

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0127

전자식 차량 제동력 배분 시스템을 위한 퍼지제어기의 연구

A Study on a Fuzzy Controller for the Electronic Braking Force Distribution System

심승대*, 김훈모**
Seungdae Kim, Hunmo Kim

ABSTRACT

In the brake systems a proportioning valve which reduces the brake pressure at each wheel cylinder for anti-locking of rear wheels is closely related with the safety of vehicles. But, it is impossible for a present proportioning valve to exactly control brake pressure because mechanically it is an open loop control system. So, in this paper we describe a electronic brake pressure distribution system using a fuzzy controller in order to exactly control brake pressure using a close loop control system. The object of electronic brake pressure distribution system is to change a cut-in pressure and a valve slop of proportioning valve in order to obtain better good performance of brake system than with mechanical system.

주요기술용어 : Fuzzy controller(퍼지제어기), P.V(프로포쇼닝 밸브), L.S.P.V(로드센싱 프로포쇼닝 밸브), Braking force distribution system(제동력분배시스템)

Nomenclature

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

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

B_R : Actual braking force of rear, Kgf

BEF_F : Friction coefficient of front

BEF_R : Friction coefficient of rear

P_F : Braking pressure of front, Kgf/cm^2

P_R : Braking pressure of rear, Kgf/cm^2

$P_{F,LOSS}$: Braking pressure loss of front, Kgf/cm^2

$P_{R,LOSS}$: Braking pressure loss of rear, Kgf/cm^2

A_{WF} : Wheel cylinder area of front, mm

A_{WR} : Wheel cylinder area of rear, mm

η : Effective coefficient

R_F : Effective braking radius of front

R_R : Effective braking radius of rear

r_F : Radius of front tire

r_R : Radius of rear tire

* 회원, 성균관대학교 대학원

** 회원, 성균관대학교 기계공학부

1. 서론

자동차 산업이 발전해감에 따라 소비자들은 좀 더 안전하고 편리하며 성능이 향상된 제품을 요구하게 되었고, 이에 따라 자동차 관련 시스템 중 바디, 샤시, 구동관련 시스템은 점차 전자화 되어 가고 있는 추세이다. 특히, 샤시관련 시스템 중 브레이크 시스템은 승객의 안전과 매우 밀접한 관계가 있는 중요한 시스템으로, 주행 중 차량 제동시에는 뉴턴의 관성법칙에 의해 하중 이동이 발생하게 되므로, 이를 감안하여 전륜과 후륜에 적절한 제동압력 배분을 해야한다.

제동시 주행 안정성을 확보하기 위해서는 후륜이 전륜보다 먼저 고착되지 않도록 해야 하는데 이를 위해 P.V(Proportioning Valve)를 사용하고 있다. 이는 P.V 내부의 스프링 탄성력과 단면적 차이에 의해 설정 압력 이상부터는 일정한 비율로 후륜의 압력을 감압 시켜 후륜이 전륜보다 먼저 고착되는 것을 방지해 주기 때문이다. 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 L.S.P.V(Load Sensing Proportioning Valve)를 사용하는데, 이는 기구학적 장치에 의해 차량의 하중 변화를 감지하여 L.S.P.V의 피스톤을 작동시켜 설정 압력만 변화시키고 감압 정도는 동일하다.^{5),6),7)} 그러나 이러한 것은 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, 본 연구에서는 이러한 단점을 개선하기 위해 퍼지제어기를 사용하여 기존의 기계식 밸브에서는 불가능했던 설정압(Cut-in-Pressure)과 감압비율(Valve Slop)을 하중특성에 맞게 변경 시켜 제동력 손실을 최소화하는 동시에,

부품 공용화를 위해 시스템을 하드웨어 부분과 소프트웨어 부분으로 나누어 하드웨어 장치로는 모든 차량에 적용 가능하도록 하고, 소프트웨어로는 차량의 하중 특성에 맞출 수 있는 전자식 제동력 배분 장치의 가능성을 제시하고자 한다.

2. 제동 이론

2.1 이상 제동력

이상적인 제동력은 뉴턴의 관성 법칙에 의해 각 차륜에 필요한 제동력으로, Fig. 1에 표시된 여러 작용력들의 모멘트 평형식으로 부터 식(1), 식(2)와 같이 구할 수 있다. 이 식들에서 알 수 있듯이 이상적인 제동력은 감가속도의 함수로서 이차원적인 비선형 특성을 갖고 있다. 제동시 관성 법칙에 의해 전륜과 후륜에 하중변화가 발생하는데, 전륜은 $\chi \alpha$ 만큼 증가하고, 후륜은 $\chi \alpha$ 만큼 감소함을 알 수 있다.

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

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

여기에서 Ψ , $1 - \Psi$, χ 는 무차원으로 다음과 같이 구할 수 있다.

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

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

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

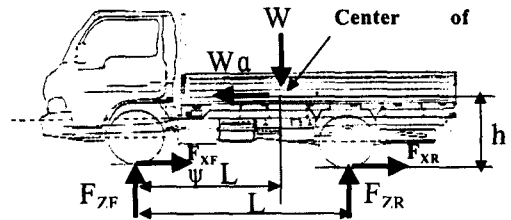


Fig. 1 Dynamic Axle Forces Acting on a Deceleration Vehicle

2.2 실제 제동력

실제 제동력은 차량에 장착된 유압식 브레이크 시스템에 의해 발생하는 제동력이다. 즉, 이것은 역학적으로 필요한 제동력을 달성하기 위해 실제 제동장치에 의해 발생하는 제동력이나, 기계적 제한 요소를 가지고 있으므로 이상 제동력과 동일한 제동력을 발생시킬 수 없다.^{6),7),8)} 이것은 Fig.2와 같이 마스터실린더에서 발생한 유압이 브레이크 파이프를 통해 각 차륜의 휠 실린더에 전달되어 전륜에서는 브레이크 패드와 디스크플레이트가, 후륜에서는 브레이크 라이닝과 드럼이 마찰을 일으켜 제동력을 발생시킨다. 각 차륜의 실제 제동력은 식(6), 식(7)과 같이 구할 수 있고, 이 식들은 제동압력의 함수로서 선형적인 특성을 나타낸다.

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

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

또한, 마스터실린더에서 발생하는 제동압력은 전륜과 후륜이 동일하기 때문에 제동시 주행 안정성을 확보하기 위해서는 반드시 후륜의 압력을 감압시켜 주는 밸브가 필요하게 된다.

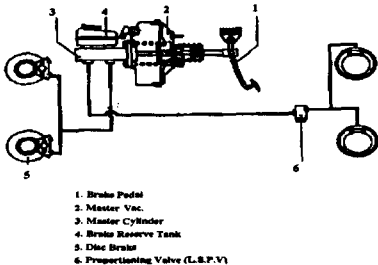


Fig. 2 Brake System of Vehicle

2.3 기계식시스템의 제동력 배분

앞에서 언급했듯이 실제 차량에서는 후륜의 압력을 감압시켜 주는 장치가 필요하게 되는데, 이는 P.V와 L.S.P.V 2가지 종류로 구분된다.

P.V는 공차와 적차시 하중변화 크지 않은 경우 사용되는 것으로 Fig. 3에서와 같은 구조로 이루어져 있고, 이것의 역할은 Cut-in-Pressure 이전까지는 전륜과 후륜의 제동 압력이 동일하게 발생되다가, 그 이후로는 Valve Slop 만큼의 경사를 가지고 후륜의 압력을 감압하게 된다. 작동 원리는 Fig. 3과 같이 P.V 내부에 장착되어 있는 Spring의 탄성력으로 Cut-in-Pressure를 조절하게 되고, Cup1, 2사이의 단면적 차이로 Valve Slop를 조절한다.

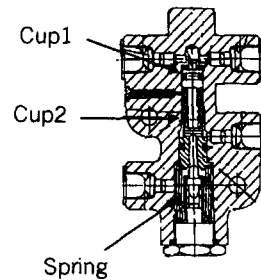


Fig. 3 Section of Proportioning Valve

따라서, Proportioning Valve는 Fig. 4와 같은 제동력 특성을 가지고 된다. 여기에서 보면 하중이 증가함에 따라 제동력 손실은 커지게 된다. 이를 보완하기 위한 장치가 L.S.P.V이다. 이것은 공차와 적차시 사이에 하중변화가 클 경우에 사용되는 것으로 1톤 이상의 화물차량에서는 기본적으로 사용되고 있는 장치이다. 작동원리는 P.V와 같으나 Fig. 5와 같이 기구학적 링크 구조로 하중 변화를 감지하여 이를 Valve의 Piston에 반영하여 Cut-in-Pressure를 바꾸어 주는 것이 다르다. 그러므로 L.S.P.V는 Valve Slop는 그대로 유지하면서 Cut-in-Pressure만 바꾸어 주어 제동력 손실을 줄여 주는 장치이다. 이에 대한 제동력 특성은 Fig. 6과 같다. 여기에서 볼 수 있듯이 L.S.P.V는 하중이 변화함에 따라 P.V보다 제동력 손실을 많이 줄여줌을 볼 수 있다. 그러나 L.S.P.V는 차량의 감가속도 변화에 따른 정밀한 압력제어가 이루어지지 못하는 기계적인 단점을 지니고 있으므로 여전히 이상제동력에 비해 압력

손실이 많음을 알 수 있다.

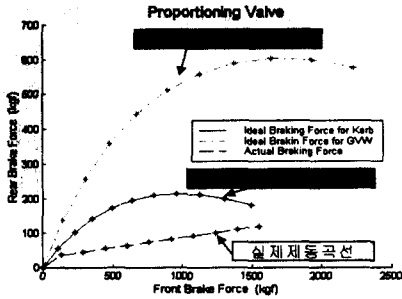


Fig. 4 Braking Force of P.V

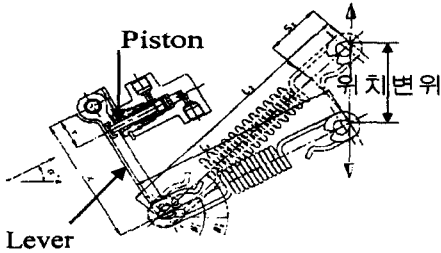


Fig. 5 L.S.P.V(Load Sensing Proportioning Valve)

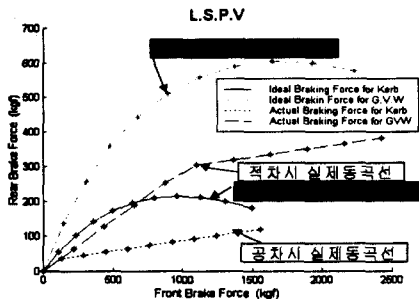


Fig. 6 Braking Forces of L.S.P.V

3. 시스템 구성

본 연구는 기존의 L.S.P.V 시스템을 전자 제어 시스템화하여 제동효율을 극대화 할 뿐 아니라 부품공용화가 가능하도록 하는 것이다. 이러한 전자화, 제동효율 극대화, 부품공용화를 가능

하게 하기 위해 기존 시스템에서 L.S.P.V 부분을 다음과 같이 4부분으로 나누어 Fig. 7과 같이 구성하였다.

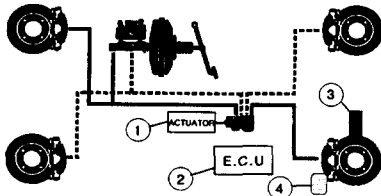
- ① 전자식 감압밸브 : Fig. 8의 독일 Bosch사 전자비례감압밸브를 사용하였으며 선형작동구간을 선택하여 식(8)과 같이 2차시스템으로 가정하고 모델링 하였다.

$$G(s) = \frac{57^2}{s^2 + 82.08s + 57^2} \quad (8)$$

작동전압은 0~10V, 작동압력범위는 0~310bar이며, 응답시간은 10% signal change시에 20ms이다.

- ② Fuzzy Controller : 전자식 감압밸브를 제어하기 위한 부분으로 Fig. 9와 같이 ADC/DAC 보드를 장착한 Notebook 컴퓨터를 사용하였다.
- ③ 하중센서 및 감가속도 센서 : 그림 10은 하중 변화에 대응하기 위한 하중 센서부분으로 최대 1ton까지 측정할 수 있으며 출력은 $2.0V \pm 0.25\%$ 으로 별도의 증폭기를 사용하였다. 또한, 그림 11은 제동시 감가속도에 따른 기준 압력을 산출하기 위한 감가속도 센서로서 출력 특성은 $2.0V \pm 0.25\%$ 이며 별도의 증폭기를 사용하였다.
- ④ 압력센서 : 그림 12는 시스템 작동시 압력 오차를 산출하기 위한 각 전,후륜의 브레이크 압력센서 부분으로 최대 측정치는 500 bar이며 $2.0mV/V \pm 0.5\%$ 의 출력특성을 지니며 별도의 증폭기를 사용하였다.

하중 센서와 감가속도 센서의 신호를 바탕으로 제동 손실을 최소화하는 기준 Cut-in-Pressure와 Valve Slop를 계산하게 되고, 압력센서의 신호로써 실제제동압력이 Cut-in-Pressure 이상의 제동압력이 발생하면 감압밸브를 작동시켜 기준 압력만큼 감압을 시키게 되고, 또한 압력 Sensor로부터 오차정도를 측정하여 감압밸브의 작동 전압을 제어하게 된다.



- ① Electronic Pressure Redcuting Valve
- ② Controller
- ③ Weight & Deceleration Sensor
- ④ Braking Pressure Sensor

Fig. 7 Configuration of Electronic L.S.P.V



Fig. 8 Electronic Pressure Reducing Valve



Fig. 9 Fussy Controller

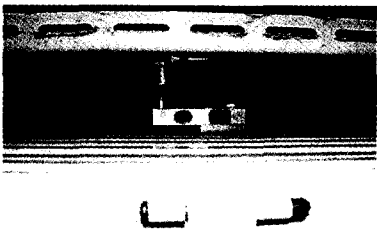


Fig. 10 Weight Sensor

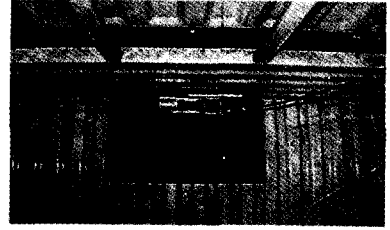


Fig. 11 Deceleration Sensor



Fig. 12 Pressure Sensor

4. 퍼지 제어기

기존 기계시스템 L.S.P.V 알고리즘을 보완하기 위해 퍼지제어 알고리즘을 제시한다.

퍼지제어이론은 본 논문에서 사용된 전자식 밸브의 경우와 같이 입·출력관계의 정량적인 분석이 어려운 모델을 기준으로 하는 기존의 제어기의 부적합한 점을 보완 대체함으로서 여러 가지 제어시스템에 폭넓게 사용되고 있다. 또한, 실제 밸브의 비선형성을 고려할 때, 본 시스템의 경우에 적합한 제어 이론이라고 할 수 있다.

퍼지 제어가 각 센서로 입력되는 값을 인식하기 위해 입력값은 정규화되어 사용된다. 이러한 정규화된 입력값들은 언어적인 변수로 나타내기 위해 소속함수를 이용한 퍼지화 과정이 필요하게 되며, 본 논문에서는 계산상의 이점을 고려하여 삼각형 형태의 소속함수를 이용하여 퍼지화를 수행하였다. 입력 및 출력 변수에 대한 정규화 범위는 기존 시스템의 시뮬레이션 결과를 가지고

각각의 변수에 대한 정규화 범위를 적절히 선정하였다. 또한 입력과 출력에 대한 언어적인 변수는 정규화 범위를 표현하기 위해 다음과 같이 사용하였다.

1) 입력 변수

① 후륜 제동 압력 오차

후륜 제동 압력 오차에 대한 언어적인 변수는 오차라는 것을 나타내기 위해 e(error)로 하였다. 이에 대한 정규화 범위는 -1 ~ +1로 한정하였고, 세부 변수와 소속함수는 Fig. 13에 나타내었다.

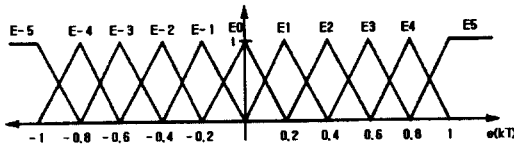


Fig. 13 Membership functions for error universe of discourse

② 후륜 제동 압력 오차 변화

브레이크 압력 오차에 대한 언어적인 변수는 압력 오차 정도라는 것을 나타내기 위해 ce (change error)로 하였다. 이에 대한 정규화 범위는 -1 ~ +1로 한정하였고, 세부 변수와 소속함수는 Fig. 14에 나타내었다.

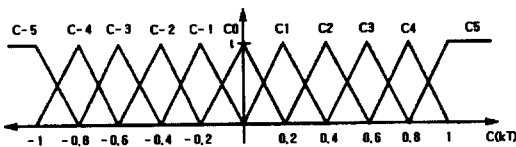


Fig. 14 Membership functions for change-in-error universe of discourse

2) 출력 변수

브레이크 압력을 감압하기 위한 Actuator의 입력 전압으로 출력 변수의 언어적 변수는 u로 하였다. 이에 대한 정규화 범위는 -1 ~ +1로 하였고, 세부 변수와 소속함수는 Fig. 15에 나타내었다.

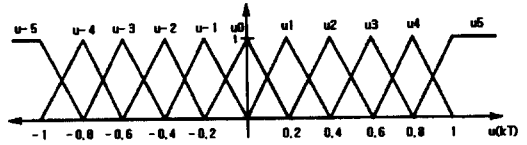


Fig. 15 Membership functions for output universe of discourse

본 연구에서 사용된 퍼지제어기의 퍼지제어규칙은 다음과 같다.

$$\text{IF } \tilde{e} \text{ is } E^j \text{ AND } \tilde{c} \text{ is } C^l \text{ THEN } \tilde{u} \text{ is } U^m \quad (9)$$

E^j 와 C^l 은 소속함수 값을 나타내는 변수이고 j 와 l 은 소속함수 식별첨자이다. 구체적으로 본 시스템에서의 적용을 예로 보이면 다음과 같다.

IF (Pressure Error) is Zero and (Change of Pressure Error) is Zero THEN (Change Valve Voltage) is Zero. (10)

입력 변수들의 상세 퍼지집합수가 각각 11개로 나뉘어 있으므로 제어규칙은 121개이다. 이에 대한 제어규칙을 Table 1에 나타내었다.

퍼지 추론 방법은 여러 시스템에 적용한 결과 신뢰성이 높게 평가된 최대-최소법을 사용하였으며 비퍼지화 과정에서는 무게중심법을 사용하였다.

Table 1 Fuzzy Rule Base

ce \ e	-1	-0.8	-0.6	-0.4	-0.2	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1
-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-0.8	-0.6	-0.4	-0.2	0
-0.8	-1	-1	-1	-1	-1	-0.8	-0.6	-0.4	-0.2	0	0.2
-0.6	-1	-1	-1	-1	-0.8	-0.6	-0.4	-0.2	0	0.2	0.4
-0.4	-1	-1	-1	-0.8	-0.6	-0.4	-0.2	0	0.2	0.4	0.6
-0.2	-1	-1	-0.8	-0.6	-0.4	-0.2	0	0.2	0.4	0.6	0.8
0	-1	-0.8	-0.6	-0.4	-0.2	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1
0.2	-0.8	-0.6	-0.4	-0.2	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1	1
0.4	-0.6	-0.4	-0.2	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1	1	1
0.6	-0.4	-0.2	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1	1	1	1
0.8	-0.2	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1	1	1	1	1
1	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1	1	1	1	1	1

5. Simulation 결과

5.1 기계식 시스템 시뮬레이션 결과

Fig. 16, Fig. 17, Fig. 18은 기계식 시스템의 적재하중별로 감가속도에 따른 제동력 배분 결과를 보여준다. 시뮬레이션 조건은 평지의 Dry-Asphalt에서 수행함을 가정하였으며 차량의 Data는 상용 1ton 트럭 모델을 기초로 하였다. 여기에서 볼 수 있듯이 차량의 하중이 변하면 Valve의 Slop는 일정하고 단지 Cut-in-Pressure만 적절히 바뀌어 이상 제동력 배분에 접근하지만 이상 제동곡선과는 많은 차이가 발생하여 제동력 손실이 여전히 큼을 알 수 있다.

5.1 전자식 퍼지 시스템 시뮬레이션 결과

전자식 시스템의 시뮬레이션은 기계식 시뮬레이션 조건과 마찬가지로 평지의 Dry-Asphalt에서 감가속도를 일정하게 유지하며 0.3초간 제동하였을 경우로 가정하였다.

첫째로, 기계식 시스템과의 제동력 배분 성능을 비교하기 위해 기계식 시스템과 마찬가지로 적재하중별로 감가속도에 따른 제동력 배분 결과를 확인하였다. 이 결과는 Fig. 19, Fig. 20, Fig. 21에 나타내었다. 이 결과를 보면 공차시에는 중감속도 영역인 0.3g~0.7g에서 기존의 기계식 시스템에 비해 후륜의 제동력이 향상되어 있음을 알 수 있다.(Fig. 19) 또한, 반적재시와 총적재시에는 고감속도 영역인 0.5g~1.0g에서 기존의 기계식 시스템에 비해 후륜의 제동력이 월등히 향상되었음을 알 수 있다.(Fig. 20, Fig. 21)

둘째로는 시간에 대한 응답성능을 확인하기 위해 일정한 감가속도에서 제동압력의 형성 추이를 하중별로 확인하였다. 이 결과는 Fig. 22, Fig. 23, Fig. 24에 나타내었다. 이 결과로부터 0.3초 이내에 요구되는 제동압력을 형성함을 알 수 있었다. 따라서 시간에 대한 응답성능은 충분함을 알 수 있다.

따라서, 전자식 제동력 배분시스템은 Valve의 Slop와 Cut-in-Pressure를 동시에 적절히 바꿀 수 있으므로 기계 시스템에 비해서 후륜의 제동력을 월등하게 향상시킬 수 있고 이는 결국 제동거리 감소등의 효과로 이어 질 수 있다.

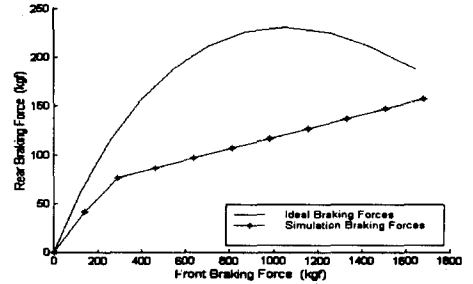


Fig. 16 Simulation Results of Mechanical System with 1840Kg

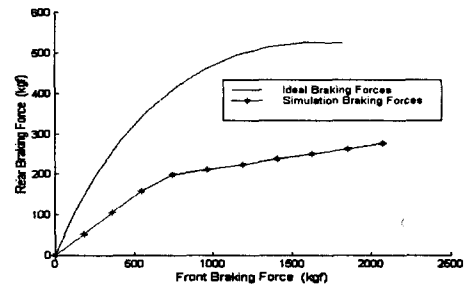


Fig. 17 Simulation Results of Mechanical System with 2351Kg

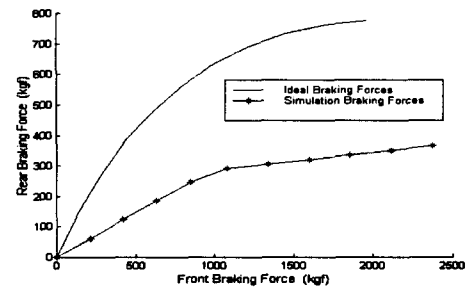


Fig. 18 Simulation Results of Mechanical System with 2738Kg

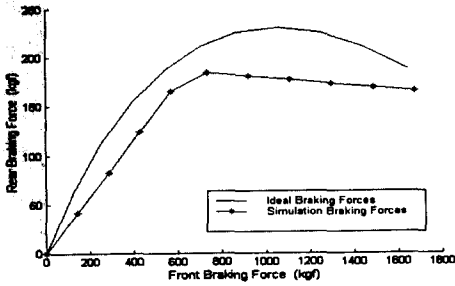


Fig. 19 Simulation Results of Fuzzy Controller with 1840Kg

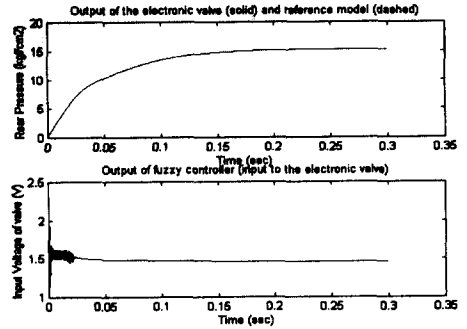


Fig. 22 Simulation Results of Fuzzy Controller with 1840Kg at 0.1g

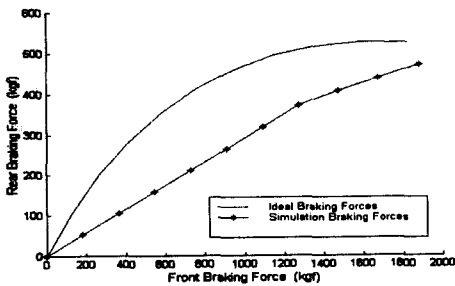


Fig. 20 Simulation Results of Fuzzy Controller with 2351Kg

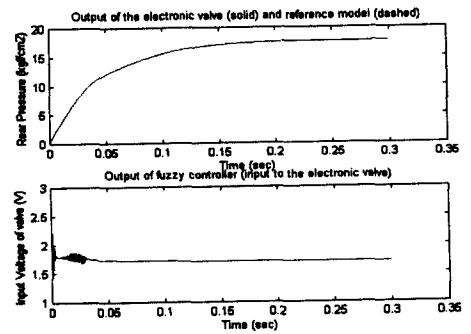


Fig. 23 Simulation Results of Fuzzy Controller with 2351Kg at 0.1g

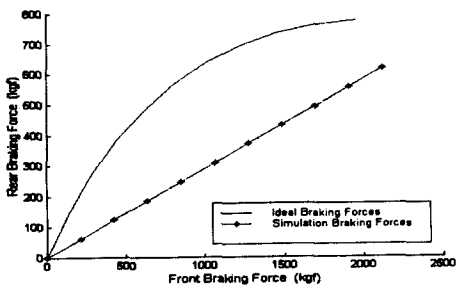


Fig. 21 Simulation Results of Fuzzy Controller with 2738Kg

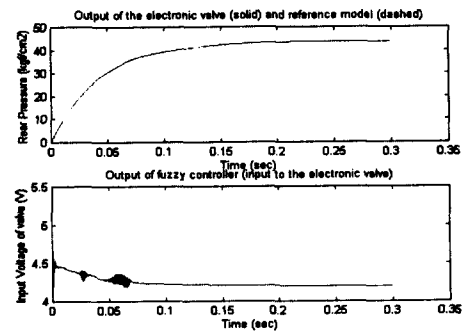


Fig. 24 Simulation Results of Fuzzy Controller with 2738Kg 0.1g

6. 결 론

기존 기계식 시스템인 L.S.P.V의 단점을 극복하기 위해 본 논문에서는 다음과 같이 전자식 시스템 연구를 수행하였다.

기존 시스템의 단점을 극복하기 위해 L.S.P.V 시스템의 모델링을 수행하여 퍼지 제어 알고리즘을 위한 기준 모델을 제시하였다. 또한, 기계식 시스템으로 이루어진 기존의 L.S.P.V를 전자식 시스템으로 구축하기 위해 각종 센서, Actuator 등 하드웨어적인 구성을 제시하였으며 시뮬레이션을 수행하여 기계식 시스템과 전자식 시스템의 성능비교를 통하여 가능성을 확인하였다.

기존 기계식 시스템인 L.S.P.V에서는 Valve Slop는 고정시키고 단지, Cut-in-Pressure만 하중 변화에 따라 변화시켜 제동력 손실을 보완할 뿐이었으며 하중변화를 민감하게 감지하지 못함을 시뮬레이션을 통해 알 수 있었다. 그러나 본 연구에서 제시한 퍼지 제어를 사용한 전자식 시스템은 Valve Slop와 Cut-in-Pressure를 하중 변화에 따라 동시에 적절히 변경함으로써 정밀한 압력제어가 가능하여 제동력 손실을 최소화할 수 있었다. 특히 일반적으로 차량 운행시 많이 사용되는 중감속도 영역에서 탁월한 제동력 향상이 가능하였다. 더욱이 하중이 증가하는 상황에서는 제동거리를 기존 기계식 시스템보다 훨씬 단축시키므로 안전성을 더욱 기할 수 있을 것으로 본다. 또한, 본 논문에서 제시한 전자식 시스템을 산업체 관점에서 보면 다음과 같은 효과를 기대할 수 있다.

우선 기존의 시스템은 차량의 종류에 따라 여러 종류의 L.S.P.V가 필요하게 되었으나 본 논문에서 제시한 전자식 퍼지 제어 시스템을 사용하게 되면 여러 차량에서도 동일한 하드웨어 장치를 공동으로 사용하고 각각의 차량 특성은 알고리즘에 반영할 수 있으므로 새로운 밸브를 개발하기 위한 기간과 비용이 대폭 절감되리라 기대된다. 나아가서 기존의 기계식 시스템 및 본 논문

에서 제시한 전자식 시스템은 후륜 Locking을 방지하기 위해 후륜 제동력만을 제어하고있으나, 새로운 Actuator를 개발하여 설정 기준 압력, 즉 Cut-in-Pressure이전부터 전륜과 후륜의 압력을 동시에 적절히 제어하면 설정 압력 이전의 제동력 손실도 보완할 수 있으리라 기대되어 진다. 이점은 기존의 EBD-ABS에서도 설정 압력 이전의 제동력 손실은 보완할 수 없었던 것으로 이보다 더욱 향상된 제동력 향상을 가질 것으로 기대된다. 또한 본 논문에서 제시한 퍼지 제어 알고리즘을 더욱더 향상시켜 하중상태에 따라 제어규칙의 수정이 가능한 적응 퍼지 제어 알고리즘을 적용한다면 보다 나은 성능의 전자식 시스템 구현이 가능하리라고 본다.

참 고 문 헌

- 1) 김영석, "ABS의 현재기술과 미래의 발전 방향", 자동차공학회지 Vol.19, No.2, pp 47~57, 1997.
- 2) Giuseppe Puleo, "Automatic Brake Proportioning Devices", SAE Paper 700375, 1970.
- 3) Rudolf Limpert, et., al., "Proportional Braking of Solid Frame Vehicles", SAE Paper 710047, 1971.
- 4) Rudolf Limpert, et., al., "An Investigation of Brake Balance for straight and curved Braking", SAE Paper 741086, 1974.
- 5) Hiroyuki Nakamura, et. al., "An Investigation of Braking Force Distribution", 日本自動車技術 Vol.31, No.3, 1977.
- 6) Frederic E. Lueck, et, al., "Proportioning Valve to Skid Control-A Logical Progression", SAE Paper 690456, 1969.
- 7) Gunther Bushmann, et, al., "Electronic Brake force Distribution Control-A Sophisticated Addition to ABS", SAE

Paper 920646, 1992.

- 8) Rudolf Limpert, "Brake Design and Safety", Society of Automotive Engineers, 1992.