

<논 문>

## 개폐식 3방향 전자밸브의 펄스폭 변조 구동에 의한 압력제어 특성에 관한 연구

정 현 술\*

(1996년 9월 2일 접수)

### A Study on the Pressure Control Characteristics of ON/OFF 3-way Solenoid Valve Driven by PWM Signal

Heon-Sul Jeong

**Key Words :** 3-way Solenoid Valve(3방향 전자밸브), Pulse Width Modulation(펄스폭 변조), Pressure Control(압력제어), Mean Pressure(평균압력), Pressure Ripple(압력맥동), Delay Time(지연시간), Time Constant(시상수)

#### Abstract

Pressure control is possible driving a simple ON/OFF 3-way valve of hydraulic servo system by pulse width modulation signal. But the pressure varies according to the duty ratio and carrier frequency and repeated on-off action induces pressure fluctuation. So equations for mean pressure and ripple amplitude are theoretically derived as a function of on/off time, the system parameters which decide the pressure characteristics are arranged and they are verified by experimental study. As the result selection criteria for the major design parameters are established and the basic strategy to suppress the unnecessary fluctuation can be provided for a hydraulic pressure control system using these type of valves.

#### 기 호 설 명

$a$  : 시스템 형상계수  
 $A$  : 밸브 개구면적  
 $A_m$  : 최대 개구면적  
 $P_s$  : 공급압력  
 $P_m$  : 평균 압력  
 $P_a$  : 압력맥동 크기  
 $p_h$  : 압력 극대치  
 $p_l$  : 압력 극소치  
 $Q$  : 유량  
 $t$  : 시간  
 $t^*$  : 개구면적이 보상된 시간

$T_b$  : 펄스 주기  
 $V_L$  : 실린더 체적  
 $\beta$  : 체적탄성계수  
 $\rho$  : 유체밀도  
 $\tau$  : 듀티율

#### 아래첨자

$c$  : 밸브 시상수  
 $d$  : 지연시간  
 $f$  : 압력 하강시  
 $m$  : 최대치  
 $o$  : 최소치  
 $off$  : 밸브 폐쇄시  
 $on$  : 밸브 개방시  
 $p$  : 구동 펄스

\*회원, 군산대학교 기계공학부

$r$  : 압력 증가시  
 $v$  : 밸브스플운동

## 1. 서 론

유압식 서보시스템을 구성하기 위해서는 반드시 연속제어가 가능한 비례제어밸브나 서보밸브가 필요하다. 그런데 이러한 밸브는 오염에 매우 민감하여 입구측에 고압필터의 사용이 필수적이며 사용중에 꾸준한 작동유의 순도유지가 요청되는 등 보수 관리에 간접비용이 소모되고, 또한 가격이 비싸기 때문에 높은 정밀도가 요구되지 않는 경우에는 적용하기 어렵다. 따라서 작업환경이 좋지 못한 일반 산업기계에의 응용이나 적은 투자의 간이 자동화에 단순한 전자(solenoid)밸브를 이용하고자 시도되고 있다. Baek<sup>(1)</sup>은 전자밸브에 단속적 제어(on-off control)를 적용한 유압위치제어 시스템을 개발하여 수륙양용 차량의 방향타 위치를 제어하였고, Eun 등<sup>(2)</sup>은 공기압을 사용한 회전각 위치제어 시스템에서 맥동형 단속적 제어(modified on-off control)를 적용하였으며, 장효환 등<sup>(3)</sup>은 이 방식의 시간응답 특성에 관해 연구하였다. 마이크로 프로세서의 발달로 인해 유압시스템의 제어가 디지털 방식으로 대체되면서 디지털제어기에 적용이 용이하도록 개발된 고속전자(high speed solenoid)밸브에 펄스폭 변조(pulse width modulation, PWM) 제어를 적용한 시스템이 연구되었다.<sup>(4)</sup> 이 밸브는 전기적 펄스신호 입력에 따라 고속으로 움직이는 밸브스플의 개폐동작에 의해 펄스형태의 유량을 공급하며 내부구조는 일반 솔레노이드밸브와 유사하다. 가격이 저렴하고 오염에 민감하지 않으며 제어 방법이 간단하기 때문에 실린더의 위치제어나 압력 제어용으로 많이 사용되며 그 예로서 펌프의 사판 각도 제어, 농기계나 트랙터의 위치제어 또는 자동차의 변속기, 브레이크장치의 압력제어 등에 사용된다. 큰 용량의 유량제어가 필요할 경우에는 유량 제어밸브를 조절하는 파일로트 밸브로서 사용되기도 한다.

그런데 전자밸브로 개폐동작을 반복하면 압력맥동이 주기적으로 발생하며 유체의 급격한 차단으로 발생하는 수격(water hammer)현상과 고압 반사파가 필연적으로 수반되어 시스템의 수명을 단축시키거나 진동 및 소음을 발생시키는 요인이 된다. Tanaka 등<sup>(5)</sup>은 고속전자밸브에 대한 펄스폭 변조

압력제어 특성 및 압력맥동의 크기에 대하여 연구하였다.

본 논문에서는 단순 개폐식 3방향 전자밸브를 펄스폭 변조신호로 구동할 때의 평균압력과 압력맥동의 크기가 Tanaka 등<sup>(5)</sup>이 제시한 바와 같이 듀티율(duty ratio)만의 함수가 아니라 듀티율과 반송주파수(carrier frequency)의 함수임을 이론적으로 유도하고 그 타당성을 실험적으로 검증한다. 이로서 개폐식 전자밸브를 사용하여 서보시스템을 구성할 때의 설계변수로서 반송주파수와 듀티율의 선정 기준을 제공하며 또한 압력제어시 수반되는 맥동을 억제하기 위한 전략수립의 근거자료를 제시하고자 한다.

## 2. 압력제어 특성의 이론적 해석

### 2.1 기존 이론식의 검토

Tanaka 등이 사용한 3방향 전자밸브는 Fig. 1(a)와 같이 포핏(poppet)밸브로서 솔레노이드(solenoid)를 여자시켜 출구포트(P)를 탱크(tank)포트(T)에서 공급(supply)포트( $P_s$ )로 전환시키며, 제작자의 자료에 의하면 입, 출구 압력차가 7 MPa일 때 밸브 통과유량은 8 l/min이고, 전환시간은 약 2.5 msec 이다.

Tanaka 등에 의하면 펄스폭 변조신호에 의한 이론적 제어압력 특성은 정규화된 평균 부하압력을  $p_m = P_m/P_s$ , 듀티율을  $\tau_v = \tau_{p,on} + \tau_{d,off}$ 라 하면 다음 식 (1)과 같다.

$$p_m = \frac{\tau_v^2}{\tau_v^2 + (1 - \tau_v)^2} \quad (1)$$

여기서,  $P_s$ 는 공급압력,  $P_L$ 는 부하압력이며, 구동신호와 밸브스플의 움직임을 도식화한 Fig. 2(a)와 같이  $\tau_{p,on}$ ,  $T_{d,on}$ ,  $T_{d,off}$ 를 각각 밸브 구동신호의 펄스폭, 밸브 개방시와 폐쇄시의 지연시간이라 할 때  $\tau_{p,on}$ ,  $\tau_{d,on}$ ,  $\tau_{d,off}$ 는 각각 이 시간을 구동신호의 주기  $T_p$ 로 나눈 값으로 주기에 대한 비율을 나타낸다. 본 논문에서는 압력은 대문자  $P$ , 그리고 공급압력  $P_s$ 로 정규화된 압력은 소문자  $p$ 로 표시하였고, 시간은  $t$ , 그리고 시간의 신호주기  $T_p$ 에 대한 비율은  $\tau$ 로 표시하였다. 그런데 식 (1)에 의하면 부하압력이 듀티율만의 함수로 표시되어 있고 반송주파수에 대한 영향이 전혀 나타나 있지 않다.

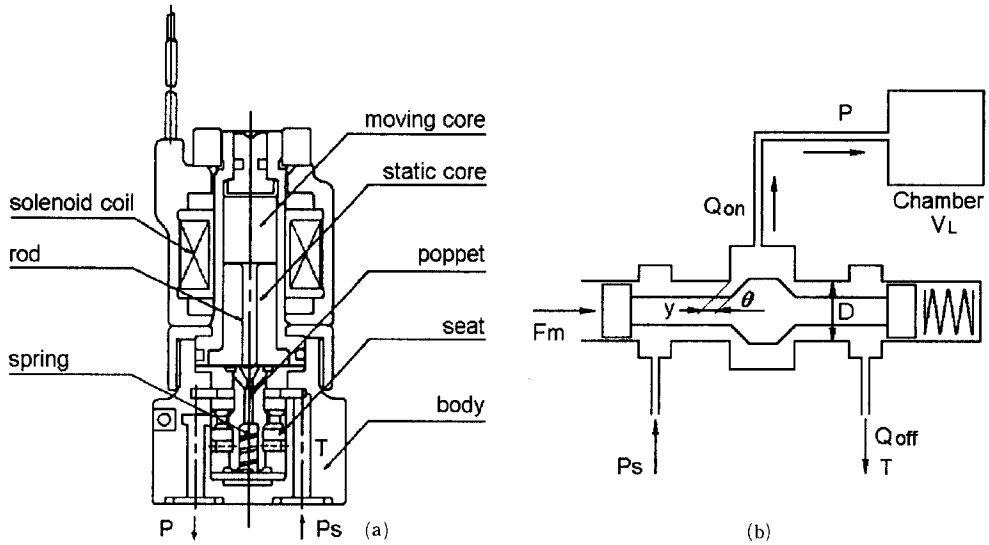


Fig. 1 Schematic diagram of the solenoid valve system

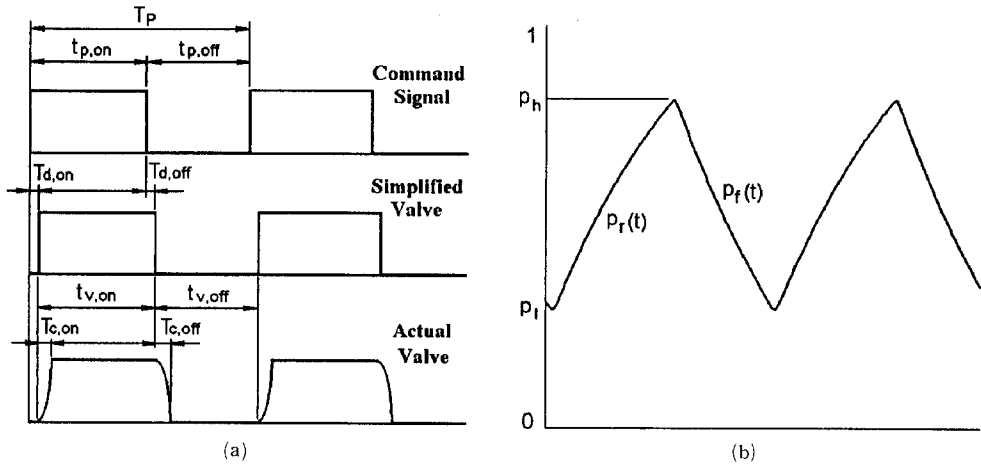


Fig. 2 Timing chart of valve operation

또한 Tanaka 등에 의하여 정규화된 압력맥동의 크기  $p_d = P_d/P_s$ 를 무차원 상수  $r$ 을 도입하여 유도된 결과는 다음 식 (2)와 같다.

$$p_d = \frac{1}{\sqrt{1 + 8\pi^2 r^2}} \quad (2a)$$

$$r = \frac{V_L P_s}{T_P Q_s}, \quad Q_s = C_D A_m \sqrt{2 \frac{P_s}{\rho}} \quad (2b)$$

여기서,  $V_L$ 은 부하체적,  $A_m$ 은 밸브의 최대 개구면적,  $\rho$ 는 유체밀도,  $C_D$ 는 유량계수이고,  $Q_s$ 는 최대 통과유량, 즉 밸브의 유량용량(flow rate

capacity)이다. 식 (2)에 의하면 맥동크기는 부하체적, 밸브 유량용량 및 PWM신호의 반송주기 등으로 구성된 무차원 상수  $r$ 의 함수로 표현되지만 듀티율과의 관계를 알 수 없다. 따라서 개폐식 밸브를 PWM방식으로 제어할 경우의 주요 설계변수를 선정하기 위해서는 평균압력과 맥동크기가 반송주파수와 듀티율과의 관계를 명확히 알 필요가 있다.

## 2.2 압력제어 특성의 이론적 유도

개폐식 전자밸브중 Tanaka 등이 사용한 포핏밸브의 개념도를 표시하면 Fig. 1(b)와 같다. 그리고

밸브스플의 움직임은 Fig. 2(a)와 같이 개폐시 지연시간  $T_d$ 와 스플의 이동시간  $T_c$  및 밸브가 개방 또는 폐쇄되어 있는 시간으로 구성되며, 이 때의 압력형태는 Fig. 2(b)와 같다.

이하 유도과정에서 이론적 해석의 편의상 다음과 같은 가정들을 사용하였다.

- (1) 밸브스플의 운동은 시상수  $T_c$ 인 1차 지연요소이다.
- (2) 밸브의 개구면적은 스플의 위치에 비례한다.
- (3) 밸브의 개구형상은 공급측과 탱크측이 동일하다.
- (4) 체적탄성계수는 압력 및 온도 변동에 관계없이 일정하다.
- (5) 밸브의 시상수 구간에서 실린더로의 유로는 공급포트 또는 탱크포트 중 하나만 형성된다.

포핏밸브의 경우 밸브의 최대 개구면적  $A_m$ 은 포핏각도를  $\theta$ , 직경을  $D$ , 밸브의 최대 변위를  $y_{max}$ 라 하면  $A_m = \pi D y_{max} \sin \theta$ 로서 가정 (2)가 성립하며 스플밸브의 경우에도 역시 이 가정이 적용된다. 따라서 위 가정에 의해 밸브의 개구면적  $A(t)$ 를 다음 식 (3)과 같이 표시할 수 있다.

$$A(t) = A_m(1 - e^{-t/T_c}) \quad (3)$$

그리고 밸브 개방시 상승하는 압력  $P_r(t)$ 는 연속방정식에 의해 다음 식 (4)로 표현되며, 시스템 형상계수  $a$ 를 식 (5)와 같이 도입하여 이를 정규화된 압력  $p_r = P_r/P_s$ 로 표시하면 다음 식 (6)과 같다. 시스템 형상계수  $a$ 는 밸브와 작동유 그리고 압력제어 체적에 의해 결정되는 값으로서 단위는  $[\text{sec}^{-1}]$ 이다.

$$\begin{aligned} \frac{V_L}{\beta} \dot{P}_r(t) &= Q_{on} = C_D A(t) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_r(t))} \\ &= C_D A_m (1 - e^{-t/T_{c,on}}) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_r(t))} \quad (4) \end{aligned}$$

$$a = \frac{\beta C_D A_m}{V_L \sqrt{P_s}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} = \frac{\beta Q_s}{V_L P_s} \quad (5)$$

$$p_r(t) = a(1 - e^{-t/T_{c,on}}) \sqrt{1 - p_r(t)} \quad (6)$$

식 (6)은 압력에 대한 비선형 1계 미분방정식으로 초기조건  $p_r(0) = p_l$ 을 만족하는 이론적 해를 구하면 다음 식 (7)과 같다.

$$p_r(t) = 1 - \left[ \sqrt{1 - p_l} - \frac{a}{2} \{t - T_{c,on}(1 - e^{-t/T_{c,on}})\} \right]^2 \quad (7)$$

마찬가지로 밸브 폐쇄시 하강하는 압력  $P_f(t)$ 는

다음 식 (8)의 연속방정식으로 표현되고, 이를 정규화하여 초기조건  $p_f(0) = p_h$ 을 만족하는 해를 구하면 다음 식 (9)와 같다.

$$\frac{V_L}{\beta} \dot{P}_f(t) = -Q_{off} = -C_D A(t) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_f(t)} \quad (8)$$

$$p_f(t) = \left[ \sqrt{p_h} - \frac{a}{2} \{t - T_{c,off}(1 - e^{-t/T_{c,off}})\} \right]^2 \quad (9)$$

밸브를 일정한 주기  $T_p$ 의 PWM신호로 구동하면 같은 주기로 압력이 상승과 하강을 반복하면서 전체적인 압력이 상승하다가, 정상상태에 도달하면 압력진동은 계속되지만 평균압력은 일정한 크기를 계속 유지한다. 밸브가 개방되어 있는 시간과 폐쇄되어 있는 시간을 각각  $t_{v,on}$ ,  $t_{v,off}$ 라 하면 정상상태조건은 다음 식 (10)과 같다.

$$p_r(t_{v,on}) = p_h, \quad p_f(t_{v,off}) = p_l \quad (10)$$

그리고 유도과정을 단순화시키기 위해 다음 식 (11)과 같이 새로운 스케일의 시간  $t^*$ 를 도입하여 무차원 압력 식 (7)과 (9)을 정상상태조건 (10) 식으로 정리하면 다음 식 (12)를 얻을 수 있다.

$$t^* = t - T_c(1 - e^{-t/T_c}) \quad (11)$$

$$\begin{aligned} p_h - p_l &= a t^*_{v,on} \sqrt{1 - p_l} - \frac{a^2}{4} t^*_{v,on}{}^2 \\ &= a t^*_{v,off} \sqrt{p_h} - \frac{a^2}{4} t^*_{v,off}{}^2 \quad (12a) \end{aligned}$$

$$t^*_{v,on} \sqrt{1 - p_l} - t^*_{v,off} \sqrt{p_h} = \frac{a^2}{4} (t^*_{v,on}{}^2 - t^*_{v,off}{}^2) \quad (12b)$$

정상상태 도달조건 식 (12b)를 식 (7)과 (9)에 대입하여 정리하면 다음 두 식과 같고 평균압력을  $p_m = \frac{p_h + p_l}{2}$ 라 정의하여 이 두식을 서로 빼면 식 (13a)와 같이 밸브 개폐시간과 평균압력과의 관계를 얻을 수 있다.

$$(t^*_{v,on}{}^2 + t^*_{v,off}{}^2) p_h - \frac{a^2}{2} t^*_{v,off} (t^*_{v,on}{}^2 + t^*_{v,off}{}^2)$$

$$\sqrt{p_h} + \frac{a^2}{16} (t^*_{v,on}{}^2 + t^*_{v,off}{}^2)^2 - t^*_{v,on}{}^2 = 0$$

$$(t^*_{v,on}{}^2 + t^*_{v,off}{}^2) (1 - p_l) - \frac{a^2}{2} t^*_{v,on} (t^*_{v,on}{}^2 + t^*_{v,off}{}^2)$$

$$\sqrt{(1 - p_l)} + \frac{a^2}{16} (t^*_{v,on}{}^2 + t^*_{v,off}{}^2)^2 - t^*_{v,off}{}^2 = 0$$

$$p_m = \frac{t^*_{v,on}{}^2}{t^*_{v,on}{}^2 + t^*_{v,off}{}^2} - \frac{a^2}{16} (t^*_{v,on}{}^2 - t^*_{v,off}{}^2) \quad (13a)$$

$$p_m = \frac{\tau_v^{*2}}{\tau_v^{*2} + (1 - \tau_v^{*2})} - \frac{a^2}{16} T_p^2 (2\tau_v^{*2} - \tau_v^{*4}) \quad (13b)$$

보상된 주기를  $T_p^* = t^*_{v,on} + t^*_{v,off}$ 라 정의할 때

밸브 개방시와 폐쇄시의 시상수가 동일하고 개방시간  $t_{v,on}$ 과 폐쇄시간  $t_{v,off}$ 가 시상수에 비해 크다고 가정하면 PWM신호의 주기  $T_p = t_{v,on} + t_{v,off}$ 는  $T_p^*$ 와 동일하며 식 (13a)을 듀티율  $\tau_v^* = t_{v,on}^* / T_p$ 로 표시하면 식 (13b)와 같다. 식 (13b)에서 알 수 있듯이 평균압력은 첫째항이 Tanaka 등의 식 (1)과 동일하게 듀티율의 함수로 표현되며, 둘째항에 반송주파수에 의한 영향이 명확히 표현된다.

또한 압력파형의 봉우리와 골사이의 차이, 즉 맥동크기를  $p_d = p_h - p_l$ 라 정의하고 정상상태 도달조건 식 (12a)를 각각 식 (7)과 (9)에 대입하여 두 식을 더하면 다음 식 (14a)를 얻을 수 있다.

$$p_d^2 = a^2 \frac{t_{v,on}^{*2} t_{v,off}^{*2}}{t_{v,on}^{*2} + t_{v,off}^{*2}} - \frac{a^4}{16} t_{v,on}^{*2} t_{v,off}^{*2} \quad (14a)$$

$$p_d^2 = a^2 T_p^2 \frac{\tau_v^{*2} (1 - \tau_v^*)^2}{\tau_v^{*2} + (1 - \tau_v^*)^2} - \frac{a^4}{16} T_p^4 \tau_v^{*2} (1 - \tau_v^*)^2 \quad (14b)$$

식 (13b)과 동일한 가정을 적용하면 식 (14b)와 같이 듀티율 및 반송주기와 맥동크기와의 관계를 구할 수 있으며, 본 논문에서 정의한 시스템 형상계수  $a$ 는 Tanaka 등이 사용한 무차원 상수  $r$ 과  $aT_p = \frac{1}{r}$ 의 관계가 있기 때문에 크게 보아  $p_d^2$ 이  $r^2$ 의 역수에 비례하다는 점에서 식 (2)와 유사한 경향을 나타내지만 식 (14)는 반송주기만의 함수가 아니라 듀티율과의 관계를 명확히 표시하고 있다.

### 2.3 유도식에 대한 결과 검토

밸브의 운동을 좀 더 단순화하여 Fig. 2(a)에서와 같이 지연시간  $T_d$  후에 곧 바로 최대 개구면적  $A_m$ 으로 열리거나 닫힌다고 가정하면 식 (3)의 개구면적은 항상  $A(t) = A_m$ 으로 일정하며 이 때 상승 또는 하강하는 무차원 압력을 구하면 다음 식 (15)와 같다.

$$p_r(t) = 1 - \left\{ \sqrt{1 - p_l} - \frac{a}{2} t \right\}^2$$

$$p_r(t) = \left\{ \sqrt{p_h} - \frac{a}{2} t \right\}^2 \quad (15)$$

윗 식은 식 (11)에서 정의한 밸브운동에 의해 변형된 시간  $t^*$ 를 식 (7)과 (9)에 대입한 것과 동일하며, 따라서 정상상태 도달조건, 평균압력과 맥동의 크기는 식 (12)~(14)의  $t^*$  대신  $t$ 를 대입한 식으로 유도된다. 즉, 식 (12)~(14)는 밸브의 움직임을 단순히 시간지연요소로만 가정할 때의 압력

제어 특성 결과식에 밸브를 개방 또는 폐쇄시킬 때 개구면적의 변화를 고려할려면 시간  $t$  대신 식 (10)과 같이 개폐시의 시상수  $T_c$ 를 반영한 시간  $t^*$ 로 대체하면 구할 수 있다. 따라서 시간  $t^*$ 는 밸브 개폐시 개구면적의 변화가 보상된 스케일의 시간을 의미함을 알 수 있으며, 보상된 시간  $t^*$ 와  $t$ 와의 관계는 Fig. 3과 같이 일정시간이 지난 후에는 시상수만큼 차이가 난다.

그리고 식 (7)과 (9)로부터 임의의 압력  $p_i$ 에서  $p_h$ 로 상승 또는 하강할 때 소요되는 시간은 다음 식 (16)과 같고, 이로부터 대기압에서 공급압력  $P_s$ 까지 상승 또는 하강하는데 소요되는 시간은  $t^* = \frac{2}{a}$ , 즉  $t \cong \frac{2}{a} + T_c$ 로서, 압력변화에 소요되는 시간은 시스템 형상계수와 밸브 시상수에만 의존함을 알 수 있다.

$$\begin{cases} t^* = \frac{2}{a} \{ \sqrt{1 - p_l} - \sqrt{1 - p_h} \} & \text{rising pressure} \\ t^* = \frac{2}{a} \{ \sqrt{p_h} - \sqrt{p_l} \} & \text{falling pressure} \end{cases} \quad (16)$$

초기압력을  $P_o$ 할 때 식 (7), (9)의 압력식을 식 (4), (8)의 연속방정식에 대입하고, 밸브 개폐시의 유량을 유량용량  $Q_s$ 로 정규화하면 다음 식 (17) 및 (18)과 같고, 이를 그래프로 표시하면 Fig. 4와 같다.

$$q_{on}(t) = \frac{Q_{on}}{Q_s}$$

$$= (1 - e^{-t/T_{c,on}}) \left\{ \sqrt{1 - p_o} - \frac{a}{2} \left[ t - T_{c,on} (1 - e^{-t/T_{c,on}}) \right] \right\}$$

$$= (1 - e^{-t/T_{c,on}}) \left( \sqrt{1 - p_o} - \frac{a}{2} t_{v,on}^* \right) \quad (17)$$

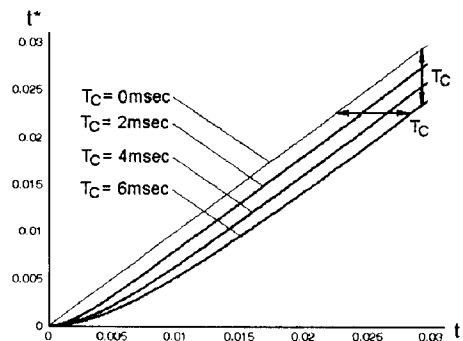


Fig. 3 Relation between compensated time  $t^*$  and time  $t$

$$\begin{aligned}
 q_{off}(t) &= \frac{Q_{off}}{Q_s} \\
 &= (1 - e^{-t/T_{c,off}}) \left\{ \sqrt{p_o} - \frac{a}{2} \left[ t - T_{c,off} (1 - e^{-t/T_{c,off}}) \right] \right\} \\
 &= (1 - e^{-t/T_{c,off}}) \left( \sqrt{p_o} - \frac{a}{2} t^*_{v,off} \right) \quad (18)
 \end{aligned}$$

Fig. 4(a)와 Fig. 4(b)는 편의상  $a=78 \text{ sec}^{-1}$ ,  $p_o=0.8$  일 때 각각 횡축을 실제 시간  $t$ 와 보상된 시간  $t^*$ 로서 표시한 유량이며, 이 후 별다른 언급이 없을 경우 시스템 형상계수는  $a=78 \text{ sec}^{-1}$ 를 사용하였다. Fig. 4(b)에서 가는 선은 유량의 점근선으로서 종축과의 교점  $q_o$ 는 밸브가 개방 또는 폐쇄 시 각각  $\sqrt{1-p_o}$ ,  $\sqrt{p_o}$ 로서 초기압력에 의해 결정되고 종축과의 교점  $t_{max}^*$ 는 각각  $\frac{2}{a}\sqrt{1-p_o}$ ,  $\frac{2}{a}\sqrt{p_o}$ 이며, 기울기는  $\frac{a}{2}$ 로서 시스템 형상계수만으로 결정된다. 시간  $t_{max}^*$ 는 초기압력에서 공급압력 또는 대기압에 도달하는 시간을 의미하며, 가는 선으로 표시된 점근선은 밸브가 곧바로 최대 개구면적으로 열리는 경우의 유량선도로서 밸브가 개폐시 부하유량 또는 탱크로 귀환하는 유량은 시간에 따라 선형적으로 감소함을 알 수 있고, 가는 선과 굵은 선의 차이가 개폐시 개구면적의 변화에 의한 효과이다.

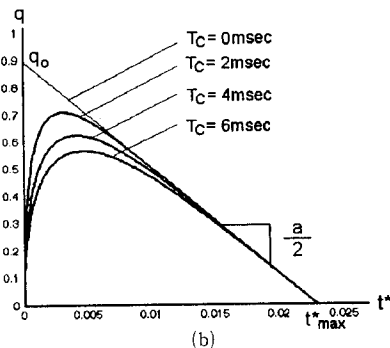
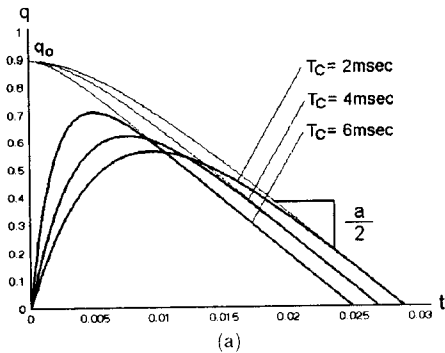


Fig. 4 Normalized flow curve at  $a=78 \text{ sec}^{-1}$ ,  $p_o=0.8$

그리고 정상상태에서는 밸브가 개방되어 있을 때 유입되는 체적  $V_{on}$ 과 폐쇄되어 있을 때 유출되는 체적  $V_{off}$ 가 같아지므로 다음 식 (19)를 적분하여 정리하면 정상상태 도달조건 식 (12)와 동일한 결과가 유도됨을 확인할 수 있다.

$$V_{on} = \int_0^{t_{v,on}} q_{on}(t) dt, \quad V_{off} = \int_0^{t_{v,off}} q_{off}(t) dt \quad (19)$$

Fig. 2의 스톱거동을 보면 밸브가 열리거나 닫혀 있는 시간  $t_v$ 와 밸브구동 시간  $T_p$ 사이에는 시간 지연  $T_d$ 로 인해 다음 식 (20)의 관계가 있다.

$$\begin{cases}
 t_{v,on}=0, \quad t_{v,off}=T_p & \text{when } t_{p,on} < T_{d,on} \\
 t_{v,on}=T_p, \quad t_{v,off}=0 & \text{when } t_{p,on} > T_p + T_{d,on} - T_{d,off} \\
 t_{v,on}=T_p, \quad t_{v,off}=0 & \text{when } t_{p,off} < T_{d,off} \\
 t_{v,on}=t_{p,on} - T_{d,on} + T_{d,off} & \text{otherwise} \\
 t_{v,off}=t_{p,off} - T_{d,off} + T_{d,on} &
 \end{cases} \quad (20)$$

평균압력 식 (13)을 보면 밸브가 개방 또는 폐쇄되어 있는 시간  $t^*_{v,on}$ 과  $t^*_{v,off}$ 로 표현되어 있는데

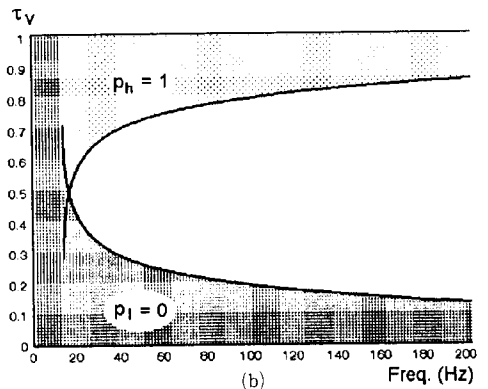
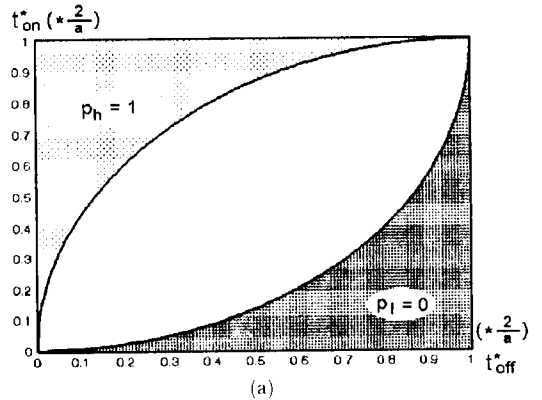


Fig. 5 Region of  $p_h=1$  and  $p_l=0$

$t^* > \frac{2}{a}$ 이면 항상 공급압력 또는 대기압에 도달하게 되며, 초기압력  $p_o$ 에서 공급압력 또는 대기압에 도달하는 시간은 식 (16)과 같기 때문에  $t^*_{v,on}$ 과  $t^*_{v,off}$  사이에 다음 식 (21a)가 성립할 경우에는 항상 압력의 봉우리가 공급압력에 도달하고 다음 식 (21b)가 성립하면 압력의 골짜기는 대기압에 도달한다.

$$t^*_{v,on} \geq \frac{2}{a} \sqrt{at^*_{v,off} - \frac{a^2}{4} t^*_{v,off}^2} \quad (21a)$$

$$t^*_{v,off} \geq \frac{2}{a} \sqrt{at^*_{v,on} - \frac{a^2}{4} t^*_{v,on}^2} \quad (21b)$$

식 (21a)는  $p_h=1$ ,  $p_l=p_o$ 일 때 정상상태 도달조건 식(12)에서  $p_o$ 를 소거하거나 식 (7)과 식 (9)에서  $p_o$ 를 소거하여 구해지며, 식 (21b)는  $p_h=p_o$ ,  $p_l=0$ 일 때 동일한 방법으로 구해진다. 이로부터  $t^*_{v,on}$ 과  $t^*_{v,off}$ 의 관계를  $\frac{a}{2}t^*$ 로 무차원화하여 그래프로 표시하면  $T_c=4$  msec일 경우 Fig. 5(a)와 같고 이 관계를 듀티율과 주파수의 관계로 표시하면 Fig. 5(b)와 같다. 여기서, 그래프의 상부에서  $p_h=1$ 이 되고 하부 영역에서  $p_l=0$ 이 된다.

따라서 개구면적에 대한 보상시간 식 (11)과 제한조건 식 (20) 및 (21)을 식 (13a)에 적용하여 듀티율과 평균압력의 관계를 반송주파수가 10 Hz, 20 Hz, 30 Hz, 80 Hz일 경우에 보면 Fig. 6과 같다. Fig. 6의 (b), (c), (e), (f)에서 점선, 실선과 굵은 선은 지연시간 또는 시상수가 각각 0 msec, 1 msec, 2 msec일 때이다.

Fig. 6(a)에서 시간지연이 전혀없을 경우의 평균압력을 굵은 선으로 표시된 Tanaka 등의 식 (1)과 비교해 보면 주파수가 작은 경우 전혀 다른 경향을 보이며 주파수가 커질수록 식 (1)에 접근함을 알 수 있고, 듀티율과 평균압력이 각각 0.5인 선을 중심으로 대칭형태임을 알 수 있다. 10 Hz일 때 듀티율의 중간부분에서는 평균압력이 0.5로 일정한데 이는 개방시간과 폐쇄시간이  $2/a$ 보다 커서 최고압력과 최소압력이 각각 공급압력과 대기압에 도달하기 때문이다. 개방 지연시간의 영향을 보면 Fig. 6(b)에서 볼 수 있듯이 평균압력이 전반적으로 떨어지며, 낮은 듀티율 부분에서 밸브가 작동하지 못하는 무효 듀티율 영역이 생기고 최대압력은 주파수와 무관하게 지연시간만에 의존하여  $p_{m,m}(T_{d,on}) = \{1 + (1 - \frac{a}{2}T_{d,on})^2\}/2$ 로 형성된다. 이것은 구동신호에 비해 실제 밸브가 열리는 시간이 작기

때문이며 최소 유효 듀티율은  $\tau_{p,o} = T_{d,on}/T_p$ 의 관계가 있다. 폐쇄 지연시간의 효과는 Fig. 6(c)와 같이 압력이 전반적으로 상승하며, 고 듀티율 부분에서 역시 공급압력에 도달하는 무효 듀티율 영역이 생기고, 최소압력은 주파수와 무관하게 일정한 압력  $p_{m,o}(T_{d,off}) = \{1 - (1 - \frac{a}{2}T_{d,off})^2\}/2$ 이 형성된다. 이것은 실제 밸브가 열리는 시간이 구동신호보다 길어지기 때문이며, 최대 유효 듀티율은  $\tau_{p,m} = T_{d,off}/T_p$ 로 구해진다. 개방지연과 폐쇄지연이 동시에 존재하면 Fig. 6(d)에서와 같이 굵은 선은 두 시간이 같은 경우이고 실선은 폐쇄 지연시간이 그리고 점선은 개방 지연시간이 더 긴 경우이다. 두 시간이 동일하면 지연시간이 없을 경우와 같이 0.5 선을 기준으로 대칭성이 나타나며, 이로부터 평균압력은 두 지연시간의 차이에 의해 형태가 결정됨을 알 수 있으며, 개방 지연시간이 더 클 경우에 전반적인 압력이 하강하고 폐쇄 지연시간이 더 크면 압력이 전반적으로 상승하게 된다. 고 듀티율 부근의 형태는 지연시간  $T_{d,off}$ 에 해당하는 최대 유효듀티율  $\tau_{p,m}$ 과 마치 지연시간이  $T_{d,on} - T_{d,off}$ 인 것과 같이 압력  $p_{m,m}$ 이 나타나며, 저 듀티율에서는 개방 지연시간  $T_{d,on}$ 에 의한 무효 듀티율  $\tau_{p,o}$ 와 폐쇄 지연시간  $T_{p,on} - T_{d,off}$ 에 해당하는 압력  $p_{m,o}$ 가 혼합되어 나타난다. 따라서 개방시와 폐쇄시의 지연시간이 동일할 때 0.5선을 기준으로 한 대칭성이 나타난다. 개구면적의 변화를 고려한 시상수의 영향은 Fig. 6의 (e)와 (f)에서와 같이 개방시 시상수  $T_{c,on}$ 는 개방이 완료되는 시간에 해당하는 저 듀티율 영역에서 압력의 상승효과를 보이고 폐쇄시 시상수  $T_{c,off}$ 는 폐쇄가 완료되는 시간에 해당하는 고 듀티율 영역에서 압력이 하강하는 효과를 나타낸다. 전체적으로 보면 반송주파수가 작을 경우 지연시간이나 시상수의 효과가 미미하지만 반송주파수가 커질수록 그 영향이 뚜렷하게 나타나는데 그 이유는 지연시간이나 시상수가 반송주기에서 차지하는 비율이 커지기 때문이다.

반송주파수의 변화에 대해 형성되는 압력을 듀티율이 5%에서 95%까지 5% 간격으로 그려보면 Fig. 7(a)에서 보듯이  $p_m=0.5$ 선에 대칭성을 보이며 주파수가 증가함에 따라 듀티율이 50%이하에서는 감소하지만 50%이상에서는 상승한다. 그리고 지연시간이나 시상수에 의한 영향이 Fig. 7의 (b) ~ (e)와 같이 듀티율이 10%, 30%, 50%, 70% 90%일 때 표시되어 있으며, 여기서 점선, 실선과

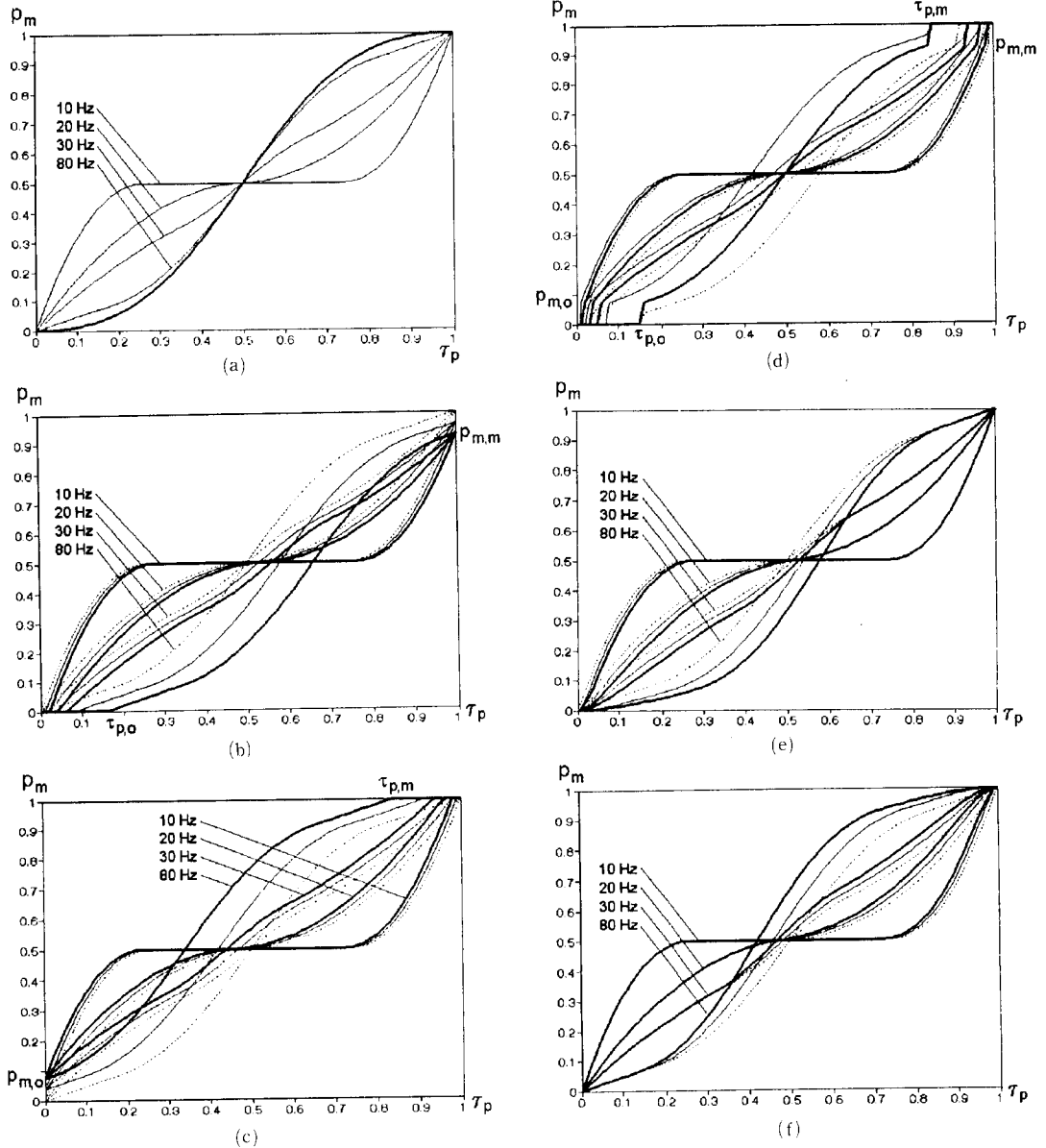


Fig. 6 Mean pressure due to duty ratio change

굵은 선은 각각 0 msec, 0.5 msec, 1 msec일 때이다. 개방시 지연시간과 시상수의 효과를 보면 Fig. 7(b)와 (d)에서와 같이 지연이나 시상수가 커지면 전반적인 압력 하강이 이뤄지고 주파수가 클수록 하강 폭이 크며, 지연시간에 의한 하강 폭은 듀티율이 50%이상에서 그리고 시상수에 의한 하강 폭은 듀티율이 50%이하에서 더 큼을 알 수 있다. 또한 폐쇄시 지연시간과 시상수의 효과를 보면 Fig.

7(c)와 (e)에서 보듯이 지연이나 시상수가 커질수록 전반적으로 압력이 상승하고 주파수가 커질수록 그 상승 폭이 커지며, 지연시간에 의한 상승 폭은 듀티율이 50%이하에서 그리고 시상수에 의한 상승 폭은 듀티율이 50%이상에서 더 큼을 알 수 있다. 그리고 듀티율이 50%일 때는 주파수에 따라서 직선적으로 상승 또는 하강한다.

압력맥동 크기를 개구면적에 대한 보상시간 식



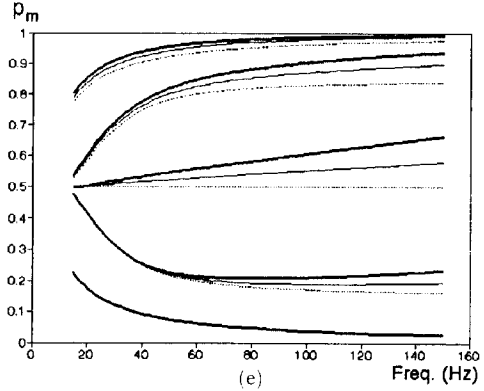
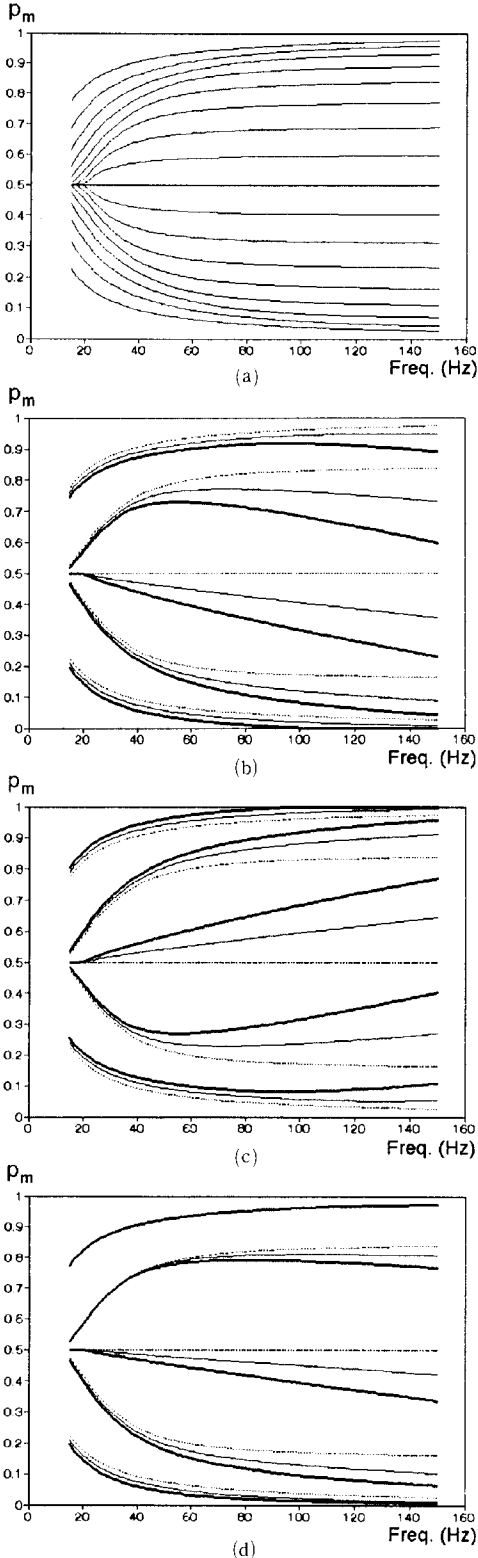


Fig. 7 Mean pressure due to carrier Frequency change

(11)과 제한조건 식 (20) 및 (21)을 식 (14a)에 적용하여 반송주파수와와의 관계를 구해보면 Fig. 8과 같다. Fig. 8의 (a)와 (b)서 굵은 선은 식 (2)를 표시한 것이며, 가는 선은 듀티율이 5%에서 95%까지 5% 간격일 때의 맥동크기를 각각 반송주파수와 식 (2)에서 정의된 무차원 상수  $r$ 를 종축으로 표시한 것으로서 전체적으로 주파수에 역비례하여 맥동크기가 감소하고, 듀티율이 50%에서 최대 크기를 나타내며, 50%에서 일정량 만큼 크거나 작은 듀티율일 때의 맥동크기는 동일함을 보여 준다. Tanaka 등에 의한 굵은 선은 듀티율에 무관한 특성을 보이는 반면 실선들은 듀티율에 의해 맥동이 상당히 큰 영향을 받음을 보여 주고 있으며, 낮은 주파수에서  $p_a=1$ 인 구간은 최대 및 최소 압력이 각각 공급압력과 대기압에 도달하는 구간이다. 지연시간이나 시상수가 압력맥동에 미치는 영향을 듀티율이 10%에서 90%까지 20%간격일 때 Fig. 8의 (c)~(f)에 표시하였으며, 여기서 점선은 지연시간이나 시상수가 없을 때이고 실선은 지연 또는 시상수가 1 msec일 경우 듀티율이 각각 10%, 30%와 50%일 때의 크기이며, 굵은 선은 70%와 90%에서의 맥동을 나타낸다. Fig. 8(c)에서 보면 개방 지연시간이 있을 때 듀티율이 50% 이하에서는 감소하지만 50% 이상에서는 증가하며, 폐쇄 지연시간이 존재할 경우에는 Fig. 8(d)에서와 같이 50% 이하에서는 증가하고 50% 이하에서는 감소한다. 한편 개방시 시상수에 의한 영향을 보면 Fig. 8(e)에서 볼 수 있드시 50% 이하에서는 감소하지만 50% 이상에서는 거의 변화가 없으며, 폐쇄시 시상수가 있을 경우 Fig. 8(f)에 의하면 50%

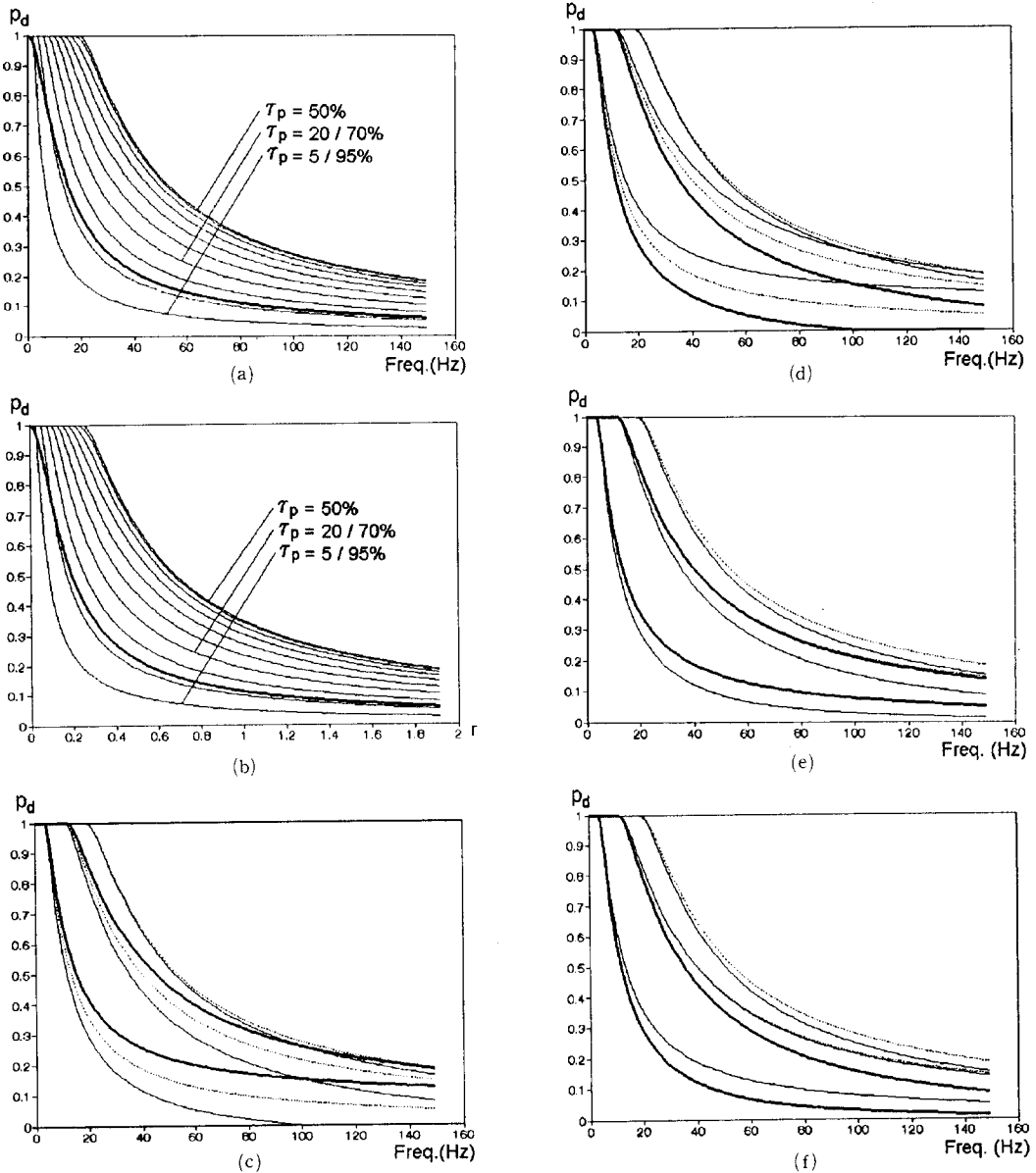
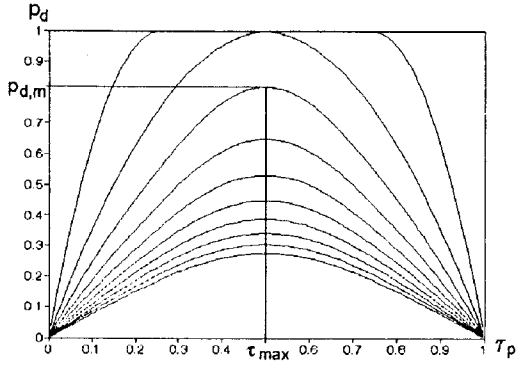


Fig. 8 Pressure fluctuation due to carrier frequency change

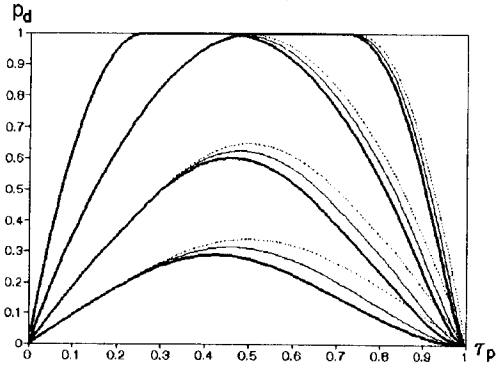
이하에서 거의 변화가 없지만 50% 이상에서 감소한다.

듀티율의 변화에 따른 압력맥동을 반송주파수가 10 Hz에서 100 Hz까지 10 Hz 간격으로 그려보면 Fig. 9(a)에서와 같이 듀티율이 50%에서 최대이며, 이를 중심으로 좌우 대칭인 포물선 형상을 나타내며 주파수가 커질수록 맥동크기는 감소한다. 여기서 최대 맥동크기는 보상된 반송주기를  $T_p^* =$

$t^*_{v,on} + t^*_{v,off}$ 라고 정의하면  $t^*_{v,on} = t^*_{v,off} = \frac{T_p^*}{2}$ 일 때 식 (14a)로부터  $p_{d,m}(T_p^*) = \frac{aT_p^*}{4} \sqrt{2 - \frac{a^2 T_p^{*2}}{16}}$ 로 구해진다. 시상수나 지연시간에 의한 영향을 주파수가 각각 10 Hz, 20 Hz, 40 Hz 그리고 80 Hz에서 그려보면 Fig. 9(b)~(e)와 같으며 여기서 점선, 실선과 굵은 선은 지연시간이나 시상수가 각각 0 msec, 1 msec 2 msec일 경우를 표시한 것이다. 지

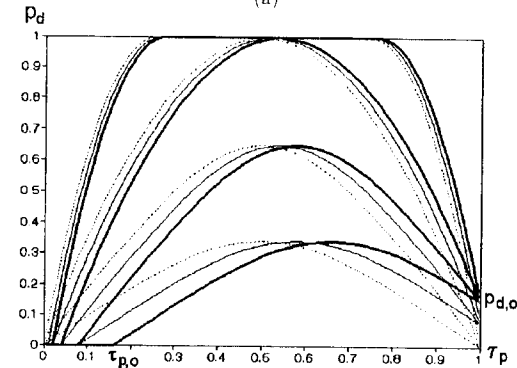


(a)

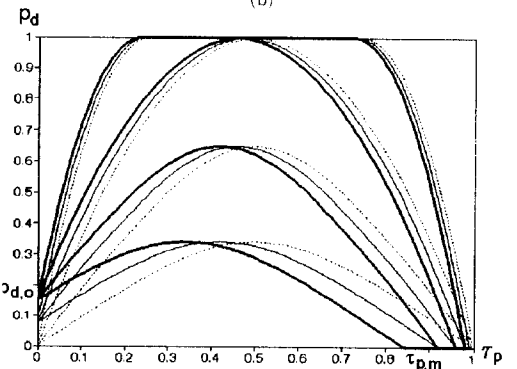


(e)

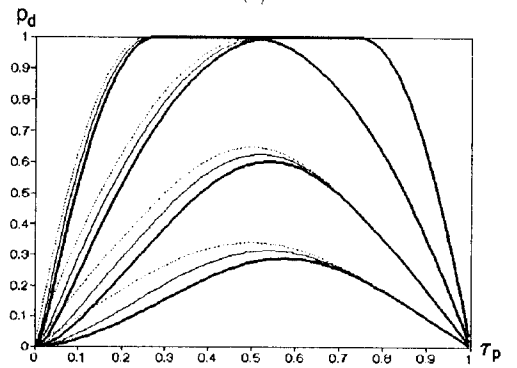
Fig. 9 Pressure fluctuation due to duty ratio change



(b)



(c)



(d)

연시간에 의한 변화는 Fig. (b)와 (c)에서와 같이 지연시간에 따라 전체적으로 좌우로 이동하게 되며, 듀티율이 낮은 부분에서는 개방 지연시간에 의해 그리고 높은 부분에서는 폐쇄 지연시간에 의해 무효 듀티율이 형성되고 따라서 백동이 생기지 않는 듀티율의 경계값은 평균압력의 경우와 마찬가지로 각각  $\tau_{p,o} = T_{d,on} / T_p$ 와  $\tau_{p,m} = T_{d,off} / T_p$ 로 결정된다. 백동크기는 듀티율이  $\tau_{max} = 0.5 + (T_{d,on} - T_{d,off}) / T_p$ 에서 최대가 되지만 그 값은 지연시간에 따라 반송주기가 변하지 않기 때문에 일정하며, 압력  $p_{d,o}$ 는 Fig. 9(b)에서  $p_{d,o}(T_{d,on}) = (1 - \frac{a}{2} T_{d,on})^2$ 이고, Fig. 9(c)에서는  $p_{d,o}(T_{d,off}) = 1 - (1 - \frac{a}{2} T_{d,off})^2$ 가 된다. 개구변적 변화시 시상수의 영향을 보면 Fig. 9(d)와 (e)에서 볼 수 있듯이 개방시는 낮은 듀티율에서 폐쇄시는 높은 듀티율에서 주로 그 영향이 나타나며 시상수가 클수록 백동크기가 감소하고, 그 감소폭은  $p_{d,m}(T_p) - p_{d,m}(T_p^*)$ 이 된다.

### 3. 압력제어 특성실험

#### 3.1 실험장치의 구성

개폐식 3방향 전자밸브의 PWM 구동특성을 확인하기 위해 Tanaka 등이 사용한 포핏밸브를 사용하여 다음 Fig. 10과 같이 실험장치를 구성하였다. 유압시스템의 공급압력은 소형 저압 저동력장치나 파일럿 압력의 수준인 40 bar로 실험하였다.

개인용 컴퓨터는 시험하고자 하는 반송주파수와

듀티율을 PWM 신호발생기의 타이머 시간에 해당하는 값으로 변환하여 이 명령을 직렬 RS232C 포트를 통해 신호발생기로 출력하며, 80c196의 AD 변환기로 측정된 실린더 압력값을 실시간으로 디스플레이하고 저장하는 역할을 수행한다. PWM 신호발생기는 16bit on-chip microprocessor인 Intel 80c196의 고속출력장치(high speed output, HSO)로 구현하였다. 압력이 형성되는 검사체적은 체적 251cc인 작은 실린더의 헤드측 챔버를 사용하였으며 실린더와 밸브블록 사이는 직경 12.5 mm 및 길이 2m의 고압호스로 연결하였다.

실험은 약 1초동안 측정된 2천여개의 압력값 중에서 정상상태에 도달한 이후의 데이터를 사용하여 최대값과 최소값을 선별하여 압력의 봉우리와 골짜기를 계산한 후, 이 최소값과 최대값의 평균을 평균압력으로 그리고 이 차이를 맥동크기로 구했다. 그런데 반송주파수가 클 경우에 압력맥동은 크기가 매우 작아서 A/D변환기의 자리수의 한계로 불연속적인 곡선이 구해지므로 이를 15차 커브피팅하여 표시하였다. 그리고 매 샘플링시의 데이터를 사용하여 평균값과 분산을 구해보면 평균압력은 최대 및 최소값을 사용한 평균값과 거의 동일한 결과를 보이며 맥동크기는 분산값과 크기는 다르지만 유사한 경향을 나타내었다.

3.2 실험결과와 검토

펄스폭 변조신호 구동에 의한 압력특성을 이해하기 위해 먼저 일정한 반송주파수 20Hz에서 듀티율이 10%에서 90%까지 20%씩 변화할 때 압력 형성 과정을 살펴보면, Fig. 11과 같이 일정시간이 지난 후에 정상상태 압력에 도달하여 일정한 수준을 유지한 상태에서 구동 주파수와 동일한 주기로 진동

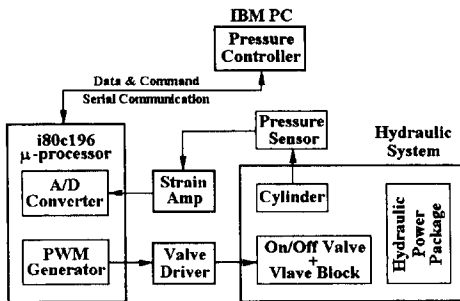


Fig. 10 Experimental setup of the on-off solenoid valve system

하고 있으며 듀티율에 따라 평균압력과 맥동크기가 달라짐을 알 수 있다. 그리고 듀티율을 50%로 고정시키고 펄스주기를 10 Hz, 20 Hz에서 80 Hz까지 20 Hz간격으로 상승시키면 Fig. 12에서 보듯이 역시 압력과 진폭이 동시에 변화하는 것을 볼 수 있다.

듀티율의 변화에 대한 압력특성 실험은 평균압력이 Fig. 13과 같고, 맥동크기는 Fig. 14와 같다. 실험은 반송주파수를 고정시킨 상태에서 듀티율을 2%에서 98%까지 2%씩 증가시킨 후 동일한 과정으로 듀티율을 감소시켰으며, 이때 이력현상(hysteresis)은 거의 보이지 않았다. Fig. 13(a)와 Fig. 14(a)는 2 Hz에서 10 Hz까지 2 Hz간격으로 실험한 결과이고 Fig. 13(b)와 Fig. 14(c)는 20 Hz에서 150 Hz까지 20 Hz간격으로 실험한 결과를 나타내며 Fig. 13(b), (d)와 Fig. 14(b), (d)는 각각 실험결과에 해당하는 압력과 맥동을 식 (13)과 식 (14)에 의거하여 계산한 결과이다.

Fig. 13(a), (b)에서와 같이 저주파에서의 평균압력을 보면 이론치와 거의 정확히 일치함을 알 수

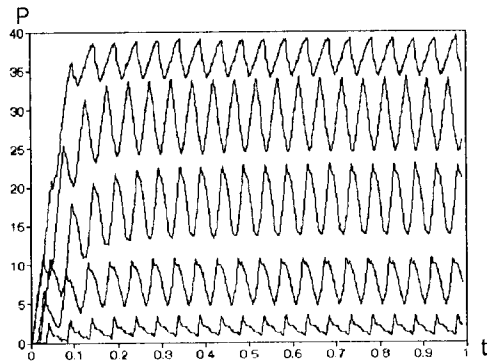


Fig. 11 Pressure response due to duty ratio change

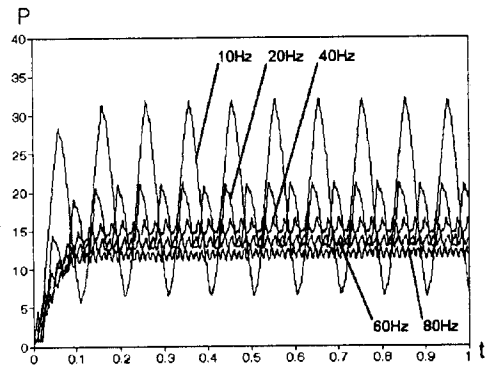


Fig. 12 Pressure response due to carrier frequency change

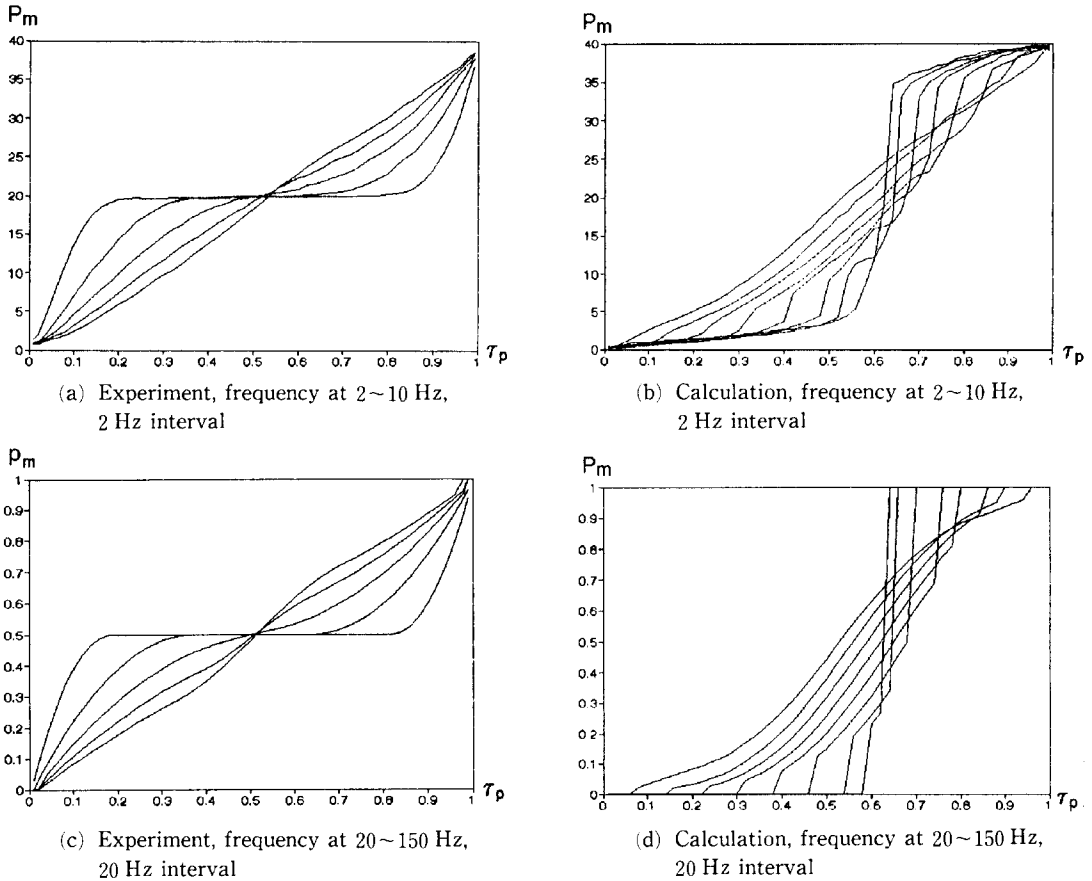


Fig. 13 Mean pressure due to duty ratio change

있는 반면 Fig. 13(c), (d)에서 보듯이 고주파로 갈수록 전체적인 경향은 이론치와 일치하지만 저 듀티율과 고 듀티율 부분의 무효율 영역에서 약간의 차이가 발생함을 발견할 수 있다. 그 이유는 지연 시간 동안에 밸브가 완전히 닫혀 있다고 가정했지만 실제로는 밸브가 매우 미소하게 움직이고 있기 때문이며, 솔레노이드의 자기력이 스프링의 힘을 이길 수 있을 때부터 본격적인 개구가 형성되기 때문이다. 특히 100 Hz 이상에서는 압력이 갑자기 수직 상승하는 부분이 발생하며, 150 Hz에서는 저압에서 고압으로 곧 바로 상승하는데, 압력 점프가 생기는 듀티율을 각 주파수에 대해 시간으로 환산하면 저압에서는 대략 4 msec 그리고 고압에서는 2.5msec로 일정함을 알 수 있으며, 이 시간이 바로 각각 밸브의 개방과 폐쇄시의 시간지연  $T_{a,on}$ 과  $T_{a,off}$ 에 해당한다. 그리고 폐쇄 시간지연에 해당하는 고 듀티율에서 압력 상승직전에 약간 압력이

하강하는데 그 원인은 밸브의 폐쇄가 진행중인 동안에는 유량이 공급되지 않고 배출되기만 한다고 가정하였지만 실제로는 3방향 밸브의 구조상 공급과 배출이 동시에 일어나기 때문으로 시상수 구간에서는 압력이 오히려 하강하게 되며 이로써 밸브의 시상수는 매우 작은 값을 유추할 수 있다. Fig. 13(a), (b)에서 정규화 압력이 0.5인 부분은 밸브가 개방과 폐쇄되어 있는 시간이  $2/a$ 보다 큰 경우이므로 이로부터 시스템 형상계수  $a$ 를 추정할 수 있으며 산출 결과 약  $a=23.8[\text{sec}^{-1}]$ 임을 알 수 있다. 다른 방법으로 시스템 형상계수  $a$ 와 밸브의 시상수  $T_c$ 를 식 (16)에 따라 압력 상승 및 하강에 소요되는 시간을 측정치로부터 계산하면 시상수는  $T_{c,on}=0.5 \text{ msec}$ ,  $T_{a,off}=0.4 \text{ msec}$  정도로 추정되며 이후의 계산치는 이 값을 기준으로 한 결과이다.

압력맥동도 역시 Fig. 14에서 볼 수 있듯이 이론

치와 매우 잘 일치하고 있으며, 무효율 영역에서는 맥동크기가 급격히 감소함을 알 수 있고 전체적인 형상이 Fig. 9(a), (c)와 유사하며, 따라서 개방시 지연시간과 시상수가 폐쇄시보다 크음을 짐작할 수 있다. 그런데 고주파에서는 압력맥동의 크기가 이론치보다 약간씩 작고 형상이 이론치와 같이 매끄럽지 않고 굴곡이 생기는 것을 볼 수 있는데 그 원인은 밸브와 실린더 사이의 관로 동특성으로 인한 고주파의 압력반사파로 인해 Fig. 11과 Fig. 12에서 볼 수 있듯이 압력파형과 반사파가 중첩되어 압력의 최대값이 감소하며, 최소값은 증가하기 때문이다.

반송주파수의 변화에 대한 압력특성 실험은 평균 압력이 Fig. 15와 같고 맥동크기는 Fig. 16과 같다. 실험은 먼저 듀티율을 고정시킨 후 반송주파수를 2 Hz에서 8 Hz까지 2 Hz씩 그리고 10 Hz에서 140 Hz까지 2.5 Hz씩 증가시킨 후 동일한 과정으로 주파수를 감소시켰으며, 역시 듀티율을 변화시켰을

경우와 마찬가지로 이력현상은 거의 보이지 않았다. Fig. 15(a)는 듀티율이 각각 10%에서 90%까지 10%간격일 때 실험한 결과이고, Fig. 16(a)와 Fig. 16(c)는 각각 듀티율이 10%에서 50%까지 10%간격 그리고 60%에서 90%까지 10%간격일 때의 실험결과를 편의상 40 Hz까지 표시한 것이며 Fig. 15(b)와 Fig. 16(b), (d)는 각 실험결과에 해당하는 압력과 맥동을 이론식에 준하여 계산한 결과이다.

Fig. 15에서 보듯이 평균압력이 주파수가 증가함에 따라 감소하는 것은 개방시 지연시간과 시상수가 폐쇄시보다 크기 때문이며, Fig. 7(b), (d)와 같이 듀티율이 0.5일 때는 선형적으로 감소함을 알 수 있다. 또한 60% 이하의 듀티율에서 압력이 갑자기 감소하고 70% 이상에서 급격히 상승하는 것은 개방시와 폐쇄시 지연시간에 의한 현상이며 전체적인 경향이나 그 크기가 이론치와 매우 정확하게 일치함을 알 수 있다. 압력맥동은 Fig. 16에서

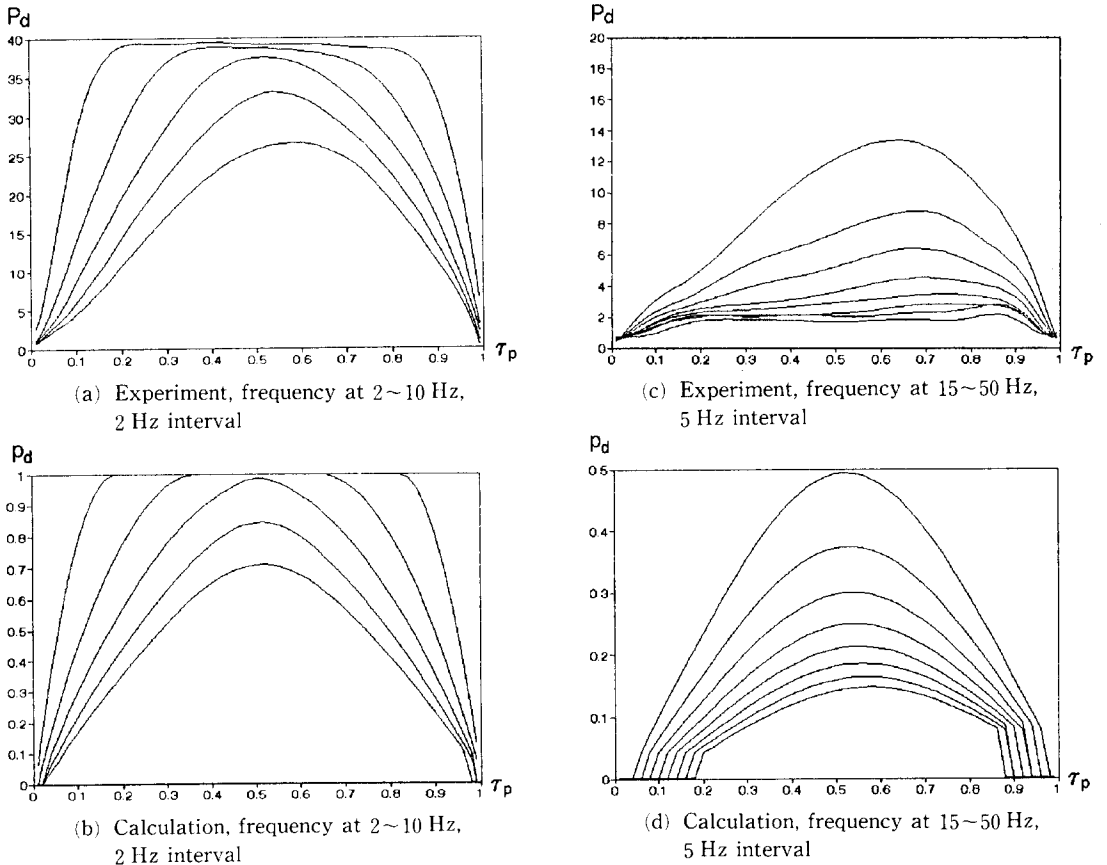
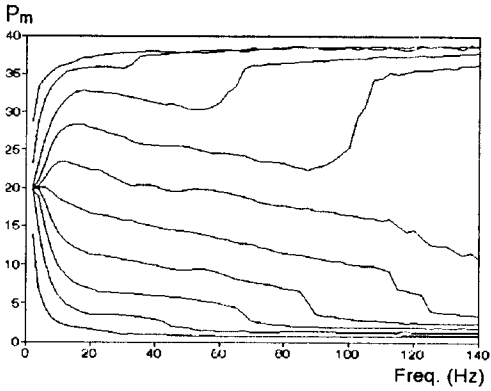


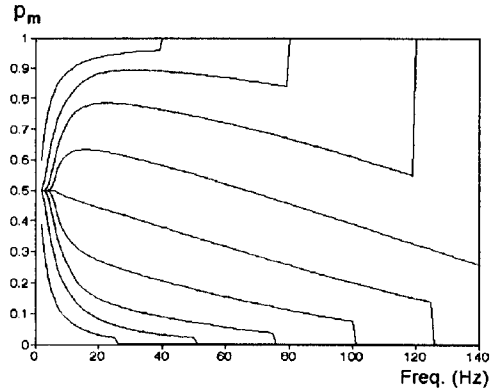
Fig. 14 Pressure ripple due to duty ratio change

볼 수 있드시 주파수가 증가함에 따라 감소하며 듀티율이 50% 이상일 때와 50%이하일 때의 크기가 같지 않고 50% 이상일 경우에 더 큰 것은 Fig.

8(c), (e)와 같이 개방시 지연시간과 시상수가 폐쇄 시보다 크기 때문이다. 전체적인 경향은 이론치와 정확하게 일치하지만 고주파로 갈수록 크기가 전반

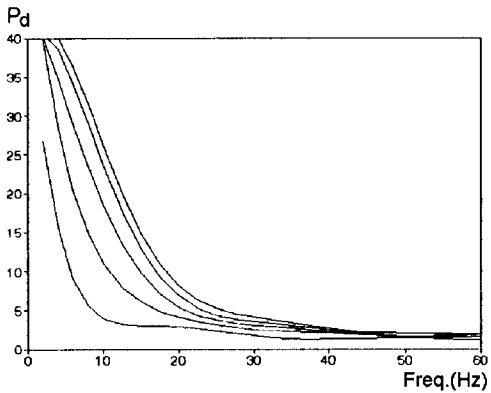


(a) Experiment, dutyratio at 10~90%, 10% interval

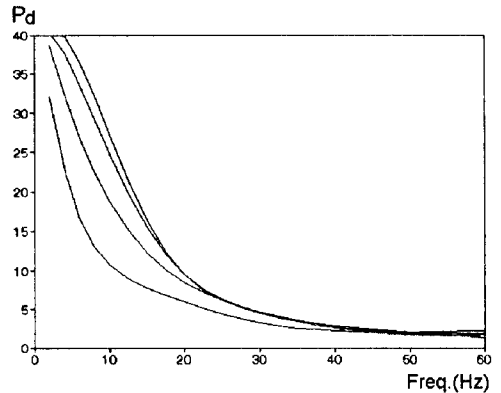


(b) Calculation, dutyratio at 10~90%, 10% interval

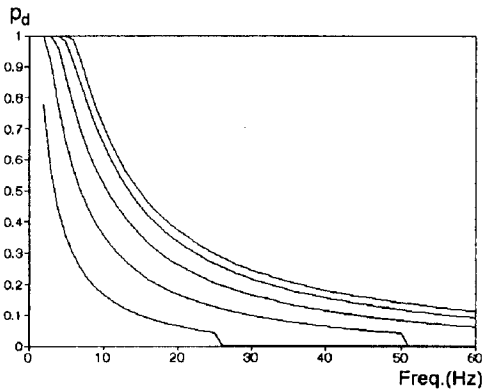
Fig. 15 Mean pressure due to carrier frequency change



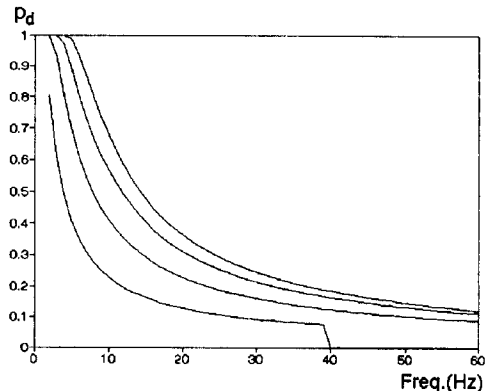
(a) Experiment, dutyratio at 10~50%, 10% interval



(c) Experiment, dutyratio at 60~90%, 10% interval



(b) Calculation, dutyratio at 10~50%, 10% interval



(d) Calculation, dutyratio at 60~90%, 10% interval

Fig. 16 Pressure ripple due to carrier frequency change

적으로 작아지는 것은 압력 반사파에 의한 일그러짐 때문으로 20 Hz 이상부터 그 영향이 상당히 커지는데 이는 관로 동특성의 1차 모드가 바로 이 부근인 것으로 추정되며, 맥동크기를 공급압력의 20% 이하로 제한시키기 위해서는 반송주파수는 40 Hz 이상으로 선정해야 함을 알 수 있다.

그리고 시스템 공급압력이 변화했을 경우의 평균 압력과 압력맥동을 시스템 압력으로 정규화하여 보면 각각 Fig. 17 및 Fig. 18과 같다. 여기서, 점선은 30 bar, 실선은 40 bar이고 굵은 선은 50 bar일 때이며, Fig. 17(a)와 Fig. 18(a)는 주파수가 각각 2 Hz부터 2 Hz 간격으로 10 Hz까지 Fig. 17(b)와 Fig. 18(b)는 20 Hz부터 140 Hz까지 40 Hz 간격으로 표시한 것이다. 공급압력이 클수록 평균압력은 듀티율 50% 근처를 기준으로 낮은 곳에서는 약간 작아지며 높은 곳에서는 커지는 경향이 있으며 맥동은 전반적으로 작아지는데 그 이유는 식 (5)에서 알 수 있듯이 공급압력이 커지면 시스템 형상계수

a가 작아지기 때문에 이러한 현상이 나타나며 식 (13) 및 식 (14)으로부터 이를 예측할 수 있다. 또한 지연시간이 약간씩 변하는 것을 볼 수 있는데 이는 밸브스플에 작용하는 유체력(flow force)의 차이 때문으로 생각된다. 따라서 압력맥동을 줄일려면 가능하면 형상계수를 작게 설계하는 것이 바람직하다.

### 6. 결 론

본 논문에서는 단순 개폐식 3방향 전자밸브를 펄스폭 변조신호로 구동할 때의 압력제어 특성에 대하여 이론적인 해석을 실시하고 이를 실험적으로 확인하기 위한 연구를 수행하였다.

먼저 압력체적에 대한 연속방정식의 이론적 해를 구한 후 이를 정상상태 도달조건과 함께 정리함으로서 평균압력과 압력맥동의 크기를 시스템 형상계수 a와 밸브 개폐시간으로 표현할 수 있는 관계식

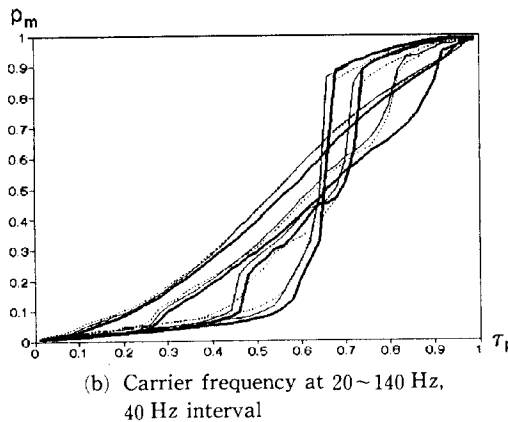
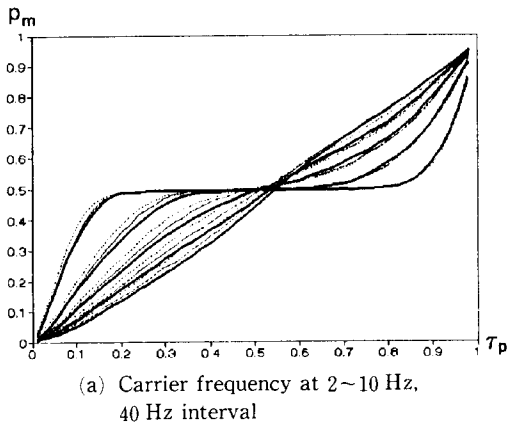


Fig. 17 Mean pressure due to supply pressure change

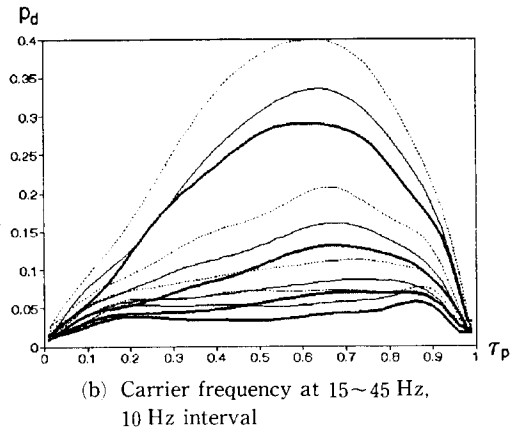
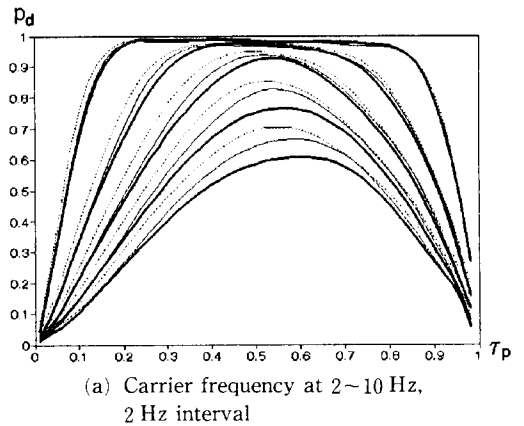


Fig. 18 Pressure ripple due to supply pressure change



을 유도하였다. 그 결과 평균압력과 맥동 폭이 단 순히 듀티율이나 펄스주기만의 단일 함수가 아니라 듀티율과 반송주파수의 복합적인 관계로 결정됨을 명확히 파악할 수 있게 되었다. 밸브가 개방 또는 폐쇄되는 동안의 개구면적의 효과를 반영하는 것은 실제 시간  $t$ 를 시상수에 의해 보상된 시간  $t^*$ 로 대체함으로써 가능하고, 정상상태 도달조건은 공급되는 유량과 유출되는 체적이 동일할 조건을 의미함을 알 수 있었다. 밸브의 정규화된 통과유량은 개 폐시 기울기  $-\frac{\alpha}{2}$ 인 직선에 수렴하고 압력 형성에 소요되는 시간은 형상계수만에 의하여 결정됨을 유도할 수 있었으며, 이는 PWM방식으로 구동되는 경우 뿐만아니라 일반적인 밸브 개폐시 항상 성립 한다.

평균압력은 고주파에서는 Tanaka 등의 결과에 수렴하지만 저주파에서는 현저한 차이가 발견되며 반송주파수에 따라 그 양상이 상당히 다르기 때문에 반송주파수의 선정에 신중해야 하며, 압력맥동도 역시 반송주파수에 크게 영향을 받으며, 듀티율이 50%일 때를 기준으로 평균압력과 맥동이 대칭 적으로 형성됨을 알 수 있다. 그리고 개방시 지연 시간의 효과는 전반적인 압력의 상승, 폐쇄시는 하 강으로 나타나고 그 크기는 두 지연시간의 차에 의 해 결정되며, 시상수는 개방시에는 낮은 듀티율에 서 그리고 폐쇄 시상수는 고 듀티율 영역에서 평균 압력과 맥동 폭이 각각 하강하거나 상승하는 효과 를 보인다.

실험결과를 이론치와 비교할 때 평균압력은 전체 적인 경향은 물론 크기 또한 정확히 일치함을 확인 할 수 있었으며 지연시간 동안에는 가정과 달리 실 제로는 미소한 변위로 움직임을 알 수 있다. 그리 고 압력맥동은 저주파에서는 거의 정확히 일치하지 만 20 Hz 이상의 고주파로 갈수록 크기가 작아지 고 형상이 왜곡되는 현상이 발견되며 이는 관로의 동특성의 1차모드에 의한 반사파로 인해 압력의 봉 우리와 골짜기 부분이 찌그러지기 때문이다. 밸브 의 개폐시 시상수는 실험에 사용된 밸브가 작기 때 문에 1 msec 이하로 추정되며, 시스템의 주요변수 인 형상계수는 저주파에서의 압력이나 맥동형상으 로부터 실험적으로 추정할 수 있으며 지연시간은 고주파에서의 평균압력으로부터 계산할 수 있는데 이렇게 구한 형상계수와 지연시간은 매우 정확한

것으로 판단된다.

이로서 새로이 유도한 평균압력과 압력맥동에 관 한 이론식의 정확성을 확인하였으며, 시스템 매개 변수인 개폐시의 시상수와 지연시간 그리고 시스템 형상계수에 의해 모든 압력제어 특성이 결정됨을 보였고 이 매개변수들을 실험결과로부터 추출하는 방법을 제시하였다. 따라서 개폐식 3방향 전자밸브 를 사용하여 펄스폭 변조신호로 구동되는 유압시스 템을 구성할 때 주요 설계변수인 반송주파수와 듀 티율의 선정기준을 마련하였으며, 이 결과를 압력 제어시 수반되는 불필요한 맥동을 억제하기 위한 전략수립의 기초자료로 사용할 수 있다.

### 참고문헌

- (1) Baek, H.S., 1967, "Hydraulic On-Off Servo : Simple, Rugged Positioner," *Control Engineering*, Dec. pp.79~82
- (2) Eun, T., Cho, H.S. and Lee, C.W., 1984, "On the Development of a Modified On-Off Controller for Pneumatic Servo Mechanism," *Proc. 1984 A.C. C., San Diego Cal., USA*, pp.468~473
- (3) Tanaka, H., Araki, K., Ogimura, Y. and Hamamoto, S., 1985, "Electro-Hydraulic Digital Servo-Mechanism by the Pulse Flow Control," *Proc. Int. Symposium on Fluid Control and Measurement*, Tokyo, Japan, pp.429~434
- (4) 장효환, 안병호, 이춘호, 1987, "유압 위치제 어 시스템의 단속적제어방법에 관한 연구," 대한 기계학회논문집, 제11권, 제3호, pp. 465~472, 1987
- (5) Hirohisa, T. and Hiroyoshi, T., 1988, "Fluid Power 8, pulse Flow Control Valves and Simplified Proportional Valves" *Proc. 8th Int. Symposium on Fluid Power, BHRA*
- (6) Muto, T., Yamada, H. and Suematsu, Y., 소 화 63년 11월, "PWM Digital Control of Hydraulic Actuator Utilizing 2-way Solenoid Valves," 유압과 공기압, 제19권 제7호
- (7) 田中 裕久, 소화 62년, "유공압의 디지털제어 와 응용," 근대도서(주)