

PWM 제어에 의한 솔레노이드-유량제어 방식 ABS의 제동압력 특성

송창섭*, 양해정**

Braking Pressure Characteristics of Solenoid-Flow Control Type ABS by PWM Control

Chang-Seop Song*, Hae-Jeong Yang**

ABSTRACT

Solenoid-flow control type ABS is used with a 'dump and reapply' pressure control arrangement instead of using 2/2(normal open/normal close) solenoid valves in conventional systems(sol. -sol. control type), a flow control valve is used which replaces the (no) inlet valve. The flow control valve controls fluid flow providing a nearly constant reapply rate(θ) after the dump phase of ABS operation.

In this study, to investigate a characteristics of brake pressure by PWM control, test rig was consisted of ABS hydraulic modulator, digital controller, pneumatic power supply and brake master cylinder. For comparison with experimental results, system modelling and computer simulation were performed. As a result, experiment results showed fairly agreement with the simulation. Also, it is shown that the pressure gradient ($\tan\theta$) is affected by pressure, frequency, duty ratio and expressed with an exponential function.

Key Words: Solenoid-flow control type ABS (솔레노이드-유량제어 방식 ABS), PWM Control(펄스폭 변조제어), Reapply rate(재증압 비), Pressure sensor(압력센서), Return pump(귀환펌프), Reservoir(레저버)

1. 서론

현재의 ABS는 성숙되지 않은 연구 개발 단계의 기술로서 한정된 일부 선진 공업국에서만 원천 기술을 보유하고 있으며, 최근에 들어서 실용화가 이루어진 첨단 기술이다⁽¹⁾⁻⁽³⁾. 따라서 많은 부분에 개량 연구의 필요성이 있고, 특히 복잡한 유압 조절 시스템의 구조와 차량 장착을 위한 실차에서의 장기간에 걸친 제어 알고리즘 튜닝은 ABS

가격 상승을 유발하고 있으며, ABS의 대중화에 장애요인으로 인식되고 있다.

현재 소개되고 있는 ABS의 유압 조절 시스템은 차륜의 구동 방식 및 브레이크 유압 회로 구성 방식에 따라서 다수의 고속 응답성을 가진 전자 제어 솔레노이드 밸브를 채용하고 있는데 다수의 솔레노이드 밸브의 사용은 시스템의 구조를 복잡하게 하고 가격적인 측면에서 매우 불리하므로, 크기(size)와 가격(cost)을 줄인 "솔레노이드-유

* 한양대학교 공과대학 정밀기계공학과

** 한국산업기술대학교 기계설계학과

량 제어 방식(solenoid-flow control type) ABS" 가 개발되었다⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾.

본 연구의 목적은, 솔레노이드 밸브를 사용한 유압 모듈레이터의 동적 과도 특성을 해석하기 위해 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 시스템의 응답 특성을 파악하고, 실험을 통해서 수학적 모델링을 검증하는 데 있다. 이와 같은 연구 목적을 위해 마스터 실린더, 유압 모듈레이터, 압력 센서, 디스크 브레이크로 구성된 1/4 차량 모델 실험 장치를 제작하여 주파수 10Hz이내에서 듀티율을 5 - 50 %로 변경해가며 브레이크의 압력 변화를 측정하였으며, 또한 공급압을 70bar, 100bar, 150bar 로 가했을 때의 휠 실린더 압력 특성 비교 실험도 수행하여 컴퓨터 시뮬레이션의 타당성을 비교 검증하였다.

2. 유압 모듈레이터의 해석

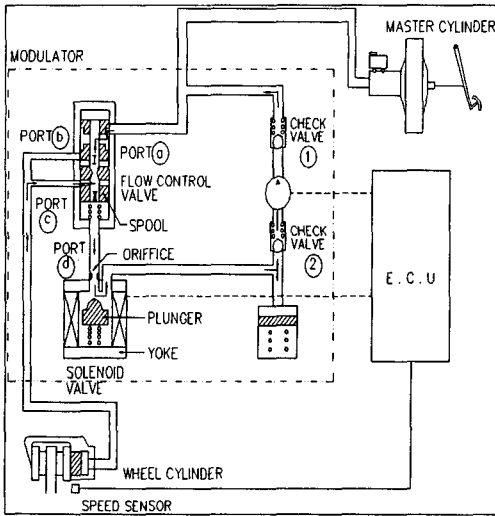


Fig. 2.1 FCV operation mode at dump phase

2.1 솔레노이드 밸브

솔레노이드 밸브내의 전자석에 전류가 흐르게 되면 자속이 발생하게 되며, 플런저(plunger)와 요크(yoke)사이의 공극(air gap)에 자기 에너지가 축적된다. 즉, 솔레노이드에 가해진 전기 에너지가 플런저와 요크사이의 공극을 자화시키는 자기 에너지로 변환되는 것이다. 전자석에서 발생하는 전자력은 이 공극에 존재하는 자기 에너지의 플런저 위치에 대한 미분치로 표시되며, 차량의 록킹

을 해제하기 위한 ABS 동작신호에 의해 플런저는 요크 쪽으로 변위되게 되고 이 때 플런저의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m \frac{d^2z}{dt^2} = F_{mag} - k(z_0 + z) \quad (2.1)$$

여기서, m : 플런저의 질량, z_0 : 스프링의 초기 압축길이
 F_{mag} : 솔레노이드 밸브의 전자력

2.2 유량제어 밸브(flow control valve)

통상 제동상태는 ECU의 제어 신호가 입력되지 않은 상태에서 브레이크 페달을 밟아 마스터 실린더(master cylinder)의 유압이 상승하면 브레이크 액(brake fluid)은 포트②, 포트⑥를 거쳐 휠 실린더로 보내진다. 이 때 솔레노이드 밸브는 닫혀있다.

차륜에서 록킹이 발생되면, ECU로부터 '감압'신호에 의해서 솔레노이드 밸브가 열리게 되며 압력제어 밸브의 (II)실이 감압되기 때문에 (I)실과의 사이에 차압이 발생한다. 이 차압에 의해 스푸울은 리턴 스프링을 압축시키게 되며 포트⑥가 닫히고 포트④가 열리면서 포트④는 압력 차이에 의해 교축 조정 상태가 된다. 따라서 휠 실린더의 브레이크 액은 포트③를 거쳐 솔레노이드 밸브내의 오리피스를 거쳐 빠져나가게 되며 휠 실린더의 유압은 감압되게 된다.

재증압 상태에는 ECU의 '증압'신호에 의해 솔레노이드 밸브는 닫히게 되며 압력제어 밸브는 작동되고 있는 상태이기 때문에 밸브가 아래로 위치하여 포트 ⑥는 닫히고 포트 ④는 열려져 있으며 포트③는 교축 조정 상태로 남아있다. 그러므로 마스터 실린더의 브레이크 액은 포트②, 포트③를 거쳐 휠 실린더로 송출되고 압력제어 밸브의 (I)실과 (II)실은 어느 일정 차압이 되도록 포트②의 좁혀진 양이 바뀌기 때문에 휠 실린더의 유압은 일정하게 압력이 증가한다⁽⁷⁾⁻⁽⁸⁾.

포트③를 통과하는 유량 Q_1 는,

$$Q_1 = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_m - p_1)} \quad (2.2)$$

고정 오리피스를 통과하는 유량 Q_2 는,

$$Q_2 = C_d A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} \quad (2.3)$$

포트④를 통과하는 유량 Q_3 는,

$$Q_3 = C_d A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_w - p_2)} \quad (2.4)$$

이고 이 때의 압력 방정식은 각각 다음과 같다.

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta_e}{V_1} (Q_1 - Q_2 - \frac{\pi}{4} D_1^2 \frac{dx_s}{dt}) \quad (2.5)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta_e}{V_2} (Q_2 + Q_3 - Q_5 + \frac{\pi}{4} D_1^2 \frac{dx_s}{dt}) \quad (2.6)$$

여기서, Q_5 : 감압시 솔레노이드 밸브를 통과하는 유량
 D_1 : 스푸울의 외경
 P_1, P_2 : 고정 오리피스를 경계로 한 I, II실의 압력
 V_1, V_2 : 고정 오리피스를 경계로 한 I, II실의 내부 체적이다.
 P_m, P_w : 마스터실린더 압력, 휠실린더 압력

또한, 뉴우튼(Newton)의 점성 법칙을 힘에 대하여 정리하면 스푸울에 작용하는 점성력을 구할 수 있다. 스푸울에 작용하는 점성력은 댐핑 효과를 가져온다.

스푸울 변위에 의한 점성력 F_c 는,

$$F_c = C \frac{dx_s}{dt} = \rho \mu \pi D_1 \frac{dx_s}{dt} \quad (2.7)$$

이고 유체 유동에 의해 스푸울에 작용하는 힘 F_w 는 식 (2.8)과 같다.

$$F_w = 2C_d C_v A_1 (P_m - P_1) \cos \alpha - 2C_d C_v A_3 (P_w - P_2) \cos \alpha \quad (2.8)$$

여기서, C_v : 속도 계수(velocity coefficient) α : 분출 각도 (jet angle) 이다.

또한, 스푸울의 운동 방정식은 식 (2.9)와 같다.

$$m_s \frac{d^2 x_s}{dt^2} = F_w - k(x_0 + x) + \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) P_1 - \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) P_2 - F_c \quad (2.9)$$

여기서, D_2 : 고정 오리피스 직경이다.

2.3 레저버(reservoir)

레저버는 Fig. 2.2에서 보는 바와 같이 레저버 피스톤, 레저버 스프링 등으로 구성되어 있으며, 감압시에는 브레이크

캘리퍼로부터 브레이크 액을 일시적으로 저장하는 역할을 한다. 레저버 피스톤의 질량과 댐핑을 무시하여 평형 상태에서 운동 방정식을 세우면 다음과 같다¹⁰⁾.

$$(P_r + \Delta P_r) A_r = k_r (z_o + \Delta z) \quad (2.10)$$

여기서, A_r : 레저버의 피스톤의 면적 (m^2)

k_r : 레저버의 스프링 상수 (N/m)

윗 식을 시간에 대해 미분하면 다음과 같다.

$$\frac{dP_r}{dt} = \frac{k_r}{A_r} \frac{dz}{dt} \quad (2.11)$$

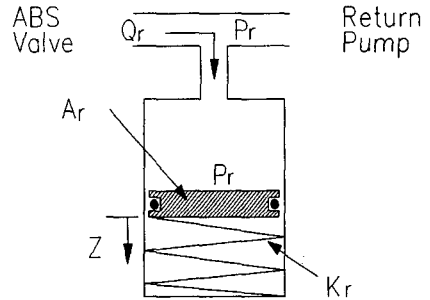


Fig. 2.2 Operation of reservoir

2.4 귀환 펌프(return pump)

현재 ABS 용으로 사용되고 있는 펌프의 구조는 회전 캠에 의한 피스톤의 왕복운동을 통하여 오일을 송출하는 피스톤 식이 주류를 이루고 있다¹⁰⁾. 이것은 타 구조에 비해 비교적 소형 경량화가 용이하며 높은 효율을 얻을 수 있기 때문이다. 솔레노이드 밸브가 압력 감소 단계로 되었을 때 회전하기 시작하여 레저버에 일시 저장된 유량을 마스터 실린더로 보내는 역할을 한다. 펌프에 연결된 모터의 회전축이 편심이 되어 있어서 모터가 회전함에 따라 편심에 의해 규칙적으로 흡입과 송출을 반복하게 된다. 그림에서 보는 바와 같이 레저버로부터 펌프로 흡입되는 포트(port)는 4개로 구성되어 있고, 흡입된 유량은 피스톤(piston)의 운동에 의해 체크 밸브(check valve)를 통과하여 송출하게 된다. 귀환 펌프의 피스톤은 전기 모터의 회전 중심과 펌프의 피스톤을 구동시키는 회전 중심축이 편심이 되어 있는 편심량만큼 이동한다. Fig. 2.3은 피스톤이 구동되는 구조와 변위를 나타낸 것이다.

피스톤의 변위량 x_p 는 식 (2.12)와 같이 표시되고,

$$x_p = e(1 - \cos \theta_p) \quad (2.12)$$

또한, 피스톤의 변위로부터 펌프의 흡입 포트에서 생성되는 흡입 유량 Q_p 는 식 (2.13)과 같이 표시할 수 있다.

$$Q_p = c_d A_p \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_r - P_p)} \quad (2.13)$$

여기서, 흡입 포트의 가변 면적 A_p 는,

$$A_p = \frac{1}{8} (\zeta - \sin \zeta) d_p^2 \quad (2.14)$$

이고, $\zeta = 2 \cos^{-1} (1 - \frac{2x_p}{d_p})$ 이다.

귀환 펌프의 피스톤에 의해 압축되는 챔버로부터 송출되는 유량 Q_o 는,

$$Q_o = c_d A_o \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_o)} \quad (2.15)$$

이므로 압축되는 챔버의 연속 방정식은 다음과 같다.

$$Q_p - Q_o = \frac{V_p}{\beta_e} \frac{dP_p}{dt} + \frac{dV_p}{dt} \quad (2.16)$$

여기서, V_p : 귀환 펌프내의 챔버 부피

P_p : 귀환 펌프내의 챔버 압력이다.

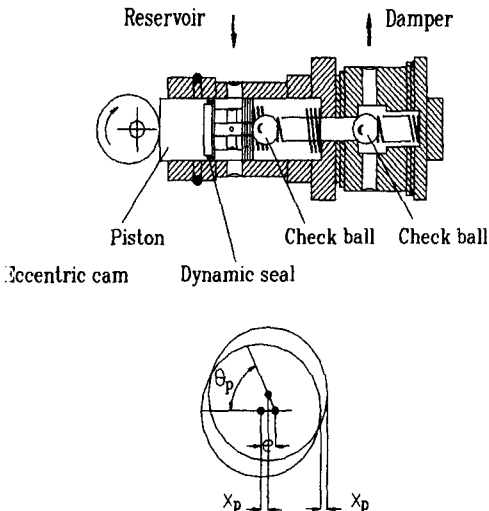


Fig. 2.3 Operation of return pump

2.5 휠 실린더(wheel cylinder)

일반적으로 브레이크 휠 실린더의 브레이크 피스톤은 압력이 0 일때에도 브레이크 디스크에 거의 접촉할 정도로 브레이크 슈우를 밀어낸 상태이므로 체적 V_w 의 변화는 무시할 수 있다. 따라서 브레이크 압력의 변화에 대한 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{dP_w}{dt} = \frac{\beta_e}{V_w} (Q_4 - A_w \frac{dx_w}{dt}) \quad (2.17)$$

$$Q_4 = C_d A_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_m - P_w)} \quad (2.18)$$

여기서, V_w : 휠 실린더 내부의 체적

P_m : 마스터 실린더의 압력이다.

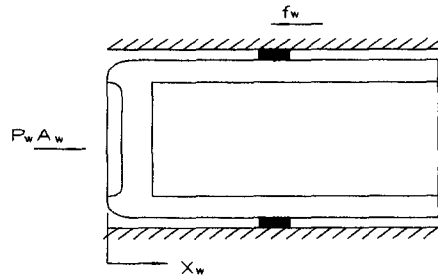


Fig. 2.4 Operation of wheel cylinder

3. 실험 장치 및 방법

Fig. 3.1의 실험장치는 브레이크 마스터 실린더를 동작시키기 위한 공압 실린더와 이를 구동하기 위한 공압 동력장치 (compressor) 및 수동식 방향제어 밸브(manual operated directional control valve), ABS 유압 모듈레이터, 압력 센서(digital and analogue pressure sensor), ABS 유압 모듈레이터의 솔레노이드 밸브 신호용으로 사용된 DAQ 보드, 듀티 콘트롤러(duty controller) 및 귀환 펌프, 구동용 배터리등으로 구성되어 있다.

실험 방법은 브레이크 페달 대신에 대형 에어 실린더를 구동하여 마스터 실린더의 피스톤을 밀게 되면, 마스터 실린더내의 유압이 급격히 상승하게 된다. 이 때, 마스터 실린더에서 발생하는 공급압을 저압인 70 bar 에서 고압인 150 bar 까지 변환시키고, 유압 모듈레이터에 부착된 귀환 펌프 구동 모터를 DC 12V 배터리(battery)로 연

속 구동시킨 후 컴퓨터의 제어 프로그램을 DAQ 보드를 거쳐 듀티 콘트롤러를 통해 솔레노이드 밸브에 신호를 보내게 되면, 휠 실린더 쪽의 브레이크압이 검출되게 된다. 이 때 압력 센서는 휠 실린더 쪽에 근접하게 설치하였으며 디지털 센서와 아날로그 센서를 함께 사용해서 측정하고 검출 신호는 DAQ 보드를 거쳐 컴퓨터로 다시 입력되게끔 하였다. 본 실험에 사용된 디지털 압력 센서는 작은 크기의 박판 스트레인 게이지를 내장하여 휘스톤 브릿지(wheatstone bridge)회로를 구성함으로써 압력에 비례하는 보정 계수를 갖는 정적 용량이 200 Kg/cm² 인 VALCOM사의 앰프(amp.)내장형 센서를 사용하였다.

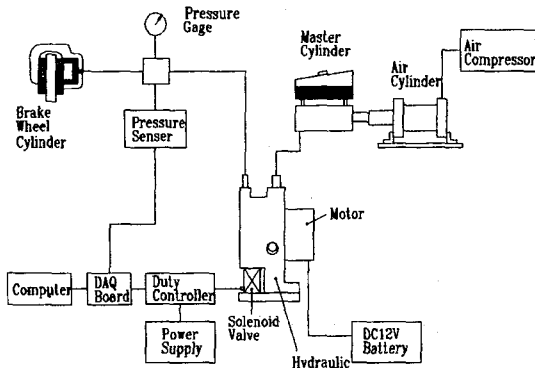


Fig. 3.1 Experimental apparatus for measuring brake pressure

Table 3.1 Specification of experimental sets for measuring brake pressure variation

Experimental equip.	Characteristics	
① Digital pressure sensor	측정 범위	200 Kg/cm ²
	인가 전압	DC 12 V
	온도 범위	-40 - +100°C
	Hysteresis	0.5 % R O
	출력	0 - 5 V DC
	소비 전류	약 30 mA
② analogue gauge	200 Kg/cm ² Max	
③ DAQ board	sampling rate	83.3 kS/s
	gain	2
	input range	0 - 10 V
④ Duty Controller Driving units.	직접 제작	
⑤ Power supply	Hewlett.Packard 6826A	
⑥ Motor driving unit	Battery DC 12 V	

4. 실험 및 시뮬레이션 결과

급제동시 차륜이 록킹되었음이 속도 센서에 의해 감지되어 ECU에 전달되게 되면 ECU는 솔레노이드 밸브에 on 신호를 보내어 브레이크압을 급히 감압시켜 록킹을 해제한 후 차륜이 회복되었다고 판단하면 적당한 압력 증가 기울기를 얻기 위해 현재의 압력 수준에 따른 PWM 제어를 실시하게 된다. 솔레노이드 밸브 입력 신호의 펄스 폭을 조절하면 다양한 증압/감압 기울기를 얻을 수 있다.

솔레노이드-유량제어 ABS의 특징 가운데 하나가 브레이크 압을 증압시킬 때 압력 유지 구간을 위한 제어 신호 없이 솔레노이드 밸브와 유량제어 밸브만으로도 증압 모드를 얻을 수 있다는 것이다. 본 연구에서는 컴퓨터로 주파수와 듀티율 변화에 따른 입력 신호를 솔레노이드 밸브에 주었을 때 나타나는 증압 기울기에 대한 실험을 실시하였다. ABS의 평균 구동 주파수는 10 Hz 내외이므로 10 Hz 에서 공급압을 저압인 70 bar 에서 고압인 150 bar 로 하였을 때 증압 기울기를 실험하고 시뮬레이션한 결과를 Fig. 4.1 ~ Fig. 4.3에 나타내었다. 실험 결과를 살펴보면, 듀티율이 기울기를 결정하는데 가장 중요한 인자임을 잘 보여주고 있으며 공급압과 주파수를 일정변수로 하였을 때는 듀티율이 커짐에 따라 솔레노이드밸브가 열려있는 시간의 증가로 인해 기울기가 완만해짐을 보여

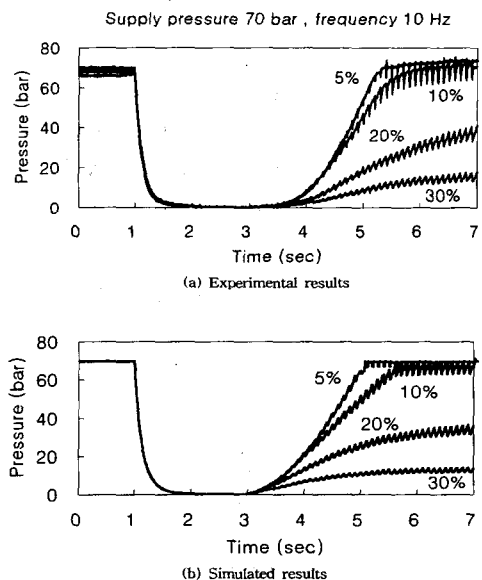
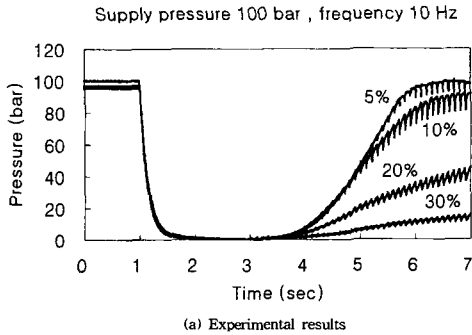


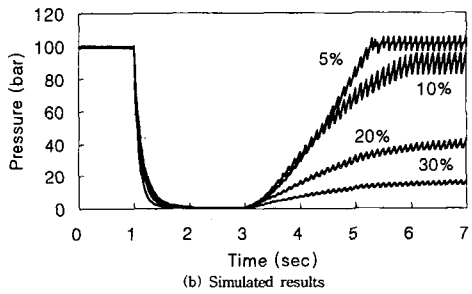
Fig. 4.1 Brake pressure variation at 70 bar, 10 Hz

주고 있다.

Fig. 4.4에서는 주파수와 듀티율을 일정 변수로 하였을 때, 공급압에 따라 증압되는 기울기는 그다지 큰 차이가 없지만 고압(150 bar)이 될수록 기울기가 조금 빨라짐을

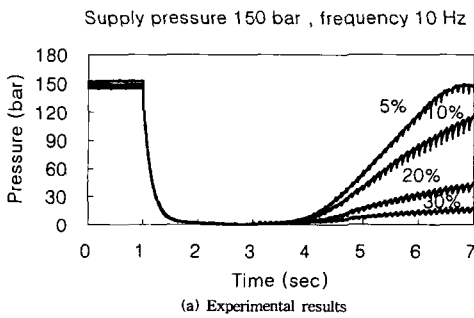


(a) Experimental results

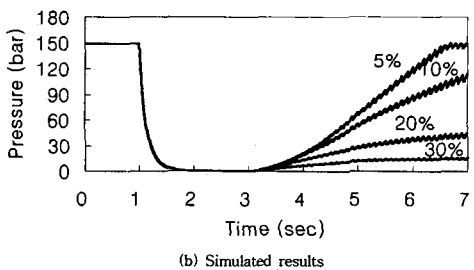


(b) Simulated results

Fig. 4.2 Brake pressure variation at 100 bar, 10 Hz

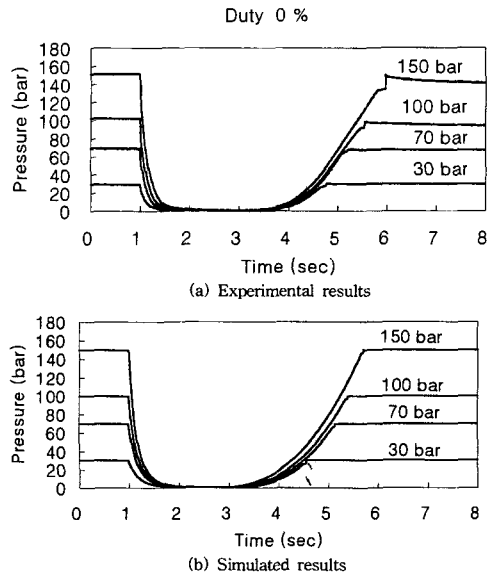


(a) Experimental results

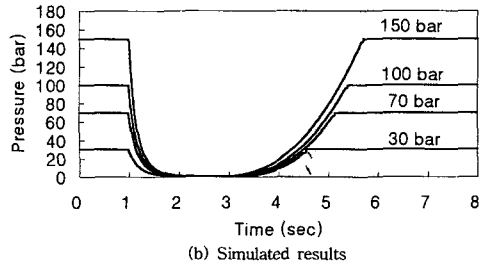


(b) Simulated results

Fig. 4.3 Brake pressure variation at 150 bar, 10 Hz



(a) Experimental results



(b) Simulated results

Fig. 4.4 Brake pressure variation at duty 0 %

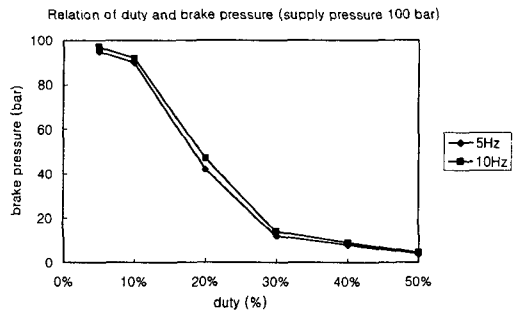


Fig. 4.5 Brake static pressure due to duty ratio

나타내고 있다. 또한 말기 부분에 압력이 갑자기 튀는 현상은 증압 끝부분에서 통상 제동 상태(normal phase)로 옮겨갈 때, 유량제어 밸브내의 스푸올이 교축 조정 위치에서 초기 위치로 변경됨으로 인해 압력이 갑자기 증가하는 현상을 잘 나타내 주고 있으며, 이는 시뮬레이션 결과에서도 같은 현상이 보여지고 있다.

Fig. 4.5는 솔레노이드 밸브의 구동 주파수를 변화시키면서 듀티율을 5 - 50 % 로 변경하였을 때 브레이크 제어압을 실험적으로 구한 결과이다. 그림에서 알 수 있듯이 듀티율이 약 30% 이상에서는 제어압이 거의 비슷한 값을 보이며, 주파수가 낮은 경우가 제어압이 조금 낮게 나타나는데 그것은 같은 듀티율에서 주파수가 낮을수록 솔레노이드 밸브가 열려있는 시간이 많기 때문으로 여겨

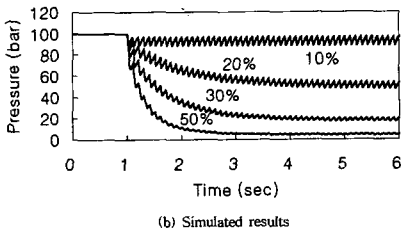
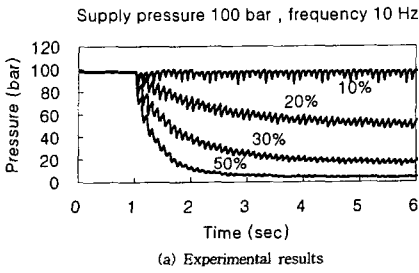


Fig. 4.6 Brake pressure variation at dump phase

진다. 또한 듀티율이 약 10% - 30% 범위내에서 브레이크 압이 제어된다는 것을 예측할 수 있다. Fig. 4.6은 공급압 100 bar, 주파수 10 Hz 에서의 브레이크 감압 특성을 나타낸 것으로서, 듀티율이 10% 이하일때는 감압이 되지 않기 때문에 브레이크는 록킹된 상태로 있게 된다는 것을 알 수 있다. 따라서 급제동시 감압을 위해서는 듀티율이 약 20% - 50% 범위내에서 제어되어야 함을 예측할 수 있다.

위의 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 토대로 공급압이 100 bar일 때 주파수와 듀티율을 매개변수로 하였을 때 증압 기율기를 구하기 위한 수식을 전개하여 보았다. 실제로 사용하는 선형 구간내의 압력의 기율기($\tan \theta$)를 구하기 위해, 각 주파수별로 듀티와 압력에 대한 기율기를 그래프상에 점으로 찍은 후 커브 fitting 하게 되며, 이 때의 데이터 값은 Table 4.1과 같다. Fig. 4.7과 같이 각 주파수별로 구하여진 기율기 곡선의 지수부와 계수부를 Fig. 4.8과 같이 커브 fitting 하여 본 결과 어느정도 선형성이 있음을 알 수 있다. 그 결과 지수부와 계수부는 각 주파수에 대해 1차식

Table 4.1 Data sheet of pressure gradient

supply pressure	frequency	5 %	10 %	20 %	30 %	50 %
100 bar	5 Hz	53.27	35.51	11.92	5.01	0.65
	10 Hz	63.04	40.78	16.6	7.02	0.97
	15 Hz	72.5	43.5	15.9	9.3	1.08
	20 Hz	74.1	48.33	18.33	7.5	1.22

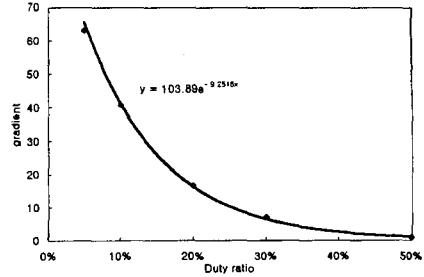


Fig. 4.7 Curve fitting at 100 bar, 10 Hz

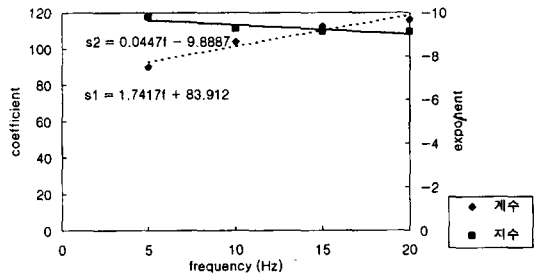


Fig. 4.8 A reference of coefficient and exponent at 100 bar

($s = a_1f + b_1$)의 형태로 나타나게 되는데 이렇게 하여 구하여진 기율기의 수식은 다음과 같다.

$$y = (1.7417f + 83.912)e^{(0.0447f - 9.887)x} \quad (4.1)$$

여기서 f 는 주파수 x 는 듀티비이다.

또한 유량제어 밸브내의 구성 인자들이 브레이크 압력 증가 기율기에 어떠한 영향을 미치는 지를 살펴보았다.

먼저, Fig. 4.9는 공급압 100 bar, 주파수 10 Hz, 듀티 10%에서 유량제어 밸브의 고정 오리피스 직경을 현재의 0.2 mm에서 조금씩 변화시켰을 때의 브레이크 압을 나타낸 것으로써 직경이 작아지게 되면, 통과 유량의 감소로 인해 증압의 기율기가 둔감하게 됨을 알 수 있으며 직경이 커지게 되면, 유량의 증가로 인해 기율기가 급격히 민감하게 되어 오히려 ABS의 제어 성능을 떨어뜨리는 결과를 초래할 우려가 있다. Fig. 4.10은 슬레노이드 밸브내의 오리피스 직경을 현재의 0.7 mm에서 감소시켰을 때의 결과로써 직경이 작아지게 되면 감압시 레저버로 빠져나가는 유량이 감소되므로 증압의 기율기는 민감해지지만 제어되는 압력 파형의 크기는 오히려 작아지게 된다. 따라서 슬레노이드 밸브내의 오리피스 직경을 0.7mm 보다 크게하여 감압시 레저버로 유량이 빨리 빠

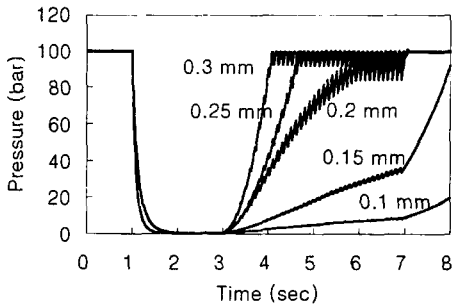


Fig. 4.9 Brake pressure variation due to f.c.v orifice diameter

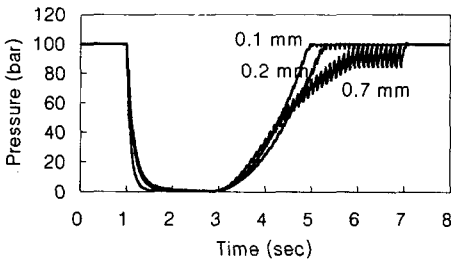


Fig. 4.10 Brake pressure variation due to solenoid valve orifice diameter

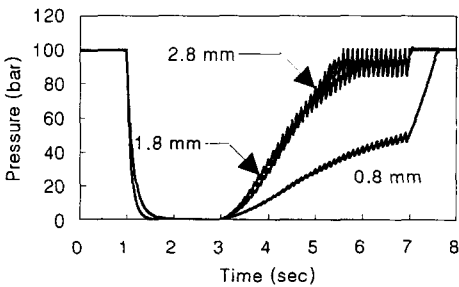


Fig. 4.11 Brake pressure variation due to f.c.v spring initial compressed length

저나갈 수 있게끔 하는 것이 좋을 것으로 여겨진다.

Fig. 4.11은 유량제어 밸브내의 스프링 초기 압축 길이를 현재의 1.8 mm에서 1.0mm씩 증감시킨 결과로써 압축길이가 작아지게 되면, 유량제어 밸브내의 스프링의 변위가 증가하게 되어 공급 포트^①로 유입되는 공급 유량이 감소하게 됨으로 인해 충분한 압력증가가 이루어지지 않기 때문에 증압의 기울기가 둔감하게 되는 것으로 여겨진다.

5. 결론

(1) 1/4 차량 실험 장치를 제작하여 브레이크 압력을 솔레노이드 밸브의 동작제어에 의해 추정할 수 있는 기법을 제시하였고, 실험 및 시뮬레이션을 통해 얻은 결과로부터 추정 기법의 타당성을 확인할 수 있었다. 이는 실차 시험을 하기 전에 시뮬레이션에 의해 브레이크 압력을 제어하는 연구를 수행할 수 있는 가능성을 보여준다.

(2) ABS 제어시 브레이크압의 증압 기울기는 PWM 제어로 행해지는 듀티율에 의해 가장 큰 영향을 받으며, 듀티율이 증가할수록 기울기 곡선은 완만해진다. 마스터 실린더에서 공급되는 공급압과 주파수 및 입력 듀티율에 따른 증압 기울기를 선형 구간내에서 curve-fitting 한 데이터를 근거로 하여 지수함수 형태의 증압 기울기 식을 유도할 수 있었으며, 브레이크 압을 제어하기 위한 적정 듀티율을 예측할 수 있다.

(3) 유량제어 밸브내의 고정 오리피스 직경은 브레이크 압력 형성에 중요한 인자가 되며 0.2 mm 이하가 되면 유량의 감소로 인해 기울기 곡선은 현저히 감소한다. 또한 솔레노이드밸브내의 오리피스 직경을 작게하면, 증압 기울기는 민감해지지만 압력 파형의 크기는 작아지게 된다. 그리고 스프링 상수와 초기 압축길이는 스프링 변위를 결정하게 되므로 모델레이터 설계시 중요한 인자가 된다.

참고 문헌

1. Kazuhiko, "Brake System," 自動車技術, Vol. 41, No. 6, pp. 162-165, 1987.
2. Jun Kubo, Hitoshi Kubota, "Present and Future of ABS Technology," 自動車技術, Vol. 43, No. 1, pp. 77-83, 1989.
3. Yoshiaki Sano, Kiichi Yamada, "The Present and Future Trends of ABS," 自動車技術, Vol. 46, No. 2, pp. 25-31, 1992.
4. Leo Giles, "Improved ABS," Automotive Engineer, pp. 71-75, 1993.
5. Hirofumi Kumamoto, "Electronic Control Unit of the Sumitomo Electronic Antilock System," SAE 890870, pp. 1-9, 1989.
6. Koichi Hasida, "Compact 4 CH-ABS Hydraulic Unit," SAE 910697, pp. 914-921, 1991.

7. 김차환, 이종욱, "Improvement on ABS Pedal Feeling," 韓國自動車工學會 秋季學術大會, pp. 178-183, 1994.
8. 송창섭, 양해정, "A Study on the Analysis of Pressure Characteristics of Hydraulic Modulator for Antilock Brake System," 韓國精密工學會紙, 13卷 8號, pp. 120-127, 1996.
9. 이병호, "Effect of Driving Pulse Variations on the Brake Pressure of Antilock Brake System," 高麗大學校 碩士學位論文, pp. 1-21, 1993.
10. 김세윤, "Development of a Control Algorithm for a Vehicle Traction Control System," 高麗大學校 博士學位論文, pp. 28-37, 1996.