

직접 적응식 퍼지 제어기를 이용한 전자식 후륜 제동압력 감압 시스템 안전성에 관한 연구

A Study on the Safety of the Electronic Rear Brake Pressure Reducing System using a Direct Adaptive Fuzzy Controller

김 남 현*, 김 훈 모**
Namheon Kim, Hunmo Kim

ABSTRACT

In the brake systems, it is important to reduce the rear brake pressure in order to secure the safety of the vehicle in braking. So, there was some research that reduced and controlled the rear brake pressure exactly like a LSPV and a ELSPV. However, the previous research has some weaknesses: the LSPV is a mechanical system and its brake efficiency is lower than the efficiency of ELSPV. But, the cost of ELSPV is very higher so its application to the vehicle is very difficult. Additionally, when a fail appears in the circuit which controls the valves, the fail results in some wrong operation of the valves. But, the previous researchers didn't take the effect of fail into account. Hence, the efficiency of them is low and the safety of the vehicle is not confirmed. So, in this paper we develop a new economical pressure modulator that exactly controls brake pressure and confirms the safety of the vehicle in any case using a direct adaptive fuzzy controller.

주요기술용어 : Direct adaptive fuzzy controller(직접 적응식 퍼지 제어기), PV(프로포쇼닝 밸브), LSPV(로드센싱 프로포쇼닝 밸브), Pressure modulator(압력모듈레이터)

Nomenclature

$F_{XF,ideal}$: ideal braking force of front axle, Kgf

$F_{XR,ideal}$: ideal braking force of rear axle, Kgf

W : vehicle weight, Kgf

χ : center of gravity height divided by wheel base

ψ : ratio of static rear axle load to total weight

B_F : actual braking force of front axle, Kgf

B_R : actual braking force of rear axle, Kgf

* 회원, 성균관대학교 대학원

** 회원, 성균관대학교 기계공학부

BEF_F : friction coefficient of front axle
 BEF_R : friction coefficient of rear axle
 P_F : braking pressure of front axle, Kgf/cm^2
 P_R : braking pressure of rear axle, Kgf/cm^2
 $P_{F,LOSS}$: braking pressure loss of front axle, Kgf/cm^2
 $P_{R,LOSS}$: braking pressure loss of rear axle, Kgf/cm^2
 A_{WF} : wheel cylinder area of front axle, mm
 A_{WR} : wheel cylinder area of rear axle, mm
 η : effective coefficient
 R_F : effective braking radius of front axle
 R_R : effective braking radius of rear axle
 r_F : radius of front axle tire
 r_R : radius of rear axle tire

1. 서 론

최근의 자동차 산업에서는 승객의 안전과 편의성을 도모하기 위해 많은 부품들이 전자화되는 동시에 보다 정확한 제어가 이루어지고 있다. 특히, 브레이크 시스템에서는 정확한 제동력 제어가 요구되며 이는 승객의 안전과 매우 밀접한 관계가 있으므로 보다 정확한 제동력 제어에 관한 연구들이 진행되어 왔다.

제동시에는 차량 하중이 전륜방향으로 증가하는 현상이 발생하므로 주행 안정성을 확보하기 위해서는 후륜이 전륜보다 먼저 고착되지 않도록 해야 하는데 이를 위해 일반적으로 PV (Proportioning Valve)가 사용되고 있다. 이는 PV 내부의 스프링 탄성력과 단면적 차이에 의해 설정 압력 이상부터는 일정한 비율로 후륜의 압력을 감압시켜 후륜이 전륜보다 먼저 고착되는 것을 방지해 주는 기능을 지닌다. 그러나, 이것은 차량의 하중변화에 능동적으로 대응하지 못해 하중 변화가 크면 그만큼 제동력 손실이 커지는 단점을 갖고 있다.^{1,2,3,4)} 따라서, 화물차와 같이 공차 및 적차시 하중 변화가 심할 경우에는 LSPV(Load Sensing Proportioning Valve)를 사용하며, 이는 기구학적 장치에 의해 차량의 하중 변화를 감지하여 LSPV의 피스톤을 작동시켜

설정 압력만 변화시키고 감압 정도는 동일하다.^{5,6,7)} 그러나 이러한 것들은 기계적인 시스템으로 정확한 압력 제어가 이루어지기 어렵고, 제동력 손실을 줄이기 위해 감압 정도를 마음대로 변화시킬 수 없으며, 하중 조건이 상이한 경우 그에 맞는 밸브를 사용해야 하므로 부품 공용화가 어렵고 조립이 어려운 단점을 가지고 있다. 따라서, 이러한 단점을 개선하기 위해 직접 적응식 퍼지 제어기와 전자식 비례감압밸브를 사용하여 감압설정압(Cut-in-Pressure)과 감압비율(Valve Slop)을 하중특성에 맞게 변경시켜 제동력 손실을 최소화는 ELSPV(Electronic Load Sensing Proportioning Valve)에 관한 연구가 진행되었다.⁸⁾ 하지만, ELSPV는 하드웨어적으로 볼 때 전자식 비례감압밸브가 고가라는 단점과 설치 및 신호 측정의 복잡성으로 인하여 실제 차량에 적용하기에는 다소 무리가 가는 단점이 있다. 또한 알고리즘적으로는 노이즈 및 외란의 영향에 의한 제동시 차량의 안정성에 관한 검증이 이루어지지 않았다.

따라서 본 논문에서는 다음과 같은 2가지 목적을 가지고 연구를 수행하였다.

첫째, 기존의 ELSPV의 단점인 고가와 설치문제를 극복하여 저가의 솔레노이드 밸브와 어큐뮬레이터를 사용한 압력 모듈레이터를 개발하여 새로운 후륜 감압시스템의 구성을 제시하고자 한다. 이를 통하여 양산시 원가 절감과 부품 공용화를 목적으로 한다.

둘째, 보다 정확한 제어를 위해 직접 적응식 퍼지 제어알고리즘을 사용하여 차량 특성에 맞게 제어기 게인값을 수정, 보완이 가능하도록 하며 더불어 노이즈 및 외란의 영향에 대한 제동시 차량의 안정성을 보장할 수 있는 알고리즘을 설계하고 그 성능을 검증하고자 한다.

2. 제동력과 후륜 감압 시스템

2.1 이상제동력과 실제제동력

제동시에는 관성 법칙에 의하여 전륜은 하중이

증가하고 후륜은 하중이 감소한다. 이러한 하중 전이에 의해 전,후륜에 요구되는 이상제동력을 나타낸 식이 식(1), 식(2)와 같다.

$$F_{XF,ideal} = (1 - \Psi + \chi\alpha) W\alpha \quad (1)$$

$$F_{XR,ideal} = (\Psi - \chi\alpha) W\alpha \quad (2)$$

여기에서 Ψ , $1 - \Psi$, χ 는 무차원으로 다음과 같다.

$$\chi = h/L \quad (3)$$

$$\Psi = F_{ZR}/W \quad (4)$$

$$1 - \Psi = F_{ZF}/W \quad (5)$$

식(1), 식(2)로부터 제동시에는 차량의 안전성을 위해 후륜의 제동압력을 전륜에 비해 감소시켜야함을 알 수 있다.

이에 반하여 실제 제동력은 마스터실린더에서 발생된 유압으로 인하여 각 차륜의 브레이크에서 발생하는 제동력으로서 식(6), 식(7)과 같이 구할 수 있고, 이 식들은 제동압력의 함수로서 선형적인 특성을 나타낸다.

$$B_F = \frac{2 \times BEF_F \times (P_F - P_{F,LOSS}) \times A_{WF} \times \eta \times R_F}{r_F} \quad (6)$$

$$B_R = \frac{2 \times BEF_R \times (P_R - P_{R,LOSS}) \times A_{WR} \times \eta \times R_R}{r_R} \quad (7)$$

그러나, 이러한 실제 제동력은 기계적 제한 요소를 가지고 있으므로 이상 제동력과 동일한 제동력을 발생할 수 없다.^{6,7,8)}

결국, 마스터실린더에서 발생하는 실제 제동압력은 전륜과 후륜이 동일하기 때문에 이상제동력과는 차이가 나며 또한, 제동시 주행 안정성을 확보하기 위해서는 반드시 후륜의 압력을 감압시켜 주는 시스템이 필요하게 된다.

2.2 후륜 감압 시스템

차량 하중 변화가 큰 상용차등에는 하중 변화에 대응하여 제동압력을 감압시켜 주는 장치가 필요하게 되는데, 이를 LSPV라고 한다.

LSPV는 기구학적 링크 구조로 하중 변화를 감지하여 이를 Valve의 Piston에 반영하여 감압 설정압을 바꾸어 주고 또한 밸브 단면적의 차이를 이용하여 전륜 대비 후륜의 제동압력을 일정한 비율로 감압하는 장치이다. 그러나 LSPV는 Fig. 1에서 보듯이 차량의 감가속도 변화에 따른 정밀한 압력제어가 이루어지지 못하는 기계적인 단점을 지니고 있으며 이상제동력에 비해 상당한 압력손실이 존재하게 되며 또한 이는 제동력 손실로 이어지게 된다.

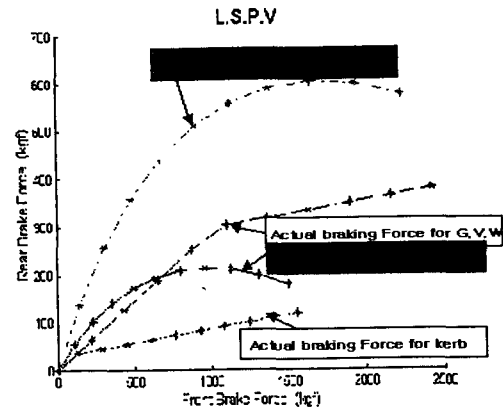


Fig. 1 Braking forces of LSPV

이러한 단점을 개선하기 위해 연구된 것이 ELSPPV(Electronic Load Sensing Proportioning Valve)이다.⁸⁾ 이는 전자식 감압비레벨브를 기반으로 하여 감가속도센서와 하중센서 및 압력 센서를 연계한 시스템이다. 또한 보다 정밀한 압력제어를 위해 직접 적응식 퍼지 제어알고리즘을 사용하였다. 이 시스템은 Fig. 2에서 보듯이 하중상태에 따라 감압설정압 뿐만 아니라 감압비율을 동시에 바꿀 수 있으므로 기존의 기계식 LSPV에 비하여 제동력 손실을 최소화 할 수 있었다.

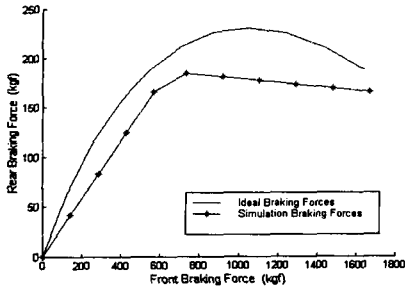


Fig. 2 Braking forces of ELSPV

하지만, 이 시스템을 구성하기 위해서는 고가의 전자식 비례감압밸브를 사용해야 하며, 노이즈 및 외란에 대한 안정성이 검증되지 않았다는 문제점이 존재한다.

결국, 실제 차량에 사용이 가능하기 위해서는 저가의 경제적인 시스템을 개발해야 되며 동시에 노이즈 및 외란에 대하여 얼마나 안정성을 확보할 수 있는지 검증할 필요성이 대두된다.

3. 전자식 후륜 감압 시스템 구성

본 연구를 위하여 Fig. 3과 같은 시스템을 구성하였으며 자세한 내용은 다음과 같다.

- 1) 압력 모듈레이터 : 2port 2way 방식의 솔레노이드 밸브 2개와 어큐뮬레이터를 사용하여 자체 제작하였다. 솔레노이드 밸브는 각각 상시 개방(Isolation Valve), 상시 폐쇄 타입(Dump Valve)의 밸브를 사용하였다. 이 밸브들은 ON/OFF시 1차의 거동을 보이므로 다음과 같이 모델링 할 수 있다.

$$\frac{dp}{dt} = u_i \left[-\frac{1}{K_i} \right] + (1 - u_d) \left[\frac{1}{K_d} (p_{mas} - p) \right] \quad (8)$$

여기에서

$$u_i = \begin{cases} 1 & \text{for } t_k < t \leq t_k + \tau_i(x(t))T \\ 0 & \text{for } t_k + \tau_i(x(t))T < t \leq t_k + T \end{cases} \quad (9)$$

$$u_d = \begin{cases} 1 & \text{for } t_k < t \leq t_k + \tau_d(x(t))T \\ 0 & \text{for } t_k + \tau_d(x(t))T < t \leq t_k + T \end{cases}$$

이고, T 는 주기, $\tau_i(x(t))$, $\tau_d(x(t))$ 는 듀티

율이다.

- 2) 직접 적응식 퍼지제어기 : 압력 모듈레이터를 제어하기 위한 부분으로 LabVIEW 기반의 직접 적응식 퍼지 제어알고리즘을 노트북에 장착하였다.
- 3) 하중센서 및 속도 센서 : 차량의 하중 변화를 측정하기 위한 하중 센서부분으로 최대 1ton까지 측정할 수 있으며 출력은 $2.0V \pm 0.25\%$ 으로 별도의 증폭기를 사용하였다. 또한, 제동시 감가속도를 측정하기 위하여 차량에 장착된 차속센서를 사용하였다.
- 4) 압력센서 : 시스템 작동시 압력오차를 산출하기 위한 전,후륜의 브레이크 압력센서 부분으로 최대 측정치는 500bar이며 $2.0 \text{ mV/V} \pm 0.5\%$ 의 출력특성을 지니며 별도의 증폭기를 사용하였다.

작동 메카니즘은 우선 브레이크 페달에 설치된 브레이크스위치로부터 브레이크의 작동 여부를 인지하고 제동압력이 기준압력이 되면 Isolation Valve가 활성화되어 유압회로를 차단한다. 차단 후에도 제동압력이 기준압력에 비해 높으면 Dump Valve가 활성화되어 차단된 유압회로를 어큐뮬레이터와 연결하여 유압을 감압하게 되며 기준압력에 비해 낮으면 다시 Isolation Valve를 비활성화시키게 된다. 이를 반복적으로 하여 기준 압력에 도달하게 한다. 이러한 메커니즘은 Fig. 4에 도시하였다.

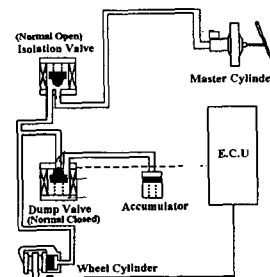


Fig. 3 Configuration of the system for research

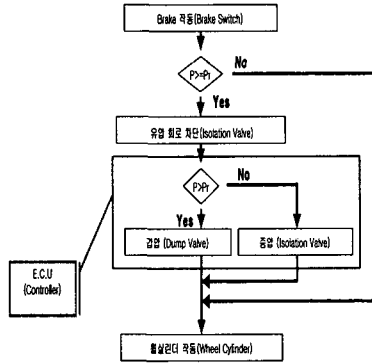


Fig. 4 Flow chart of the pressure modulator operation

4. 직접 적응식 퍼지 제어 알고리즘

노이즈와 외란에 대한 제동시 차량의 안정성을 확보함과 동시에 보다 정확한 제동압력의 제어를 위하여 직접 적응식 퍼지 제어 알고리즘을 설계하였다.

직접 적응식 퍼지 제어 알고리즘은 일반적으로 시스템의 불확실성과 비선형성에 매우 우수한 제어 성능을 발휘하며 시스템의 파라미터가 변하게 되는 경우에도 이에 맞춰 제어기의 룰베이스를 수정함으로써 빠른 제어 응답 특성과 강인한 제어 응답 특성을 나타낸다. 특히 노이즈 및 외란이 시스템에 부가되는 경우에도 안정적인 제어가 가능한 장점이 있다.^{9,12)} 본 논문에서는 제어된 플랜트의 출력과 기준 모델의 출력과의 차이를 이용하여 퍼지 룰베이스를 스스로 수정하는 퍼지모델 기준 학습제어 알고리즘(FMRLC)을 사용하였다.

본 논문에서 사용된 퍼지모델 기준 학습제어 알고리즘은 크게 플랜트의 출력 에러를 줄이는 퍼지 제어부와 퍼지 제어부의 룰베이스를 수정하는 학습 mechanism으로 구분된다.

4.1 퍼지 제어부

퍼지 제어부는 일반적인 퍼지 제어기와 동일한 형태를 사용하여 삼각형 형태의 소속함수와

Min-Max 추론 엔진, 그리고 무게 중심법의 비퍼지화를 사용하였다. 이를 수식으로 나타낸 것이 식(10), 식(11), 식(13)과 같다.

$$U(e|\sigma) = \frac{\sum_{l_1=1}^{m_1=1} \cdots \sum_{l_n=1}^{m_n=1} y_u^{l_1 \cdots l_n} [\prod_l \mu_{A'_l(e_i)}]}{\sum_{l_1=1}^{m_1=1} \cdots \sum_{l_n=1}^{m_n=1} [\prod_l \mu_{A'_l(e_i)}]} \quad (10)$$

$$U(e|\sigma) = \sigma^T \xi(e) \quad (11)$$

$$\xi = \frac{[\prod_l \mu_{A'_l(e_i)}]}{\sum_{l_1=1}^{m_1=1} \cdots \sum_{l_n=1}^{m_n=1} [\prod_l \mu_{A'_l(e_i)}]}$$

(12)

제어기의 입력과 출력은 다음과 같이 정의하고 퍼지화를 수행하였다.

1) 입력 변수

① 후륜 제동 압력 오차

후륜 제동 압력 오차에 대한 언어적인 변수는 오차라는 것을 나타내기 위해 e(error)로 하였으며 Fig. 5와 같이 퍼지화를 수행하였다.

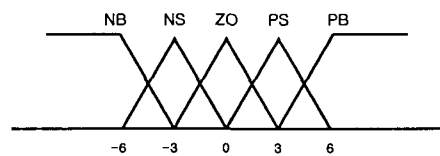


Fig. 5 Membership functions for error universe of discourse

② 후륜 제동 압력 오차 변화

후륜 제동 압력 오차의 변화에 대한 언어적인 변수는 압력 오차 정도라는 것을 나타내기 위해 c (change error)로 하였으며 소속함수는 Fig. 6과 같다.

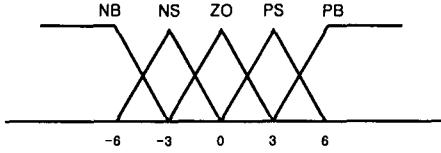


Fig. 6 Membership functions for change-in-error universe of discourse

2) 출력 변수

압력모듈레이터에 포함된 2개의 솔레노이드 밸브를 작동하기 위한 제어신호로 밸브가 ON되는 시간을 언어적인 변수 u 로 나타내고 소속함수는 Fig. 7과 같다.

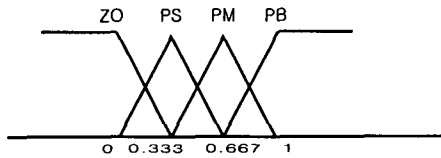


Fig. 7 Membership functions for output universe of discourse

제어 규칙을 IF-THEN 규칙으로 나타내면 식 (13) 과 같고 이를 표로 나타낸 것이 Table 1이다.

$$IF \ e_i \text{ is } A^{l_i} \text{ and } ce_j \text{ is } A^{l_n} \text{ THEN } U_1 \text{ is } S^{l_1, \dots, l_n} \quad (13)$$

Table 1 Fuzzy rule base

e \ c	NB	NS	ZO	PS	PB
NB	PS	PS	PS	ZO	ZO
NS		PS	PS		
ZO	PM	PM	PM	ZO	ZO
PS		PM	PS		
PB	PB	PB	PB	ZO	ZO

4.2 학습 Mechanism

학습 메커니즘은 다음과 같이 퍼지 역모델 (Fuzzy Inverse Model)과 퍼지 수정부 (Rule-Base Modifier) 2가지로 구성되어 있다.

퍼지 역모델은 입력으로 기준모델과 시스템의 출력 오차 y_e 와 그것의 변화량 y_c 을 가지며 출력으로는 기존 퍼지 제어기의 소속함수의 중심값을 얼마만큼 이동시킬 것인지를 결정하는 p 로 구성되어 있다.

퍼지 역모델에서 출력 p 를 산출하기 위한 퍼지 규칙은 식(14)와 Table 2에 나타내었다.

$$IF \ \tilde{y}_e \text{ is } Y_e^i \text{ AND } \tilde{y}_c \text{ is } Y_c^j \text{ THEN } \tilde{p} \text{ is } P^m \quad (14)$$

이와 같이 산출된 출력 p 는 퍼지 수정부를 통해 다음과 같은 식에 의해 퍼지 제어기의 제어 규칙을 적용시켜 나간다.

$$c_i(kT) = c_i(kT - dT) + p(kT) \quad (15)$$

여기서 c_i 는 시간 kT 에서 i 번째 출력 변수에 대한 퍼지 소속함수의 중심을 나타낸다.

Table 2 Fuzzy inverse model rule base

ye \ yc	NB	NS	ZO	PS	PB
NB	NB	NB	NM	NS	ZO
NS	NB	NM	NS	ZO	PS
ZO	NM	NS	ZO	PS	PM
PS	NS	ZO	PS	PM	PB
PB	ZO	PS	PM	PB	PB

5. 결과

앞에서 설계된 시스템과 제어알고리즘의 성능을 검증하기 위해 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 조건은 평지의 Dry-Asphalt(마찰계수 =0.7)에서 감가속도를 일정하게 유지하며 3초간 제동하는 경우로 가정하였으며 차량의 Data는

상용 1ton 트럭 모델을 기초로 하였다.

하중상태는 차량의 적재상태에 따라 공차상태(차량 총하중: 1840Kg)와 적차상태(차량 총하중: 2738Kg)로 구분하였으며 안전을 고려한 설계마진은 고려하지 않았다.

기존 연구로부터 실제 감압이 발생하는 경우는 공차상태의 감가속도가 중, 고감속도 영역(약 0.5~0.9)이며 적차시에는 감압이 필요 없음을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서의 시뮬레이션도 공차상태의 중, 고감속도 영역에서 수행하였다.

또한, 주기적인 외란에 대한 시스템의 응답을 평가하기 위해 주기적인 외란이 존재하는 경우와 존재하지 않는 경우에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다.

5.1 외란 부재시

Fig. 8은 공차상태(총하중: 1840Kg)의 감가속도 0.6g일 때의 제동압력 형성 추이이다. 이 경우는 그래프에서 보듯이 기준압력 55.89kg/cm²보다 높은 약 60kg/cm² 근처에서 후륜에 감압이 발생하여 기준압력을 유지함을 알 수 있다.

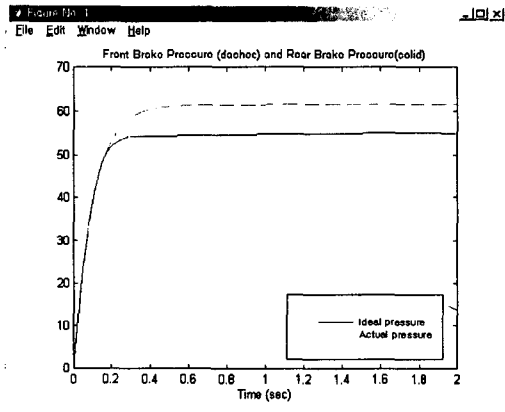


Fig. 8 Simulated results of the system with 1840Kg at 0.6g without disturbance

Fig. 9는 공차상태(총하중: 1840Kg)의 감가속도 0.8g일 때의 제동압력 형성 추이이다. 동일한 하중상태이지만 감가속도가 증가하였으므로 제동력 또한 감가속도 0.6g일 때에 비하여 증가하였음을

알 수 있다. 그래프에서 보듯이 기준 압력 56.56 kg/cm²보다 높은 압력까지 상승했다가 후륜에 감압이 발생되어 기준압력을 유지함을 알 수 있다.

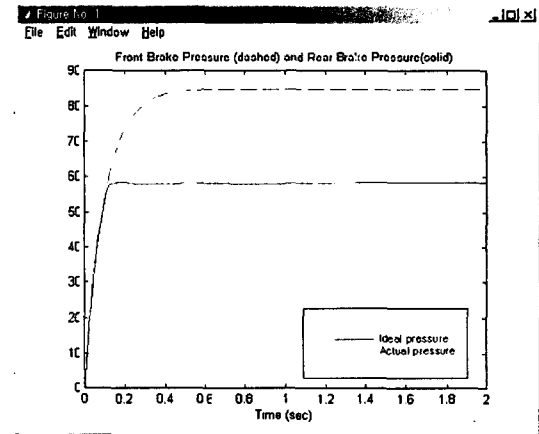


Fig. 9 Simulated results of the system with 1840Kg at 0.8g without disturbance

5.2 외란 존재시

외란에 대한 안정성을 확인하기 위하여 주기적인 외란을 시스템에 추가하였다. 본 연구에서는 Fig. 10과 같은 sine파 형태의 주기적인 외란이 시스템에 부가된다고 가정하였으며 이를 식으로 표기하면 다음과 같다.

$$disturbance : d = 10 * \sin(25 * t) \quad (16)$$

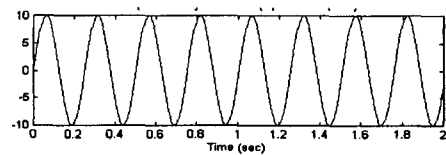


Fig. 10 Disturbance that used in simulation

이에 대하여 동일한 하중상태와 감가속도에 대한 시스템의 응답을 확인하였으며 그 결과는 Fig. 11, Fig. 12에 나타났다.

Fig. 11은 공차상태(총하중: 1840Kg)의 감가속도 0.6g일 때 식(16)과 같은 외란이 존재하는 경우의 제동압력 형성 추이이다. Fig. 8과 비교하면

기준압력근처에서 감압이 시작되는 것은 동일하나 감압 시작 후에 약간의 압력 변동이 존재함을 알 수 있다. 이는 외란의 영향에 의한 것으로 볼 수 있다. 하지만, 그 압력의 변동이 미미하여 실제 시스템에서는 그다지 큰 영향이 없음을 알 수 있다.

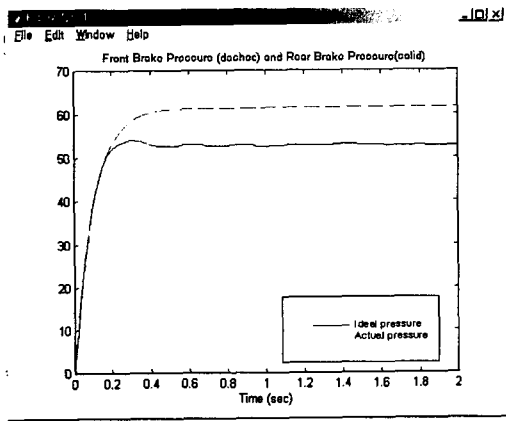


Fig. 11 Simulated results of the system with 1840Kg at 0.6g with disturbance

Fig. 12는 공차상태(총하중: 1840Kg)의 감속도 0.8일 때 식(16)과 같은 외란이 존재하는 경우의 제동압력 형성 추이이다. 동일한 하중, 감속도 상태인 Fig. 9와 비교하면 기준압력근처에서 감압이 시작되는 것은 동일하나 감압 시작 후에는 압력 변동이 존재함을 알 수 있다. 결국 이러한 결과도 마찬가지로 외란의 영향에 의한 것으로 볼 수 있다. 하지만, 이 결과 역시 전체시스템에 미치는 영향은 미소하다고 할 수 있다.

결론적으로 주기적인 외란이 존재하는 경우에는 외란의 존재하지 않는 경우에 비해 압력 변동이 존재하지만, 본 연구에서 제안된 직접 적응식 퍼지 제어알고리즘을 사용하여 이러한 압력 변동이 시스템에 미치는 영향을 최소화하는 동시에 외란에 대하여 안정성을 확보할 수 있음을 확인하였다.

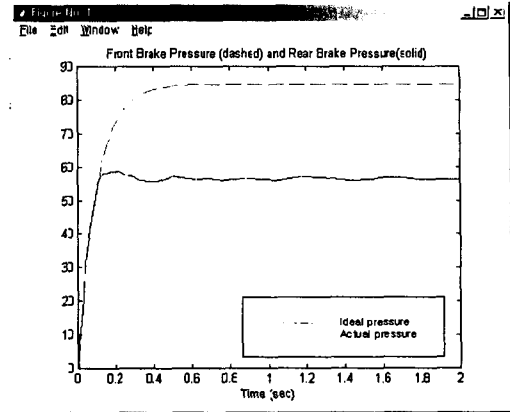


Fig. 12 Simulation results of the system with 1840Kg at 0.8g with disturbance

6. 결론

기존에 연구된 E.L.S.P.V의 단점을 극복하기 위해 본 논문에서는 전자식 후륜 감압 시스템에 대하여 다음과 같은 연구를 수행하였다.

첫째로 기존 E.L.S.P.V는 그 성능에 비해 고가의 전자식 비례감압밸브를 필요로 하고 별도의 하중센서 및 감속도센서가 있어야 하므로 시스템이 복잡하고 매우 까다로운 설치를 요구하여 실제 차량에 장착하기에는 다소 문제가 따른다. 이는 원래의 목적인 부품의 공용화에도 배치되는 결과라고 할 수 있다. 이러한 단점을 극복하기 위해 본 연구에서는 저가의 상용 솔레노이드 밸브와 어큐뮬레이터를 기반으로 한 실제 상용화가 가능한 압력 모델레이터를 구성하여 경제적이며 동시에 실제 차량에 장착 가능한 형태의 구성 및 메커니즘을 제시하였고, 이에 관련된 신호의 측정방법을 개선하여 보다 간단한 시스템을 구성하였다.

둘째로 기존 E.L.S.P.V에서는 전자화에 따른 노이즈 및 외란에 대비한 알고리즘의 부재로 노이즈 및 외란에 대한 안정성 검증이 이루어지지 않았다. 따라서 노이즈 및 외란이 시스템에 영향을 끼치는 경우에는 시스템의 안정성을 해치는 동시에 차량의 제동성능 저하를 가져올 수 있다.

반면에 본 연구에서는 결과에서도 확인할 수 있듯이 외란이 존재하는 경우에도 직접 적응식 퍼지 제어알고리즘을 이용하여 외란에 대하여 적절한 안정성을 유지할 수 있음을 알 수 있다.

향후에는 이러한 연구 결과를 바탕으로 하여 압력 모듈레이터 및 시스템을 완성하고 실차 검증 등을 통하여 제동성능 및 안정성을 평가하고자 한다. 또한, 다양한 형태의 외란에 대한 안정성을 확인하는 연구가 추가되어야 한다고 본다. 이는 궁극적인 목적인 부품 공용화를 통한 차량 생산 단가의 절감과 보다 정밀한 제동압력 제어로 인한 승객의 안전성 확보에 기여할 것이라고 본다.

후 기

본 논문은 99년 성균 학술 연구 지원을 받아서 수행을 하였습니다.

참 고 문 헌

- 1) 김영석, "ABS의 현재기술과 미래의 발전 방향", 자동차공학회지 Vol.19, No.2, pp.47-57, 1997.
- 2) G. Puleo, "Automatic Brake Proportioning Devices", SAE 700375, 1970.
- 3) R. Limpert, et. al., "Proportional Braking of Solid Frame Vehicles", SAE 710047, 1971.
- 4) R. Limpert, et. al., "An Investigation of Brake Balance for Straight and Curved Braking", SAE 741086, 1974.
- 5) H. Nakamura, et. al., "An Investigation of Braking Force Distribution", 日本自動車技術 Vol.31, No.3, 1977.
- 6) F. E. Lueck, et. al., "Proportioning Valve to Skid Control-A Logical Progression", SAE 690456, 1969.
- 7) G. Bushmann, et. al., "Electronic Brake force Distribution Control-A Sophisticated Addition to ABS", SAE 920646, 1992.
- 8) 김승대, "직접적응식 퍼지제어를 이용한 차량제동력 제어에 관한 연구, 성균관대학교 대학원 석사학위논문, 1999.
- 9) J. R. Layne, K. M. Passino, "Fuzzy Model Reference Learning Control for Cargo Ship Steering", IEEE Control Systems Magazine, Vol.13, No.6, pp.23-34, Dec. 1993.
- 10) S. H. Choi and D. W. Cho, "Control of Wheel Slip Ratio Using Sliding Mode Controller with Pulse Width Modulation", Vehicle System Dynamics, Vol. 32, pp. 267-284, 1999.
- 11) 원문철, 강연준, "적응 순항 제어(ACC) 차량의 제어 알고리즘 및 실시간 수치 실험 프로그램 개발", 한국자동차공학회 '98추계학술대회논문집, Vol. 2, pp.646-652. 1998.
- 12) 조영완, Tracking Control of a Robot Manipulator Using Robust and Adaptive Fuzzy Controllers", 연세대학교 대학원 박사학위 논문, 1999.