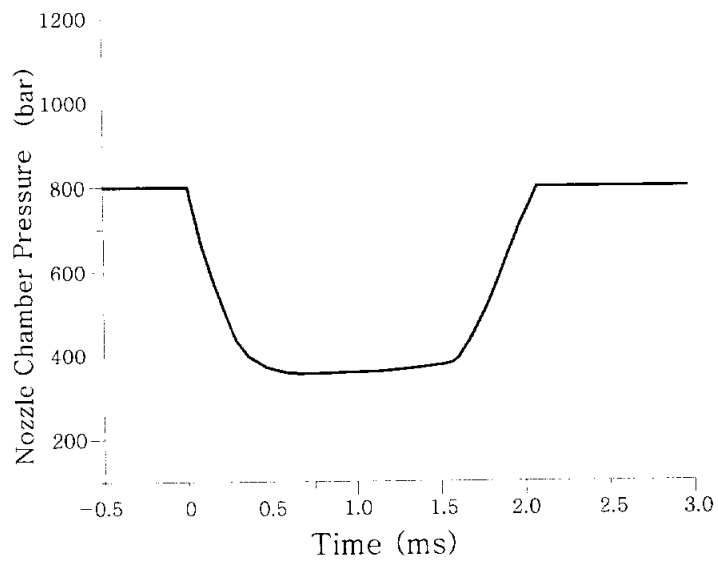
(a)



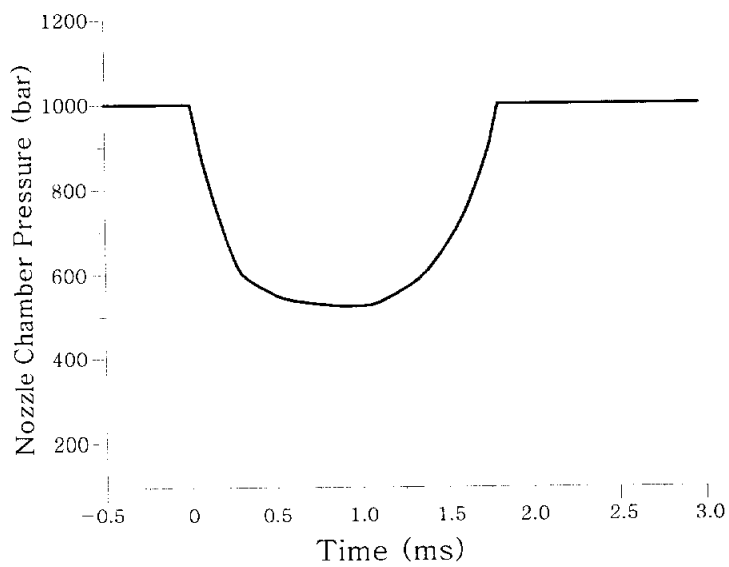
(b)

Fig. 4-3 Contoll chamber pressure at rail pressure

(a) 800bar (b) 1000bar

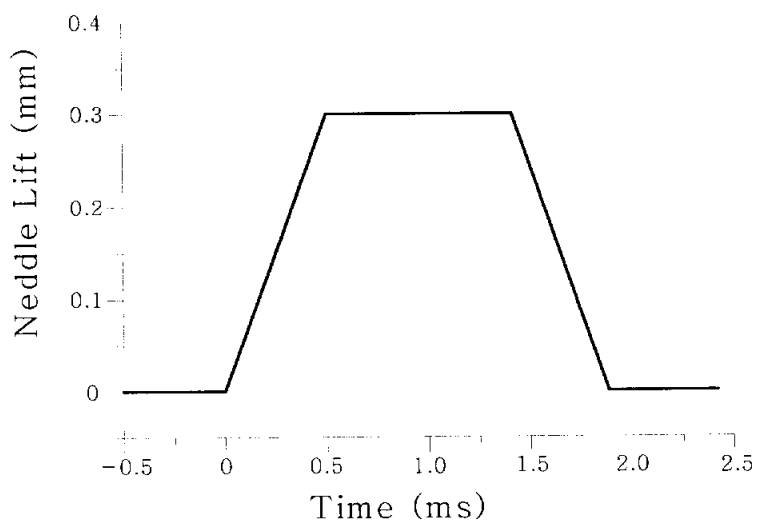


(a)

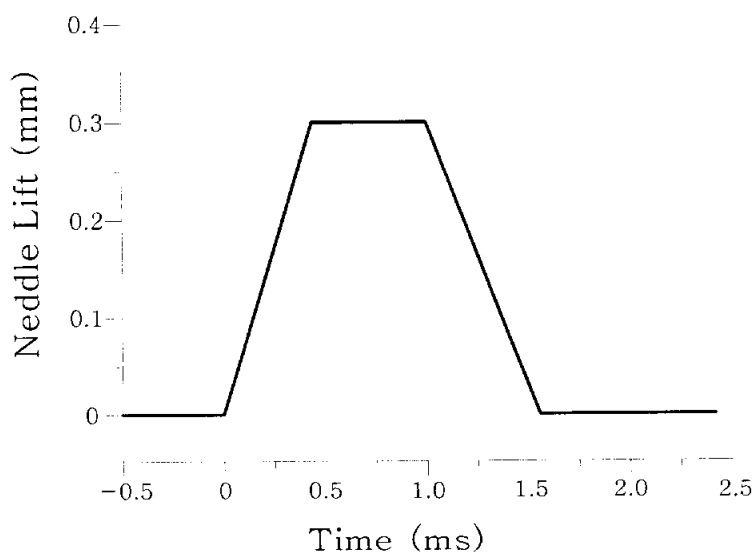


(b)

Fig. 4-4 Nozzle chamber pressure at rail pressure
(a) 800bar (b) 1000bar



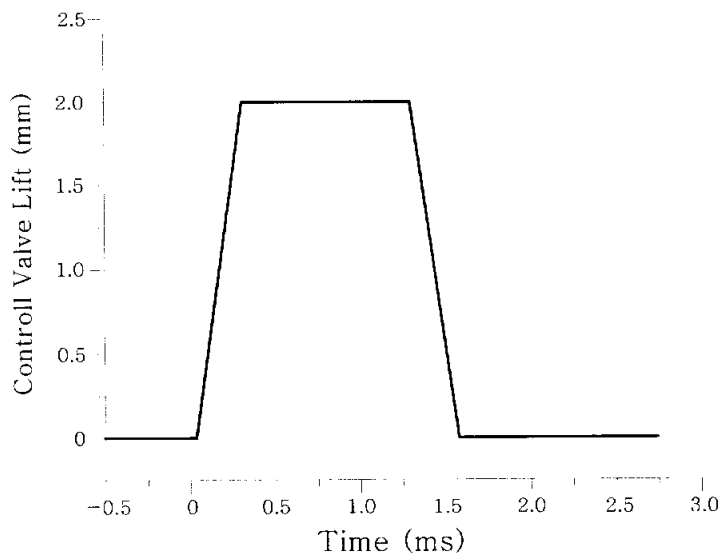
(a)



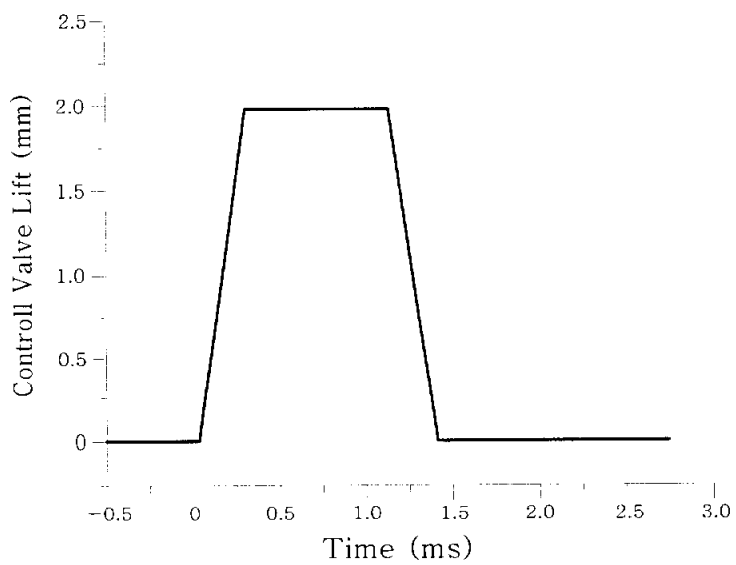
(b)

Fig. 4-5 Needle lift at rail pressure

(a) 800bar (b) 1000bar



(a)



(b)

Fig. 4-6 Control vale lift at rail pressure

(a) 800bar (b) 1000bar

4.3 콘트롤 밸브의 거동에 따른 분사율 거동

Fig. 4-8은 콘트롤 밸브 거동을 변화시켰을 때의 분사율을 나타내고 있다. 콘트롤 밸브의 거동은 솔레노이드 밸브의 동작특성에 따라 많은 차이를 보이므로 본 논문에서는 Fig. 4-7과 같이 콘트롤 밸브의 거동을 on-off로 주는 경우(a)와 운동 방정식을 주는 경우(b) 두가지로 나누어 계산하였다. 전자를 패턴(a), 후자를 패턴(b)로 정의하였으며, 패턴(b)의 분사율 선도는 레일 압력이 800bar일 때 실험값과 잘 맞았던 것이다. 패턴(a)의 경우 분사신호 시작과 동시에 콘트롤 밸브가 최대 변위가 되어 바이패스 유로를 완전히 개방하게 되고, 또한 분사신호 종료와 동시에 바이패스 유로를 완전히 폐쇄하게 된다. 그 결과 패턴(a)의 경우 분사신호 시작 시에는 콘트롤실의 압력해제가 패턴(b)보다 더 빨리 발생하게 되고, 따라서 니들 밸브가 더 빨리 상승하여 분사초기 분사량이 많아진다. 분사신호 종료시에는 콘트롤실 압력생성이 빨리되어 패턴(b)의 경우보다 더 빨리 분사가 종료된다. 솔레노이드 밸브의 성능이 초고속이 되면 (패턴(a)), 니들 밸브의 개폐가 용이하여 분사율의 제어가 더 쉬워질 것이다.

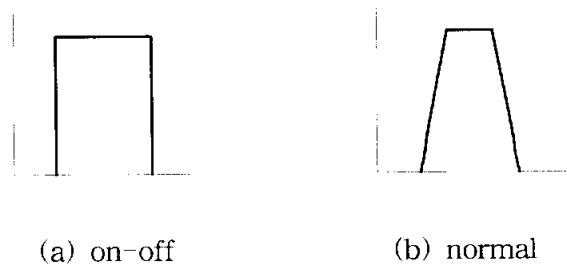


Fig. 4-7 Controll valve lift pattern

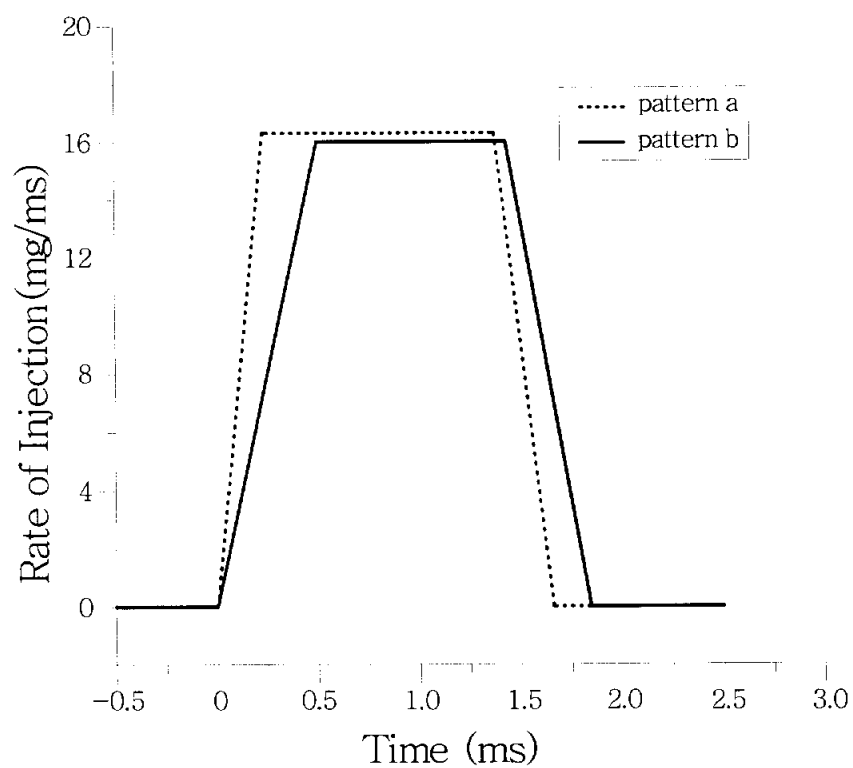
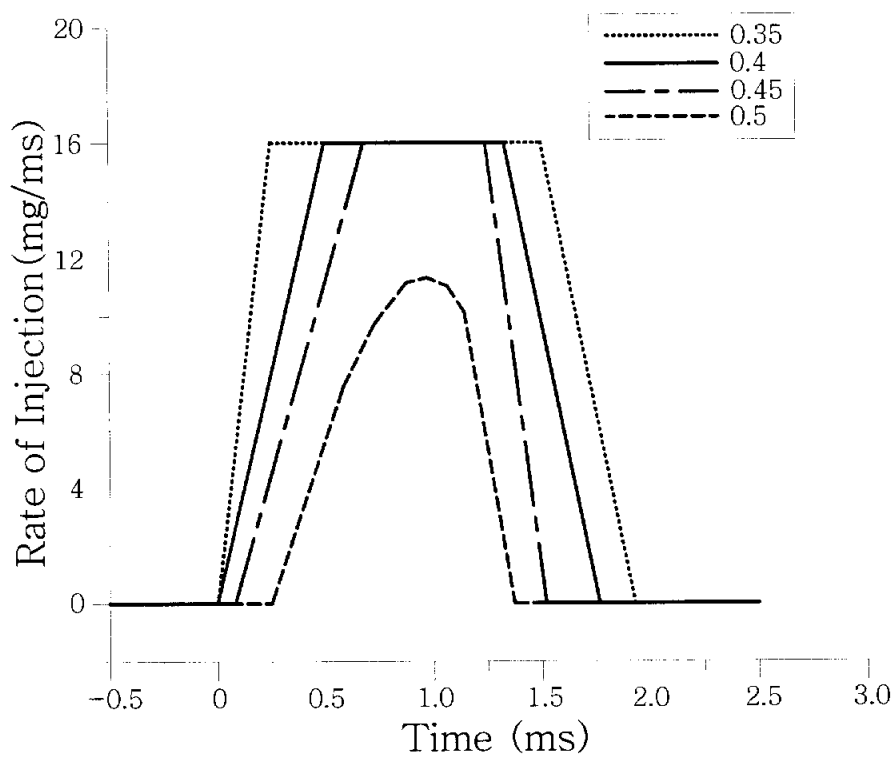


Fig. 4-8 Variation injection rate according to control valve lift pattern

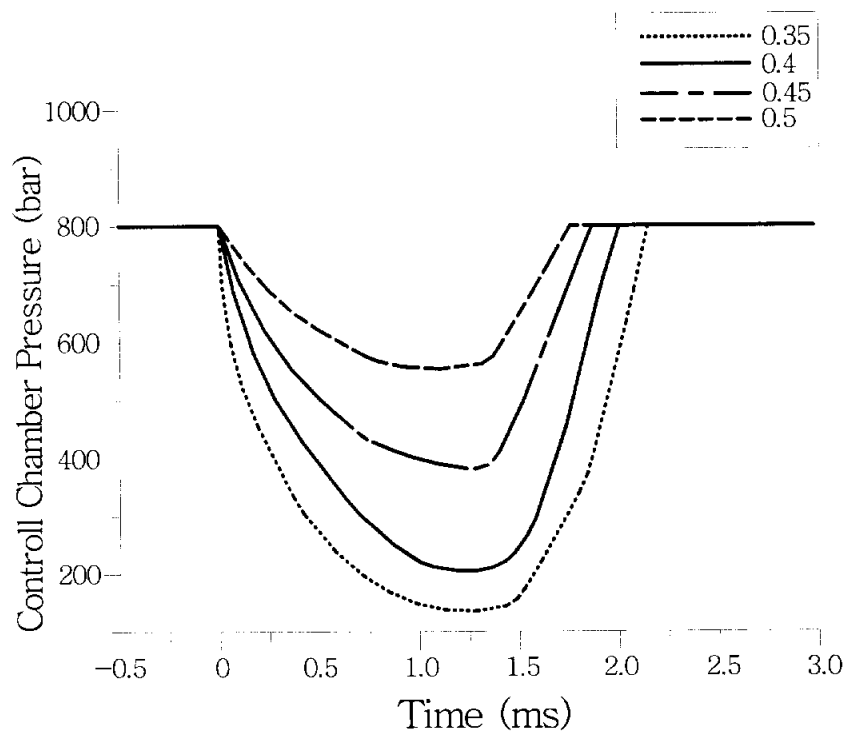
4.4 콘트롤실 입·출구 오리피스 직경 변화에 따른 분사율 거동

Fig. 4-9는 레일 압력이 800bar이고 콘트롤실 출구 오리피스의 직경이 0.4mm일 때 콘트롤실 입구 오리피스 직경을 변화시켰을 경우 콘트롤실 압력(a), 니들 리프트(b), 분사율(c)을 나타내고 있다. 실험에 사용된 연료분사기의 경우 입구 오리피스의 직경은 0.4mm였다. 오리피스 직경이 작을수록 레일에서 공급되는 연료가 콘트롤실로 적게 공급된다. 그 결과 콘트롤실의 압력상승이 상대적으로 늦어지게 된다. 또한 오리피스 직경이 작게 되면 콘트롤실 압력이 더 빨리 강하되어 니들밸브 상승은 더 빨리 발생하게 된다. 콘트롤 밸브가 닫힐 때는 콘트롤실 압력 생성이 늦기 때문에 니들밸브가 열리는 기간이 더 길어진다. 오리피스 직경이 너무 크게 되면 콘트롤 밸브가 열리더라도 콘트롤실로의 연료공급이 너무 많아서 콘트롤실의 압력강하가 적게 일어나게 되고 그 결과 니들밸브가 적게 들리게 된다.

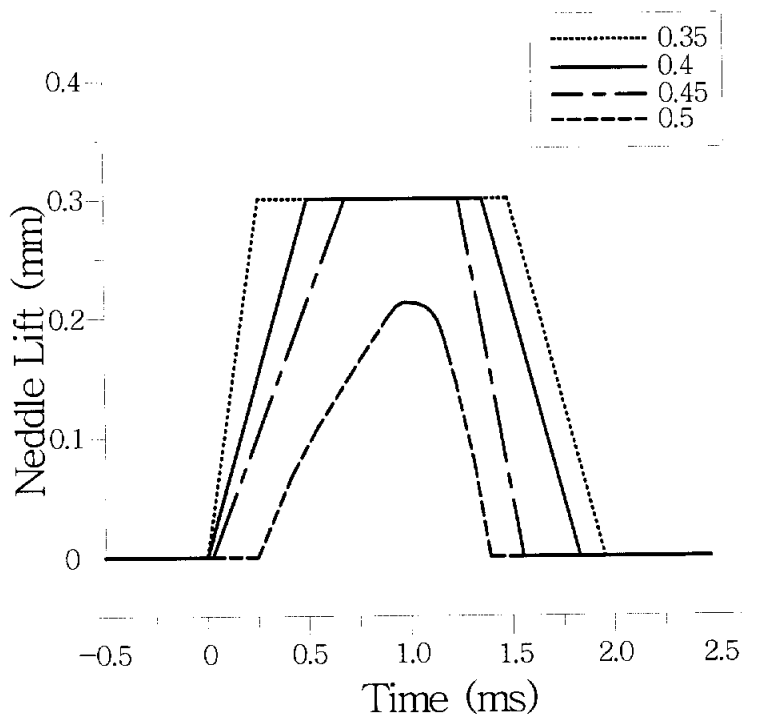
Fig. 4-10은 레일 압력이 800bar이고, 콘트롤실 입구 오리피스 직경이 0.4mm일 때 콘트롤실 출구 오리피스 직경을 변화시켰을 때 콘트롤실 압력(a), 니들 리프트(b), 분사율(c)를 나타내고 있다. 실험에 사용된 연료분사기의 경우 출구 오리피스의 직경은 0.4mm였다. 콘트롤실 오리피스 직경이 크게 되면 콘트롤 밸브가 열릴 때 콘트롤실의 연료가 더 빨리 유출되어 콘트롤실 압력해제가 더 빨리 발생한다. 그 결과 니들 밸브가 더 빨리 열리게 된다. 콘트롤 밸브가 닫힌 후에는 콘트롤실 압력 강하가 크게 되어 있으므로 압력상승은 늦어지게 되어 니들밸브의 상승이 늦어져 분사기간도 길게 되며 연료 분사량도 증가하게 된다. 오리피스 직경이 작으면 콘트롤실의 연료가 적게 유출되어 콘트롤실 압력 해제가 늦어지게 되고 니들 밸브도 늦게 열리게 된다. 콘트롤 밸브가 닫힌 후에는 콘트롤실의 압력강하가 적게 되어 있으므로 콘트롤실 압력상승이 빨라져 분사기간도 짧아지게 되고 분사량도 감소한다.



(a) Variation of injection rate

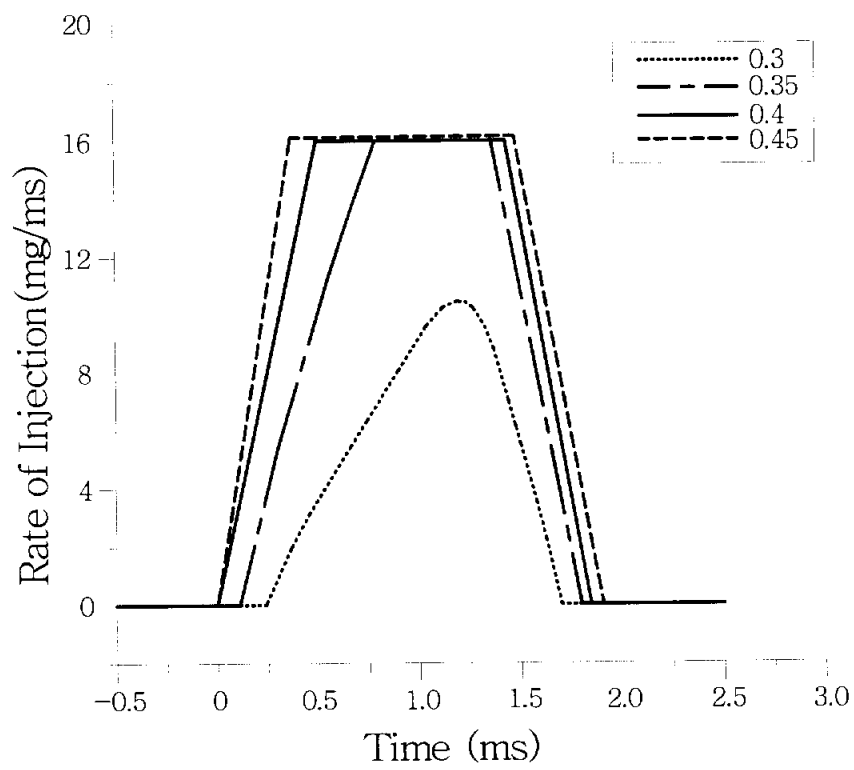


(b) Variation of control chamber pressure

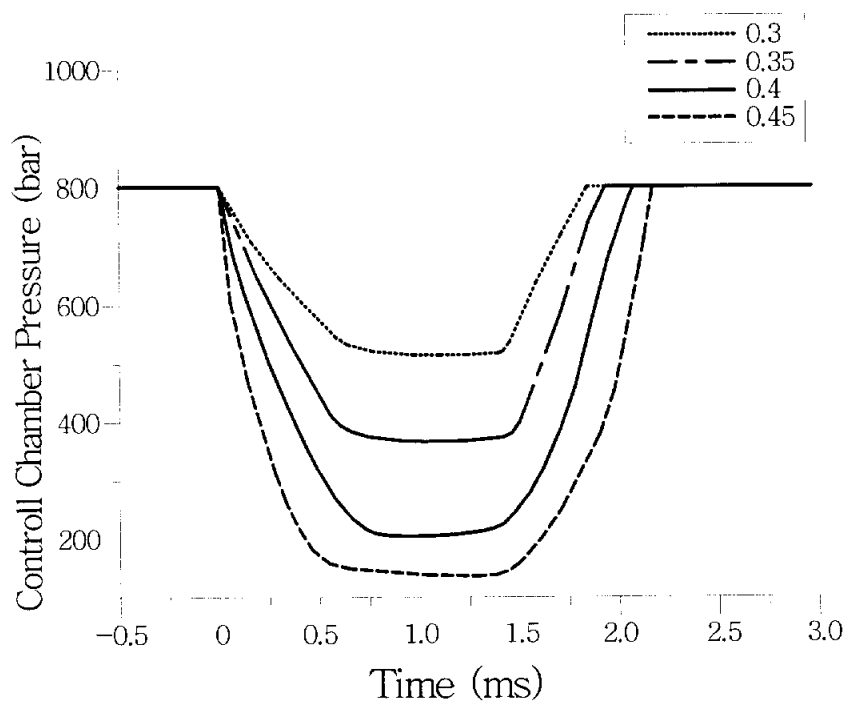


(c) Variation of needle lift

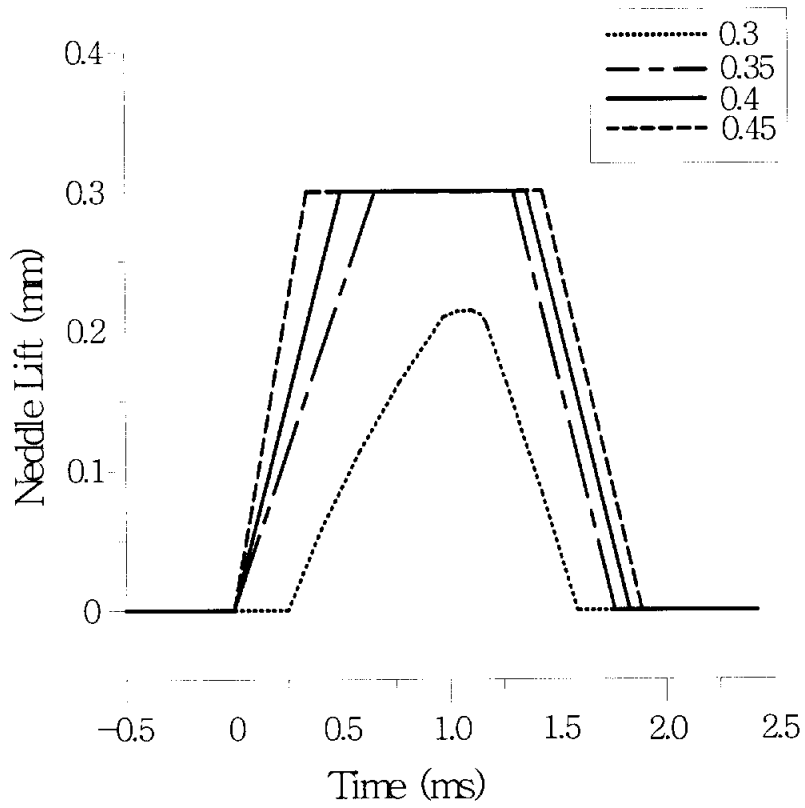
Fig. 4-9 Variation of injection rate, controll chamber pressure and needle lift according to the diameter of inlet orifice at the outlet diameter of 0.4mm



(a) Variation of injection rate



(b) Variation of controll chamber pressure



(c) Variation of needle lift

Fig. 4-10 Variation of injection rate, controll chamber pressure and needle lift according to the diameter of outlet orifice at the inlet diameter of 0.4mm

4.5 니들 밸브 질량 변화에 따른 분사율 거동

Fig. 4-11는 니들 밸브 질량에 따른 분사율의 변화를 나타내었다. 니들 밸브 질량은 1.5g, 3g, 5g으로 하여 계산하였다. 실험에 사용된 연료분사기의 경우 니들 밸브 질량은 3g이었다. 계산 결과 니들 밸브의 질량이 클수록 니들밸브 상부 작용력이 커지기 때문에 초기에 니들 밸브가 늦게 열리게 되고 말기에는 니들 밸브가 더 빨리 닫히게 되나, 그 차이는 매우 적다.

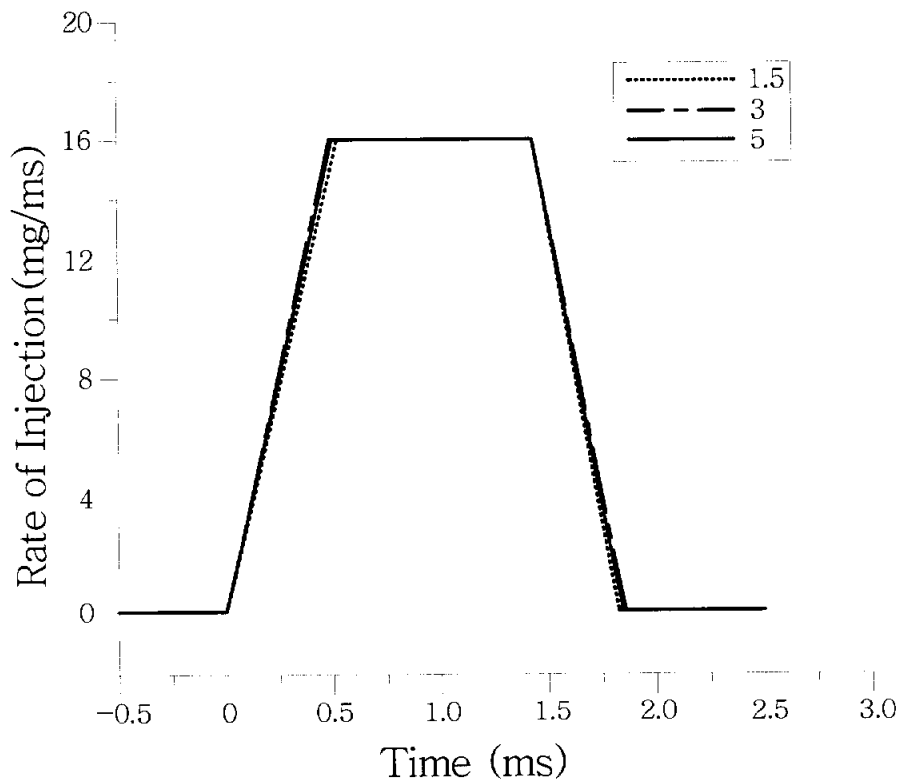


Fig. 4-11 Variation injection rate according to needle weight

5. 결론

직분식 커몬레일 분사계의 분사 특성을 파악하기 위해서 시뮬레이션 프로그램을 구성하고 계산 한 결과 다음을 알 수 있었다.

1) 분사율은 실험값과 계산값이 비교적 잘 맞았으며, 이를 바탕으로 콘트롤실 압력, 노즐실 압력, 니들 밸브 변위, 분사율을 예측할 수 있었다.

2) 레일의 압력의 변화는 콘트롤실 압력, 노즐실 압력, 니들 밸브 변위, 콘트롤 밸브 변위 및 분사율에 큰 영향을 주었다.

3) 콘트롤 밸브의 거동을 on-off로 주었을 경우 분사율은 실제 측정값과 차이를 나타내었다.

4) 콘트롤실 입구 오리피스 크기와 출구 오리피스의 크기에 따라 분사율이 변하게 되므로 이를 최적화할 필요가 있었다.

5) 니들 밸브 질량에 따른 분사율은 미세한 차이를 보였다.

차후 연료분사기내 노즐실 및 콘트롤실의 압력과 니들밸브 변위 및 콘트롤밸브 변위를 계측하여 시뮬레이션 계산값과 비교할 필요가 있다.

참 고 문 헌

1. 김현구, “전자 유압식 분사계를 갖는 D.I. 디젤기관의 분사 및 연소에 관한 연구”, pp. 1-13, 부경대학교 석사학위논문 1997
2. 정재우, 김성중, 이기형, 선우명호, “전자제어식 직접분사 디젤 엔진 연소실내의 분부연소 특성에 관한 연구”, 한국자동차공학회논문집, 제8권, 제2호, pp.50-56, 2000
3. Shin Matsuoka, Katsukiko Yokota, Takeyuki Kamimoto, "A Study of Fuel Injection Systems in Diesel Engines", KSAE 760551, 1976
4. 瀬戸 晋, “ディーゼルエンジンの燃料噴射装置の現状と今後の動向”, Engine Technology, Vol. 56, No. 2, 20024091, 2002
5. 성경훈, 박승범, 선우명호, 나형규, “HSDI Common- Rail 인제터 모델링 및 니들 변위 추정에 관한 연구” 한국자동차공학회논문집, 제10권, 제1호, pp.59-66, 2002
6. N. Guerrassi and P. Dupraz, "A Common Rail Injection System For High Speed Direct Injection Diesel Engines", KSAE 980803, 1998
7. Tetsuro Kato, Takeshi Koyama, Kenji Mori and Kazutoshi Mori, "Common Rail Fuel Injection System for Improvement of Engine Performance on Heavy Duty Diesel Engine" KSAE 980806, 1998
8. G. Bruni and M. Ricco, "Diesel Electro-Injection: A Numerical Simulation Code", KSAE 940193, 1994
9. 황재원, 갈한주, 박재근, 채재우, “수치해석을 통한 디젤엔진 분사계 최적화에 관한 연구” KSAE 99370116, 1999
10. 김홍열, 구자혜, 나형규, 김창수, “커먼레일 고압분사 시스템 수치 시뮬레이션” KSAE 98370111, 1998

11. 장세호, “전자유압식 연료분사계와 초고압 디젤분무의 특성에 관한 연구” pp. 39-41, 부경대학교 박사학위논문 1997
12. 이진호, “P-L-N 디젤 분사계의 분사특성에 미치는 연료캠의 형상에 관한 연구” pp. 13-17, 부경대학교 석사학위논문 1993
13. 김용순, “직분식 디젤기관 용 신 · 구노즐의 분무특성에 관한 연구” pp. 12-13, 부경대학교 석사학위논문 2002
14. 조규학, “디젤엔진의 전자분사계를 위한 고속 솔레노이드에 관한 연구” pp. 22-30, 부경대학교 석사학위논문 2000

부 록

1. 고압 분사용 연료분사기

1) three - way and two - way injector

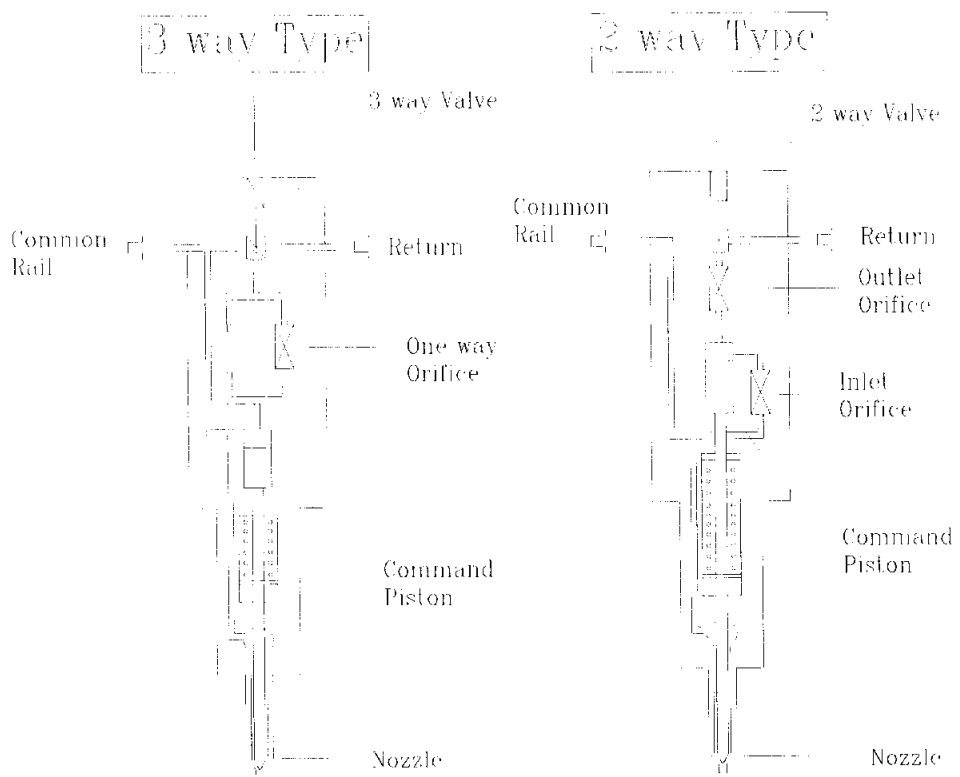


Fig. A-1 Schematic of injector

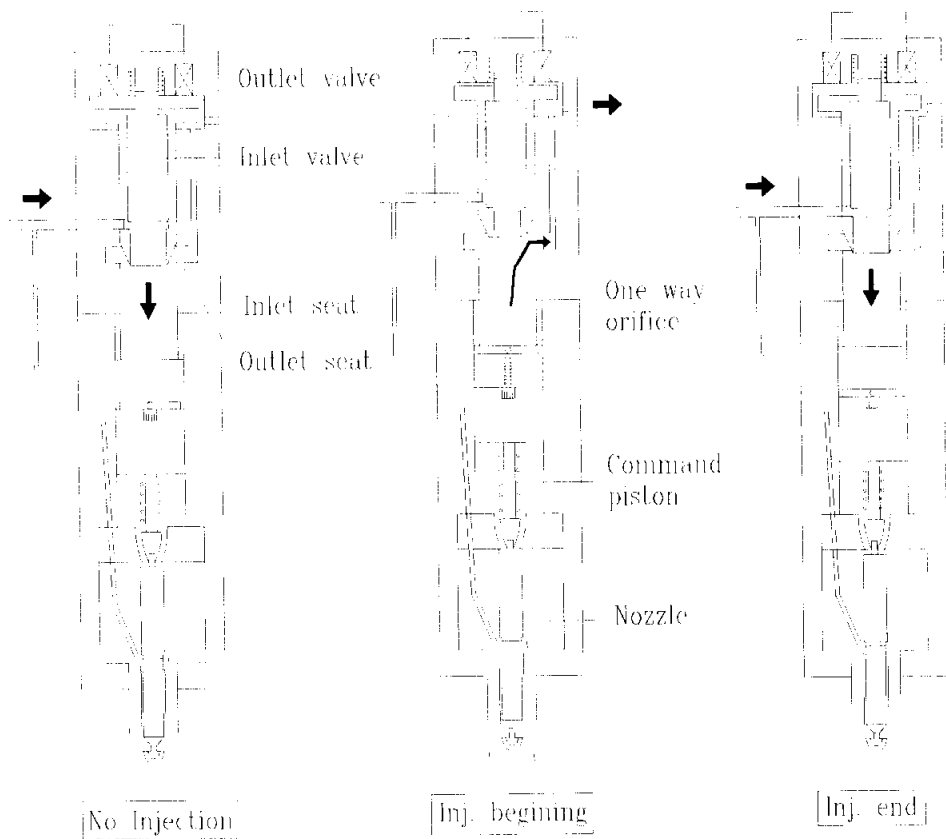


Fig. A-2 Operation of 3-way injector

2) Electronically controll injector for Bosch common rail injection system

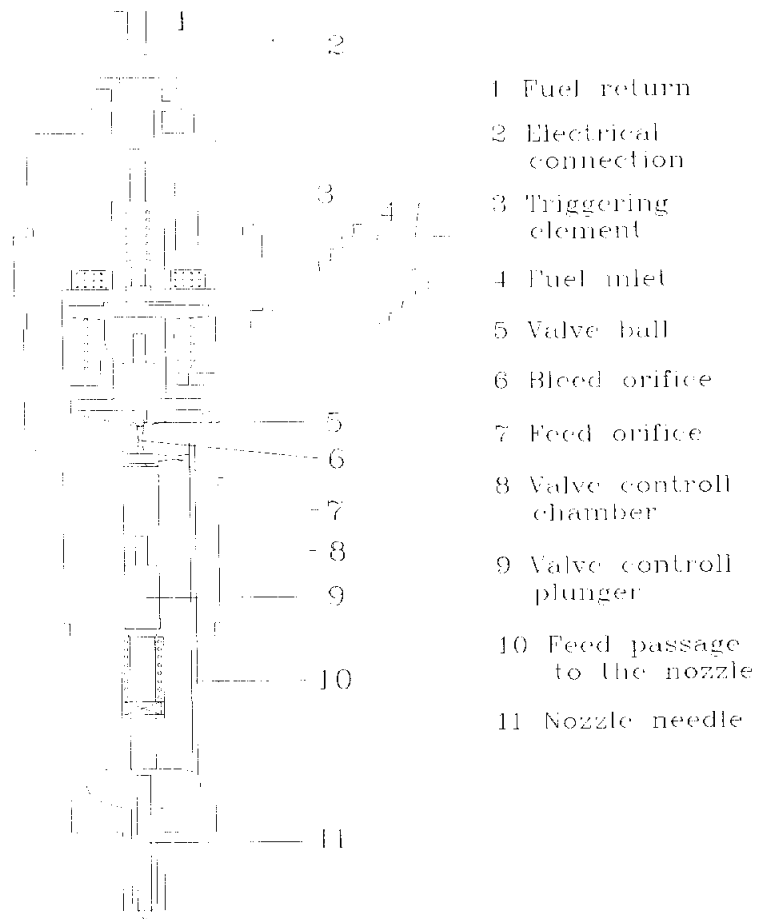


Fig. A-3 Electronically controll injector

3) 캠구동식 유닛 인젝터

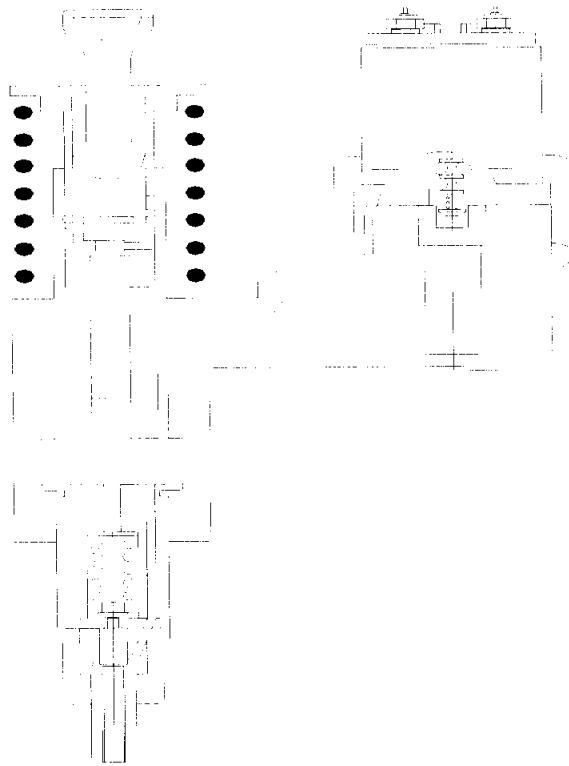


Fig. A-4 Unit injector

2. 고압 분사용 펌프(보쉬 커먼레일 분사 장치용)

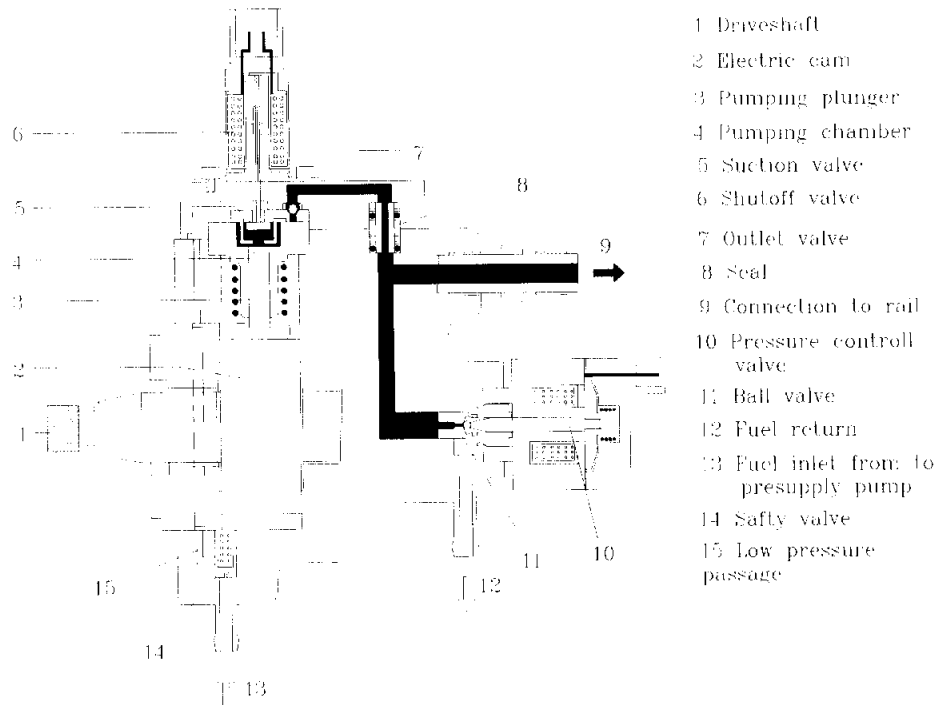


Fig. A-5 High pressure supply pump