

축압식 고압 연료분사펌프 시스템 특성 해석

박석범* · 구자예**

(1998년 1월 12일 접수)

Characteristics of a High Pressure Accumulator Type Fuel Injection System

Seok Beom Park and Ja Ye Koo

Key Words : Common-Rail Fuel Injection System(축압식 연료분사 시스템), Direct Injection (DI) Diesel Engine(직접분사디젤엔진), Implicit FDM(음해차분법), Needle Life(니들 변위), Rate of Injection(분사율)

Abstract

Computational investigation was conducted to examine the performance of a high pressure common-rail fuel injection system which is used to power a passenger car direct injection (DI) diesel engine. The pipe flows were modeled by one dimensional wave equation and solved by implicit FDM. Each volume of injector was considered as chambers with orifice nozzle in connections. These simulation results were compared with the experimental data of Ganser Hydromag. The comparison of needle life and rate of injection between simulation data and experimental data showed quite a good agreement. Different shape of injection rate can be made by adjusting the size of inlet orifice and exit orifice in the piston chamber. The pilot injection was accomplished by adjusting command signal.

기 호 설 명

as	: 음속 (m/s)	f	: Darcy-Weissbach 마찰 계수
A	: 파이프 단면적 (m ²)	g	: 중력 가속도 (m/s ²)
A _{noz}	: 니들과 노즐사이의 유체 흐름면적 (m ²)	H	: 압력 수두 (m)
A _{hole}	: 분공 면적 (m ²)	j	: 공간표시 기호
A _{flow}	: 유효 흐름면적 (m ²)	K	: 체적 탄성계수
c	: 유체 댐핑상수 (kg/s)	k _{sp}	: 스프링 상수 (N/m)
C _d	: Courant number (= as Δt/Δx)	m	: 질량 (kg)
D	: 직경 (m)	n	: 시간표시 기호
D _{hole}	: 분공경 (m)	N _{hole}	: 분공수
D _{sac}	: 색직경 (m)	P	: 압력 (Pa)
e	: 파이프 벽 두께 (m)	Q	: 유량 (m ³ /s)
E	: 탄성 계수 (Pa)	t	: 시간 (s)
		v	: 속도 (m/s)
		V	: 체적 (m ³)
		x	: 거리 (m)

* 한국항공대학교 대학원 항공기계공학과

** 회원, 한국항공대학교 항공기계공학과

- x_{pre} : 초기 스프링 셋팅 길이 (m)
 α : 니들 팁 각도 (degree)
 Ψ, θ : 차분 도식에서 0과 1사이의 가중치
 ρ : 밀도 (kg/m^3)
 μ : 포아송비

1. 서 론

디젤엔진은 가솔린 엔진에 비해서 연비는 좋지만 질소산화물, 매연, 입자상 물질등의 배출이 많으며 그 규제가 각국에서 엄격하게 시행되고 있다. 국내에서도 2000년 중대형 디젤엔진의 배기가스규제를 질소산화물은 6g/kWh , 입자상 물질은 0.25g/kWh (시내버스를 제외)로 강화하려고 하고 있다.

디젤엔진 중 직접분사식 디젤엔진(DI엔진)은 간접 분사식 디젤엔진(IDI엔진)에 비해 열효율이 높기 때문에, 중, 대형 엔진은 물론이고 소형 고속엔진에서도 확대 적용하기 위한 연구 및 개발이 이루어지고 있다. DI엔진은 IDI엔진에 비해 스웰이나 난류의 이용이 적기 때문에 혼합기 형성을 좋게 하기 위하여 고압분사화 기술을 이용하고 있다. 고출력, 고효율을 추구하는 동시에 환경분제를 줄이기 위해서 고압화가 가능해야 하고 엔진의 요구조건에 따라 분사기간, 분사압력, 분사량 등의 자유로운 조절이 가능해야 한다. 따라서 이러한 조건을 만족시키기 위한 다양한 연료분사장치의 제안^(1~5)이 이루어지고 있다. 이와같은 연료의 고압분사화에 의해 성능향상 및 매연감소등의 긍정적인 결과들이 얻어졌지만 반면, 분사압력이 증가함에 따라 NOx와 소음발생이 증가하게 되었고, 이러한 문제를 해결하기 위해서 배출가스의 재순환 방식이나 분사시기 지연기술이 병행하여 사용되고 있다.

다양한 고압화 장치중에서 최근들어 고압펌프와 함께 공동레일(common-rail)을 가진 축압 방식의 시스템이 크게 관심을 끌고 있다.^(6,7) 이 시스템은 여러 개의 노즐이 함께 연결된 공동레일과 계속하여 연료를 공급하는 고압 펌프를 가지고 있다. 그리고 인젝터는 불연속적으로 작동하는 솔레노이드 밸브에 의해 니들의 움직임이 조절되고 축압실의 고압의 연료를 분사하게 된다.

압력발생과 가압기능을 전자제어 노즐과 분리시킴으로써 다양한 잇점을 얻을 수 있는데, 특히 분사시작과 분사기간을 조절할 수 있고, 엔진부하나 엔진의 속도에 관계없이 분사압력을 자유롭게 선택

할 수 있다. 이러한 잇점을 이용하면 예분사나 다중분사와 같은 복잡한 분사방법도 가능하다. 그러나, 무엇보다도 축압식 분사의 장점은 기존의 직접 분사방식과 비교해 볼 때 노즐의 공급 파이프 압력이 항상 일정하므로 분사의 시작과 끝에서의 항상된 연료분무 현상을 얻을 수 있는 점이다.

본 연구에 있어서는 축압 방식의 연료 분사시스템을 수치계산 방법에 의해 시뮬레이션해보고 그 결과를 실험 결과와 비교하여 타당성을 검증한 후 이 시스템의 경향성을 알아 보고자 한다.

2. 축압식 고압 연료분사 시스템

Fig. 1은 Ganser Hydromag의 축압식 전자제어 분사 시스템이다. 이 시스템은 축압실형 디젤엔진 연료 분사장치이며 개발은 스위스 연방 기술연구소(SFIT 또는 ETH)에서 1970년대에 시작하였다. 구성은 엔진에 의해 작동되는 고압펌프, 연료 라인, 인젝터, 전자제어장치(ECU), 축압실로 구성되어 있다. 고압펌프는 작동하는 엔진속도나 부하에 따라 요구되는 적정 수준의 압력을 발생시킨다. 펌프의 플런저에 의한 연료펌핑율과 분사는 서로 독립적이므로 저속이나 저부하에 대해서 저압분사를 방지할 수 있고, 또한 흐름 제어 장치를 이용하여 고속의 엔진 속도에서도 불안정한 고압이 발생하지 않는다. 따라서 엔진의 넓은 속도범위에서 안정된 작동과 적당한 분사압력을 가질 수 있다. 인젝터는 전자제어 장치에 의해 작동되고, 전자제어 장치는 펌프의 회전수당 연료 공급량을 조절하기도 한다. 각 인젝터의 연료 공급량은 분사압력과 분사시기에 의해 결정되며 주어진 압력에서의 분사량은

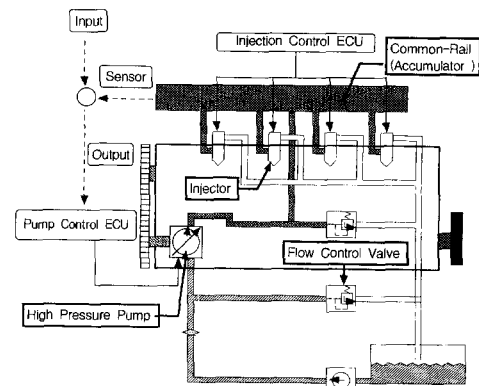


Fig. 1 Schematic of common-rail injection system.

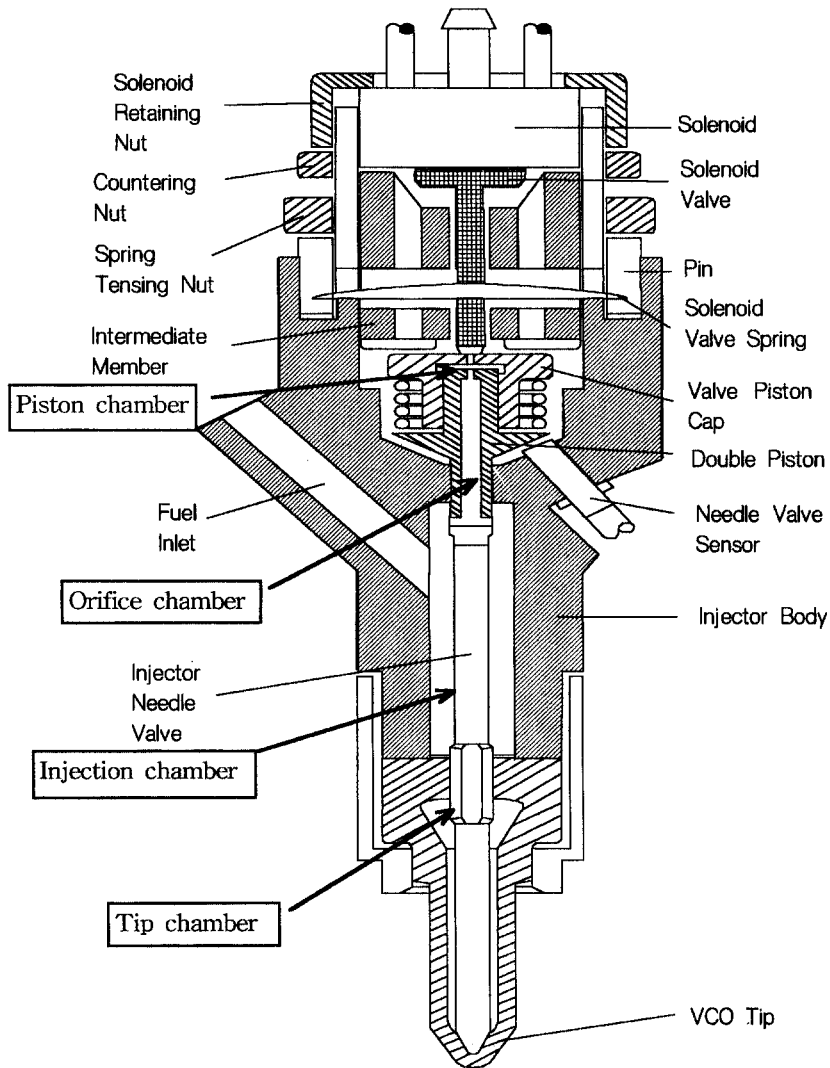


Fig. 2 Schematic diagram of injector.

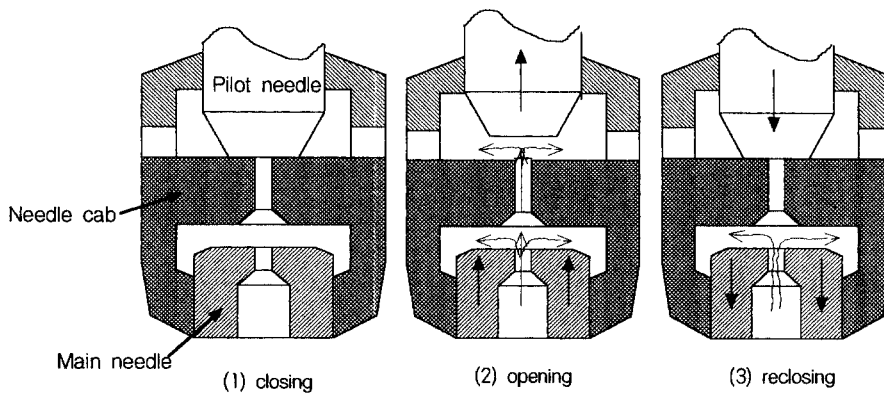


Fig. 3 Injector needle valve control features.

인젝터의 솔레노이드에 주어지는 전기적인 펄스의 길이에 따라 조절된다. Fig. 2는 인젝터의 개략도로 모델링에서 피스톤 챔버, 오리피스 챔버, 텀 챔버로 나누고 서로간의 흐름을 오리피스 흐름으로 가정한 뒤 압력의 변화와 유량을 계산하였다. Fig. 3은 인젝터의 작동원리를 설명하고 있다. 파일럿 니들은 솔레노이드밸브에 의해 작동되며, 인젝터내의 제어체적을 개폐하는 역할을 한다. 니들캡 내의 압력, 인젝터 텀의 압력은 파일럿니들의 작동에 따라 달라지며 각 실의 압력과 스프링력의 상호 작용에 의해 주 니들의 움직임이 결정된다. 주 니들의 윗부분의 압력작용 면적이 아래쪽의 작용면적보다 크므로 파일럿 니들이 솔레노이드에 의해 작동되지 않으면 항상 닫혀 있게된다. 밀폐된 용기속에 있는 유체는 모든 방향에 같은 크기로 압력을 가하므로 단위 면적당 힘은 동일하지만 주니들 상하에 압력이 작용하는 면적의 차이에 의한 힘의 차이 때문에 주 니들이 열릴 때 보다 닫힐 때 더 급격히 니들이 움직인다.

3. 수치해석을 위한 모델링

3.1 고압 파이프 해석을 위한 음해차분법

마찰을 포함한 일차원 압축성 비정상상태 유동을 해석하기 위하여 다음과 같은 연속 방정식과 운동량 방정식을 사용하였다.⁽⁸⁾

$$\frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{gA}{as^2} \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f|Q||Q|}{2DA} = 0 \tag{2}$$

$$as^2 = \frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \frac{DK}{eE}(1-\mu^2)} \tag{3}$$

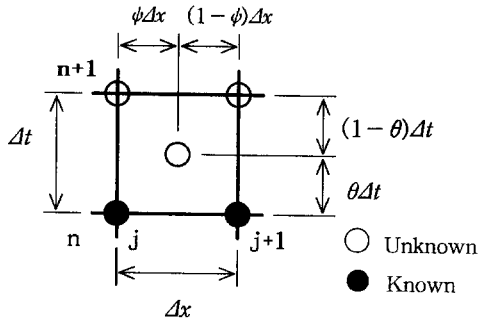


Fig. 4 Finite difference grid.

파이프의 해석에서는 급격한 인젝터의 작동으로 인한 유격현상을 해석하기 위해 3차의 버림오차를 가진 음해 차분법(Implicit FDM)^(9,10)을 이용하여 해석하였다. 다관망 구조의 연결파이프의 해석시 격자의 간격을 조절하여 계산할 수 있도록 Fig. 4와 같은 도식을 사용한다.

이 도식은 시간과 공간에 대해서 비엇갈림 격자(non-staggered grid)를 적용하였으며, 각 격자점에서는 유량(Q)과 압력 수두(H)를 구할 수 있다. 이 도식에서 ψ 와 θ 는 시간과 공간에 대해 0과 1사이에서 가중치를 두게 되어 있는데 이는 다른 Cr(Courant number)에서 안정적인 해를 얻기 위해 주어지는 계수이다. Fig. 5는 길이가 3 m이고 직경이 0.002 m인 파이프에 대하여 입구와 출구에서 연속적인 유량을 0.0001 m³/s로 주었을 때 파이프 내의 압력 수두의 변화를 계산한 것이다. Cr=1.0일 때 가중치 ψ, θ 모두 1인 경우 압력은 잘 수렴하지만, Cr=0.9일 경우 ψ, θ 가 1일 때는 계산 값은 발산한다. Cr=0.9일 경우에는 $\psi=1.0, \theta=1$ 로 하면 잘 수렴하고 계산치도 비슷한 결과를 얻을 수 있었다.

일차 편미분 방정식은 식 (4)와 식 (5)와 같이 이산화된다.

$$\frac{\partial f}{\partial t} \simeq (1-\psi) \frac{f_j^{n+1} - f_j^n}{\Delta t} + \psi \frac{f_{j+1}^{n+1} - f_{j+1}^n}{\Delta t} \tag{4}$$

$$\frac{\partial f}{\partial x} \simeq (1-\theta) \frac{f_{j+1}^n - f_j^n}{\Delta x} + \theta \frac{f_{j+1}^{n+1} - f_j^{n+1}}{\Delta x} \tag{5}$$

여기서 f는 Q와 H를 나타낸다. 식 (1)과 식 (2)를 테일러 급수 전개하고 재차 형태로 만들기 위하여 3차항을 시간과 공간이 함께 포함된 $\frac{\partial^2 Q}{\partial x \partial t^2}$ 항으로 변환하여 이 항을 식 (6)과 같이 이산화 한다.

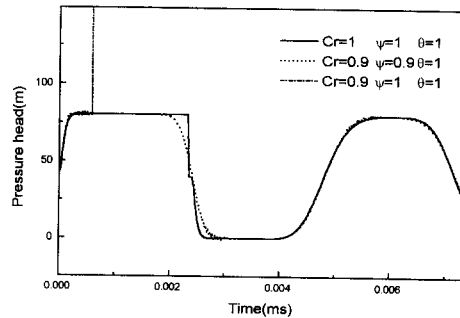


Fig. 5 Comparison of Pressure head for different Courant number in a pipe.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial^2 Q}{\partial t^2} \right) = \frac{(Q_{j+1}^{n+1} - 2Q_{j+1}^n + Q_{j+1}^{n-1}) - (Q_j^{n+1} - 2Q_j^n + Q_j^{n-1})}{\Delta x \Delta t^2} \quad (6)$$

식 (4), 식 (5), 식 (6)을 이용하여 테일러 급수 전개식에 적용하면 식 (7)과 식 (8)이 유도된다.

$$A_1 Q_j^{n+1} + B_1 H_j^{n+1} + C_1 Q_{j+1}^{n+1} + D_1 H_{j+1}^{n+1} = E_1 j \quad (7)$$

$$A_2 Q_j^{n+1} + B_2 H_j^{n+1} + C_2 Q_{j+1}^{n+1} + D_2 H_{j+1}^{n+1} = E_2 j \quad (8)$$

여기서 A, B, C, D는 방정식의 계수로 식 (7)의 계수는 식 (9)에 나타나 있고, 식 (8)의 계수는 식 (10)에 나타나 있다.

$$\begin{aligned} \alpha_{11} &= \frac{\Delta x^2}{3as^2 \Delta t} [(6\phi^2 - 6\phi + 1) + Cr^2(-6\theta^2 + 6\theta - 1)] \\ A_{1j} &= -\theta \Delta t + \alpha_{11} \\ B_{1j} &= \frac{gA}{as^2} (1 - \phi) \Delta x \\ C_{1j} &= \theta \Delta t - \alpha_{11} \\ D_{1j} &= \frac{gA}{as^2} \phi \Delta x \\ E_{1j} &= (1 - \theta) \Delta t (Q_j^n + Q_j^{n-1} - Q_{j+1}^n - Q_{j+1}^{n-1}) \\ &\quad + \theta \Delta t (Q_j^n - Q_{j+1}^n) + \frac{gA}{as^2} \Delta x (1 - \phi) H_j^{n-1} + \frac{gA}{as^2} \\ &\quad \phi \Delta x H_{j+1}^{n-1} + \alpha_{11} (Q_{j+1}^{n-1} - 2Q_{j+1}^n - Q_j^{n-1} + 2Q_j^n) \quad (9) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha_{22} &= \frac{1}{3} \frac{gA}{as^2} \frac{\Delta x^2}{\Delta t} [(6\phi^2 - 6\phi + 1) + Cr^2 \\ &\quad (-6\theta^2 + 6\theta - 1)] \\ A_{2j} &= (1 - \phi) \Delta x + \frac{f \Delta x \Delta t |Q_j^n|}{2DA} \\ B_{2j} &= -gA \theta \Delta t + \alpha_{22} \\ C_{2j} &= \phi \Delta x + \frac{f \Delta x \Delta t |Q_{j+1}^n|}{2DA} \\ D_{2j} &= gA \theta \Delta t - \alpha_{22} \\ E_{2j} &= (1 - \phi) \Delta x Q_{j+1}^{n-1} + \phi \Delta x Q_j^{n-1} - gA \Delta t \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (H_{j+1}^n - H_j^n - gA(1 - \theta) \Delta t (H_{j+1}^{n-1} - H_j^{n-1} + \alpha_{22} \\ (H_{j+1}^{n-1} - 2H_{j+1}^n - H_j^{n-1} + 2H_j^n) \quad (10) \end{aligned}$$

이 식은 $[A]\{X\}=[B]$ 의 행렬형식으로 표시하면 식 (11), 식 (12), 식 (13)과 같고 경계조건은 행렬[B]의 처음과 마지막 항에 포함된다. 이를 다음과 같이 가우스 소거법을 이용하여 해를 구하였다.

$$A = \begin{bmatrix} B_{11} & C_{11} & D_{11} & & & & & & & & & \\ B_{21} & C_{21} & D_{21} & & & & & & & & & \\ & A_{12} & B_{12} & C_{12} & D_{12} & & & & & & & \\ & A_{22} & B_{22} & C_{22} & D_{22} & & & & & & & \\ & & & \dots & \dots & \dots & \dots & & & & & \\ & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & A_{1j} & B_{1j} & D_{1j} \\ & & & & & & & & & A_{2j} & B_{2j} & D_{2j} \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$X = \begin{bmatrix} H_1 \\ Q_2 \\ H_2 \\ H_3 \\ Q_3 \\ \cdot \\ \cdot \\ Q_j \\ H_j \\ H_{j+1} \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$B = \begin{bmatrix} E_{11} - A_{11} Q_{j+1}^{n+1} \\ E_{21} - A_{21} Q_j^{n+1} \\ E_{12} \\ E_{22} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ E_{1j} - C_{1j} Q_{j+1}^{n+1} \\ E_{2j} - C_{2j} Q_{j+1}^{n+1} \end{bmatrix} \quad (13)$$

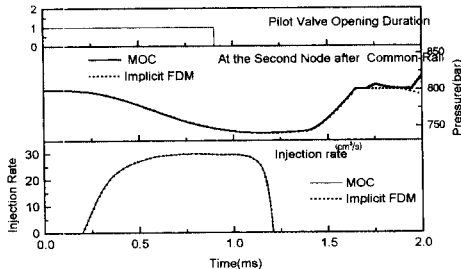


Fig. 6 Comparison of numerical result obtained from MOC and Implicit FDM(No. of node= 260).

3.2 특성곡선해법과 음해차분법의 비교

알고리즘, 경계조건, 시간 간격을 동일하게 하고 파이프해석 시에 특성곡선해법(MOC)과 음해차분법을 서로 비교하였다. 계산은 CPU속도 120MHz를 이용하여 노드수를 260, 130, 65로 변화시켜 계산한 결과, 압력과 분사율은 계산 격자의 수가 많지 않으면 거의 비슷한 결과를 나타내지만, 계산속도는 음해차분법이 특성곡선해법보다 훨씬 빠르다. Fig. 6은 동일한 파일럿 밸브의 개폐기간에 파이프

내의 압력변화와 분사율을 특성곡선해법과 음해차분법으로 계산한 결과를 나타내고 있다. 따라서 본 연구에서는 음해차분법을 이용하여 연료 분사장치 시뮬레이션을 수행하였다. 각 파이프의 경계조건은 펌프실 압력, 축압실 압력, 인젝터 챔버 압력으로 계산하였으며 파이프의 길이는 펌프와 축압실 사이 0.15 m, 축압실과 인젝터 사이 0.09 m로 하였고, 직경은 0.2 cm, 음속은 1290 m/s로 하였다.

3.3 인젝터 내의 수치 계산

유동 시뮬레이션을 위하여 인젝터 내부를 인젝터 챔버, 텀 챔버, 오리피스 챔버, 피스톤 챔버로 나누었다. 각 챔버에서 유량의 변화와 체적의 변화로 인한 챔버의 압력변화는 식 (14)와 같이 표시된다.

$$\frac{dP}{dt} = -\frac{a^2}{\rho g^2 A} \frac{1}{dx} (dQ - \frac{dV}{dt}) \quad (14)$$

니들의 변위와 속도는 운동방정식에서 RK (Runge-Kutta) 방법을 이용하여 계산하였다.

$$m\dot{v} + cv + k_{sp}(x_{pre} + x) = \Delta P \cdot A \quad (15)$$

$$\frac{dx}{dt} = v \quad (16)$$

디젤연료 노즐 오리피스 흐름에서 유량은 다음의 관계식을 이용하였고, 유량계수 C_d 는 0.7로 가정하였다.⁽¹¹⁾

$$Q = \text{sign}(\Delta P) A C_d \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \quad (17)$$

노즐 분공경을 통과하는 분사량을 계산하기 위해서 유효 흐름면적은 식 (18)과 식 (19)를 이용하여 계산하였다. 식 (18)은 니들과 노즐 끝사이의 유체 흐름면적이고 식 (19)는 분공경에 그 수를 곱하여 전체 분공면적을 나타낸다.

$$A_{noz} = \pi \cdot x \cdot (D_{sac} - x \cdot \sin \alpha) \cdot \cos \alpha \quad (18)$$

$$A_{hole} = N_{hole} \cdot D_{hole} \quad (19)$$

위 두식을 이용하여 유효 흐름면적은 노즐 끝의 섹(sac)부분의 흐름이 일정하다는 가정하에 다음과 같이 구하였다.

$$A_{flow} = \frac{A_{noz} \cdot A_{hole}}{\sqrt{A_{noz}^2 + A_{hole}^2}} \quad (20)$$

4. 입력 데이터

Ganser Hydromag의 실험 데이터는 1716cc 승

Table 1 Input data.

Input data	Value
Speed of sound	1290 (m/s)
Acceleration of gravity	9.8 (m/s ²)
Density	825 (kg/m ³)
Spring constant	20 (N/mm)
Mass of needle	0.05 (kg)
Initial spring set length	0.002 (m)
Friction coefficient	0.01
Volume of Accumulator (common-rail)	21.1 × 10 ⁻⁶ (m ³)
Length of Pipe between Pump and accumulator	0.15 (m)
Length of Pipe between accumulator and injector	0.2 (m)
Pipe diameter	0.002 (m)
Pump plunger diameter	0.03 (m)
Sac diameter	0.002 (mm)
Angle of needle tip	150 (degree)
Inlet diameter of orifice chamber	0.0005 (m)
outlet diameter of orifice chamber	0.0005 (m)
Hole diameter	0.00016 (m)
Number of hole	5

용차용 직접 분사식 디젤 엔진에 사용되는 고압 분사시스템이다. 슬레노이드에 의해 파일럿 밸브가 상승하면 연료는 피스톤 챔버에서 연료탱크로 빠져 나가므로 압력이 떨어져 니들이 열리게 된다. 분사의 시작과 종료는 파일럿 밸브의 개폐시간에 달려 있으며 본 시뮬레이션에서는 이 기간을 입력 조건으로 부여하였다. 시스템의 여러 상수 및 입력데이터는 Table 1에 나타나 있다.

5. 결과 및 검토

5.1 실험결과와 계산결과의 비교

Fig. 7과 Fig. 8은 축압실 압력이 800기압이고, 직경이 0.16 mm이며 hole이 5개인 VOC (Valve Covered Orifice) 노즐을 사용할 때 파일럿 밸브의 작동 시간에 따른 니들의 변위와 분사율을 실험결과와 비교한 것이다. 시뮬레이션 결과와 계산 결과 는 A 경우를 제외하고는 비교적 잘 일치하고 있다.

파일럿 밸브의 개폐시기는 파일럿 밸브에 주어지는 전기적 입력인 시그널에 의해 정해지며 전기적 신호기간은 각각 0.32, 0.41, 0.59, 0.72, 1.1 ms로

주어졌고, 파일럿 밸브의 개폐기간은 0.274, 0.371, 0.484, 0.645, 0.903, 1.128 ms로 주었다. 실험에서 측정된 분사량은 작은 쪽부터 1.7, 4.6, 12.0, 15.7, 20.3 mg이며 시뮬레이션에서는 0.8, 9.28, 13.93, 17.9, 23 mg으로 계산되었다. A의 경우는 분사기간이 아주 짧은 경우로 실험결과와 계산결과는 잘 일치하지 않는데, 그 이유는 제작된 노즐과 계산된 노즐사이에 치수공차등의 이유로 니들 열림 치수가 정확하지 않을 수도 있어 니들의 초기 변위가 다르기 때문이고, 또 다른 이유는 시뮬레이션에서 사용된 니들단단의 유효 흐름면적이 나 유량계수의 값이 실제와 다를 수도 있기 때문이다. Fig. 7과 Fig. 8에서 보면 VOC노즐에서는 니들이 0.03 mm까지 상승할 때까지는 니들이 분공을 막고 있기 때문에 연료가 분사되지 않고 있음을 알 수 있다.

Fig. 9와 Fig. 10은 축압실 압력을 변화시켰을 때 니들의 변위와 분사율의 변화를 나타낸 것으로 실험결과와 계산결과를 비교한 그림이다. 분사량을 7.9 mg에 맞추고 분사압력이 200, 400, 600, 1000 기압으로 증가할 경우 분사기간이 짧아지고 분사율도 빨라지고 있음을 확인할 수 있다. 고압으로 갈수록 대칭형태에 가깝고 저압일수록 전반부는 완만하고 후반부는 급격히 분사되고 있다. 전체적인 니들의 최대 변위는 비슷하나 분사율에서 차이가 나타나는 것은 노즐의 압력이 높아져 분사속도가 빨라졌기 때문에 비슷한 니들의 변위에서 서로 다른 분사형태가 나타나는 것이다. Fig. 10에서 보듯이 분사압력이 5배 높아질 때 분사기간은 절반정도로 줄어드는 것을 확인할 수 있다.

5.2 작동 및 설계 변수에 의한 분사 시스템 거동

Fig. 11은 주분사 전에 약간의 분사를 해 주는 파일럿 분사를 시뮬레이션을 한 것으로 총분사율은 18 mg에 맞추고 파일럿 분사량을 1.7 mg에 두고 계산하였다. 파일럿 분사와 주분사와의 간격은 0.25ms정도이다. 파일럿 분사가 델타형 분사와 다른 형태의 압력 변화가 나타나는 것을 볼 수 있는데 인젝션 챔버의 압력과 피스톤 챔버의 압력, 축압실의 압력등이 파일럿 분사로 인해 압력이 하강하는 부분이 두 곳에서 발생함을 볼 수 있다. 파일럿 분사기간은 총분사기간의 26.7%이지만 파일럿 기간동안의 분사량은 총분사량의 9.4%가 분사되고 있다. 즉 파일럿 분사 수치모사결과, 파일럿 분사

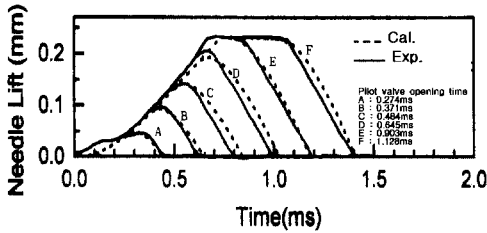


Fig. 7 Needle displacement for different pilot valve's opening durations at injection pressure 800bar.

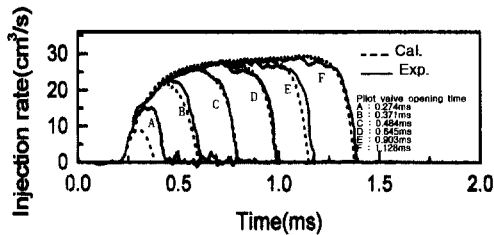


Fig. 8 Injection rate for different pilot valve's opening durations at injection pressure 800bar.

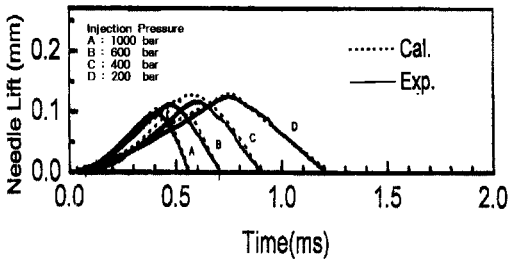


Fig. 9 Needle displacement for given injection pressures at quantity of injection 7.9mg.

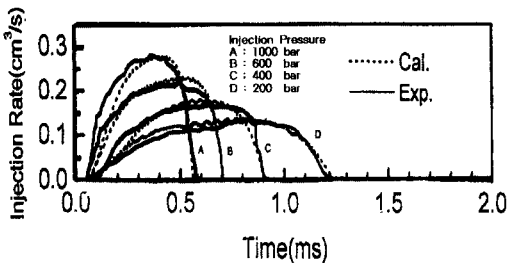


Fig. 10 Injection rate for given injection pressures at quantity of injection 7.9mg.

량 비율은 파일럿 분사시간 비율에 비해 상당히 짧아지므로 디젤노킹이나 질소산화물을 저감할 수 있는 가능성을 제시하고 있다.

Fig. 12는 피스톤 챔버 입구직경을 0.5 mm로 고정하고 출구 직경을 0.45, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8

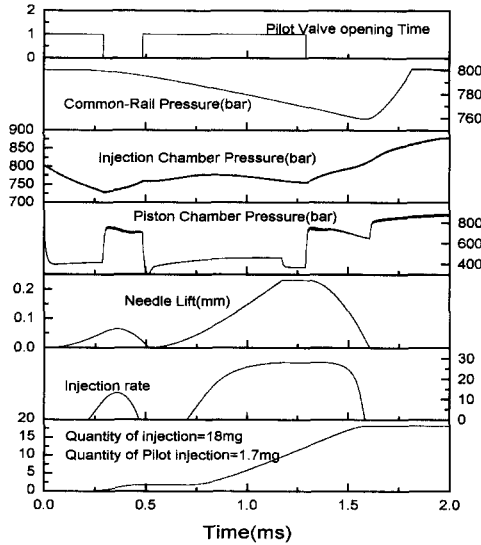


Fig. 11 Pressures, needle lift, and injection rate in Pilot injection (Total injection 18mg, pilot injection 1.7mg).

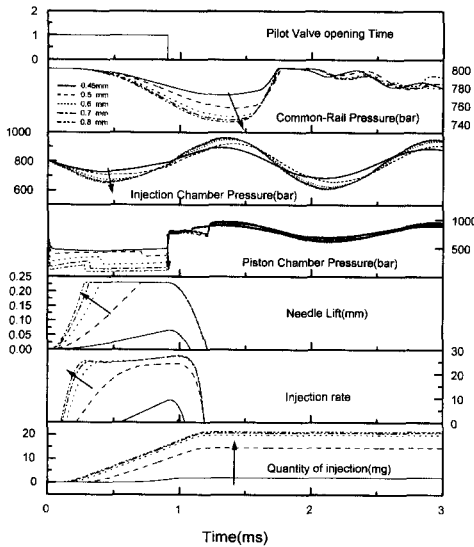


Fig. 12 Effect of piston chamber orifice diameter on injection rate (The Inlet diameter is fixed to 0.5mm, the outlet diameter are 0.45, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8mm).

mm로 변화를 주었을 때 축압실 압력, 노즐 챔버, 피스톤 챔버 압력, 니들 변위, 분사율, 총분사량을 나타낸 것이다. 화살표의 방향은 직경의 크기가 커지는 것을 나타내고 있다. 출구직경이 커질수록 압력강하는 적어지고 니들은 빨리 상승하며 분사량도 많아지고 있다. 또한 니들의 상승 기울기 및 분사율도 커지고 있는 것을 볼 수 있는데, 이는 피스톤 챔버의 압력이 출구직경이 클수록 빨리 떨어져서 니들이 급격히 올라가기 때문인 것으로 생각된다. 출구조건이 0.4 mm이하에서는 밸브가 열리지 않는데 유출유량보다 유입유량이 더 많아 피스톤 챔버의 압력을 계속 유지하기 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 13은 출구직경을 0.5 mm로 고정하고 입구 직경을 0.1, 0.2, 0.3, 0.5, 0.55 mm로 변화시킬 때 축압실 압력, 노즐 챔버, 피스톤 챔버 압력, 니들 변위, 분사율, 총분사량을 나타낸 것이다. 화살표 방향은 직경이 증가하는 방향이다. 0.55 mm에서는 약간의 니들이 상승하는 것을 볼 수 있는데 0.5와 0.6 mm 사이에서 니들변위와 분사율이 급격히 줄어드는 현상이 나타났다. 니들에 작용하는 힘은 직경의 제곱에 비례하므로 입구직경이 0.5와 0.6 mm 사이에서 급격히 증가하여 니들의 움직임을 방해하는 역할을 한다. 입구직경이 감소할수록

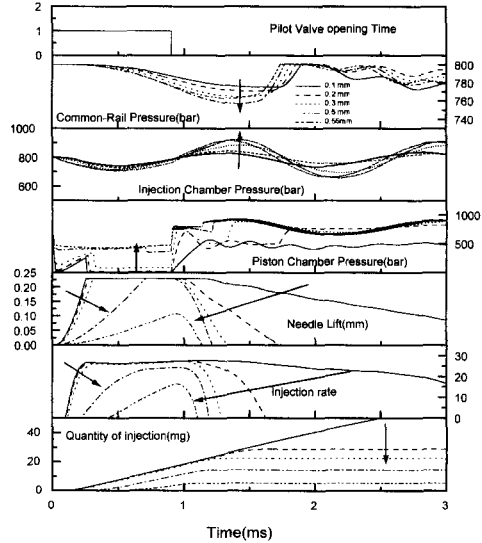


Fig. 13 Effect of piston chamber orifice diameter on injection rate (The inlet diameter is 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.55mm, the outlet diameter is fixed to 0.5mm).

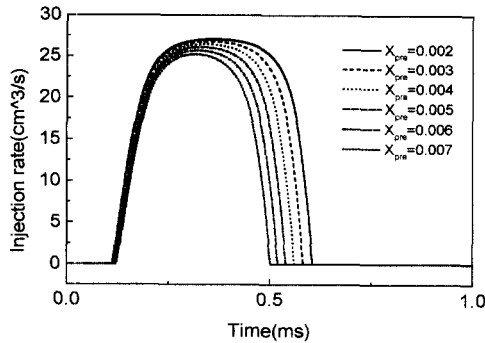


Fig. 14 Effect of initial spring length on injection rate.

압력강하는 적어지고 니들은 늦게 닫히고 궁극에는 분사시간이 아주 길어짐을 알 수 있다.

Fig. 14는 스프링 초기 압축길이와 분사율과의 관계를 나타낸 것이다. 스프링 초기 압축길이(초기 셋력)가 커질수록 분사시간과 분사율이 감소하며 특히 분사의 시작보다 분사종료시점에 변화가 있다. 그 이유는 분사초기에는 피스톤 챔버의 압력이 미치는 힘이 스프링력보다 크지만 분사후기에는 피스톤챔버의 압력강하로 스프링력이 압력에 의한 힘보다 더 영향을 미치기 때문이다. 따라서 분사기간 단축의 효과를 얻기 위해서는 스프링의 초기 압축 길이를 적당히 조절하면 가능할 것이다.

6. 결 론

승용차용 소형 DI엔진에 사용될 수 있는 축압식 고압 분사시스템을 특성곡선해법과음해차분법을 사용하여 시뮬레이션을 하였으며 Ganser Hydromag의 실험 데이터와 비교한 결과 다음 사항을 알 수 있었다.

- (1) 계산 격자의 수가 많아지면 특성곡선해법과 음해 차분법은 거의 비슷한 결과를 나타내지만, 계산속도는 음해차분법이 특성곡선해법보다 빠르다.
- (2) 니들 변위 및 분사율을 계산한 수치결과를 니들변위가 아주 작은 경우를 제외하고는 실험 데이터와 비교적 잘 일치하였다.
- (3) 축압식 전자제어 분사장치를 사용하면, 솔레노이드 구동기간 변화에 의해, 델타형 분사와 다른 파일럿 분사를 쉽게 구현할 수 있었다. 수치모사결과 파일럿 분사량 비율은 파일럿 분사기간 비율에 비해 상당히 짧아지므로 디젤노킹이나 질소산화물

을 저감할 수 있는 가능성을 제시하고 있다.

(4) 피스톤 챔버 입구 및 출구의 오리피스 노즐 면적 변화에 의해 분사율 형상을 조절할 수 있었다. 동일한 솔레노이드 구동기간에서 스프링 초기 압축 길이를 증가시키면 분사종료시점은 빨라진다.

후 기

본 연구는 1997년 교육부 학술연구조성비(기계공학 ME97-F-11)의 지원을 받아 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Shinoda, K., Koide, H. and Kobayashi, F., 1986, "Development of New Electronic Control System for a Diesel Engine," SAE Paper 860597
- (2) Schwartz, R., 1985, "High-Pressure Injection Pumps with Electronic Control for Heavy Duty Diesel Engines," SAE Paper 850170
- (3) Murayama, F., 1988, "The Nippondenso Electronic Control system for the Diesel Engine," SAE Paper 880489
- (4) Savery, C. W., Dobovisek, Z., Beck, N. J. and Gebert, K., 1989, "Injection characteristics of High Pressure Accumulator Type Fuel Injector," SAE Paper 890266
- (5) Yang, M. and Sorenson, S. C., 1992, "Modelling of the Dynamic Processes in an Electronic Diesel Fuel Injection System," SAE Paper 920240
- (6) Stoeckli, M. and Ineichen, B., 1995, "A New Diagnostic Tool for Fuel Spray Visualization in high Speed Passenger Car DI-Diesel Engines," SAE paper 950459
- (7) Schneider, W., Stöckli, M., Lutz, T. and Eberle, M., 1993, "Hochdruckeinspritzung und Abgaszirkulation im Kleinen, Schnellaufenden Dieselmotor mit Direkter Einspritzung," MTZ 54, pp. 588~599
- (8) White, F. M., 1988, *Fluid Mechanics*, Mcgraw-Hill
- (9) Verwey, A. and Yu, J. H., 1993, "A Space-Compact High-Order Implicit Scheme for Water Hammer Simulations," *IAHR, XXV, Tokyo*.

Japan, August, pp. 363~370

- (10) Mansour, S.G.S., 1996, "The Application of A Space-Compact High-Order Implicit Scheme for Cavitation Computation in Waterhammer Simulation," *Hydroinformatics*, Balkema. Rotter-

dam, pp. 315~319

- (11) Arcoumanis, C. and Fairbrother, R. J., 1992, "Computer Simulation of Fuel Injection Systems for DI Diesel Engines," *SAE Paper 922223*