

<논 문> SAE NO. 953786

고압 연료 제어와 분사 특성

A High Pressure Fuel Control and its Injection Characteristics

김 상 호,* 이 용 규,* 김 재 업,* 김 응 서**
S. H. Kim, Y. G. Lee, J. U. Kim, E. S. Kim

ABSTRACT

An injection control valve(ICV) was designed to control the fuel flow between a common rail and an injector with two commercial solenoids. To improve the performance of ICV, the characteristic method was applied. With this method, the flow characteristics in the ICV and the injector were studied and the parameters which affect the injection characteristics were also studied. From this study, following results were obtained.

The injection duration can be controlled and with modifications of the effective valve stroke of ICV, the injection quantity and duration can be reduced to desired amount. Also the injection quantity and pressure can be controlled by reducing the hole size of the injector without the variation of the injection duration. For some conditions, the desired injection characteristics can be obtained by the changes of the valve timing, the effective valve stroke, the open pressure of the injector and the hole size of the injector.

주요기술용어 : diesel engine injector(디젤 기관 인젝터), injection control valve(분사 제어 밸브), solenoid(솔레노이드), characteristic method(특성 곡선법)

———— 기 호 설 명 —————

로 마 문 자

A : 분사관의 단면적

α	: 압력파의 전파 속도
a, b	: Dow와 Fink의 실험 상수
C+,C-	: 특성식의 명칭
D	: 분사관의 내경
E	: 관의 체적 탄성 계수
F	: 힘
f	: Darcy 마찰 계수
K	: 유체의 체적 탄성 계수

* 정회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

** 정회원, 서울대학교 기계공학과

\dot{m}	: 질량 유량
m_e	: 등가 질량
p	: 유체의 압력
p_e	: 체적내의 압력
Q	: 체적 유량
Re	: 레이놀즈 수
t	: 시간
u	: 유체의 속도
V	: 체적의 크기
v	: 유체의 비체적
x_1	: 밸브 1 공급부 리세스
x_2	: 밸브 2 리턴부 리세스

회 략 문 자

ρ	: 유체의 밀도
ν	: Poisson's ratio
ϵ	: 분사관의 두께
α	: 증기의 부피비

하 첨 자

R	: C+ 특성식의 출발점
S	: C- 특성식의 출발점
P	: C+ 특성식과 C- 특성식의 교차점
NS	: 관의 마지막 격자점
in	: 체적으로의 유입
out	: 체적에서의 유출
l	: 유체의 액체 상태
g	: 유체의 증기 상태
0	: 유체의 기준 상태
e	: 등가
T	: 온도

1. 서 론

최근에 들어서 디젤 기관의 배기 가스 규제의 경향은 HC, CO 보다는 NO_x와 입자상 물질 규제쪽으로 강화되고 있으며 이에 대응하기 위한 연구 노력이 여러 분야에서 활발히 이루어지고

있다. 그 대표적인 연구 분야는 완전 연소에 의한 유해 배출물 저감에 관한 연구이다. 이 분야에는 자연 흡입식 엔진에서 터보 과급기 및 과급 공기 냉각 시스템을 부착하여 가용 공기의 증대를 위한 연구, 연소실 내에서의 유동 개선을 통한 연료와 공기의 혼합율의 개선에 관한 연구, 연료 미립화를 통한 공기 이용율의 개선을 위한 고압 연료 분사 시스템에 관한 연구 등이 진행되고 있다. 또한 연료의 저황화를 위한 연구, 운할유의 품질 향상에 관한 연구도 진행되고 있으며 연소와 연료 분사 시스템 개선에 부가하여서 입자상 물질 여과 장치 등의 각종 배기 여과 장치라든지, 촉매 변환 장치 등의 배기 후처리에 관한 연구도 진행되고 있다¹⁾.

이러한 연구 분야 중에서 연료 분사 시스템에 관한 연구는 기존의 디젤 기관이 지니고 있는 가솔린 기관보다 우수한 연료 소비율을 유지하며 강화되는 배기 규제를 만족시키고, 궁극적으로 배기 후처리를 필요로 하지 않는 새로운 분사 시스템의 개발을 위한 방향으로 진행되어 오고 있다^{2, 3, 4, 5)}.

새로운 분사 제어 장치들은 모두 특별히 제작된 응답 속도가 빠른 솔레노이드에 의해 구동되는 밸브를 전자적으로 제어하여, 고압 연료의 분사 시기와 분사량을 조절하도록 설계되어 있다. 그러나 이러한 솔레노이드는 특수한 목적에만 맞도록 설계되어 있어서 범용으로 사용하기에는 어려움이 있다.

본 연구에서는 응답성이 느린 두 개의 솔레노이드를 사용하여, 원하는 분사량과 분사시기를 제어할 수 있는 유닛 인젝터 개념의 분사 제어 밸브를 설계하였다. 분사 제어 밸브의 제어 조건과 성능 향상을 위한 설계 조건 등을 파악하기 위해서 공동 현상을 고려한 특성 곡선법을 이용하여 분사 제어 밸브와 인젝터내의 유동을 수치 해석하였다. 수치해석의 기본 입력값으로, 솔레노이드의 운동 데이터는 분사 제어 밸브에서 측정된 솔레노이드의 양정 리그실험 결과값을 사용하였다. 수치 해석을 통하여 분사압, 밸브 타이밍, 개변압 등의 작동 변수의 변화에 따른 분사 특성을 연구하였다.

2. 분사 제어 밸브

2.1 분사 제어 밸브의 구조와 작동 원리

분사 제어 밸브는 고압 커먼 레일의 연료 유동을 두개의 솔레노이드를 이용하여 제어함으로써 분사 시간, 분사 압력, 분사량 등을 조절하도록 설계되어 있다. 일반적으로 전자 제어 고압 분사 시스템에서는 특별히 제작된 응답 속도가 빠른 솔레노이드 밸브를 이용하지만, 본 연구에서는 빠른 응답성의 솔레노이드보다는, 상대적으로 응답성이 느린 두 개의 상용 솔레노이드를 이용하여 상호 구동 시간을 제어함으로써 원하는 분사 특성을 얻는다. 분사 제어 밸브의 구조와 조립 단면도는 Fig.1과 같다.

분사 제어 밸브의 작동 원리는 다음과 같다. 축압실로부터 가압된 고압의 연료가 일정한 압력으로 커먼 레일을 통해 분사 제어 밸브로 공급된다. 3방향 밸브인 밸브-1이 사이클의 초기 단계에 공급부를 개방한 상태에서 리턴부를 차단하고

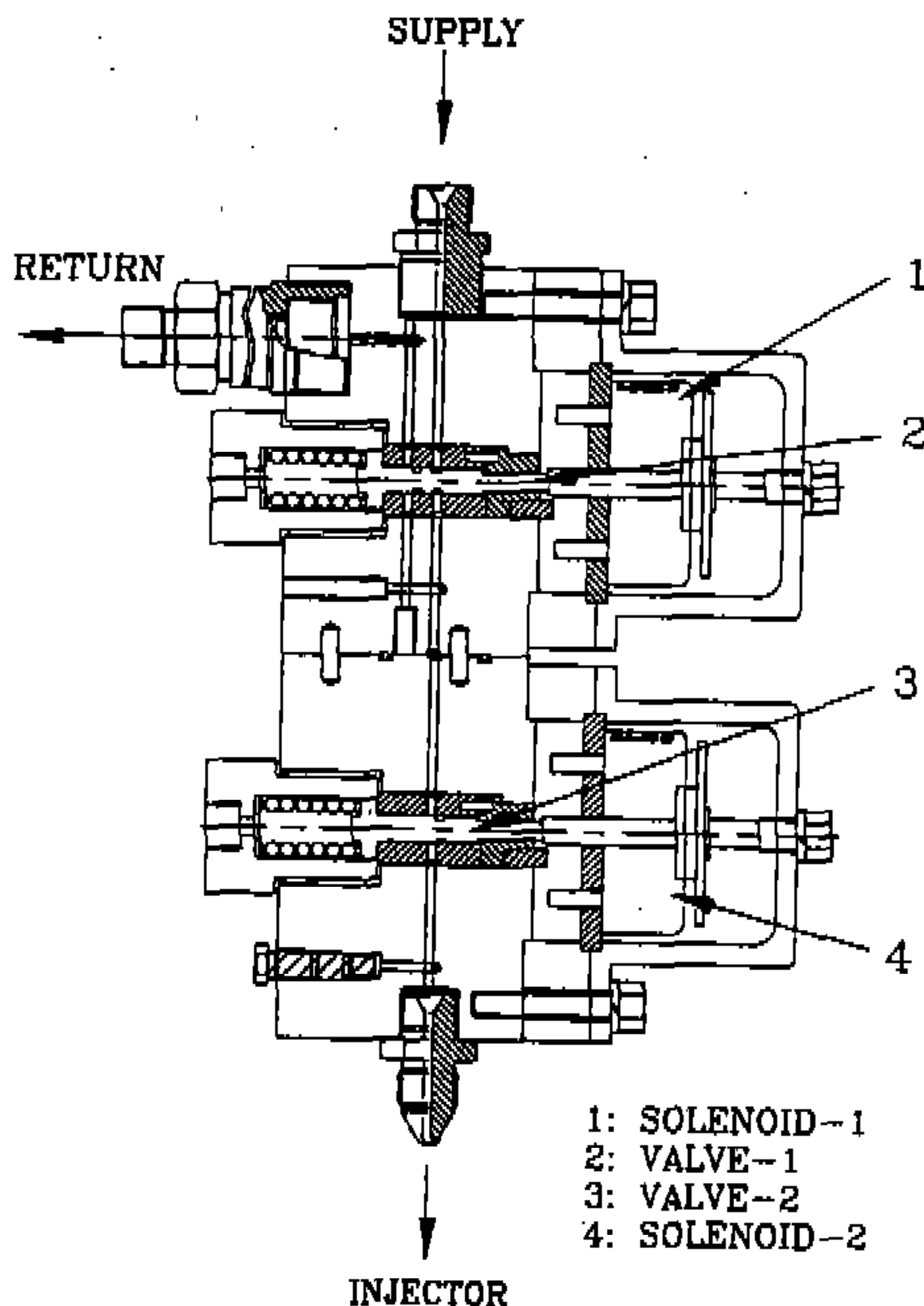


Fig.1 Sectional drawing of injection control valve

있기 때문에, 연료는 몸체-1의 공급 라인과 몸체-2의 공급 라인을 채우고, 사이클 초기에는 닫혀 있는 밸브-2의 입구까지 공급되게 된다. 구동 신호에 의해 솔레노이드-2가 자화되면 밸브-2가 열리고 고압의 연료가 인젝터 쪽으로 공급된다. 고압의 연료는 인젝터 노즐실(nozzle chamber)에서 계속 가압되는데 개변압(open pressure)이상이 되면 인젝터의 니들(needle)을 들어올리며 연료 분사가 시작된다. 연료 분사 종료는 밸브-2의 구동 신호와 시간 지연을 가지면서 밸브-1에 구동 신호를 보내면서 이루어진다. 3-방향 밸브인 밸브-1이 솔레노이드-1에 의하여 움직이면 공급부는 차단되고 체크 밸브(check valve)와 연결된 리턴부가 개방된다. 이 때 고압의 연료는 체크 밸브를 통하여 대기 상태의 연료 탱크로 빠져나가게 되고, 인젝터 노즐실의 압력이 하락하면서 스프링 반력에 의해 니들이 내려와 분사가 종료된다.

밸브-1이 전체 양정까지 움직인 후에는 연료 공급이 완전히 차단되고, 이 동안 밸브-2는 다시 사이클 초기 상태로 되돌아 간다. 밸브-1도 그 후에 사이클 초기 상태로 되돌아가 다시 분사 제어 밸브에 고압의 연료가 공급된다.

연료 분사량은 밸브-1과 밸브-2의 상대적인 구동 시간 간격에 의해서 이루어지고, 연료 분사 시기는 밸브-2의 구동 시간에 의해서 이루어진다. 이러한 2개의 솔레노이드 밸브에 의한 제어는 응답 특성이 느린 솔레노이드를 이용하여 연료 분사를 제어할 수가 있다.

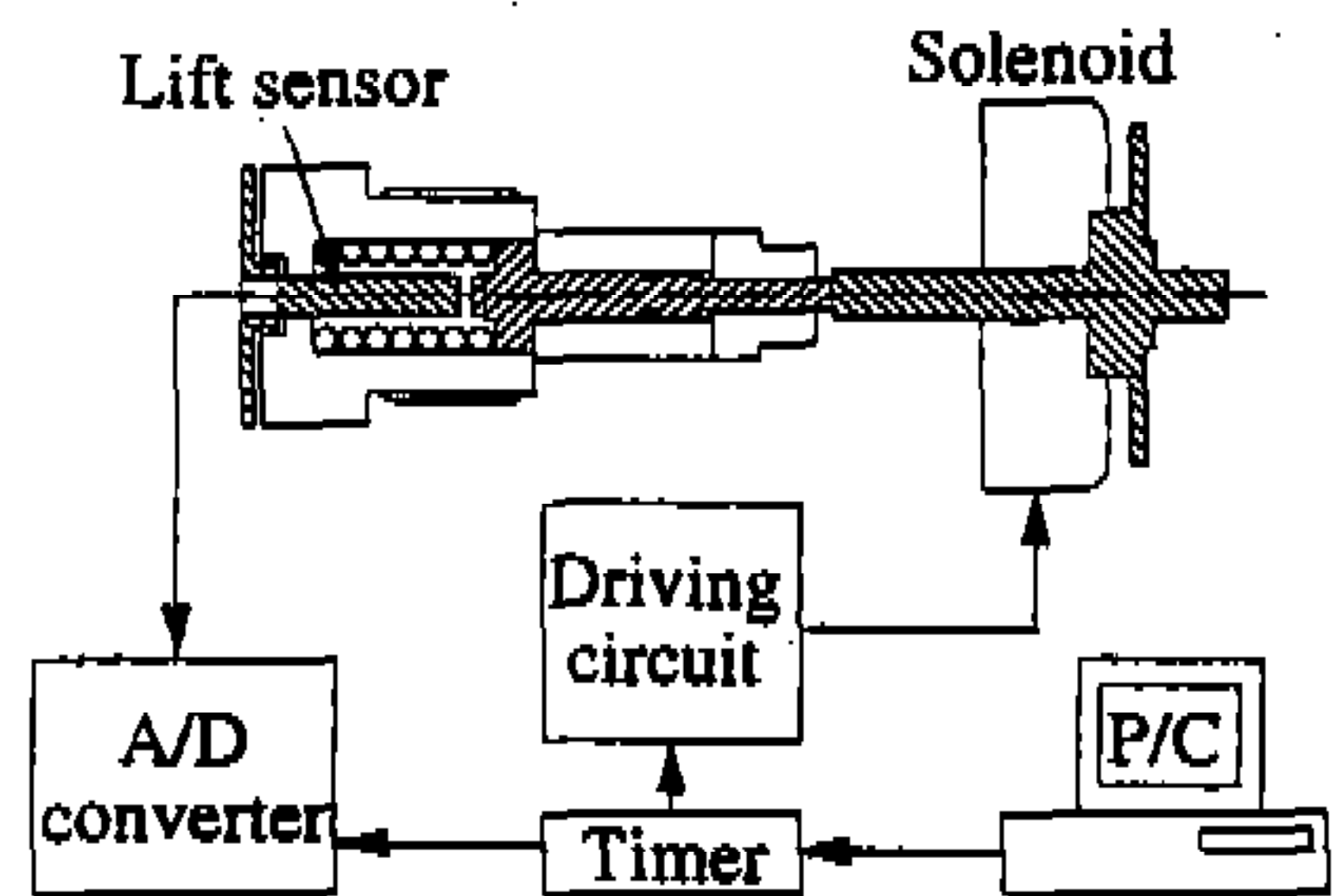


Fig.2 Schematic diagram of solenoid lift measuring apparatus

2.2 솔레노이드 양정 실험

Fig.2는 솔레노이드 양정 실험에 대한 개략도이다. 상단 솔레노이드와 하단 솔레노이드에 의해 구동되는 밸브의 형상 재질이 동일하기 때문에 상단 밸브의 양정만을 측정하였다. 또한 구동 신호에 대한 밸브의 시간 지연을 측정하기 위하여 타이머(timer)로 부터 나오는 신호와 밸브의 양정 신호를 A/D 컨버터(A/D converter)를 이용하여 동시에 측정하였다. 리프트 센서(lift sensor)는 밸브와 센서간의 거리 변화에 따른 자속 밀도 변화를 통해서 밸브의 상대적 위치를 측정하도록 되어 있으므로, 밸브의 한 쪽 끝에 자성체를 부착하여 자장을 형성시켜 주어야 한다.

3. 분사 제어 밸브의 수치 모델링

Fig.3은 분사 제어 밸브의 근사적 모델이다.

1. 관내의 유동은 일차원 비정상 압축성 유동이다.
2. 인젝터와 밸브 내에서의 연료의 온도 변화는 없다.
3. 연료의 누설은 없다.

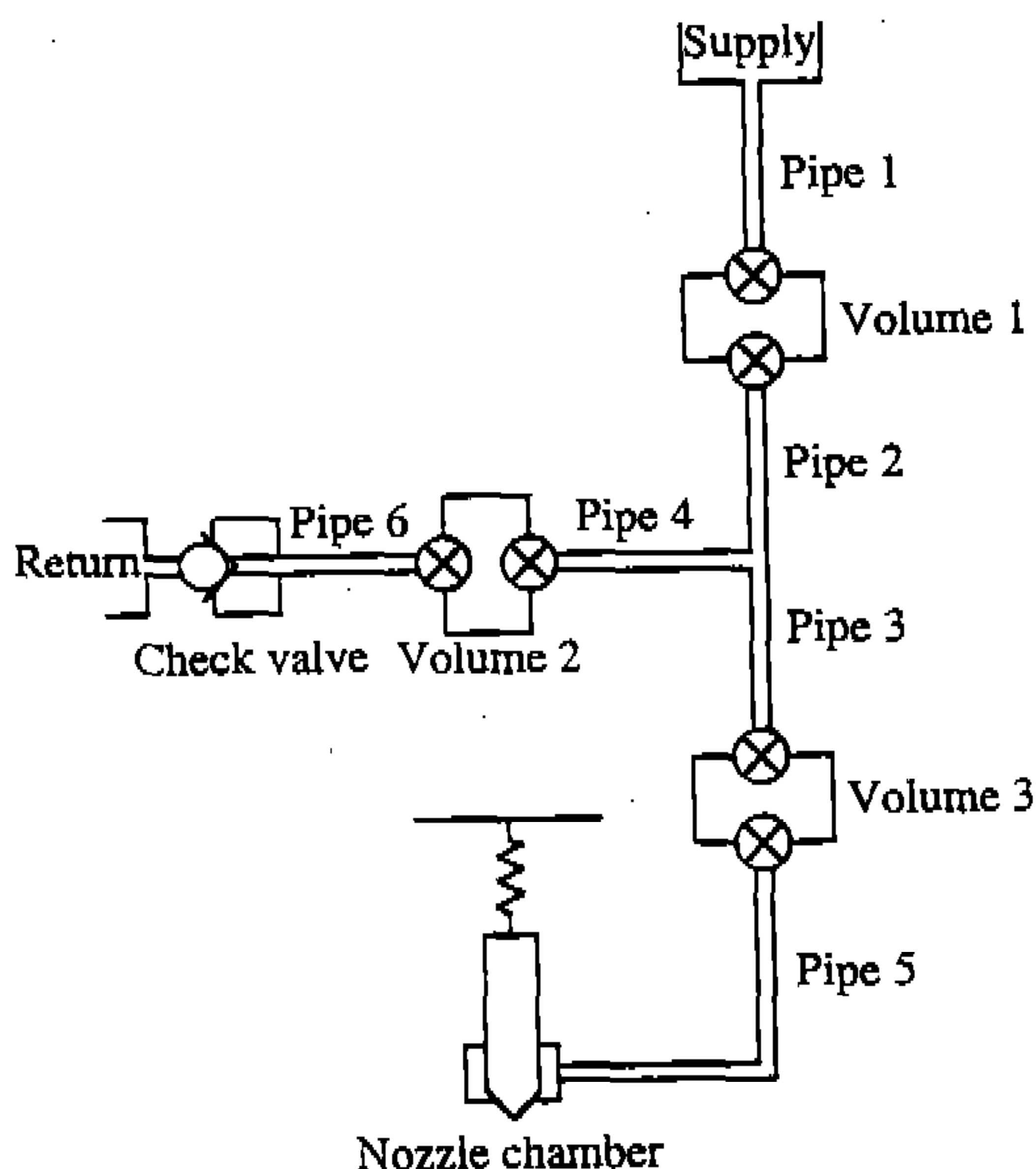


Fig.3 Modeling of injection system

4. 비정상 상태의 마찰의 영향은 정상 상태와 동일하다.
5. 중력에 의한 영향은 무시한다.
6. 체적 내의 압력은 동일하다.
7. 공급부와 리턴부의 압력은 일정하다.

3.1 연료의 물성치

작동 유체의 밀도는 R. B. Dow와 C. E. Fink의 연료의 밀도에 관한 실험식을 사용하여 계산하였다⁶⁾. R. B. Dow와 C. E. Fink는 연료의 밀도를 압력의 함수로 가정하여 식 (1)과 같이 표현하였다.

$$\rho = \rho_0(1 + ap - bp^2)_T \tag{1}$$

유체의 체적 탄성 계수 K 는 식 (1)을 이용하여 식 (2)와 같이 표현된다.

$$K = -v \frac{dp}{dv} = \rho \frac{dp}{d\rho} = \frac{1 + ap - bp^2}{a - 2bp} \tag{2}$$

무한 공간이 아닌 유한 관내에서의 압력파의 전파 속도는 압력에 의한 관의 단면적 변화에 영향을 받는다. 벽면에서의 마찰을 고려하지 않을 경우, 연속 방정식과 운동량 방정식을 적용하면 식 (2)의 체적 탄성 계수의 정의로부터 압력파의 전파 속도는 식 (3)과 같이 표현된다⁷⁾.

$$a = \left(\frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \frac{K}{A} \frac{dA}{dp}} \right)^{\frac{1}{2}} \tag{3}$$

식 (3)에서 압력에 의한 단면적의 변화는 반경 방향과 회전 방향만의 변화량을 고려할 경우, 다음과 같이 관의 탄성 계수와 포아손비 등의 함수로 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dp} = 2(1 + \nu) \text{ for circular channel}$$

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dp} = \frac{D}{\epsilon} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \text{ for thin pipe}$$

3.2 관내의 유동

관내의 유동은 벽면의 마찰을 고려한 일차원 비정상 압축성 유동으로 가정하여 특성 곡선법을 이용하여 해석하였다⁷⁾. 관의 단면적 A 가 압력만의 함수이므로 식 (3)의 음속의 정의를 이용하면 연속방정식은 식 (4)와 같이 표현된다.

$$\frac{dp}{dt} + \rho a^2 \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (4)$$

또한 비정상 상태에서의 벽면에 의한 마찰은 정상 상태의 경우와 동일하다는 가정에 의해 Darcy-Weisbach 식으로부터 유동의 방향에 따른 마찰력의 방향을 고려하면 운동량 방정식은 식 (5)과 같이 표현된다.

$$\frac{du}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{f|u|}{2D} = 0 \quad (5)$$

식 (4)와 식 (5)를 특성 곡선법을 이용하여 정리하면 식 (6)~식 (9)과 같이 두개의 특성 곡선과 두개의 일차 상미분 적합 방정식으로 표현된다.

$$\frac{du}{dt} + \frac{1}{\rho a} \frac{dp}{dt} + \frac{f|u|}{2D} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{dx}{dt} = u + a \quad (7)$$

$$\frac{du}{dt} - \frac{1}{\rho a} \frac{dp}{dt} + \frac{f|u|}{2D} = 0 \quad (8)$$

$$\frac{dx}{dt} = u - a \quad (9)$$

Fig.4에서와 같이 $x-t$ 평면상에서 임의의 점 R, S 에서 격자점 P 까지 각각의 특성 곡선을 따라 (6)과 식 (8)를 적분 근사하면 임의의 위치에서 속도와 압력은 식 (10)과 식 (11)과 같이 표현된다.

$$u_P = \frac{1}{\text{Det}} \{ B_S(u_R + B_{RP}R) + B_R(u_S - B_{SP}S) \} \quad (10)$$

$$p_P = \frac{1}{\text{Det}} \{ (1 + R_S)(u_R + B_{RP}R) - (1 + B_R)(u_S - B_{SP}S) \} \quad (11)$$

여기서

$$\begin{aligned} \text{Det} &= B_S(1 + R_R) + B_R(1 + R_S) \\ B_R &= \frac{1}{\rho_R a_R}, \quad B_S = \frac{1}{\rho_S a_S}, \quad R_R = \frac{f|u_R|\Delta t}{2D}, \\ R_S &= \frac{f|u_S|\Delta t}{2D} \end{aligned}$$

이다.

임의의 점 R 과 S 의 위치는 각각의 특성 곡선의 기하학적 적합성을 고려하여 식 (12)과 식 (13)에 의해서 결정된다.

$$X1 = \frac{(\Delta x)^2 - (u_{i-1} + a_{i-1})\Delta t \Delta x}{\Delta x - (u_i + a_i - u_{i-1} - a_{i-1})\Delta t} \quad (12)$$

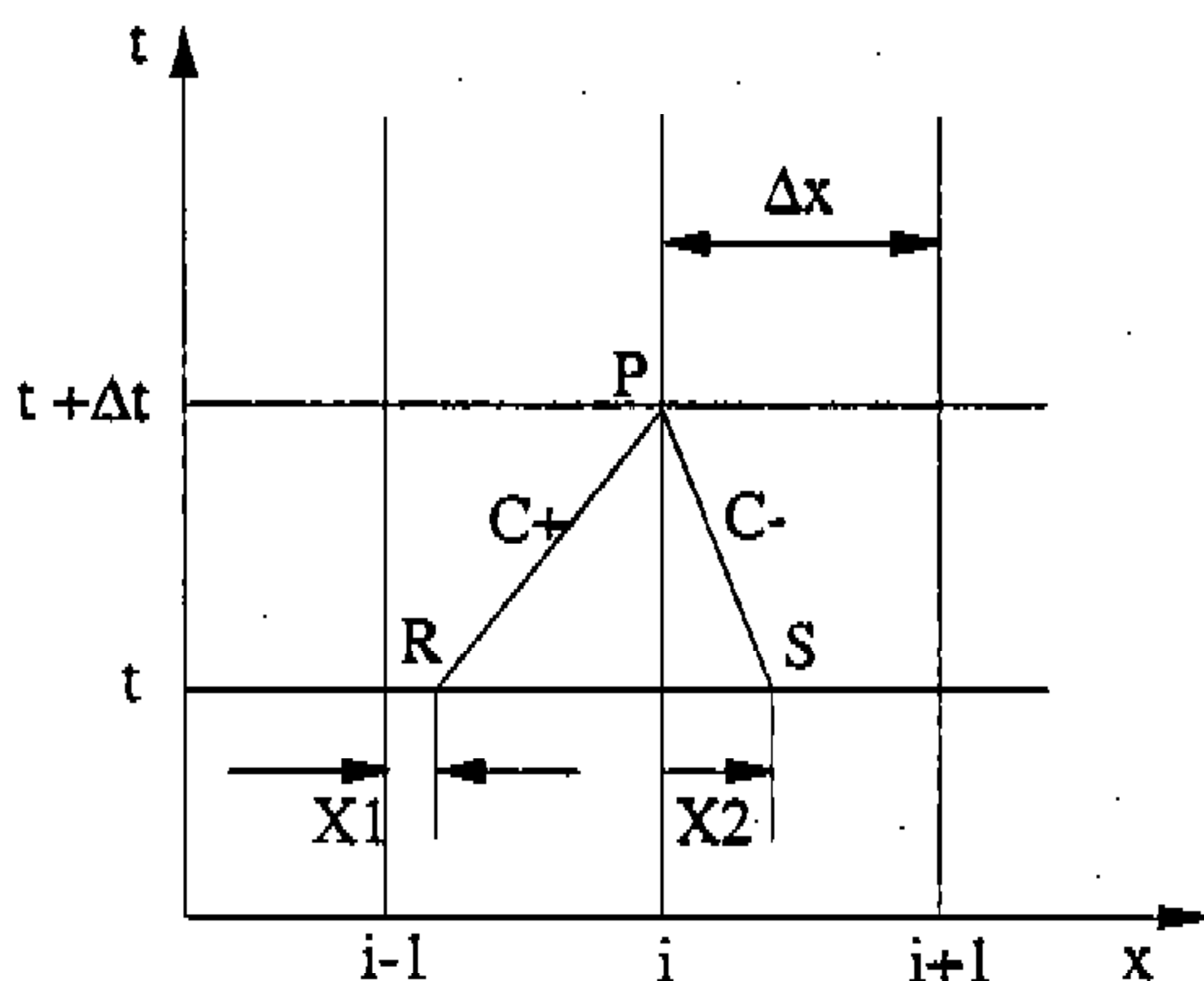


Fig.4 Characteristic lines in the $x-t$ plane

$$X2 = \frac{(a_i - u_i)\Delta x \Delta t}{\Delta x - (a_{i+1} - u_{i+1} - a_i + u_i)\Delta t} \quad (13)$$

시간 간격 Δt 와 공간 간격 Δx 는 쿠런트 조건(Courant condition)을 만족한다⁸⁾.

관의 상류 또는 하류에 밸브가 존재하는 경우, 관의 상류에서는 C-특성 곡선과 유량조건, 관의 하류에서는 C+특성 곡선과 유량 조건으로부터 속도와 압력을 계산하였으며, 밸브와 관의 경계에서의 유량 조건은 유동의 방향을 고려한 정상 상태에서의 오리피스 모델(orifice model)을 사용한다.

관의 연결부에서는 압력에 의한 부피 변화는 없다고 가정하고, 연속 방정식과 연결부에서의 압력 조건으로부터 속도와 압력을 계산한다. 연결부에서의 경계 조건은 식 (14)와 식 (15)과 같이 표현된다⁷⁾.

$$\sum_{i=1}^n (uA)_i = 0 \quad (14)$$

$$p_{1,NS} = p_{2,NS} = p_{3,I} = \dots = p_{n,I} = p \quad (15)$$

3.3 체적의 모델링

체적의 모델링은 집중 체적법(concentrated volume method)을 이용하여 연속 방정식과 운동 방정식(dynamic equation)으로부터 체적 내의 압력을 구하며, 체적 전체에 대하여 식 (2)의 체적 탄성 계수의 정의를 이용하여 연속 방정식을 적용하면 식 (16)와 같이 표현된다.

$$\frac{dp_v}{dt} = \frac{K}{V} (Q_{in} - Q_{out} - \frac{dV}{dt}) \quad (16)$$

인젝터의 노즐실과 체크밸브에서의 운동부와 스프링을 단일 질량의 1-자유도계의 운동으로 가정하고, 그 운동은 체적 내의 압력과 스프링에 의해서만 영향을 받는다고 가정하면, 니들의 운동 방정식은 식 (17)와 같이 이차 상미분 방정식으로 표현된다.

$$m_e \ddot{x}_p + kx_p = \Sigma F \quad (17)$$

본 계산에서는 식 (16)와 식 (17)의 연립 상미분 방정식을 4차 Runge-Kutta법을 이용하여 체적의 압력과 니들의 양정을 계산하였다⁸⁾.

노즐실의 경우 연소실로 분사되는 연료의 양은 정상 상태 오리피스 모델을 사용하였고, 그 때의 유량 계수는 Hiroyuki 등의 디젤 표준 인젝터 노즐에서의 니들 양정에 따른 유량 계수의 실험값을 이용하였다⁹⁾. 밸브의 운동은 솔레노이드 리그 실험을 통한 양정센서로부터 얻어진 실험값을 사용하였다.

3.4 공동 현상의 모델링

분사 제어 밸브의 리턴 밸브가 열리면, 고압의 연료가 큰 압력 차에 의해 빠른 속도로 리턴부로 빠져나가면서, 국부적으로 압력이 연료의 증기압 이하로 하락하여 연료 증기가 발생하는 공동 현상(cavitation)이 발생한다. 이 경우 증기의 형성으로 말미암아 연료의 물성치는 더 이상 3.1 절의 방식으로 구할 수 없다.

본 계산에서는, 관내에서 어느 한 부분의 압력이 연료의 증기압 이하로 떨어진 경우, 그 격자점은 압력이 연료의 증기압으로 고정된 것으로 간주하였다. 연속 방정식에 의해 그 격자점 내부로의 유량의 입출량이 계산되고, 공동의 크기가 성장하거나 감소하도록 계산하였다. 증기의 부피비 α 를 식 (18)과 같이 정의하면 연속 방정식에 의해서 공동현상이 발생한 격자점에서의 밀도와 부피비는 다음과 같이 표현된다.

$$\alpha = \frac{V_g}{V} \quad (18)$$

$$\rho = (\rho_g - \rho_l)\alpha + \rho_l \quad (19)$$

$$\frac{d\alpha}{dt} = -\left(\alpha + \frac{\rho_l}{\rho_g - \rho_l}\right) \frac{\partial u}{\partial x} \quad (20)$$

증기의 부피비 α 는 격자점이 충분히 작으므로 공동 현상이 발생한 위치에서 주위 격자점의 물

성치에 미치는 영향은 무시할 수 있다고 가정하여 액체만이 존재할 때의 특성 곡선법을 공동 현상 발생 지역에서도 확장하여 사용하였다¹⁰⁾.

4. 결과 및 검토

Fig.5에는 구동 신호에 대한 솔레노이드의 양정 신호의 측정값과 각 구간에 대한 정의를 나타낸다. 본 연구에서는 두 종류의 스프링을 사용하였는데 각각의 경우에 대한 솔레노이드의 양정 특성은 Table 1과 같다. 밸브가 최고 양정에 이르렀을 때의 양정 센서 전압의 평균 값과, 밸브가 들리지 않았을 때의 양정 센서 전압의 평균값 차이의 1% 이상이 되는 시점에서 밸브가 들리기 시작한다고 가정하여, Table 1과 같은 결과를 얻었다. Table 1에서 스프링 상수값이 큰 경우,

Table 1 Characteristics of valve lift according to spring constant

spring constant	K1	K2
period	14.11kN/m	27.44kN/m
T_delay(ms)	3.5	5.9
T_up(ms)	3.6	4.2
T_down(ms)	6.0	4.8

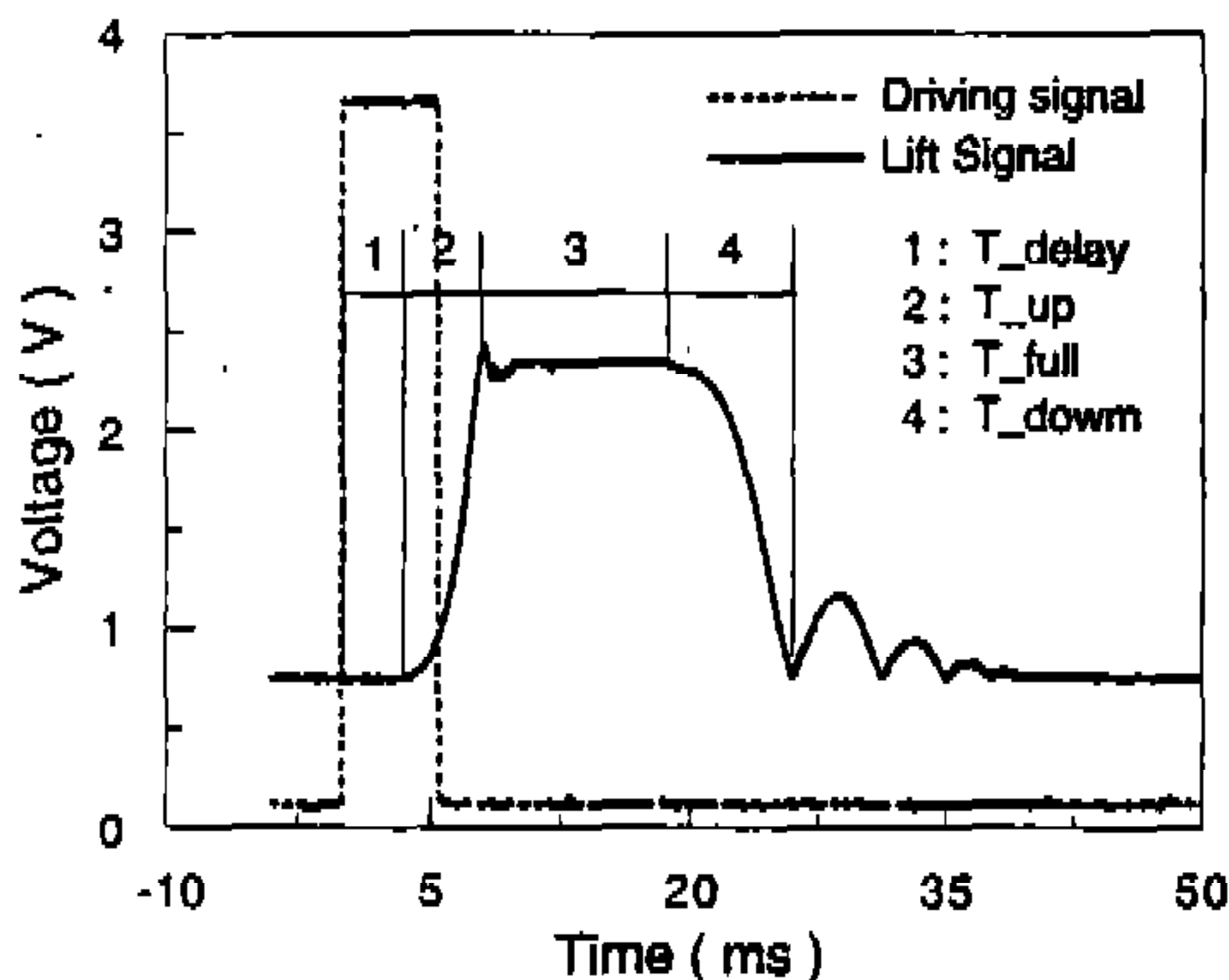


Fig.5 Typical lift sensor output, driving signal and definitions of each period

구동 지연 시간과 라이징 타임(rising time)이 길어지는 것을 정량적으로 알 수 있다. 반면에 폴링 타임(falling time, T-fall)은 스프링 반력의 증가로 짧아짐을 알 수 있다.

Fig.6은 동일한 조건에서 스프링 상수값의 변화에 따른 인젝터 측에서의 압력 변화를 계산한 것이다. 스프링 상수가 작으면 밸브-2가 열리는 라이징 타임이 짧으므로, 보다 많은 연료가 공급되어 인젝터에서 빠른 압력 상승을 보이고 있다. 밸브-1의 경우에는 라이징 타임이 짧으면 연료의 공급을 차단하고 리턴 측을 개방하는 시간이 상대적으로 짧아져 압력이 빠르게 하락하게 된다. 결국, 분사 제어 밸브는 라이징 타임의 장단

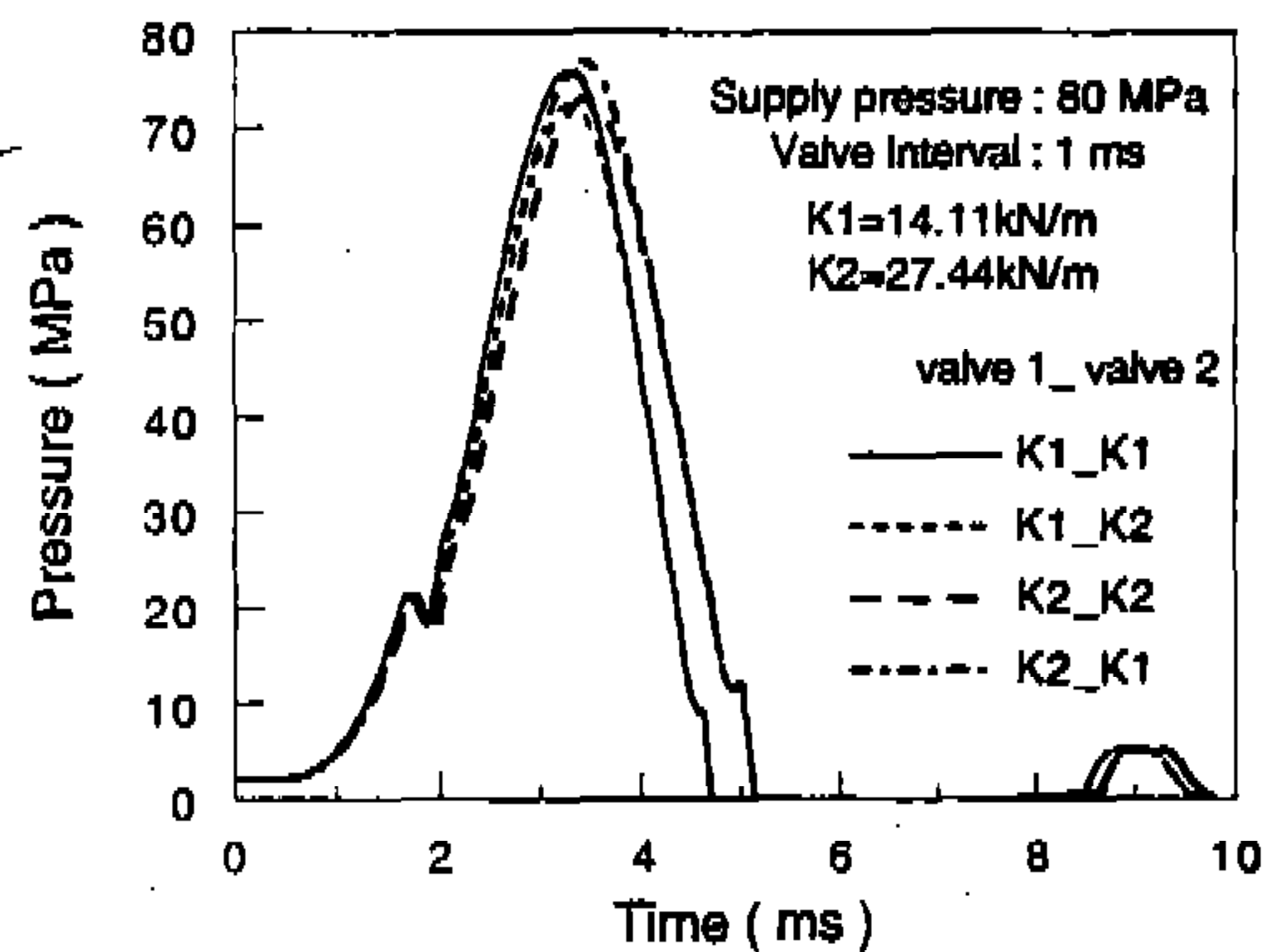


Fig.6 Predicted pressure at the nozzle chamber with variation of spring constant

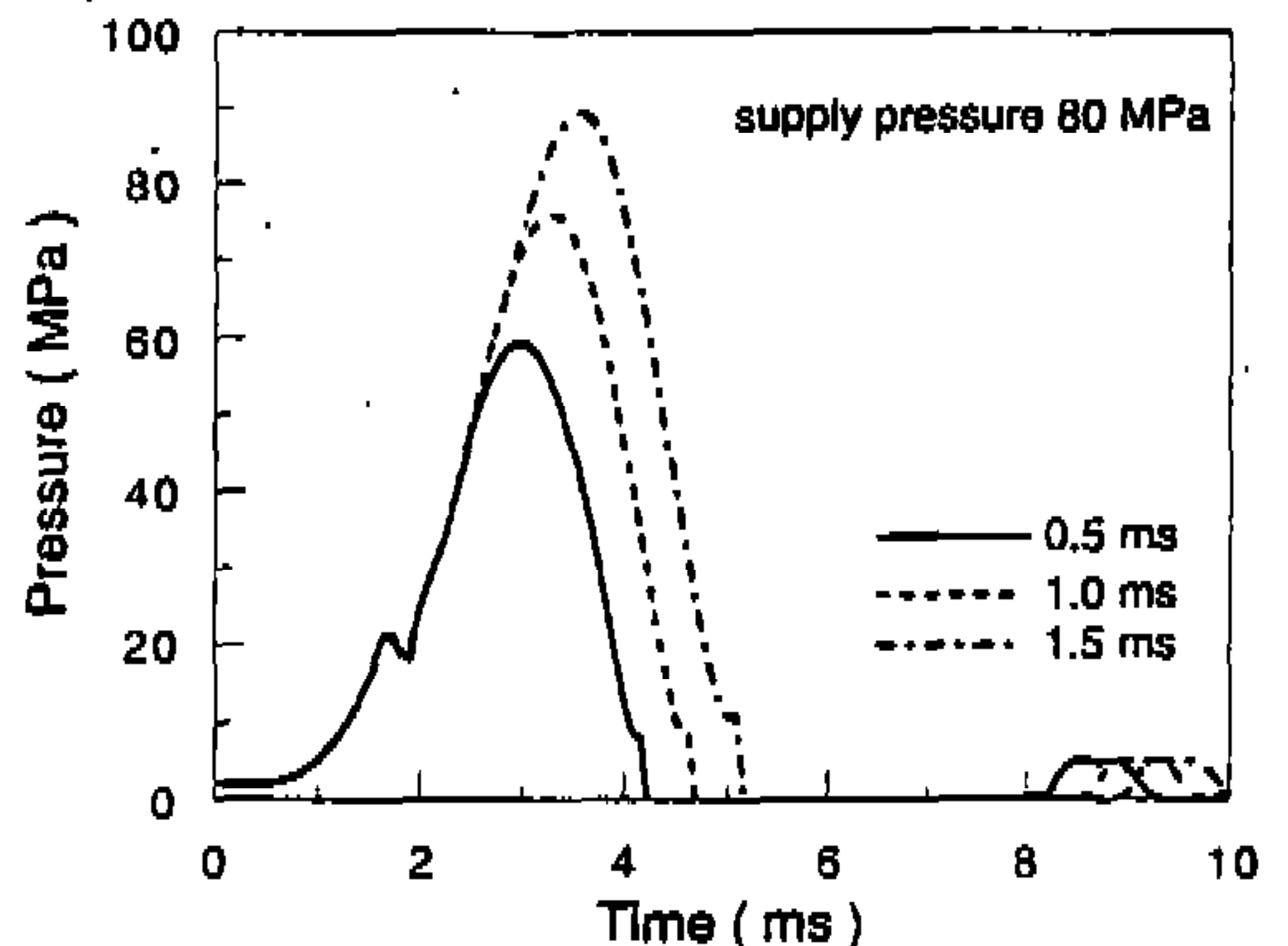


Fig.7 Predicted pressure at the nozzle chamber with variation of valve interval

에 따라 영향을 받음을 알 수 있다. 본 연구에서는 압력의 상승과 하강 속도가 빠른 14.11kN/m의 스프링 K1을 사용하였다.

이후의 결과들은 공급압력 80MPa, 개변압 20MPa, 크기가 0.25mm인 4공 노즐인젝터, 밸브 작동 간격 1ms의 경우를 기본 조건으로 하여 계산한 것이다. 이 결과로부터 각각의 인자들이 분사 특성에 미치는 영향을 살펴 보았다.

Fig.7은 밸브 작동 시간 간격의 변화에 따른 분사 특성을 보여 주고 있다. 밸브 작동 시간 간격(밸브 2를 구동한 후 밸브 1을 구동하는 시간 간격)을 증가시킬수록 고압의 연료가 인젝터로 더 많이 공급되므로 최고 압력, 분사량, 분사 기간이 모두 증가하는 것을 알 수 있다. 그런데 직접분사 디젤 기관의 경우, 전부하 상태로 작동시키려면 약 2ms 이내로 연료 분사가 완료되어야 하며, 분사량을 50mm³ 내외로 선정한다면, 공급압력이 80MPa인 경우 원하는 분사 조건을 얻을 수 없음을 알 수 있다. 또한, 밸브 작동 시간 간격을 줄여서 분사량과 분사 기간을 위해 조건에 맞춘다고 해도, 최고 분사 압력이 공급 압력보다 너무 낮아 비효율적임을 알 수 있다. 위와 같은 결과는 솔레노이드의 라이징 타임이 너무 길어서 밸브-1이 공급측의 연료를 차단하고 리턴측을 개방하는데 걸리는 시간이 길기 때문으로 생각된다. 라이징 타임이 길어지는 문제를 보완하기 위해 밸브-1의 행정을 Fig.8과 같이 수정하였다. 공급측의 연료를 빠르게 차단하기 위하여 x1만큼 유효 행정을 감소시켰으며, x2만큼의 거리를 두어 리턴부가 개방하는 시간을 지연시켰다.

Fig.9는 x1과 x2의 변화에 따른 분사 특성을

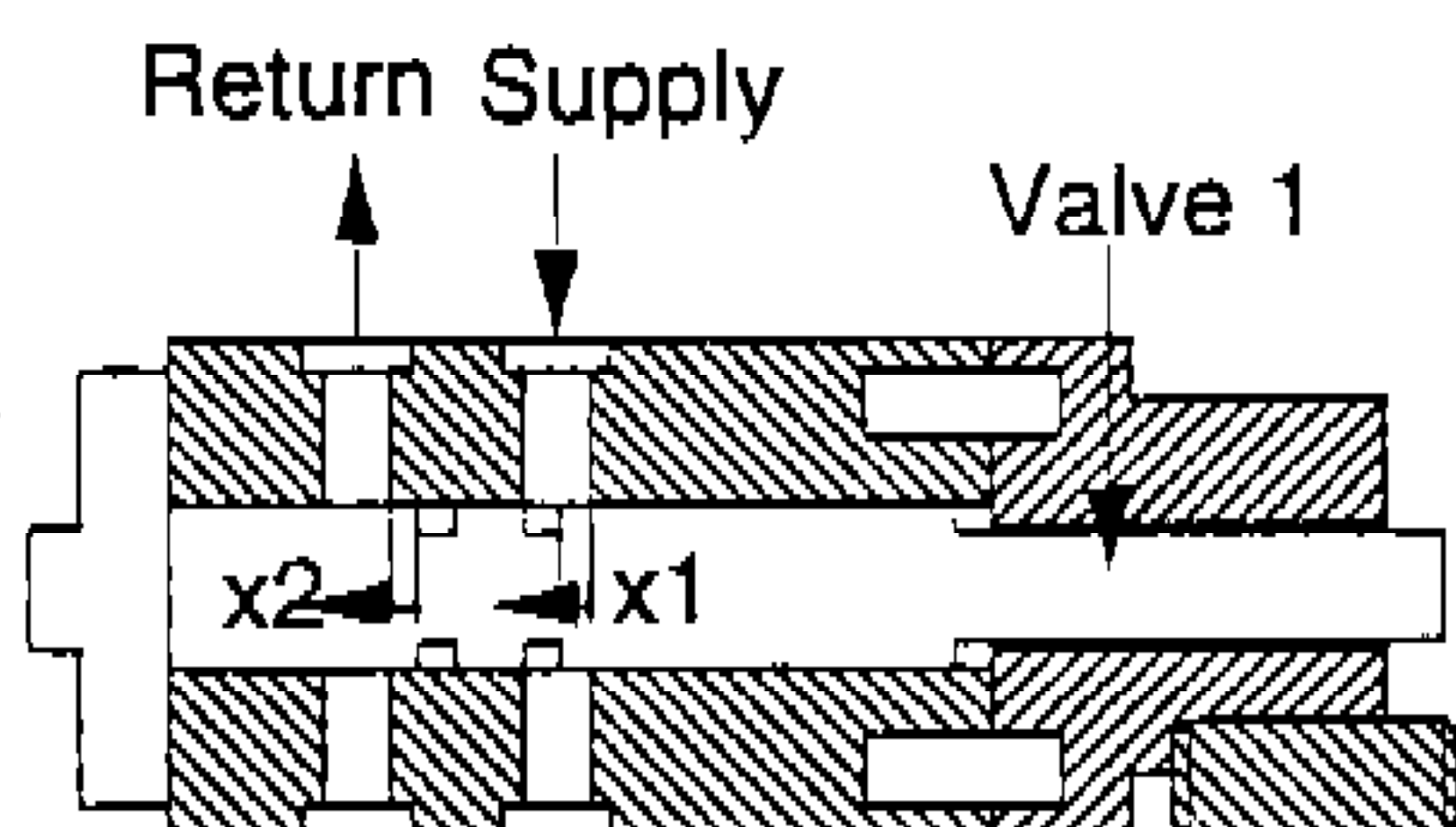
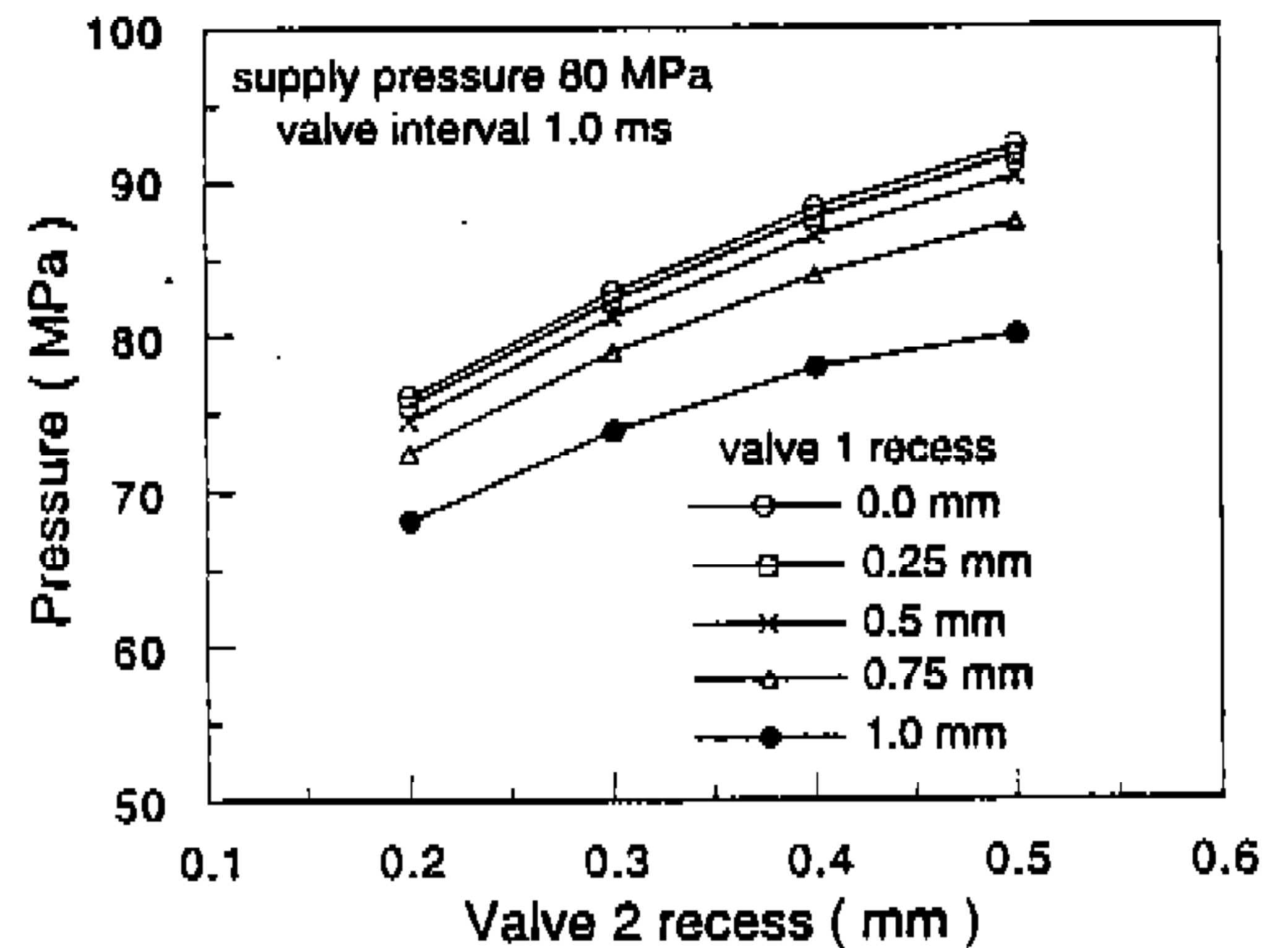
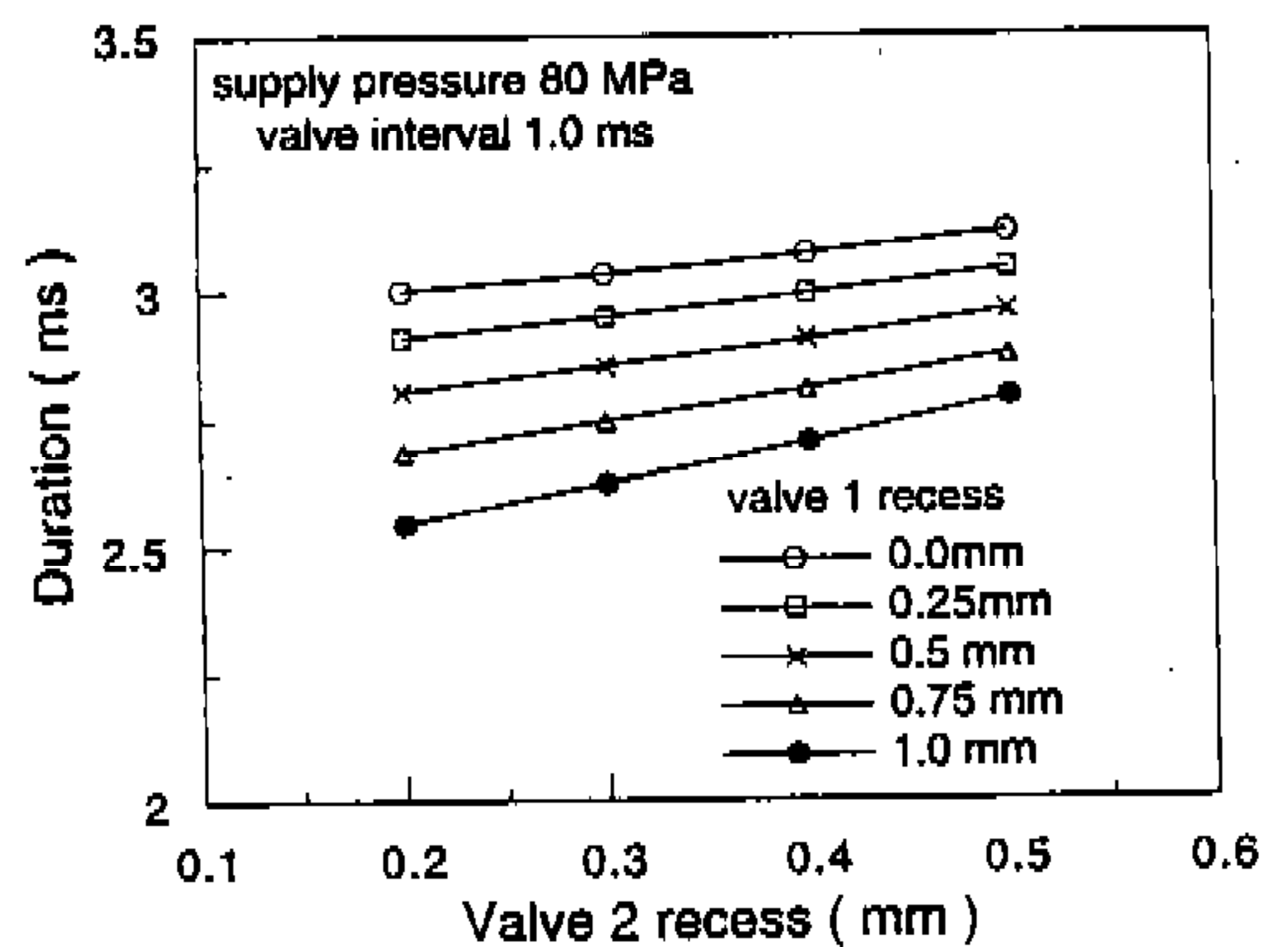


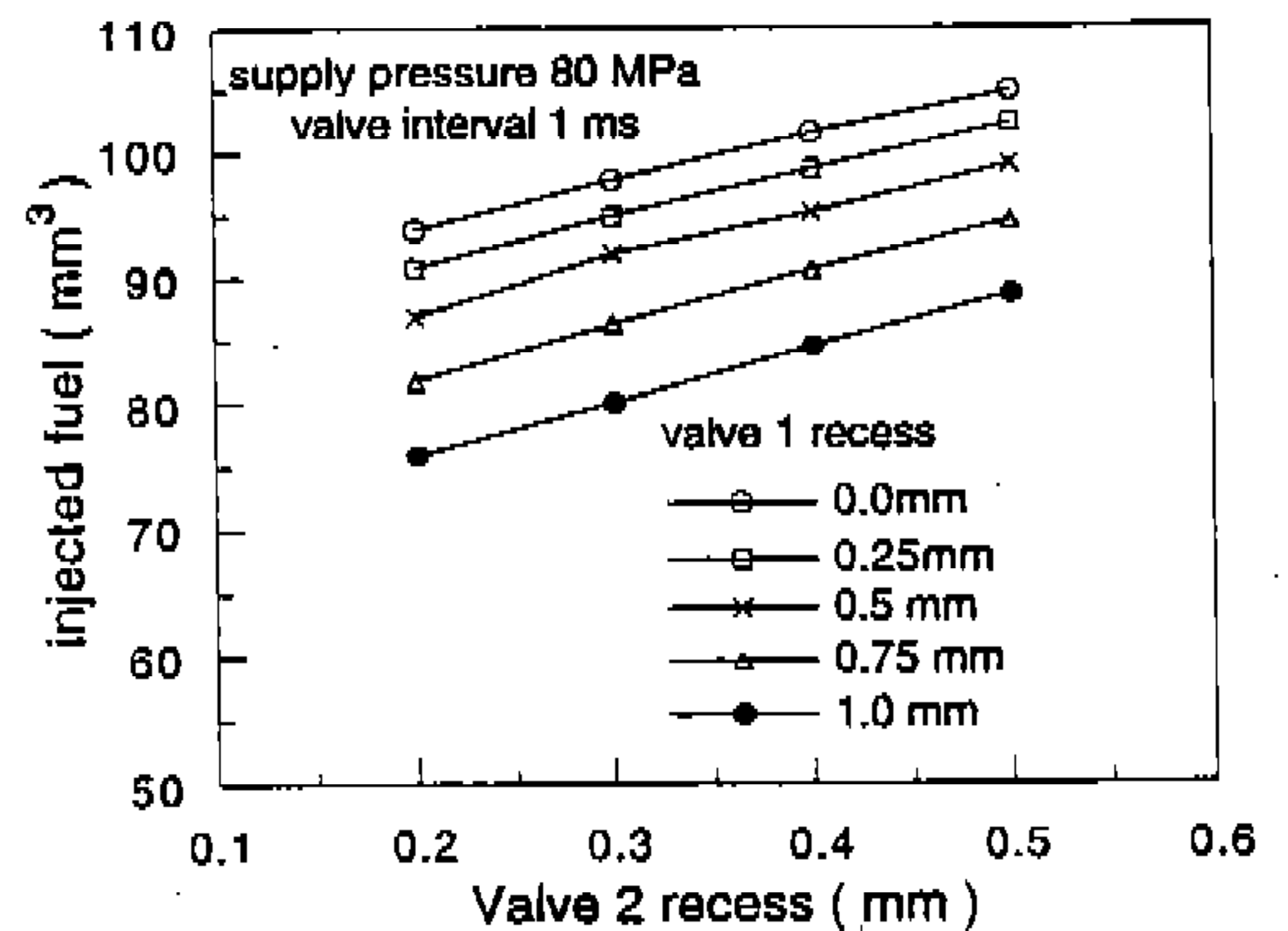
Fig.8 Schematic diagram of valve recesses



(a) maximum pressure at nozzle



(b) injection duration



(c) injected fuel

Fig.9 Predicated injection characteristics according to valve recesses

나타낸 것이다. 고정된 x_2 에서 x_1 이 증가함에 따라 공급측의 유효 면적이 감소하고 공급측 밸브를 차단하는 시간이 감소하므로 분사 시간, 분사량, 최고 압력 등이 감소하는 것을 볼 수 있다. x_1 의 크기를 1.0mm까지 변화시키면 분사 최고 압력은 다소 감소하지만, 분사 기간은 0.5ms, 분사량은 20mm^3 정도가 감소하여 분사 특성이 개선됨을 정량적으로 알 수 있다. 고정된 x_1 에 대하여 x_2 가 증가하면 리턴측 밸브의 유효면적이 감소하고 리턴측 밸브가 개방되는 시간이 지연되므로 분사 기간과 분사량이 증감함을 알 수 있다.

Fig.10은 인젝터 노즐의 분공 크기의 변화에

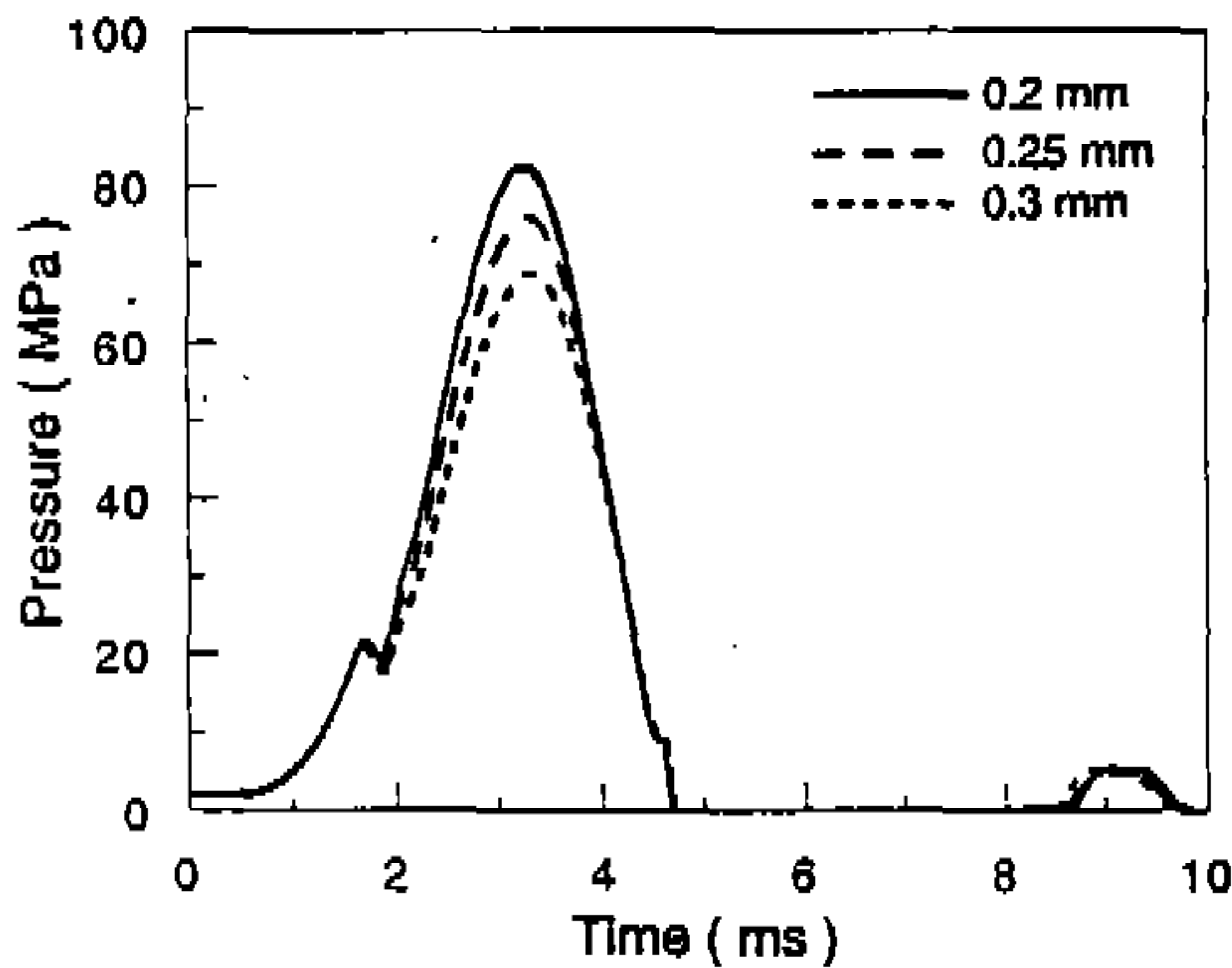


Fig.10 Predicted pressure at the nozzle chamber with variation of injector nozzle hole size

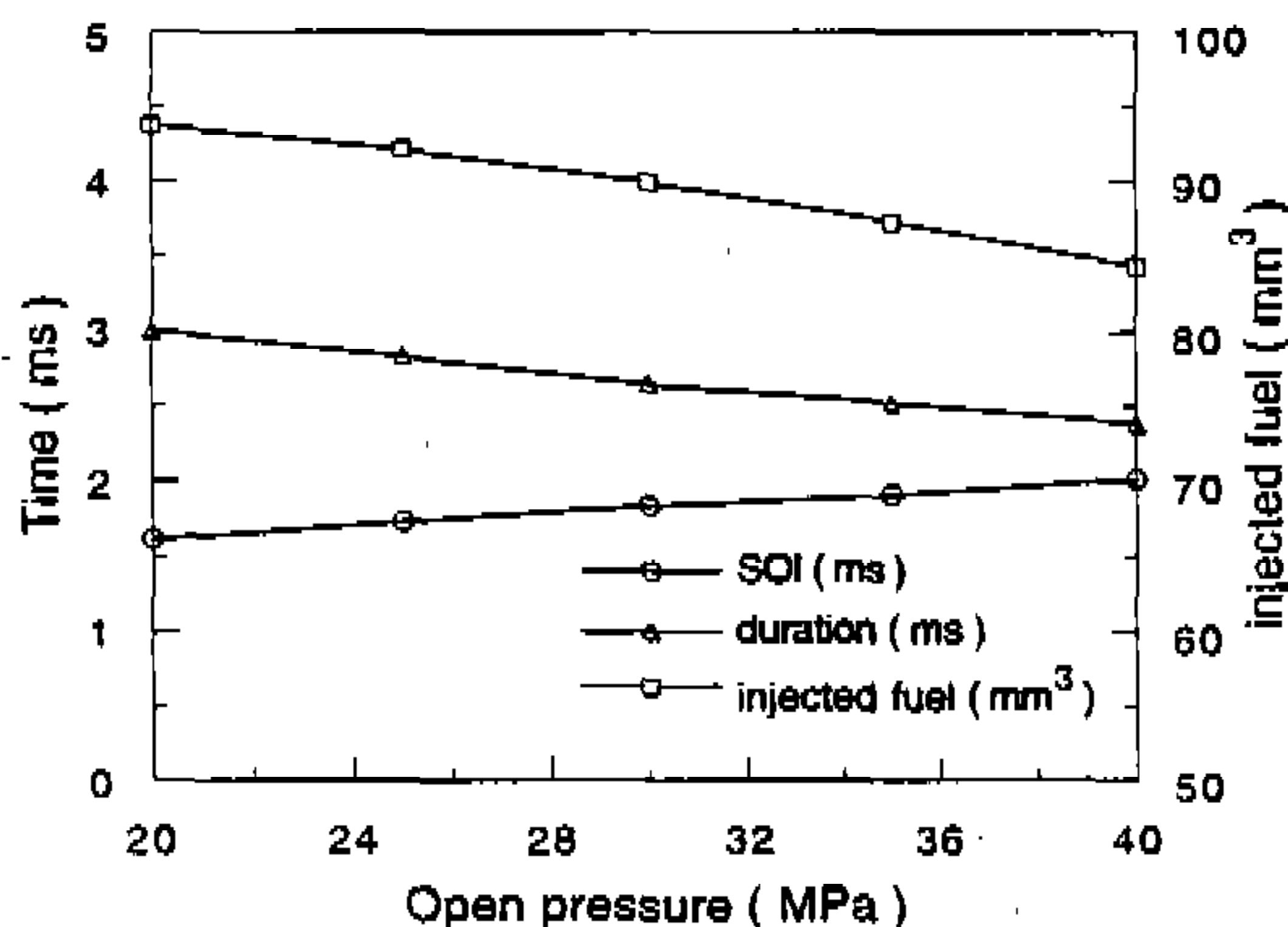
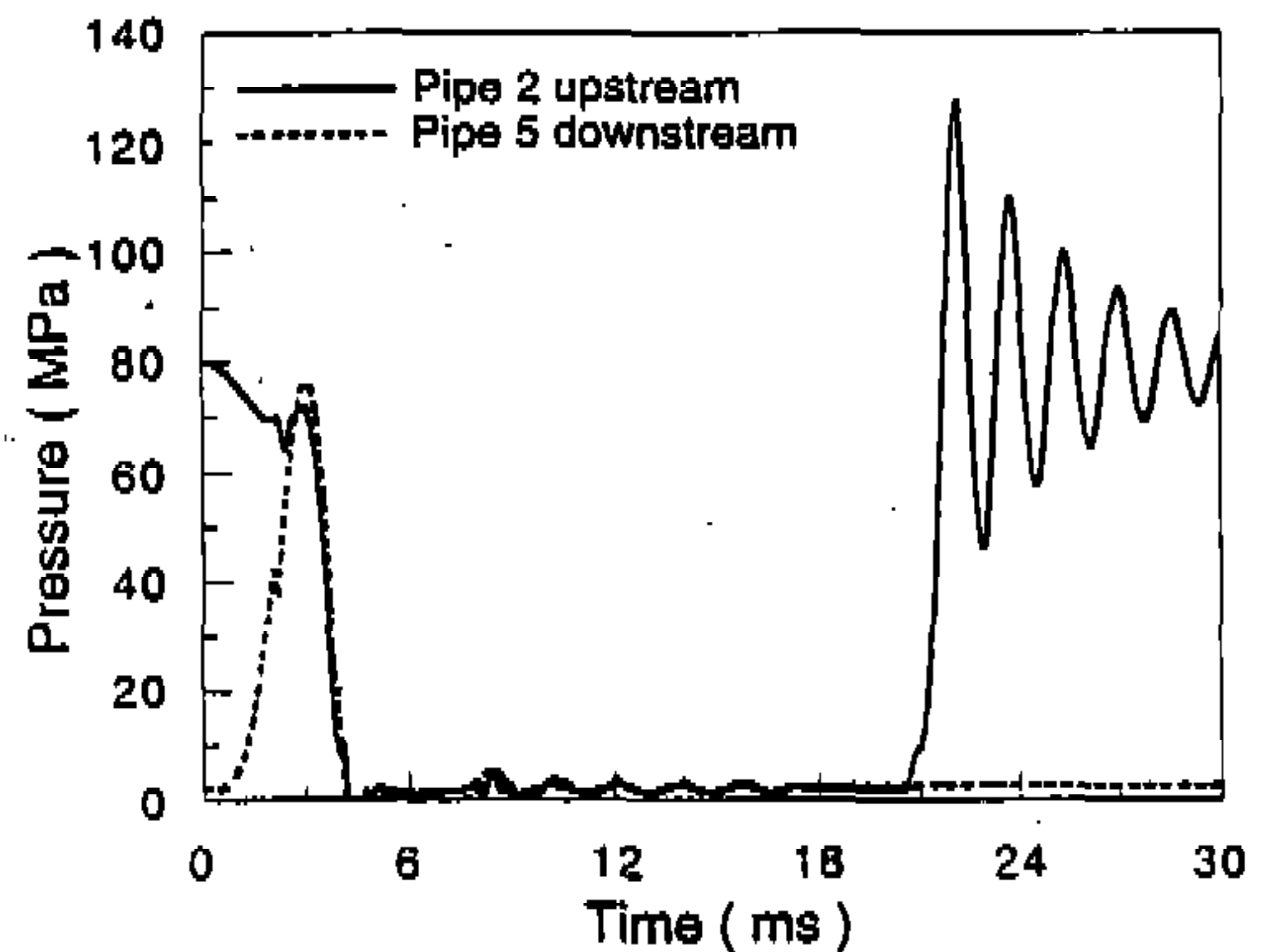


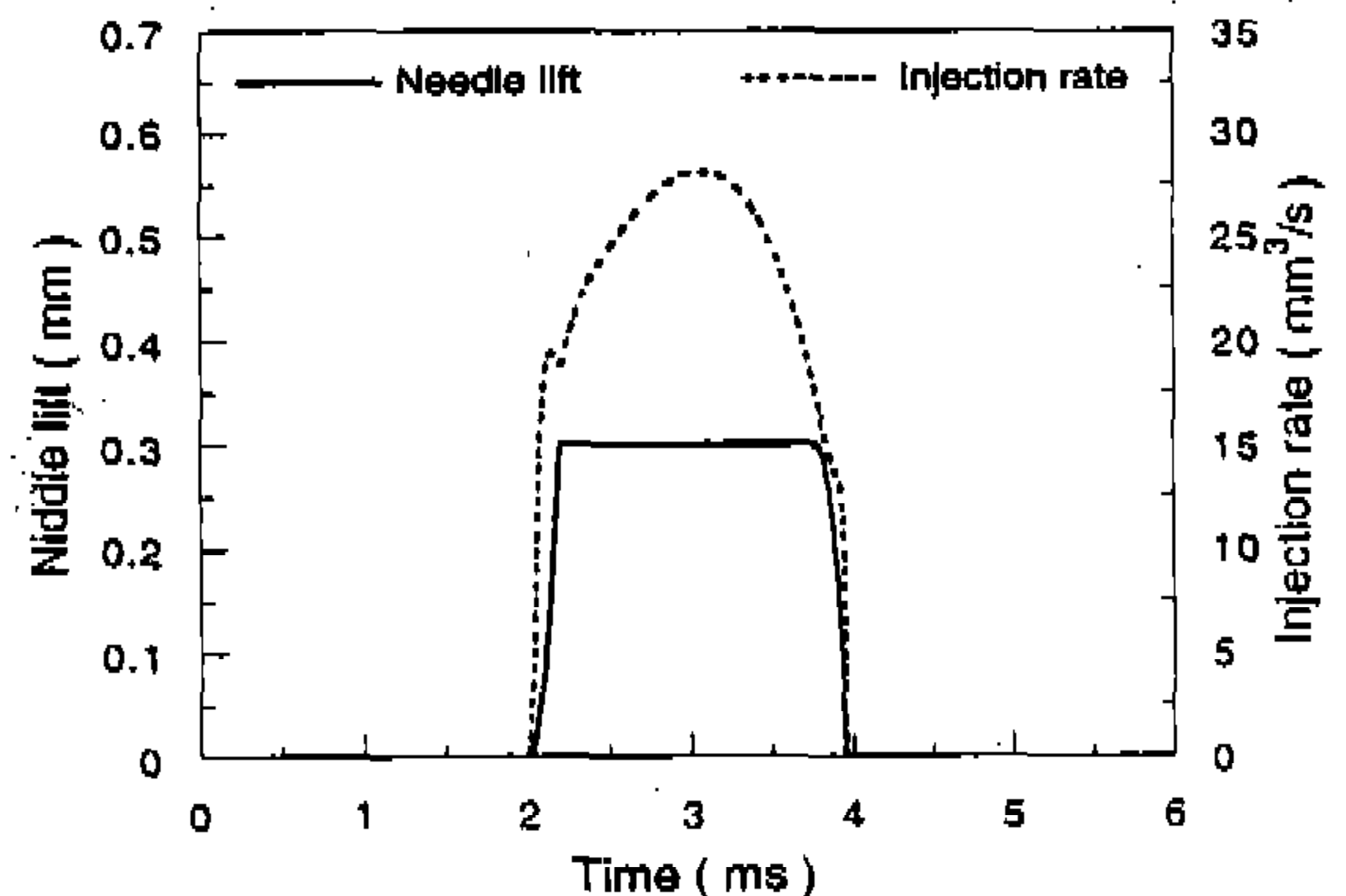
Fig.11 Predicted injection characteristics according to open pressure

따른 분사 특성을 나타낸 것으로서, 분공 크기가 증가할수록 분사 유효면적이 증가하여 분사량이 상대적으로 증가하므로 노즐실 내에서의 압력 상승 속도는 감소함을 알 수 있다. 반면 분사의 종료는 솔레노이드로 구동되는 밸브에 의해 결정되므로 분사 기간은 분공 크기에 영향을 받지 않는 것이 특징적이다.

Fig.11은 개변압의 변화에 따른 분사 특성을 나타내고 있다. 개변압이 높아짐에 따라서 연료 분사가 시작되는 시간이 지연되고 분사 종료 시간은 빨라지므로 전체 분사 기간이 감소하여 분사량도 감소함을 알 수 있다. 개변압이 증가할수록 분사 기간 중의 평균 분사 압력은 증가하므로



(a) pressure at nozzle chamber



(b) needle lift profile and injection rate

Fig.12 Predicted injection characteristics when supply pressure is 80 MPa

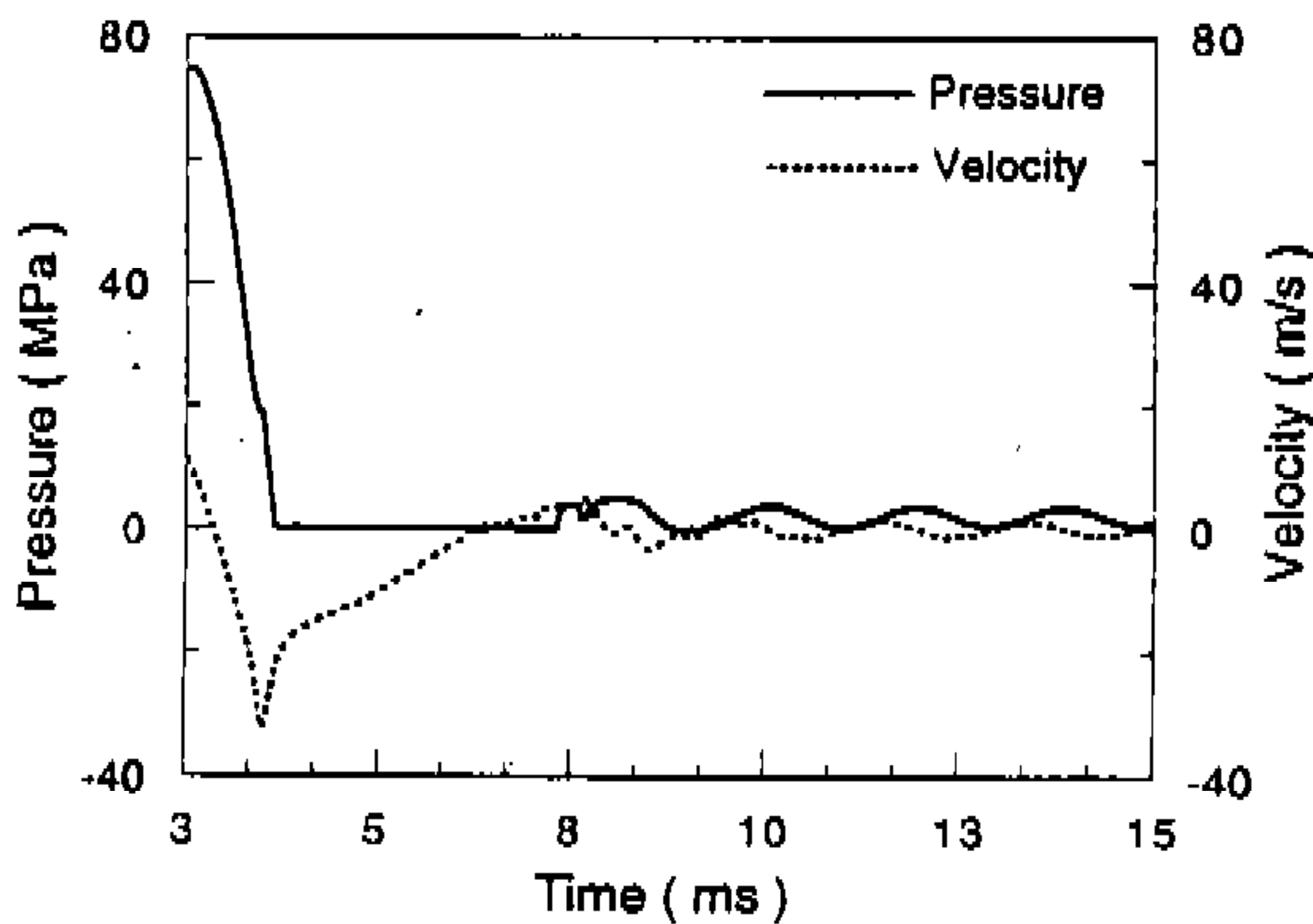
어느 정도 분사량 증가가 기대되지만, 분사 기간의 감소에 따른 영향이 더 커 전체 분사량은 감소하게 된다.

이상의 결과로부터, 용량을 고려한 밸브 구동 시간 간격, 노즐의 분공 크기, 개변압의 최적 조건 등을 얻을 수 있다는 것을 알 수 있다.

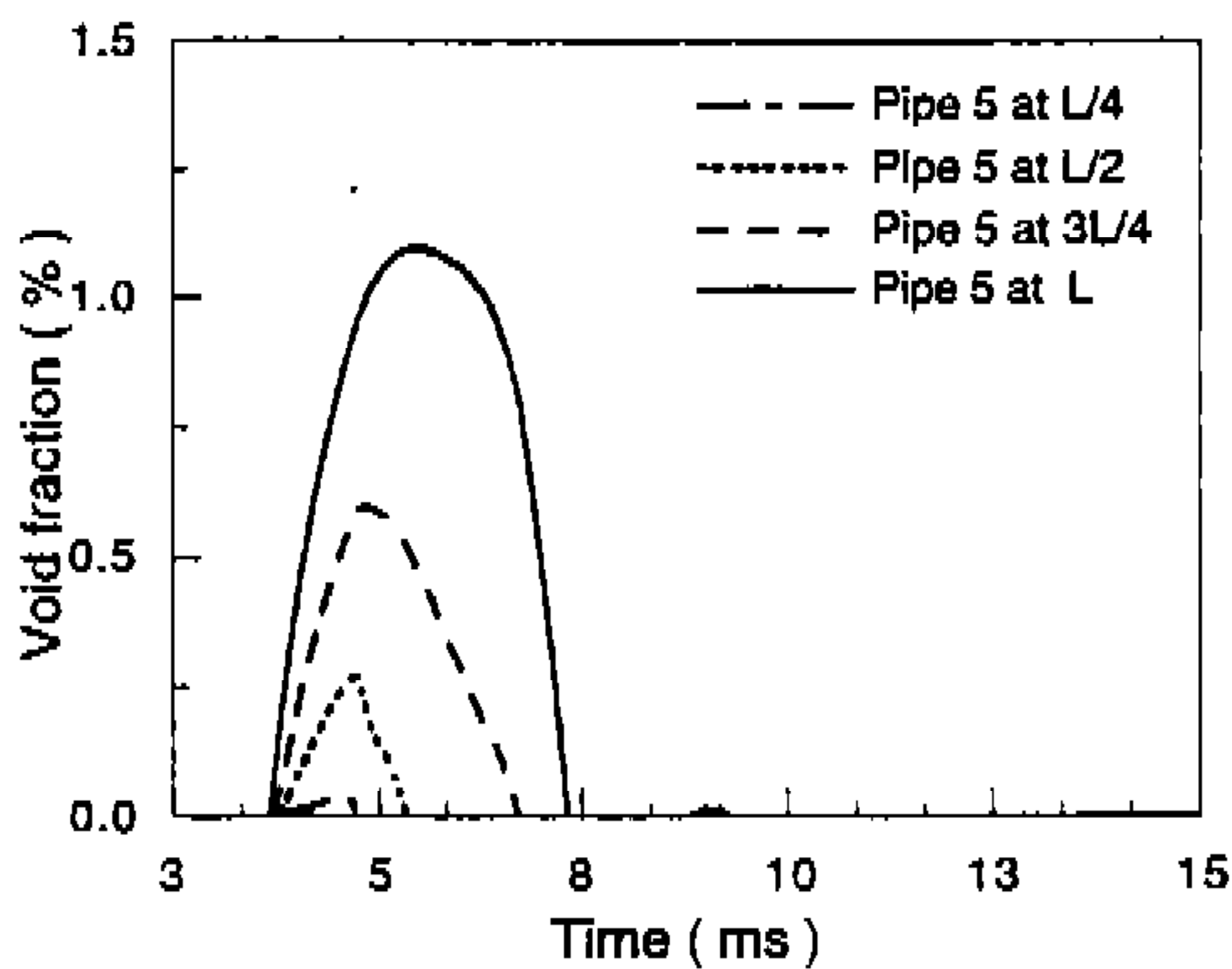
그 한 예로서, Fig.12는 공급 압력이 80MPa 인 경우의 인젝터와 분사 제어 밸브 상단에서의 압력 변화, 니들 리프트와 분사율을 나타낸 것인데, 밸브 작동 시간 간격 0.9ms, 개변압 40MPa, 노즐 홀 크기 0.2mm의 조건에서 분사 기간 1.95ms, 분사량 46mm³, 분사 최고 압력 77MPa의 분사 특성을 보이고 있다. 분사 종료

후, 2번 파이프 상단에서 압력이 진동하는 것은 밸브가 차단되면서 고압의 연료가 공급부와 차단된 밸브사이에서 압력파의 전파에 의해서 맥동하기 때문이다. 이러한 맥동은 관내의 마찰에 의해서 다음 분사 시점 전에 소멸함을 알 수 있다.

Fig.13은 인젝터에서 연료 분사 후 발생하는 공동 현상에 의한 압력 변화, 유속 변화 및 증기의 파괴비를 나타낸 것이다. 분사 종료 직후, 큰 압력차에 의해 연료가 빠져나가 인젝터 쪽에서부터 급격히 압력이 하락한다. 이 경우, 압력이 비정상적으로 하락하는 위치에서 공동 현상이 발생한다는 가정에 의해서 증기의 파괴비를 계산하였다. 여기서 속도의 부호는 유동의 방향이 인젝터 쪽으로 가는 경우를 양수로 하였고, 인젝터에서 빠져 나오는 방향을 음수로 하여 표시하였다. 밸브-2가 닫히면서 더 이상 연료가 인젝터로부터 빠져 나가지 못하고 밸브 쪽에서 반사되어 돌아오면서 인젝터의 상단부터 공동현상이 사라지는 것을 알 수가 있다.



(a) pressure and velocity at the nozzle chamber



(b) void fraction at pipe 5

Fig.13 Predicted flow characteristics after injection

5. 결 론

응답성이 느린 두 개의 솔레노이드를 사용하여 분사량과 분사 기간을 제어할 수 있는 분사 제어 밸브를 설계제작하였으며, 현 단계에서는 해석을 위한 기초 자료제공을 위한 기본 리그 시험만 수행하였으며, 분사제어 밸브의 유량특성은 시스템의 보완과 함께 계속 이루어질 예정이다. 따라서 현 단계에서는 분사제어밸브의 설계 및 구동 특성 검토를 1차적 목적으로 하였으며, 특성 곡선법을 이용하여 분사 제어 밸브와 인젝터 내에서의 유동을 수치 해석하였으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수가 있었다.

- 1) 특수 주문제작된 고가의 빠른 응답성을 지닌 솔레노이드가 아니더라도, 본 연구에서 처럼 응답성이 느린 두개의 솔레노이드를 이용하면 분사 기간을 임의로 제어할 수 있으며,
- 2) 공급 및 리턴 겸용 3-방향 밸브의 유효 행정용량에 맞게 설계하면 분사량 및 분사 기간을 제어할 수가 있고.

- 3) 특히 분사 기간에 영향을 주지않으면서, 인젝터의 분공 크기만을 조절하여 분사량 및 분사 압력을 제어할 수 있다.
- 4) 본 연구에서 사용된 계산 방법은 디젤 분사 장치의 유동 해석에 응용 적용될 수 있다고 판단된다.

후 기

본 연구는 한국기계연구원의 연구비 지원에 의한 연구 결과이며, 관계자 여러분에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. R. R. Richards, J. E. Sibley, "Diesel Engine Emissions Control for the 1990's", SAE paper 880346, 1988
2. Pierre Lauvin, et al., "Electronically Controlled High Pressure Unit Injector System for Diesel Engines", SAE paper 911819, 1991
3. K. Nishizawa, H. Ishiwata and S. Yamaguchi, "A New Concept of Diesel Fuel Injection-Timing and Injection Rate Control System", SAE paper 870434, 1987.
4. R. J. Hames, R. D. Straub, R. W. Amann, "DDEC : Detroit Diesel Electric Control", SAE paper 850542, 1985
5. Masahiko Miyaki, et al., "Development of New Electronically Controlled Fuel Injection System ECD-U2 for Diesel Engines", SAE paper 910252, 1991
6. R. B. Dow, C. E. Fink, "Computation of some Physical Properties of Lubricating Oils at High Pressures", *Journal of Applied Physics* Vol.11, pp.353-357, May, 1940
7. E. Benjamin Wylie, Victor L. Streeter, *Fluid Transients in Systems*, Prentice-Hall, 1993
8. Shoichiro Nakamura, *Applied Numerical Methods with Software*, Prentice-Hall, 1991
9. Hiroyuki Kano, et al., "Contribution of Optimum Design for Nozzle Configuration to Spray Formation", SAE paper 900824, 1990
10. Michael G. Parsons, Richard W. Harkins, "Investigation of Fuel Injection System Cavitation Problems on the MV James R, MV Mesabi Miner and MV William J. De Lancey", *Marine Technology*, Vol.22, No.3, pp.219-237, July, 1985