

## 전자유압식 초고압 연료분사계의 시뮬레이션에 관한 연구

장 세 호\* · 안 수 길\*\*

## Computer Simulation of the Electronic Hydraulic Ultra - High Pressure Fuel Injection System

S. H. Jang · S. K. Ahn

**Key words** : Injection Pressure(분사압력), Injection Rate(분사율), Ultra - High Pressure Fuel Injection(초고압 연료분사), Characteristic method(특성곡선법)

**Abstract**

A computer simulation with predict the fuel injection rates and the fuel injection pressure behaviors in diesel engine fuel injection systems would be very useful in designing or improving fuel injection systems. In this paper we developed computer program in order to predict the behaviors of the fuel injection rate and the injection pressure for Electronic Hydraulic Ultra - High Pressure Fuel Injection System. We've applied the continuity and momentum equations for the hydraulic phenomena and the dynamics of individual components of the Electronic Hydraulic Fuel Injection System. To solve all the equations numerically we've applied the Runge - Kutta IV method. Water hammer equations were applied for the hydraulic pipe solution, and the method of characteristics was employed in our calculations. The simulation results were compared with the experimental results for: Accumulator pressure, Injection pressure and injection rate. As a result, The simulation results agree very well with our experimental results. We found that a large accumulator and the high speed solenoid valve were required, and the compression volume of the fuel had to be as small as possible in order to acheive ultra - high pressure fuel injection.

## 기호설명

A : 단면적( $m^2$ )Q : 유량( $m^3$ )K : 체적탄성계수( $kg/m^2$ )

P : 압력(MPa)

\* 부경대학교 대학원

\*\* 부경대학교 제어기계공학과

- $M_n$  : 플런저의 질량(kg)
- $M_p$  : 니이들밸브의 질량(kg)
- $K_p$  : 플런저의 운동에 의한 감쇠계수
- $K_n$  : 니이들밸브의 운동에 의한 감쇠계수
- $K_s$  : 스프링 상수
- $W_{sp}$  : 스프링의 초기 조임력
- $Y_p$  : 플런저의 행정(m)
- $Y_n$  : 니이들밸브의 행정(m)
- H : 수두차(m)
- $C_{sv}$  : 솔레노이드밸브의 유량계수
- a : 압력파의 전파속도(m/s)
- $\rho$  : 밀도( $\text{kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}^4$ )
- g : 중력가속도( $\text{m/s}^2$ )
- f : 관마찰계수
- $\gamma$  : 비중량( $\text{kg/m}^3$ )

## 1. 서 론

직접분사식 디젤기관은 예연소실 기관에 비해 열효율이 높기 때문에 소형고속기관에서도 많이 채용되는 추세이다. 그러나 직접분사식 기관은 예연소실만큼 강한 난류작용에 의한 연료와 공기의 혼합을 기대할 수 없기 때문에 분사된 연료의 운동량에 의한 공기유입에 의존하는 혼합기 형성이 직접분사식 기관의 연소에 중요한 역할을 하고 있다.

직접분사식 디젤기관에 있어서 NOx와 배기미립자의 배출을 저감시키면서 출력을 향상시키는 방법으로써 초고압 연료분사가 매우 효과적이라는 연구가 보고되고 있다.<sup>1,2)</sup>

고압분사에 의한 연소 메카니즘에 대해서는 아직 확실하지는 않지만, 매우 큰 에너지가 연료와 연소장에 가해짐으로써 분무증발과 혼합기 형성이 향상되고, 연료분사기간이 단축됨에 따라 연소기간도 단축된다고 보고있다.

100MPa 이상의 고압을 발생시키는 분사계에는 보쉬형 펌프를 이용한 것과 캠구동식 유닛인젝트를 이용한 것, 그리고 축압·유압의 구동에 의한 것 등이 있다.<sup>3,4)</sup>

이러한 것들 중 보쉬형 펌프에 의한 것과 캠구동식 유닛인젝트를 이용한 것은 고압화에 의해 발생하는 캐비테이션-에로존, 2차분사와 파이프의

내입한계, 분사시기제어 곤란, 저속 운전시에는 고압화가 어려운 점, 고압화에 따른 구동 토오크의 증가로 출력손실의 증가 등의 결점이 있다. 한편, 축압·유압의 구동에 의한 것에는 구조가 복잡하고, 최소분사량의 확보가 곤란하며, 가압부분의 변형, 전자밸브의 신뢰성과 내구성 등의 결점이 지적되고 있다.

디젤기관 분사계의 시뮬레이션에 있어서는 지금까지 보쉬식 분사계의 시뮬레이션은 많이 행하여져 왔다.<sup>5,6)</sup> 그러나 저속운전에서부터 고속운전까지 초고압분사가 가능하고 분사시기, 분사량의 제어가 용이한 전자유압식 분사계에 대한 시뮬레이션은 미미한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 전자유압식 분사계를 연속방정식과 운동방정식을 적용하여 모델링하고, Runge-Kutta법으로 계산하였을 뿐 아니라 실험장치를 구성하여 작동중의 어큐뮬레이터 압력과 플런저 가압압력, 분사압력 및 분사율등의 실험치를 계산치와 비교함으로써 본 시뮬레이션의 타당성을 조사하였다.

## 2. 연료분사계의 모델링

### (1) 가정

연료분사계의 이론적 해석에 연속방정식, 운동방정식을 적용시키는데 있어서 다음과 같이 가정하였다.

- 관로내의 흐름은 1차원, 비정상유동으로 취급하였다.
- 압력과 시간의 변화에 따른 유압유와 연료의 온도변화는 고려하지 않았다.
- 압력공간내에서의 압력분포는 균일하다.
- 분사계의 탄성변형은 무시하였다.
- 유압펌프에서의 토출량은 시간적으로 연속적이며, 일정하다고 가정하였다.

### (2) 연료분사계의 지배방정식

Fig. 1은 전자유압식 초고압 연료분사계의 구성도를 나타내며, 분사계를 해석하기 위하여 어큐뮬레이터(Accumulator), 플런저(Plunger), 니이들

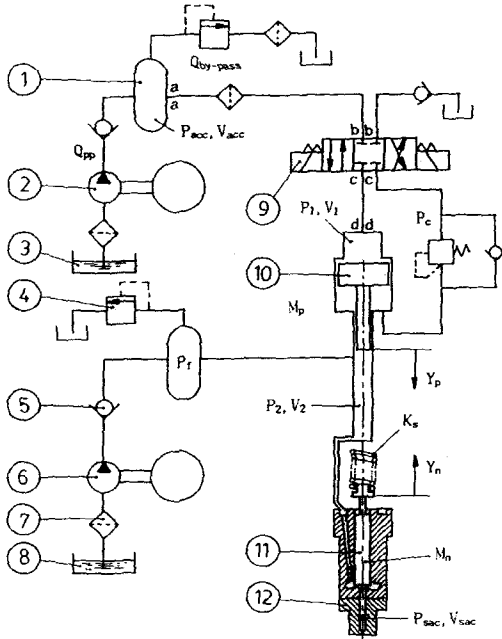


Fig. 1 Schematic diagram of electronic hydraulic fuel injection system

- |                          |                   |
|--------------------------|-------------------|
| 1. Hyd - oil accumulator | 7. Filter         |
| 2. Hydraulic pump        | 8. Fuel tank      |
| 3. Hyd - oil tank        | 9. Solenoid valve |
| 4. Relief valve          | 10. Plunger       |
| 5. Check valve           | 11. Needle valve  |
| 6. Fuel pump             | 12. Nozzle        |

밸브(Needle valve), 유압관으로 구분하였으며, 유압관은 Fig. 2와 같이 모델링하여 각각에 대해 방정식을 유도하였다.

① 어큐뮬레이터에서의 연속방정식

유압유 펌프에서 토출된 유량( $Q_{pp}$ )은 어큐뮬레이터에서 압축된 량, 유압관의 a-a 단면을 통해

서 플런저 상부측으로 유출된 량( $Q_{a-a}$ ), 릴리프밸브(Relief valve)를 통해서 유압탱크로 by-pass된 량을 합한 것과 같으므로 다음식과 같다.

$$Q_{pp} = \frac{V_{acc}}{K_{acc}} \cdot \frac{dP_{acc}}{dt} + Q_{a-a} + Q_{by-pass} \quad (1)$$

② 플런저 상부측에서의 연속방정식

유압관의 d-d 단면을 통해서 플런저 상부로 유입된 유압유의 유량( $Q_{d-d}$ )은 플런저 상부측에서 압축된 량과 플런저 하강에 의한 체적변화량 및 플런저 틈새로 누설된 량( $Q_{tkp}$ )을 합한 것과 같으므로 다음식과 같다.

$$Q_{d-d} = \frac{V_1}{K_1} \cdot \frac{dP_1}{dt} + A_1 \cdot \frac{dY_p}{dt} + Q_{tkp} \quad (U_p = \frac{dY_p}{dt}) \quad (2)$$

③ 플런저의 운동방정식

$$M_p \cdot \frac{d^2Y_p}{dt^2} = P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 - P_c \cdot (A_1 - A_2) - K_p \cdot \frac{dY_p}{dt} \quad (3)$$

④ 플런저 하부측에서의 연속방정식

플런저의 하강에 의해 배제된 연료량은 플런저 하부측에서 압축된 량, 니들 밸브의 변위변화에 의한 체적변화, 연료공급구로의 역류량( $Q_{sp11}$ ), 니들 밸브를 통해서 SAC Volume으로 유출된 량( $Q_{sac}$ ), 그리고 플런저 및 니들밸브 틈새에서의 누설량의 합과 같으므로 다음 식과 같다.

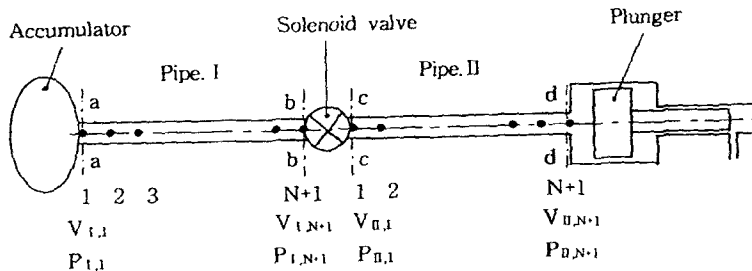


Fig. 2 Modeling of hydraulic system

$$A_2 \cdot \frac{dY_p}{dt} = \frac{V_2}{K_2} \cdot \frac{dP_2}{dt} + (A_{n1} - A_{n2}) \cdot \frac{dY_n}{dt} + Q_{spill} + Q_{sac} + Q_{lpl} + Q_{lkn} \quad (4)$$

$$(U_n = \frac{dY_n}{dt})$$

⑤ 니이들밸브의 운동방정식

$$M_n \cdot \frac{d^2Y_n}{dt^2} = \mu_n \cdot (A_{n1} - A_{n2}) \cdot P_2 + (A_{n1} - \mu_n \cdot (A_{n1} - A_{n2})) \cdot P_{sac} - K_n \cdot \frac{dY_n}{dt} - K_s \cdot Y_n - W_{sp} \quad (5)$$

여기서  $\mu_n$ 은 니이들밸브의 가압면적의 유효계수이며,  $K_s$ 는 스프링상수이다.

⑥ 노즐 SAC Chamber에서의 연속방정식

니이들밸브를 통해서 유입된 연료량( $Q_{sac}$ )은 SAC Chamber내에서 압축된 량과 니이들밸브의 변위변화에 의한 체적변화, 노즐구멍을 통해서 분사된 량( $Q_{inj}$ )의 합과 같으므로 다음 식과 같다.

$$Q_{sac} = \frac{V_{sac}}{K_{sac}} \cdot \frac{dP_{sac}}{dt} + A_{n2} \cdot \frac{dY_n}{dt} + Q_{inj} \quad (6)$$

⑦ 유압관내에서의 수직방정식

유압관내에서의 연속방정식과 운동방정식을 적용하기 위해 Fig. 2와 같이 유압관을 슬레노이드밸브에 의해 Pipe I 과 Pipe II 로 나누어 해석하였다.

유압유 관로내의 흐름은 1차원, 비정상유동으로 가정하고, 유체의 압축성과 관로내의 마찰손실등을 고려하여 운동방정식과 연속방정식을 유도하면, 다음과 같은 비선형 편미분방정식으로 나타낼 수 있다.

운동방정식 :

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{f \cdot V^2}{2D} = 0 \quad (7)$$

연속방정식 :

$$\frac{a^2}{g} \cdot \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + V \left( \frac{\partial H}{\partial x} + \sin \alpha \right) = 0 \quad (8)$$

여기서  $f$ 는 관마찰계수,  $\alpha$ 는 관로의 기울기를 나타내며,  $V \cdot \frac{\partial V}{\partial x}$  와  $V \cdot \left( \frac{\partial H}{\partial x} + \sin \alpha \right)$ 는 미소항이

므로 생략하고, 이 두개의 편미분방정식을 상미분방정식으로 변형시키면 다음과 같다.

$$\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{f}{2D} V |V| = 0 \quad (9)$$

$$\frac{dx}{dt} = +a \quad (10)$$

$$-\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{f}{2D} V |V| = 0 \quad (11)$$

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (12)$$

식(10)과 식(12)를  $x-t$  좌표상에 나타내면 Fig. 3과 같다. 이것을 특성곡선( characteristic lines ) 이라고도 한다.

식(9)는 특성곡선  $dx/dt = +a$ 일때 성립하고, 식(11)은 특성곡선  $dx/dt = -a$ 일때 성립한다. 그러므로 어떤 시간  $t$  에 있어서  $H$ 와  $V$ 가  $x$ 의 함수로써 이미 알고 있을 때, 그 이후의 임의의 시간과  $x$ 에 있어서  $H$ 와  $V$ 를 구할 수 있다. 따라서 관의 중간 지점에서의 압력( $P_M$ )과 유속( $V_M$ )을 구하면 다음과 같다. 그리고  $P = \rho \cdot g \cdot H$ 이므로

$$V_M = \frac{1}{2} \left[ V_R + V_S + \frac{1}{a \cdot \rho} (P_R - P_S) - \frac{f \cdot dt}{2D} (V_R |V_R| + V_S |V_S|) \right] \quad (13)$$

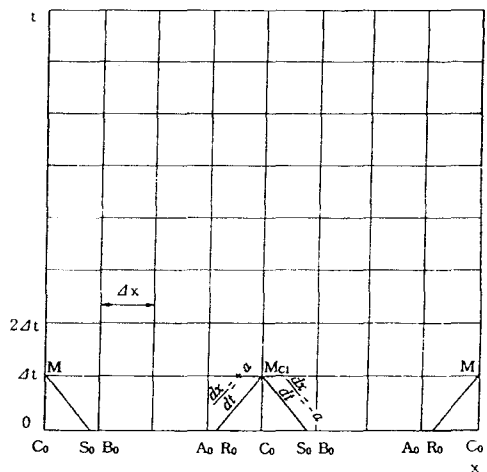


Fig. 3 Characteristic method

$$P_M = \frac{1}{2} \left[ P_R + P_S + a \cdot \rho (V_R - V_S) - \frac{a \cdot \rho \cdot f \cdot dt}{2D} (V_R |V_R| + V_S |V_S|) \right] \quad (14)$$

$$V_R = \frac{V_C - a \frac{dt}{dx} (V_C - V_A)}{1 + \frac{dt}{dx} (V_C - V_A)}$$

$$V_S = \frac{V_C - a \frac{dt}{dx} (V_C - V_B)}{1 - \frac{dt}{dx} (V_C - V_B)}$$

$$P_R = P_C - \frac{dt}{dx} (V_R + a)(P_C - P_A)$$

$$P_S = P_C + \frac{dt}{dx} (V_S - a)(P_C - P_B)$$

이 식들을 Fig. 2의 유압관에 적용하면 Pipe I, II의 각 분할점에서의 압력(P<sub>M</sub>)과 유속(V<sub>M</sub>)을 구할 수 있다.

㉠ 어큐물레이터 출구측(a-a 단면)

Fig. 2에서 어큐물레이터 출구측인 a-a 단면에서의 유속(V)과 압력(P)은 다음과 같다.

$$V_{M1,1} = V_S + \frac{1}{a \cdot \rho} (P_{M1,1} - P_S) - \frac{f \cdot dt}{2D_1} V_S |V_S| \quad (15)$$

$$V_S = \frac{V_{1,1} - a \frac{dt}{dx} (V_{1,1} - V_{1,2})}{1 - \frac{dt}{dx} (V_{1,1} - V_{1,2})}$$

$$P_S = P_{1,1} + \frac{dt}{dx} (V_S - a)(P_{1,1} - P_{1,2})$$

P<sub>1,1</sub>은 어큐물레이터의 압력과 항상 동일하므로

$$P_{1,1} = P_{acc} \text{ 이 된다.} \quad (16)$$

㉡ 솔레노이드밸브 입구측(b-b 단면)

$$V_{M1,N+1} = V_R + \frac{1}{a \cdot \rho} P_R - \frac{f \cdot dt}{2D_1} V_R |V_R| - \frac{1}{a \cdot \rho} P_{M1,N+1} \quad (17)$$

$$V_R = \frac{V_{1,N+1} - a \frac{dt}{dx} (V_{1,N+1} - V_{1,N})}{1 + \frac{dt}{dx} (V_{1,N+1} - V_{1,N})}$$

$$P_R = P_{1,N+1} - \frac{dt}{dx} (V_R + a)(P_{1,N+1} - P_{1,N})$$

식 (17)에서 B<sub>1</sub> = V<sub>R</sub> +  $\frac{1}{a \cdot \rho} P_R - \frac{f \cdot dt}{2D_1} V_R |V_R|$

$$C = \frac{1}{a \cdot \rho} \text{ 라 두면,}$$

$$V_{M1,N+1} = B_1 - C \cdot P_{M1,N+1} \text{ 이 된다.} \quad (18)$$

㉢ 솔레노이드 밸브 출구측(c-c 단면)

$$V_{M1,1} = V_S - \frac{1}{a \cdot \rho} P_S - \frac{f \cdot dt}{2D_1} V_S |V_S| + \frac{1}{a \cdot \rho} P_{M1,1} \quad (19)$$

$$V_S = \frac{V_{1,1} - a \frac{dt}{dx} (V_{1,1} - V_{1,2})}{1 - \frac{dt}{dx} (V_{1,1} - V_{1,2})}$$

$$P_S = P_{1,1} + \frac{dt}{dx} (V_S - a)(P_{1,1} - P_{1,2})$$

$$B_2 = V_S - \frac{1}{a \cdot \rho} P_S - \frac{f \cdot dt}{2D_1} V_S |V_S|$$

$$\therefore V_{M1,1} = B_2 + C \cdot P_{M1,1} \quad (20)$$

한편, 밸브의 유량식으로 부터

$$Q_{s,v} = C_{s,v} \cdot A_{s,v} \sqrt{\frac{2(P_{M1,N+1} - P_{M1,1})}{\rho}} \quad (21)$$

$$\therefore V_{M1,N+1} = \epsilon \cdot C_{s,v} \sqrt{\frac{2(P_{M1,N+1} - P_{M1,1})}{\rho}} \left( \epsilon = \frac{A_{s,v}}{A_1} \right) \quad (22)$$

여기서 V<sub>M1,N+1</sub> · A<sub>1</sub> = V<sub>M1,1</sub> · A<sub>1</sub>에서 A<sub>1</sub> = A<sub>1</sub>이므로

$$V_{M1,N+1} = V_{M1,1} \text{ 이 된다.}$$

따라서 식(18)과 식(20)에 의해

B<sub>1</sub> - C · P<sub>M1,N+1</sub> = B<sub>2</sub> + C · P<sub>M1,1</sub>이 되고, 이를 정리하면

$$P_{M1,N+1} - P_{M1,1} = \frac{B_1 + B_2}{C} - \frac{2}{C} \cdot V_{M1,N+1} \text{ 이 된다.} \quad (23)$$

식 (23)를 식 (22)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$V_{M1,N+1}^2 + 2K \cdot V_{M1,N+1} - K(B_1 + B_2) = 0 \quad (24)$$

$$\left( K = \frac{2C_{sv}^2 \cdot \varepsilon^2}{\rho \cdot C} \right)$$

식(24)의 2차방정식의 해를 구하면

$$V_{M1,N+1} = -K + \sqrt{K^2 + K(B_1 + B_2)} \text{ 이 되고, (25)}$$

역류 일때는  $((B_1 + B_2) < 0)$

$$V_{M1,N+1} = K - \sqrt{K^2 - K(B_1 + B_2)} \text{ 이 된다. (26)}$$

따라서 압력  $P_{M1,N+1}$ 은 식(18)에 의해

$$P_{M1,N+1} = \frac{(B_1 - V_{M1,N+1})}{C} \text{ 이 되고, (27)}$$

$P_{M1,1}$ 은  $V_{M1,N+1} = V_{M1,1}$ 이므로 식(20)에 의해

$$P_{M1,1} = \frac{(V_{M1,1} - B_2)}{C} \text{ 이 된다. (28)}$$

㉞ PIPE II 의 끝단(d-d단면)

Pipe II 의 N+1 지점에서의  $V_{MII,N+1}$ 과  $P_{MII,N+1}$ 은 다음과 같다.

$$V_{MII,N+1} = V_R + \frac{1}{a \cdot \rho} P_R - \frac{f \cdot dt}{2D_{II}} V_R |V_R| - \frac{1}{a \cdot \rho} P_{MII,N+1} \quad (29)$$

$$V_R = \frac{V_{II,N+1} - a \cdot \frac{dt}{dx} (V_{II,N+1} - V_{II,N})}{1 + \frac{dt}{dx} (V_{II,N+1} - V_{II,N})}$$

$$P_R = P_{II,N-1} - \frac{dt}{dx} (V_R + a)(P_{II,N+1} - P_{II,N})$$

$$B_3 = V_R + \frac{1}{a \cdot \rho} P_R - \frac{f \cdot dt}{2D_{II}} V_R |V_R|$$

$$\therefore V_{MII,N+1} = B_3 - C \cdot P_{MII,N+1} \quad (30)$$

$P_{MII,N+1}$ 은  $P_1$ 의 압력과 항상 동일하므로

$$P_{MII,N+1} = P_1 \text{ 이 된다. (31)}$$

(3) 솔레노이드밸브의 동작특성

솔레노이드밸브의 마찰저항을 무시하고, 솔레노이드의 힘이 일정하다고 가정했을때, 밸브가 열릴때의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_{sv} \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = F_{sol} - k \cdot x \quad (k ; \text{스프링 상수}) \quad (32)$$

$$\text{경계조건 } t=0 \text{ 일때 } x=0, \frac{dx}{dt}=0$$

$$t=10\text{ms 일때 } x=1$$

에서 식(32)의 해를 구하면

$$x = \sin \frac{\pi}{2} \left( \frac{t}{10 \times 10^{-3}} - 1 \right) + 1 \text{ 이 된다. (33)}$$

그리고 Valve가 닫힐때의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_{sv} \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = -k \cdot x \quad (34)$$

$$\text{경계조건 } t=0 \text{ 일때 } x=1, \frac{dx}{dt}=0$$

$$t=10\text{ms 일때 } x=0$$

에서 식(34)의 해를 구하면

$$x = \sin \frac{\pi}{2} \left( 1 - \frac{t}{10 \times 10^{-3}} \right) \quad (35)$$

여기서 밸브의 양정과 유량이 비례한다고 가정하면, 밸브의 열리고 닫힐때의 시간에 따른 유량의 변화는 Fig. 4와 같다.

(4) 물성치와 계수

유압유와 연료의 체적탄성계수, 밀도 및 비중량은 다음과 같이 압력의 함수로 표시하였다.

① 유압유의 체적탄성계수와 압력과의 관계

$$\bar{K}_T = (1.51 + 7(\gamma - 0.86)) \cdot 10^4 + 5.6P \quad (36)$$

여기서,  $\bar{K}_T$ 는 평균체적탄성계수,  $\gamma$ 는 대기압하 20℃에서의 비중량(kg/l), T, P는 각각 온도와 압력을 나타낸다.

체적탄성계수( $K_T$ )와 평균체적탄성계수( $\bar{K}_T$ )와는 다음의 관계가 성립한다.

$$K = \frac{\bar{K}(\bar{K} - p)}{K_0} \quad (37)$$

여기서  $K_0$ 는 대기압하에서의 체적탄성계수를 나타낸다.

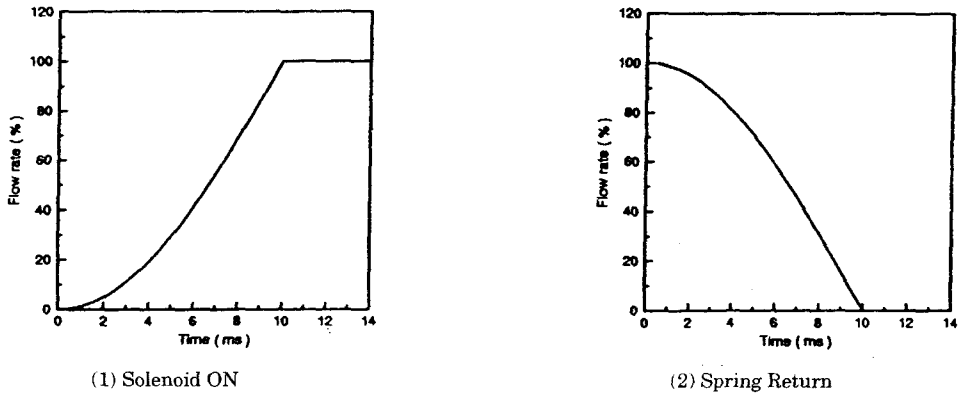


Fig. 4 Flow curve of solenoid valve

그리고 유압유의 비중량과 압력과의 관계는 온도가 일정하다면 다음과 같다.

$$\frac{\gamma}{\gamma_0} = 1 + \frac{P - P_0}{K_T} \quad (38)$$

여기서  $P_0, \gamma_0$ 는 대기압과 대기압하에서의 비중량을 나타낸다.

② 연료의 체적탄성계수, 밀도와 압력과의 관계

$$K = -V \cdot \frac{\delta P}{\delta V} = \frac{1 + a \cdot P - b \cdot P^2}{a - 2 \cdot b \cdot P} \quad (39)$$

$$\rho = \rho_0 \cdot (1 + a \cdot P - b \cdot P^2) \quad (40)$$

여기서 a, b는 R.S.dow 와 C.E. Fink의 상수이다.<sup>7)</sup>

한편 니들밸브의 가압면적 유효계수( $u_n$ ), 유량계수( $C_n$ ), 유로단면적( $A_{n1}, A_{n2}$ )과 노즐구멍에서의 유량계수( $C_h$ )등은 참고문헌<sup>8),9)</sup>를 참조하였다.

### 3. 결과 및 고찰

Fig. 5는 어큐물레이터의 압력을 18MPa로 하고 분사량을 84mg으로 할때, 어큐물레이터의 압력( $P_{acc}$ ), 플런저 가압압력( $P_1$ ), 분사압력( $P_2$ ) 및 분사율변화등에 대한 실험치와 시뮬레이션에 의한 계산치를 비교한 것으로서 실험치와 계산치가 잘 일치하고 있다. 먼저 어큐물레이터의 압력변화를 살펴보면, 솔레노이드밸브의 작동에 의하여 압력강하가 일어나고 유압관로내에서의 압력 반사파에

의하여 맥동이 반복되면서 점차적으로 압력이 회복되고 있음을 알 수 있다. 그리고 플런저 가압압력( $P_1$ )은 수격현상(water hammer)에 의하여 압력이 상승하여 3.4ms시점에서 어큐물레이터 압력의 1.5배인 27.3MPa까지 상승한 후, 맥동이 반복되면서 서서히 일정하게 유지된다.

한편, 이때 최고분사압력은 157.3MPa이며, 압력상승기간은 1.8ms이었다. 이는 플런저가 완전히 하강된 시점으로 플런저 가압압력( $P_1$ )과 플런저 면적비에 상응하는 압력상승이다. 이후부터는 계속적인 연료분사에 의하여 서서히 압력강하가 일어난다. 따라서 플런저 가압압력( $P_1$ )이 분사압력( $P_2$ )에 영향을 미치는 기간은 플런저가 완전히 하강 하는데 걸리는 시간과 같다. 그림에서 보는 바와 같이 분사압력은 계산치와 실험치가 잘 일치하고 있는 반면, 분사율은 약간의 차이를 나타내고 있다. 이는 니들밸브와 노즐구멍에서의 유량계수가 실제와 다소 차이가 나기 때문인 것으로 판단된다. 그리고 분사기간은 6ms이며, 최고분사율은 25mg/ms로써 고분사율을 얻을 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 6은 어큐물레이터의 압력을 10MPa로 한 경우로써 Fig. 5와 같이 실험치와 계산치가 잘 일치하고 있다. 그러나 어큐물레이터의 압력이 낮으면, 플런저 가압압력( $P_1$ )은 낮아지고, 최고분사압력에 도달하는 시간도 늦어지며, 최고분사압력은 현저히 낮아진다. 따라서 분사율도 낮아짐을 알 수 있다.

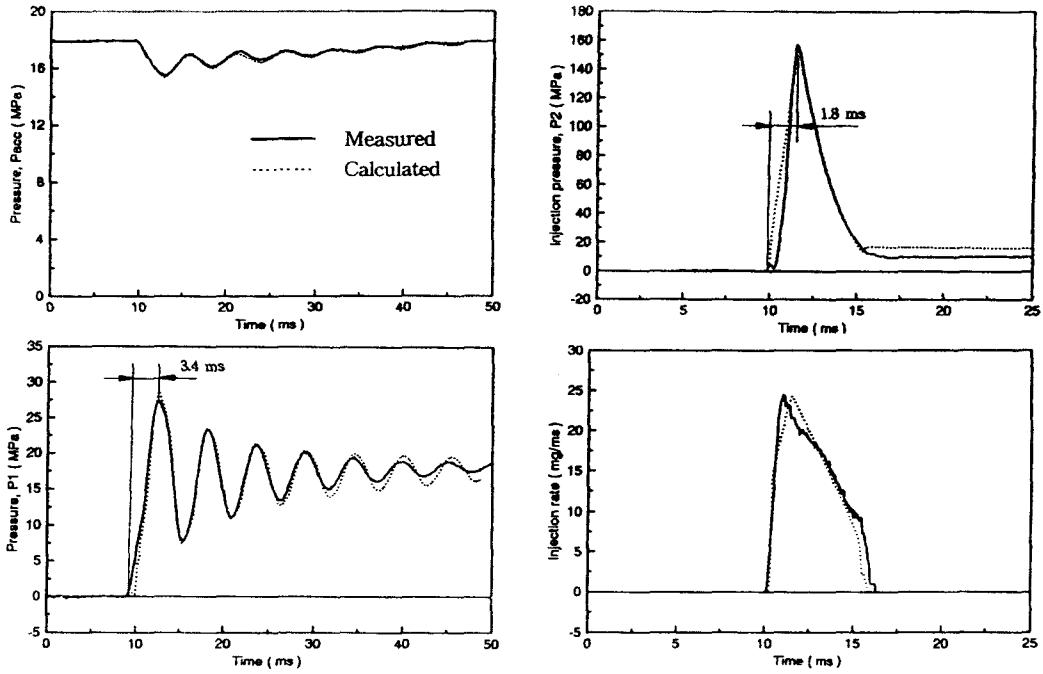


Fig. 5 Comparison of calculated and experimental results  
 ( $P_{acc} : 18\text{MPa}$ ,  $Q_{inj} : 84\text{mg}$ )

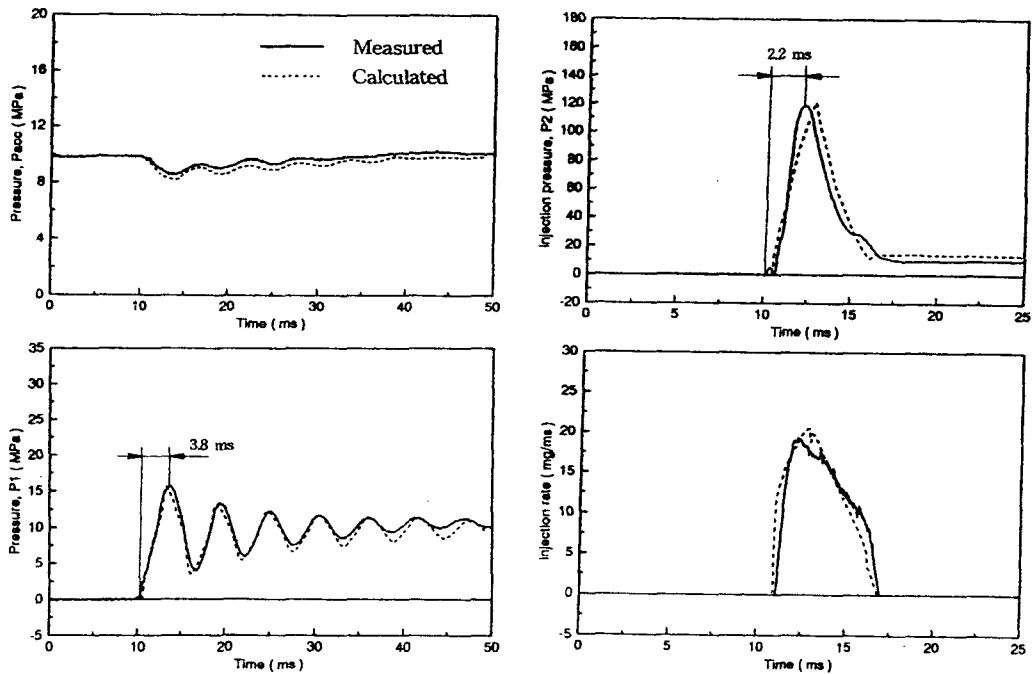


Fig. 6 Comparison of calculated and experimental results  
 ( $P_{acc} : 10\text{MPa}$ ,  $Q_{inj} : 84\text{mg}$ )



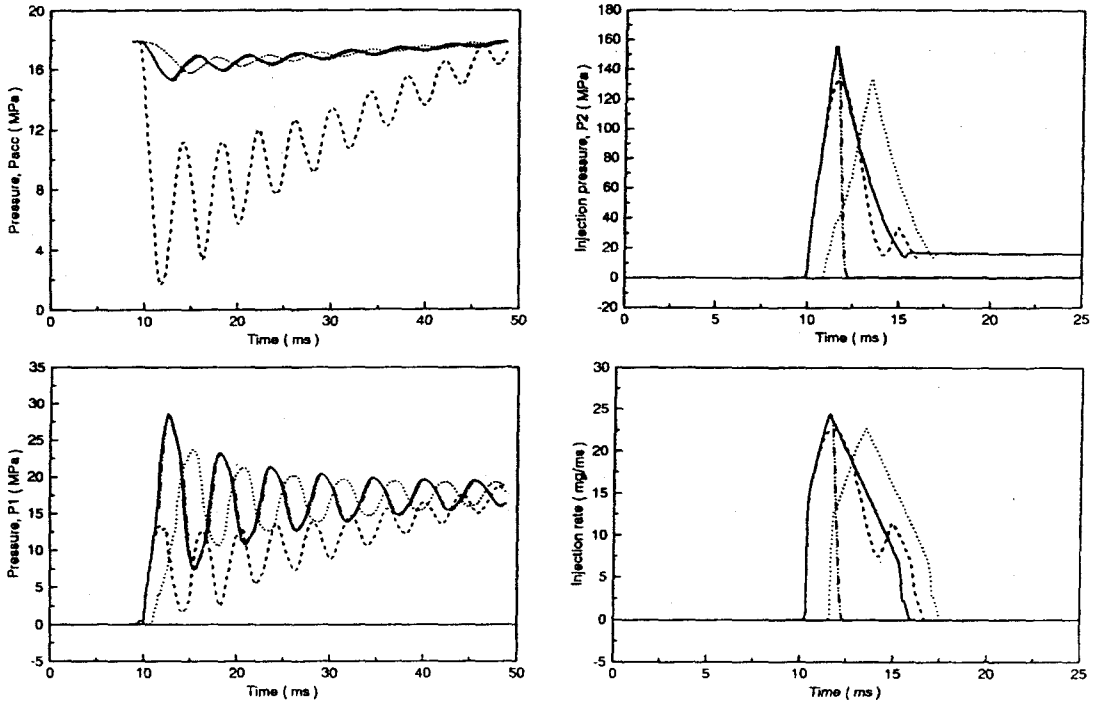


Fig. 7 Effect of accumulator volume, solenoid valve on time and spill port on the injection pressure and injection rates

	P <sub>acc</sub>	V <sub>acc</sub> (m <sup>3</sup> )	S. valve ON Time
————	18MPa	3000 × 10 <sup>-6</sup>	2.5ms(without spill port)
-----	18MPa	200 × 10 <sup>-6</sup>	2.5ms(without spill port)
.....	18MPa	3000 × 10 <sup>-6</sup>	10ms(without spill port)
- · - · -	18MPa	3000 × 10 <sup>-6</sup>	2.5ms(with spill port)

Fig. 7은 분사계의 구성요소의 변화, 즉 어큐물레이터의 용량, 솔레노이드밸브의 성능 및 플런저의 스피 포트(Spill port)유무에 따른 압력변화(P<sub>acc</sub>, P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub>)와 분사율의 변화를 나타낸다. 용량이 3000cc인 어큐물레이터를 설치하였을 경우에는 최대압력강하가 15%인 반면에 어큐물레이터를 설치하지 않았을 경우에는 유압관로내의 체적뿐이므로 90%의 급격한 압력강하가 일어나고, 분사압력은 낮으며, 분사기간도 길어짐을 알 수 있다.

그리고 솔레노이드 밸브의 동작시간이 10ms인 경우에는 어큐물레이터의 압력강하는 완만하게 일어나고, 플런저의 가압압력은 완만하게 상승하므로 분사압력도 완만하게 상승하게 되며, 최고분사압력은 낮게 나타났다.

또한 플런저에 스피 포트(Spill port)를 설치하

였을 경우에는 분사압력이 최고에 도달한 후 그 압력은 급격히 떨어지므로 분사율 패턴은 델타(Δ)모양이 되며, 분사기간은 2ms로 매우 짧아짐을 알 수 있다.

Fig. 8은 어큐물레이터의 압력변화로 유압관내의 압력변화에 따른 압력과의 전파속도를 나타낸다. 관로내의 압력이 높으면 전파속도가 빨라짐을 알 수 있고, 본 실험장치에서는 950 - 1050m/s 범위이었다.

Fig. 9는 연료의 압축체적(V<sub>2</sub>)의 변화가 분사압력에 미치는 영향을 나타낸 것으로 압축체적이 작을 수록 분사압력은 급격히 상승함을 알 수 있다. 분사량이 84mg일때 분사압력을 150MPa이상이 높이기 위해서는 연료의 압축체적을 1.0 × 10<sup>-6</sup>m<sup>3</sup>보다 작게해야 함을 알 수 있다.

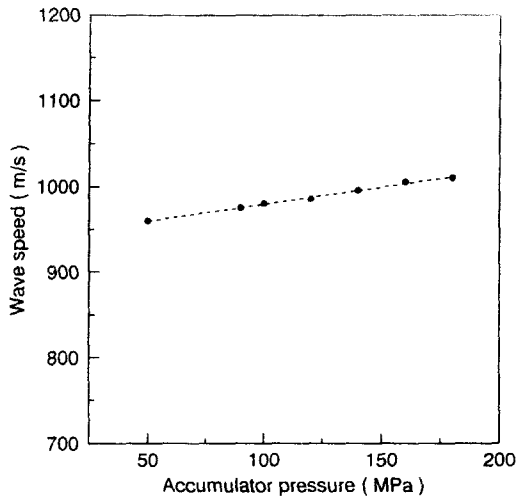


Fig. 8 Velocity of pressure wave according to accumulator pressure

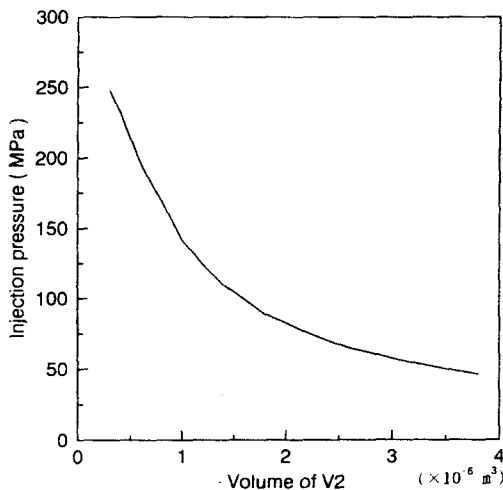


Fig. 9 Variance of injection pressure according to compression volume of  $V_2$

#### 4. 결 론

전자유압식 초고압 연료분사계를 모델링하여 수치해석한 계산치와 실험치를 비교 검토한 후, 분사계 구성요소의 변화에 따른 분사특성을 조사한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 전자유압식 초고압 연료분사계의 분사특성에 대한 시뮬레이션 결과와 실험치가 잘 일치하였다.
2. 분사압력을 초고압으로 높이기 위해서는 총

분리 큰 이큐플레이터와 대용량 고속 솔레노이드 밸브가 요구되고, 연료의 압축체적을 가능한 한 적게 할 필요가 있다.

3. 플런저에 스피드 포트를 설치함으로써 분사를 패턴은 델타( $\Delta$ )모양이 되며, 분사기간은 매우 짧아짐을 알 수 있다.

4. 유압관내에서의 압력전파속도는 압력이 높을수록 상승하였다.

#### 후 기

본 연구는 한국학술진흥재단의 1994년도 학술연구조성비에 의해 수행되었으며, 관계자 여러분께 심심한 사의를 표합니다.

#### 참고문헌

- 1) Haruyuki Yokota, "Fast Burning and Reduced Soot Formation via Ultra - High Pressure Diesel Fuel Injection", SAE Paper 910225, 1991.
- 2) T. Kamimoto, "Effect of High Pressure Injection on Soot Formation Processes in a rapid Compression Machine to Simulate Diesel Flames", SAE Paper 871610, 1987.
- 3) 立石又二, "高性能 ティーセル 엔진 燃料噴射系の研究", 博士學位論文, 1993.
- 4) N. John Beck, William E. Weseloh, "Direct Digital Control of Electronic Unit Injectors", SAE Paper 840273, 1984.
- 5) Milan Marcic, "Computer Simulation of the Diesel Fuel Injection System", SAE Paper 930925, 1993.
- 6) Madan Goyal, "Modular Approach to Fuel Injection System Simulation", SAE Paper 780162, 1978.
- 7) R. S. Dow and C. E. Fink, "Computation of Some Physical Properties of Lubricating oils at High Pressure". Journal of Applied Physics, vol.2, pp. 353 - 357., 1940.
- 8) Shim Matsuoka, Katsukiko Yokota, "A Study of Fuel Injection System in Diesel Engines", SAE Paper 760551, 1976.
- 9) Min Xu, "A Practical Calculation Method for Injection Pressure and Spray Penetration

in Diesel Engines”, SAE Paper 920624, 1992.

10) 장세호, 김준효, 안수길, “전자유압식 분사계에 의한

초고압 디젤분무의 거동에 관한 연구”, 한국자동차  
공학회논문집, 4권 제2호, pp. 137 - 146, 1996. 3.